

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

ANÁLISE EXPERIMENTAL  
DO CAMPO DE PRESSÕES FLUTUANTES EM BANCOS DE TUBOS  
SUBMETIDOS A ESCOAMENTO TRANSVERSAL TURBULENTO

por

Luiz Augusto Magalhães Endres

Tese para obtenção do Título de  
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, Novembro de 1997

ANÁLISE EXPERIMENTAL  
DO CAMPO DE PRESSÕES FLUTUANTES EM BANCOS DE TUBOS  
SUBMETIDOS A ESCOAMENTO TRANSVERSAL TURBULENTO

por

Luiz Augusto Magalhães Endres  
Mestre em Engenharia

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

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. José Luis Duarte Ribeiro

Prof. Dr. Pedro Carajilescov

Prof. Dr. Volnei Borges

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 7 de novembro de 1997

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a todas as pessoas que, de alguma forma, colaboraram na execução deste trabalho e, em especial, ao meu orientador, colega e amigo Sérgio, e à minha família, Miriam, Lucas e Leonardo, responsáveis por manter, em níveis elevados, o ânimo, paciência e saúde deste autor.

Esta tese foi realizada com suporte financeiro do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq - processo n. 400180/92-8. Contou, também, com recursos do CNPq - processo n. 414216/90-3 e Fundação de Amparo à Pesquisa no Estado do Rio Grande do Sul - FAPERGS - processo n. 90.1549-0.

## RESUMO

Bancos de tubos ou de barras são encontrados nas indústrias nucleares e de processos, constituindo-se nos dispositivos mais comumente utilizados no desenvolvimento de trocadores de calor. As tentativas de elevar as taxas de transferência de calor nos trocadores de calor não consideram, como uma prioridade do critério de projeto, os efeitos estruturais causados pelo escoamento turbulento de fluido através do banco de tubos, a menos que ocorram falhas. Com a redução da relação entre passo e diâmetro do banco de tubos (espaçamento relativo), para otimizar o processo de transferência de calor, surgirão cargas dinâmicas, que não estão associadas ao processo de desprendimento de vórtices, como nos bancos de tubos com grandes espaçamentos relativos. Enquanto as cargas estáticas parecem surgir, principalmente, devido à forte queda de pressão que ocorre nas fendas estreitas entre os tubos, em bancos de tubos com pequeno espaçamento relativo, as cargas dinâmicas, provenientes do campo de pressões flutuantes, têm um comportamento aleatório, sem qualquer frequência característica. As flutuações de pressão resultam das flutuações de velocidade nas diversas posições do campo de escoamento.

O propósito desta tese é investigar o comportamento das flutuações de pressão e de velocidade, e sua interdependência, em bancos de tubos com arranjos triangulares e quadrangulares e diversos espaçamentos relativos e, baseado nos resultados obtidos, contribuir para o desenvolvimento dos critérios de projeto destes equipamentos.

A seção de testes é constituída por um canal retangular com 1370 mm de comprimento, 146 mm de altura e uma largura máxima (ajustável) de 193 mm. O fluido de trabalho é o ar, impulsionado por um ventilador centrífugo, passando por uma câmara de tranquilização e um conjunto de grades e telas, antes de alcançar o banco de tubos segundo um ângulo de incidência de  $90^\circ$  e com um valor em torno de 2 % de intensidade da turbulência. Tanto os arranjos triangulares como os quadrangulares possuem relação entre passo e diâmetro  $P/D = 1,60$ ,  $1,26$ ,  $1,16$  e  $1,05$  com números de Reynolds calculados com base no diâmetro dos tubos (32,1 mm para todas as geometrias) e na velocidade do escoamento nas fendas estreitas entre os tubos, desde  $Re = 4.10^4$  até  $7.10^4$ .

As velocidades e as flutuações de velocidade foram medidas por um anemômetro de fio quente a temperatura constante, enquanto as flutuações de pressão foram medidas por um transdutor de pressão piezo-resistivo, montado no interior de um dos tubos do banco e conectado a tomadas de pressão por mangueiras plásticas. O tubo instrumentado com o transdutor de

pressão nos bancos podia girar de forma que foram efetuadas medições a cada  $10^\circ$ . A sonda de fio quente podia ser movimentada para diversas posições entre dois tubos no banco, ao longo de uma linha na direção do escoamento. A aquisição de dados de flutuações de velocidade e de pressão foi efetuada simultaneamente, para permitir a obtenção de resultados de correlações cruzadas, por uma placa conversora analógico-digital controlada por um micro computador.

Os resultados experimentais estão apresentados, na forma adimensional, em médias quadráticas, funções de densidade auto-espectral e funções de correlação cruzada. As médias quadráticas das flutuações de pressão indicam uma distribuição mais uniforme das cargas dinâmicas em torno dos tubos na medida em que a razão  $P/D$  é diminuída. O comportamento dos espectros de flutuações de velocidade mostram diferentes decaimentos para os arranjos triangulares e quadrangulares, com valores decrescentes na medida em que a razão  $P/D$  é reduzida. A análise dos resultados dos espectros de flutuações de pressão mostra expoentes de  $-1$  e  $-10/3$ , sendo a extensão da faixa deste último, maior para as maiores razões  $P/D$ . Os picos correspondentes ao processo de desprendimento de vórtices aparecem somente no arranjo com a maior relação  $P/D$ . Reduzindo a razão  $P/D$ , observa-se um aumento na energia dos menores vórtices do escoamento turbulento, degenerando em turbulência de banda larga. Os coeficientes de correlação cruzada entre flutuações de velocidade e de pressão diminuem enquanto a razão  $P/D$  aumenta.

A análise dos resultados experimentais permite a identificação dos principais aspectos do processo de excitação das vibrações induzidas pelo escoamento em bancos de tubos conduzindo a recomendações para o projeto destes equipamentos.

EXPERIMENTAL ANALYSIS  
OF THE FLUCTUATING PRESSURE FIELD IN TUBE BANKS  
SUBJECTED TO TURBULENT CROSS FLOW

**ABSTRACT**

Banks of tubes or rods are found in the nuclear and process industries, being the most common device used in the development of heat exchangers. Attempts to increase heat exchange ratios in heat transfer equipments do not consider, as a priority of project criteria, structural effects caused by the turbulent fluid flow across the tube bank, unless failures occur. By reducing the aspect ratio (pitch-to-diameter ratio) of a tube bank, to improve the heat transfer process, dynamic loads will appear, which are not associated to vortex shedding, as in large aspect ratios tube banks. While static loads seem to appear mainly due to the strong pressure drop which occurs in the narrow gaps between the tubes, in small aspect ratio tube banks, dynamic loads, arising from the fluctuating pressure field, have a random behavior, without any characteristic frequency. Pressure fluctuations result from velocity fluctuations at several positions of the flow field.

The purpose of this thesis is to investigate the behavior of pressure and velocity fluctuations, and their interdependence, in tube banks with triangular and square arrangements and several aspect ratios and, based on the obtained results, to contribute for the development of the design criteria of these devices.

The test section is a 1370 mm long rectangular channel, with 146 mm height and a maximal (adjustable) width of 193 mm. Air is the working fluid, driven by a centrifugal blower, passed by a settling chamber and a set of honeycombs and screens, before reaching the tube bank at an incidence angle of  $90^\circ$  and about 2 % turbulence intensity. Both triangular and square arrangements have pitch-to-diameter ratios  $P/D = 1.60, 1.26, 1.16$  and  $1.05$  with Reynolds numbers, calculated with the tube diameter (32.1 mm for all geometries) and the velocity of the flow in the narrow gap between the tubes from  $Re = 4 \cdot 10^4$  to  $7 \cdot 10^4$ .

Velocity and velocity fluctuations were measured by a constant temperature hot wire anemometer, while pressure fluctuations were measured by a piezo-resistive pressure transducer mounted inside one of the tubes in the bank and connected to pressure taps by plastic tubes. The tube instrumented with the pressure transducer in the banks could be rotated, so that measurements at each  $10^\circ$  were performed. The hot wire probe could be moved to several positions between two tubes in the bank, along a line in the flow direction. Data acquisition of

velocity and pressure fluctuations was performed simultaneously, to allow cross-correlations results, by an analog-to-digital converter board controlled by a personal computer.

Experimental results are presented in form of dimensionless RMS values, autospectral density functions and cross-correlation functions. RMS values of pressure fluctuations indicate a more uniform distribution of dynamic loads around the tubes as the P/D ratio decrease. Behavior of the velocity fluctuation spectra show different decay for triangular and square arrays, with decreasing values as the P/D ratio is reduced. Analysis of the results of spectra of pressure fluctuations shows exponents of -1 and -10/3, being the extension range of the latter larger for the widest P/D ratios. Peaks corresponding to vortex shedding appear only at the bank with the largest P/D ratio. By reducing the P/D ratio an increase on the energy of the smallest eddies of the turbulent flow is observed, degenerating in to broad band turbulence. Cross-correlation coefficients between velocity and pressure fluctuations decrease as the P/D ratio is increased.

Analysis of the experimental results allows the identification of the main features of the excitation process of flow induced vibrations in tube banks leading to recommendations for the design of these equipments.

# ÍNDICE

	<b>Página</b>
1	Introdução..... 1
1.1	Motivação do Trabalho..... 1
1.2	Revisão Bibliográfica..... 3
1.2.1	Características Gerais do Escoamento em Bancos de Tubos..... 3
1.2.2	Transferência de Calor e Perda de Carga nos Bancos de Tubos..... 9
1.2.3	Flutuações de Pressão e Velocidade..... 12
1.2.4	Principais Fatores que Influenciam as Características Gerais do Escoamento em Bancos de Tubos..... 16
1.2.5	Primeiros Trabalhos Sobre Bancos de Tubos..... 19
1.2.6	Justificativas para um Estudo mais Detalhado do Escoamento em Bancos de Tubos..... 21
1.2.7	Modelos Matemáticos..... 22
1.2.8	Objetivos do Trabalho..... 24
2	Fundamentos..... 26
2.1	Flutuações de Pressão no Escoamento Turbulento..... 26
2.2	Análise de Processos Estocásticos..... 29
3	Dispositivo de Testes..... 34
3.1	Canal..... 34
3.2	Instrumentação..... 35
3.3	Aquisição de Dados..... 40
4	Trabalho Experimental..... 43
4.1	Caracterização dos Campos de Flutuações de Velocidades e de Pressões..... 43
4.2	Metodologia do Trabalho Experimental..... 43
4.3	Ensaio Preliminares..... 45
4.3.1	Influência da Conexão entre Tomada e Transdutor de Pressão..... 45
4.3.2	Características do Canal..... 51
4.4	Ensaio no Canal com Bancos de Tubos..... 55
4.4.1	Seleção de Parâmetros para Adimensionalização de Resultados..... 57
4.4.2	Médias Quadráticas (rms) das Flutuações de Pressão..... 61
4.4.3	Densidades Auto-Espectrais das Flutuações de Pressão..... 66

	<b>Página</b>
4.4.3.1 Ajuste de Curvas aos Diagramas de Densidades Auto-Espectrais das Flutuações de Pressão.....	73
4.4.4 Densidades Auto-Espectrais das Flutuações de Velocidade.....	76
4.4.5 Correlações Cruzadas entre Flutuações de Velocidade e Flutuações de Pressão	82
4.5 Ensaio Complementares - Análise da Propagação de Perturbações Externas Através dos Bancos de Tubos.....	84
4.5.1 Motivação da Análise.....	84
4.5.2 Seção de Testes Empregada nos Ensaio Complementares.....	86
4.5.3 Resultados Obtidos nos Ensaio Complementares.....	87
4.5.3.1 Descrição do Experimento e Medições Preliminares para a Investigação do Transporte de Perturbações.....	87
4.5.3.2 Medições Efetuadas na Investigação de Características da Propagação de Perturbações com o Canal Livre.....	88
4.5.3.3 Medições Efetuadas na Investigação de Características da Propagação de Perturbações com o Banco de Tubos.....	89
5 Conclusões.....	95
5.1 Ensaio Preliminares.....	95
5.2 Ensaio no Canal com Bancos de Tubos.....	95
5.2.1 Médias Quadráticas das Flutuações de Pressão.....	96
5.2.2 Densidades Auto-Espectrais.....	96
5.2.3 Correlações Cruzadas.....	97
5.2.4 Determinação de Parâmetros Corretos na Adimensionalização de Resultados do escoamento Transversal em Bancos de Tubos.....	98
5.3 Ensaio Complementares - Análise da Propagação de Perturbações Externas Através dos Bancos de Tubos.....	99
5.4 Aplicações Práticas dos Resultados.....	100
5.5 Recomendações para Continuidade dos Trabalhos de Pesquisa.....	100
6 Referências Bibliográficas.....	103
<b>APÊNDICE</b>	
A1 Avaliação de Erros das Medições.....	A 1

	<b>Página</b>
A2	Principais Características e Resultados Numéricos dos Ensaios Efetuados no Canal com Bancos de Tubos..... A 9
A3	Publicações Realizadas Durante o Trabalho da Tese..... A 12
A4	Pressões Médias Adimensionais na Forma do Número de Euler, para Arranjos Quadrangulares e Triangulares, conforme Silva, 1993 A 14

## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>Símbolo</b>	<b>Significado</b>	<b>Unidades</b> [S.I.]
$a$	<b>Coefficiente de transferência de calor</b>	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$c, m, n, K$	<b>Coefficientes adimensionais</b>	-
$c_p$	<b>Calor específico a pressão constante</b>	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
$C_{vp}$	<b>Coefficiente de correlação</b> entre velocidade e pressão	-
$C_{xy}(\tau)$	<b>Coefficiente de correlação</b> entre x e y	-
$D$	<b>Diâmetro</b>	m
$\delta$	<b>Decremento logarítmico</b> da amplitude de vibração	$m^{-1}$
$\delta_{ij}$	<b>Delta de Dirac</b>	-
$\Delta p$	<b>Queda de pressão</b>	Pa
$E$	<b>Energia interna</b>	$J.kg^{-1}$
$\varepsilon$	<b>Taxa de dissipação viscosa</b>	$W.kg^{-1}$
$e$	<b>Base dos logarítmos naturais</b>	-
$Eu$	<b>Número de Euler</b> : $Eu = \frac{\Delta p}{\rho U_0^2}$	-
$f$	<b>Frequência</b>	Hz
$f_i$	<b>Forças de campo</b> nas direções ortogonais	N
$\Phi_{pp}$	<b>Densidade auto-espectral</b> da pressão	$Pa^2.s$
$\Phi_{vv}$	<b>Densidade auto-espectral</b> da velocidade	$(m.s^{-1})^2.s$
$\Phi_{xy}(f)$	<b>Função de densidade espectral</b> entre x e y	$[x(t),y(t)]^2.s$
$H$	<b>Entalpia</b>	$J.kg^{-1}$
$i$	$i = \sqrt{-1}$	-

k	<b>Tamanho médio das asperezas</b>	m
$\lambda$	<b>Condutividade térmica</b>	$W.m^{-1}.K^{-1}$
L	<b>Comprimento</b> do tubo ou da conexão entre tomada e transdutor	m
$\mu, \lambda$	<b>Coefficientes de viscosidade dinâmica</b>	Pa.s
m	<b>Massa do tubo</b>	kg
$\nu$	<b>Viscosidade cinemática</b>	$m^2.s^{-1}$
Nu	<b>Número de Nusselt</b> : $Nu = \frac{aD}{\lambda}$	-
P	<b>Passo</b> = distância entre os centros das seções transversais de dois tubos	m
p	<b>Pressão, tensão normal</b>	Pa
p(x)	<b>Função densidade de probabilidade</b>	$[x(t)]^{-1}$
P/D	<b>Razão de espaçamento, espaçamento relativo</b>	-
P <sub>l</sub>	<b>Passo longitudinal</b> = passo na direção longitudinal ao escoamento principal	m
Pr	<b>Numero de Prandtl</b> : $Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$	-
P <sub>t</sub>	<b>Passo transversal</b> = passo na direção transversal ao escoamento principal	m
$\theta_{xy}(f)$	<b>Ângulo de fase</b>	-
$\rho$	<b>Massa específica</b>	$kg.m^{-3}$
Re	<b>Número de Reynolds</b> : $Re = \frac{U_0 D}{\nu}$	-
RMS(x)	<b>Média quadrática</b> de x: “Root Mean Square”	[x]
R <sub>xy</sub> ( $\tau$ )	<b>Função de correlação</b> entre x e y	$[x(t).y(t)]$
S	<b>Número de Strouhal</b> : $S = \frac{f D}{U}$	-

$\tau$	<b>Defasagem</b> no tempo	s
$t, T$	<b>Tempo</b>	s
$T$	<b>Temperatura</b>	K
$\tau_{ij}$	<b>Tensão tangencial</b>	Pa
$U$	<b>Velocidade</b> de referência do escoamento	$m.s^{-1}$
$u_{i,j,k}$	<b>Velocidades</b> nas direções ortogonais	$m.s^{-1}$
$u^*$	<b>Velocidade</b> de fricção	$m.s^{-1}$
$U_0$	<b>Velocidade do escoamento</b> de aproximação ao banco	$m.s^{-1}$
$U_c$	<b>Velocidade crítica</b> para início do processo fluido-elástico	$m.s^{-1}$
$u_m$	<b>Velocidade</b> média na seção transversal do canal	$m.s^{-1}$
$U_{ref}$	<b>Velocidade</b> de referência do canal	$m.s^{-1}$
$\xi$	<b>Função densidade de probabilidade</b> multiplicada	$[x(t)]^n$
$x_{i,j,k}$	<b>Direções ortogonais</b>	m
$x(t), y(t)$	<b>Série temporais</b> de valores representativos de grandezas	$[x(t), y(t)]$
$z$	<b>Número de linhas do banco</b>	-

Observação: A notação [...] indica **unidades de ...**.

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura</b>	<b>Legenda</b>	<b>Página</b>
1.1	Trocador de calor de casco e tubo (adaptada de Holman, 1983).....	2
1.2	Representação esquemática de um trocador de calor de caso e tubo (adaptada de Welty, 1974) .....	2
3.1	Representação em corte lateral esquemática do canal (sem escala) .....	34
3.2	Vista geral da seção de testes com sensores e banco de tubos (escoamento da direita para esquerda) .....	34
3.3	Representação esquemática em planta dos arranjos de tubos (o tubo assinalado foi instrumentado com transdutor de pressão) .....	35
3.4	Esquema de montagem do transdutor de pressão no interior do tubo instrumentado .....	36
3.5	Transdutor de pressão com conexão elétrica (à esquerda) e sonda de fio quente reto com suporte reto (ao centro) .....	37
3.6	Vista de montante do canal com banco de tubos quadrangular, mostrando, da esquerda para direita, sensor de temperatura do sistema StreamLine, Tubo de Pitot e Posicionador em ângulo de 90° (escoamento da esquerda para direita)..	37
3.7	Vista da descarga do canal com banco de tubos quadrangular e do posicionador da sonda do anemômetro de fio quente e do posicionador reto da sonda de fio quente.....	38
3.8	Representação esquemática, vista na diagonal de cima para baixo, da esquerda para direita e de montante para jusante, dos bancos de tubos com arranjos quadrangulares (a) e triangulares (b) e do suporte reto da sonda do anemômetro de fio quente.....	39
3.9	Representação esquemática, vista de montante para jusante dos bancos de tubos com arranjos quadrangulares (a) e triangulares (b) e do suporte reto da sonda do anemômetro de fio quente (pequeno círculo entre os tubos). (O arranjo triangular aparece sem a primeira linha de tubos e sem o tubo à frente do suporte.).....	39

<b>Figura</b>	<b>Legenda</b>	<b>Página</b>
3.10	Montagem, com apenas quatro tubos, para visualização do posicionamento da sonda do anemômetro em uma passagem estreita, em arranjo triangular (o suporte atravessa um tubo da linha posterior à posição da sonda) .....	40
4.1	Esquema do posicionamento dos sensores de medida no interior do banco de tubos.....	44
4.2	Fluxo de trabalho para o tratamento de dados medidos.....	46
4.3	Espectro de potência das flutuações de velocidade a 2 mm da parede do canal.	48
4.4	Espectro de potência das flutuações de pressão para os comprimentos da conexão L = 12 mm e 29 mm.....	49
4.5	Espectro de potência das flutuações de pressão para os comprimentos da conexão L = 12 mm e 46 mm.....	49
4.6	Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e pressão com conexão de comprimento L = 12 mm.....	50
4.7	Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e pressão com conexão de comprimento L = 29 mm.....	50
4.8	Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e pressão com conexão de comprimento L = 46 mm.....	50
4.9	Intensidades da turbulência na meia seção do canal definitivo (velocidade de referência igual 10,95 m/s).....	51
4.10	Espectro característico da vibração mecânica da seção de testes.....	52
4.11	Densidade auto-espectral das flutuações de pressão captadas pelo sensor quando montado sobre a face superior externa do canal, com ventilador ligado.....	53
4.12	Densidade auto-espectral das flutuações de pressão captadas pelo sensor quando montado sobre a face superior externa do canal, com ventilador desligado.....	53
4.13	Densidade auto-espectral das flutuações de pressão sobre a parte superior do canal, com escoamento estabelecido, sem banco de tubos.....	54
4.14	Densidade auto-espectral das flutuações de pressão sobre a parte superior do canal, com escoamento estabelecido, com banco de tubos.....	55
4.15	Parâmetros de velocidade adimensionalizados, para o arranjo quadrangular ....	59

<b>Figura</b>	<b>Legenda</b>	<b>Página</b>
4.16	Parâmetros de velocidade adimensionalizados, para o arranjo triangular.....	60
4.17	Médias quadráticas das flutuações de pressão, adimensionalizadas com $U_{fen}$ , para arranjos quadrangulares (linhas apenas para visualização).....	61
4.18	Médias quadráticas das flutuações de pressão, adimensionalizadas com $U_{fen}$ , para arranjos triangulares (linhas apenas para visualização).....	62
4.19	Médias quadráticas das flutuações de pressão em arranjos quadrangulares, adimensionalizadas pelas velocidades propostas: $U_{ref}$ (a), $U_{per}$ (b), $U_{med}$ (c).....	64
4.20	Médias quadráticas das flutuações de pressão em arranjos triangulares, adimensionalizadas pelas velocidades propostas: $U_{ref}$ (a), $U_{per}$ (b), $U_{med}$ (c).....	65
4.21	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições em um tubo de um banco com $P/D=1,60$ em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.....	67
4.22	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições em um tubo de um banco com $P/D=1,26$ em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.....	67
4.23	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições em um tubo de um banco com $P/D=1,16$ em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.....	68
4.24	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições em um tubo de um banco com $P/D=1,05$ em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.....	68
4.25	Espectros de flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a $90^\circ$ , para os arranjos quadrangulares, adimensionalizados com $U_{med}$ e D (a), $U_{per}$ e D (b), $U_{ref}$ e D (c) e $U_{ref}$ e S (d).....	70
4.26	Espectros de flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a $90^\circ$ , para os arranjos triangulares, adimensionalizados com $U_{med}$ e D (a), $U_{per}$ e D (b), $U_{ref}$ e D (c) e $U_{ref}$ e S (d).....	72
4.27	Traçado dos ajustes $\Phi_{pp_{a\ dim}} = a \cdot f_{a\ dim}^b$ (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados a partir dos dados de flutuações de pressão medidos.....	75

<b>Figura</b>	<b>Legenda</b>	<b>Página</b>
4.28	Variação do expoente b (em $\Phi_{pp_{a\ dim}} = a \cdot f_{a\ dim}^b$ ) em relação a P/D, entre os tubos dos arranjos quadrangulares (a) e triangulares (b) (linhas apenas para visualização).....	76
4.29	Densidades auto-espectrais das flutuações de velocidade em diversas posições em um banco de tubos com P/D=1,60 em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.....	77
4.30	Densidades auto-espectrais das flutuações de velocidade em diversas posições em um banco de tubos com P/D=1,26 em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.....	77
4.31	Densidades auto-espectrais das flutuações de velocidade em diversas posições em um banco de tubos com P/D=1,16 em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular. (Os dados de jusante não foram medidos na figura 4.31-b.).....	78
4.32	Espectros de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha para, arranjo Quadrangular, adimensionalizado com $U_{med}$ e D (a), arranjo Triangular, adimensionalizado com $U_{med}$ e D (b), arranjo Quadrangular, adimensionalizado com $U_{ref}$ e D (c), arranjo Triangular, adimensionalizado com $U_{ref}$ e D (d), arranjo Quadrangular, adimensionalizado com $U_{med}$ e S (e), arranjo Triangular, adimensionalizado com $U_{med}$ e S (f).....	80
4.33	Correlações cruzadas entre flutuações de velocidade e de pressão em bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares: P/D=1,60 (a), P/D=1,26 (b), P/D=1,16 (c).....	83
4.34	Geometria das seções transversais dos geradores de vórtices no canal sem banco de tubos (a) e no canal com banco de tubos (b).....	87
4.35	Representação esquemática do canal sem banco de tubos (a) e com banco de tubos (b).....	88
4.36	Correlações cruzadas entre flutuações de velocidades medidas simultaneamente nas sondas fixa e móvel (posições na figura 4.35-b) para o arranjo quadrangular com P/D=1,60.....	91
4.37	Espectro de densidade de potência das flutuações de velocidade na sonda fixa para o canal com banco de tubos.....	92

<b>Figura</b>	<b>Legenda</b>	<b>Página</b>
4.38	Espectros de densidades de potência, para o canal com o banco de tubos: flutuações de velocidade em conjunto (a); flutuações de pressão em conjunto (b); flutuações de velocidade em detalhe (c); e flutuações de pressão em detalhe (d) (posições da sonda móvel e sonda de pressão na figura 4.35-b).	93
A1.1	Comparação entre valores medidos e valores calculados pela curva de conversão de tensões (V) em pressões médias (Pa), obtida em um processo típico de calibração do sensor.....	A 3
A1.2	Comparação entre valores medidos e valores calculados pela curva de conversão de tensões (V) em velocidades médias (m/s), obtida em um processo típico de calibração do sensor.....	A 4
A1.3	Canal com o tubo instrumentado adaptado para o estudo de influência da conexão entre tomada e transdutor de pressão, em vistas superior e lateral.....	A 7
A1.4	Diferença acumulada entre os espectros de flutuações de pressão medidos com as conexões de comprimento mínimo e a de 24 mm de comprimento com 3,2 mm de diâmetro.....	A 8
A4.1	Pressões médias adimensionais na forma do número de Euler $\left( \frac{p}{\rho U_{Ref}^2} \right)$ ,	A 15
até	para Arranjo ___ (Quadrangular ou Triangular), P/D = ___ (diversos),	até
A4.6	$Re_{(U_{ref},D)} =$ ___ (diversos), conforme Silva, 1993 (o tubo instrumentado refere-se ao presente trabalho) .....	A 20

## ÍNDICE DE TABELAS

<b>Tabela</b>	<b>Legenda</b>	<b>Página</b>
4.1	Resumo das características das séries de ensaios realizadas com os bancos de tubos.....	56
4.2	Parâmetros a e b dos ajustes numéricos ( $\Phi_{pp_{a\ dim}} = a \cdot f_{a\ dim}^b$ ) para cada espaçamento relativo nas geometrias quadrangular e triangular, dos espectros de flutuações de pressão em representação logarítmica .....	74
A1.1	Registro de uma calibração típica do sensor de pressão.....	A 2
A1.2	Registro de uma calibração típica do sensor de velocidade.....	A 3
A2.1	Velocidades e números de Reynolds médios característicos dos escoamentos..	A 9
A2.2	Médias quadráticas (RMS) em Pa, das flutuações de pressão em torno do tubo instrumentado, e parâmetros de adimensionalização referentes ao fluido e ao escoamento, em cada ensaio do item 4.4.2.....	A 10
A2.3	Parâmetros do fluido e do escoamento nos ensaios para determinação dos espectros de flutuações de pressão.....	A 11
A2.4	Parâmetros do fluido e do escoamento nos ensaios para determinação dos espectros de flutuações de velocidade.....	A 11

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

Bancos de tubos ou de barras são encontrados nas indústrias nucleares e de processos e se constituem, provavelmente, nos dispositivos mais utilizados no desenvolvimento de trocadores de calor. Por este motivo, o processo de transferência de calor em trocadores convencionais, como os de casco e tubo (figura 1), tem sido bastante estudado nos últimos 50 anos, mas a tentativa de elevar as taxas de transferência de calor com aumento de velocidades do escoamento e redução de espaçamentos entre os tubos necessita, constantemente, de novas informações para projetos, pois resultarão, também, em novos e maiores esforços dinâmicos sobre os tubos.

Parte desta necessidade ocorre porque a prática atual de projeto não considera, como um fator prioritário, as consequências dos efeitos estruturais sobre os trocadores, que tenham sido causados pelas características hidrodinâmicas do escoamento. Apesar disto, é constante a verificação de falhas dos componentes principais e periféricos dos trocadores de calor, induzidas, principalmente, pelo processo de flutuações de grandezas do escoamento turbulento no interior dos bancos de tubos.

Em trocadores de calor de casco e tubos, nos quais os bancos de tubos são a simplificação mais usual para estudo, o fluido refrigerante é forçado a escoar transversalmente aos tubos na região do casco, por ação de defletores (figura 2), enquanto o fluido aquecido escoar no interior dos tubos.

Os primeiros investigadores buscaram comparações entre tubos isolados e bancos de tubos e concluíram que a intensidade de transferência de calor dos tubos em bancos é maior do que nos isolados e que existe uma forte dependência da forma geométrica em que os tubos estão dispostos. A generalização de resultados experimentais através de estudos de semelhança e o posterior desenvolvimento da termo-anemometria permitiram uma melhor compreensão dos comportamentos térmicos e hidrodinâmicos envolvidos, principalmente com os novos e elevados valores de números de Reynolds. Aliado a este trabalho experimental, os resultados de simulações numéricas têm demonstrado que a modelação matemática é uma técnica promissora, porém, ainda bastante carente de resultados experimentais para a validação de suas previsões e complementação nas situações ainda não previstas pelos modelos.

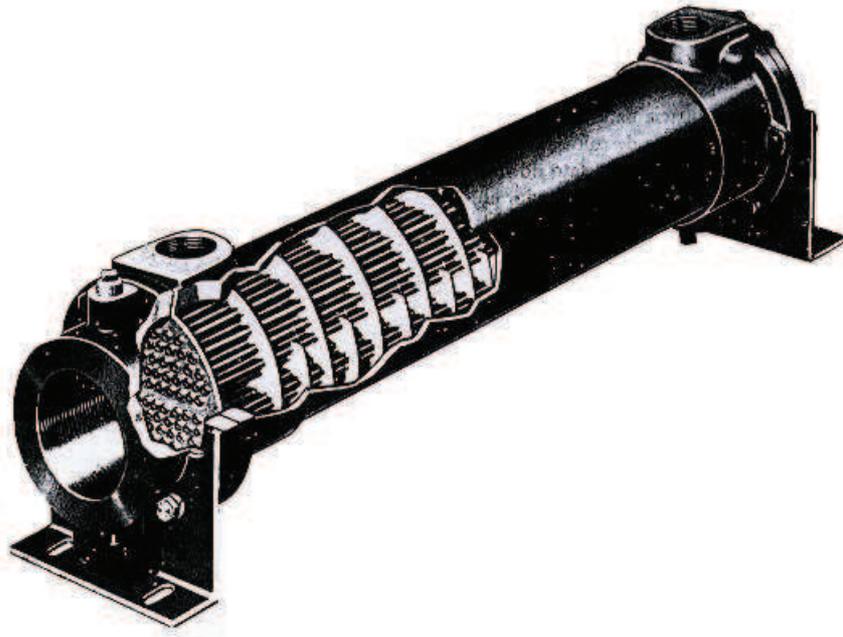


Figura 1.1: Trocador de calor de casco e tubo (adaptada de Holman, 1983).

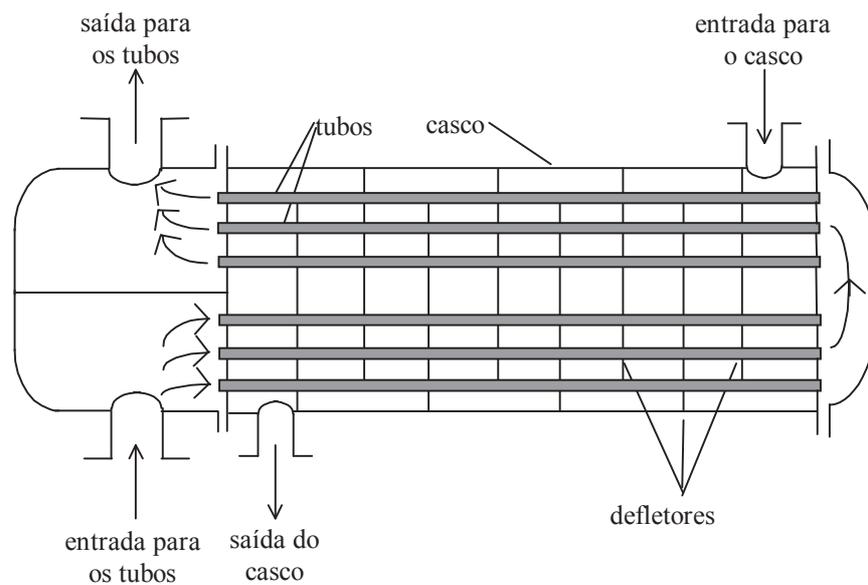


Figura 1.2: Representação esquemática de um trocador de calor de casco e tubo (adaptada de Welty, 1974).

Baseado na ideia de que as características médias e flutuantes do escoamento em torno dos tubos influem, consideravelmente, na integridade e transferência de calor esperada dos trocadores, e que existem íntimas relações, experimentais e analíticas, entre estas grandezas, torna-se necessário o conhecimento das características do escoamento resultante neste tipo de

geometria, através de experimentos. Com este fim, o presente trabalho pretende efetuar medições dos campos de flutuação de pressão e de velocidade em bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares, para pequenas razões de espaçamento, e caracterizá-los individual e conjuntamente, buscando identificar processos que estabeleçam relações de interdependência.

## 1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os trabalhos que buscam a caracterização do campo hidrodinâmico no interior de bancos de tubos estão, via de regra, inseridos em estudos sobre vibração induzida pelo escoamento em estruturas componentes de trocadores de calor, pois as flutuações de velocidade e de pressão, e suas interações, são as responsáveis pelo início e manutenção deste processo.

Neste sentido, um grande número de trabalhos foi realizado nas últimas seis décadas e várias revisões foram elaboradas, visando enfoques específicos.

### 1.2.1 CARACTERÍSTICAS GERAIS DO ESCOAMENTO EM BANCOS DE TUBOS

O movimento de fluidos na direção perpendicular a bancos de tubos tem aplicação prática em trocadores de calor onde o fluido a ser aquecido ou resfriado escoar, normalmente, por um canal de seção transversal retangular incidindo transversalmente sobre os tubos, que estão arranjos em linhas. As linhas perpendiculares ao escoamento de aproximação são denominadas Transversais e as paralelas são as Longitudinais.

Em torno de um tubo em um banco, o escoamento é fortemente influenciado pelos tubos vizinhos. Em uma passagem estreita entre tubos de uma linha transversal, por exemplo, o gradiente de pressão varia bastante, causando correspondente variação na distribuição de velocidades e nas características gerais do escoamento a jusante desta posição.

Estas características gerais são determinadas pela forma e parâmetros geométricos do banco de tubos, sendo os arranjos quadrangulares ("square" ou "in-line") e triangulares ("triangle" ou "staggered") os mais comuns, usualmente caracterizados pelas razões de espaçamento transversal  $P_t/D$  e longitudinal  $P_l/D$ , onde  $P_t$  e  $P_l$  são as distâncias (passos) entre os centros dos tubos nas direções transversal e longitudinal, respectivamente, e  $D$  é o diâmetro dos tubos. Para as duas formas de arranjos o escoamento em torno dos tubos da primeira linha é semelhante ao de tubos isolados mas, para as linhas subsequentes, torna-se bastante diferente. Em função de características genéricas deste escoamento, no presente trabalho serão feitas referências às razões de espaçamento pelas denominações: (a) Grandes, quando  $P/D$  for maior do

que 4 e o escoamento em torno dos tubos no interior do banco for bastante semelhante ao que ocorre com tubos isolados; (b) Moderadas, quando  $P/D$  estiver entre 4 e 1,5, e na esteira dos tubos ainda ocorrer o processo de formação e desprendimento de vórtices com características de periodicidade definidas, porém agora, fortemente influenciadas pelos tubos vizinhos; e (c) Reduzidas, quando  $P/D$  for menor do que 1,5 e, de maneira geral, não surgirem periodicidades nas flutuações de grandezas no interior do banco

Para Žukauskas, 1972, o escoamento verificado nos arranjos triangulares é comparável ao de um canal curvo com seções transversais periodicamente convergentes e divergentes, o que torna a distribuição de velocidades semelhante em diferentes linhas de tubos. Nos arranjos quadrangulares a comparação pode ser feita com canais retilíneos e a distribuição de velocidades nas fendas estreitas é determinada, principalmente, pela razão de espaçamento entre os tubos. O posicionamento de tubos das linhas posteriores, nas esteiras dos tubos das linhas precedentes, torna a distribuição de velocidades marcadamente não uniforme.

Valores muito baixos do número de Reynolds caracterizam os escoamentos em que o efeito viscoso é preponderante através do banco de tubos, possuindo estruturas de grande escala nas esteiras. Os efeitos destas estruturas sobre a parte frontal dos tubos subsequentes são praticamente eliminados pelos efeitos viscosos e gradientes de pressão negativos. O aumento do número de Reynolds identifica o estabelecimento da turbulência e a elevação de sua intensidade no escoamento verificado no interior do banco sendo que, a partir de determinados valores críticos, o escoamento passa a ser considerado como altamente turbulento.

A tentativa de caracterização do escoamento verificado no interior de um banco de tubos, visando identificar as possíveis fontes de excitações do escoamento transversal, permite concluir em relação a quatro causas principais, conforme Grover e Weaver, 1978:

(a) Desprendimento de vórtices ("vortex shedding") que pode entrar em ação, provocando vibrações dos tubos, quando a frequência de desprendimento de vórtices, no interior do banco, coincide com a frequência natural de vibração dos tubos. Esta frequência ocorre para valores constantes do número de Strouhal ( $S$ ) que é, por sua vez, função da geometria do arranjo, e definido como:

$$S = \frac{fD}{U} \quad (1.2.1)$$

onde

$f$  = frequência de desprendimento de vórtices;

$D$  = diâmetro do tubo; e

$U$  = velocidade de referência do escoamento;

Ainda não há uma unanimidade a respeito da ocorrência, ou não, deste processo nas regiões mais internas de arranjos com espaçamentos reduzidos entre os tubos, onde as medições de grandezas físicas são difíceis de realizar, principalmente quando são empregados tubos com fixação não rígida nos modelos. Para grandes espaçamentos relativos entre os tubos, como  $P_t/D > 4$  como apresentado em Žukauskas e Katinas, 1988, o desprendimento de vórtices a jusante dos tubos obedece às mesmas características dos tubos isolados. A este respeito, Zdravkovich, 1996 relembra o grande esforço de pesquisa despendido na última centena de anos e, ao analisar resultados seus e de outros autores, afirma que parecem existir dois modos diferentes de desprendimento de vórtices, quando considerados cilindros estacionários e cilindros oscilantes;

(b) Martelamento turbulento ("turbulent buffeting") devido às flutuações de pressão no escoamento turbulento agindo diretamente sobre os contornos dos tubos e canal, na forma de forças aleatoriamente distribuídas, que podem forçar os tubos a vibrações com amplitudes excessivas, principalmente no caso da energia da turbulência concentrar-se próxima à frequência natural de vibração dos tubos;

(c) Instabilidade fluido-elástica ("fluid elastic instability") que pode ocorrer quando a velocidade do escoamento excede um determinado valor crítico e o movimento vibratório dos tubos, com frequência acoplada à do escoamento, passa a receber energia do escoamento atingindo um padrão de vibração que não pode ser amortecida pelo próprio sistema. Parrondo et al., 1997 colocam este processo como o principal responsável por danos em trocadores de calor industriais, causados por vibração induzida pelo escoamento. Com relação a este mecanismo, Connors, 1978 afirma que somente ocorrerá com tubos móveis, restando para os modelos com tubos fixos apenas os já apresentados nos itens (a) e (b). Este limite de velocidade depende das características geométricas e mecânicas do arranjo; e

(d) Ressonância acústica ("acoustic resonance") que é o processo de amplificação de ruídos de qualquer fonte do banco de tubos por cavidades do sistema constituinte do trocador de calor. Este ruído amplificado pode provocar vibrações prejudiciais se houver coincidência

com a frequência natural de vibração de algum elemento estrutural do sistema. Eisinger e Sullivan, 1996 relatam alguns casos que denominam “não-usuais” (devido à direção em que ocorrem) de vibração acústica induzida e uma metodologia recentemente desenvolvida para sua previsão.

Žukauskas e Katinas, 1988 ordenam a ocorrência destes efeitos, considerando o aumento da velocidade da corrente livre como responsável pelo aumento contínuo de amplitudes de vibrações, causadas por flutuações de pressão. A seguir surgem os efeitos do desprendimento de vórtices e da excitação fluido-elástica, conforme forem atingidas as correspondentes magnitudes de velocidades.

Passada uma década do trabalho citado de Grover e Weaver, a característica marcante do escoamento nos bancos de tubos permanecia sendo a aleatoriedade da resposta dinâmica do sistema e da excitação inicial [Zdravkovich e Stonebanks, 1988]. Os tubos possuem tamanhos e características dinâmicas iguais, são regularmente espaçados e submetidos a escoamentos, anteriormente à entrada no banco, permanentes e uniformes e, apesar desta regularidade, seu comportamento é de tal forma aleatório que lembra o movimento imprevisível das moléculas que constituem a matéria. Percebe-se que não há padrão para amplitudes ou fases de vibração. As forças devidas ao processo de martelamento turbulento sobre os tubos são as responsáveis pelas repentinas e drásticas oscilações que podem ocorrer, sendo que a manutenção e amplificação deste processo fica a cargo da excitação fluido-elástica. Embora não tenha sido possível encontrar trabalhos mais recentes com a mesma profundidade de investigação e rigor na análise dos resultados experimentais do anteriormente citado, pode-se afirmar que o cenário de dúvidas permanece ou cresceu em seu tamanho, com outras novas indagações decorrentes das novas exigências dos trocadores, em termos de taxas de transferência de calor.

Žukauskas e Katinas, 1988 sustentam que a origem dos efeitos do escoamento transversal sobre os tubos está no martelamento turbulento por flutuações de pressão, desprendimento de vórtices e excitação fluido-elástica e não mencionam, explicitamente, a ressonância acústica. Chamam a atenção para que a origem dos esforços no processo de desprendimento de vórtices em torno de tubos isolados tem natureza bastante diferente do caso de bancos de tubos onde existe dependência da geometria do arranjo, posição do tubo em seu interior, número de Reynolds e características do escoamento de aproximação. Em sua descrição do fenômeno, para o interior dos arranjos pouco espaçados, a excitação por vórtices ou não existe ou é muito fraca e qualquer tubo é afetado pela estrutura do escoamento provocada pelos tubos da vizinhança. Em trabalho anterior, feito com outros colaboradores [Žukauskas et al., 1980], afirmam que para a reduzida razão de espaçamento  $P/D = 1,34$  de um arranjo

quadrangular, como as passagens entre os tubos são estreitas, os vórtices gerados nas esteiras não possuem energia suficiente para induzir grandes vibrações transversais à direção do escoamento. Neste caso, a fonte de excitação está nas flutuações de pressão, apenas.

Utilizando um modelo experimental com um grande número de linhas de tubos expostas ao escoamento transversal, Fitzpatrick et al., 1988 apresentam resultados com arranjos quadrangulares de espaçamento moderado,  $P/D$  entre 1,73 e 1,97, nos quais são visíveis picos nos espectros de turbulência ocorrendo em diferentes valores de frequência, na forma do número de Strouhal, quando considerados diferentes pontos de medição, mesmo no interior do banco. Acrescentam que estes resultados não devem ser aplicados para arranjos com espaçamentos menores e onde a geometria não apresente uma passagem livre para o escoamento como a existente nos arranjos quadrangulares. Para os tipos de bancos testados, as variações no número de Strouhal podem ser consequência da alteração do mecanismo dominante que age no escoamento. Embora não seja possível definir esta mudança com precisão, ela deve ocorrer com o efeito do desprendimento de vórtices sendo o dominante nas primeiras linhas do banco de tubos e com excitação pelo martelamento das flutuações de pressão em seu interior.

Ainda na linha da tentativa de identificação de periodicidades, Païdoussis, 1982 mostra que o campo de escoamento turbulento é gerado, principalmente, pelas primeiras linhas do banco, e que o martelamento turbulento é apenas capaz de induzir vibrações de menor amplitude do que o desprendimento de vórtices, fazendo isto, no entanto, em todas as faixas de frequência. O referido trabalho conclui com a afirmação de que a periodicidade do escoamento não aparece sempre e, que quando o faz, não ocorre, necessariamente, em todo o arranjo, o que dificulta extremamente sua identificação experimental. Grover e Weaver, 1978 afirmam que em um arranjo triangular de espaçamento moderado, a partir da quinta linha a intensidade da turbulência já atingiu o máximo e que este é o número de linhas necessário para a modelação de bancos onde o efeito principal de excitação for o desprendimento de vórtices ou o acoplamento fluido-elástico.

Um gráfico de valores do número de Strouhal, encontrados em função dos espaçamentos relativos dos tubos, está apresentado em Blevins, 1990, sendo resultado de uma compilação elaborada por J. Fitzhugh em 1973. Sobre este tema, Zdravkovich e Stonebanks, 1988 comentam quanto à possibilidade de existir uma variedade de escoamentos componentes ("biased") em arranjos com várias linhas, o que produziria uma variedade de números de Strouhal distribuídos em faixas e não em picos discretos.

Além do grande número de trabalhos existente, que visam a caracterização do escoamento, existe outra quantidade considerável preocupada com detalhes específicos dos

fenômenos verificados no interior dos bancos de tubos. Em Achenbach, 1969 o aumento do número de Reynolds do escoamento de  $10^5$  para  $5 \cdot 10^5$  faz o ponto de separação do escoamento junto aos tubos deslocar-se para jusante, em um arranjo triangular de espaçamento relativo moderado, da posição angular  $130^\circ$  para  $145^\circ$  (estas posições angulares definem pontos sobre o contorno dos tubos, com origem das medidas de ângulo na posição  $0^\circ$ , identificada pelo ponto mais próximo à região de onde vem o escoamento principal). Este valor superior do número de Reynolds inicia a faixa de máxima perda de carga através do banco que permanece até atingir-se  $2 \cdot 10^6$ , quando, então, passa a decair com números de Reynolds crescentes. Em trabalho posterior, Achenbach, 1971 constata a complexidade do escoamento na parte frontal dos tubos de um arranjo quadrangular, por situarem-se nas esteiras dos tubos posicionados a montante. Neste caso, as posições do impacto e da separação do escoamento são controladas fortemente pelo espaçamento longitudinal. Foi visto que na posição angular  $0^\circ$  o valor da tensão de cisalhamento junto à parede do tubo é aproximadamente nula, e se torna negativa com o aumento do ângulo (o que corresponde a um deslocamento de posição mais para jusante) caracterizando recirculação do escoamento. No ponto de impacto do jato do escoamento, em torno de  $40^\circ$ , a tensão volta a assumir o valor nulo. A partir daí a tensão cresce novamente e, após este crescimento, volta a diminuir até zero, em nova ocorrência do processo de separação do escoamento, desta vez na posição próxima ao ângulo de  $120^\circ$ .

