



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DA
FREQUÊNCIA DE EMISSÃO DE VÓRTICES
DE CORPOS ROMBUDOS**

HERBERT CARLOS GONÇALVES

Ilha Solteira - SP





UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DA FREQUÊNCIA DE EMISSÃO DE VÓRTICES DE CORPOS ROMBUDOS

Herbert Carlos Gonçalves

Doc. 071/2002-NRD 063/02

P. "CORPOS DE ILHA SOLTEIRA"

COTEC DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO

DE CHECADA	DATA DE TOMBO
19.9.02	30.09.02
ISTE... POR	TOMBO
Ailza	Te. 1302
AQUISIÇÃO	CLASSIFICAÇÃO
loação auto R\$10,00	G635d

1210001302



Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**

Orientador: Prof. Dr. Edson Del Rio Vieira

Ilha Solteira, Dezembro de 2001

30500001

ENGENHARIA MECÂNICA



“Determinação Experimental da Frequência de Emissão de Vórtices ao Redor de Corpos Rombudos”

Herbert Carlos Gonçalves

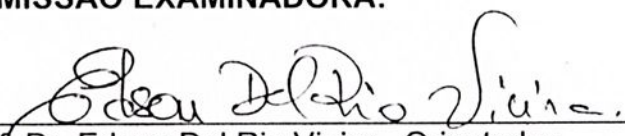
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

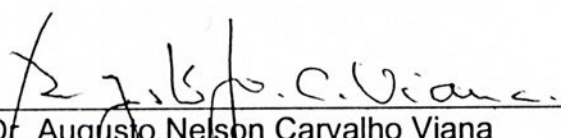
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

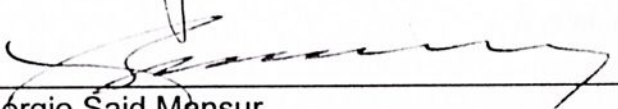
NA ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM CIÊNCIAS TÉRMICAS E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. João Antonio Pereira - Coordenador

COMISSÃO EXAMINADORA:


Prof. Dr. Edson Del Rio Vieira - Orientador


Prof. Dr. Augusto Nelson Carvalho Viana


Prof. Dr. Sérgio Said Mansur

Ilha Solteira – SP, dezembro de 2001

BCpIS - FEIS - UNESP



Agradecimentos

Somário

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito do curso de graduação em Psicologia da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" (UNESP), sob a orientação do professor Dr. Carlos Roberto de Jesus, do Departamento de Psicologia da Faculdade de Ciências e Letras, Araraquã.

Agradeço ao meu pai, Carlos Roberto de Jesus, por sua orientação, apoio e incentivo durante todo o processo de desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço também à minha mãe, Maria da Glória de Jesus, por sua compreensão e apoio incondicional.

Por fim, agradeço aos meus amigos e colegas de curso, especialmente aos da turma de 2004, por sua amizade e apoio.

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito do curso de graduação em Psicologia da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" (UNESP), sob a orientação do professor Dr. Carlos Roberto de Jesus, do Departamento de Psicologia da Faculdade de Ciências e Letras, Araraquã.

Agradeço ao meu pai, Carlos Roberto de Jesus, por sua orientação, apoio e incentivo durante todo o processo de desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço também à minha mãe, Maria da Glória de Jesus, por sua compreensão e apoio incondicional.

Por fim, agradeço aos meus amigos e colegas de curso, especialmente aos da turma de 2004, por sua amizade e apoio.

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito do curso de graduação em Psicologia da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" (UNESP), sob a orientação do professor Dr. Carlos Roberto de Jesus, do Departamento de Psicologia da Faculdade de Ciências e Letras, Araraquã.

Agradeço ao meu pai, Carlos Roberto de Jesus, por sua orientação, apoio e incentivo durante todo o processo de desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço também à minha mãe, Maria da Glória de Jesus, por sua compreensão e apoio incondicional.

Por fim, agradeço aos meus amigos e colegas de curso, especialmente aos da turma de 2004, por sua amizade e apoio.

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito do curso de graduação em Psicologia da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" (UNESP), sob a orientação do professor Dr. Carlos Roberto de Jesus, do Departamento de Psicologia da Faculdade de Ciências e Letras, Araraquã.

Agradeço ao meu pai, Carlos Roberto de Jesus, por sua orientação, apoio e incentivo durante todo o processo de desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço também à minha mãe, Maria da Glória de Jesus, por sua compreensão e apoio incondicional.

Por fim, agradeço aos meus amigos e colegas de curso, especialmente aos da turma de 2004, por sua amizade e apoio.

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito do curso de graduação em Psicologia da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" (UNESP), sob a orientação do professor Dr. Carlos Roberto de Jesus, do Departamento de Psicologia da Faculdade de Ciências e Letras, Araraquã.

Agradeço ao meu pai, Carlos Roberto de Jesus, por sua orientação, apoio e incentivo durante todo o processo de desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço também à minha mãe, Maria da Glória de Jesus, por sua compreensão e apoio incondicional.

Por fim, agradeço aos meus amigos e colegas de curso, especialmente aos da turma de 2004, por sua amizade e apoio.

a Deus
ao meu pai
à Carla
à minha família



Agradecimentos

Durante os sete anos que vivi em Ilha Solteira pude aprender bastante coisa tanto no aspecto profissional como no aspecto pessoal, nestas linhas abaixo gostaria de expressar meus sinceros agradecimentos à todas as pessoas que me ajudaram nesta jornada, alguns mais outros menos, e mesmo correndo o risco da omissão, desejo agradecer nominalmente:

- *Ao Prof Edson Del Rio, pela orientação e pelos ensinamentos os quais me ajudaram amadurecer profissionalmente;*
- *Ao corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica, e em especial ao Prof. José Luís Gashe pelas sugestões e ao Prof. João Batista Aparecido pelo auxílio prestado;*
- *Aos professores Augusto Viana e Sergio Said Mansur, membros da banca examinadora;*
- *Ao Prof. Milton Biage, docente da UFU (Universidade Federal de Uberlândia) por ter emprestado o calibrador de sondas de fio quente, que foi de extrema importância no desenvolvimento do presente trabalho;*
- *Aos técnicos do Departamento de Engenharia Mecânica, Marino, Edivaldo, Carlos, Darci, Ronaldo, pelo auxílio prestado, e agradeço em especial ao técnico Reginaldo meu braço direito durante toda a montagem da instalação experimental e acima de tudo pelos ensinamentos profissionais e a amizade. Aos técnicos Cavassano e Mário, do Departamento de Engenharia Civil pelo empréstimo de equipamentos utilizados no desenvolvimento do trabalho experimental;*
- *Ao técnico de informática Elias, por manter em funcionamento todos os computadores do departamento de engenharia mecânica, serviço essencial no desenvolvimento de qualquer trabalho;*
- *Às Secretárias Vânia e Sandra sempre simpáticas e prontas para ajudar;*
- *Aos colegas da pós-graduação, pelo companheirismo, e em especial aos amigos Ricardo, Valéria, Ana e aos meus companheiros de república Jorge, Thiago e João, pela amizade e pelas boas risadas, que são essenciais na vida;*
- *À FAPESP, pelo suporte financeiro que viabilizou a realização deste trabalho, concedido na forma de uma bolsa de mestrado (Proc. 99/05923-0). À PROPP, pelo auxílio à minha participação em eventos científicos.*

Sumário

LISTA DE TABELAS.....	VIII
LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	IX
LISTA DE SÍMBOLOS	XVI
RESUMO	XVIII
ABSTRACT	XIX
 CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	 01
1.1 Medição de Vazão em Fluidos	01
1.2 Princípio de Funcionamento dos Medidores de Vazão a Efeito Vórtice	04
1.3 Objetivos.....	06
1.4 Estrutura deste Trabalho.....	08
 CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	 09
2.1 Estudo Preliminar do Escoamento ao Redor de Perfis Não-aerodinâmicos e Aplicação em Medidores de Vazão Tipo Vórtice	09
2.2 Medidores de Vazão a Efeito Vórtice.....	16
2.2.1 Vantagens e Desvantagens	18
2.2.2 Fatores que Influenciam no Desempenho dos Medidores de Vazão Tipo Vórtices.....	21
2.3 Obtenção Experimental da Frequência de Emissão de Vórtices	23
2.3.1 Medidas das Flutuações de Pressão da Esteira Turbilhonaria	23
2.3.2 Monitoramento Direto das Flutuações das Forças de Sustentação	24
2.3.3 Transdutores de Pressão Instalados no Corpo de Prova.....	25

2.3.4	Visualização em Túnel de Água	26
2.3.5	Ultra-som	26
2.3.6	L.L.S. (Laser Light Sheet)	28
2.3.7	Análise Espectral da Velocidade	29
2.3.7.1	L.D.A. (Laser Doppler Anemometry)	29
2.3.7.2	P.V.I (Particle Image)	33
2.3.7.3	H.W.A. (Hot Wire Anemometry)	37
2.4	Conclusão	49

CAPÍTULO 3 - INSTALAÇÃO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL51

3.1	Túnel Hidrodinâmico	52
3.2	Aparato Experimental para Ensaios em Ar	57
3.2.1	Bocal de Entrada	59
3.2.2	Tubo de Acrílico	60
3.2.3	Mangueira Flexível	65
3.2.4	Válvula Controladora de Vazão	66
3.2.5	Ventilador Radial	66
3.2.6	Corpos de Prova	67
3.2.7	Tubo de Pitot	70
3.2.8	Manômetro	74
3.3	Validação da Bancada Experimental	77
3.3.1	Perfis de Velocidade	77
3.3.2	Intensidade Turbulenta Residual	83
3.4	Dispositivo e Metodologia de Calibração	87
3.4.1	Resultados Típicos	89
3.5	Aquisição e Tratamento do Sinal	93