Resultados enfocando os campos de pressões médias, em bancos de tubos semelhantes aos do presente trabalho, foram obtidos por Silva, 1993. O apêndice 4 apresenta um resumo destes resultados, evidenciando as regiões com máximos e mínimos locais deste parâmetro, ordens de grandeza dos valores e gradientes de pressão, verificados entre os tubos.

A identificação da transição entre os regimes de escoamento laminar e turbulento, por sua vez, foi constatada por Nishimura et al., 1993 como ocorrendo primeiramente no arranjo de geometria triangular, quando comparado com o quadrangular de mesmo espaçamento relativo,  $P/D = 2,0$ . Neste trabalho, para valores mais baixos do número de Reynolds, entre 100 e 200, foi identificado o processo de desprendimento de vórtices, empregando métodos de visualização, nos valores de frequências correspondentes aos números de Strouhal iguais a 0,559 no arranjo triangular e 0,236 no arranjo quadrangular, em qualquer lugar no interior dos bancos investigados, compostos por 11 linhas de 5 tubos cada uma.

## 1.2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA NOS BANCOS DE TUBOS

A transferência de calor por convecção natural ou forçada, que ocorre no interior de um banco de tubos, entre uma superfície sólida e um fluido em movimento em contato com esta superfície, é um dos métodos mais comuns de aquecimento e resfriamento de fluidos (Knudsen e Katz, 1958). Embora o estudo detalhado deste processo específico não seja a ênfase do presente trabalho, alguns itens são aqui abordados, em conjunto com aspectos genéricos sobre a perda de carga ao longo de bancos de tubos, objetivando fornecer uma visão global de como estes tópicos estão inter-relacionados.

Na camada de escoamento com características viscosas, junto à superfície sólida dos tubos, não há movimento normal ao escoamento principal e, portanto, não há uma mistura eficiente do fluido lá existente, que se processa apenas por condução. Por outro lado, os vórtices da região turbulenta podem penetrar no limite da região viscosa induzindo a rápida mistura entre os fluidos destas camadas. Sendo assim, uma forma eficiente para elevar a taxa de transferência de calor é a redução na resistência da camada viscosa combinada com um aumento na intensidade da turbulência do escoamento, seja através de um maior consumo de energia em bombeamento, por exemplo, ou pela utilização de promotores de turbulência no interior da instalação.

Conforme Žukauskas, 1972 os fatores principais na transferência de calor dos tubos de um banco são a velocidade do escoamento, propriedades físicas do fluido, intensidade e direção do fluxo de calor e geometria do arranjo.

A relação adimensional é

$$\text{Nu} = h \left( \text{Re}, \text{Pr}, \frac{\mu_0}{\mu_w}, \frac{\lambda_0}{\lambda_w}, \frac{c_{p_0}}{c_{p_w}}, \frac{\rho_0}{\rho_w}, \frac{P_t}{D}, \frac{P_l}{D} \right) \quad (1.2.2)$$

onde

$h$  indica uma função genérica e

$\text{Nu} = (a \cdot D) / \lambda$  : número de Nusselt;

$a$  : coeficiente de transferência de calor;

$\lambda$  : condutividade térmica;

$\text{Re} = (U_0 \cdot D) / \nu$  : número de Reynolds;

$U_0$  : velocidade do escoamento de aproximação ao banco;

$\nu$  : viscosidade cinemática;

$Pr = (c_p \cdot \mu) / \lambda$  : número de Prandtl;

$c_p$  : calor específico a pressão constante;

$\mu$  : viscosidade dinâmica;

$\rho$  : massa específica do fluido;

e os índices

0 : relativo ao escoamento principal; e

w : relativo aos contornos das paredes.

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

A perda de carga, ou resistência hidráulica, foi investigada, inicialmente, por Wiemer, 1937 e Grimison, 1937. Žukauskas, 1972 apresenta a perda de carga como uma das características mais importantes dos trocadores de calor, quantificada pela queda total de pressão do escoamento através do banco de tubos. Esta queda de pressão, por sua vez, é função da velocidade do escoamento, arranjo considerado, inclusive do número de linhas, e propriedades físicas do fluido. A perda de carga total no banco é representada pela relação adimensional

$$Eu = g\left(\text{Re}, \frac{P_t}{D}, \frac{P_l}{D}, z\right) \quad (1.2.3)$$

onde

$g$  indica uma função genérica e

$Eu = \Delta p / (\rho \cdot U_0^2)$  : número de Euler;

$\Delta p$  : queda de pressão ao longo do banco; e

$z$  : número de linhas de tubos em um 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. Uma série de medições citadas em Žukauskas, 1972 apresentaram como comportamento geral a

dependência da resistência hidráulica com relação à razão de espaçamento transversal  $P_T/D$ , tanto para arranjos quadrangulares como para triangulares. Por outro lado, com o aumento da razão longitudinal  $P_L/D$  forma-se um espaço maior entre os tubos, que permite a formação de vórtices que podem afetar a resistência do banco como um todo.

Os dois tipos de arranjos apresentam, para valores muito baixos do número de Reynolds, que caracterizam escoamentos predominantemente laminares, uma resistência determinada principalmente pela menor seção transversal livre entre os tubos. Nesta situação, a resistência nos arranjos quadrangulares é menor do que nos triangulares de características geométricas e hidrodinâmicas comparáveis.

O aumento dos valores do número de Reynolds, na faixa de transição para a turbulência completa, está relacionado a um decréscimo nos coeficientes de perda de carga através do banco, os quais se tornam independentes do número de Reynolds, a partir de determinados valores limites. Assim como no escoamento laminar, aqui, a quantidade de espaço livre entre os tubos também influi na perda de carga de forma decisiva, resultando uma queda de pressão menor para os bancos de tubos com razões de espaçamento maiores, independente da forma do arranjo.

Embora o projeto de sistemas de troca de calor não deva considerar, isoladamente, o aspecto da perda de carga ou da taxa de transferência de calor, Stanescu et al., 1996 estudam o espaçamento ótimo entre cilindros de arranjos triangulares segundo um critério de máxima condução térmica do banco de tubos, afirmando que o espaçamento ideal diminui enquanto a velocidade do escoamento de aproximação aumenta e enquanto diminui o comprimento total do banco de tubos. Por outro lado, Lin e Lee, 1997 apresentam uma metodologia que tem influenciado, recentemente, 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.

As considerações, feitas anteriormente, sobre transferência de calor, no sentido de promover turbulência para tornar mais eficiente a mistura de partículas fluidas a diferentes temperaturas, entra em conflito com os aspectos voltados à perda de carga apresentados, uma vez que Knudsen e Katz, 1958 já chamavam atenção para a presença de vórtices do escoamento turbulento causando grande perda de energia do movimento. Qualquer promoção de turbulência requer maior consumo de energia para manter o fluido em escoamento e, como um dos pontos críticos do equipamento de transferência de calor é o investimento a ser feito durante a operação, não se pode deixar de comparar os custos do bombeamento extra com a economia obtida na transferência de calor.

Do acima exposto fica claro que o aumento na intensidade da turbulência que não afeta a sub-camada viscosa próxima à superfície sólida dos tubos, apenas contribui para a perda de energia e desperdício de energia, entre outras consequências relativas à integridade do equipamento. Assim, o conhecimento detalhado da estrutura hidrodinâmica no interior dos bancos de tubos aparece como um importante item em projetos e operações desta natureza.

### 1.2.3 FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO E VELOCIDADE

A consideração relativa à integridade dos equipamentos do item anterior é decorrente da íntima relação existente entre o escoamento de fluidos em torno de estruturas sólidas e as consequentes vibrações induzidas. A força do fluido sobre a estrutura pode provocar sua deformação que, enquanto ocorre, provoca mudanças na orientação do escoamento com o mesmo caráter aleatório das flutuações das grandezas turbulentas em seu interior. Fica clara, na situação apresentada, a extrema complexidade do fenômeno físico envolvido.

Conforme salientado em Blevins, 1990 a consideração da indução à vibração não tem sido um fator prioritário em projetos de estruturas do tipo bancos de tubos que buscam, primeiramente, a otimização da transferência de calor preterindo outros parâmetros, ao menos enquanto não ocorrerem falhas no sistema.

"Falhas espetaculares" (expressão utilizada em Païdoussis, 1982) causadas por vibração induzida pelo escoamento elevaram, com o passar do tempo e com o exame dos relatórios dos acidentes, o nível de consideração deste aspecto nos projetos dos periféricos dos reatores nucleares. A quebra imediata de equipamentos não é a única preocupação uma vez que a fadiga dos materiais e posterior ruptura de estruturas em contato com o escoamento, submetidas a tensões de longa duração, passaram a fazer parte das causas prováveis dos acidentes.

Atualmente, tem-se como causas da vibração induzida por escoamento transversal [Grover e Weaver, 1978] o Desprendimento de Vórtices, Instabilidade Fluido-Elástica, Ressonância Acústica e Martelamento Turbulento. Esta última, como o nome sugere, é devida às flutuações de pressão aleatórias no escoamento turbulento que forçam os tubos a vibrações que podem exceder amplitudes aceitáveis, especialmente se a energia cinética da turbulência estiver concentrada próxima às frequências naturais de vibração dos tubos. Fitzpatrick et al., 1988 descrevem, com extrema cautela nas afirmações conclusivas, uma outra possível causa de vibração induzida, verificada apenas em arranjos quadrangulares, por possuírem uma região de passagem preferencial do escoamento ("through flow"). Este processo seria devido à alternância periódica de seções transversais entre tubos vizinhos dos arranjos, ora mais largas ora mais

estreitas, na direção do escoamento médio, que provocaria o surgimento de picos de energia em frequências bem definidas.

As investigações experimentais visando um melhor conhecimento dos processos de desprendimento de vórtices e de martelamento turbulento remontam ao século passado, iniciando com V. Strouhal, e passam por um detalhamento do campo de escoamento no interior do banco de tubos, no que diz respeito a velocidades e pressões flutuantes. Os trabalhos com medições de pressão e, simultaneamente, velocidade e pressão não existem na mesma quantidade dos que envolvem exclusivamente anemometria na avaliação de velocidades. Um outro aspecto dos trabalhos experimentais sobre fenômenos físicos complexos, presente nesta área de investigação, é a variedade de parâmetros característicos dos escoamentos, instalações e equipamentos auxiliares utilizados pelos diferentes autores, muitas vezes preocupados apenas com a resolução de um problema específico e urgente, o que dificulta a reunião e generalização dos resultados obtidos para posterior aplicação. Nesta linha de raciocínio, Païdoussis, 1980-b comenta sobre o fato de a maioria dos experimentos realizados objetivarem informações de utilização imediata na prevenção de problemas em projetos específicos. Apesar disto, existem critérios de projeto que podem ser empregados com segurança, no entanto, uma compreensão insuficiente dos fenômenos físicos envolvidos pode conduzir a especificações demasiadamente conservativas, que estarão acompanhadas das conseqüentes penalidades financeiras e de eficiência do sistema como um todo.

O trabalho de Willmarth, 1975 coloca como motivação para o estudo de flutuações de pressão sob camadas limite turbulentas a busca pela melhor compreensão da estrutura de escoamentos turbulentos e a tentativa de obtenção de novos dados que possibilitem soluções de problemas de engenharia, em vibração e fadiga de superfícies, entre outras aplicações.

A pesquisa sobre flutuações de pressão emprega, no campo analítico, modelos matemáticos baseados em medições experimentais, as quais são responsáveis, até o presente momento, pelo maior parte das informações disponíveis, e são utilizados para obter estatísticas aproximadas dos campos turbulentos de pressão.

W. W. Willmarth chama atenção para o fato de haver uma maior concentração de resultados a partir do processo de coleta de informações, através de experimentos, ao invés de a partir de um processo de desenvolvimento bem sucedido de modelos matemáticos de turbulência. Isto é devido ao constante surgimento de novos e sofisticados métodos e equipamentos para esta linha de pesquisa. Sendo assim, neste artigo encontramos as primeiras preocupações e conclusões consistentes, sob o ponto de vista prático, com relação ao efeito do tamanho do sensor de pressão e do processo de montagem do mesmo nos canais, alterando o

senal de pressão que resulta da medição. Além disso, encontram-se comentados os resultados de medições de espectros de potência e médias quadráticas das flutuações de pressão obtidos pelo próprio Willmarth, M. K. Bull e G. M. Corcos, entre outros. Destes resultados foram extraídas informações sobre as prováveis escalas das flutuações de pressão, diferentes para cada caso, quando analisados os campos próximo aos contornos sólidos e afastado destes assim como o efeito dos gradientes de pressão e da rugosidade das superfícies sólidas.

O campo de pressões em um escoamento turbulento resulta da soma de contribuições das flutuações de velocidade em todo o campo, muito embora a pressão em determinado ponto não seja altamente correlacionada com a flutuação de velocidade em qualquer outro ponto da sua vizinhança. Conforme Townsend, 1976, se considerarmos as componentes de Fourier das flutuações de pressão sobre as paredes de um canal, suas amplitudes serão influenciadas pelas flutuações de velocidade que ocorrerem a uma distância comparável ao comprimento de onda da componente analisada. Assim, os vórtices do escoamento principal, a uma determinada distância das paredes, são os principais contribuintes dos números de onda correspondentes a esta distância.

Se, no presente momento, pouco conhecimento sobre a relação entre flutuações de velocidade e pressão está disponível, uma das principais causas deste fato é a grande dificuldade envolvida na realização de medições. As amplitudes da flutuação de pressão são, em geral, pequenas e difíceis de separar das perturbações da corrente livre, vibrações mecânicas e acústicas e do ruído elétrico inerente aos equipamentos empregados.

Diferentes condições de trabalho empregadas em diferentes laboratórios são, ainda na visão de W. Willmarth, a principal causa da não repetibilidade dos ensaios, o que não permite uma mais ampla generalização de resultados capaz de evitar repetições desnecessárias no enfrentamento de cada nova abordagem.

Um dos problemas experimentais enfrentado é a inadequação da resolução espacial dos equipamentos, detectada há 40 anos atrás, que necessitam ser montados com enormes restrições de espaço disponível. Uma das soluções existentes, empregada também no presente trabalho, é a utilização de conexões de pequeno diâmetro entre tomada e transdutor de pressão, cuja influência pode ser avaliada teoricamente, conforme Holmes e Lewis, 1987, onde é sugerida, também, uma técnica para tratar os valores medidos com este procedimento, empregada por Sankaram e Jancauskas, 1993. Existem outras alternativas, empregando técnicas digitais, como a utilizada em Irwin et al., 1979 ou experimentais, como a empregada por Ribeiro, 1989. O emprego destas técnicas para tratamento dos dados medidos será necessário sempre que, uma vez constatada a influência resultante do emprego de conexões, não seja possível uma

interpretação clara dos resultados, separando os efeitos hidrodinâmicos dos efeitos provocados ou alterados por fatores estranhos ao escoamento propriamente dito.

Os arranjos com dois cilindros alinhados na direção do escoamento principal (arranjo em "tandem"), embora não permitam representar a totalidade dos efeitos existentes no interior de um banco completo, devido à maior facilidade de montagem e de medição possibilitou constatar [Arie et al., 1983] que as flutuações de pressão nas superfícies dos tubos e o levantamento de correlações são indispensáveis na determinação de esforços sobre os tubos, além de que as médias quadráticas ("RMS") das flutuações de pressão são bastante maiores sobre o cilindro de jusante. Neste tipo de arranjo, para além de 7 diâmetros de espaçamento entre os tubos, praticamente não há diferença de comportamento do escoamento comparado ao tubo isolado. Em Kim e Durbin, 1988 os dois cilindros foram alinhados na direção normal ao escoamento de aproximação (lado a lado) e as flutuações de pressão medidas com conexões entre as tomadas e os transdutores de pressão. Com este procedimento foi possível identificar que a escala de tempo nas esteiras dos tubos era maior do que a escala de tempo prevista no desprendimento de vórtices.

A experiência de Axisa et al., 1988 sugere que as informações para projeto de trocadores de calor não devem basear-se apenas na investigação da excitação através de flutuações de pressão, uma vez que estes autores consideram a instabilidade fluido-elástica e o desprendimento de vórtices os principais fenômenos causadores de danos às estruturas. Afirmam, também, que para uma correta seleção de parâmetros utilizados na adimensionalização, a excitação aleatória induzida pela turbulência não é fortemente dependente da geometria do arranjo, sugerindo, no entanto, um maior número de ensaios para confirmação.

Em trabalho que empregou razões de espaçamento transversais  $P_t/D$  menores do que 2, Žukauskas e Katinas, 1988 relatam que o padrão regular de desprendimento de vórtices não apareceu no interior do banco ficando a indução à vibração dos tubos a cargo das flutuações de pressão turbulentas. Além disso, interessantes resultados de correlações entre flutuações de pressão revelam que, nas primeiras linhas, existem correlações significativas até 2 a 3 diâmetros de distância entre os pontos de medição, ao longo do comprimento de um mesmo tubo, reduzindo seu valor na medida em que se avança para o interior do banco. Os autores afirmam que, nesta região, não foi possível distinguir o efeito responsável pelos esforços hidrodinâmicos.

Van der Hoogt, 1989 emprega razões de espaçamento reduzidas (até 1,25), embora com apenas 3 linhas de 8 tubos cada, arranjados triangularmente e para número de Reynolds  $2,7 \cdot 10^4$ . Neste trabalho encontrou, para pressões médias em torno da circunferência dos tubos, valores mínimos situados próximos às posições angulares de 40 e 90 graus. A partir de 90 graus o valor

crece até atingir um máximo em 180 graus. Picos nos espectros de energia das flutuações de pressão ao longo do comprimento dos tubos, adotadas como a média de 9 tomadas conectadas a um acionador / conector ("scanivalve") concordaram, aproximadamente, com os valores propostos pelos gráficos de J. Fitzhugh (apresentados em Blevins, 1990).

Resultados para espaçamentos relativos transversais ainda menores do que o anteriormente citado,  $P_t/D = 1,1$ , estão apresentados em Zdravkovich e Stonebanks, 1988, porém com apenas duas linhas de tubos. Apesar desta importante restrição, vale apresentar o fato de os diagramas representativos da flutuação de pressão, em dois tubos vizinhos de uma mesma linha, voltados a uma mesma passagem estreita, serem bastante assimétricos e não uniformes. A existência de uma nova linha de tubos diminuiu as descontinuidades encontradas nestes diagramas, da primeira linha, transferindo-as para a segunda. A não uniformidade verifica-se, também, para os valores mínimos do coeficiente de flutuação de pressão, que não ocorrem na mesma posição angular em todos os tubos. Quanto a picos nos espectros de flutuação de pressão, com  $P_t/D = 1,2$  nada é percebido mas, para  $P_t/D = 1,5$  já é possível detectar um efeito preponderante, referente ao número de Strouhal 0,4.

#### 1.2.4 PRINCIPAIS FATORES QUE INFLUENCIAM AS CARACTERÍSTICAS GERAIS DO ESCOAMENTO EM BANCOS DE TUBOS

O estudo dos bancos de tubos de trocadores de calor, com escoamento transversal, deve manter sob controle uma série de parâmetros que podem influenciar de forma decisiva no aspecto geral do escoamento. Alguns destes parâmetros são responsáveis por efeitos capazes de alterar totalmente as principais características do escoamento no interior do banco.

Uma das afirmações contidas em Grover e Weaver, 1978 é de que devido à complexidade do fenômeno físico envolvido e às variações existentes entre os arranjos dos diferentes experimentadores, os resultados finais tornam-se de difícil comparação.

Os efeitos cujas variações resultam mais sensíveis são:

(a) *Efeito do número de linhas de tubos utilizados no arranjo*: em Achenbach, 1969 foi verificado, em um arranjo triangular com espaçamento moderado, que o padrão do escoamento para até duas linhas de tubos era bastante similar ao verificado em torno de cilindros isolados, e que a partir da terceira ou quarta linhas verificava-se situação semelhante à de um trocador de calor com infinitas linhas. O autor afirmou que as duas primeiras linhas causavam um tal nível de turbulência, devido à separação da camada limite, que as demais praticamente não surti-

efeito neste sentido. Inclusive, a partir da terceira linha, não mais verificou a ocorrência do processo de separação.

Buscando o efeito causado pela variação deste parâmetro, em Fitzpatrick e Donaldson, 1980 os autores montaram arranjos quadrangulares com 2, 3, 5, 7 e 10 linhas de tubos moderadamente espaçados e concluíram serem necessárias dez linhas de tubos para modelar a ação de desprendimento de vórtices, martelamento turbulento e ressonância acústica. Em trabalho posterior Fitzpatrick et al., 1988 trabalharam com vinte linhas de tubos em arranjos quadrangulares e os resultados obtidos em linhas diferentes, já bem no interior do banco, mostraram variações significativas conforme a posição. Recomendam, no entanto, que os resultados obtidos para as situações investigadas não sejam extrapolados para espaçamentos relativos menores ou outras geometrias.

Para qualquer número de linhas empregadas, no entanto, Zdravkovich e Stonebanks, 1988 esperam um escoamento bastante complexo após a última linha dos arranjos, possivelmente devido à re-ligação dos jatos do escoamento nas passagens entre os tubos.

(b) *Condições de entrada do escoamento no banco*: em Achenbach, 1991 encontra-se uma série de considerações com relação à influência das condições de entrada do escoamento no banco de tubos, investigada em arranjo quadrangular de espaçamento relativo moderado. O autor salienta que as condições do escoamento na região de entrada são bastante diferentes do interior do banco, notadamente quanto a velocidades e intensidades da turbulência. Na primeira linha de tubos ocorre formação de camada limite laminar, junto aos contornos sólidos, mesmo para altos valores do número de Reynolds ( $5 \cdot 10^6$ ), calculado com base na velocidade do escoamento de aproximação. A segunda linha de tubos está na esteira dos tubos da primeira mas a intensidade da turbulência ainda não atingiu seu máximo. No arranjo triangular este processo não ocorre da mesma forma pois a segunda linha não está na esteira e sim em frente à passagem existente entre os tubos da primeira linha. Em ambos os casos o efeito de entrada aparece mais importante quando os valores dos números de Reynolds são elevados.

Outro aspecto de consideração importante é o efeito do ângulo existente entre a direção do escoamento principal e a direção dos eixos dos tubos. No trabalho de Yeung e Weaver, 1983 verifica-se que a maioria dos trabalhos emprega modelos com escoamento transversal uniforme ao longo de todo o comprimento dos tubos. O escoamento real nos trocadores de calor, no entanto, está longe desta idealização, especialmente nos dispositivos de entrada e saída e próximo às placas de fixação. Nestes locais o escoamento é convergente ou divergente e, geralmente, não atravessa a região entre os tubos na direção ideal. Alguns aspectos, como o

limiar de velocidades para a vibração fluido-elástica no arranjo triangular ("normal triangle"), por exemplo, mostrou-se muito sensível ao ângulo de incidência.

Em Žukauskas et al., 1980, para diferentes ângulos de incidência do escoamento, os tubos vibraram induzidos por forças hidrodinâmicas. Foi verificado que, conforme o ângulo de incidência aumentava, a velocidade crítica para a instabilidade fluido-elástica também aumentava. Os autores concluíram que os mecanismos de excitação dos tubos, sejam eles inclinados ou a noventa graus com o escoamento, são os mesmos e que a velocidade de referência adequada para comparações é a normal aos eixos dos tubos, na passagem mais estreita, ou a componente da velocidade nesta direção no caso de tubos inclinados.

(c) *Efeito da razão de aspecto dos tubos (relação entre comprimento e diâmetro)*: embora não tenha sido possível encontrar trabalhos com o tratamento deste item em bancos de tubos, a investigação de Szepessy e Bearman, 1992 com cilindro isolado salienta que os efeitos tridimensionais sobre os tubos em escoamento transversal, mesmo que sejam muito longos, são importantes e devem ser considerados. O efeito combinado de variações de esforços induzidos pelo escoamento no interior de um trocador de calor tem importante influência em seu desempenho. Nos cilindros isolados, com grande razão entre o comprimento e o diâmetro do tubo, existem gradientes de pressão não permanentes, o que é evidenciado pela defasagem no processo de desprendimento de vórtices ao longo do comprimento (não bidimensional), o que provoca escoamento na direção do comprimento dos tubos dentro da região da esteira.

Uma extensa revisão sobre este assunto, apenas para cilindro isolado, é apresentada por Norberg, 1994, onde o autor conclui que um cilindro muito longo com extremos livres não é um bom representante do caso bidimensional. Seus resultados de razão de aspecto necessária para que o trecho intermediário do comprimento do cilindro seja considerado como representativo do cilindro infinito estão apresentados, para a transição entre regimes, com números de Reynolds entre 160 e 230, como  $L/D > 50$  e, para o regime turbulento, com números de Reynolds desde 250 até  $4.10^4$ ,  $L/D > 200$  até  $L/D > 25$ , divididos em diferentes faixas, onde L é o comprimento do tubo e D seu diâmetro.

Luo et al., 1996 estudaram, experimentalmente, o efeito do comprimento de cilindros isolados, ou em arranjos de dois (em "tandem"), sobre as características gerais do escoamento resultante. Encontraram coeficientes de arrasto fortemente dependentes da estrutura do escoamento, que sofreu influência direta da razão entre comprimento e diâmetro dos tubos.

Além destes trabalhos referentes a cilindros isolados, em Arie et al., 1983 os autores consideraram satisfatória a razão de aspecto igual a 11,4 para o estudo de dois cilindros alinhados na direção do escoamento ("tandem").

(d) *Efeito da rugosidade da superfície dos tubos*: alguns trabalhos de Achenbach, em diferentes oportunidades, trataram da avaliação da influência deste parâmetro. Em Achenbach, 1969 verifica-se que os valores de queda de pressão ao longo de um banco em arranjo triangular decrescem com o aumento do número de Reynolds do escoamento até  $4 \cdot 10^4$  quando passa a crescer, e de forma mais intensa com rugosidades  $k/D$  maiores, onde  $k$  é o tamanho médio das asperezas da superfície dos tubos e  $D$  seu diâmetro. Com relação a arranjos quadrangulares, [Achenbach, 1971] o aumento da rugosidade reduz a intensidade das flutuações de pressão em torno dos tubos, sendo que a separação da camada limite é deslocada mais para montante. Como, para superfícies rugosas, as contrações e expansões do escoamento nas passagens entre tubos são menores (pois a região efetivamente com escoamento, e sem recirculações, é mais larga), a queda de pressão ao longo do banco deve ser menor, com camada limite turbulenta. No regime sub-crítico a rugosidade não tem influência sobre o escoamento o que, segundo o autor, já está comprovado em cilindros isolados e arranjos triangulares.

(e) *Escoamentos monofásicos e bifásicos*: a forma de tratar as diferentes fases do escoamento verificado no interior dos bancos de tubos dos trocadores de calor reais é abordada em Axisa et al., 1988. Os autores apresentam a modelação utilizada para caracterizar os parâmetros do escoamento bifásico (ar/água), buscando adimensionalização das grandezas, satisfatória para uso em estudos de instabilidade fluido-elástica dos tubos mas que, para representar os resultados devidos ao martelamento turbulento não servem tão bem como aconteceu com o escoamento monofásico. As forças aleatórias induzidas no escoamento bifásico podem ter origem física distinta da turbulência, como ocorre no caso monofásico que, segundo Pettigrew, 1997, já tem os mecanismos de excitação à vibração, razoavelmente, bem conhecidos restando, ainda, muito a ser feito quanto a escoamentos bifásicos.

### 1.2.5 PRIMEIROS TRABALHOS SOBRE BANCOS DE TUBOS

P. Wiemer, em 1937, foi o primeiro investigador a empregar métodos de visualização da trajetória do escoamento no interior de bancos de tubos, permitindo a avaliação de perda de carga em seu desenvolvimento. Neste mesmo ano [Grimison, 1937] já havia interesse comercial

nos bancos de tubos de equipamentos para transferência de calor e escassez de informações quanto aos processos de transferência de calor e perda de carga destes dispositivos.

Medições de correlações entre as grandezas flutuantes do escoamento turbulento, no entanto, somente puderam ser realizadas após A. Favre que, em 1946, apresentou um dispositivo desenvolvido em 1942 para correlacionar estas grandezas. Este fato é apresentado em Willmarth, 1975 que cita trabalho de sua autoria, publicado em 1956, como contendo as primeiras medições de flutuação de pressão sob camada limite turbulenta, em túnel de vento, porém, com emprego de transdutores de pressão com dimensões excessivamente grandes em comparação com as escalas da turbulência existente.

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

Nesta linha de trabalho, Fitzhugh e Chen montaram gráficos do número de Strouhal com relação ao espaçamento relativo entre os tubos, que foram considerados confusos por Païdoussis devido a não ter sido expurgada, destes resultados, a contribuição do processo de ressonância acústica das medições efetuadas. Com relação à natureza dos fenômenos físicos, no interior dos bancos de tubos, a mesma referência cita Owen que sugeriu, em 1964, não haver desprendimento de vórtices em arranjos com pequeno espaçamento relativo e que este processo teria a mesma origem do martelamento turbulento. Ao contrário desta opinião, Chen e seus seguidores continuavam defendendo a existência da excitação por vórtices mesmo no interior dos bancos mas, diante das evidências experimentais que surgiam, aceitavam que o desprendimento dos vórtices não ocorria na forma clássica, mas na forma de jatos (em um processo que denominaram "jet switch").

Com relação a bancos de tubos, Achenbach afirma ser [Achenbach, 1969] o primeiro a determinar as distribuições de pressão e coeficiente de perda de carga em torno dos tubos de um trocador de calor, com arranjo triangular e, para dois tubos alinhados longitudinalmente com o escoamento, Arie et al., 1983 afirmam ser, juntamente com Igarashi, em 1980, os pioneiros na medição de flutuações de pressão.

### 1.2.6 JUSTIFICATIVAS PARA UM ESTUDO MAIS DETALHADO DO ESCOAMENTO EM BANCOS DE TUBOS

Grover e Weaver, 1978 apresentam a exigência cada vez maior dos dispositivos trocadores de calor no sentido de trabalhar com temperaturas mais altas, quedas de pressão mais baixas e taxas de transferência de calor mais elevadas. As altas vazões de fluidos e a diminuição da rigidez estrutural das peças conduzem a ruído na operação, desgastes e fadiga dos materiais e consequente risco de mistura entre fluidos contidos no corpo dos trocadores, causados pela vibração dos componentes induzida pelo escoamento.

Païdoussis, ao analisar a prática do projeto de estruturas componentes de reatores nucleares [Païdoussis, 1980-a e Païdoussis, 1982], afirma que os problemas de vibração induzida por escoamento transversal são os mais comuns e que continuam ocorrendo porque: (a) a vibração induzida não possui a mesma importância, segundo o julgamento dos projetistas, do que as taxas de transferência de calor ou imposições físicas do reator; (b) ainda não avançamos o suficiente no estudo desta área para alcançar sucesso total em todos os projetos; (c) devido à pressão do custo financeiro as soluções provisórias, que não consideram completamente os mecanismos envolvidos, costumam falhar; (d) o retorno das informações colhidas no campo, normalmente, não é organizado ou de fácil acesso para outros pesquisadores; e (e) o intercâmbio com as demais divisões da engenharia, onde também ocorre o processo de vibrações induzidas pelo escoamento, não é verificado satisfatoriamente. Mesmo em nossos dias, permanecem atuais estas causas apontadas por Païdoussis. Em Pettigrew, 1997, a excessiva vibração induzida pelo escoamento é apontada como uma das causas de falhas nos componentes de trocadores de calor, que continuam afetando o desempenho de instalações nucleares. No entanto, o esforço até aqui empreendido não foi em vão, pois algumas previsões quanto a desgastes destas estruturas, que há vinte anos atrás era um sonho distante, hoje, já são possíveis.

Quando a vibração fluido-elástica ocorre em arranjos pode provocar impactos e movimentos espirais dos tubos [Connors, 1981], causando desgastes ao longo dos perímetros, marcas dos choques e fadiga nos suportes. A determinação de sua ocorrência, através da obtenção de velocidades críticas do escoamento, é necessária mas não suficiente pois, antes disso, o martelamento turbulento por flutuações de pressão já está ocorrendo, embora induzindo menores amplitudes de vibração, inclusive no caso de escoamentos bifásicos [Fujita, 1990]. Em instalações nucleares, devido a jatos de escoamento com alta velocidade, os fenômenos vibratórios tornam necessário um controle, inclusive com alteração nas plantas operacionais, visando diminuir estas velocidades.

Yeung e Weaver, 1983 não têm dúvidas de que ocorrem muito mais falhas por desgaste e fadiga de materiais, causadas pelo escoamento turbulento, nas aplicações do tipo não-nucleares. No entanto, esta divisão da indústria é relutante na publicação deste tipo de resultados. Com relação ao tempo decorrido antes do surgimento de problemas, exceto no caso da vibração fluido-elástica, cuja falha pode apresentar-se rapidamente se os tubos se chocam devido às grandes amplitudes, os problemas causados pelo martelamento turbulento decorrente de flutuações de pressão e por desprendimento de vórtices, além da ressonância acústica, podem demorar longos períodos para aparecer. Em Axisa et al., 1988 os autores afirmam que as amplitudes de vibração normalmente encontradas não são as responsáveis por falhas imediatas e sim por prejuízos aos suportes dos tubos por fadiga do material.

Para alcançar a otimização do projeto de trocadores de calor é necessário, considerando os processos de instabilidade fluido-elástica e ressonância acústica, prever a velocidade do escoamento na qual estes efeitos ocorrerão para assegurar o funcionamento do dispositivo afastado desta faixa crítica e, considerando desprendimento de vórtices e martelamento turbulento por flutuações de pressão, assegurar que não haverá o acoplamento de frequências existentes no escoamento no interior do banco com as frequências naturais dos tubos [Fitzpatrick et al., 1988]. Para a estimativa dos prejuízos de longo prazo, são necessários modelos realísticos dos esforços experimentados pelos tubos, cuja obtenção passa, necessariamente, pela caracterização experimental do espectro da turbulência no interior do banco.

### 1.2.7 MODELOS MATEMÁTICOS

Apenas como um breve registro, por não se tratar do objetivo deste trabalho, estão aqui apresentadas algumas contribuições nesta área de modelação matemática do escoamento transversal no interior de bancos de tubos.

Segundo Chen, 1978 as forças hidrodinâmicas agindo sobre um banco de tubos, sujeito ao escoamento turbulento, deveriam ser analisadas usando as equações completas do movimento (ver item 2), porém não há solução disponível para elas, nem mesmo considerando a situação mais simples de um tubo isolado elástico, submetido ao escoamento transversal. Este autor analisa os esforços hidrodinâmicos, para uso em seu modelo matemático, divididos em duas etapas: uma primeira em que emprega solução via escoamento potencial e a segunda que considera esforços devidos a amortecimento viscoso, sustentação, arrasto e excitação por ruído. Em trabalho posterior [Chen, 1984] encontra-se extensa revisão sobre os modelos de instabilidade fluido-elástica existentes à época.

O trabalho de Heinecke, 1978 apresenta um modelo para vibração fluido-elástica que assume o tubo como um sistema oscilante amortecido com um grau de liberdade. No entanto, o autor afirma que sempre resta uma dúvida se todos os parâmetros foram modelados corretamente.

Empregando a hipótese da análise denominada quase-estática, em que os coeficientes de força do fluido são medidos em um corpo estático e, então, usados na análise dinâmica onde se considera o movimento do corpo, o trabalho de Price e Païdoussis, 1983 estudou duas linhas infinitas de tubos, no que diz respeito à instabilidade fluido-elástica. Como conclusão apresentam uma fórmula para previsão da vazão em que ocorre o limiar da instabilidade e a comparam com a fórmula de Connors, escrita na forma

$$\frac{U_c}{fD} = K \left( \frac{m\delta}{\rho D^2} \right)^{0,5} \quad (1.5.2)$$

onde

$U_c / (f.D)$  = velocidade crítica adimensional, cujas grandezas com índice “c” caracterizam o limiar de ocorrência do processo de vibração fluido-elástica definindo, assim, o recíproco de um número de Strouhal crítico para início do processo;

$m / (\rho.D^2)$  = parâmetro de massa adimensional, sendo m a massa por unidade de comprimento do tubo e  $\rho$  a massa específica do fluido;

$\delta$  = decremento logarítmico da amplitude de vibração dos tubos; e

K = coeficiente de proporcionalidade de Connors, que estabelece a relação entre os parâmetros apresentados.

Em trabalho posterior [Païdoussis et al., 1984] os autores apresentam o que denominaram de solução completa do escoamento potencial não permanente para fluidos através do banco de cilindros. O modelo inclui condições de contorno do cilindro móvel e o efeito da viscosidade é considerado através de defasagens de tempo nos coeficientes de sustentação e arrasto de cada cilindro. O modelo permite prever o limiar de velocidade (velocidade crítica) para a instabilidade fluido-elástica. Mais recentemente [Granger e Païdoussis, 1996] apresentam o desenvolvimento de um modelo anterior, agora denominado de “quase não-permanente”, aplicado a um arranjo de cilindros fixos, com um único cilindro, em seu interior, com liberdade para vibrar e afirmam, em conclusão, que foi possível obter “revelações refinadas dos mecanismos físicos responsáveis pela instabilidade fluido-elástica”. Apesar destes resultados, Parrondo et al., 1997 afirmam que, no

que diz respeito à instabilidade fluido-elástica, os projetos continuam a ser baseados em correlações de dados de laboratórios.

Ibrahim e Hassan, 1995 utilizaram a técnica de simulação de grandes vórtices, empregando o modelo de viscosidade turbilhonar de Smagorinsky, na previsão e estudo de características turbulentas do escoamento no interior de arranjos de tubos semelhantes aos encontrados em trocadores de calor. Os resultados do código utilizado são registros temporais de flutuações de velocidade e de pressão para cada malha finita. Na introdução do seu trabalho afirmam que a complexidade do escoamento sobre os tubos de um banco torna “praticamente inimaginável” a obtenção de dados exatos correspondentes às forças induzidas pelo escoamento.

O método de velocimetria por imagem digital de partículas, embora para um cilindro isolado, é apresentado em Noca et al., 1997, combinado com uma expressão analítica para avaliação de esforços instantâneos sobre corpos imersos em escoamento transversal. Neste caso a expressão é empregada pois o método de processamento de imagens é capaz de fornecer os campos bidimensionais instantâneos de velocidade mas não fornece os campos de pressão.

### 1.2.8 OBJETIVOS DO TRABALHO

Analisando os conteúdos da revisão bibliográfica apresentada, pode-se concluir que as características do escoamento transversal turbulento em torno dos tubos de um banco têm comportamento bastante complexo e que, por influírem consideravelmente na transferência de calor esperada dos trocadores de calor de que fazem parte, torna-se necessário o conhecimento, através de experimentos, das características do escoamento resultante.

Com o objetivo de contribuir para a ampliação este conhecimento, o presente trabalho é composto por medições dos campos de flutuação de pressão e de velocidade, do escoamento sem transferência de calor, em bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares, rigidamente fixados, com pequenas razões de espaçamento. A partir destas medições serão determinadas características destes campos com base nas ferramentas apresentadas para a análise de processos estocásticos buscando, também, identificar possíveis relações existentes entre flutuações de velocidade e pressão, em função da posição, no interior dos bancos.

A influência das condições de entrada também será investigada, através da análise da propagação de perturbações geradas anteriormente ao banco de tubos propriamente dito.

Os resultados e suas interpretações serão apresentados em forma absoluta ou adimensionalizada, visando sempre a máxima generalização possível, para quando de sua aplicação na otimização de projetos de trocadores de calor.

Os objetivos específicos para cada etapa são os seguintes:

- Os ensaios preliminares são destinados a verificar a adequação do equipamento e da metodologia empregados nos levantamentos dos campos de velocidade e de pressão flutuantes no interior dos bancos;

- Os ensaios efetuados no canal com os bancos de tubos, objetivam a avaliação e comparação entre as intensidades das flutuações de pressão e de velocidade nas duas geometrias propostas (quadrangular e triangular) e a identificação da influência do espaçamento existente entre os tubos, em cada uma delas. Além disso, busca-se a disposição dos tubos que conduza às distribuições mais homogêneas de flutuações de pressão sobre os contornos, o que indicaria a ocorrência de esforços hidrodinâmicos mais favoravelmente distribuídos. Paralelamente a este estudo, pretende-se caracterizar até que ponto a redução nas escalas do escoamento turbulento representa uma melhoria, no que diz respeito a penetrar a sub-camada viscosa, junto ao contorno dos tubos, de forma a permitir uma mistura mais eficiente do fluido refrigerante, que se encontra em diferentes regiões em bancos de tubos reais, submetido a diferentes temperaturas. A limitação desta redução está em que não deve ocorrer um aumento excessivo na indução à vibração dos tubos e na energia de bombeamento do fluido, devido ao aumento na intensidade da turbulência do escoamento e ao conseqüente aumento na perda de carga. No que diz respeito à compreensão dos fenômenos físicos envolvidos no processo hidrodinâmico como um todo, busca-se a determinação das ordens de grandeza da energia, contida em cada faixa de frequências pesquisada, nos processos de flutuantes de velocidade e de pressão e a existência de eventuais correlações entre estes processos. A forma de apresentação dos resultados obtidos será, também, alvo de estudo visando determinar a influência do emprego de diferentes parâmetros de velocidade e de comprimento na adimensionalização de resultados e a identificação dos parâmetros que devem ser utilizados em função de uma mais clara e correta interpretação das medições e comparações efetuadas;

- Os ensaios complementares, com o estudo da propagação de uma perturbação através de um banco de tubos, procuram identificar alterações nas características de processos periódicos, que ocorrem a montante dos arranjos, enquanto são transportados pelo escoamento principal, buscando caracterizar os possíveis efeitos deste transporte.

Atingindo os objetivos propostos, será possível contribuir no sentido de uma recomendação geral sobre a geometria e espaçamento entre tubos dos arranjos a empregar em dispositivos trocadores de calor, considerando os diferentes aspectos envolvidos e aqui considerados.

## 2 FUNDAMENTOS

### 2.1 FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NO ESCOAMENTO TURBULENTO

As equações que descrevem o movimento de um fluido contínuo e compressível são obtidas das leis básicas de conservação no estudo da mecânica e de expressões para as propriedades do fluido, em combinação com relações de estado e as relações entre tensão e deformação bem como entre fluxo de calor e gradiente de temperatura.

Para um sistema de coordenadas cartesianas, a conservação de massa pode ser escrita igualando o divergente do fluxo de massa com a taxa de variação da massa específica, na forma

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.1.1)$$

onde

$\rho$  = massa específica do fluido;

$u_i$  = velocidades nas direções ortogonais;

$x_i$  = direções ortogonais; e

$t$  = tempo;

ou, tomando o operador  $\frac{D}{D t} \equiv \frac{\partial}{\partial t} + u_i \frac{\partial}{\partial x_i}$ , relativo à taxa de variação da propriedade sobre a

qual está aplicado, obtemos a forma equivalente da equação da continuidade

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{D \rho}{D t} = 0 \quad (2.1.2)$$

empregando aqui a convenção usual de índice livre repetido que representa somatório sobre todos os valores possíveis.

A conservação de quantidade de movimento do fluido resulta do equacionamento da taxa de variação da quantidade de movimento e da divergência do fluxo de quantidade de movimento com a razão de ganho devido a esforços de campo e de contato, na forma

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ik}}{\partial x_k} + \rho f_i \quad (2.1.3)$$

ou, considerando (2.1.1), obtemos a forma conservativa

$$\rho \frac{D u_i}{D t} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (2.1.4)$$

onde

$p$  = tensão normal;

$\tau_{ij}$  = tensão tangencial; e

$f_i$  = forças de campo nas direções ortogonais.

A conservação de energia envolve termos dos fluxos de energia transportada por convecção e condução e do trabalho realizado por tensões. Considerando as conservações de massa e quantidade de movimento escrita para a energia cinética do escoamento, lembrando que

$$\rho \frac{D}{D t} \left( \frac{1}{2} u_i^2 \right) = u_i \rho \frac{D}{D t} \quad (2.1.5)$$

resulta para a entalpia

$$H = E + \frac{p}{\rho} \quad (2.1.6)$$

sendo  $E$  a energia interna, a expressão

$$\rho \frac{D H}{D t} = \frac{D p}{D t} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (2.1.7)$$

onde

$H$  = entalpia;

$k$  = coeficiente de condutividade térmica; e

$T$  = temperatura absoluta.

Para fluidos Newtonianos a relação entre tensões e taxa de deformação é linear, na forma

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \lambda \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (2.1.8)$$

onde

$\mu$  e  $\lambda$  são coeficientes de viscosidade; e

$\delta_{ij}$  = delta de Dirac,

e anotando o calor gerado pelas tensões como

$$\rho \varepsilon = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{1}{2} \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)^2 + \left( \frac{2}{3} \mu - \lambda \right) \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)^2 \quad (2.1.9)$$

sendo  $\varepsilon$  a taxa de dissipação viscosa, o termo viscoso da equação (2.1.4) fica

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} - (\mu - \lambda) \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (2.1.10)$$

Considerando as variáveis do escoamento expressas como a soma de um valor médio e da flutuação em torno deste valor conforme a hipótese de Reynolds,  $u_i = \bar{u}_i + u'_i$  como exemplo, no caso da velocidade, a expressão da conservação de quantidade de movimento, dividida por  $\rho$  torna-se

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \bar{f}_i \quad (2.1.11)$$

mostrando que as forças envolvidas decorrem dos gradientes de pressão média, de esforços viscosos do escoamento médio e das tensões virtuais de Reynolds  $-\overline{u'_i u'_j}$ . A divergência desta expressão, combinada com a continuidade, resulta na relação existente entre os campos de velocidade e pressão do escoamento que tem a forma da equação de Poisson

$$\nabla^2 p = -\rho \frac{\partial^2 (u_i u_j)}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2.1.12)$$

Introduzindo a hipótese de Reynolds nesta expressão (2.1.12) obtém-se

$$\nabla^2 p = -\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - 2\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} - \rho \frac{\partial^2 (u'_i u'_j)}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2.1.13)$$

que segundo Rotta, 1972, apesar de descrever o campo de pressões como função da velocidade e tensões de Reynolds, por sua complexidade não é, normalmente, utilizada para a determinação do campo de pressões médias. A abordagem usual é a de isolar, através da hipótese de Reynolds, o termo representativo do campo de pressões flutuantes na forma

$$\nabla^2 p' = -2\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} - \rho \frac{\partial^2 (u'_i u'_j)}{\partial x_i \partial x_j} + \rho \frac{\partial^2 \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2.1.14)$$

Nesta expressão, que é uma equação diferencial elíptica na qual a viscosidade não está presente, vê-se que as flutuações de pressão são produzidas pela interação entre os gradientes de velocidade média e os gradientes das flutuações de velocidade e pela ação recíproca das diferentes componentes da flutuação de velocidade (as tensões virtuais de Reynolds instantâneas e médias).

A expressão (2.1.12), escrita em termos de grandezas médias mais flutuações, tem como solução geral uma relação que salienta o fato de ser o campo de pressões dependente de uma integração sobre todo o campo de velocidades e não uma grandeza de variação localizada. No entanto, conforme já apresentado anteriormente, a pressão em determinado ponto não será altamente correlacionada com a flutuação de velocidade em qualquer outro de sua vizinhança, e sim pelas flutuações que ocorrerem a uma distância comparável ao comprimento de onda desta componente [Townsend, 1976].

## 2.2 ANÁLISE DE PROCESSOS ESTOCÁSTICOS

Os dados que representam um fenômeno físico apresentam características que permitem classificá-los conforme a possibilidade ou não de se explicitar uma relação matemática que os descrevam. Se a relação é conhecida, este é o caso dos Dados Determinísticos, caso contrário, são chamados de Dados Aleatórios ou Estocásticos, segundo a descrição de Bendat e Piersol,

1986. Uma ocorrência, isolada no tempo, que represente o fenômeno físico durante um intervalo de tempo finito é denominada *Registro Amostral* e o conjunto de todos os registros possíveis de ocorrer constitui-se em um *Processo* que será determinístico ou estocástico, conforme a natureza dos dados que o compõem.

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, de apenas um intervalo de tempo específico do passado. Neste caso, o processo gerador dos dados é dito Estacionário sendo, ainda, classificado como *Ergódico* se os valores médios possuírem a mesma representatividade para todos os outros intervalos de tempo (registros) considerados. Sendo assim, 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 de um único registro amostral.

Tennekes e Lumley, 1987 afirmam que, devido ao caráter aleatório do comportamento das propriedades em um escoamento turbulento, é importante considerar, além dos valores médios destas grandezas, o modo com que as flutuações estão distribuídas em torno das médias e de que forma estão relacionadas entre si no tempo e na posição. As distribuições em torno das médias são caracterizadas pela Função Densidade de Probabilidade e seus Momentos enquanto as relações entre flutuações são caracterizadas pela Função de Correlação ou por sua transformada de Fourier, a Função de Densidade Espectral.

Se considerarmos os valores assumidos por uma grandeza genérica  $x(t)$ , a obtenção da média dos valores  $\bar{x}$  durante um intervalo de tempo  $T$  é feita a partir de

$$\bar{x} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad (2.2.1)$$

e a função densidade de probabilidade  $p(x)$  é dada por

$$p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta x} \left[ \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\Delta t_{x; x+\Delta x}}{T} \right] \quad (2.2.2)$$

onde  $x$  está representando um determinado valor da grandeza analisada,  $\Delta x$  um intervalo dentro de sua faixa de variação e  $\Delta t_{x; x+\Delta x}$  o tempo durante o qual  $x(t)$  assumiu valores entre  $x$  e  $x + \Delta x$ .

Desta forma, a média pode, também, ser representada por

$$\bar{x} = \int_{-\infty}^{\infty} x p(x) dx \quad (2.2.3)$$

constituindo-se no primeiro momento da função densidade de probabilidade.

Na prática de trabalhos experimentais, os dados representativos de uma série são tratados após a subtração da média, o que equivale a considerar os dados como resultantes de uma combinação entre uma componente estática, a média, e uma componente flutuante  $x'(t) = x(t) - \bar{x}$ . As potências deste valor  $x'(t)$ , ponderadas pela função densidade de probabilidade na forma

$$\xi = \int_{-\infty}^{\infty} (x')^n p(x') dx' \quad (2.2.4)$$

são empregadas na determinação dos momentos desta função, utilizados para caracterizar como os dados estão distribuídos em torno da média. Para a potência  $n$  igual a 2 o resultado de  $\xi$  é o Valor Quadrado Médio de  $x'$  (segundo momento) sendo sua raiz quadrada denominada a Média Quadrática (valor "RMS"). Valores de  $n$  iguais a 3 e 4 (terceiro e quarto momentos), após adimensionalização de  $\xi$  pelo valor RMS na 3ª e 4ª potências, respectivamente, resultam nos coeficientes de Assimetria e Curtose. O primeiro destes permite avaliar a simetria da função densidade de probabilidade em torno da origem, enquanto o último, sua planicidade.

A determinação de como as flutuações de uma grandeza  $x(t)$  estão relacionadas às flutuações de outra  $y(t)$  ao longo do tempo e da posição é feita a partir da Função de Correlação  $R_{xy}(\tau)$

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) y(t + \tau) dt \quad (2.2.5)$$

onde  $\tau$  é a variável defasagem no tempo entre  $x(t)$  e  $y(t)$ .

Se as funções  $x(t)$  e  $y(t)$  são uma só, o resultado obtido é denominado de Autocorrelação, com informações sobre a dependência geral dos dados em um instante com relação a um outro instante afastado de  $\tau$ , ocorrido em seu passado. Para funções diferentes, representando grandezas físicas diferentes, ou medidas em posições diferentes, a expressão resultante é a da

Correlação Cruzada que indica qual a intensidade da influência de  $x(t)$  sobre  $y(t)$ , neste caso denominadas impulso e resposta, respectivamente, ao longo do tempo.

A forma usual de representação da função de correlação é denominada Coeficiente de Correlação  $C_{xy}(\tau)$ , obtido através da adimensionalização que emprega o produto dos valores RMS das duas séries.

A transformada de Fourier da função de autocorrelação  $R_{xx}(\tau)$  define a Função de Densidade Autoespectral  $\Phi_{xx}(f)$

$$\phi_{xx}(f) = \int_0^T R_{xx}(\tau) e^{-i2\pi f\tau} d\tau \quad (2.2.6)$$

com informações equivalentes às já obtidas com  $R_{xx}$  no domínio tempo, porém, agora, no domínio frequência ( $f$ ). A representação gráfica desta função, denominada Autoespectro de Potência, descreve a composição geral em frequências dos dados aleatórios analisados, em termos de seus valores quadrados médios. Sua transformada inversa de Fourier reproduz a função de autocorrelação

$$R_{xx}(\tau) = \int_0^T \phi_{xx}(f) e^{i2\pi f\tau} df \quad (2.2.7)$$

Para funções  $x(t)$  e  $y(t)$  diferentes, a transformada de Fourier da função de correlação cruzada define a Função de Densidade Espectral Cruzada, geralmente com valores complexos, na forma

$$\phi_{xy}(f) = \phi_{xy}^{\text{REAL}}(f) - i\phi_{xy}^{\text{IMAG}}(f) \quad (2.2.8)$$

ou

$$\phi_{xy}(f) = |\phi_{xy}(f)| e^{-i\theta_{xy}(f)} \quad (2.2.9)$$

onde

$\phi_{xy}^{\text{REAL}}(f)$  = componente real de  $\phi_{xy}$  na frequência  $f$ ;

$\phi_{xy}^{\text{IMAG}}(f)$  = componente imaginário de  $\phi_{xy}$  em  $f$ ;

e

$|\phi_{xy}(f)|$  = módulo de  $\phi_{xy}$  em f; e

$\theta_{xy}(f)$  = ângulo de fase entre  $x(t)$  e  $y(t)$  em f.

Neste trabalho, as grandezas analisadas são as flutuações de pressão e de velocidade obtidas através de trabalho experimental.

As equações empregadas na descrição das relações físicas e matemáticas entre as grandezas envolvidas neste trabalho, apresentadas nos sub-itens anteriores, com o significado físico de seus termos, não encerram em si o conjunto completo de fundamentos necessários e suficientes para a condução e interpretação completa de resultados de investigações desta natureza. Devem ser analisados alguns tópicos adicionais, em conjunto com as equações, sobre o levantamento dos campos de pressões flutuantes nas paredes dos tubos de arranjos submetidos a escoamento transversal turbulento, aqui realizado. Embora o conteúdo destes tópicos seja, em sua maioria, resultado de trabalhos puramente experimentais, eles se constituem em uma grande parte do que se poderia denominar “fundamentos” disponíveis nesta área, para os quais uma excelente referência foi o trabalho de Willmarth, 1975, já citado no item 1.2.3 da Revisão Bibliográfica, aqui destacado pelo pioneirismo, profundidade, importância e, embora passadas duas décadas, pela validade dos aspectos investigados, ou relatados, quando se referem a trabalhos de outros autores.

As discussões sobre as prováveis escalas das flutuações de pressão e outros efeitos tais como o do gradiente de pressões e o da rugosidade das paredes dos contornos sólidos estão, também, relatados no artigo citado, que vem sendo, com o passar do tempo e crescente desenvolvimento de técnicas e base conceitual, complementado por outros autores entre os quais o presente trabalho pretende lugar.

### 3 DISPOSITIVO DE TESTES

#### 3.1 CANAL

O canal de testes é construído em acrílico transparente com comprimento total de 2000 mm e seção transversal retangular com 146 mm de altura por 193 mm de largura, ajustável, onde é colocado o banco de tubos a ser estudado.

Através deste canal, ar é impulsionado por um ventilador centrífugo com vazão regulada por uma válvula gaveta. Após a válvula o ar passa por uma câmara de tranquilização, um difusor, duas colmeias e duas telas de malha fina (figuras 3.1 e 3.2). Para este canal, as características do escoamento encontradas foram velocidades médias ajustáveis até em torno de 10 m/s com intensidade da turbulência da ordem de 2 %, na região central da seção transversal distante 300 mm da saída do canal (ver item 4.3.2).

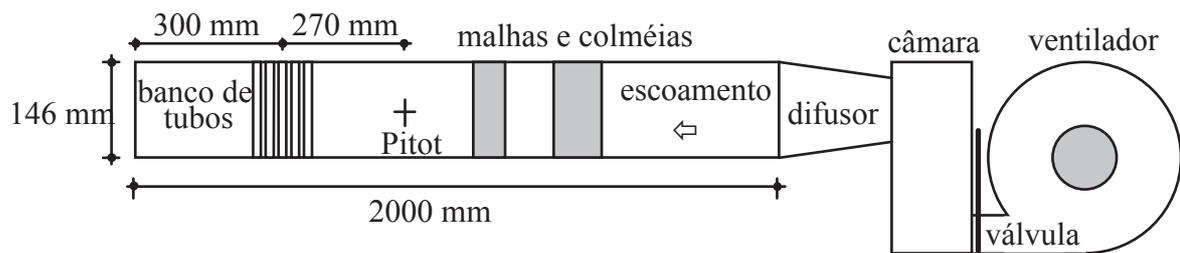


Figura 3.1: Representação em corte lateral esquemática do canal (sem escala).



Figura 3.2: Vista da seção de testes com sensores e banco de tubos (escoamento da direita para esquerda).

No interior do canal foram instalados bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares, de eixos orientados a  $90^{\circ}$  com o escoamento, e diversos outros dispositivos necessários à realização de cada diferente série de ensaios, que serão descritos com maior detalhe nos itens específicos. Os arranjos são constituídos por cinco linhas de tubos e, conforme o tipo de medição realizada, 4 ou 5 colunas, perfazendo um total de 20 ou 25 tubos nos arranjos quadrangulares e 18 ou 23 tubos nos arranjos triangulares, sendo a razão de espaçamento dada pela relação  $P/D$ , onde  $P$  é a distância entre os centros das seções transversais dos tubos, ou passo, e  $D$  o diâmetro dos tubos, neste trabalho igual a 32,1 mm (figura 3.3).

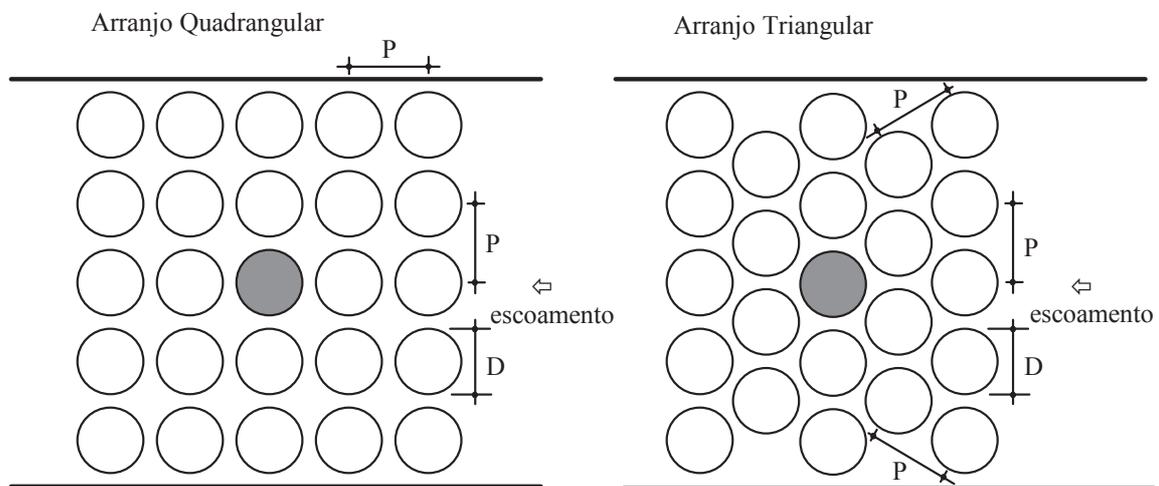


Figura 3.3: Representação esquemática em planta dos arranjos de tubos (o tubo assinalado foi instrumentado com transdutor de pressão).

### 3.2 INSTRUMENTAÇÃO

A montante do banco de tubos foi instalada uma sonda de Pitot para a medição da velocidade de referência de cada ensaio, conectada a um micro-manômetro de coluna líquida DWYER.

Um dos tubos no interior dos bancos, foi instrumentado com uma tomada de pressão com 1,7 mm de diâmetro, localizada à meia altura, à qual foi conectado, com o uso de uma mangueira plástica, com 24 mm de comprimento e 3,2 mm de diâmetro interno, um transdutor de pressão piezo-resistivo ENDEVCO para medição das flutuações de pressão na parede do tubo (figuras

3.4 e 3.5). Determinações preliminares para escoamento em condutos circulares e no próprio canal mostraram ser esta técnica de conexão adequada às medições realizadas.

As principais características do transdutor de pressão são as seguintes:

Marca/modelo:	ENDEVCO / s.8506-2;
Faixa de trabalho:	$\pm 13,8$ kPa (relativa);
Sensibilidade:	$23 \pm 7$ mV / kPa;
Frequência natural de ressonância:	35 kHz; e
Diâmetro da face:	2,3 mm.

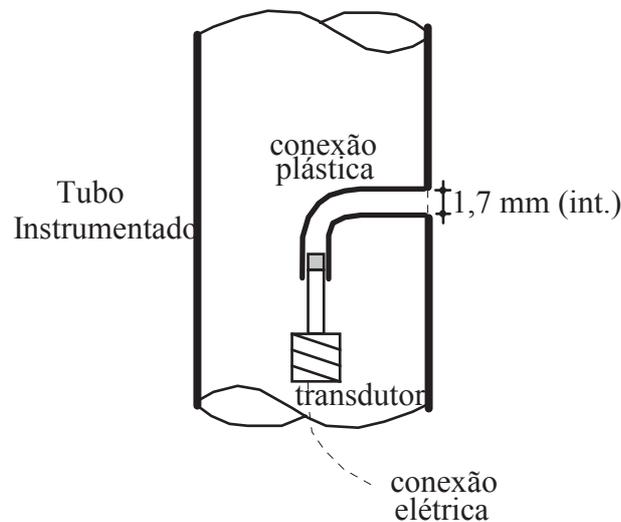


Figura 3.4: Esquema de montagem do transdutor de pressão no interior do tubo instrumentado.

As flutuações de velocidade no interior dos bancos de tubos foram medidas com dois sistemas de anemometria de fio quente a temperatura constante DANTEC, usando fios retos com 1,2 mm de comprimento e 5  $\mu$ m de diâmetro em tungstênio recoberto de platina (sonda na figura 3.5). O primeiro sistema, mais simples, com somente uma unidade (55M01), foi empregado nas primeiras séries de ensaios e o segundo, com duas unidades (StreamLine), com mesmas características de funcionamento, porém, contando com um número maior de recursos nos aspectos referentes a aquisição, condicionamento e registro de resultados, foi utilizado nas séries de ensaios subsequentes, representando, aproximadamente, 60% dos trabalhos de medição de velocidades.



Figura 3.5: Transdutor de pressão com conexão elétrica (à esquerda) e sonda de fio quente reto com suporte reto (ao centro).

O posicionamento das sondas de anemometria era feito, ou utilizando suportes de sonda em ângulo de  $90^\circ$ , a partir das paredes laterais do canal, ou com suportes retos fixados a posicionadores milimétricos que possibilitavam a movimentação da sonda entre as diferentes posições de cada ensaio garantindo rigidez e segurança na fixação das mesmas. A forma de posicionamento dos suportes em ângulo de  $90^\circ$  e reto aparece, respectivamente, nas figuras 3.6 e 3.7, em conjunto com sensor de temperatura, tubo de Pitot e tubos dos arranjos.

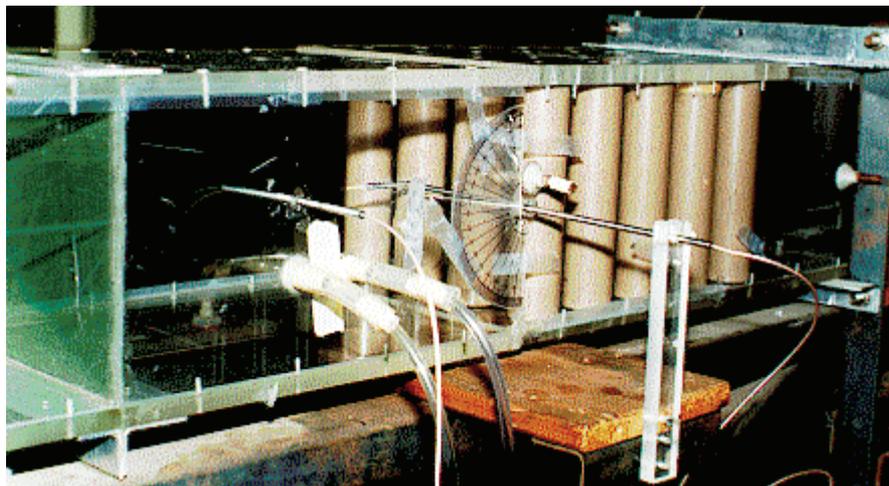


Figura 3.6: Vista de montante do canal com banco de tubos quadrangular, mostrando, da esquerda para direita, sensor de temperatura do sistema StreamLine, Tubo de Pitot e Posicionador em ângulo de  $90^\circ$  (escoamento da esquerda para direita).



Figura 3.7: Vista da descarga do canal com banco de tubos quadrangular e do posicionador da sonda do anemômetro de fio quente e do posicionador reto da sonda de fio quente.

Para os arranjos triangulares, conforme as figuras (3.8-b) e (3.9-b), o suporte da sonda atravessava um tubo na quarta linha, de maneira que o fio pudesse ser colocado à sua frente, na passagem estreita da terceira linha de tubos. Esta montagem aparece, também, na figura 3.10, onde apenas os quatro tubos mais próximos da sonda de velocidade foram mantidos para a fotografia.

As figuras 3.8 e 3.9 apresentam, para os arranjos quadrangular e triangular, vistas esquemáticas (em perspectiva cônica) dos arranjos de tubos e do suporte reto da sonda do anemômetro, que era movimentado ao longo da linha central da passagem entre os tubos.

Foram empregados transdutores de pressão eletrônicos Hartmann & Braun / ARA-200 para as medições de pressões médias, um acelerômetro Metra na fase de investigação do comportamento da instalação do canal quanto a vibrações e um conjunto de filtros analógicos, desenvolvidos, montados e testados no próprio laboratório, para o tratamento dos sinais elétricos oriundos dos sensores.

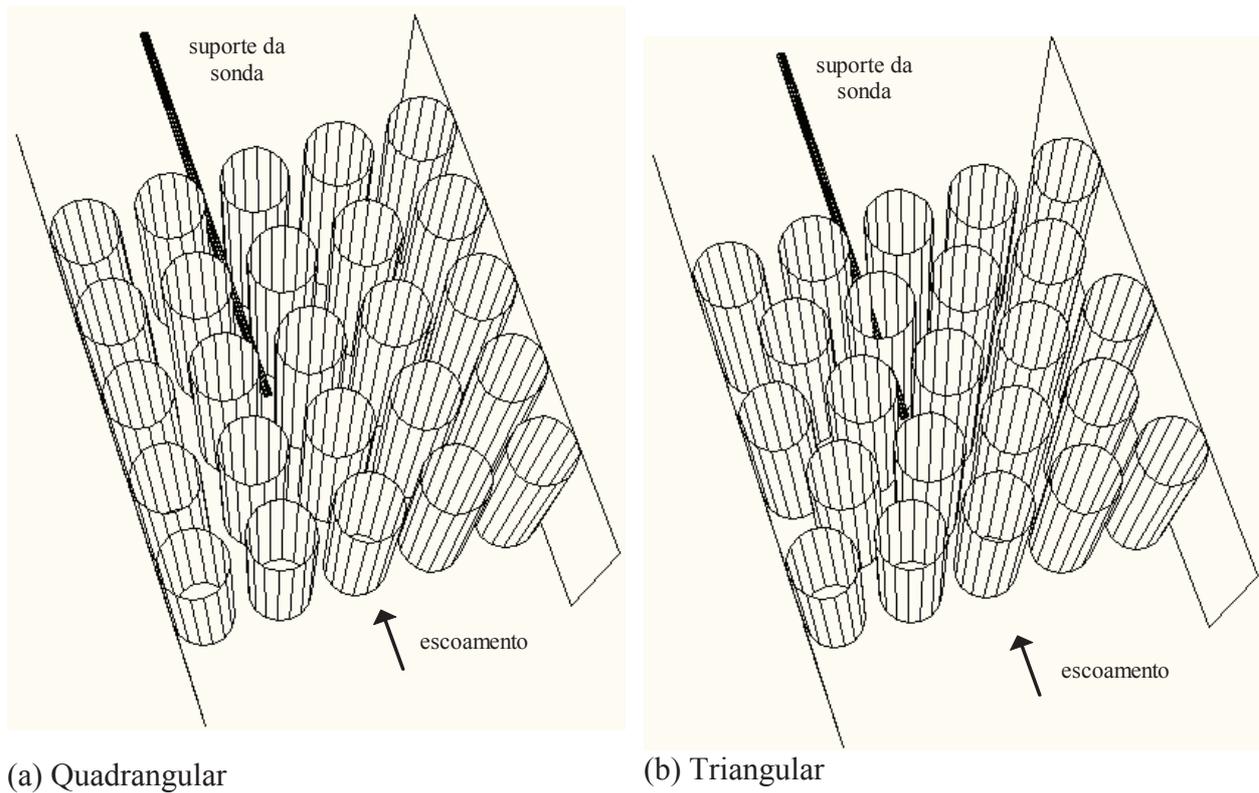


Figura 3.8: Representação esquemática, vista na diagonal de cima para baixo, da esquerda para direita e de montante para jusante, dos bancos de tubos com arranjos quadrangulares (a) e triangulares (b) e do suporte reto da sonda do anemômetro de fio quente.

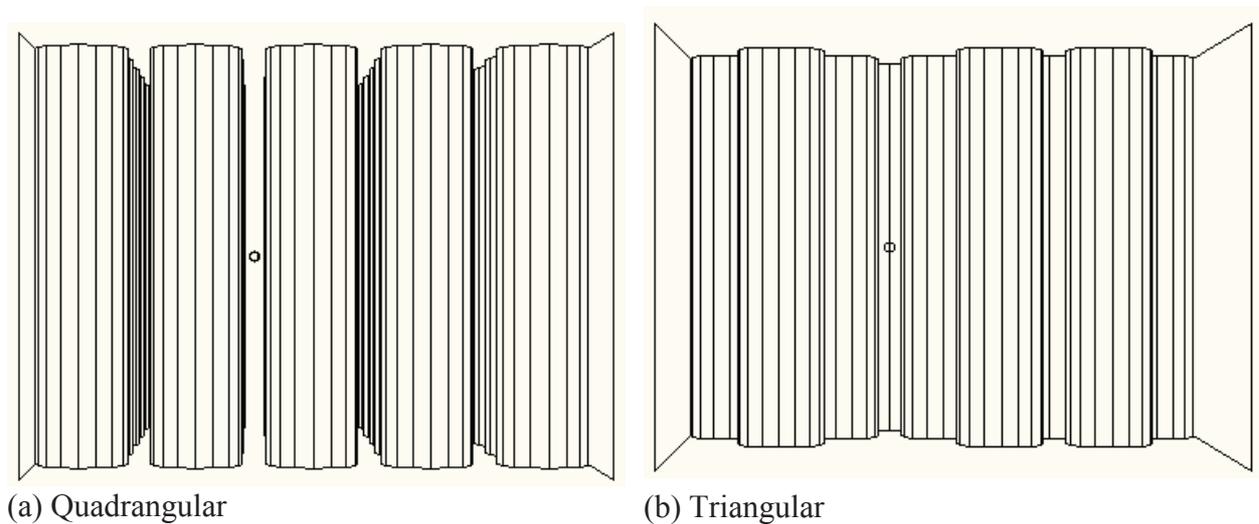


Figura 3.9: Representação esquemática, vista de montante para jusante, dos bancos de tubos com arranjos quadrangulares (a) e triangulares (b) e do suporte reto da sonda do anemômetro de fio quente (pequeno círculo entre os tubos). (O arranjo triangular aparece sem a primeira linha de tubos e sem o tubo à frente do suporte.)

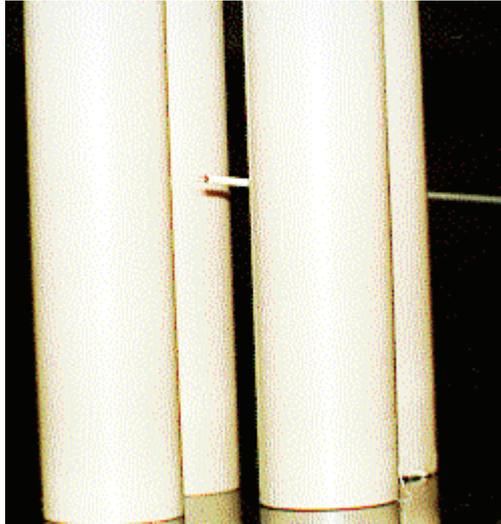


Figura 3.10: Montagem, com apenas quatro tubos, para visualização do posicionamento da sonda do anemômetro em uma passagem estreita, em arranjo triangular (o suporte atravessa um tubo da linha posterior à posição da sonda).

### 3.3 AQUISIÇÃO DE DADOS

As aquisições de dados foram realizadas através de conversão analógico-digital, tendo sido empregados dois diferentes equipamentos conversores acoplados a um micro-computador compatível com IBM/PC, responsável, também, pelo registro, conversão e processamento destes sinais elétricos.

Na primeira fase desta pesquisa, estava disponível uma placa analógico-digital com controle de tempo associado à frequência de processamento do computador e com as seguintes características principais:

- Marca / modelo: ANAMED / AM13PC;
- Número de canais: 16;
- Resolução: 12 bits (4096 níveis);
- Faixas de trabalho:  $\pm 5$  V,  $\pm 1$  V,  $\pm 0,5$  V e  $\pm 0,1$  V; e
- Tempo de conversão: 15,5  $\mu$ s (mínimo).

Este equipamento foi utilizado nas investigações preliminares das características hidrodinâmicas no interior do banco de tubos e nas primeiras medições simultâneas de flutuações de velocidade e pressão. Posteriormente, foi adquirida uma nova placa, esta com controle de tempo e armazenamento de dados independente da máquina acoplada, conferindo maior flexibilidade de trabalho principalmente em aquisições simultâneas.

As principais características deste conversor são as seguintes:

Marca / modelo: KEITHLEY / Metrabyte DAS-58;

Número de canais: 8;

Resolução: 12 bits (4096 níveis);

Faixas de trabalho: 0-5 V, 0-10 V,  $\pm 2,5$  V,  $\pm 5$  V, e  $\pm 10$  V;

Tempo de conversão: 1  $\mu$ s (mínimo);

Memória acoplada: 1 Mbyte; e

Aquisição simultânea: Sim, em conjunto com dispositivo disponível SSH-58 (“Simultaneous Sample and Hold - 58”) que adquire, simultaneamente, o valor da tensão presente em cada canal da placa.

O tempo de duração dos registros, bem como os valores das frequências de digitalização e filtragem foram estabelecidos, para cada série de experimentos, por meio de tentativas realizadas 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.

Sendo assim, as amostras de dados para a obtenção de funções auto-espectrais foram adquiridas com as frequências, ou de 39 kHz (quando a flutuação das grandezas era medida uma por vez), filtradas para passar na faixa de frequências entre 1 Hz e 20 kHz, ou 16,1 kHz em dois canais simultâneos (quando as flutuações de velocidade e de pressão eram medidas simultaneamente), filtradas para passar na faixa de frequências entre 1 Hz e 8,05 kHz. Estes valores das frequências de aquisição eram os máximos que se podia obter com o sistema de aquisição inicialmente empregado e foram mantidos até o final desta etapa de investigação, mesmo após a chegada do equipamento com maiores recursos quanto a este parâmetro.

Para as medições que visavam obter médias quadráticas e correlações cruzadas entre flutuações de velocidades e de pressões, a frequência de aquisição foi de 3 kHz e a filtragem passa-banda entre as frequências de 1 Hz e 1 kHz.

Na etapa final, de ensaios complementares, todas as amostras de dados, sejam para um canal isolado, dois ou três canais simultâneos, foram adquiridas a uma frequência de 4 kHz e filtradas para passar entre 1 Hz e 2 kHz.

As faixas de maiores frequências, utilizadas nas determinações das funções auto-espectrais, foram adotadas para permitir a identificação da distribuição de energia das flutuações de velocidade e de pressão com a maior abrangência possível e até onde fosse necessário para que não houvesse perda de informação. Na determinação de médias quadráticas e correlações

cruzadas, por outro lado, foi necessária a redução dos valores das frequências máximas e, em consequência, das frequências de corte na aquisição dos dados, para evitar a obtenção de correlações combinadas com excessivo ruído acústico e elétrico, que possuía frequências características mais altas.

## 4 TRABALHO EXPERIMENTAL

### 4.1 CARACTERIZAÇÃO DOS CAMPOS DE FLUTUAÇÕES DE VELOCIDADES E DE PRESSÕES

O clássico trabalho de Uberoi e Kovaszny, 1953 classifica como as determinações estatísticas mais significativas para a caracterização de campos com grandezas variando aleatoriamente, como é o caso de flutuações de velocidades e pressões em escoamentos turbulentos, as funções de correlação e de densidade espectral. No entanto, estas determinações são dificultadas pelo fato das grandezas não serem obtidas em regiões do espaço tão reduzidas que permitam considerar suas propriedades como constantes. Além disso, normalmente, não é feito o registro da grandeza propriamente dita, e sim, de alguma outra grandeza, relacionada à primeira através de uma função de transferência, função esta associada às características do equipamento de medição utilizado.

Pelas considerações anteriores, antes de iniciar-se as medições de grandezas hidrodinâmicas, que foram objetivos deste trabalho, foram efetuados estudos preliminares para detalhamento do desempenho dos equipamentos disponíveis. Assim, os equipamentos empregados foram testados em situações com padrão de respostas previamente conhecido fornecendo resultados satisfatórios. Na seção de testes própria deste trabalho de pesquisa foram, também, efetuados ensaios preliminares visando um maior conhecimento sobre os parâmetros de vibração mecânica da mesma, induzida por fontes externas ao escoamento, tais como a vibração do conjunto motor-ventilador e influência da utilização de conexões entre a tomada de pressão e o sensor utilizado.

### 4.2 METODOLOGIA DO TRABALHO EXPERIMENTAL

Ao início de cada série de medições foram avaliadas as condições ambientais quanto a pressão atmosférica e temperatura do ar, no exterior e no interior do canal, já com escoamento estabelecido, para determinação das propriedades termodinâmicas do fluido. Foram, também, efetuadas as calibrações dos sistemas de anemometria e medição de pressão, em dispositivos próprios para obtenção de parâmetros de calibração, adequados às faixas de trabalho, que seriam empregadas posteriormente. Para esta etapa do trabalho foram empregados programas de

computador e procedimentos descritos em Vosáhló, 1984, Möller, 1988 e Endres, 1990, adaptados às condições específicas de utilização no laboratório.

O posicionamento dos sensores no interior do banco de tubos foi efetuado de forma a permitir comparações entre grandezas medidas em locais próximos e posterior caracterização de sua forma de variação.

A tomada de pressão podia ser movimentada ao longo da circunferência do tubo instrumentado, por intermédio de um posicionador angular, sendo registradas medições entre 0 e 180 graus de orientação com o escoamento de aproximação ao banco de tubos, crescendo no sentido horário. O sensor do anemômetro foi posicionado paralelamente às geratrizes dos tubos e perpendicularmente ao escoamento médio podendo deslocar-se ao longo do centro da passagem estreita entre os tubos, por meio de um braço posicionador (figura 4.1).

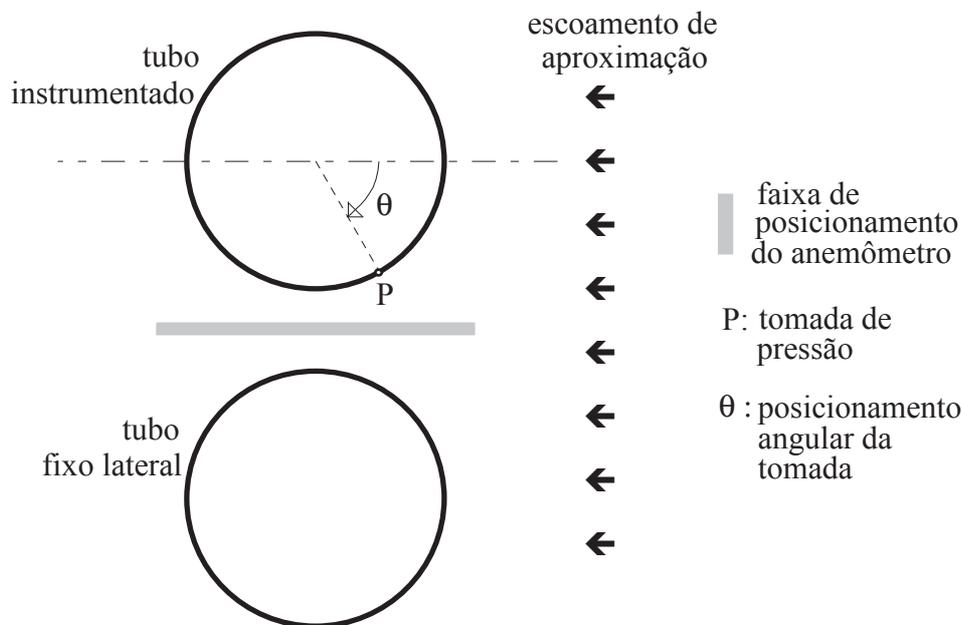


Figura 4.1: Esquema do posicionamento dos sensores de medida no interior do banco de tubos.

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

A faixa de variação do sinal de entrada foi previamente analisada para uma seleção adequada da faixa de ganho do conversor que visava, por um lado não perder informações devido a sobre ou sub-tensões e, por outro, otimizar o uso dos níveis de conversão disponíveis. Este

resultado foi armazenado em meio magnético para posterior conversão ao domínio da grandeza física (pressão ou velocidade) com o uso da curva de calibração correspondente, previamente obtida. Este processo foi repetido para as diferentes posições relativas assumidas pelos sensores no interior dos bancos de tubos.

Os registros com as medições realizadas foram tratados visando, basicamente, as seguintes determinações:

- (a) auto-espectros de flutuações de pressão e de velocidade;
- (b) correlogramas cruzados entre flutuações de pressão e de velocidade; e
- (c) médias quadráticas (valores RMS) das flutuações de pressão ao longo da circunferência dos tubos no interior do banco.

Os resultados obtidos foram comparados com determinações equivalentes publicadas por outros autores, quando disponíveis, buscando confirmações ou novas contribuições a respeito dos parâmetros calculados ou das características hidrodinâmicas no interior do canal com o banco de tubos.

O fluxo de trabalho resumido, utilizado nesta pesquisa, para tratamento das medições desde a grandeza física até o resultado final, está representado de maneira esquemática na figura 4.2.

### 4.3 ENSAIOS PRELIMINARES

Estes ensaios foram realizados com o objetivo de avaliar o comportamento da seção de testes bem como das técnicas de medição empregadas.

#### 4.3.1 INFLUÊNCIA DA CONEXÃO ENTRE TOMADA E TRANSDUTOR DE PRESSÃO

Estes ensaios foram conduzidos com o objetivo de determinar a influência da utilização de conexões entre os transdutores de pressão e as tomadas de pressão no estudo das flutuações de pressão, naquelas aplicações onde não seja possível a montagem direta do transdutor faceado à parede ("flush mounted"). Os sistemas de anemometria e de medição de pressão, descritos no item 3.2, foram utilizados para medir flutuações de velocidade e de pressão em duas situações:

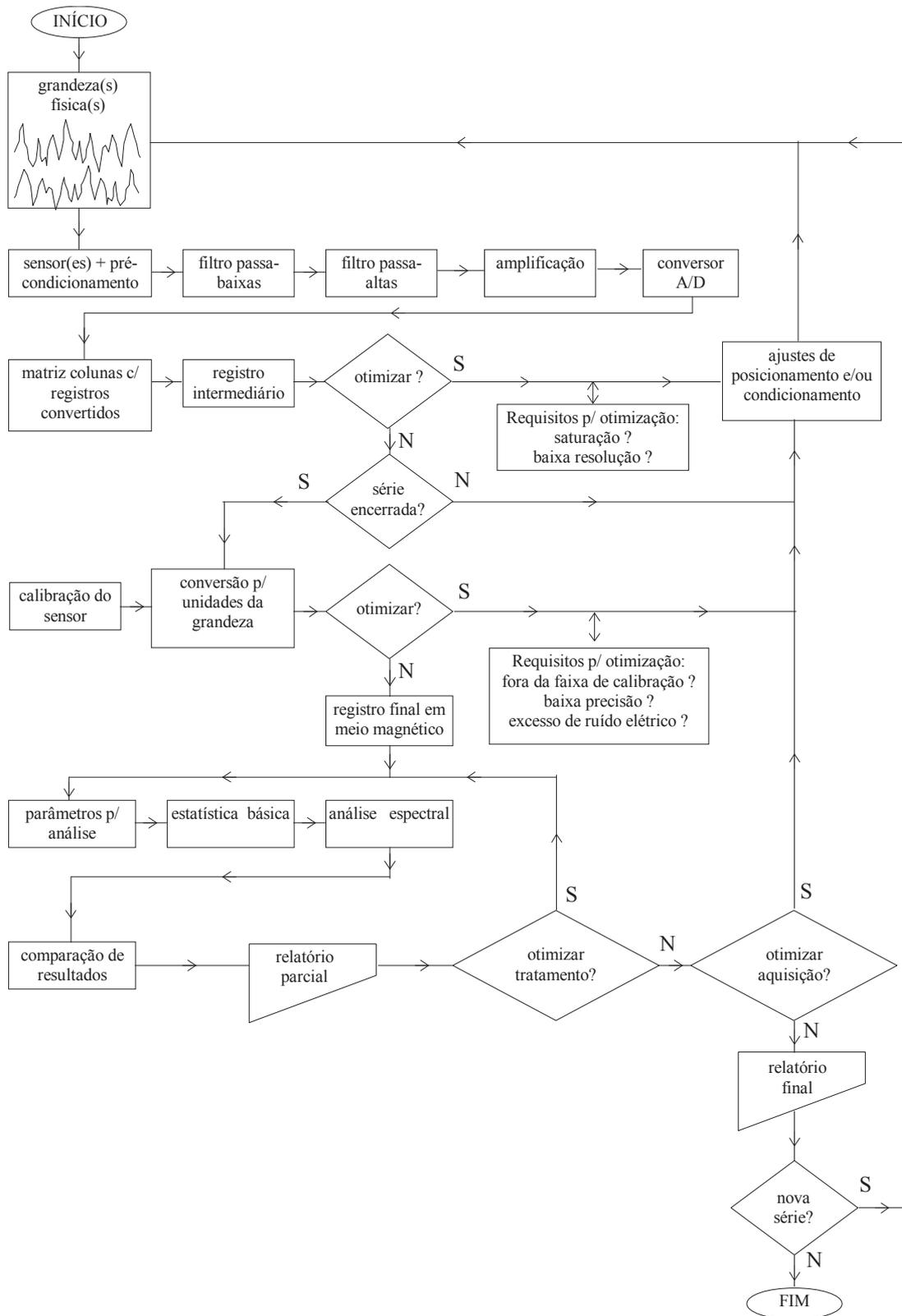


Figura 4.2: Fluxo de trabalho para o tratamento de dados medidos.

a primeira, na parede de um tubo de seção transversal circular com escoamento turbulento de ar plenamente desenvolvido, cujos resultados são apresentados a seguir e, a segunda, no próprio canal em que foram montados os bancos de tubos, com os resultados apresentados no apêndice A1, em anexo.

Desta forma, baseado em comparações da literatura corrente com os resultados das características obtidas para o escoamento, seria possível avaliar o efeito da utilização desta técnica sobre os resultados das medições bem como o desempenho geral dos sistemas de anemometria e medição de pressão nas condições de trabalho existentes.

Caracterizando a primeira situação, o canal utilizado, foi um tubo plástico (PVC), com 5,4 m de comprimento e 34,5 mm de diâmetro interno, conectado a um ventilador centrífugo. O sensor de pressão foi instalado em uma seção transversal afastada 155 diâmetros da entrada do tubo, de forma a obter-se um perfil de velocidades plenamente desenvolvido. A tomada de pressão consistia em um orifício de 1,7 mm de diâmetro no qual foi instalado o transdutor conectado por meio de mangueiras plásticas transparentes, com 3,2 mm de diâmetro interno, tendo sido utilizados três diferentes comprimentos iguais a 12 mm, 29 mm e 46 mm, correspondentes a , respectivamente, 7; 17 e 27 vezes o diâmetro da tomada de pressão. Na direção perpendicular à parede, em frente à tomada de pressão a uma distância de 2 mm da parede, foi colocada a sonda do anemômetro. O sistema de medição das grandezas e de aquisição e tratamento dos dados foi o mesmo já descrito no itens 3.2 e 3.3.

As características do experimento realizado foram:

- Velocidade média na seção transversal:  $u_m = 21,69 \text{ m/s};$
- Velocidade de fricção:  $u^* = 1,119 \text{ m/s};$
- Número de Reynolds:  $R_D = \frac{u_m D}{\nu} = 4,9 \cdot 10^4;$
- Frequência de aquisição das flutuações de velocidade e pressão:  $f_a = 4 \text{ kHz};$
- Intervalo de tempo da aquisição, por amostra:  $T = 15 \text{ s};$  e
- Frequência nominal de corte dos filtros analógicos passa-baixa:  $f_c = 1 \text{ kHz}.$

O perfil de velocidades médias temporais foi medido ao longo do raio da seção transversal onde pôde ser constatada uma razoável concordância obtida com a Lei da Parede de Nikuradse para perfil desenvolvido.

Quanto ao espectro de frequências das flutuações de velocidade (figura 4.3), é possível identificar características de decaimento da energia com os padrões das regiões de produção e

sub-região inercial de Kolmogorov, excetuando alguma influência da filtragem analógica ao final da faixa mostrada.

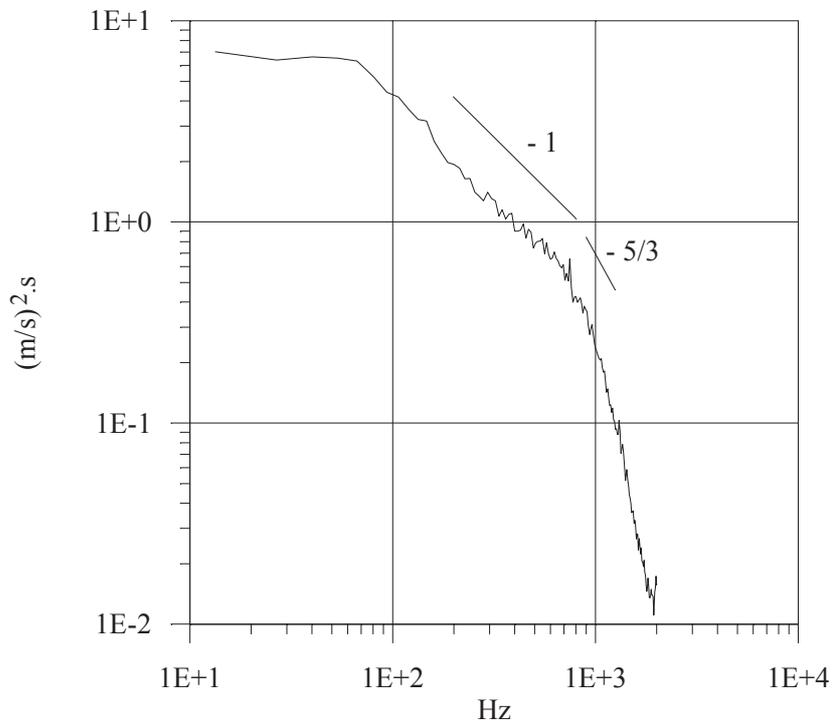


Figura 4.3: Espectro de potência das flutuações de velocidade a 2 mm da parede do canal.

Nos resultados dos espectros de flutuação de pressão, para os três comprimentos de conexão utilizados, verifica-se que os mesmos mostram boa concordância entre si, exceto a partir de 1500 Hz onde os valores obtidos com a conexão de 29 mm de comprimento resultam significativamente maiores do que os obtidos com a de 12 mm, mesmo já estando submetidos ao efeito atenuador do filtro (figura 4.4). Este efeito torna-se mais importante na comparação da conexão mais curta com a de 46 mm de comprimento, onde já para frequências de 400 Hz o efeito amplificador da conexão é visível (figura 4.5) [Holmes e Lewis, 1987].

Finalmente, na análise das correlações cruzadas entre a flutuação longitudinal de velocidade e a flutuação de pressão, obtidas com as três conexões utilizadas, observa-se que à medida em que o comprimento da conexão é aumentado, as curvas tornam-se mais ásperas, porém, sua forma geral permanece inalterada. Este fato deve ser causado pela influência dos picos nas altas frequências, dos espectros de flutuação de pressão, descritos nas figuras 4.4 e 4.5, que foram introduzidos pelo emprego das conexões. O ponto de máxima correlação permanece para o tempo de defasagem igual a zero, com a mesma magnitude em todas as situações

ensaiadas, indicando que os efeitos das conexões não produziram defasagens nas flutuações de pressão relacionadas com as flutuações de velocidade medidas (figuras 4.6 a 4.8).

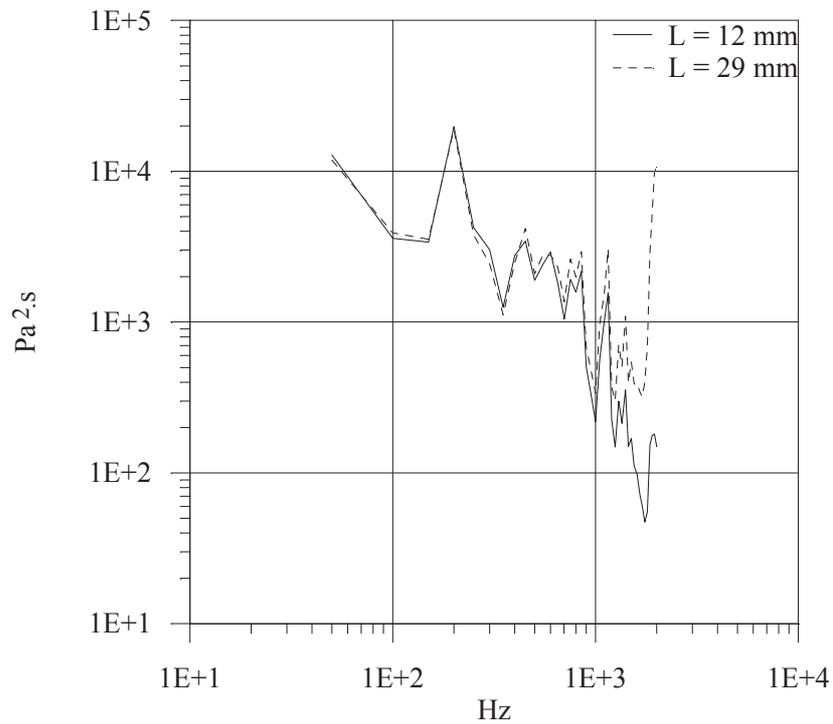


Figura 4.4: Espectro de potência das flutuações de pressão para os comprimentos da conexão  $L = 12 \text{ mm}$  e  $29 \text{ mm}$ .

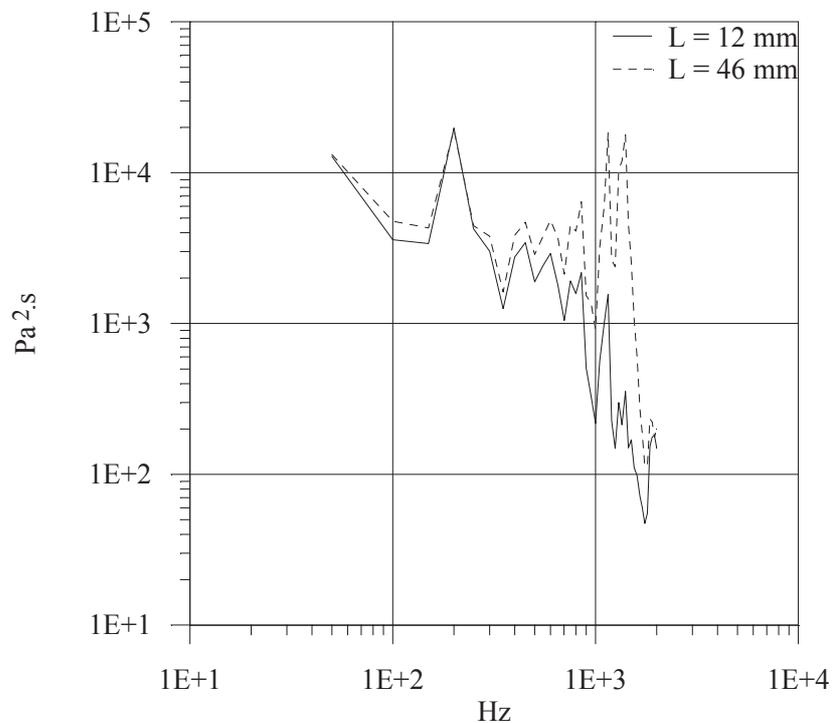


Figura 4.5: Espectro de potência das flutuações de pressão para os comprimentos da conexão  $L = 12 \text{ mm}$  e  $46 \text{ mm}$ .

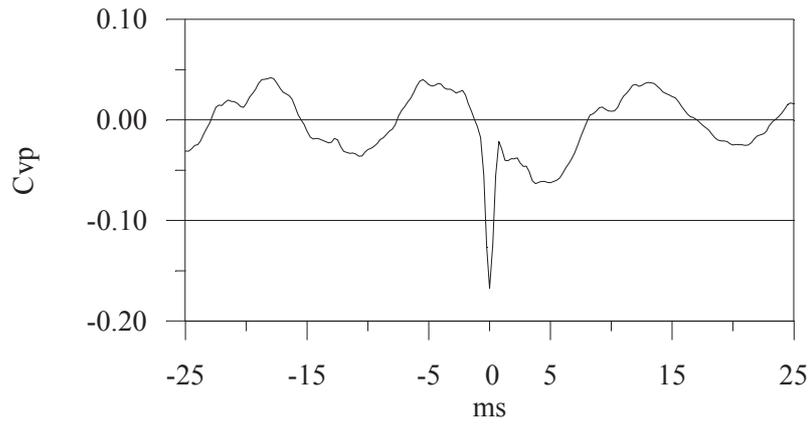


Figura 4.6: Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e pressão com conexão de comprimento  $L = 12$  mm.

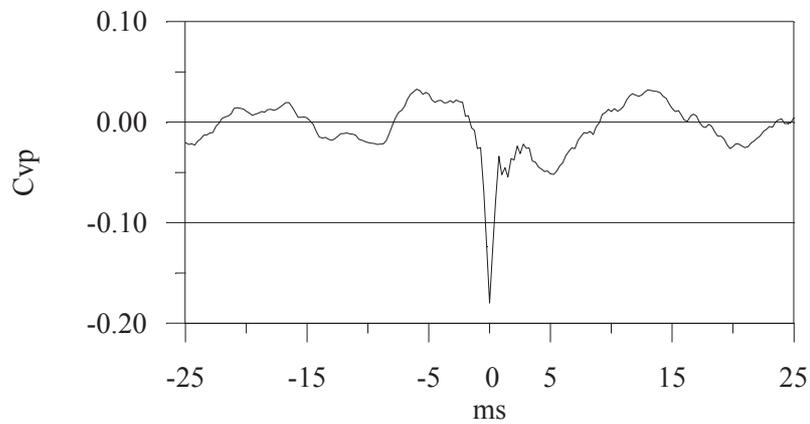


Figura 4.7: Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e pressão com conexão de comprimento  $L = 29$  mm.

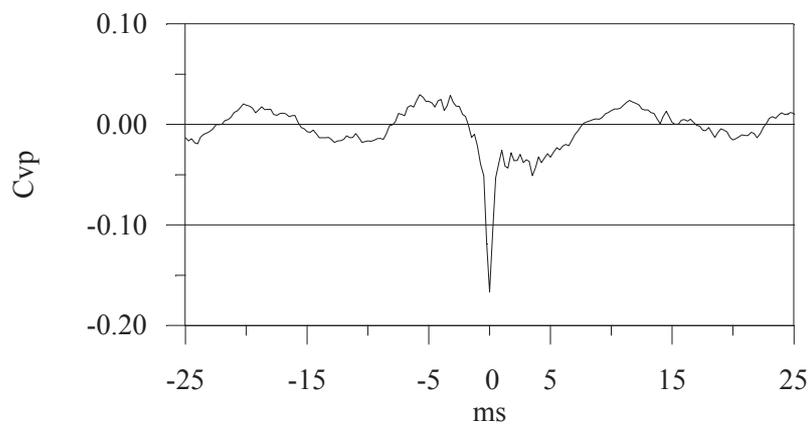


Figura 4.8: Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e pressão com conexão de comprimento  $L = 46$  mm.

### 4.3.2 CARACTERÍSTICAS DO CANAL

Antes do início dos experimentos no canal com os bancos de tubos, a distribuição do escoamento na seção de testes foi avaliada, mostrando um perfil de velocidades uniforme na região central do canal, confirmando resultados apresentados em Silva, 1993.

A figura 4.9 apresenta os valores de intensidades da turbulência medidas ao longo de meia seção transversal do canal, montado com sua largura máxima de 168 mm, considerando como velocidade de referência a máxima obtida para o canal sem bancos de tubos, igual a 10,95 m/s.

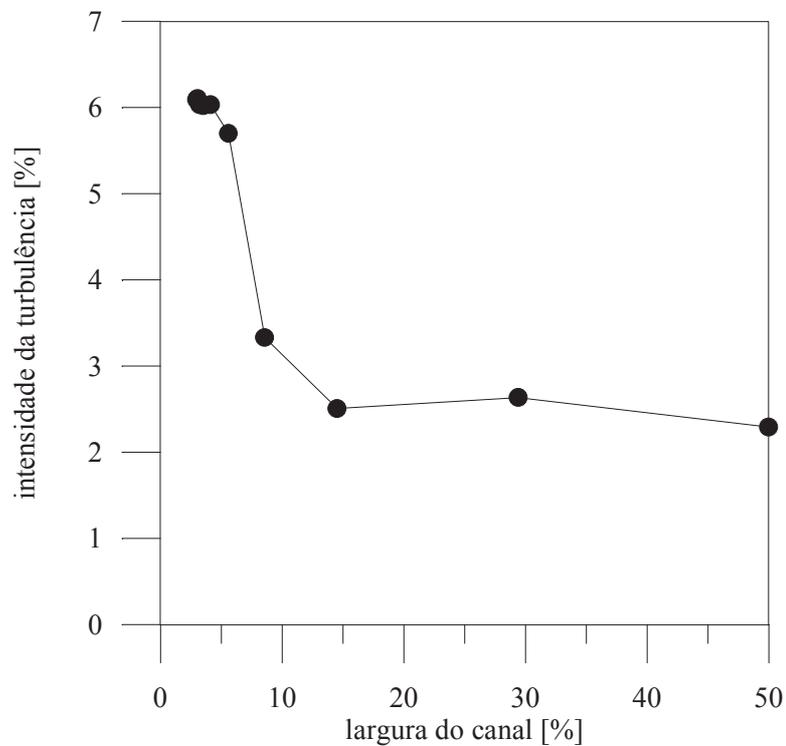


Figura 4.9: Intensidades da turbulência na meia seção do canal definitivo (velocidade de referência igual 10,95 m/s).

Medições das vibrações da seção de testes (incluindo os tubos nos bancos) foram, também, realizadas para identificar possíveis influências provocadas pelo ventilador ou motor elétrico de acionamento, que pudessem vir a ser captadas pelo sensor de pressão. O resultado característico destas medições está apresentado na figura 4.10.

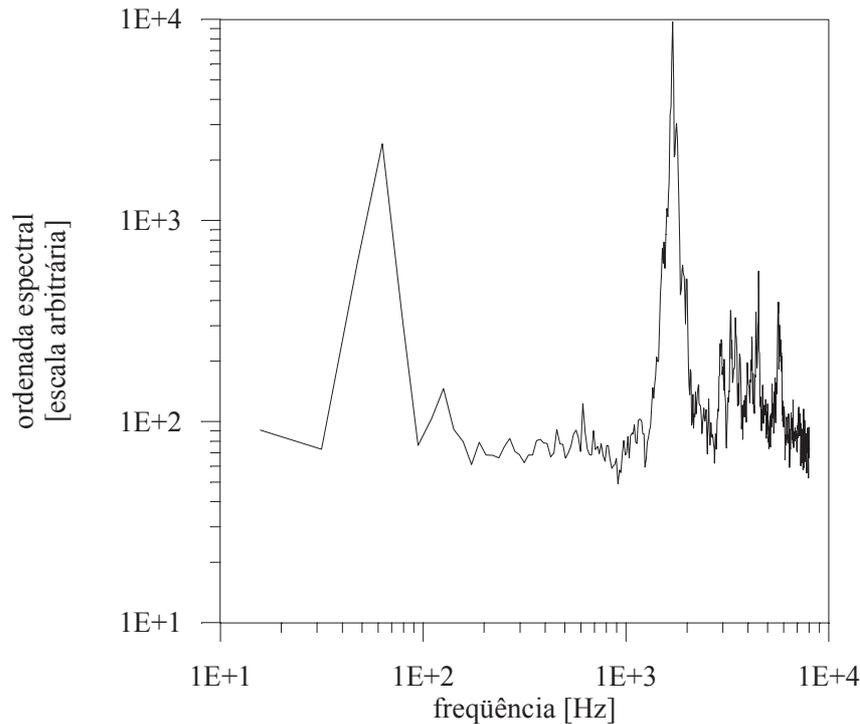


Figura 4.10: Espectro característico da vibração mecânica da seção de testes.

Pela análise da figura 4.10, verifica-se que duas importantes frequências do sinal medido estão em torno de 60 Hz e 2000 Hz. A primeira é devida à frequência da rede elétrica do laboratório, claramente percebida, mesmo quando o ventilador estava desligado, e a segunda induzida pelo conjunto motor-ventilador. Outras ordenadas, em frequências diferentes e com menor energia apareciam, eventualmente, nos espectros obtidos quando das repetições realizadas visando confirmações de resultados. Este fato pode ser explicado por características periódicas existentes no funcionamento dos equipamentos.

Foram, também, realizadas investigações quanto à resposta do sistema para medição de pressões, incluindo todos os equipamentos eletrônicos envolvidos nesta etapa e a conexão empregada entre a tomada e o transdutor, excluindo os efeitos hidrodinâmicos do interior do banco de tubos.

O efeito isolado da vibração do canal sobre o transdutor de pressão, com o ventilador ligado, foi avaliado com a fixação do transdutor sobre a parte superior do canal, em seu lado externo, sem contato da membrana sensível com o escoamento. A característica deste resultado distribuído em frequências é o apresentado no espectro da figura 4.11. A mesma situação foi repetida, porém com o ventilador desligado para avaliação exclusiva do ruído elétrico do conjunto de equipamentos empregados, estando o resultado na figura 4.12.

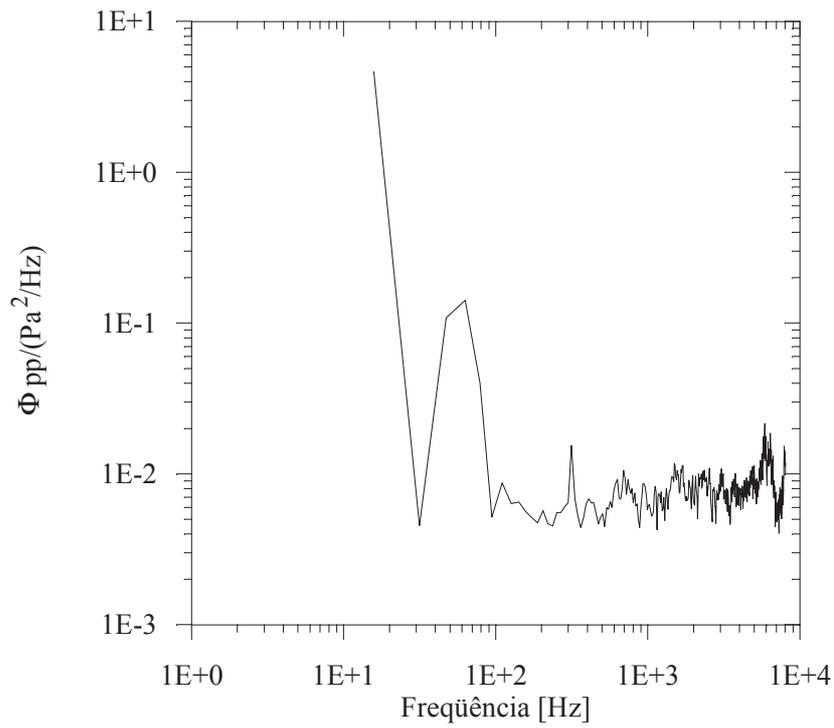


Figura 4.11: Densidade auto-espectral das flutuações de pressão captadas pelo sensor quando montado sobre a face superior externa do canal, com ventilador ligado.

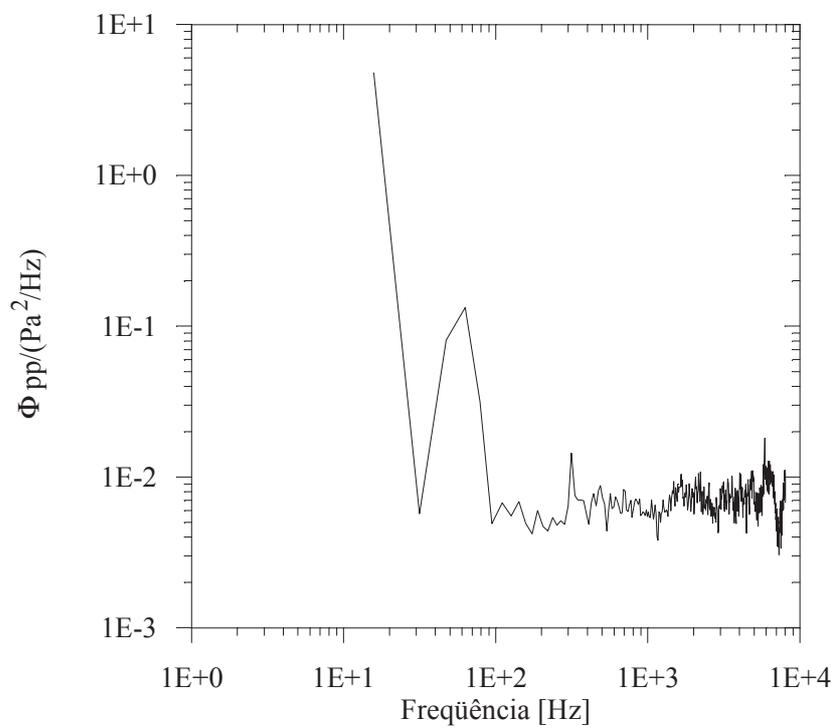


Figura 4.12: Densidade auto-espectral das flutuações de pressão captadas pelo sensor quando montado sobre a face superior externa do canal, com ventilador desligado.

As duas situações resultaram praticamente idênticas, com uma evidente componente do sinal em torno de 60 Hz (frequência da rede elétrica) e outras notáveis, porém com menor importância devido à reduzida energia contida, em torno de 300 Hz, 5900 Hz e 8000 Hz.

Na etapa seguinte, o transdutor de pressão foi conectado a uma tomada de pressão instalada na parte superior do canal, através de conexão plástica, simulando as mesmas condições empregadas nos ensaios com os bancos de tubos, estando, assim, a membrana sensível do transdutor em contato com o escoamento. Na figura 4.13 está o resultado da análise sobre o sinal de flutuação de pressão obtido com o escoamento estabelecido no canal livre e na figura 4.14 o resultado análogo, porém, com a presença de um dos bancos de tubos investigados (arranjo triangular com  $P/D = 1,26$ ).

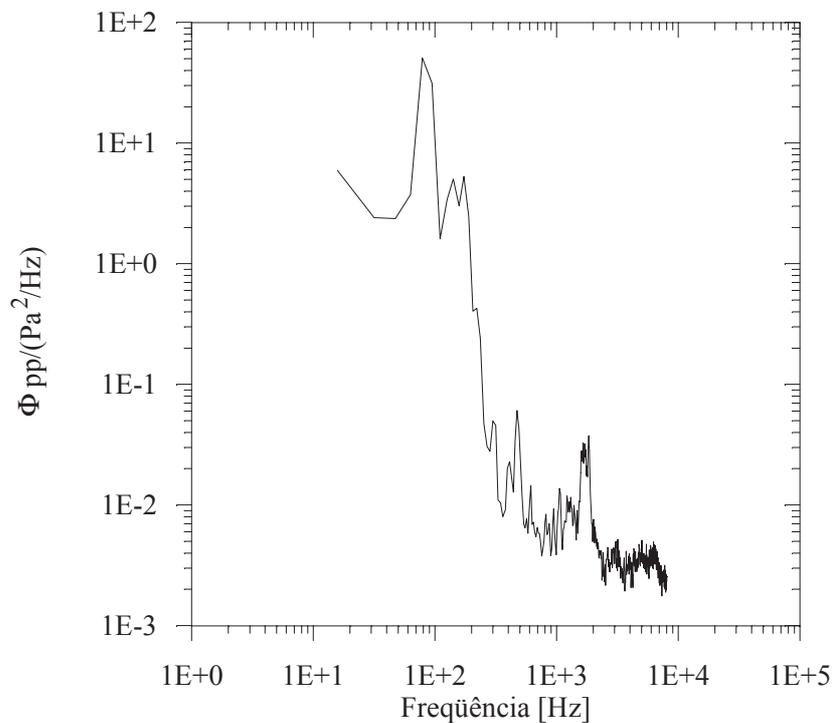


Figura 4.13: Densidade auto-espectral das flutuações de pressão sobre a parte superior do canal, com escoamento estabelecido, sem banco de tubos.

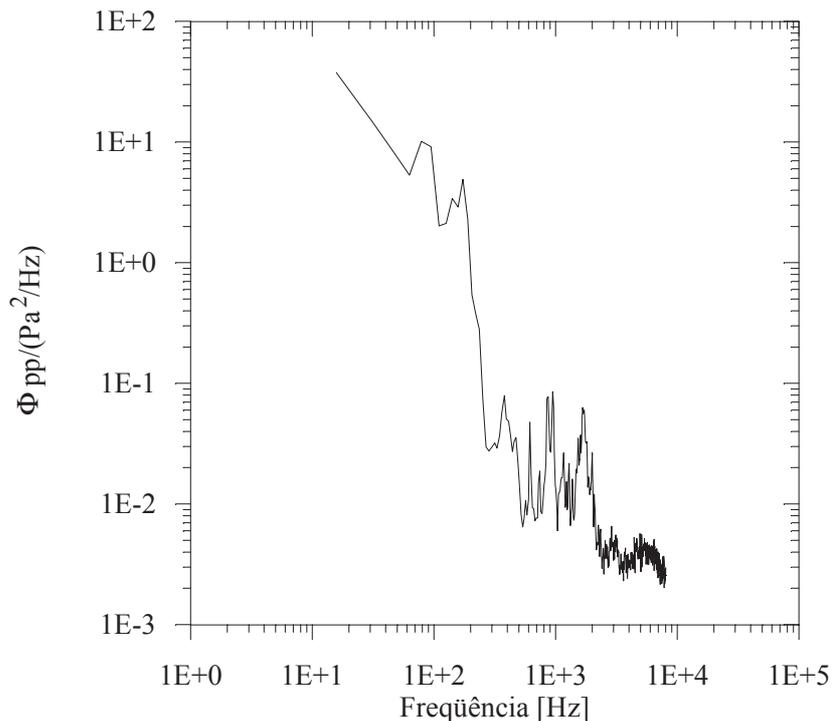


Figura 4.14: Densidade auto-espectral das flutuações de pressão sobre a parte superior do canal, com escoamento estabelecido, com banco de tubos.

A energia do espectro nas baixas frequências aparece elevada, em comparação com os resultados obtidos na parte externa do canal, com novos picos em torno de 80 Hz e 170 Hz. A partir deste ponto há um decaimento abrupto da curva com repetição de alguns dos picos detectados nas outras situações investigadas, nesta faixa de baixas energias espectrais, inclusive o situado próximo à região de 2000 Hz mostrado na figura 4.10, cuja causa é atribuída à vibração mecânica do conjunto motor-ventilador.

Assim, a partir destes resultados, pode-se esperar o surgimento de influências destas características do canal, conexões e sistema de medição de flutuações de pressão sobre os resultados das medições devidas exclusivamente ao escoamento.

#### 4.4 ENSAIOS NO CANAL COM BANCOS DE TUBOS

Os ensaios no canal com bancos de tubos instalados foram realizados no dispositivo de testes descrito no item 3 deste trabalho, empregando a metodologia descrita no item 4.2.

Assim foram realizados ensaios com dois diferentes números de Reynolds do escoamento para quatro diferentes espaçamentos relativos entre os tubos, utilizando tanto o arranjo

quadrangular como o triangular. Imediatamente após o início dos ensaios com arranjo quadrangular e espaçamento relativo 1,26, correspondentes ao valor menor do número de Reynolds (igual a  $3,7 \cdot 10^3$ , calculado com base na velocidade medida no tubo de Pitot e com o diâmetro do tubo), constatou-se que a intensidade do sinal de pressão medido sobre as paredes dos tubos possuía uma relação muito desfavorável com o ruído elétrico e acústico do canal. Por esta razão não foi estudado o escoamento correspondente a esta situação, trabalhando-se, apenas, com a maior vazão possível no canal.

As condições em que os ensaios foram realizados estão apresentadas, de forma resumida, na tabela 4.1.

Tabela 4.1: Resumo das características das séries de ensaios realizadas com os bancos de tubos.

NÚMERO DA SÉRIE	GEOMETRIA DO ARRANJO	ESPAÇAMENTO P / D	VELOCIDADE $U_{ref}$ (m/s)	NÚMERO DE REYNOLDS
1*	quadrangular	1,60	8,39	$1,73 \cdot 10^4$
2*	triangular	1,60	8,34	$1,72 \cdot 10^4$
3	quadrangular	1,26	5,77	$1,19 \cdot 10^4$
4	triangular	1,26	6,09	$1,23 \cdot 10^4$
5	quadrangular	1,16	4,45	$9,24 \cdot 10^3$
6	triangular	1,16	4,98	$1,03 \cdot 10^4$
7**	quadrangular	1,05	2,59	$5,21 \cdot 10^3$
8**	triangular	1,05	2,90	$5,82 \cdot 10^3$

OBSERVAÇÕES:

\* Nos ensaios para determinação específica de densidades auto-espectrais das flutuações de pressão e de velocidade, os valores de  $U_{ref}$  foram de 8,44 m/s com arranjo quadrangular e 8,39 m/s com arranjo triangular.

\*\* Não foram realizadas medições simultâneas de flutuações de velocidade e de pressão devido ao espaço reduzido entre os tubos, que impedia o posicionamento da sonda do anemômetro entre os tubos dos bancos.

Os resultados obtidos estão apresentados a seguir e tratam de:

(1) Médias quadráticas (RMS) das flutuações de pressão na parede do tubo, como função da posição angular, sobre o contorno do tubo instrumentado;

(2) Densidades auto-espectrais das flutuações de velocidade na passagem entre o tubo instrumentado e o tubo vizinho lateral;

(3) Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão sobre o contorno do tubo instrumentado; e

(4) Correlações cruzadas entre flutuações de velocidade e de pressão, medidas simultaneamente nas posições centrais dos arranjos, acima descritas.

A apresentação destes resultados, em forma de gráficos, foi feita considerando-se os efeitos da utilização de diferentes parâmetros de adimensionalização, seja para escalas de velocidade ou de comprimento. Os aspectos específicos do emprego destes parâmetros nos resultados estão comentados no item 4.4.1, apresentado a seguir (sobre a seleção de parâmetros para adimensionalização de resultados) e discutidas as possíveis vantagens em função da análise desejada.

Antes do encerramento dos trabalhos relativos a este item de descrição do trabalho experimental desenvolvido, uma série de ensaios complementares, visando identificar as características de propagação de uma perturbação externa através dos bancos de tubos, foi realizada, contando com uma estrutura adicional no canal, responsável por originar esta perturbação, cujo comportamento isolado era conhecido previamente.

Parte dos resultados apresentados nesta tese deram origem a publicações de artigos científicos, cujas referências encontram-se no apêndice A.3.

#### 4.4.1 SELEÇÃO DE PARÂMETROS PARA ADIMENSIONALIZAÇÃO DE RESULTADOS

Os parâmetros adimensionais característicos utilizados na análise de escoamentos através de bancos de tubos, sem considerar as trocas de calor, são os números de Reynolds e de Euler, utilizados para descrever as características do escoamento e de quedas de pressão e o número de Strouhal para a descrição de frequências. Para a definição destas grandezas é necessário adotar velocidades e comprimentos de referência cuja escolha deve ser feita a partir de várias opções características do banco de tubos, dando origem, assim, a diversas possibilidades de definição dos parâmetros adimensionais.

Neste trabalho, a necessidade de parâmetros adimensionais não está restrita aos números de Reynolds, Euler e Strouhal, pois os resultados experimentais, tais como campos de pressões e de velocidades flutuantes, devem ser interpretados e apresentados da maneira mais genérica

possível, de forma a contribuir efetivamente na interpretação dos fenômenos físicos, na comparação com a literatura e na utilização prática dos conhecimentos adquiridos.

Os parâmetros de comprimento podem ser visualizados na figura 3.3, quais sejam, o diâmetro dos tubos  $D$  e o passo entre os centros das seções transversais dos tubos  $P$ . Outro comprimento característico pode ser obtido pela diferença entre o passo e o diâmetro, aqui denominado tamanho da fenda  $S$ . O uso de  $S$  permite introduzir variações do parâmetro de comprimento sem influência do diâmetro que, neste trabalho, é constante.

A escolha da velocidade característica, no entanto, torna-se um problema adicional na análise de escoamentos em bancos de tubos. Neste trabalho foram investigadas as possibilidades de aplicação de quatro diferentes velocidades:

(a)  $U_{ref}$  - Velocidade de Referência: medida pelo tubo de Pitot fixo, posicionado a montante dos bancos de tubos;

(b)  $U_{per}$  - Velocidade de Percolação: definida pela velocidade do escoamento médio através do banco de tubos, na forma de

$$U_{per} = U_{ref} \frac{A_p}{A_p - A_{pt}} \quad (4.1)$$

onde  $A_p$  = área total em planta ocupada pela seção longitudinal do banco; e

$A_{pt}$  = área em planta ocupada pelos tubos do arranjo, vistos na seção longitudinal;

(c)  $U_{fen}$  - Velocidade calculada na fenda: definida pela velocidade média do escoamento através da seção transversal livre do canal, na linha do tubo instrumentado, na forma de

$$U_{fen} = U_{ref} \frac{A_t}{A_t - A_{tt}} \quad (4.2)$$

onde  $A_t$  = área total da seção transversal do canal; e

$A_{tt}$  = área da seção transversal do canal ocupada pelos tubos do arranjo, na linha do tubo instrumentado; e

(d)  $U_{med}$  - Velocidade medida na fenda: definida pela velocidade medida no centro da passagem estreita entre os tubos em uma linha. Esta velocidade foi obtida a partir de medições

com anemômetro de fio quente, exceto para um caso ( $P/D = 1,05$ ) em que não foi possível o posicionamento da sonda de velocidade devido às reduzidas dimensões dos espaços livres no interior dos bancos de tubos. Neste caso, foi empregado um tubo de Pitot para esta determinação.

O comportamento das quatro velocidades propostas está apresentado, para os arranjos quadrangulares e triangulares, respectivamente, nas figuras 4.15 e 4.16, adimensionalizadas pela velocidade de referência  $U_{ref}$ , devido às diferentes perdas de carga através dos bancos de tubos, nas diferentes situações ensaiadas, que influenciam diretamente os valores absolutos das velocidades. As linhas nestas figuras servem apenas para visualização de tendências nos pontos medidos.

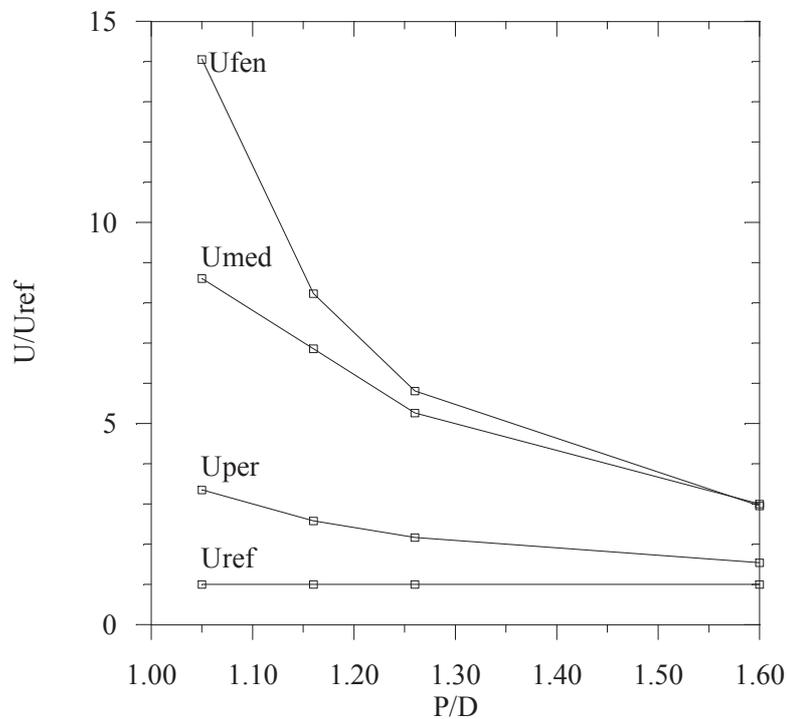


Figura 4.15: Parâmetros de velocidade adimensionalizados, para o arranjo quadrangular.

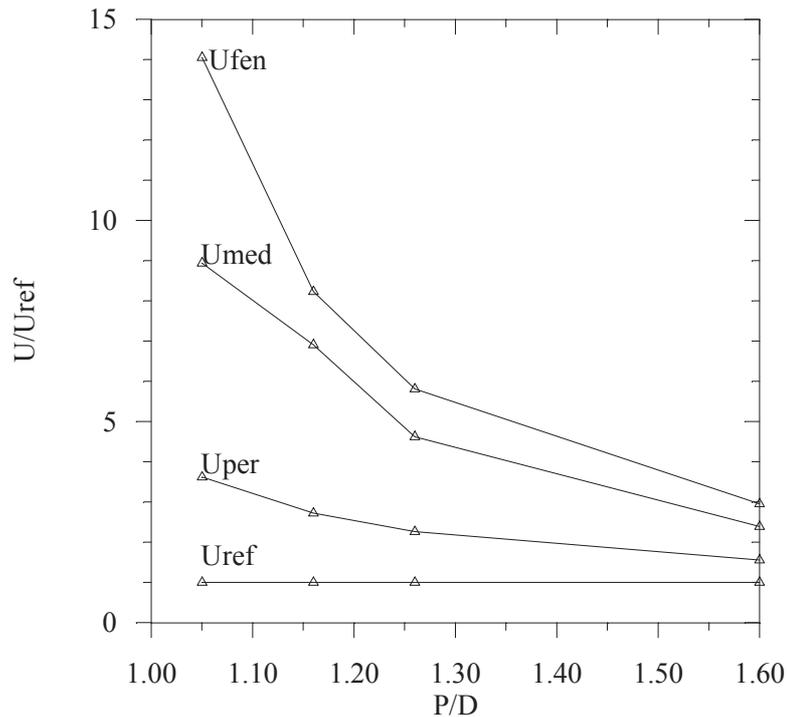


Figura 4.16: Parâmetros de velocidade adimensionalizados, para o arranjo triangular.

Os comportamentos das velocidades são semelhantes na comparação entre as duas geometrias. Com o aumento da razão de espaçamento  $P/D$ , as curvas tendem ao mesmo valor  $U_{ref}$ , correspondendo à situação limite em que não houvesse qualquer banco de tubos no canal. Este fato mostra que, para bancos de tubos com grandes razões de espaçamento, a escolha de qualquer dos parâmetros de velocidade conduzirá a resultados semelhantes. Por outro lado, em arranjos com espaçamentos reduzidos, surgirão diferenças importantes na apresentação dos resultados das grandezas flutuantes com a escolha das diferentes velocidades características propostas.

Os valores dos números de Reynolds definidos pelas velocidades referidas e pelo diâmetro ou espaçamento entre os tubos estão listados no apêndice A2, tabela A2.1, onde os valores apresentados representam a média dos resultados encontrados nas diferentes medições para obtenção de médias quadráticas ou densidades espectrais das flutuações de velocidade e de pressão.

As propriedades físicas do fluido, neste trabalho, foram determinadas na temperatura do escoamento e seus valores serão apresentados oportunamente. Caso fossem aqui considerados aspectos relativos à transferência de calor, a seleção de uma temperatura de referência seria outro problema a ser solucionado.

#### 4.4.2 MÉDIAS QUADRÁTICAS (RMS) DAS FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO

A tabela A2.2, no anexo A2, apresenta os resultados numéricos das médias quadráticas, em Pascal, calculadas a partir das medições de flutuação de pressão, em torno do tubo instrumentado instalado na terceira linha dos arranjos. Na mesma tabela encontram-se os valores das propriedades físicas do fluido e das características do escoamento, determinados em cada ensaio específico.

As figuras 4.17 e 4.18 apresentam as médias quadráticas das flutuações de pressão (cujos valores numéricos são mostrados na tabela A2.2), adimensionalizadas com emprego da velocidade na fenda  $U_{fen}$ , nos arranjos quadrangulares e triangulares, respectivamente.

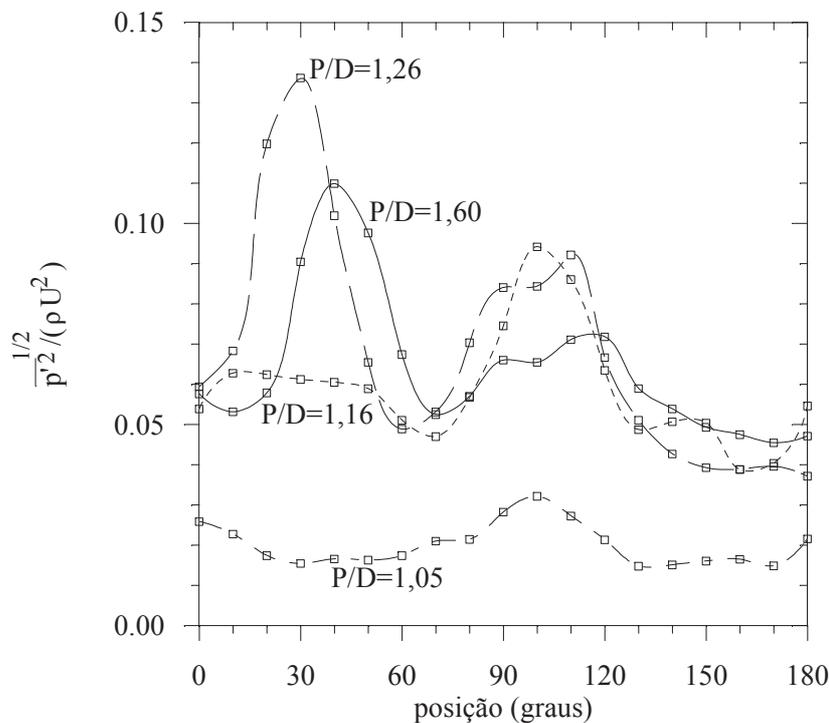


Figura 4.17: Médias quadráticas das flutuações de pressão, adimensionalizadas com  $U_{fen}$ , para arranjos quadrangulares (linhas apenas para visualização)

Na figura 4.17 percebem-se duas regiões com picos das médias quadráticas para os arranjos quadrangulares. A primeira, na faixa entre 0 e 60 graus e, a segunda, entre 70 e 130 graus. Nas duas regiões os pontos de máximo ocorrem para ângulos cada vez menores, na medida em que consideramos os espaçamentos relativos mais reduzidos. Acompanhando a

redução na razão de espaçamento de 1,60 para 1,26 verifica-se uma significativa elevação nos picos deste valor. No entanto, entre  $P/D=1,26$  e  $P/D=1,16$  uma redução brusca é verificada na primeira região enquanto valores da mesma ordem foram obtidos na segunda região. Neste espaçamento relativo de 1,16, o pico da primeira região está achatado, salientando-se apenas o da segunda região. Entre  $P/D=1,16$  e  $P/D=1,05$  tem-se uma redução significativa nas médias quadráticas da flutuação de pressão deste arranjo menos espaçado, inclusive na região do segundo pico onde afasta-se das demais. Sua curva apresenta-se praticamente plana quando comparada às dos outros arranjos, mostrando uma acentuada uniformização na distribuição da flutuação de pressão nesta geometria.

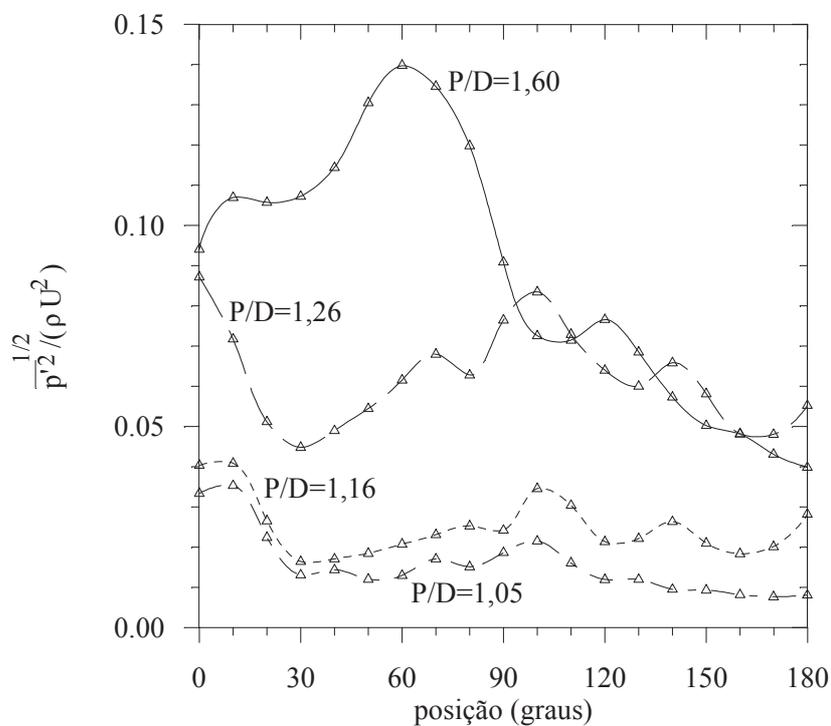


Figura 4.18: Médias quadráticas das flutuações de pressão, adimensionalizadas com  $U_{fen}$ , para arranjos triangulares (linhas apenas para visualização).

Na figura 4.18, com os resultados de valores RMS obtidos nos arranjos triangulares investigados, verifica-se um padrão na forma das curvas representativas das médias quadráticas das flutuações de pressão, com espaçamentos relativos 1,26, 1,16 e 1,05, embora ocorra redução dos valores obtidos, na medida em que  $P/D$  é reduzido, sem superposições das curvas. A partir de 90 graus, ocorrem repetições de valores apenas na comparação entre os espaçamentos 1,60 e 1,26. O arranjo com espaçamento relativo de 1,60 possui valores crescentes até a posição

de 60 graus de forma oposta aos demais, que, inicialmente, decrescem. O aspecto relativamente plano das curvas representativas dos arranjos com espaçamento relativo 1,16 e 1,05, com valores mais baixos das médias quadráticas, assemelha-se ao correspondente da figura 4.17, relativo a  $P/D=1,05$ .

A adimensionalização dos resultados, até aqui apresentados, foi efetuada sem a necessidade de um parâmetro de comprimento e utilizando-se como de velocidade a aqui denominada por  $U_{fen}$ , que é a normalmente empregada na literatura. No entanto, pela análise das figuras 4.19-a, b, c e 4.20-a, b, c, referentes às mesmas médias quadráticas das flutuações de pressão sobre o contorno do tubo instrumentado, respectivamente, para os arranjos quadrangulares e triangulares, agora adimensionalizadas pelas demais velocidades propostas (item 4.4.1)  $U_{ref}$ ,  $U_{per}$  e  $U_{med}$ , percebe-se uma sensível variação nos resultados numéricos dos valores adimensionalizados, o que altera a forma e o posicionamento relativo entre as curvas.

Nos arranjos quadrangulares, a utilização de  $U_{fen}$  (figura 4.17) tende a agrupar as curvas, com exceção do menor espaçamento relativo. Com  $U_{med}$  (figura 4.19-c) as curvas são agrupadas e as posições dos máximos podem ser mais claramente observadas. O emprego do parâmetro  $U_{ref}$  (figura 4.19-a) separa as curvas, umas das outras, permitindo uma melhor visualização da influência do espaçamento relativo  $P/D$  sobre as médias quadráticas adimensionais calculadas.

Para os arranjos triangulares, o uso de  $U_{per}$  (figura 4.20-b) agrupa as curvas enquanto  $U_{ref}$  (figura 4.20-a) as desagrupa, mostrando a influência do aumento da relação  $P/D$ . As velocidades  $U_{med}$  (figura 4.20-c) e  $U_{fen}$  (figura 4.18) influenciam as curvas da mesma forma que  $U_{ref}$  o faz.

Pela análise do comportamento das curvas apresentadas, percebe-se que um procedimento deste tipo é necessário, buscando escalas de adimensionalização adequadas para a correta descrição de um determinado fenômeno e para permitir interpretações com maior detalhamento do estudo em questão.

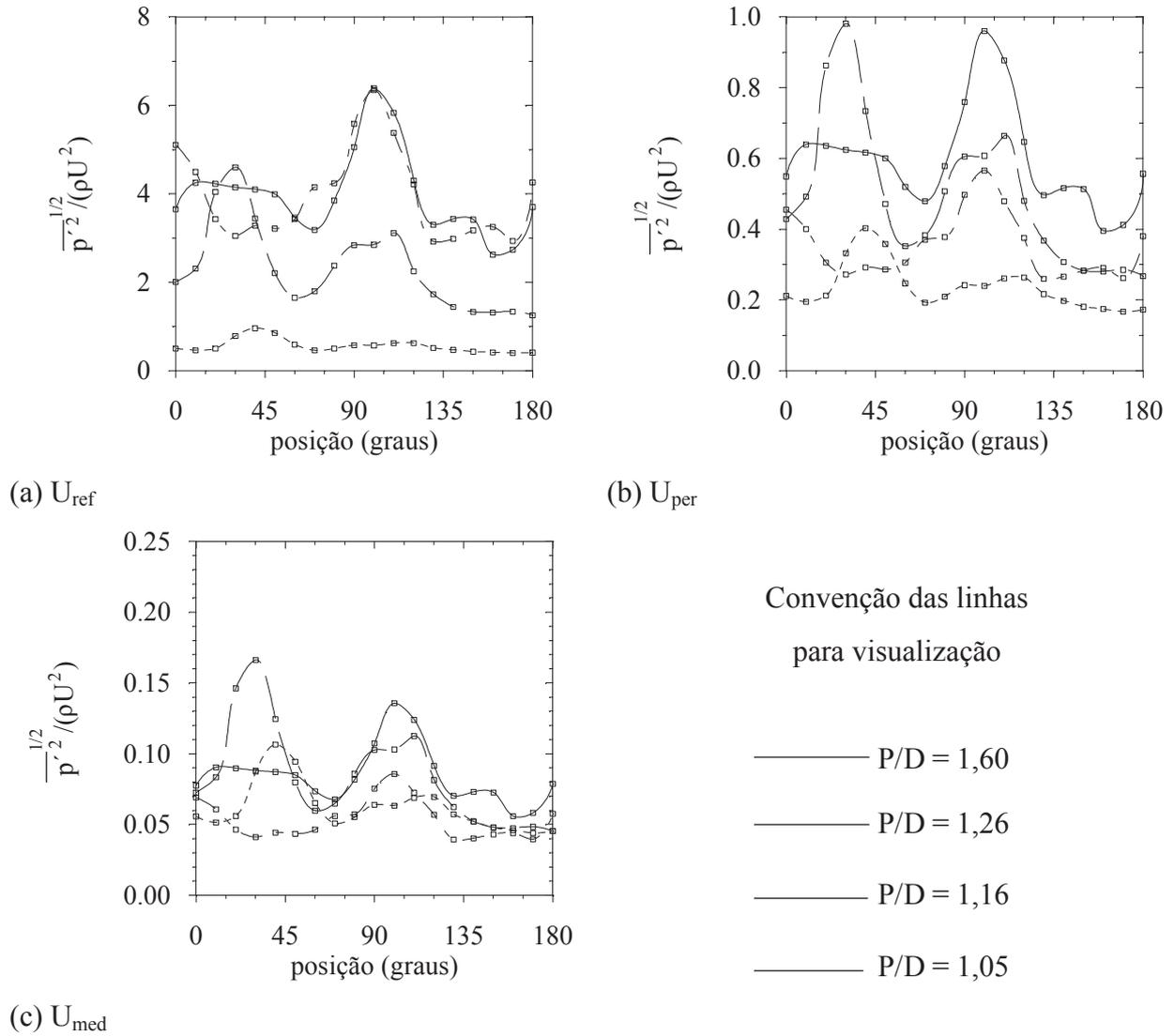


Figura 4.19: Médias quadráticas das flutuações de pressão em arranjos quadrangulares, adimensionalizadas pelas velocidades propostas:  $U_{\text{ref}}$  (a),  $U_{\text{per}}$  (b),  $U_{\text{med}}$  (c).

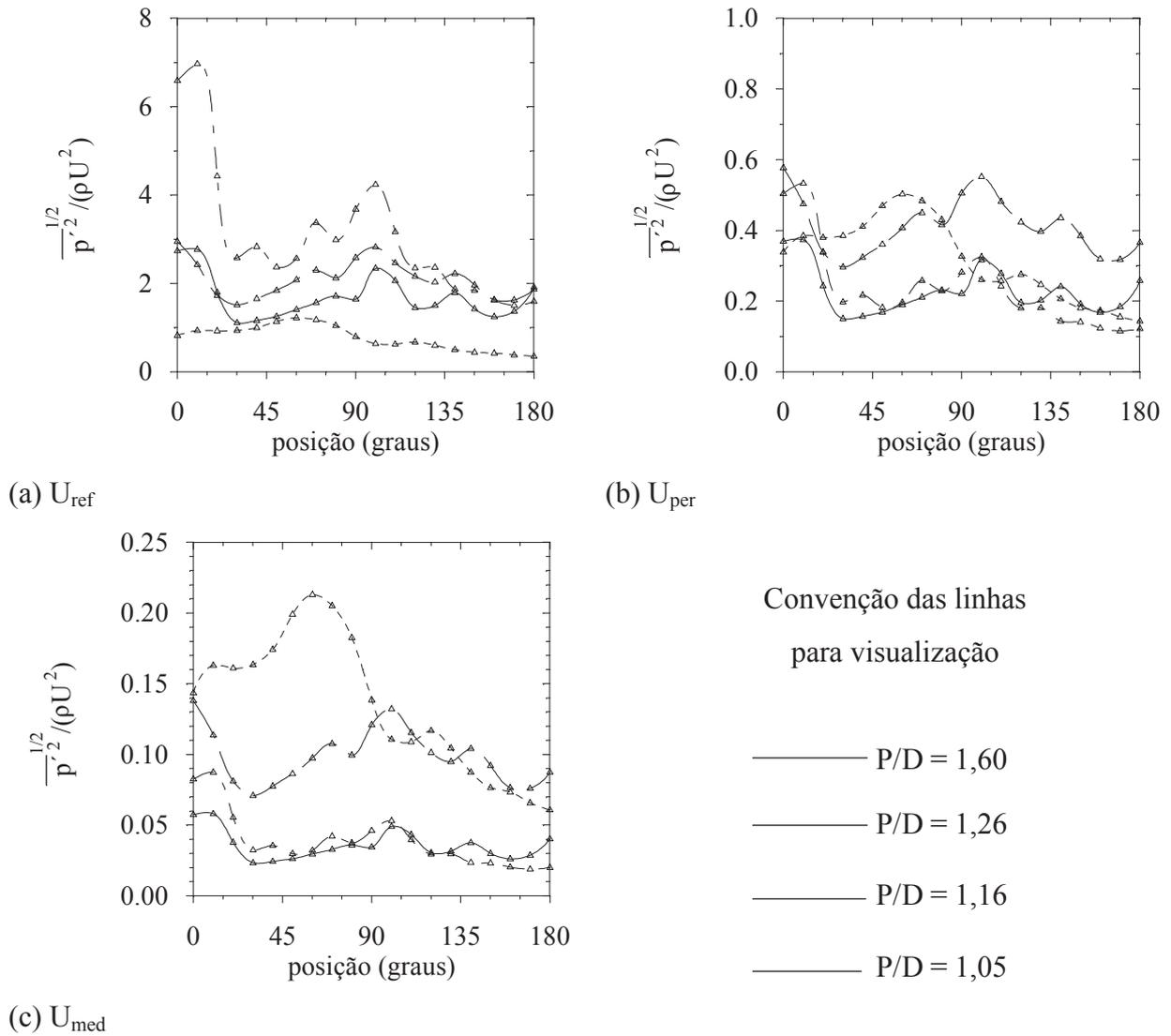


Figura 4.20: Médias quadráticas das flutuações de pressão em arranjos triangulares, adimensionalizadas pelas velocidades propostas:  $U_{\text{ref}}$  (a),  $U_{\text{per}}$  (b),  $U_{\text{med}}$  (c).

Em uma visão geral deste item, é possível concluir que as médias quadráticas das flutuações de pressão sobre os contornos dos tubos, adimensionalizadas com as velocidades medidas no centro das fendas têm, aproximadamente, as mesmas magnitudes, tanto para os arranjos quadrangulares como para os triangulares, sofrendo influências diferenciadas do espaçamento entre os tubos. Nos arranjos triangulares, com exceção do banco de tubos com  $P/D=1,60$ , que apresenta um máximo local na posição angular de  $60^\circ$ , o comportamento dos arranjos com menores razões  $P/D$  é aproximadamente o mesmo, sem a presença deste máximo local. Nos arranjos quadrangulares, os bancos com os dois maiores espaçamentos apresentam destacados máximos locais nas posições angulares em torno de  $30$  e  $45$  graus. Para as duas geometrias a redução do espaço livre entre os tubos tende a uniformizar a distribuição das

flutuações de pressão sobre os contornos, indicando que, com esta redução, se pode esperar uma distribuição mais uniforme de cargas dinâmicas em torno dos tubos.

#### 4.4.3 DENSIDADES AUTO-ESPECTRAIS DAS FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO

A tabela A2.3, no anexo A2, apresenta os valores das propriedades físicas do fluido e das velocidades características do escoamento, determinadas em cada ensaio específico, relativo a este item.

As figuras 4.21 a 4.24 apresentam as densidades auto-espectrais das flutuações de pressão sobre o contorno do tubo instrumentado na terceira linha, medidas em diversas posições angulares, conforme as figuras 3.3 e 4.1. Os resultados experimentais dos espectros estão apresentados como uma função da frequência adimensional, na forma do número de Strouhal, definido com o diâmetro do tubo e com a velocidade nas fendas estreitas entre os tubos. Esta velocidade, denominada por  $U_{fen}$  no item 4.4.1 (sobre a seleção de parâmetros para adimensionalizações), foi medida com a sonda de fio quente, exceto nos arranjos com  $P/D=1,05$ , onde a fenda entre os tubos era demasiadamente pequena para o posicionamento da sonda. Neste caso, foi utilizado um tubo de Pitot para a determinação da velocidade.

Em geral, todas as curvas para os arranjos quadrangulares têm a mesma característica quanto ao decaimento da energia quando o número de Strouhal assume valores acima de 0,1. Nesta faixa, os valores adimensionais da energia auto-espectral são da mesma ordem de magnitude. Para a faixa de valores do número de Strouhal abaixo de 0,1, os decaimentos das curvas são menos íngremes, principalmente nas posições em que o escoamento incide sobre os tubos, entre  $45^\circ$  e  $90^\circ$  nos arranjos quadrangulares.

Este fato pode indicar a ocorrência de características diferenciadas do escoamento antes e após as fendas estreitas entre os tubos, dando origem a esforços desbalanceados sobre os tubos devidos à distribuição desigual de energia em relação a frequências. Esta possibilidade é mais evidente nos espectros avaliados em  $45^\circ$  e  $90^\circ$  nos bancos de tubos com  $P/D=1,60$  e  $P/D=1,26$ , figuras 4.21-a e 4.22-a, pois os valores mais altos de energia nestas curvas salientam esta distribuição de esforços desbalanceada, produzida pelo escoamento incidente a partir da fenda estreita da linha anterior de tubos. Com a redução da relação  $P/D$ , figuras 4.23-a e 4.24-a,  $P/D=1,16$  e  $P/D=1,05$ , as flutuações de pressão passam a apresentar espectros praticamente coincidentes, mostrando que a distribuição das flutuações de pressão em torno dos tubos tende a ser uniforme à medida em que  $P/D$  é reduzida.

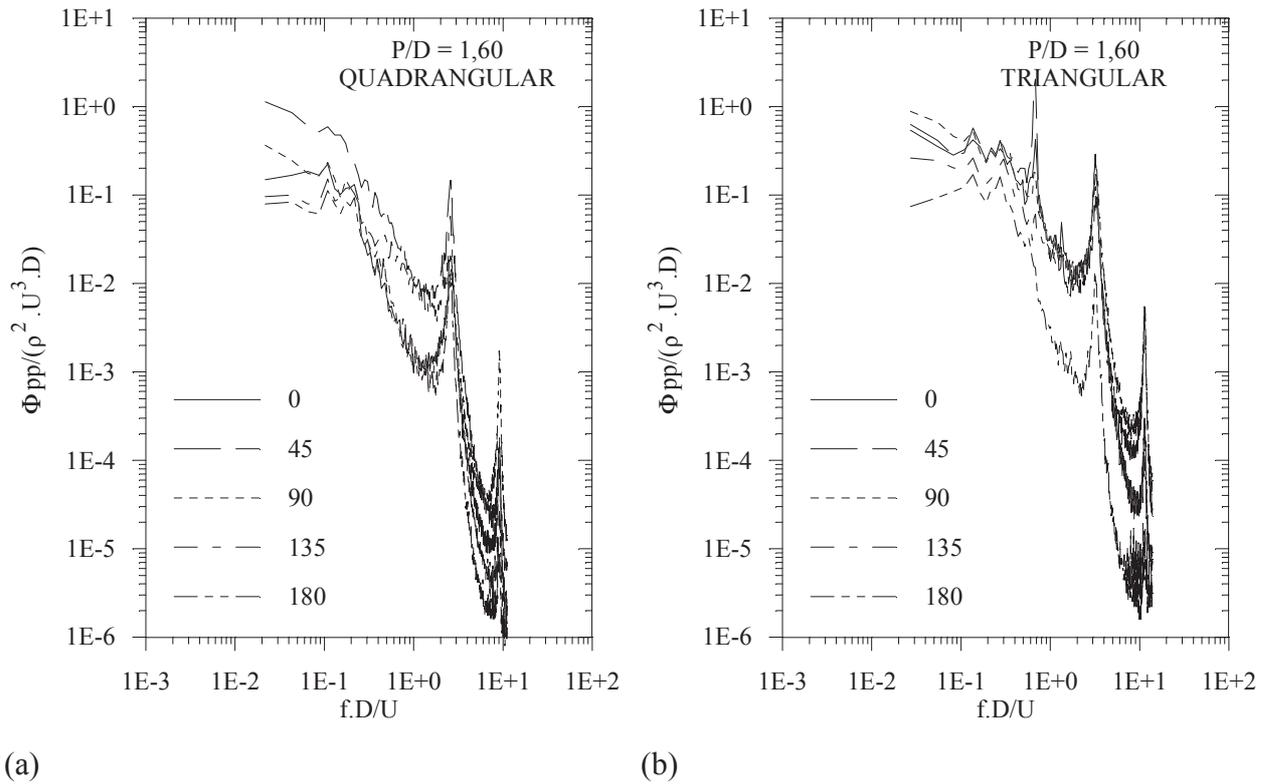


Figura 4.21: Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições em um tubo de um banco com  $P/D=1,60$  em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.

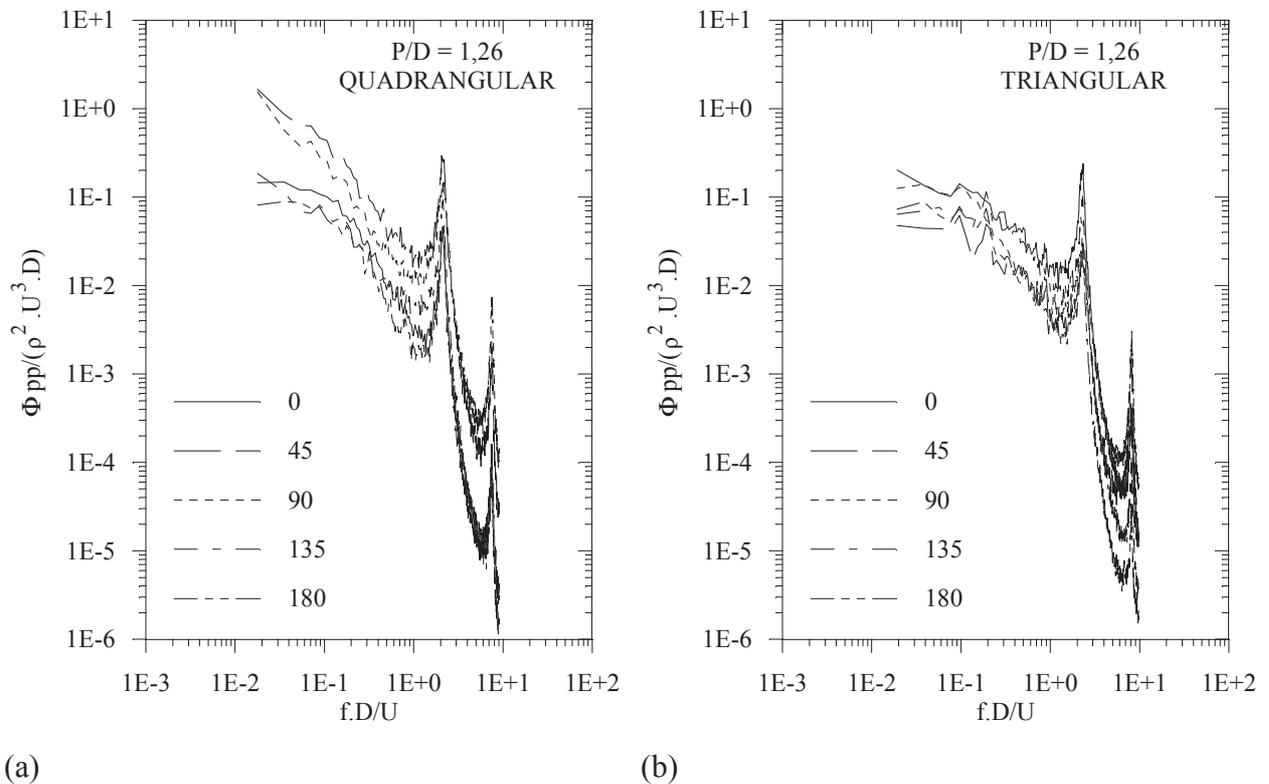
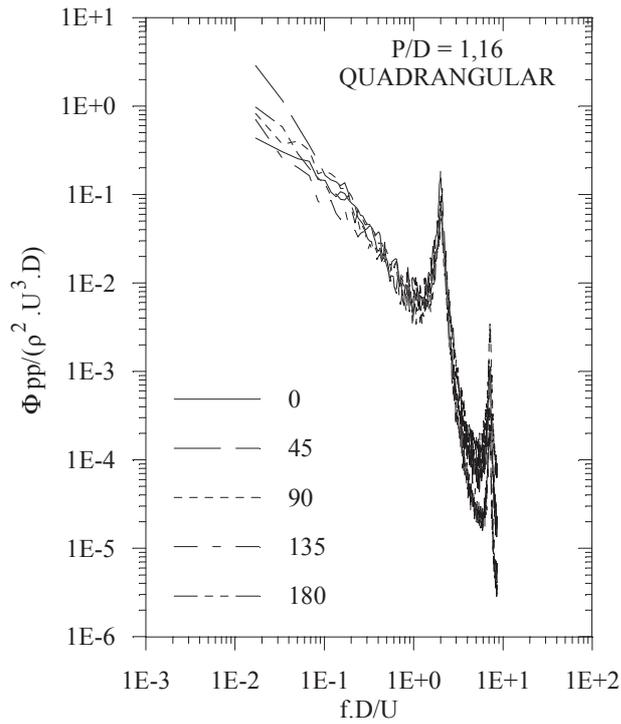
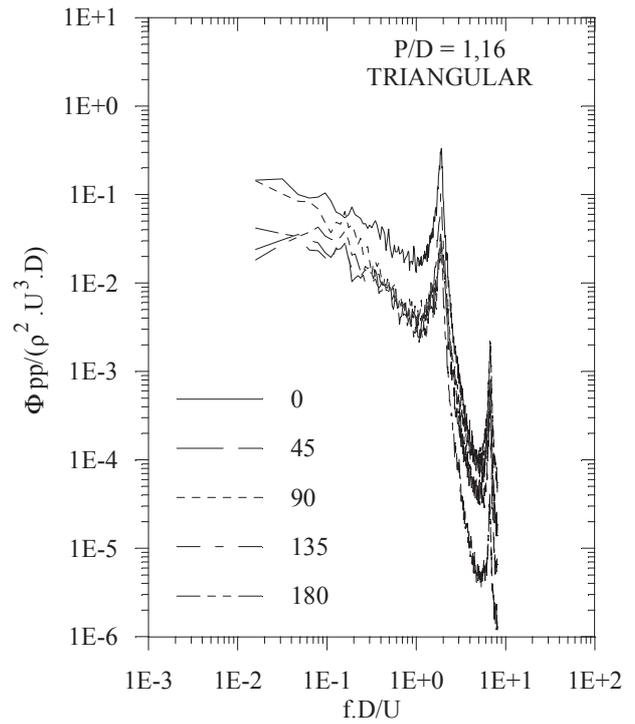


Figura 4.22: Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições em um tubo de um banco com  $P/D=1,26$  em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.

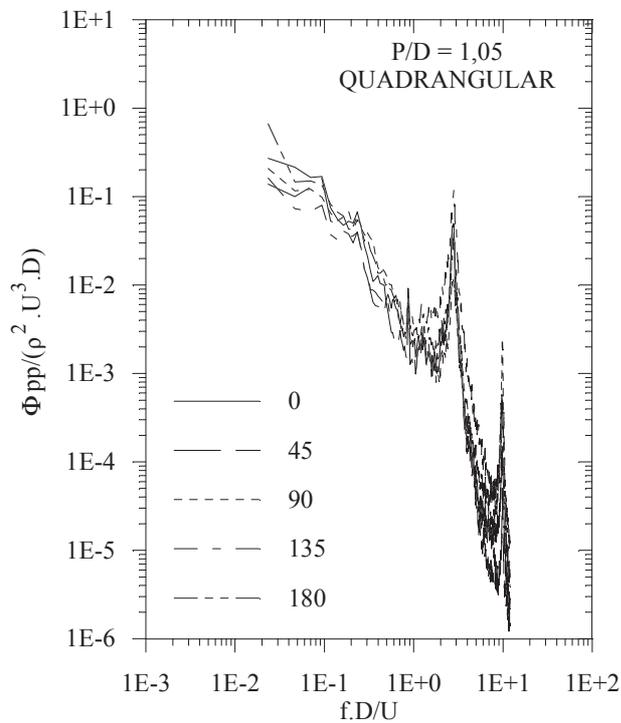


(a)

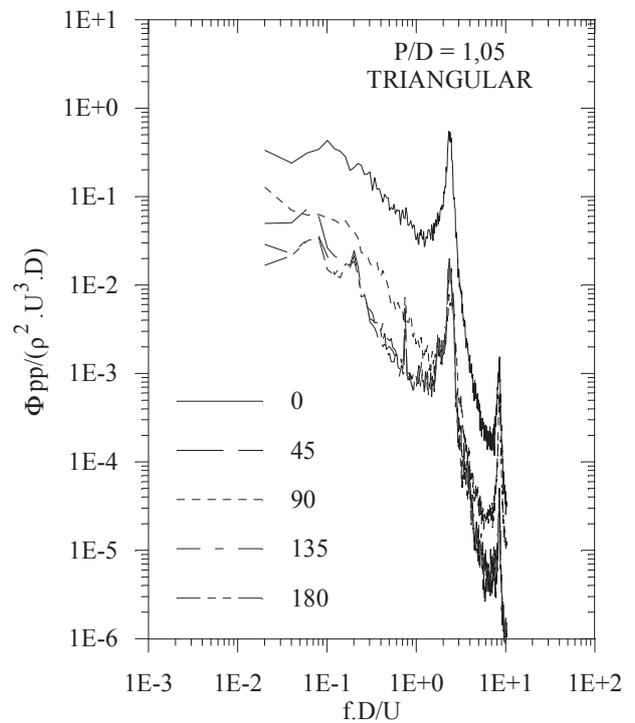


(b)

Figura 4.23: Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições em um tubo de um banco com  $P/D=1,16$  em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.



(a)



(b)

Figura 4.24: Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições em um tubo de um banco com  $P/D=1,05$  em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.

Os resultados para os arranjos triangulares não apresentam curvas com uma característica marcante como as geometrias quadrangulares, pois os espectros das flutuações de pressão têm comportamentos diferentes para cada relação entre espaçamento e diâmetro analisada.

A figura 4.21-b apresenta um pico de energia para o número de Strouhal 0,68 nas posições de  $45^\circ$ ,  $135^\circ$  e  $180^\circ$ , caracterizando o processo de desprendimento de vórtices a uma frequência de 398 Hz. Este resultado difere em 14% do publicado por Pollak e Weaver, 1994, obtido com emprego conjunto de anemometria e visualização de linhas de corrente. Com a redução da relação P/D, os picos de energia decorrentes do desprendimento de vórtices desaparecem e os espectros passam a apresentar um decaimento mais uniforme com o aumento do número de Strouhal. Ocorre, também, um aumento da energia nas curvas relativas às posições de  $0^\circ$ , devido à incidência direta do escoamento a partir da fenda estreita da linha precedente. No arranjo com a menor relação P/D, figura 4.24-b, um pico de energia pode ser identificado sobre a abscissa 0,74, nas curvas relativas às posições angulares de  $45^\circ$ ,  $135^\circ$  e  $180^\circ$ , correspondente à frequência de 589 Hz. Este resultado está de acordo com o obtido por Fitzhugh, conforme a apresentação de Blevins, 1990, com uma diferença de 4,4%.

Todo o conjunto de curvas representativas dos espectros das flutuações de pressão apresentado possui picos de energia nas frequências adimensionais em torno de 2 e de 9. Estes valores correspondem à combinação de efeitos vibratórios da instalação, e outros de origem diferente da hidrodinâmica do escoamento, com a amplificação inerente causada pelo emprego de conexões tubulares entre as tomadas de pressão e os sensores utilizados, cuja análise foi apresentada no item 4.3. Os picos referidos podem ser desconsiderados na análise aqui realizada.

Com relação ao emprego dos parâmetros de adimensionalização, velocidades e comprimentos, apresentados no item 4.4.1, as figuras 4.25 e 4.26 mostram os espectros de flutuações de pressão, com diferentes tratamentos, respectivamente para os arranjos quadrangulares e triangulares. Os resultados aqui apresentados utilizaram os mesmos dados contidos nas figuras anteriores deste item, porém, foram representadas apenas as medições efetuadas com a tomada de pressão posicionada a  $90^\circ$  graus, ou seja, voltada para a fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha do arranjo.

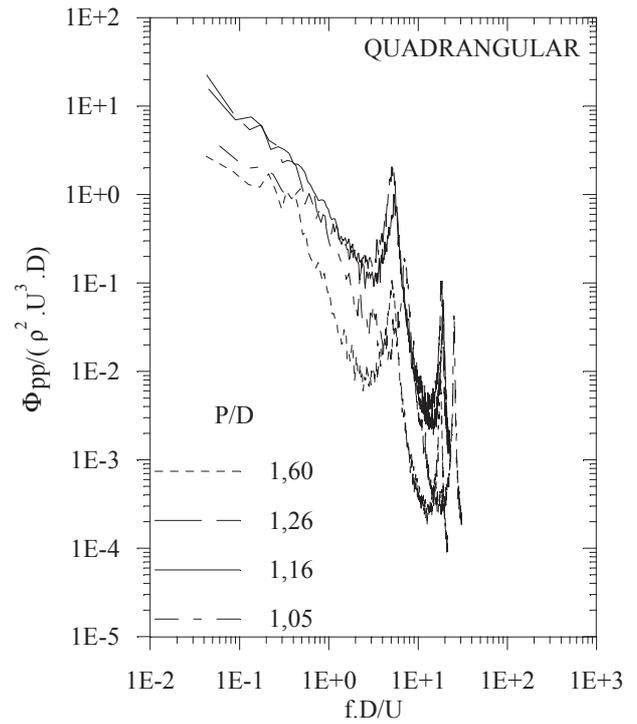
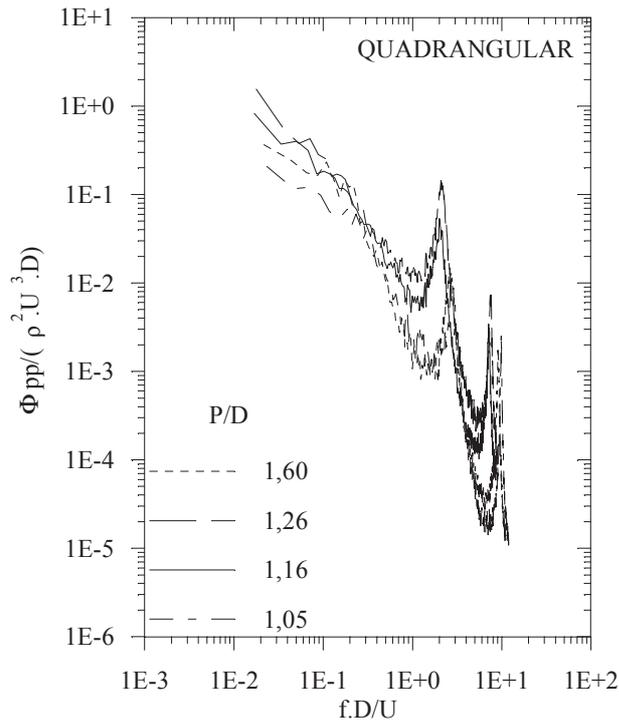
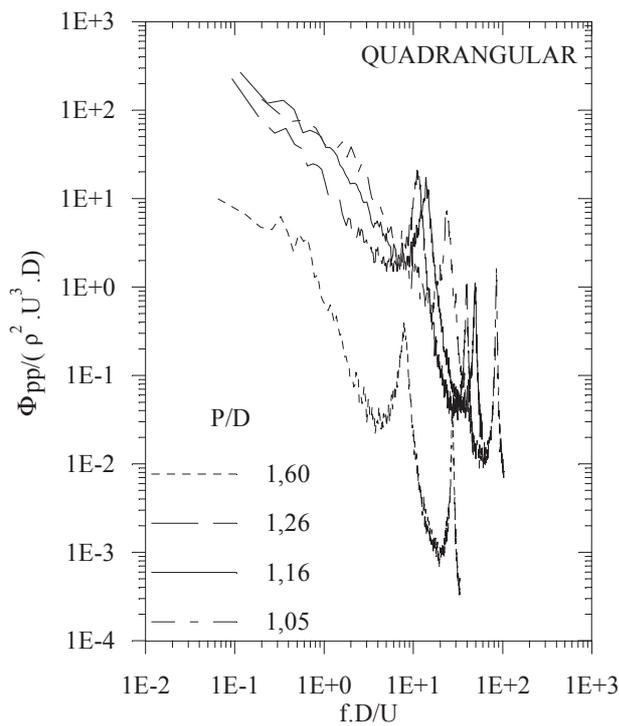
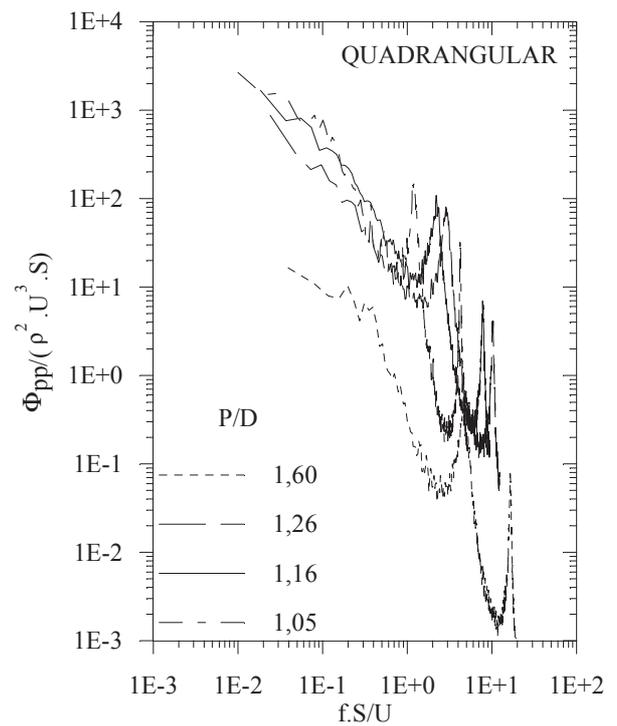
(a)  $U_{med}$  e  $D$ (c)  $U_{ref}$  e  $D$ (b)  $U_{per}$  e  $D$ (d)  $U_{ref}$  e  $S$ 

Figura 4.25: Espectros de flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a  $90^\circ$ , para os arranjos quadrangulares, adimensionalizados com  $U_{med}$  e  $D$  (a),  $U_{per}$  e  $D$  (b),  $U_{ref}$  e  $D$  (c) e  $U_{ref}$  e  $S$  (d).

Nos arranjos quadrangulares a utilização de  $U_{ref}$ , combinado com o diâmetro ( $D$ ) ou com o espaçamento entre os tubos ( $S$ ) (figura 4.25-c/d), provocou uma maior separação entre as curvas, salientando a influência do espaçamento relativo ( $P/D$ ) na energia das flutuações de pressão sobre o contorno dos tubos. O efeito do uso de  $S$ , que se faz sentir de forma diferente para cada espaçamento relativo, em lugar de  $D$ , fixo em 32,1 mm para todas as situações, foi o de deslocar o conjunto das curvas verticalmente, sem alterar suas posições relativas. Com o emprego de  $U_{med}$  combinado com  $D$  (figura 4.25-a) as curvas foram agrupadas e tornando possível a identificação de um comportamento único para todas as curvas. Efeito semelhante é verificado com o emprego da velocidade  $U_{fen}$ , devido à semelhança de comportamento com  $U_{med}$  (figura 4.15), ao menos nas maiores relações entre passo e diâmetro ( $P/D$ ). A utilização de  $U_{per}$  não pareceu mostrar qualquer novo aspecto relevante nas visualizações efetuadas.

Nos arranjos triangulares, o uso de  $U_{ref}$  (figura 4.26-c/d) separa as curvas mostrando, novamente, assim como havia ocorrido para os arranjos quadrangulares, a influência da variação na relação  $P/D$ . No entanto, o parâmetro de velocidade  $U_{per}$  é o responsável, nesta geometria triangular, pelo agrupamento das curvas, obtido com  $U_{med}$  nos arranjos quadrangulares, o que possibilitaria a identificação de um comportamento geral da distribuição em frequências da energia contida nas flutuações de pressão, sobre o contorno dos tubos, voltados para as passagens mais estreitas deste tipo de arranjo.

Para o conjunto de resultados apresentados, com diferentes tratamentos no processo de adimensionalização, percebe-se que, independente do conjunto de parâmetros empregados, as mesmas características principais dos campos de flutuações avaliados puderam ser identificadas. No entanto, cada tratamento específico tornou mais claro um determinado aspecto, permitindo análises mais detalhadas de cada fenômeno e de suas causas.

Em complemento à apresentação de resultados referentes aos espectros de flutuações de pressão observa-se que, em geral, todas as curvas para os arranjos quadrangulares possuem um mesmo decaimento, a partir de determinada frequência adimensional, enquanto para os arranjos triangulares os espectros têm diferentes comportamentos, em cada situação de  $P/D$  analisada, considerando as adimensionalizações efetuadas com a velocidade medida no centro das fendas estreitas entre os tubos.

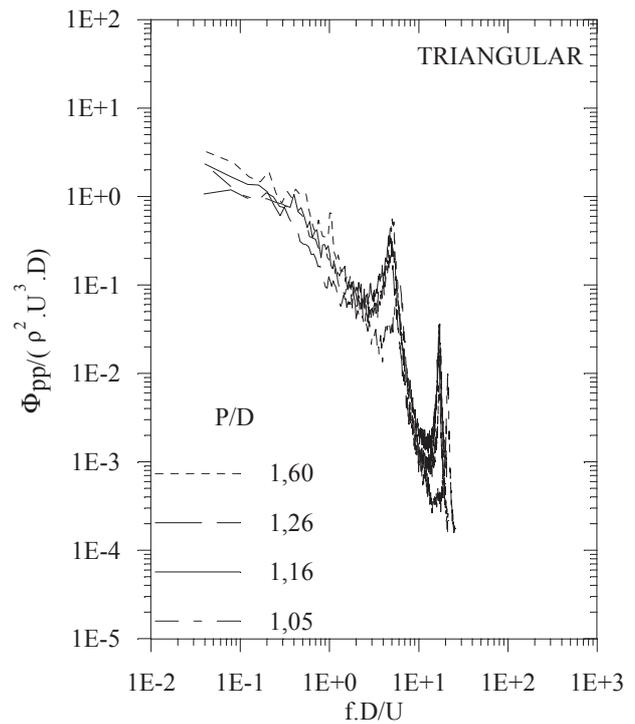
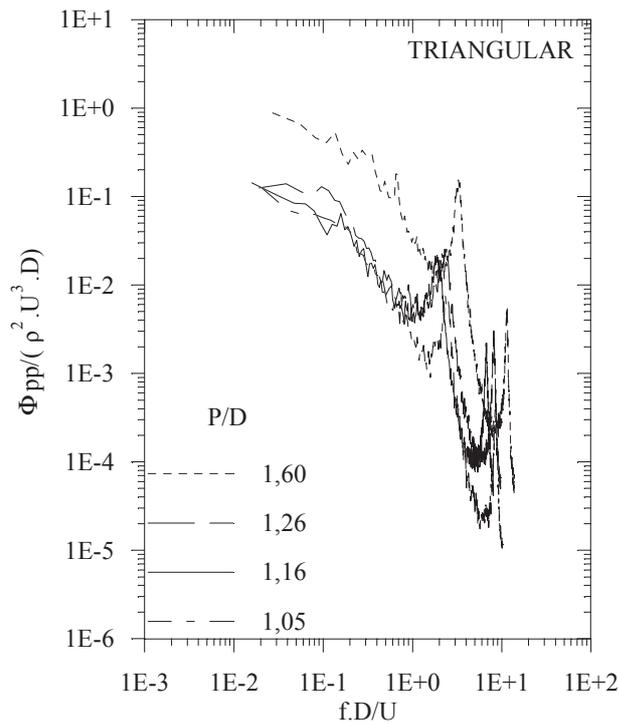
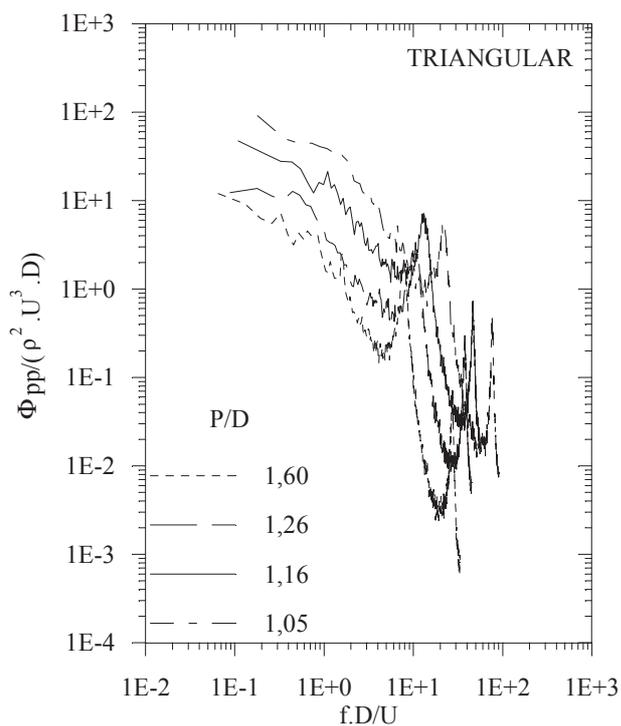
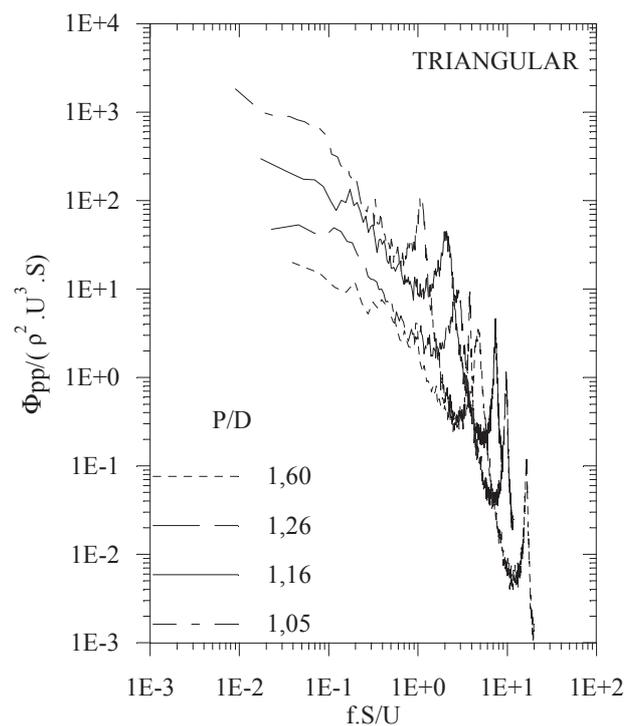
(a)  $U_{med}$  e  $D$ (c)  $U_{ref}$  e  $D$ (b)  $U_{per}$  e  $D$ (d)  $U_{ref}$  e  $S$ 

Figura 4.26: Espectros de flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a  $90^\circ$ , para os arranjos triangulares, adimensionalizados com  $U_{med}$  e  $D$  (a),  $U_{per}$  e  $D$  (b),  $U_{ref}$  e  $D$  (c) e  $U_{ref}$  e  $S$  (d).

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

Os ajustes numéricos de funções de potência às funções de densidade auto-espectral calculadas para as medições de flutuações de pressão sobre o contorno dos tubos dos arranjos quadrangulares, na faixa de baixas frequências, possuem razoável concordância com os pontos experimentais.

As funções de ajuste utilizadas, buscando identificar trechos de decaimento uniforme nos gráficos dos espectros foram do tipo

$$\Phi_{pp_{a\ dim}} = a \cdot f_{a\ dim}^b \quad (4.3)$$

onde

$$\Phi_{pp_{a\ dim}} = \frac{\Phi_{pp}}{\rho^2 U^3 D}, \text{ densidade auto-espectral adimensional;}$$

$\Phi_{pp}$  = função de densidade auto-espectral calculada para as flutuações de pressão;

$\rho$  = massa específica do fluido, determinado para cada ensaio;

$U$  = velocidade característica do escoamento,  $U_{ref}$  ou  $U_{med}$ , para os arranjos quadrangulares e  $U_{ref}$  ou  $U_{per}$  para os arranjos triangulares;

$D$  = diâmetro dos tubos, igual a 32,1 mm;

$$f_{a\ dim} = \frac{f D}{U}, \text{ frequência adimensional; e}$$

$f$  = frequência.

Os resultados obtidos estão apresentados na tabela 4.2, em conjunto com a faixa de frequência adimensional sobre a qual foram efetuados os ajustes. Fora desta faixa de frequências a qualidade dos ajustes é bastante reduzida, mesmo com a retirada dos picos devidos à ressonância do canal e sistema de aquisição de pressões, não estando aqui apresentada.

Tabela 4.2: Parâmetros a e b dos ajustes numéricos ( $\Phi_{pp_{a\ dim}} = a \cdot f_{a\ dim}^b$ ) para cada espaçamento relativo nas geometrias quadrangular e triangular, dos espectros de flutuações de pressão em representação logarítmica.

P/D	ARRANJO QUADRANGULAR				ARRANJO TRIANGULAR					
	b	$U_{ref}$ $f_{adim} = [0,4;6,0]$		$U_{med}$ $f_{adim} = [0,03;1,50]$		b	$U_{ref}$ $f_{adim} = [0,5;7,0]$		$U_{per}$ $f_{adim} = [0,2;3,0]$	
		a	$R^2$	a	$R^2$		a	$R^2$	a	$R^2$
1,60	-2,537	0,7323	0,97	0,001656	0,96	-1,393	1,6040	0,89	0,2631	0,89
1,26	-1,384	14,2293	0,96	0,010228	0,97	-1,345	4,1611	0,95	0,1203	0,95
1,16	-1,353	35,1076	0,96	0,008059	0,93	-1,359	18,6256	0,95	0,2040	0,93
1,05	-1,174	49,8511	0,88	0,006833	0,87	-1,408	47,7508	0,94	0,1761	0,95

A análise dos coeficientes de determinação ( $R^2$ ) obtidos nos ajustes indica que a representatividade dos dados experimentais é de muito boa a excelente, na faixa de frequências adimensionais ajustada. A figura 4.27 permite confirmar, visualmente, esta afirmação, pois pode-se observar superpostas as densidades auto-espectrais e as retas correspondentes aos ajustes efetuados.

A representação gráfica dos parâmetros dos ajustes, apresentados na tabela 4.2, salienta os aspectos já referidos, quanto à variação de declividade nos espectros das flutuações de pressão adimensionalizados, com representação logarítmica. Para os arranjos quadrangulares, figura 4.28-a, o expoente **b**, indicativo da declividade nos gráficos da densidade espectral adimensional, diminui quando o espaçamento relativo aumenta e nos arranjos triangulares, figura 4.28-b, este expoente permanece praticamente constante em toda a faixa de variação de P/D, entre 1,05 e 1,60. Este fato indica as diferentes características das intensidades de flutuação de pressão, nas faixas de baixas frequências, entre os dois tipos de arranjos.

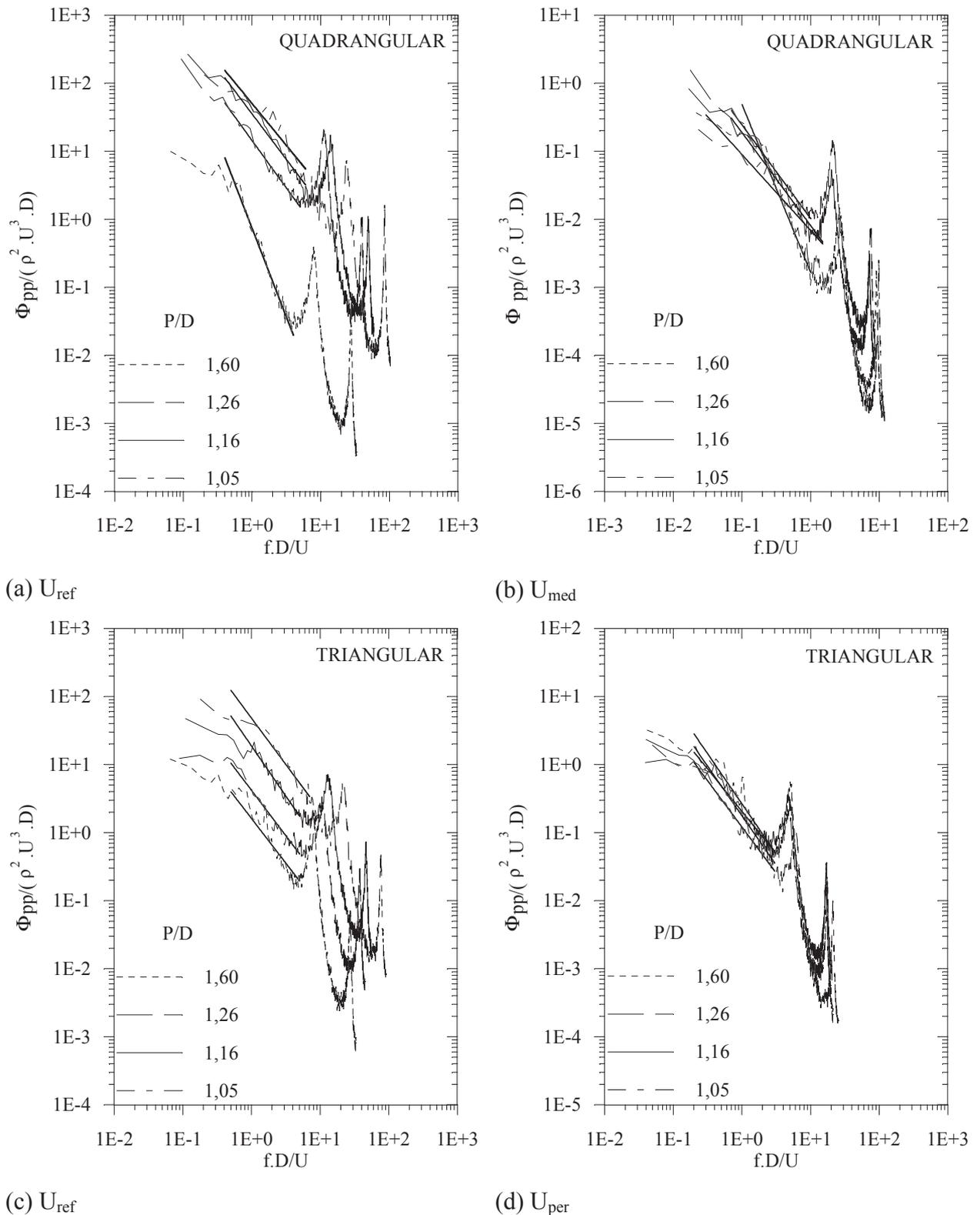


Figura 4.27: Traçado dos ajustes  $\Phi_{pp_{a \dim}} = a \cdot f_{a \dim}^b$  (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados a partir dos dados de flutuações de pressão medidos.

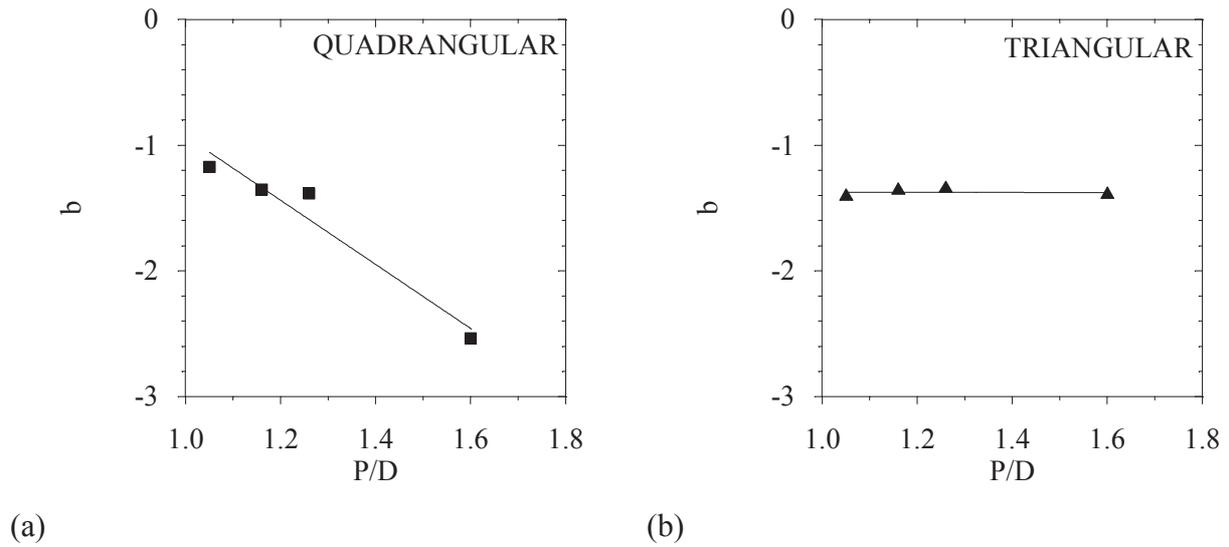


Figura 4.28: Variação do expoente  $b$  (em  $\Phi_{pp_{a_{dim}}} = a \cdot f_{a_{dim}}^b$ ) em relação a  $P/D$ , entre os tubos dos arranjos quadrangulares (a) e triangulares (b) (linhas apenas para visualização).

#### 4.4.4 DENSIDADES AUTO-ESPECTRAIS DAS FLUTUAÇÕES DE VELOCIDADE

As figuras 4.29 a 4.31 mostram espectros de flutuações de velocidades em três posições no interior dos bancos de tubos investigados. Em geral, as curvas apresentam um decaimento bastante íngreme e uniforme com o aumento da frequência adimensional.

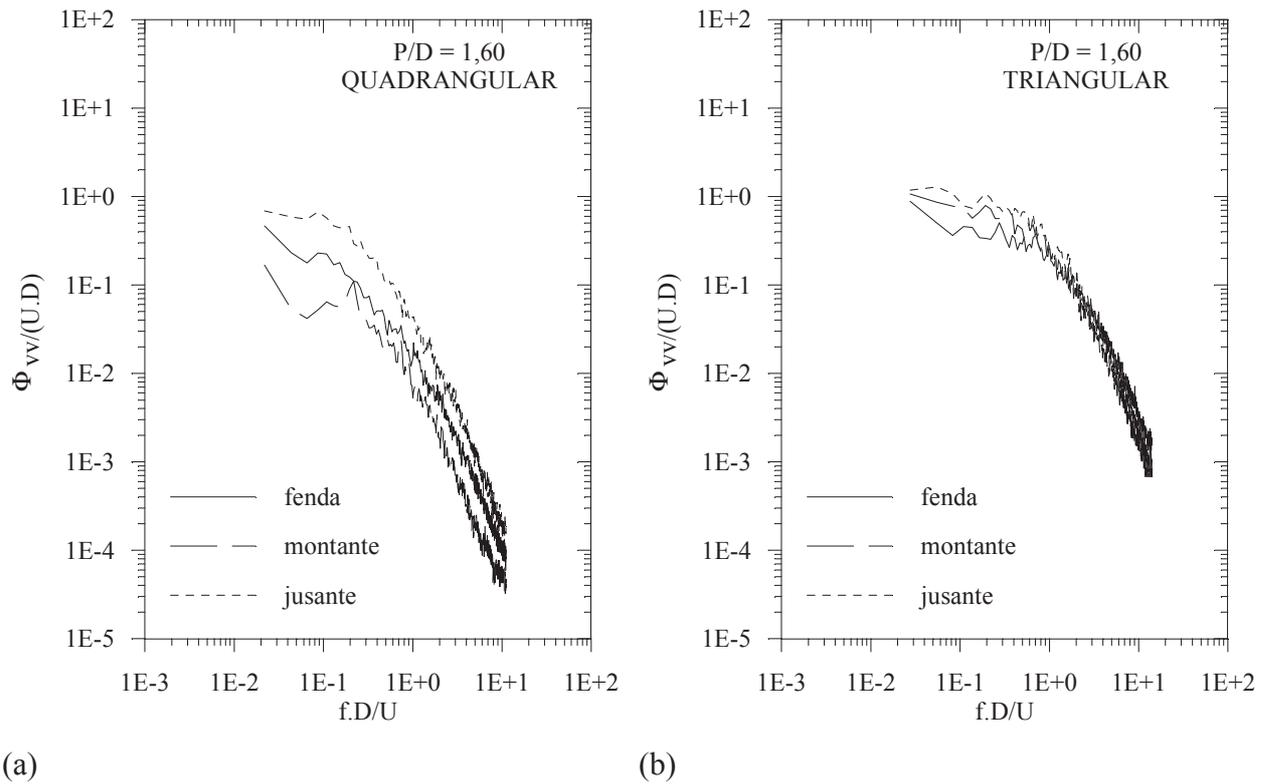


Figura 4.29: Densidades auto-espectrais das flutuações de velocidade em diversas posições em um banco de tubos com  $P/D=1,60$  em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.

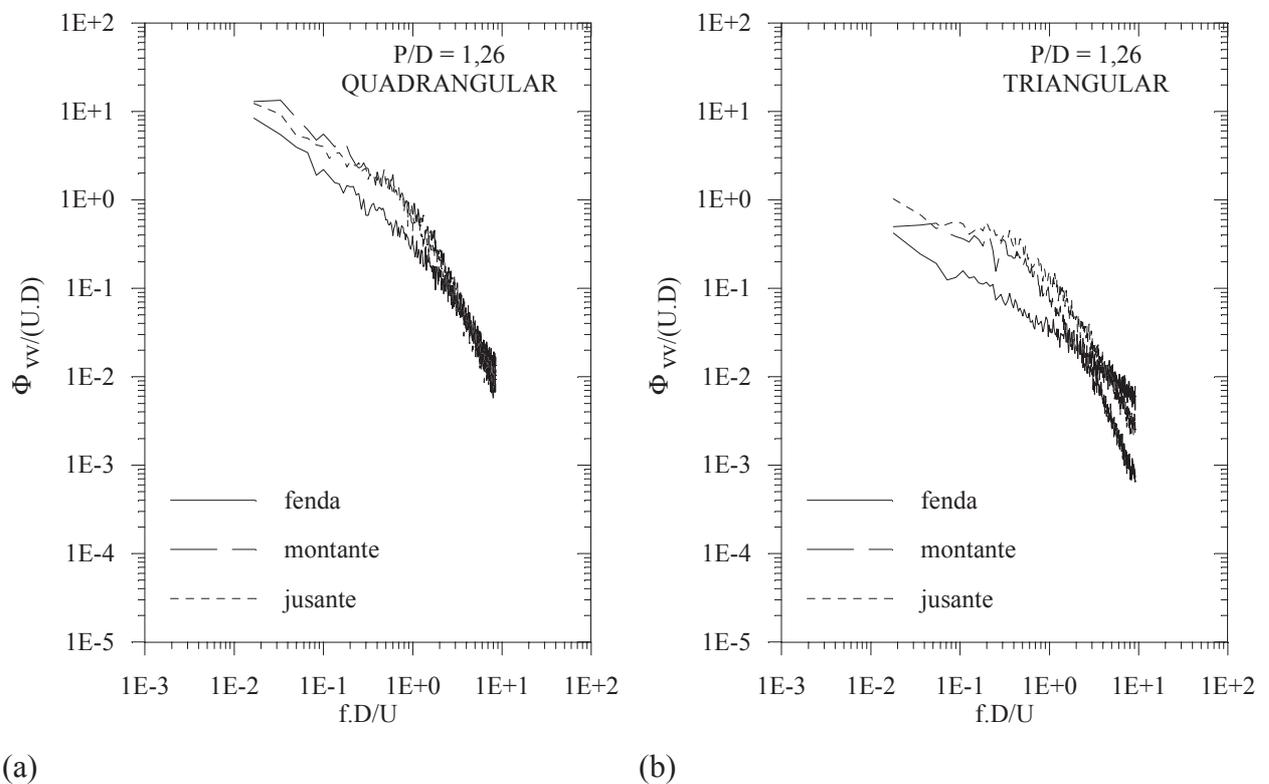


Figura 4.30: Densidades auto-espectrais das flutuações de velocidade em diversas posições em um banco de tubos com  $P/D=1,26$  em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular.

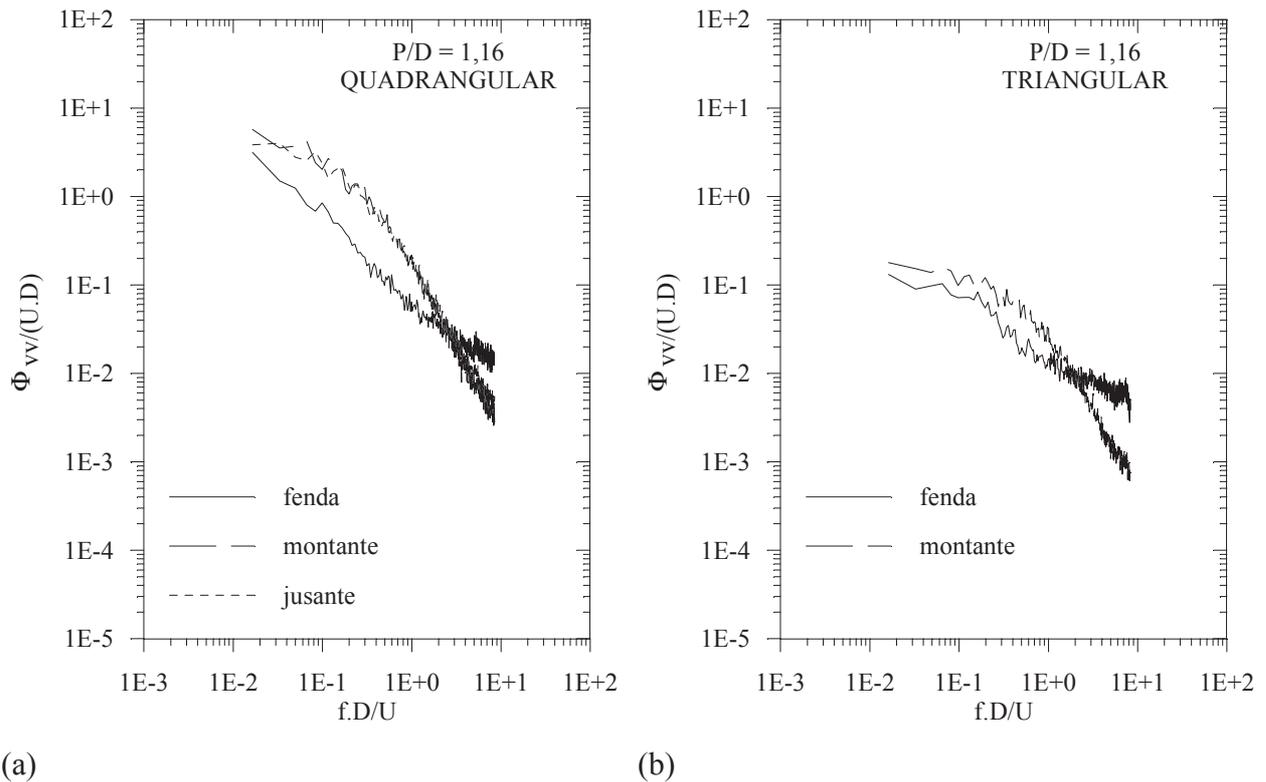


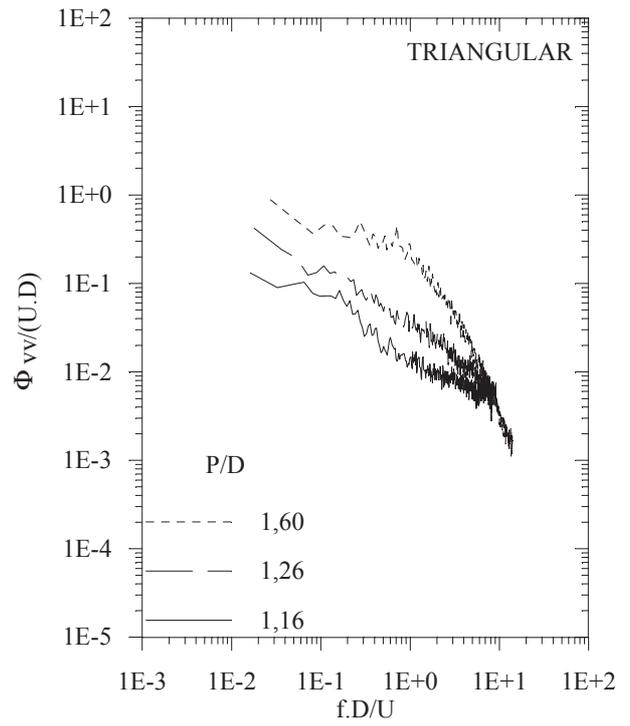
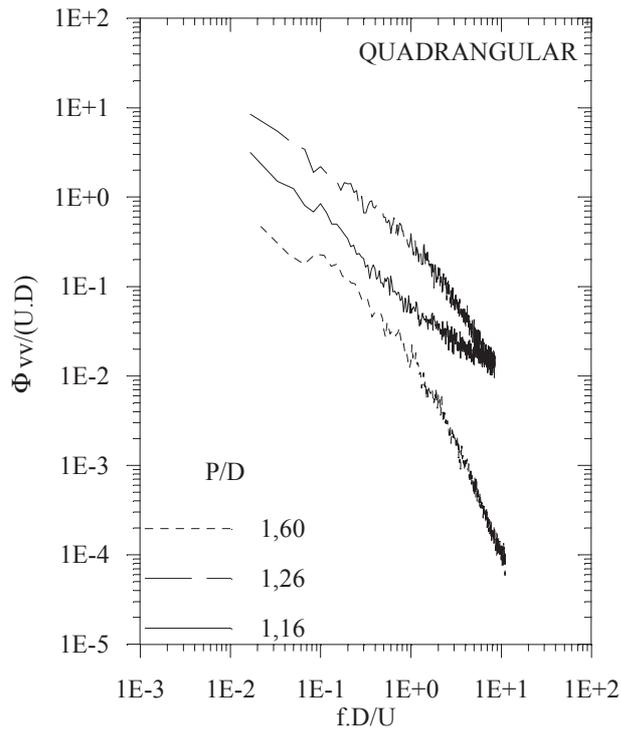
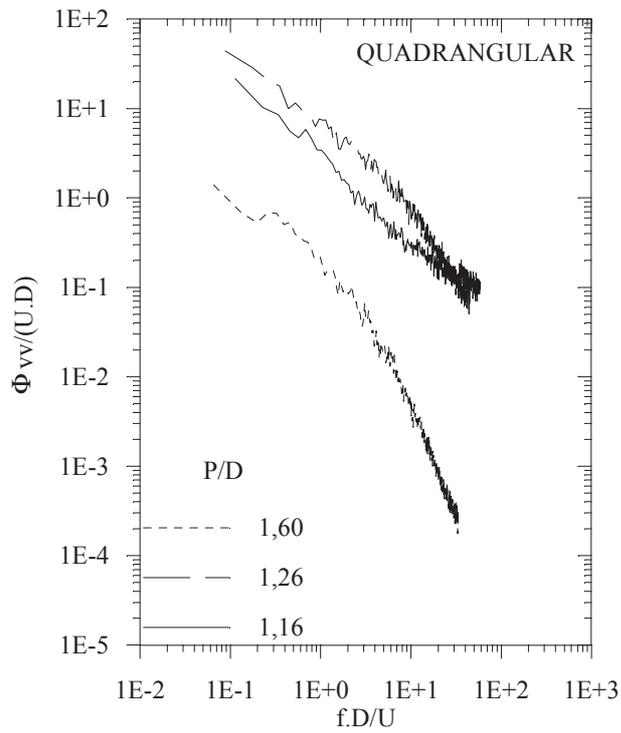
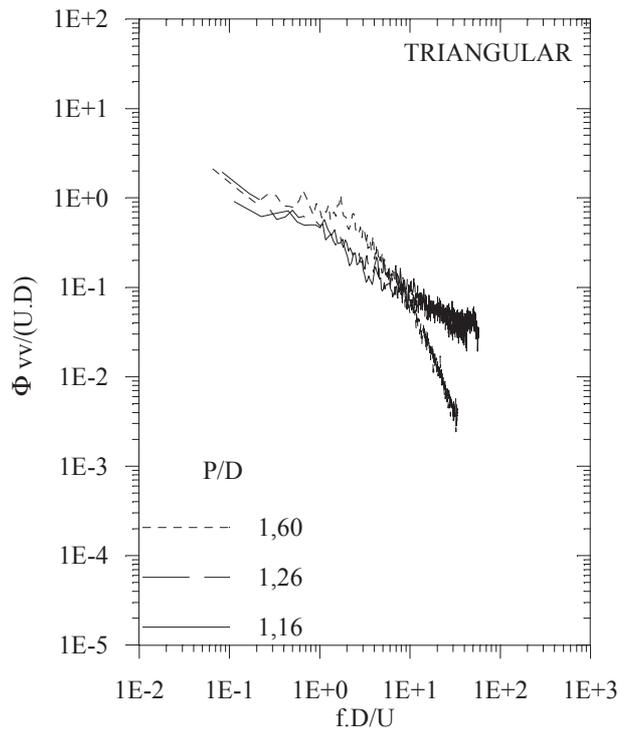
Figura 4.31: Densidades auto-espectrais das flutuações de velocidade em diversas posições em um banco de tubos com  $P/D=1,16$  em arranjo (a) quadrangular e (b) triangular. (Os dados de jusante não foram medidos na figura 4.31-b.)

Analisando, em conjunto, os gráficos dos espectros das flutuações de velocidades percebe-se que, enquanto a relação  $P/D$  diminui, o decaimento das curvas correspondentes às fendas estreitas entre os tubos torna-se menos íngreme do que o das curvas obtidas para as posições a montante e a jusante das fendas. Nesta passagem mais estreita entre os tubos a energia contida nos baixos números de Strouhal, que representam a faixa das baixas frequências adimensionais, é reduzida, enquanto, na faixa dos números de Strouhal mais altos a energia é elevada. Esta constatação indica que, nas fendas estreitas entre os tubos a energia das maiores estruturas é reduzida enquanto a energia das menores estruturas torna-se maior. Este fato aparece, em um primeiro momento, nos resultados das medições em bancos de tubos com arranjos triangulares, figura 4.30-b, referente a  $P/D=1,26$ . Para os arranjos quadrangulares, aparece apenas quando o espaçamento relativo é de 1,16, figura 4.31-a. No arranjo triangular com  $P/D=1,16$  os espectros de flutuações de velocidades medidas nas posições a montante e na fenda, são similares, inclusive com, aproximadamente, as mesmas magnitudes calculadas. Não há medição para a posição a jusante da fenda, nesta geometria, devido à dificuldade de posicionamento da sonda de fio quente, por ser muito reduzido o espaço entre os tubos.

O surgimento destes efeitos, primeiramente em arranjos triangulares e, somente após uma redução maior do espaçamento, nos arranjos quadrangulares, pode ser, em parte, explicado pela descrição de Žukauskas, 1972 sobre o escoamento transversal entre os tubos dos arranjos: nas geometrias quadrangulares o escoamento principal assemelha-se ao escoamento em um canal retilíneo e os efeitos da aproximação relativa entre os tubos devem aparecer, de maneira mais significativa, nas situações em que a relação  $P/D$  já for reduzida; por outro lado, nos arranjos triangulares o escoamento principal é constantemente submetido a mudanças na sua direção média, induzindo a um aumento da energia contida nos menores vórtices. De outra forma, nos arranjos triangulares, as pequenas passagens por onde o escoamento se verifica e a constante mudança em sua direção, contribuem para reduzir o tamanho das estruturas turbulentas enquanto a razão  $P/D$  é reduzida. Esta redução no tamanho das estruturas turbulentas, com transferência de energia para os pequenos vórtices, não é, no entanto, uma característica exclusiva das alterações ocorridas com o escoamento nas geometrias aqui pesquisadas. Em geral, a redução no espaço livre entre os contornos sólidos dos escoamentos leva a que este fato ocorra, razão pela qual seria, também, esperado na geometria extrema com  $P/D=1,05$ .

Os espectros de flutuações de velocidades nas duas geometrias com espaçamento relativo de 1,60 mostram, nas posições a montante da fenda, a presença de picos de energia na abcissa relativa a 0,21, correspondente à frequência de 152 Hz, que coincide com o valor esperado para a frequência de desprendimento de vórtices, em torno de um cilindro isolado, com escoamento incidindo na direção transversal. Este aspecto também pôde ser observado nos espectros de flutuações de pressão, mas apenas nos bancos de tubos com arranjos triangulares, figura 4.21-b. O valor do número de Strouhal 0,21 encontrado, não está de acordo com o apresentado na compilação de Fitzhugh, apresentada em Blevins, 1990, onde o valor previsto é de 0,31, mas aparece, também, nos resultados de correlações cruzadas entre flutuações de velocidades e de pressões, apresentados no item seguinte.

Com relação ao emprego dos parâmetros de adimensionalização, velocidades e comprimentos apresentados no item 4.4.1, a figura 4.32 mostra os espectros de flutuações de velocidade, com diferentes tratamentos, para os arranjos quadrangulares e triangulares. Os resultados aqui apresentados utilizaram os mesmos dados contidos nas figuras anteriores deste item, porém, foram representadas apenas as medições efetuadas no centro da fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha dos arranjos (não foram feitas medições para  $P/D=1,05$  devido à impossibilidade de posicionamento da sonda do anemômetro de fio quente nas fendas estreitas).

(a)  $U_{med} e D$ (b)  $U_{med} e D$ (c)  $U_{ref} e D$ (d)  $U_{ref} e D$ 

(esta figura continua na próxima página).

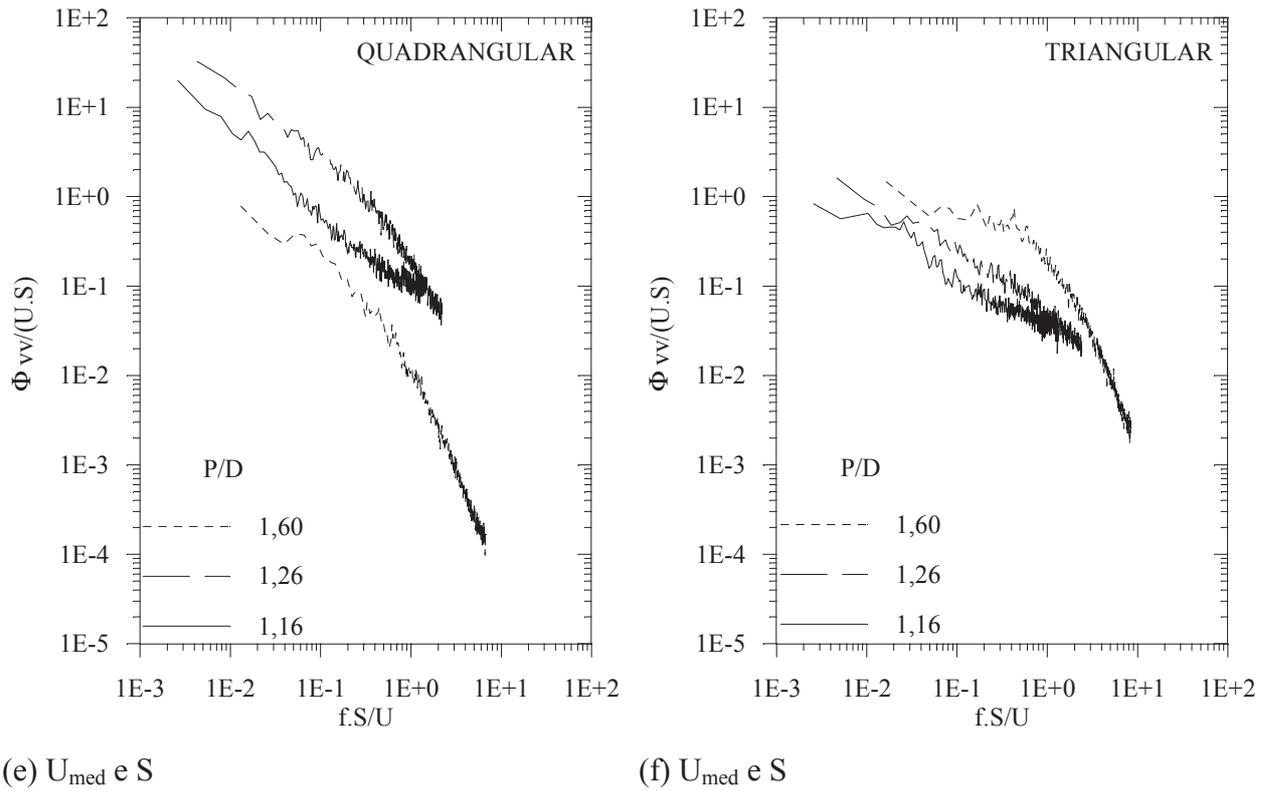


Figura 4.32: Espectros de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha para, arranjo: Quadrangular, adimensionalizado com  $U_{med}$  e D (a), arranjo: Triangular, adimensionalizado com  $U_{med}$  e D (b), arranjo: Quadrangular, adimensionalizado com  $U_{ref}$  e D (c), arranjo: Triangular, adimensionalizado com  $U_{ref}$  e D (d), arranjo: Quadrangular, adimensionalizado com  $U_{med}$  e S (e), arranjo: Triangular, adimensionalizado com  $U_{med}$  e S (f).

Para os arranjos quadrangulares (figura 4.32-a, c, e), além de pequenas alterações na magnitude das ordenadas espectrais, se comparadas às ocorridas nos espectros de flutuações de pressão, não surgiram quaisquer efeitos significativos. Quanto aos arranjos com geometria triangular, além da consideração feita para as geometrias quadrangulares sobre variações nas magnitudes dos espectros, percebe-se uma sensível alteração nas posições relativas entre as curvas quando comparados os efeitos da utilização de  $U_{med}$  (figura 4.32-b) com  $U_{ref}$  (figura 4.32-d), ambos combinados com D. A substituição de D (figura 4.32-b) por S (figura 4.32-f) defasa as curvas lateralmente, elevando mais as ordenadas relativas aos menores espaçamentos.

A utilização da velocidade  $U_{per}$ , nas adimensionalizações dos espectros de flutuações de velocidade, não apresentou qualquer efeito sobre os gráficos que pudesse recomendar sua utilização, diferentemente do ocorrido com as flutuações de pressão, anteriormente descritas.

A tabela A2.4, no anexo A2, apresenta os valores das propriedades físicas do fluido e das velocidades características do escoamento, determinadas em cada ensaio específico, relativo ao item 4.4.4.

#### 4.4.5 CORRELAÇÕES CRUZADAS ENTRE FLUTUAÇÕES DE VELOCIDADE E FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO

A partir da medição simultânea dos sinais flutuantes de velocidade e de pressão, com a sonda do anemômetro no centro da passagem mais estreita entre o tubo instrumentado e o tubo vizinho lateral, e a tomada de pressão na posição relativa a 90 graus, foram calculadas as correlações cruzadas apresentadas na figura 4.33-a, b, c.

Conforme apresentado nos itens 4.4.3 e 4.4.4, os espectros de flutuações de velocidades nas duas geometrias com espaçamento relativo de 1,60 mostram, nas posições a montante da fenda, a presença de picos de energia na abcissa relativa a 0,21, correspondente à frequência de 152 Hz, que coincide com o valor esperado para a frequência de desprendimento de vórtices, em torno de um cilindro isolado, com escoamento incidindo na direção transversal. O mesmo aspecto pôde ser observado nos espectros de flutuações de pressão, mas apenas nos bancos de tubos com arranjos triangulares, figura 4.21-b. A correspondência com o número de Strouhal 0,21 está presente, também, nos resultados de correlações cruzadas entre as flutuações de velocidade e de pressão, apresentados na figura 4.33-a, onde uma periodicidade em torno de 6,6 milésimos de segundo (correspondente a uma frequência de 152 Hz) pode ser identificada, embora com reduzidos valores de correlação.

Os arranjos com espaçamento relativo de 1,26, figura 4.33-b, apresentam valores negativos de correlação relativamente altos, se comparados com os demais, sendo que na geometria quadrangular os valores absolutos são maiores do que na geometria triangular.

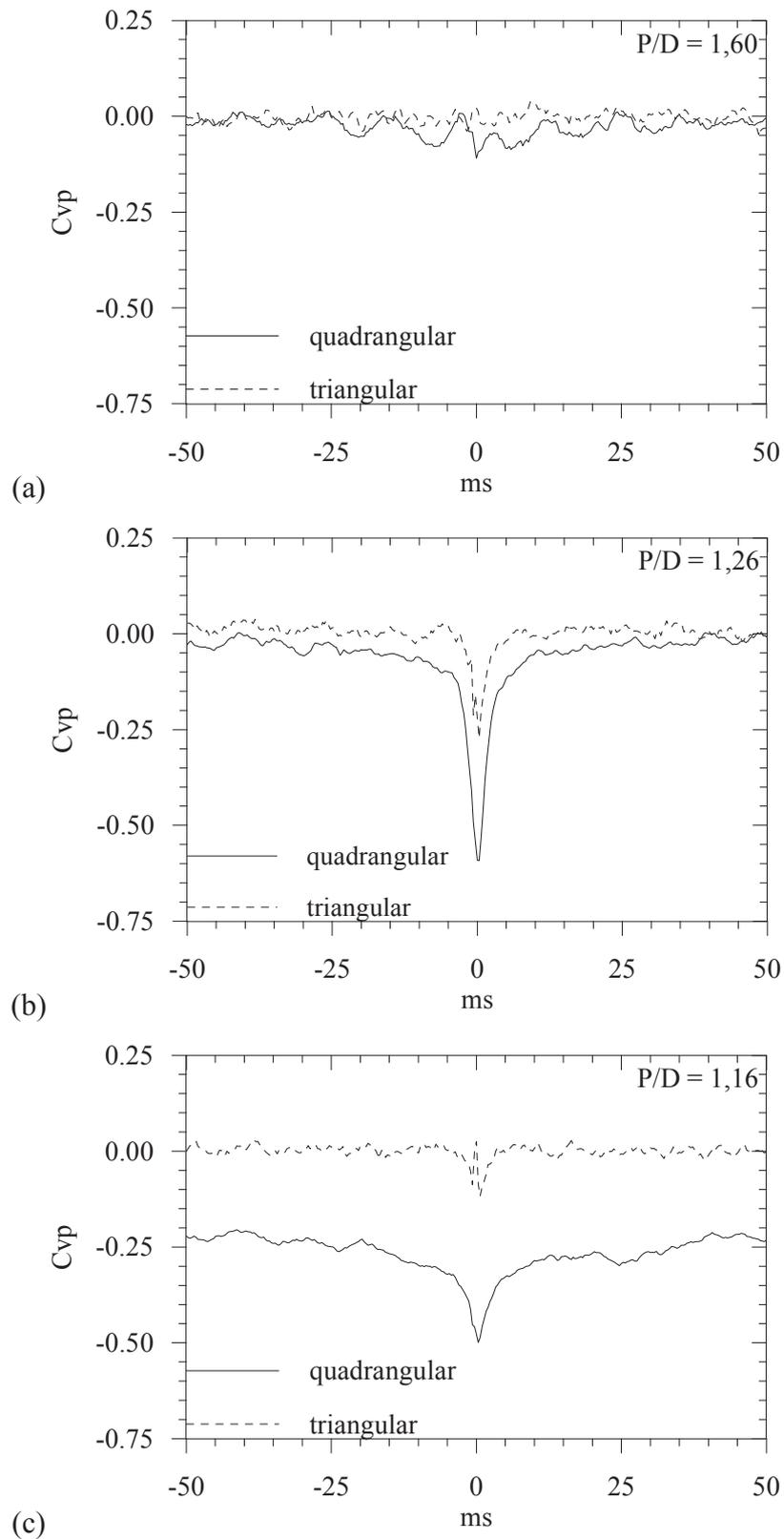


Figura 4.33: Correlações cruzadas entre flutuações de velocidade e de pressão em bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares:  $P/D=1,60$  (a),  $P/D=1,26$  (b),  $P/D=1,16$  (c).

A redução do espaçamento entre os tubos para a situação em que  $P/D=1,16$ , figura 4.33-c, é acompanhada da redução, em valores absolutos, dos máximos referentes aos coeficientes de correlação calculados. Este comportamento confirma a redução das escalas características do escoamento turbulento e o aumento da energia contida nos menores vórtices, quando comparadas as diferentes geometrias em ordem decrescente de espaçamento relativo, a partir de uma situação em que os tubos já estejam bastante próximos.

Pela análise do conjunto de resultados da figura 4.33, sempre com os valores significativos do coeficiente de correlação menores do que zero, verifica-se que, com o posicionamento dos sensores empregado nas medições, valores positivos das flutuações de velocidade dão origem a flutuações de pressão negativas e valores negativos das flutuações de velocidade dão origem a flutuações de pressão positivas. Os resultados, normalmente muito baixos para o coeficiente de correlação, exceto para intervalos de tempo muito pequenos, indicam um alto grau de aleatoriedade do escoamento entre as posições de medição.

Quanto aos resultados obtidos para os arranjos com espaçamento  $P/D=1,16$  da figura 4.33-c, percebe-se um maior distanciamento entre as curvas, com o arranjo quadrangular possuindo um patamar de correlação significativo, mesmo considerando os longos períodos de defasagem do gráfico. Este fato pode ser devido a fatores de origem mecânica e acústica do canal, concentrados nas baixas frequências, que aparecem destacados no resultado final devido à inexistência de outras correlações mais importantes, relacionadas ao escoamento propriamente dito.

## 4.5 ENSAIOS COMPLEMENTARES - ANÁLISE DA PROPAGAÇÃO DE PERTURBAÇÕES EXTERNAS ATRAVÉS DOS BANCOS DE TUBOS

### 4.5.1 MOTIVAÇÃO DA ANÁLISE

Em geral, os esforços a que um banco de tubos está submetido podem ser classificados, quanto à sua origem, em estáticos e dinâmicos. Os primeiros são decorrentes da variação de pressão média no escoamento entre os tubos e, quanto aos processos dinâmicos, decorrentes das flutuações de pressão, são caracterizados, principalmente, através da influência da geometria do arranjo sobre o escoamento. Estes processos, conforme já apresentado no item 1 deste trabalho, manifestam-se através de fenômenos como o martelamento turbulento (“turbulent buffeting”), o

desprendimento de vórtices (“vortex shedding”) ou, ainda, ressonância acústica decorrente do próprio escoamento turbulento.

Muitos estudos consideram estes processos, porém são poucos os que levam em conta a influência das condições de entrada do escoamento no canal. Fenômenos externos aos bancos de tubos como a separação da camada limite, ação das pás das bombas ou ação das chicanas ou elementos estruturais poderão influenciar ou participar do processo hidrodinâmico sobre os tubos. O trabalho de Pettigrew, 1997 classifica as excitações à vibração dos tubos conforme originadas no campo próximo (“near field”), enquanto o fluido escoava entre as passagens dos tubos dos arranjos, ou em um campo distante (“far field”) junto aos dispositivos referidos, localizados a montante dos bancos de tubos.

O trabalho de Fitzpatrick et al. (1988) investigou auto-espectros de turbulência, a partir de medições de flutuações de velocidades, na região de passagem principal do escoamento (“through flow”) de arranjos quadrangulares com razão de espaçamento de  $P/D = 1,73$ . O objetivo deste trabalho era de avaliar valores dos números de Strouhal em arranjos de tubos com um elevado número de linhas transversais ao escoamento. No trabalho destes autores são analisadas as periodicidades surgidas no interior do banco, devido aos efeitos de desprendimento de vórtices na esteira dos tubos e de martelamento (“buffeting”) do escoamento gerado pela alternância periódica de passagens, ora mais estreitas, ora mais largas, entre os tubos, considerada a direção transversal ao escoamento de aproximação. Entretanto, conforme a descrição apresentada deste último fenômeno, com uma frequência de pico bem caracterizada, não se trata do martelamento turbulento (“turbulent buffeting”) referido por Grover e Weaver (1978), que tem origem na distribuição, em toda a faixa de frequências do espectro, de uma significativa parcela de energia. Aqui, está sendo feita referência ao processo cuja ocorrência está vinculada à alternância periódica de passagens, ora mais estreitas, ora mais largas, entre as sucessivas linhas de tubos, e que apresentam picos estreitos na representação gráfica dos espectros.

Ainda segundo estes autores, nas primeiras linhas do arranjo predomina o efeito do desprendimento de vórtices resultando em valores mais elevados dos números de Strouhal para os picos de frequência encontrados nos espectros. Estes valores vão se reduzindo no interior do banco de tubos onde predomina o efeito do martelamento aliado à redução nas velocidades convectivas locais, que induzirão a uma redução na razão com que o processo de desprendimento de vórtices ocorre. Assim, em função da posição no interior do banco de tubos (além da geometria do arranjo e valores do número de Reynolds do escoamento), os autores obtiveram

diferentes frequências características associadas ao processo de flutuação de velocidades que dão origem a flutuações de pressão na superfície dos tubos do arranjo, sem a característica de uma larga faixa de frequências com energia considerável, porém, concentrada em uma faixa estreita.

Žukauskas et al. (1980) partem da hipótese de que as forças induzidas pelo escoamento sobre os tubos, e as vibrações geradas por estas forças, são controladas pelas estruturas do escoamento existentes a montante do arranjo e no espaço do casco do trocador de calor. Para o estudo destas relações foram empregados tubos com liberdade para vibrar e medidas das flutuações de pressão sobre os contornos dos tubos e amplitudes de vibração dos mesmos. Os autores apresentam comentários no sentido de que, devido à complexidade do escoamento que se estabelece no interior do arranjo, não existe uma relação única entre as vibrações dos tubos nas diferentes linhas, mas que existem, apenas, pequenas diferenças nas frequências de vibração, situando-se, este parâmetro, muito próximo à frequência natural de vibração destes tubos.

Nestes ensaios complementares, foram comparadas as características do escoamento no interior de um banco de tubos com arranjo na geometria quadrangular e espaçamento relativo entre os tubos de  $P/D=1,60$ , com o de um canal livre em seu desenvolvimento, através de funções de densidade auto-espectral e de correlações cruzadas de flutuações de velocidade e de pressão, definidas em item específico. Para este fim, analisou-se, também, o comportamento no interior de um banco de tubos de uma periodicidade ou perturbação transportada, com sua origem a montante do banco, ainda na região de aproximação do modelo utilizado, representando o que seria a região do casco em um trocador de calor do tipo casco e tubo com escoamento na transversal.

#### 4.5.2 SEÇÃO DE TESTES EMPREGADA NOS ENSAIOS COMPLEMENTARES

O canal utilizado nos ensaios complementares é o mesmo já descrito no item 3 referente ao dispositivo de testes. No interior do canal foi instalado o banco de tubos com arranjo quadrangular e razão de espaçamento  $P/D=1,60$ .

As aquisições de dados foram realizadas via conversão analógico-digital dos sinais elétricos produzidos pelos sensores e o processamento dos mesmos em micro computador PC. As amostras foram adquiridas a uma frequência de 4 kHz e filtradas para passar entre 1 Hz e 2 kHz. Os procedimentos básicos desde as etapas de aquisição até o registro dos dados medidos foram os mesmos das demais séries de ensaios realizadas (ver item 4.2).

Representações esquemáticas do canal e do banco de tubos, assim como o posicionamento das sondas, serão apresentadas no item seguinte, referentes a cada etapa do trabalho.

#### 4.5.3 RESULTADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS COMPLEMENTARES

##### 4.5.3.1 Descrição do experimento e medições preliminares para a investigação do transporte de perturbações.

Tanto na situação do canal livre, sem o banco de tubos, como na situação do canal com o banco de tubos, foram introduzidas perturbações no escoamento, com características conhecidas, visando a comparação do efeito do banco de tubos sobre a propagação desta perturbação, quando transportada pelo escoamento médio, na direção longitudinal do canal. As perturbações foram obtidas com o emprego de um obstáculo montado no canal, a jusante do qual formava-se uma trilha constituída por desprendimento de vórtices. As seções transversais dos geradores de vórtices estão representadas, esquematicamente, na figura 4.34.

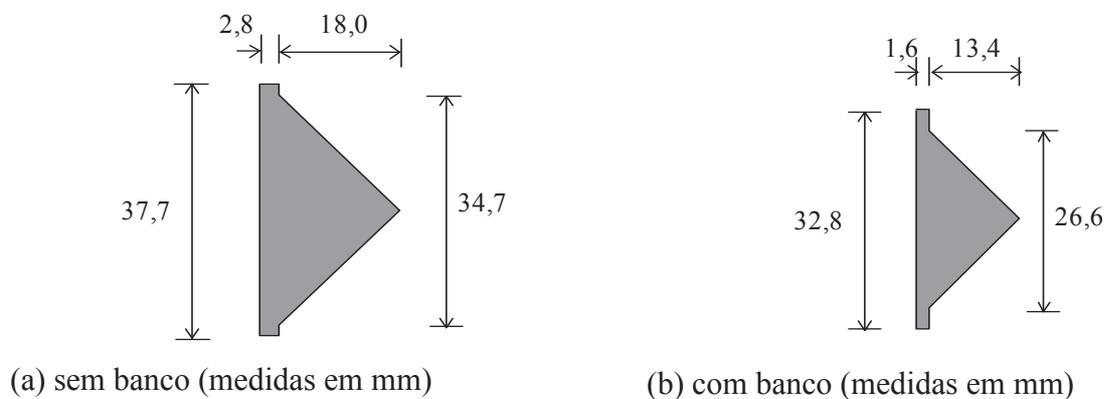


Figura 4.34: Geometria das seções transversais dos geradores de vórtices no canal sem banco de tubos (a) e no canal com banco de tubos (b).

As dimensões dos dois geradores de perturbações são diferentes para que resultem, após estabelecidos os escoamentos, aproximadamente, a mesma frequência de desprendimento de vórtices, necessária para a comparação entre os resultados. Este fato é devido à diferença de velocidades entre os escoamentos nos canais livre e com o banco de tubos, causada pela diferença na perda de carga entre os dois canais, uma vez que o conjunto motor ventilador

trabalha com a mesma potência nos dois casos. As respostas em termos de frequências dominantes, do desprendimento de vórtices de cada gerador, são 42 Hz e 45 Hz, respectivamente para o utilizado no canal livre e para o utilizado no canal com o banco de tubos. Para o canal livre, além do pico na frequência dominante de 42 Hz, aparece um segundo pico, de menor intensidade, na frequência de 84 Hz, correspondente à influência da recirculação periódica de fluido existente na esteira do gerador de vórtices. Este efeito aparecerá novamente nas análises efetuadas no decorrer deste item.

Os canais livre e com banco de tubos estão representados, em esquema sem escala, nas figuras 4.35-a e 4.35-b, respectivamente, onde as posições desde 0 até 8 estão distantes 25,7 mm, uma da outra.

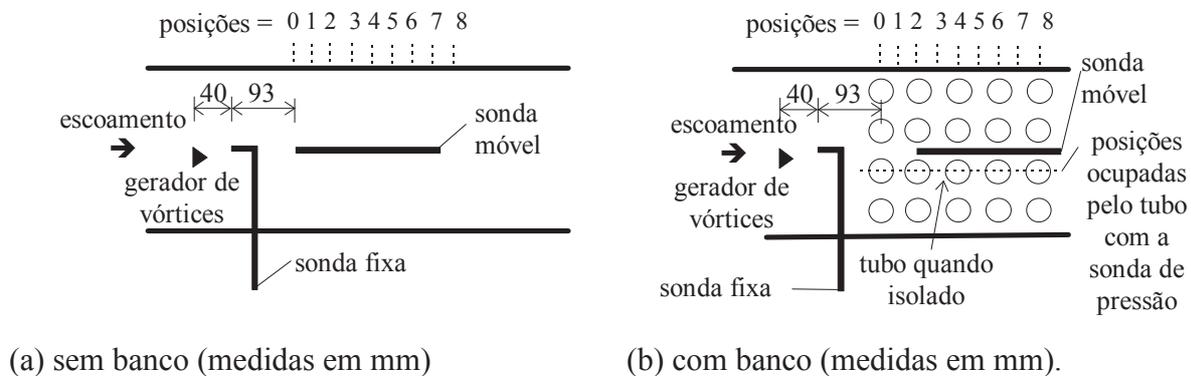


Figura 4.35: Representação esquemática do canal sem banco de tubos (a) e com banco de tubos (b)

#### 4.5.3.2 Medições efetuadas na investigação de características da propagação de perturbações com o canal livre

Antes de ser instalado o banco de tubos, foram avaliadas as características do canal com o fluido escoando livre. Medições simultâneas de flutuações de velocidades em dois pontos na direção longitudinal do escoamento, sendo que um deles era móvel nesta mesma direção, permitiram avaliar a forma com que os vórtices eram transportados pelo escoamento principal, tanto no que diz respeito a uma possível perda na intensidade das flutuações na sonda móvel, como quanto aos valores de frequência medidos nesta posição variável, na medida em que se afastava da origem de geração. Foram, também, realizadas medidas simultâneas de flutuações de velocidade na sonda fixa e de flutuações de pressão sobre a parede de um tubo isolado, rigidamente fixado ao canal na esteira do gerador de vórtices, para avaliar de que maneira o

desprendimento de vórtices do gerador agia sobre os contornos sólidos do tubo. A figura 4.35-b representa a montagem utilizada.

A partir das determinações de correlações cruzadas entre flutuações de velocidades, medidas simultaneamente na sonda fixa e na sonda móvel, para suas diferentes posições (ver figura 4.36-a), foram calculadas velocidades de transporte dos vórtices gerados, através da relação entre a defasagem de tempo para a máxima correlação e a distância entre as duas sondas. Os resultados revelaram um crescimento suave desde a posição 0 até a posição 7 (ver figura 4.35-b), variando desde 54% até 73% da velocidade de aproximação ao banco,  $U_{ref} = 9,70$  m/s.

Além desses resultados, os espectros de densidade de potência das flutuações de velocidade nas posições assumidas pela sonda móvel assim como as correlações cruzadas entre flutuação de velocidade na sonda fixa e flutuação de pressão sobre o contorno do tubo isolado (estando o tubo instalado na posição 4 - ver figura 4.35-b), e ainda os espectros das flutuações de pressão com a tomada orientada a  $0^\circ$  ou a  $90^\circ$  com o escoamento, permitem observar que a perturbação provocada é transportada ao longo do canal, mantendo sua frequência característica idêntica à original, podendo ser detectada com intensidades menores, porém significativas, não apenas no escoamento, em posições distantes da geração inicial, como também sobre os contornos sólidos das estruturas situadas a jusante. Para as posições mais afastadas da geração da perturbação, onde já existe uma maior uniformização do escoamento na seção transversal do canal, as velocidades de transporte da perturbação são crescentes, tendendo, provavelmente, ao valor da velocidade de aproximação.

#### 4.5.3.3 Medições efetuadas na investigação de características da propagação de perturbações com o banco de tubos

Após a montagem do banco de tubos no canal e a substituição do gerador de vórtices pelo de menores dimensões, um conjunto de medições semelhante ao anterior foi efetuado. Além disso, o tubo instrumentado com a tomada de pressão foi movimentado ao longo das linhas do arranjo de tubos, sempre na mesma coluna central, visando avaliar de que maneira o desprendimento de vórtices do gerador agia sobre os contornos sólidos do tubo instalado em diferentes posições no interior do banco.

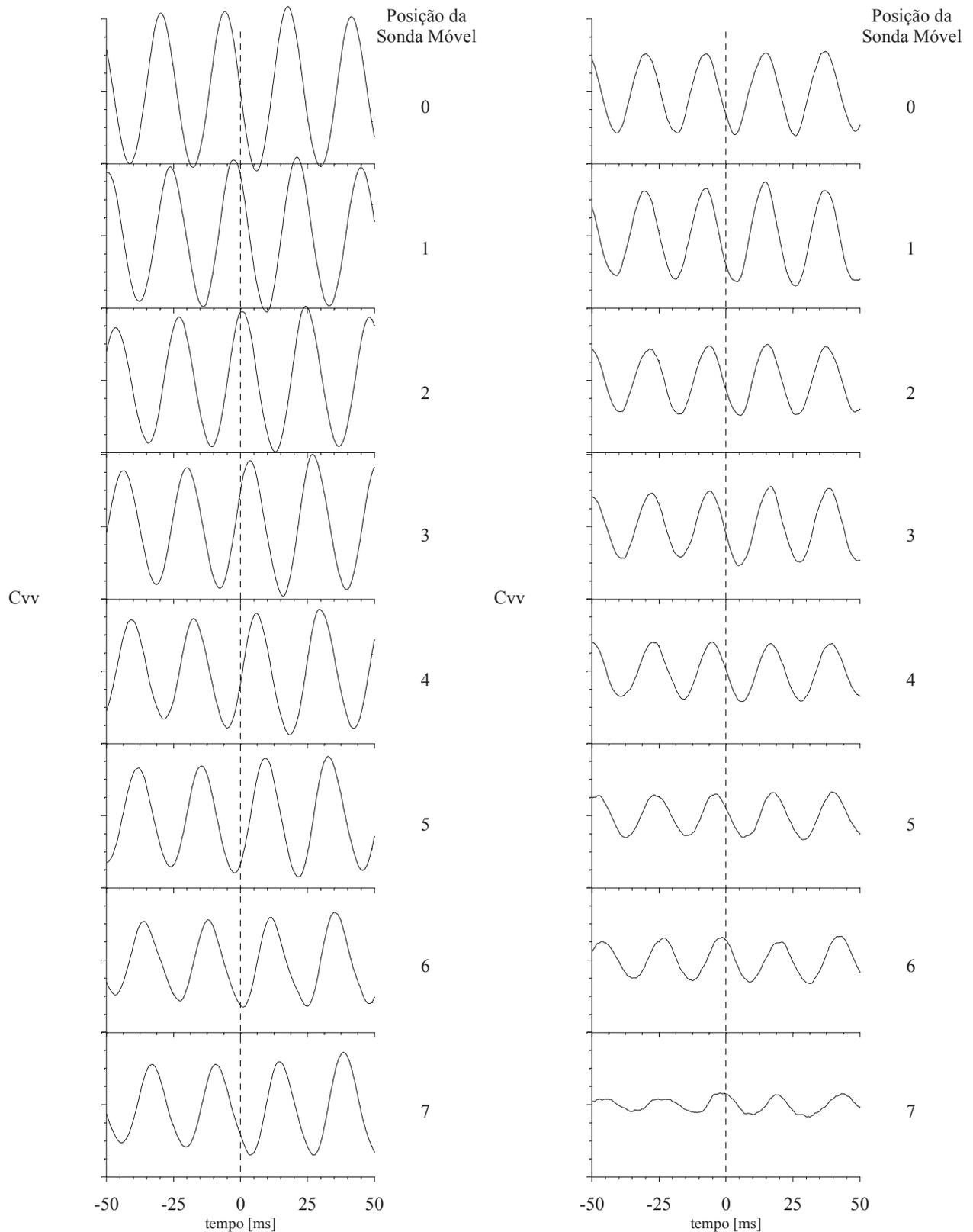
A figura 4.35-b esquematiza o posicionamento do gerador de vórtices, banco de tubos, e posições das sondas de velocidade e de pressão. Esta última, podia ser colocada tanto na posição orientada contra o escoamento ( $0^\circ$ ) como na normal ao escoamento ( $90^\circ$ ).

Os resultados de correlações cruzadas entre flutuações de velocidades medidas com a sonda fixa e com a sonda móvel, para suas diferentes posições, são apresentados na figura 4.36-b (em conjunto com os resultados determinados sem o banco de tubos 4.36-a, para melhor comparação das ordens de grandeza obtidas). As velocidades de transporte dos vórtices gerados, são obtidas através da relação entre a defasagem de tempo para a máxima correlação e a distância entre as duas sondas (tempo de trânsito), e revelam, novamente, um crescimento uniforme desde a posição 0 até a posição 7 (ver figura 4.35-b), porém, agora com o banco de tubos instalado no canal, seus valores variaram desde 75% até 177% da velocidade de aproximação ao banco, igual a 8,35 m/s.

O espectro de densidade de potência das flutuações de velocidade medidas na sonda fixa, figura 4.37, e os espectros de densidade de potência das flutuações de velocidade nas posições assumidas pela sonda móvel em conjunto com os espectros de densidade de potência das flutuações de pressão, figura 4.38, todos para a situação do canal com o banco de tubos, estão apresentados a seguir. As figuras 4.38-a e 4.38-b mostram o grupo de curvas calculadas para visualização geral e as figuras 4.38-c e 4.38-d mostram os detalhes dos picos a 45 Hz, independente da posição no interior do arranjo de tubos, coincidentes com o obtido para as flutuações de velocidade na sonda fixa.

As medições realizadas durante estes ensaios complementares, foram, também, empregadas para as seguintes determinações:

- Correlações cruzadas entre flutuações de velocidade na sonda fixa e flutuações de pressão sobre os contornos do tubo instrumentado nas diferentes linhas do arranjo, considerada a tomada de pressão na posição de  $0^\circ$  e na posição de  $90^\circ$ ;
- Correlações cruzadas entre as flutuações de velocidade na sonda móvel e na tomada de pressão orientada a  $90^\circ$  com o escoamento principal, estando o tubo instrumentado instalado na terceira linha (posição 4 na figura 4.35-b); e
- Espectros das flutuações de pressão nas diferentes linhas do arranjo para as posições da tomada de pressão orientada a  $0^\circ$  e  $90^\circ$ .



(a) sem banco de tubos

(b) com banco de tubos

Figura 4.36: Correlações cruzadas entre flutuações de velocidades medidas simultaneamente nas sondas fixa e móvel (posições na figura 4.35-b) para o arranjo quadrangular com  $P/D=1,60$ .

A análise dos resultados obtidos nestas últimas determinações, assim como nas medições anteriormente descritas com o banco de tubos, permitiu observar que a perturbação provocada a montante do banco de tubos foi transportada ao longo da passagem entre duas colunas de tubos (no sentido longitudinal do canal), mantendo sua frequência característica idêntica à original (figuras 4.37 e 4.38), embora a velocidade de aproximação, na região em que foi instalado o gerador de vórtices, tenha sido, na maior parte dos casos, sensivelmente diferente, não só das velocidades de transporte calculadas, como também das velocidades médias, medidas com o sistema de anemometria a fio quente nas passagens entre os tubos.

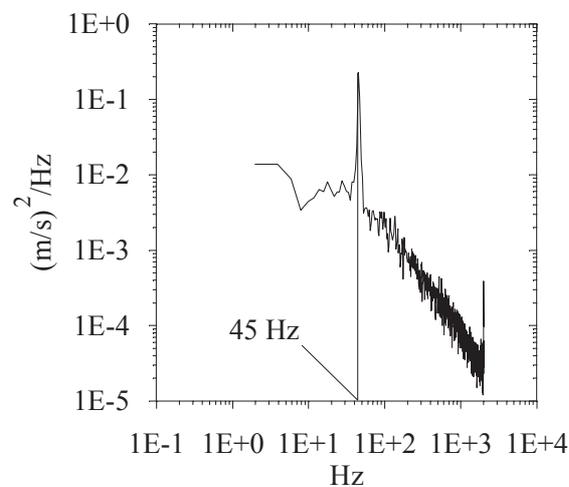
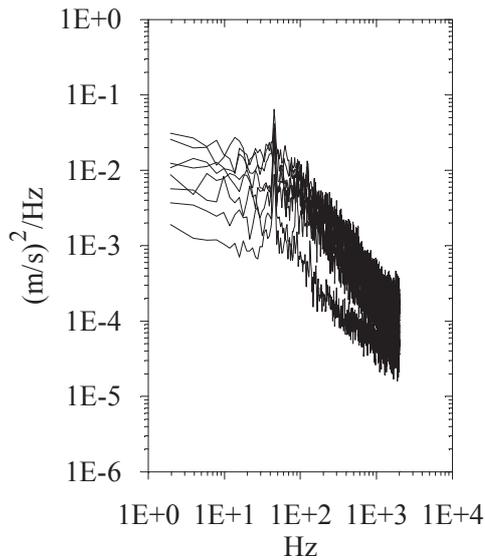
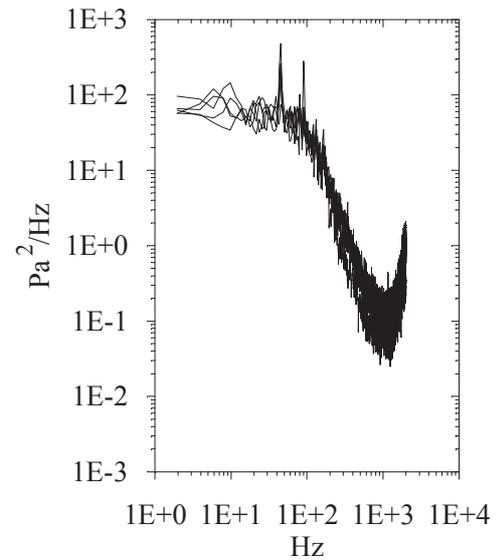


Figura 4.37: Espectro de densidade de potência das flutuações de velocidade na sonda fixa para o canal com banco de tubos.

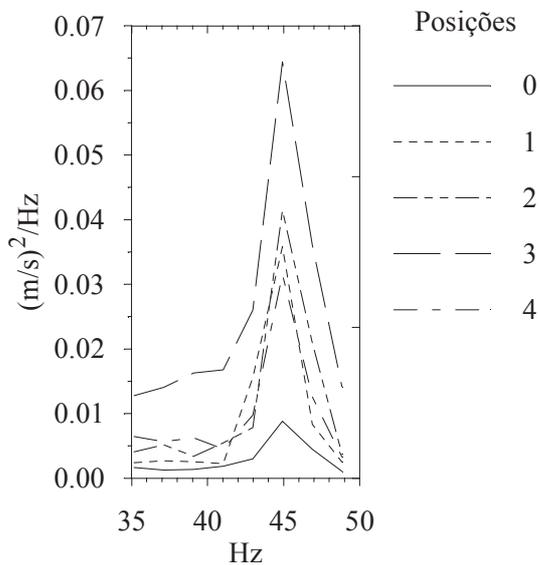
Na análise dos espectros de flutuações de velocidade (figura 4.38-a), na faixa de baixas frequências, pôde-se observar menores intensidades nas passagens entre tubos das primeiras linhas e maiores, chegando a aumentar uma década, na passagem entre os tubos das últimas linhas. Quanto ao pico de energia, na frequência de geração dos vórtices (45 Hz), verifica-se magnitudes crescentes da primeira linha de tubos (posição 0) até entre a terceira e quarta linha de tubos (posição 3), conforme a figura 4.38-c. Deste ponto em diante, esta magnitude é reduzida, deixando mesmo de ser percebida na passagem entre os tubos após a quarta linha do arranjo.



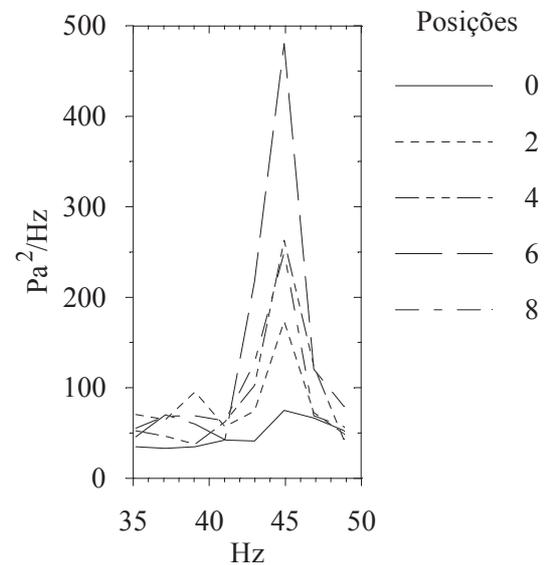
(a) sonda móvel de velocidade - conjunto



(b) sonda de pressão, 90° - conjunto



(c) sonda móvel de velocidade - detalhe



(d) sonda de pressão, 90° - detalhe

Figura 4.38: Espectros de densidades de potência, para o canal com o banco de tubos: flutuações de velocidade em conjunto (a); flutuações de pressão em conjunto (b); flutuações de velocidade em detalhe (c); e flutuações de pressão em detalhe (d) (posições da sonda móvel e sonda de pressão na figura 4.35-b).

As densidades espectrais das flutuações de pressão, por sua vez, apresentam uma maior uniformidade de valores, principalmente nas medições em que a tomada de pressão esteve voltada para a passagem do escoamento, 90° (figura 4.38-b). Para esta posição da tomada de pressão, a frequência original do desprendimento de vórtices tem sua magnitude com valores crescentes desde a primeira até a quarta linha de tubos (posição 6), reduzindo, posteriormente,

seu valor junto à última linha (posição 8), conforme a figura 4.38-d. Com a tomada de pressão na posição relativa a  $0^\circ$ , os picos da função de densidade espectral para a frequência de 45 Hz são menores do que no caso anterior, comparando cada posição, provavelmente por basear-se em medição realizada na esteira dos tubos precedentes, tendo seu máximo junto à segunda linha de tubos (posição 2). No entanto, os picos nesta frequência puderam ser percebidos, até mesmo, nos resultados correspondentes às posições ensaiadas nas últimas linhas de tubos do arranjo.

## 5 CONCLUSÕES

### 5.1 ENSAIOS PRELIMINARES

Estes ensaios visaram a determinação da influência da utilização de conexões nas medições de flutuação de pressão em escoamentos turbulentos, em que foram empregados os sistemas de medição, aquisição e tratamento de grandezas específicos do trabalho final aqui descrito.

Os resultados mostram que a utilização de conexões dá origem a picos nos espectros de energia das flutuações de pressão que surgem, inicialmente, a frequências elevadas e, à medida em que se aumenta o comprimento da conexão, passam a ser importantes, também, em baixas frequências, confirmando as conclusões contidas em Holmes e Lewis, 1987.

As correlações cruzadas entre flutuações de velocidade e de pressão apresentam como única alteração, devida ao aumento do comprimento da conexão, o aumento da aspereza das curvas, sem demonstrar alterações de fase importantes nos sinais.

Assim, o emprego de conexões para medição da flutuação de pressão deve respeitar um limite de comprimento que não afete a informação proveniente das curvas de correlação, bem como não cause alteração significativa dos espectros nas faixas de frequência que sejam de interesse do trabalho em questão. Avaliações teóricas da influência das conexões tais como a apresentada em Strasberg, 1963, a proposta por Holmes e Lewis, 1987 e experimentais como a realizada por Ribeiro, 1989, são importantes e fornecem bases para uma escolha prévia dos dispositivos a empregar nas medições.

### 5.2 ENSAIOS NO CANAL COM BANCOS DE TUBOS

Estes ensaios fazem parte da pesquisa aqui relatada em que foram feitas medições dos campos de flutuações de pressão em bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares, para pequenos espaçamentos relativos entre os tubos dos bancos. Os objetivos principais destas medições foram a caracterização desses campos e a investigação experimental das relações existentes entre flutuações de pressão e de velocidade em função da posição no interior do banco de tubos. Com base nas conclusões dos ensaios preliminares realizados e na comparação de resultados obtidos com a bibliografia consultada conclui-se que a técnica experimental empregada mostrou-se adequada à investigação experimental realizada.

### 5.2.1 MÉDIAS QUADRÁTICAS DAS FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO

As medições de médias quadráticas das flutuações de pressão, analisando as curvas adimensionalizadas com emprego da velocidade calculada para as fendas estreitas entre os tubos, têm aproximadamente a mesma magnitude nas duas geometrias de arranjos estudados, sendo influenciadas pela razão de espaçamento de maneira distinta. Enquanto nos arranjos triangulares as baixas razões de espaçamento têm comportamento semelhante entre si, distinguindo-se o elevado valor máximo local para  $P/D = 1,60$  na posição angular de  $60^\circ$ , as duas maiores razões de espaçamento com arranjo quadrangular apresentam máximos locais destacados entre as posições angulares de 30 e 45 graus, coincidente com a região de ocorrência dos máximos da pressão média verificados em Silva, 1993, que é onde incide o jato preferencial do escoamento, no interior do banco. Um segundo ponto de máximo, este com menor amplitude, ocorre na região dos 110 a 120 graus. Nesta segunda região verifica-se separação do escoamento da parede do tubo, conforme resultados de Achenbach, 1969 e 1971, e visualizações apresentadas em Igarashi, 1980 (embora este último possua diferença considerável na geometria pois trabalha com apenas dois tubos, alinhados na direção do escoamento principal). Em ambas geometrias a redução da razão de espaçamento tende a homogeneizar a distribuição das flutuações de pressão em torno dos tubos, levando a cargas dinâmicas sobre os mesmos e à expectativa de coeficientes de transferência de calor uniformes, como mostrado, para a geometria extrema  $P/D=1,05$ , em Möller, (1982).

A utilização de diferentes parâmetros de adimensionalização é responsável por uma sensível variação nos resultados numéricos, alterando a forma e posicionamento relativo na apresentação das curvas, atuando de forma diferente para os arranjos com geometria quadrangular ou triangular.

### 5.2.2 DENSIDADES AUTO-ESPECTRAIS

As funções de densidade auto-espectrais das flutuações de pressão possuem valores via de regra mais elevados para os arranjos quadrangulares do que para os triangulares, nas razões de espaçamento intermediárias  $P/D=1,26$  e  $P/D=1,16$ , invertendo este comportamento para as razões extremas  $P/D=1,60$  e  $P/D=1,05$ . Quanto às flutuações de velocidade, o comportamento dos auto-espectros parece ser o mesmo das flutuações de pressão, porém, como não foram feitas

medições para o espaçamento relativo  $P/D=1,05$  , nada se pode afirmar, de forma conclusiva, a este respeito.

Os resultados dos espectros de potência das flutuações de pressão, adimensionalizados com a velocidade medida na fenda estreita entre os tubos e com o diâmetro destes, mostraram, em geral, que todas as curvas para os arranjos quadrangulares têm aproximadamente o mesmo decaimento característico após os valores do número de Strouhal equivalente a 0,1 , com valores da densidade auto-espectral na mesma ordem de magnitude, enquanto nos resultados para os arranjos triangulares os espectros têm diferentes comportamentos para cada espaçamento relativo analisado. Todos os resultados apresentam distribuições praticamente uniformes, exceto o arranjo triangular com o menor valor da relação  $P/D$ , onde os maiores valores das flutuações de pressão encontram-se na posição relativa a zero graus, situação em que o escoamento incide diretamente sobre a tomada de pressão.

Os espectros de potência das flutuações de velocidade das duas geometrias com  $P/D=1,60$  apresentam picos com pequeno destaque nas ordenadas relativas à frequência adimensional de 0,21, que coincide com o valor esperado para o processo de desprendimento de vórtices no caso de um cilindro isolado, no entanto, apenas no caso do arranjo triangular com  $P/D=1,60$  este pico apareceu bastante pronunciado nos espectros de flutuações de pressão. Com a redução da razão entre espaçamento e diâmetro dos tubos os comprimentos característicos das estruturas do escoamento turbulento são reduzidas, também, aumentando, conseqüentemente, as energias contidas nas pequenas escalas.

### 5.2.3 CORRELAÇÕES CRUZADAS

Os resultados das correlações cruzadas entre flutuações de velocidade, adotadas como o processo-causa, e flutuações de pressão, adotadas como processo-efeito, revelam valores absolutos maiores para os arranjos quadrangulares nas razões de espaçamento intermediárias relativas a 1,26 e 1,16. Para o espaçamento maior a conclusão é a mesma, porém não tão evidente devido aos reduzidos valores obtidos.

Os reduzidos intervalos de tempo em que ocorrem correlações de valores significativos, devidas efetivamente à dinâmica do escoamento, ressaltam o caráter aleatório do escoamento turbulento no interior dos bancos de tubos, sem outras características especiais a destacar.

Retornando a análise aos espectros de velocidade, na faixa de espaçamentos relativos entre 1,60 e 1,16 percebeu-se que a energia das flutuações com pequenas escalas (correspondente

aos maiores valores do número de Strouhal) é elevada na medida em que o espaçamento relativo é reduzido, enquanto os maiores valores da correlação cruzada entre as flutuações de velocidade e de pressão foram encontradas para  $P/D=1,26$ . Este fato indica que, embora ocorra um aumento na energia das flutuações pela redução da razão  $P/D$ , isto não parece afetar a sub-camada viscosa a partir de determinado ponto, baseado na redução ocorrida com os coeficientes de correlação do arranjo com  $P/D=1,16$ . No presente trabalho seria necessário o levantamento deste tipo de correlação com os arranjos de menor espaçamento ( $P/D=1,05$ ), o que não foi possível por impossibilidade de posicionamento do sensor de velocidade entre os tubos, para confirmação desta afirmação, o que será recomendado para a continuação dos trabalhos em uma próxima pesquisa.

#### 5.2.4 DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS CORRETOS NA ADIMENSIONALIZAÇÃO DE RESULTADOS DO ESCOAMENTO TRANSVERSAL EM BANCOS DE TUBOS

O estudo sobre este tema apresenta uma discussão sobre os parâmetros adimensionais normalmente utilizados na apresentação de resultados de flutuações de pressão e de velocidade em escoamentos turbulentos transversais através de bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares.

Os resultados dos espectros de flutuações de pressão e de velocidade mostram, em geral, que a escolha dos diferentes parâmetros de velocidade e comprimento não afeta a forma característica das curvas com representação logarítmica. A influência que resulta é muito semelhante à observada nos diagramas de médias quadráticas das flutuações de pressão sobre as paredes dos tubos, aproximando ou afastando as curvas. Entretanto, a escolha de um determinado parâmetro está relacionada à interpretação desejada do fenômeno, ou seja, se as curvas devem aparecer separadas nos gráficos, a fim de salientar o efeito de, por exemplo, a razão de espaçamento entre os tubos dos arranjos, ou se é desejável que apareçam superpostas para a dedução de uma lei geral.

Para o conjunto de resultados apresentados, com diferentes tratamentos no processo de adimensionalização, percebe-se que, independente dos parâmetros empregados, as mesmas características principais dos campos de flutuações avaliados puderam ser identificadas. No entanto, cada tratamento específico tornou mais claro um determinado aspecto, permitindo uma análise mais detalhada de cada fenômeno e de suas causas.

### 5.3 ENSAIOS COMPLEMENTARES - ANÁLISE DA PROPAGAÇÃO DE PERTURBAÇÕES EXTERNAS ATRAVÉS DOS BANCOS DE TUBOS

Neste item de ensaios complementares, foram comparadas as características do escoamento no interior de um banco de tubos com arranjo na geometria quadrangular e espaçamento relativo entre os tubos de  $P/D=1,60$ , com o de um canal livre em seu desenvolvimento, através de funções de densidade auto-espectral e de correlações cruzadas de flutuações de velocidade e de pressão medidas. Com base nestas determinações analisou-se o comportamento, no interior do banco de tubos, de uma perturbação com origem a montante do banco, ainda na região de aproximação do modelo utilizado, transportada através do banco de tubos, de modo a representar perturbações externas a um trocador de calor do tipo casco e tubo.

Os resultados, de maneira geral, indicam que, para as situações aqui testadas, uma perturbação externa ao banco de tubos, gerada em condições do escoamento marcadamente diferentes das existentes no interior do banco, principalmente no que diz respeito ao campo de velocidades, permanece com a mesma frequência característica enquanto é transportada. Este fato pôde ser constatado tanto ao longo da região de escoamento entre os tubos de duas colunas centrais adjacentes, como também nas esteiras dos tubos destas colunas, através das medições de flutuações de velocidade e de pressão.

Não foram, aqui, observadas frequências características que pudessem ser atribuídas ao processo de desprendimento de vórtices a partir dos tubos do arranjo, conforme obtido por outros autores, embora em arranjos com espaçamento relativo maior. Para a geometria empregada neste trabalho, por possuir uma região principal de passagem do escoamento, parece ser razoável o não surgimento deste fenômeno na faixa de espaçamento relativo em que se encontra. Por outro lado, para arranjos de geometria triangular, em que a esteira de cada tubo obrigatoriamente pertence à região de escoamento principal, é de se esperar a presença de picos nos espectros de potência das flutuações medidas, associados ao processo de desprendimento de vórtices na esteira dos tubos situados no interior dos bancos [Fitzpatrick et al., 1988].

As diferentes condições do campo de velocidades entre o exterior e o interior do banco de tubos aliadas à comprovada manutenção de frequências características, indicam uma provável variação nos números de onda correspondentes, no sentido de aumento dos comprimentos de onda das perturbações, em decorrência do aumento verificado nas velocidades, no interior do banco.

Esta combinação de efeitos indica que excitações periódicas, geradas externamente, influenciam os contornos sólidos dos tubos de um banco, com suas frequências externas características mantidas, aumentando suas amplitudes no interior do banco. Esta constatação é reforçada pelo fato de estar disponível uma maior energia cinética do escoamento, entre os tubos de um banco, para ser parcialmente convertida em energia de pressão, transferida às fronteiras sólidas dos tubos.

#### 5.4 APLICAÇÕES PRÁTICAS DOS RESULTADOS

A partir da análise dos levantamentos dos campos de flutuações de pressão sobre o contorno dos tubos dos arranjos, as menores razões de espaçamento são as mais recomendadas para uso, por resultarem em campos flutuantes uniformes, levando a uma maior uniformidade na transferência de quantidade de movimento, associada a menores diferenças das intensidades das flutuações, comparando-se diferentes posições. Isto indica a ocorrência de cargas dinâmicas mais uniformes sobre as barras dos arranjos e sugerindo uniformidade, também, de coeficientes de transferência de calor, como já observado em Möller, 1982.

Sem desconsiderar esta recomendação quanto à distribuição uniforme de esforços, o projeto de trocadores de calor deve levar em conta, também, que as escalas de turbulência do escoamento em bancos de tubos devem ser reduzidas, uma vez que são os pequenos vórtices que induzem uma mistura mais eficiente do fluido, afetando a sub-camada viscosa junto às paredes dos tubos, favorecendo a transferência de calor. Paralelamente, deve-se buscar evitar a geração de flutuações de pressão com amplitudes exageradas que podem induzir vibrações novas e indesejáveis sobre a estrutura do trocador. Além disto, as frequências naturais dos dispositivos componentes dos trocadores devem ser mantidas afastadas da faixa que contenha altas energias de flutuação no escoamento para evitar o acoplamento destas com os processos de desprendimento de vórtices, martelamento turbulento, instabilidade fluido-elástica e ressonância acústica, descritos na introdução deste trabalho.

#### 5.5 RECOMENDAÇÕES PARA CONTINUIDADE DOS TRABALHOS DE PESQUISA

Os trabalhos até aqui desenvolvidos poderão ter continuidade seguindo, pelo menos, quatro linhas principais:

(1) Trabalhar com os mesmos espaçamentos relativos porém com tubos de maiores diâmetros, o que permitiria um maior espaço livre para o deslocamento do sensor de velocidade entre os tubos e a montagem do sensor de pressão faceado com o escoamento, possibilitando confirmar e complementar as conclusões sobre as medições aqui efetuadas. Para tanto, deveria-se contar com um eficiente sistema de posicionamento das sondas do anemômetro e uma técnica especial para a montagem do transdutor de pressão uma vez que a superfície dos tubos a serem instrumentados não é plana. Com este procedimento será possível, também, buscar correlações entre os campos de flutuações de velocidade e de pressão em posições tão próximas quanto necessário para caracterizar sua forma de variação com a distância radial entre os pontos de medição destas grandezas.

Esta linha de trabalho poderia ser complementada empregando-se um sistema motor-ventilador que permitisse estabelecer escoamentos com diferentes valores do número de Reynolds do escoamento no canal sem prejuízo de uma boa relação entre sinal e ruído nas medições. Desta forma seria possível identificar a influência de mais um parâmetro no comportamento geral dos campos de pressões no interior dos bancos de tubos;

(2) Trabalhar com os tubos inclinados de maneira a que seus eixos definam ângulos diferentes de  $90^\circ$  com a direção do escoamento principal, situação verificada nas entradas e saídas dos dispositivos trocadores de calor e no caso de trabalhar-se com chicanas em seu interior. Nesta situação, para cada ângulo variando até  $0^\circ$ , devem ser buscadas informações equivalentes às já obtidas neste trabalho, permitindo uma possível ligação entre as principais divisões do escoamento em bancos de tubos, quais sejam, escoamento transversal e escoamento axial;

(3) Trabalhar em busca de uma avaliação das tensões aparentes de Reynolds no escoamento próximo às paredes dos tubos no interior dos arranjos, bem como da correlação entre velocidade e pressão, procurando realizar um mapeamento destas grandezas a fim de correlacioná-las às demais, contribuindo para elaborar critérios específicos que orientem o projeto de bancos de tubos de trocadores de calor, sob o ponto de vista da vibração induzida por escoamento; e

(4) Trabalhar primeiramente com um tubo isolado e, em seguida, com arranjos de tubos que tivessem liberdade para vibrar sob influência do escoamento, buscando relação entre os parâmetros característicos desta vibração e os campos flutuantes aqui levantados. Desta forma seria possível, também, coletar informações necessárias ao desenvolvimento de uma modelação matemática do problema visando encontrar uma solução geral (se existir) e não particular como

as normalmente encontradas na bibliografia que visam, na maioria dos casos, resolver problemas específicos.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ACHENBACH, E. Heat transfer from smooth and rough in-line tube banks at high Reynolds number. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 34, n. 1, pp. 199-207, 1991.
- ACHENBACH, E. Investigations on the flow through a staggered tube bundle at Reynolds numbers up to  $Re = 10^7$ . **Wärme- und Stoffübertragung**, v. 2, pp. 47-52, 1969.
- ACHENBACH, E. 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, 1971.
- ACHENBACH, E. 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, 1977.
- ANAMED. **Conversor analógico/digital de 12 bits AM13PC**: manual de operação. São Paulo.
- ARIE, M., KIYA, M., MORIYA, M., MORI, H. Pressure fluctuations on the surface of two circular cylinders in tandem arrangement. **Journal of Fluids Engineering**, v. 105, pp. 161-167, 1983.
- AXISA, F., ANTUNES, J., VILLARD, B., WULLSCHLEGER, M. Random excitation of heat exchanger tubes by cross-flow. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLOW-INDUCED VIBRATION AND NOISE, Chicago. **Proceedings...** : ASME, pp. 23-46, 1988.
- BELL & HOWELL-CEC Division. **Transducer signal conditioner CEC type 1-183**. Pasadena.
- BENDAT, J. S., PIERSOL, A. G. **Random data** : analysis and measurement procedures. 2nd. ed. New York : John Wiley & Sons, 1986.
- BLEVINS, R. D. **Flow induced vibration**. 2nd. ed. New York : Van Nostrand Reinhold, 1990.

- CHEN, S. S. Crossflow-induced vibrations of heat exchanger tube banks. **Nuclear Engineering and Design**, v. 47, pp. 67-86, 1978.
- CHEN, S. S. Guidelines for the instability flow velocity of tube arrays in crossflow. **Journal of Sound and Vibration**, v. 93, n. 3, pp. 439-455, 1984.
- CONNORS, H. J. Flow-induced vibration and wear of steam generator tubes. **Nuclear Technology**, v. 55, pp. 311-331, nov., 1981.
- CONNORS, H. J. Fluidelastic vibration of heat exchanger tube arrays. **Journal of Mechanical Design**, v. 100, pp.347-353, apr., 1978
- DANTEC. **Instruction manual: 55M10CTA - standard bridge**. Skovlunde.
- EISINGER, F. L., SULLIVAN, R. E. Experience with unusual acoustic vibration in heat exchanger and steam generator tube banks. **Journal of Fluids and Structures**, v. 10, pp. 99-107, 1996.
- ENDEVCO. **Piezoresistive pressure transducer: s. 8506**. Anaheim, 1981.
- ENDRES, L. A. M. **Contribuição ao desenvolvimento de um sistema para aquisição e tratamento de pressões instantâneas em laboratório**. Dissertação de Mestrado, Porto Alegre : IPH/UFRGS, 1990.
- FITZPATRICK, J. A., DONALDSON, I. S., McKNIGHT, W. Strouhal numbers for flows in deep tube array models. **Journal of Fluids and Structures**, v. 2, pp. 145-160, 1988.
- FITZPATRICK, J. A., DONALDSON, I. S. Row depth effects on turbulence spectra and acoustic vibrations in tube banks. **Journal of Sound and Vibration**, v. 72, n. 2, pp. 225-237, 1980.

- FUJITA, K. Flow-induced vibration and fluid-structure interaction in nuclear power plant components. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 33, pp. 405-418, 1990.
- GRANGER, S., PAÏDOUSSIS, M. P. An improvement to the quasi-steady model with application to cross-flow-induced vibration of tube arrays. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 320, pp. 163-184, 1996.
- GRIMISON, E. D. 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, 1937.
- GROVER, L. K., WEAVER, D. S. Cross-flow induced vibrations in a tube bank - vortex shedding. **Journal of Sound and Vibration**, v. 59, n. 2, pp. 263-276, 1978.
- HEINECKE, E. Fluid-elastic vibrations in heat exchangers with tubes in cross-flow. In: B.N.E.S - VIBRATION IN NUCLEAR PLANT, 1978, Keswick. **Proceedings...**: Fluid Induced Vibration in Heat Exchangers, ses. 2:4, 1978.
- HOLMAN, J. P. **Transferência de calor**. São Paulo : McGraw-Hill do Brasil, 1983.
- HOLMES, J. D., LEWIS, R. E. Optimization of dynamic-pressure-measurement systems. I. Single point measurements. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 25, n. 3, pp. 249-273, 1987.
- IBRAHIM, W. A. AND HASSAN, Y. A. Turbulence prediction in two dimensional bundle flow using large eddy simulation. In: NURETH 7-7th International Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, New York. **Proceedings...**, pp. 3120-3141, 1995.
- IGARASHI, T. Flow characteristics around two circular cylinders in tandem arrangement (part I). **Transactions of the JSME**, v. 46, n. 406, pp. 1026-1036, (in japanese), 1980.

IRWIN, H. P. A. H., COOPER, K. R., GIRARD, R. Correction of distortion effects caused by tubing systems in measurements of fluctuating pressures. **Journal of Industrial Aerodynamics**, v. 5, pp. 93-107, 1979.

KEITHLEY DATA ACQUISITION. **User guide**: DAS-58. Tauton, 1993.

KIM, H. J., DURBIN, P. A. Investigation of the flow between a pair of circular cylinders in the flopping regime. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 196, pp. 431-448, 1988.

KNUDSEN, J. G., KATZ, D. L. **Fluid dynamics and heat transfer**. Michigan : University Press, 243 pp., (UMERI, bul. 37), 1958.

LIN, W. W., LEE, D. J. 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, 1997.

LUO, S. C., GAN, T. L., CHEW, Y. T. Uniform flow past one (or two in tandem) finite length circular cylinder(s). **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 59, pp. 69-93, 1996.

MANNESMANN-HARTMANN & BRAUN. **User's manual**: Contrans P-ARA 200-Transmitter for differential pressure, flowrate, level.

MÖLLER, S. V. Experimental Determination of the Local Heat Transfer Coefficient in a Closely Packed Pin Arrangement. **Jül - Spez - 173**, Kernforschungsanlage - Jülich, Jülich, 1982.

MÖLLER, S. V. **Experimentelle Untersuchung der Vorgänge in engen Spalten zwischen den Unterkanälen von Stabbündeln bei turbulenter Strömung**. Dissertation, Karlsruhe : Universität Karlsruhe, 1988. [ também KFK 45, Kernforschungszentrum Karlsruhe, Karlsruhe, 1989.]

- NISHIMURA, T., ITOH, H., MIYASHITA, H. The influence of tube layout on flow and mass transfer characteristics in tube banks in the transitional flow regime. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 36, n. 3, pp. 553-563, 1993.
- NOCA, F., SHIELDS, D., JEON, D. Measuring instantaneous fluid dynamic forces on bodies, using only velocity fields and their derivatives. **Journal of Fluids and Structures**, v. 11, pp. 345-350, 1997.
- NORBERG, C. An experimental investigation of the flow around a circular cylinder : influence of aspect ratio. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 258, pp. 287-316, 1994.
- PAÏDOUSSIS, M. P. A review of flow-induced vibrations in reactors and reactor components. **Nuclear Engineering and Design**, v. 74, pp.31-60, 1982.
- PAÏDOUSSIS, M. P. Flow-induced vibrations in nuclear reactors and heat exchangers : practical experiences and state of knowledge. In: SYMPOSIUM ON PRACTICAL EXPERIENCES WITH FLOW-INDUCED VIBRATIONS, 1979, Karlsruhe. **Proceedings...: IAHR**, pp. 1-39, a1, 1980-a.
- PAÏDOUSSIS, M. P. Flow-induced vibrations of heat exchangers and reactor components: critical unresolved problems. In: SYMPOSIUM ON PRACTICAL EXPERIENCES WITH FLOW-INDUCED VIBRATIONS, 1979, Karlsruhe. **Proceedings...: IAHR**, pp. 829-832, j4, 1980-b.
- PAÏDOUSSIS, M. P., MAVRIPLIS, D., PRICE, S. J. A potential-flow theory for the dynamics of cylinder arrays in cross-flow. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 146, pp. 227-252, 1984.
- PARRONDO, J. L., SANTOLARIA, C., WEAVER, D. S. Fluidelastic instability in a tube array subjected to partial admission water cross-flow. **Journal of Fluids and Structures**, v. 11, pp. 159-181, 1997.
- PETTIGREW, M. J., TAYLOR, C. E., FISCHER, N. J., YETISIR, M., SMITH, B. A. W. Flow-induced vibration: recent findings and open questions. In: INTERNATIONAL

- CONFERENCE ON STRUCTURAL MECHANICS IN REACTOR TECHNOLOGY, 14., Lyon. **Transactions...: IASMiRT**, v. 0, pp. 19-48, 1997.
- POLAK, D. R., WEAVER, D. S., Vortex Shedding in Normal Triangular Tube Arrays. In: PRESSURE VESSELS AND PIPING CONFERENCE, 1994, Minneapolis. **Proceedings...: ASME**, pp. 145-156, 1994.
- PRICE, S. J., PAÏDOUSSIS, M. P. Fluidelastic instability of an infinite double row of circular cylinders subject to a uniform cross-flow. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design**, v. 105, pp. 59-66, jan., 1983.
- RIBEIRO, J. L. D. **Efeitos da rugosidade superficial sobre as pressões médias e flutuantes em cilindros circulares fixos em fluxo bidimensional**. Tese de Doutorado, Porto Alegre : CPGEC/UFRGS, 1989.
- ROTTA, J. C. **Turbulente Strömungen**. Stuttgart : B. G. Teubner, 1972.
- SANKARAM, R., JANCAUSKAS, E. D. Measurements of cross-correlation in separated flows around bluff cylinders. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 49, pp. 279-288, 1993.
- SILVA, C. **Análise experimental do campo de pressão e da perda de carga em banco de tubos**. Dissertação de Mestrado, Porto Alegre : PROMEC/UFRGS, 1993.
- STANESCU, G., FOWLER, A. J., BEJAN, A. The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 39, n. 2, pp. 311-317, 1996.
- STRASBERG, M. Measurement of Fluctuating 'Static' and Total-Head Pressure in a Turbulent Wake. **NATO Report - AGARD-R-464**, Paris, 1963.
- SZEPESY, S., BEARMAN, P. W. Aspect ratio and end plate effects on vortex shedding from a circular cylinder. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 234, pp. 191-217, 1992.

TENNEKES, H., LUMLEY, J. L. **A first course in turbulence**. Massachusetts : MIT Press, 1987.

TOWNSEND, A. A. **The structure of turbulent shear flow**. 2nd. ed. Cambridge : University Press, 1976.

VAN DER HOOGT, P. J. M. Pressure distribution and vortex shedding at staggered tube bundles. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON STRUCTURAL MECHANICS IN REACTOR TECHNOLOGY, Anaheim. **Transactions...** Los Angeles : IASMiRT, v. T, pp. 63-68, 1989.

VOSÁHLO, L. **Computer programs for the evaluation of turbulence characteristics from hot wire measurements**. KfK 3743, Karlsruhe : KfK, 1984.

WEAVER, D. S., GROVER, L. K. 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, 1978.

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

WELTY, J. R. **Engineering heat transfer**. New York : John Wiley & Sons, 1974.

WIEMER, P. **Untersuchung über den Zugwiderstand von Wasserrohrkesseln**, Dissertation, RWTH - Aachen, Aachen, 1937.

WILLMARTH, W. W. Pressure fluctuations beneath turbulent boundary layers. **Annual Review of Fluid Mechanics**, v. 7, pp. 13-38, 1975.

YEUNG, H. C., WEAVER, D. S. 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, jan., 1983.

ZDRAVKOVICH, M. M. Different modes of vortex shedding: an overview. **Journal of Fluids and Structures**, v. 10, pp. 427-437, 1996.

ZDRAVKOVICH, M. M., STONEBANKS, K. L. Intrinsically non-uniform and metastable flow in and behind tube arrays. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLOW-INDUCED VIBRATION AND NOISE, Chicago. **Proceedings...** : ASME, v. 1, pp. 23-46, 1988.

ZIEREP, J. **Ähnlichkeitsgesetze und Modellregeln der Strömungslehre**, Braun, Karlsruhe, 1982.

ŽUKAUSKAS, A. A. Heat transfer from tubes in crossflow. In: ADVANCES IN HEAT TRANSFER. **Papers**, : v. 8, pp. 93-160, 1972.

ŽUKAUSKAS, A. A., KATINAS, V. J. Fluid dynamic forces on vibrating tubes of heat exchangers in cross flow. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLOW-INDUCED VIBRATION AND NOISE, Chicago. **Proceedings...** : ASME, v. 1, pp. 127-142, 1988.

ŽUKAUSKAS, A. A., KATINAS, V. J., PEREDNIS, E. E., SOBOLEV, V. A. Viscous flow over inclined in-line tube bundles, and vibrations induced in the latter. **Fluid Mechanics - Soviet Research**, v. 9, n. 4, jul./aug., 1980.

## A 1 AVALIAÇÃO DE ERROS DAS MEDIÇÕES

Este apêndice apresenta características de emprego dos equipamentos utilizados na pesquisa da tese, abordando faixa de variação de valores nas medições, valor típico dos resultados (o de mais freqüente ocorrência ou em torno do qual concentra-se a maioria dos resultados, dependendo do caso), resolução empregada na leitura dos instrumentos e diferenças entre valores medidos e valores calculados nos processos de calibração de sensores. Com base nestas informações foram calculadas as percentagens de variação dos valores medidos (erros), em relação às resoluções dos equipamentos, tanto com base nas faixas de variação como nos valores típicos.

Foram, também, incluídas informações sobre as características técnicas dos equipamentos, fornecidas em catálogos e manuais pelos fabricantes, dizendo respeito à exatidão (“accuracy”), desvios de leitura causados por variação de temperatura, desvios de linearidade e histerese.

### 1 *Amperímetros, voltímetros e manômetros quando empregados nas calibrações de velocidade e de pressão:*

#### 1.1 Amperímetros:

faixa de medição = (4 a 20 mA)	16 mA
valor típico = (média das ocorrências)	8 mA
resolução empregada na leitura =	0,005 mA
erro devido à resolução, sobre a faixa =	0,03 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	0,06 %

#### 1.2 Voltímetros:

faixa de medida = (-50 a 300 mV)	350 mV
valor típico = (média das ocorrências)	125 mV
resolução empregada na leitura =	0,5 mV
erro devido à resolução, sobre a faixa =	0,1 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	0,4 %

#### 1.3 Manômetros

##### 1.3.1 Micromanômetro de líquido (DWYER)

faixa de leitura = (0 a 6 mmca)	6 mmca
valor típico = (média das ocorrências)	4 mmca

resolução empregada na leitura =	0,05 mmca
erro devido à resolução, sobre a faixa =	0,83 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	1,25 %

### 1.3.2 Manômetro de líquido

faixa de leitura = (0 a 90 mmca)	90 mmca
valor típico = (média das ocorrências)	65 mmca
resolução empregada na leitura =	0,5 mmca
erro devido à resolução, sobre a faixa =	0,56 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	0,77 %

### 1.3.3 Manômetros eletrônicos: Dados do fabricante:

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

## 2 Curvas de calibração de pressão e velocidade:

### 2.1 Calibração de pressão típica:

A tabela A1.1 apresenta um exemplo de registro efetuado durante uma calibração do sensor de pressão e, sobre estes dados, foi efetuada a análise de desvios entre valores medidos e estimados pela curva de calibração resultante.

Tabela A1.1: Registro de uma calibração típica do sensor de pressão

Pressão (Pa)	Tensão (V)	$(\text{Pressão}_{\text{cal}} - \text{Pressão}) / \text{Pressão} (\%)$
372,25	0,349	-0,43
302,00	0,286	0,22
264,75	0,251	0,06
222,00	0,212	0,37
172,75	0,166	0,25
126,00	0,123	0,63
89,75	0,089	0,40
53,75	0,055	-0,60
37,50	0,040	-0,69
24,50	0,028	-0,83
9,50	0,014	-3,26

maior diferença p/ valor medido = -3,26 % (excepcional)

diferença média (exceto valor excepcional, em módulo) = 0,5 %

A figura A1.1 apresenta a reta ajustada aos pontos medidos.

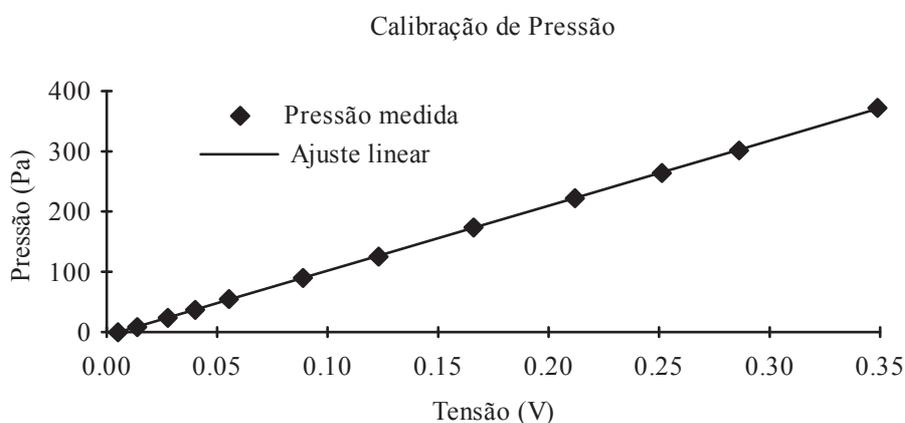


Figura A1.1: Comparação entre valores medidos e valores calculados pela curva de conversão de tensões (V) em pressões médias (Pa), obtida em um processo típico de calibração do sensor.

## 2.2 Calibração de velocidade típica:

A tabela A1.2 apresenta um exemplo de registro efetuado durante uma calibração do sensor de velocidade e, sobre estes dados, foi efetuada a análise de desvios entre valores medidos e estimados pela curva de calibração resultante.

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

Tensão (V)	Velocidade (m/s)	V calculada (m/s)	(Veloc <sub>cal</sub> -Veloc)/Veloc (%)
3,117	4,767	4,512	-5,34
3,422	9,974	10,340	3,67
3,607	14,970	15,635	4,44
3,722	19,052	19,735	3,59
3,867	25,480	25,909	1,68
3,950	30,014	29,996	-0,06
4,017	34,185	33,613	-1,67
4,101	40,489	38,572	-4,73

maior diferença p/ valor medido = -5,34 %

diferença média (em módulo) = 3,15 %

A figura A1.2 apresenta a curva de potência ajustada aos pontos medidos.

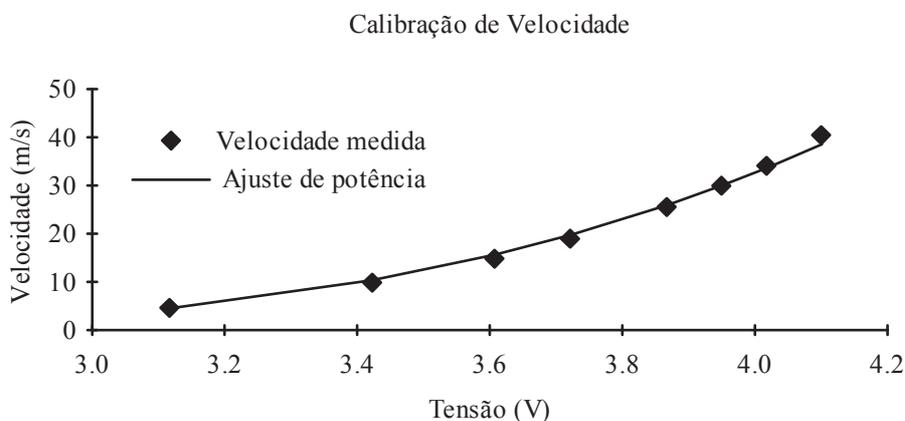


Figura A1.2: Comparação entre valores medidos e valores calculados pela curva de conversão de tensões (V) em velocidades médias (m/s), obtida em um processo típico de calibração do sensor.

## 2.3 Dados dos fabricantes:

### 2.3.1 Anemômetro de fio-quente a temperatura constante

As informações referem-se à unidade principal do sistema. Ao serem conectadas unidades periféricas, através da ponte, a sensibilidade, resposta em frequência e ruído do sistema dependerão das condições de medição e tipo de sonda, entre outros fatores.

desvio c/ temperatura (entrada & saída) =  $\pm 500$  &  $\pm 15$  mV/°C

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

exatidão para resistências (“accuracy”) = 0,1 %  $\pm 3$  m $\Omega$

### 2.3.2 Transdutor de pressão piezo-resistivo.

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

desvio c/ temperatura = 3 % f.e.

### 2.3.3 Condicionador de sinais.

ruído máximo de saída = 6 mV

### 3 Conversão de dados

número de níveis de resolução da placa = (0 a 4095)	4096 níveis
3.1 Conversão de pressão	
faixa de tensão (a efetiva é a metade) = (-1000 a 1000 mV)	2000 mV
resolução empregada na leitura, em tensão/níveis =	0,5 mV/nível
valor típico de tensão = (média das ocorrências)	250 mV
erro devido à resolução, sobre a faixa efetiva =	0,05 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	0,2 %
3.2 Conversão de velocidade	
faixa de tensão (a efetiva é a metade) = (-5000 a 5000 mV)	10000 mV
resolução empregada na leitura, em tensão/níveis =	2,5 mV/nível
valor típico de tensão = (média das ocorrências)	1250 mV
erro devido à resolução, sobre a faixa efetiva =	0,05 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	0,2 %
3.3 Dados dos fabricantes.	
3.3.1 Conversor KEITHLEY - DAS/58	
exatidão (“global accuracy”) =	2 “bit” menos significativo. (máx.)
desvio c/ temperatura (linearidade) =	1,5 ppm/°C
3.3.2 Conversor ANAMED - AM13PC	
desvio máximo =	0,024 %

### 4 Posicionamento das sondas

4.1 Medidas lineares	
resolução empregada nas medições =	0,25 mm
comprimento característico do canal (largura máxima) =	194 mm
erro devido à resolução, sobre a largura máxima do canal =	0,13 %
4.2 Medidas angulares	
resolução empregada nas medições =	0,5°
faixa de variação angular =	180°
erro devido à resolução, sobre a faixa =	0,28 %

### 5 Condições atmosféricas e propriedades termodinâmicas

#### 5.1 Temperatura

faixa de valores = (5 a 40 °C)	35 °C
--------------------------------	-------

valor típico = (média das ocorrências)	20 °C
resolução empregada na leitura =	0,25 °C
erro devido à resolução, sobre a faixa =	0,71 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	1,25 %

### 5.2 Pressão

faixa de valores = (755 a 765 mmHg)	10 mmHg
valor típico = (média das ocorrências)	760 mmHg
resolução empregada na leitura =	0,5 mmHg
erro devido à resolução, sobre a faixa =	5 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico =	0,07 %

### 5.3 Massa específica

valor típico = (média das ocorrências)	1,2039 kg/m <sup>3</sup>
erro devido às resoluções empregadas (5.1 e 5.2)	0,02 %

### 5.4 Viscosidade cinemática

valor típico = (média das ocorrências)	1,5073.10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s
erro devido às resoluções empregadas (5.1 e 5.2)=	0,09 %

## 6 Determinação das funções de densidade auto-espectral

frequência de aquisição dos dados =	16100 Hz
número de pontos/amostra =	49152 pontos
tempo de aquisição/amostra =	3,053 s
tamanho do bloco p/ cálculo do espectro =	48 blocos de 1024 pontos/bloco
largura da banda: (freq.aq.)/(ptos.bloco) =	15,72 Hz

$$\text{erro padrão} = \sqrt{\left( \frac{1}{(\text{banda})_{\text{Hz}} * (\text{tempo})_{\text{s}}} \right)} = 14,4 \%$$

## 7 Complementação do estudo de influência da conexão entre tomada e transdutor de pressão

Além da análise de incertezas individuais de cada equipamento ou procedimento, apresentada neste apêndice, foi realizada uma segunda verificação da influência do uso de conexões entre as tomadas de pressão e o transdutor, em complementação à apresentada no item 4.3.1 dos Resultados Experimentais. Aqui, a determinação foi feita no próprio canal dos bancos de tubos, descrito no item Dispositivo de Testes, através da comparação entre auto-espectros das flutuações de pressão resultantes de medições ou com a conexão de tamanho mínimo, ou com o

comprimento e diâmetro efetivamente utilizados. Empregou-se um único tubo no centro do canal, montado transversalmente ao escoamento de aproximação com velocidade de 9,80 m/s, adaptado de forma a permitir a montagem conexão/transdutor, ou com apenas o furo de 1,7 mm de diâmetro da tomada, ou com a conexão plástica.

A figura A1.3 apresenta um esquema (sem escala) da instalação utilizada, com a representação da conexão de comprimento mínimo (apenas um suporte ligava o transdutor de pressão à tomada) e com a conexão de comprimento 24 mm e diâmetro 3,2 mm.

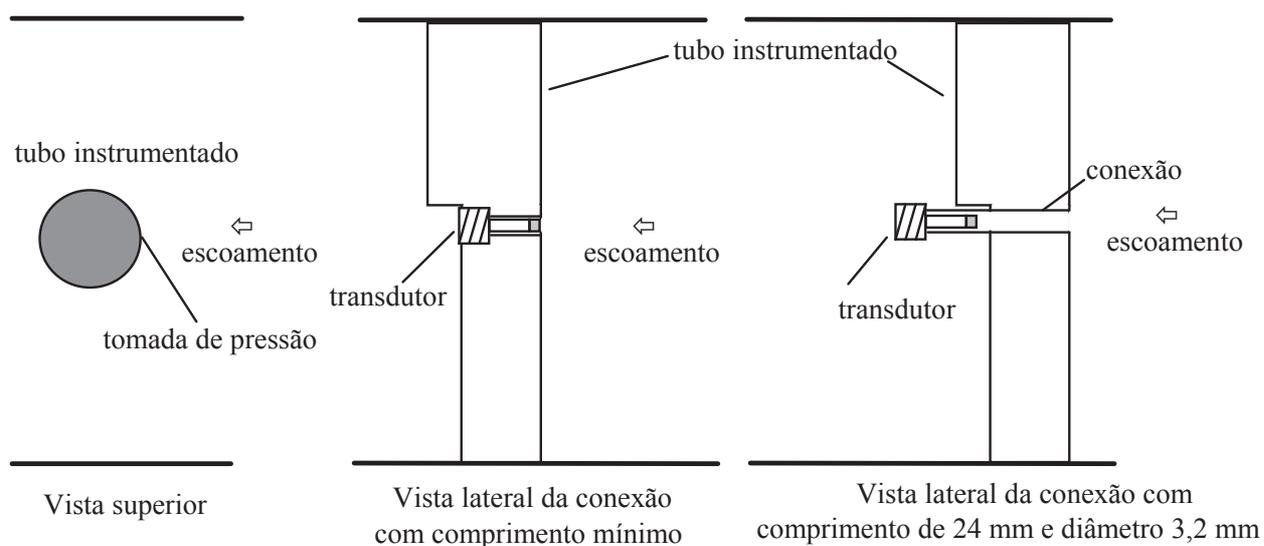


Figura A1.3: Canal com o tubo instrumentado adaptado para o estudo de influência da conexão entre tomada e transdutor de pressão, em vistas superior e lateral.

A determinação dos auto-espectros das flutuações de pressão medidas nas duas situações e a comparação entre os resultados, tomando a situação “com comprimento mínimo” como parâmetro de análise, resultou no gráfico da figura A1.4, que mostra a diferença percentual entre as áreas calculadas abaixo de cada curva, para cada faixa de frequência equivalente à largura da banda de resolução dos espectros (igual a 15,72 Hz), apresentada na forma acumulada, até as maiores frequências investigadas neste trabalho de pesquisa.

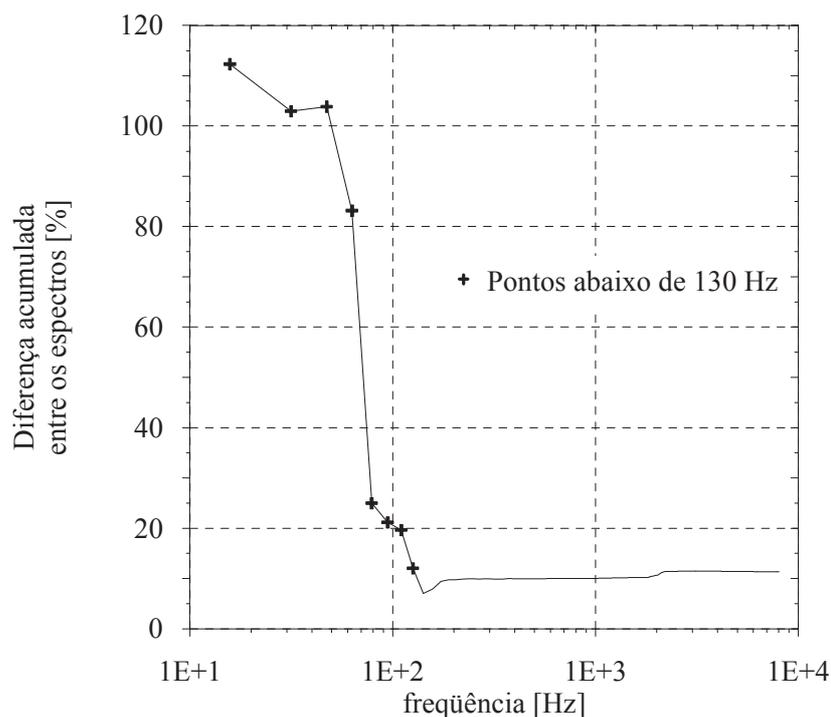


Figura A1.4: Diferença acumulada entre os espectros de flutuações de pressão medidos com as conexões de comprimento mínimo e a de 24 mm de comprimento com 3,2 mm de diâmetro.

Pela análise da figura A1.4, percebe-se que para as frequências iniciais as diferenças são extremamente altas e reduzem, bruscamente, até 12 % em torno de 130 Hz, fato este que pode ser devido, em parte, ao reduzido número de pontos componentes do espectro até esta posição (assinalados no gráfico), o que acarretaria uma grande variabilidade dos resultados nesta faixa inicial de frequências. De 130 Hz até o valor máximo de 8050 Hz, a diferença torna-se estável, em torno de 11 %, valor este considerado aceitável para as determinações efetuadas no trabalho de pesquisa desta tese, que foram de caráter eminentemente comparativo.

## A2 PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS E RESULTADOS NUMÉRICOS DOS ENSAIOS EFETUADOS NO CANAL COM BANCOS DE TUBOS

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

Do item 4.4.1, sobre a seleção de parâmetros para adimensionalização de resultados, os valores dos números de Reynolds (Re) definidos pelas velocidades  $U_{ref}$ ,  $U_{per}$ ,  $U_{fen}$  e  $U_{med}$  e pelo diâmetro dos tubos (D) ou espaçamento entre os tubos (S) estão listados na tabela A2.1, onde os valores apresentados representam a média dos resultados encontrados nas diferentes medições para obtenção de médias quadráticas ou densidades auto-espectrais das flutuações de velocidade e de pressão.

Tabela A2.1: Velocidades e números de Reynolds médios característicos dos escoamentos.

ARRANJO	QUADRANGULAR				TRIANGULAR			
	1,60	1,26	1,16	1,05	1,60	1,26	1,16	1,05
$U_{ref}$ (m/s)	7,997	5,679	4,438	2,567	7,968	5,986	4,882	2,872
$Re(D, U_{ref})$	$1,70 \cdot 10^4$	$1,17 \cdot 10^4$	$9,29 \cdot 10^3$	$5,34 \cdot 10^3$	$1,69 \cdot 10^4$	$1,23 \cdot 10^4$	$1,02 \cdot 10^4$	$5,98 \cdot 10^3$
$Re(S, U_{ref})$	$1,02 \cdot 10^4$	$3,05 \cdot 10^3$	$1,49 \cdot 10^3$	$2,67 \cdot 10^2$	$1,01 \cdot 10^4$	$3,20 \cdot 10^3$	$1,63 \cdot 10^3$	$2,99 \cdot 10^2$
$U_{per}$ (m/s)	12,327	12,296	11,444	8,599	12,404	13,528	13,295	10,382
$Re(D, U_{per})$	$2,62 \cdot 10^4$	$2,54 \cdot 10^4$	$2,39 \cdot 10^4$	$1,79 \cdot 10^4$	$2,63 \cdot 10^4$	$2,78 \cdot 10^4$	$2,77 \cdot 10^4$	$2,16 \cdot 10^4$
$Re(S, U_{per})$	$1,57 \cdot 10^4$	$6,60 \cdot 10^3$	$3,83 \cdot 10^3$	$8,95 \cdot 10^2$	$1,58 \cdot 10^4$	$7,22 \cdot 10^3$	$4,44 \cdot 10^3$	$1,08 \cdot 10^3$
$U_{fen}$ (m/s)	23,591	32,995	36,528	36,060	23,507	34,779	40,179	40,345
$Re(D, U_{fen})$	$5,01 \cdot 10^4$	$6,82 \cdot 10^4$	$7,64 \cdot 10^4$	$7,51 \cdot 10^4$	$4,98 \cdot 10^4$	$7,14 \cdot 10^4$	$8,38 \cdot 10^4$	$8,40 \cdot 10^4$
$Re(S, U_{fen})$	$3,00 \cdot 10^4$	$1,77 \cdot 10^4$	$1,22 \cdot 10^4$	$3,75 \cdot 10^3$	$2,99 \cdot 10^4$	$1,86 \cdot 10^4$	$1,34 \cdot 10^4$	$4,20 \cdot 10^3$
$U_{med}$ (m/s)	23,991	29,872	30,447	22,098	19,045	27,655	33,735	25,671
$Re(D, U_{med})$	$5,09 \cdot 10^4$	$6,17 \cdot 10^4$	$6,37 \cdot 10^4$	$4,60 \cdot 10^4$	$4,03 \cdot 10^4$	$5,68 \cdot 10^4$	$7,04 \cdot 10^4$	$5,34 \cdot 10^4$
$Re(S, U_{med})$	$3,06 \cdot 10^4$	$1,60 \cdot 10^4$	$1,02 \cdot 10^4$	$2,30 \cdot 10^3$	$2,42 \cdot 10^4$	$1,48 \cdot 10^4$	$1,13 \cdot 10^4$	$2,67 \cdot 10^3$

Referente ao item 4.4.2, a tabela A2.2 apresenta os resultados das médias quadráticas, em Pascal, calculadas a partir das medições de flutuação de pressão, em torno do tubo instrumentado instalado na terceira linha dos arranjos. Na mesma tabela encontram-se os valores dos parâmetros do fluido e do escoamento determinados em cada ensaio específico.

Tabela A2.2: Médias quadráticas (RMS) em Pa, das flutuações de pressão em torno do tubo instrumentado, e parâmetros de adimensionalização referentes ao fluido e ao escoamento, em cada ensaio do item 4.4.2.

ARRANJO P/D ângulo(graus)	QUADRANGULAR				TRIANGULAR			
	1,60	1,26	1,16	1,05	1,60	1,26	1,16	1,05
0	41,7	78,6	85,5	39,9	67,3	126,6	80,1	64,5
10	38,5	90,3	99,6	35,1	76,5	104,2	81,0	68,2
20	41,9	158,3	99,0	26,8	75,6	74,3	52,7	43,3
30	65,5	180,0	97,1	23,8	76,7	65,0	32,5	25,2
40	79,6	134,7	96,0	25,6	81,8	71,1	33,9	27,7
50	70,7	86,5	93,5	25,1	93,4	79,1	36,6	23,2
60	48,8	64,6	81,0	26,8	100,0	89,4	41,1	25,1
70	38,0	70,2	74,6	32,4	96,3	98,7	45,8	33,0
80	41,3	93,0	90,1	33,1	85,7	91,2	50,1	29,2
90	47,8	111,1	118,3	43,6	65,0	111,0	48,0	36,0
100	47,4	111,5	149,5	49,6	51,9	121,2	68,5	41,5
110	51,5	121,8	136,6	42,0	51,1	105,8	60,3	31,0
120	52,0	88,1	100,8	32,9	54,8	92,9	42,4	23,0
130	42,7	67,5	77,3	22,8	49,0	87,1	43,9	23,1
140	39,0	56,4	80,4	23,3	41,0	95,6	52,3	18,3
150	35,7	51,9	80,0	24,8	35,9	84,4	41,6	18,0
160	34,4	51,4	61,5	25,4	34,4	70,0	36,4	15,8
170	32,9	52,3	64,1	22,9	30,8	69,7	39,9	14,7
180	34,1	49,1	86,7	33,3	28,5	80,2	56,0	15,6
Propriedades físicas do ar								
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,1819	1,1761	1,1832	1,1648	1,1819	1,16	1,1816	1,1644
$\nu$ (10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s)	1,5608	1,5664	1,5530	1,5957	1,5608	1,59	1,5551	1,5982
Velocidades								
$U_{ref}$ (m/s)	8,39	5,77	4,45	2,59	8,34	6,09	4,98	2,90
$U_{per}$ (m/s)	12,933	12,493	11,474	8,677	12,982	13,763	13,562	10,485
$U_{fen}$ (m/s)	24,751	33,524	36,624	36,390	24,603	35,383	40,985	40,745
$U_{med}$ (m/s)	25,170	30,350	30,527	22,300	19,933	28,136	34,412	25,926

Com referência ao item 4.4.3, sobre a avaliação das densidades auto-espectrais das flutuações de pressão, a tabela A2.3 apresenta os valores das propriedades físicas do fluido e de velocidades características do escoamento, determinadas em cada ensaio específico.

Tabela A2.3: Parâmetros do fluido e do escoamento nos ensaios para determinação dos espectros de flutuações de pressão.

ARRANJO	QUADRANGULAR				TRIANGULAR			
P/D	1,60	1,26	1,16	1,05	1,60	1,26	1,16	1,05
Propriedades físicas do ar								
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,2206	1,2022	1,2046	1,2108	1,2206	1,2018	1,2046	1,2108
$\nu$ (10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s)	1,4739	1,5081	1,5034	1,4898	1,4739	1,5090	1,5034	1,4898
Velocidades								
$U_{ref}$ (m/s)	7,858	5,488	4,416	2,543	7,858	5,778	4,684	2,843
$U_{per}$ (m/s)	12,113	11,882	11,386	8,520	12,232	13,058	12,756	10,279
$U_{gap}$ (m/s)	23,181	31,885	36,344	35,729	23,181	33,570	38,549	39,944
$U_{med}$ (m/s)	23,574	28,867	30,294	21,895	18,781	26,694	32,366	25,416

Com referência ao item 4.4.4, sobre a avaliação das densidades auto-espectrais das flutuações de velocidade, a tabela A2.4 apresenta os valores das propriedades físicas do fluido e de velocidades características do escoamento, determinadas em cada ensaio específico.

Tabela A2.4: Parâmetros do fluido e do escoamento nos ensaios para determinação dos espectros de flutuações de velocidade.

ARRANJO	QUADRANGULAR			TRIANGULAR		
P/D	1,60	1,26	1,16	1,60	1,26	1,16
Propriedades físicas do ar						
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,2081	1,1698	1,1856	1,2028	1,16	1,1816
$\nu$ (10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s)	1,5011	1,5869	1,5458	1,5138	1,59	1,5551
Velocidades						
$U_{ref}$ (m/s)	7,743	5,779	4,449	7,707	6,09	4,982
$U_{per}$ (m/s)	11,936	12,512	11,471	11,997	13,763	13,567
$U_{fen}$ (m/s)	22,842	33,576	36,615	22,736	35,383	41,002
$U_{med}$ (m/s)	23,229	30,398	30,520	18,420	28,136	34,426

### A3 PUBLICAÇÕES REALIZADAS DURANTE O TRABALHO DE TESE

(em ordem cronológica)

ENDRES, L. A. M., MÖLLER, S. V. 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, p. 416-424, 1994.

ENDRES, L. A. M., SILVA, C., MÖLLER, S. V. Experimental study of static and dynamic fluid flow loads in tube banks. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON STRUCTURAL MECHANICS IN REACTOR TECHNOLOGY, 13., Porto Alegre. **Transactions...**: IASMiRT, v. 4, p. 451-456, 1995.

ENDRES, L. A. M., SILVA, C., MÖLLER, S. V. Análise espectral da flutuação de pressão nas paredes de um banco de tubos em escoamento turbulento. In: XIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Belo Horizonte. **Anais...**: [em CD-ROM], 1995.

ENDRES, L. A. M., MÖLLER, S. V. Flutuações de Pressão nas Paredes de um Banco de Tubos com Escoamento Turbulento. In: VI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, Florianópolis. **Anais...**: p. 865-870, 1996.

ENDRES, L. A. M., MÖLLER, S. V. Looking for correct dimensionless parameters for tube banks flow analysis. In: XI MEETING ON REACTOR PHYSICS AND THERMAL HYDRAULICS, Poços de Caldas. **Anais...**: [em CD-ROM], 1997.

ENDRES, L. A. M., MÖLLER, S. V. Some characteristics of the fluctuating wall pressure field in tube banks. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON STRUCTURAL MECHANICS IN REACTOR TECHNOLOGY, 14., Lyon. **Transactions...**: IASMiRT, v. 6, p. 161-172, 1997.

ENDRES, L. A. M., MÖLLER, S. V. Análise da propagação de perturbações no campo de velocidades do escoamento em banco de tubos. In: XIV CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Bauru. **Anais...**: ( a ser publicado).

**A4 PRESSÕES MÉDIAS ADIMENSIONAIS NA FORMA DO NÚMERO DE EULER, PARA ARRANJOS QUADRANGULARES E TRIANGULARES, CONFORME SILVA, 1993.**

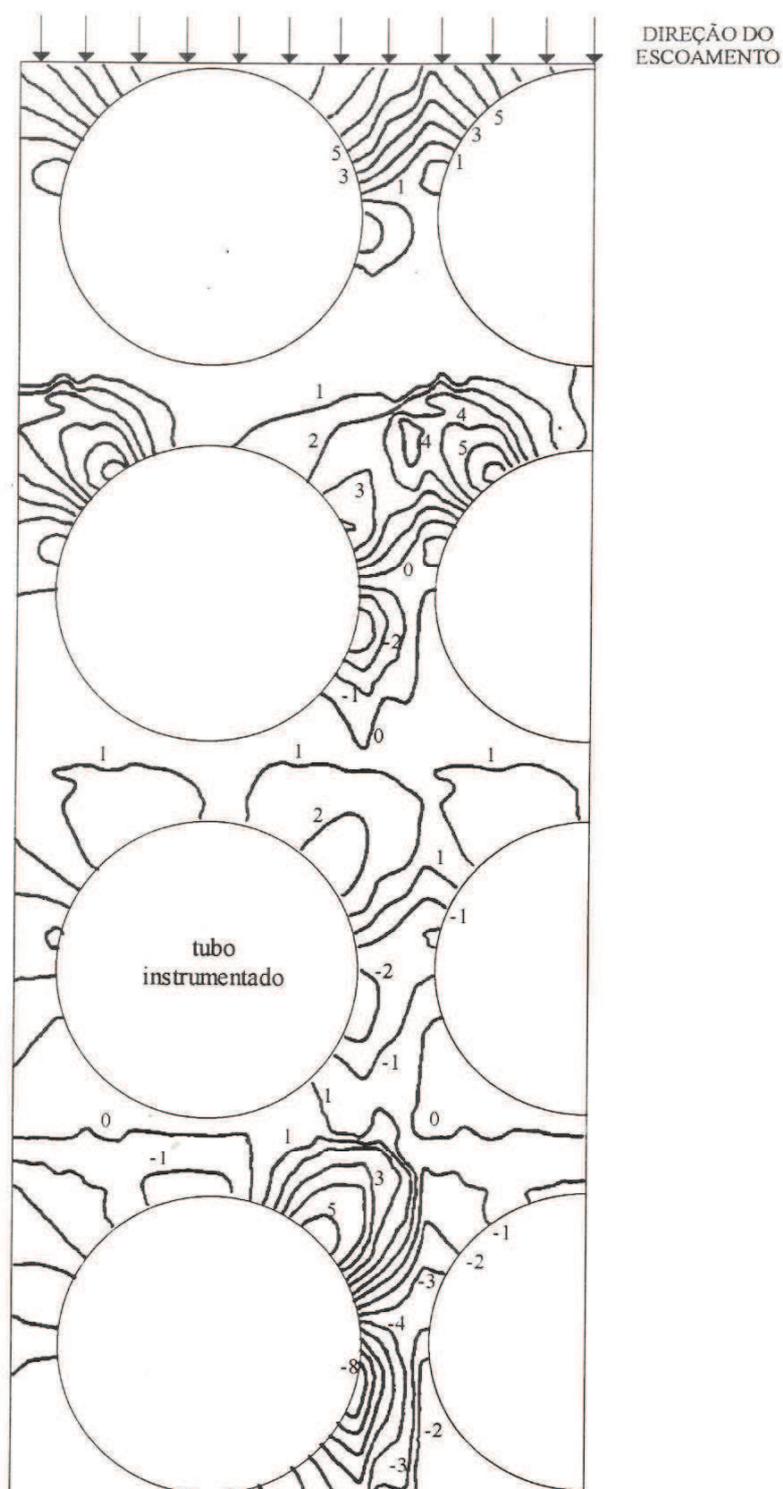


Figura A4.1: Pressões médias adimensionais na forma do número de Euler  $\left(\frac{p}{\rho U_{\text{ref}}^2}\right)$ , para Arranjo Quadrangular,  $P/D = 1,259$ ,  $Re_{(U_{\text{ref}}, D)} = 1,5 \cdot 10^4$ , conforme Silva, 1993 (o tubo instrumentado refere-se ao presente trabalho).

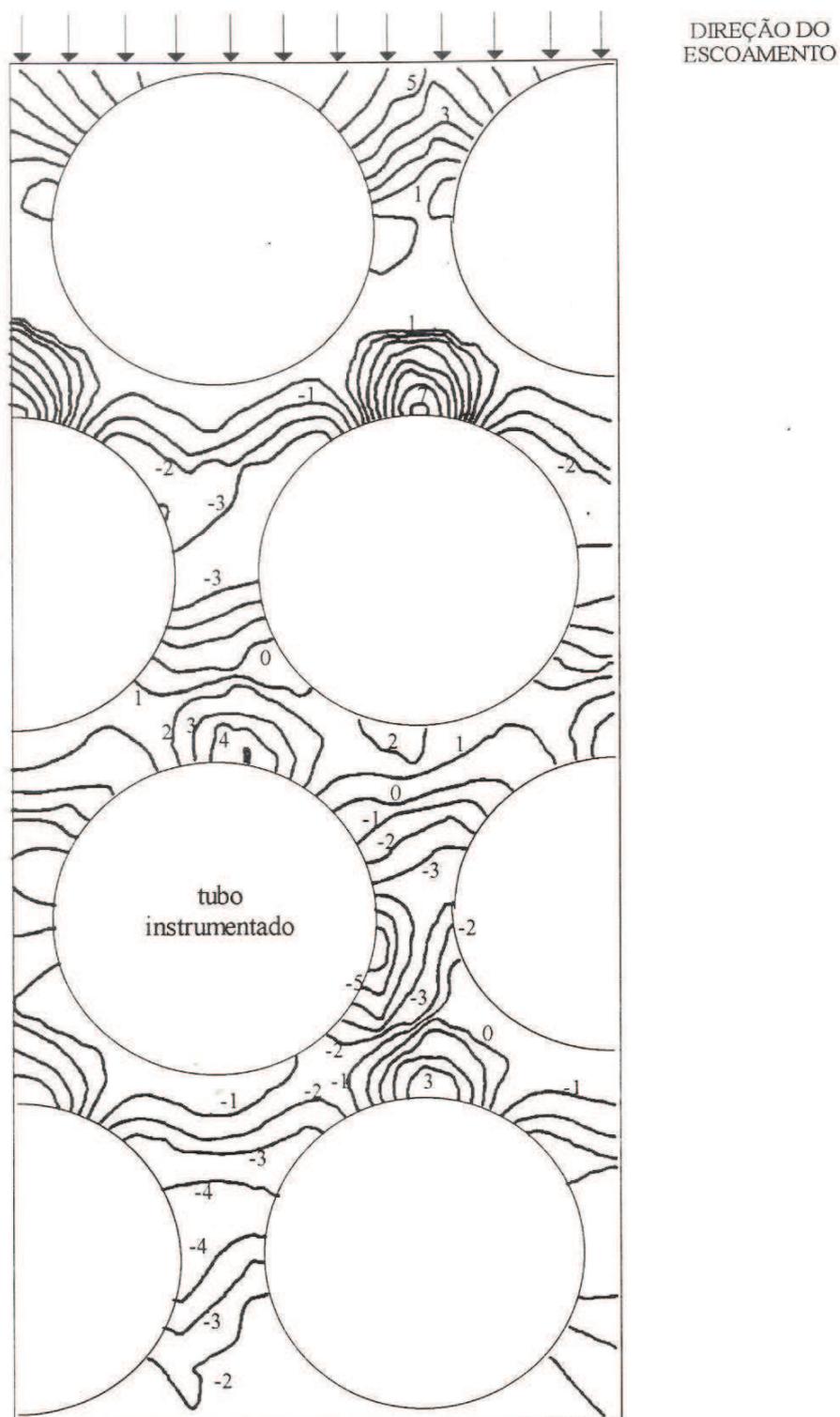


Figura A4.2: Pressões médias adimensionais na forma do número de Euler  $\left(\frac{p}{\rho U_{ref}^2}\right)$ , para Arranjo Triangular,  $P/D = 1,259$ ,  $Re_{(U_{ref},D)} = 1,5 \cdot 10^4$ , conforme Silva, 1993 (o tubo instrumentado refere-se ao presente trabalho).

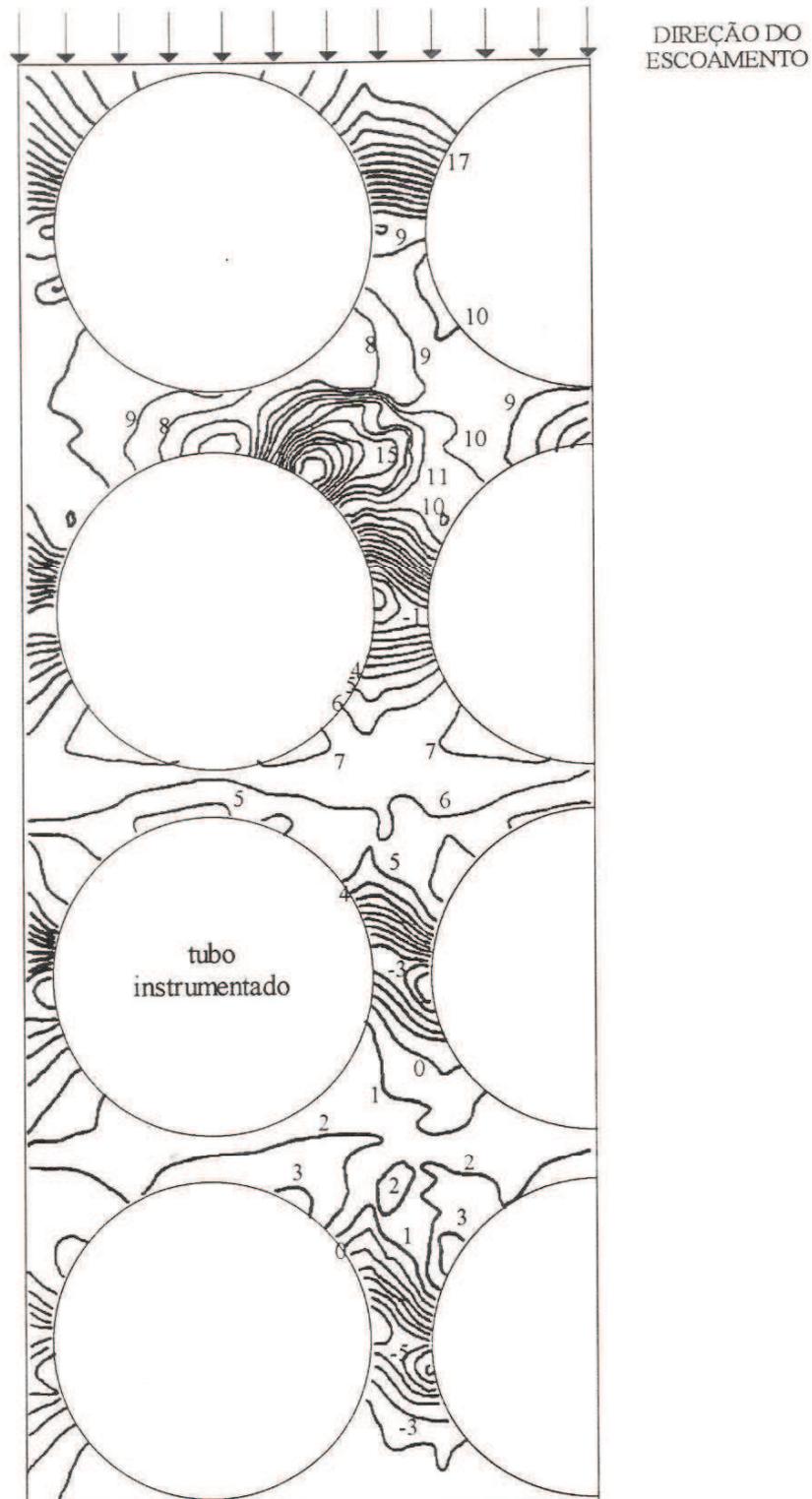


Figura A4.3: Pressões médias adimensionais na forma do número de Euler  $\left(\frac{p}{\rho U_{ref}^2}\right)$ , para Arranjo Quadrangular,  $P/D = 1,159$ ,  $Re_{(U_{ref}, D)} = 1,5 \cdot 10^4$ , conforme Silva, 1993 (o tubo instrumentado refere-se ao presente trabalho).

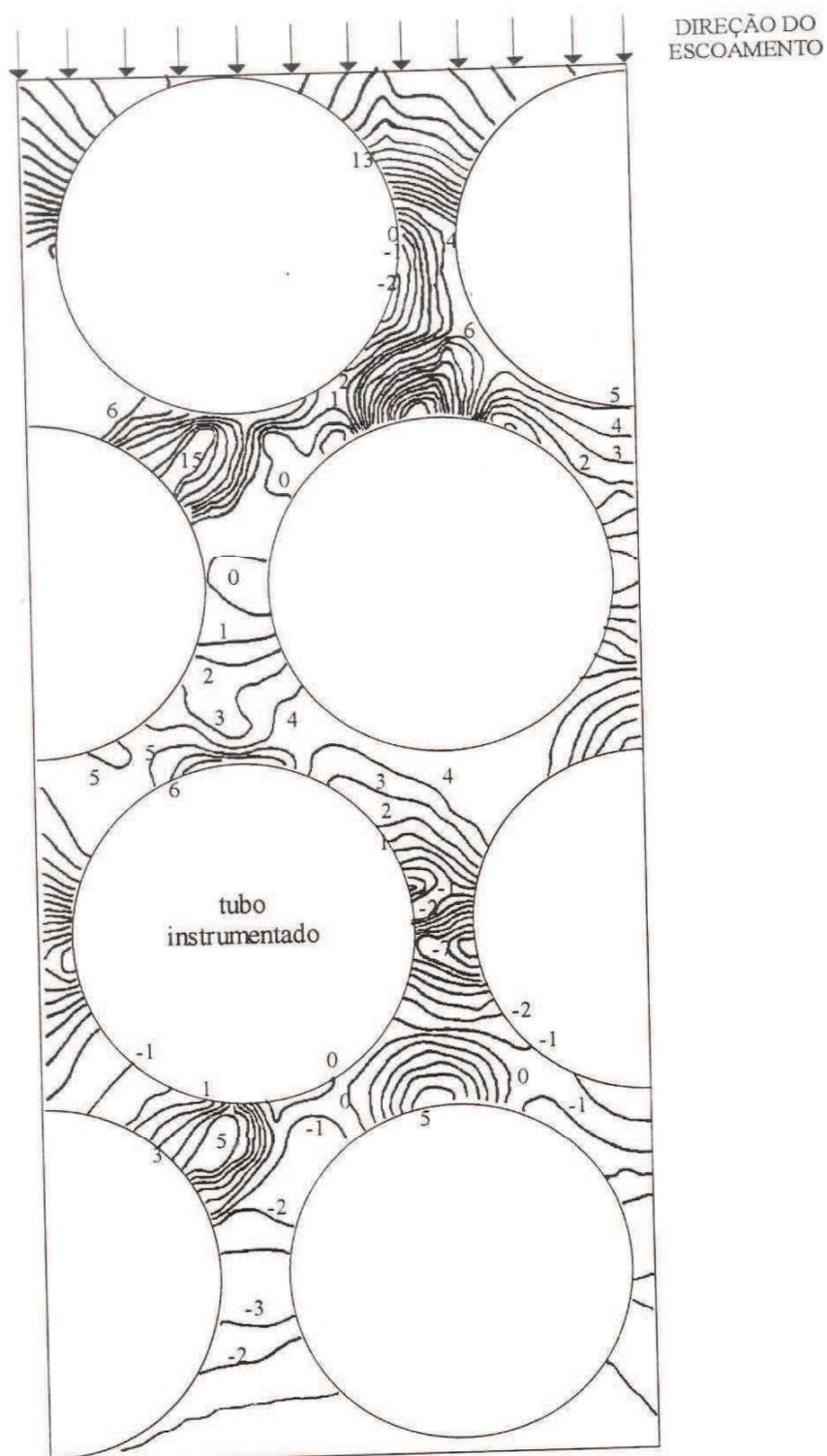


Figura A4.4: Pressões médias adimensionais na forma do número de Euler  $\left(\frac{p}{\rho U_{ref}^2}\right)$ , para Arranjo Triangular,  $P/D = 1,159$ ,  $Re_{(U_{ref},D)} = 1,5 \cdot 10^4$ , conforme Silva, 1993 (o tubo instrumentado refere-se ao presente trabalho).

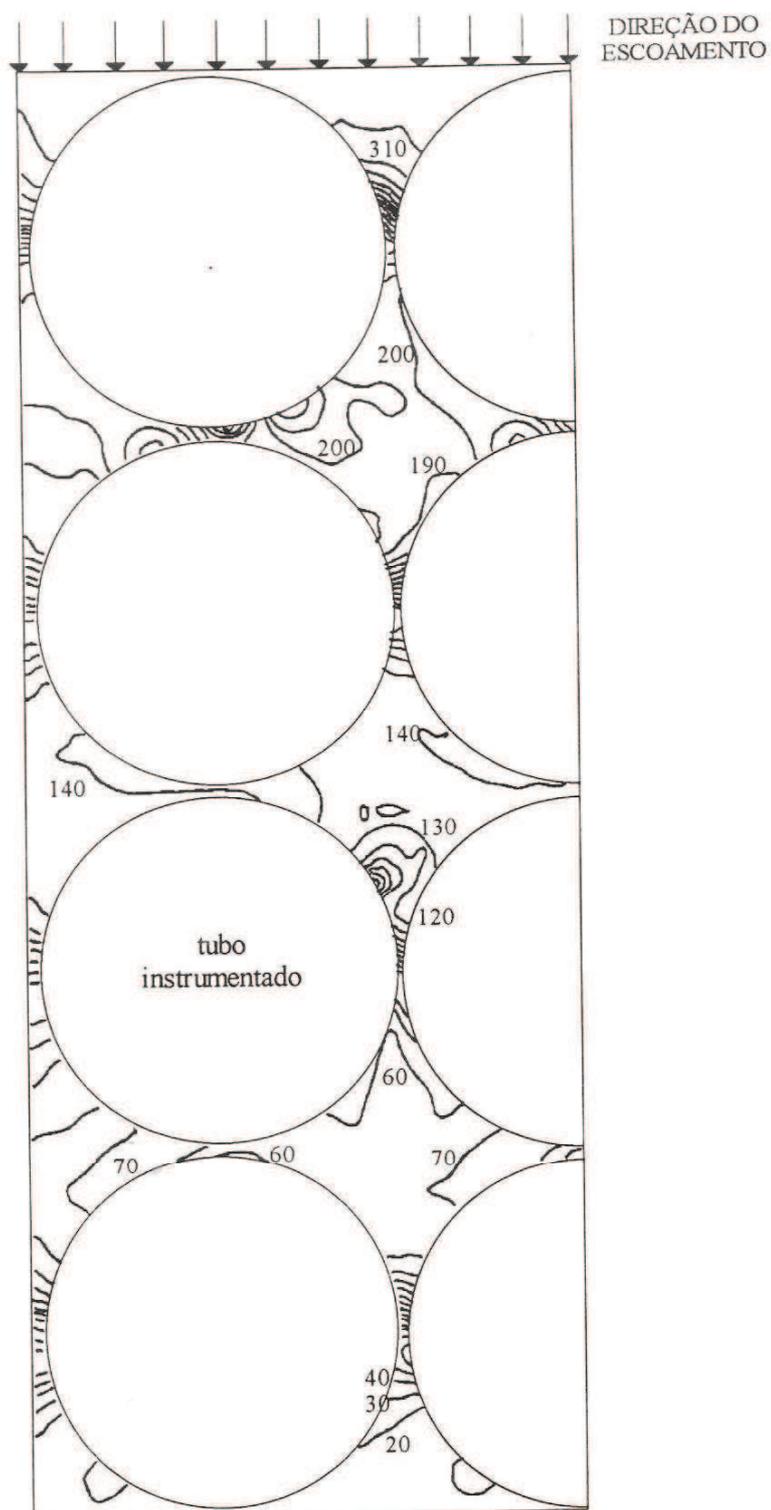


Figura A4.5: Pressões médias adimensionais na forma do número de Euler  $\left(\frac{p}{\rho U_{ref}^2}\right)$ , para Arranjo Quadrangular,  $P/D = 1,0497$ ,  $Re_{(U_{ref},D)} = 5,6 \cdot 10^3$ , conforme Silva, 1993 (o tubo instrumentado refere-se ao presente trabalho).

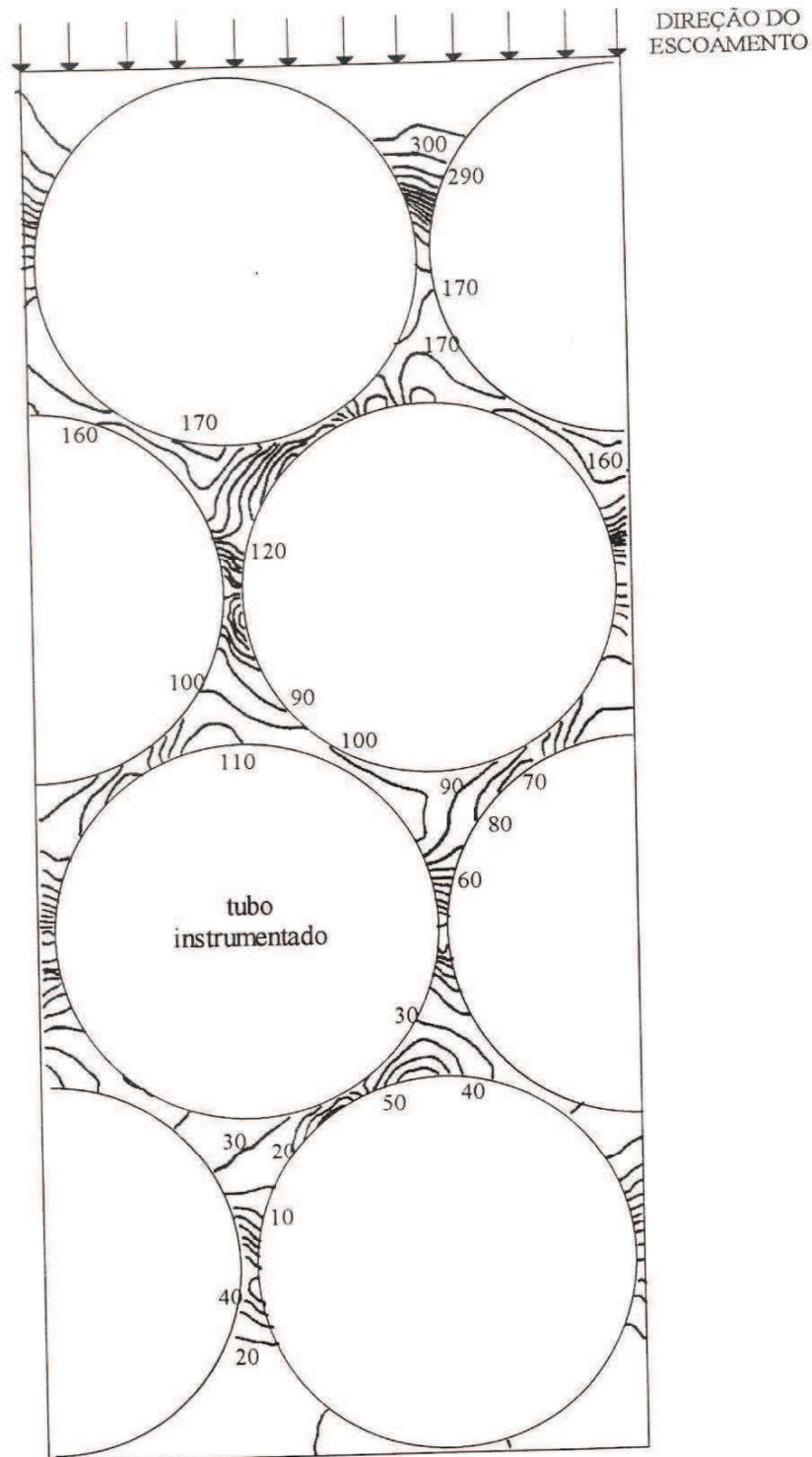


Figura A4.6: Pressões médias adimensionais na forma do número de Euler  $\left(\frac{p}{\rho U_{ref}^2}\right)$ , para Arranjo Triangular,  $P/D = 1,0497$ ,  $Re_{(U_{ref}, D)} = 5,8 \cdot 10^3$ , conforme Silva, 1993 (o tubo instrumentado refere-se ao presente trabalho).