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO95

4.1	Resultados Obtidos no Túnel Hidrodinâmico	95
4.1.1	Determinação do Número de Strouhal para Cinco Corpos Prismáticos	96
4.1.2	Determinação do Número de Strouhal de Cilindro Semi Tubo	105
4.1.3	Determinação do Número de Strouhal de Cilindro Semicircular	109
4.2	Resultados Obtidos no Aparato Experimental	113



4.2.1	Determinação da Frequência de Emissão de Vórtices de Corpos Rombudos	114
4.2.2	Razão de Bloqueio	130
4.2.3	Razão de Forma	132
4.2.4	Perda de Carga	133
4.3	Conclusão	138
 CAPÍTULO 5 - CONCLUSÃO		139
5.1	Recomendações para Futuros Trabalhos	141
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		143
 APÊNDICE A – LEI DE KING		149
 APÊNDICE B - CALIBRADOR DE SONDA DE FIO QUENTE		153
 APÊNDICE C - ANÁLISE DE INCERTEZAS		163
C.1	Análise de Incerteza para Amostragem Simples	163
C.1.1	Fundamentos Matemáticos	164
C.2	Análise de Incerteza das Variáveis de Interesse para o Túnel Hidrodinâmico	166
C.3	Análise de Incerteza das Variáveis de Interesse para o Aparato Experimental	171



Lista de Ilustrações

Figura 1.1 – Esquema de geração de vórtice ao redor de um <i>shedder</i>	04
Figura 1.2 – Vista em corte de um medidor de vazão tipo vórtice da marca <i>Yokogawa</i>	05
Figura 2.1 – Exemplos de alguns dos esboços do fenômeno de geração de vórtices de DA VINCI.....	10
Figura 2.2 – Esquema da modelagem da esteira de vórtices de VON KÁRMÁN.....	10
Figura 2.3 – Visualização do escoamento ao redor de um cilindro circular em diferentes números de Reynolds (GONÇALVES & VIERA, 1998).	13
Figura 2.4 – Ponte do Estreito de Tacoma momentos antes de sua destruição.....	14
Figura 2.5 – Trocador compacto de placas paralelas, munido de aletas interrompidas dispostas em quincôncio.....	15
Figura 2.6 – Medidor de vazão a efeito vórtice.....	15
Figura 2.7 – Esquema das medidas de um <i>shedder</i>	17
Figura 2.8 – (a) Coeficiente de arrasto (C_d) e (b) coeficiente de sustentação (C_L) para um cilindro circular em função do tempo adimensional (t^*) - SARPAKAYA & KLINE (1982).....	25
Figura 2.9 – Variação da velocidade de propagação do ultrassom, BASILE (1995).	27
Figura 2.10 – Velocidade de propagação do ultrassom não é afetada, BASILE (1995).....	27
Figura 2.11 – Variação na velocidade de propagação do ultrassom devido a presença dos vórtices, BASILE (1995).	28
Figura 2.12 – Sistema de LDA de fibra óptica da <i>Dantec</i>	29
Figura 2.13 – Medidas do campo de escoamento ao redor de um protótipo de carro (Escala 1:5) em um túnel de vento.	30
Figura 2.14 – Medidas do campo de escoamento de ar ao redor de um modelo de navio em um túnel de vento.....	30
Figura 2.15 – Medidas do escoamento ao redor de uma hélice de navio dentro de um tanque de cavitação.....	31
Figura 2.16 – Princípio de funcionamento de um LDA.....	32
Figura 2.17 – Escoamento ao redor de uma aeronave da <i>Boeing</i>	34
Figura 2.18 – Sistema PIV medindo o escoamento do ar ao redor do para brisa de um caminhão da <i>Volvo</i>	34



Figura 2.19 – Princípio de Funcionamento da Técnica PIV.	35
Figura 2.20 – Análise do escoamento ao redor de plataformas de petróleo.....	38
Figura 2.21 – Condições de vento ao longo do caminho de voo de uma aeronave.....	38
Figura 2.22 – Diferentes tipos de sondas anemométricas de fio e de filme quente.	39
Figura 2.23 – Elementos básicos de um anemômetro de temperatura constante.	41
Figura 2.24 – Anemômetro de temperatura constante <i>Dantec StreamLine 90N10</i> do Laboratório de Visualização da FEIS.	42
Figura 2.25 – Sinal tipicamente obtido durante a determinação dos perfis de velocidade média da corrente livre, LINDQUIST (2000).....	45
Figura 2.26 – Sinal tipicamente obtido durante a determinação da intensidade turbulenta residual da corrente livre, LINDQUIST (2000).....	46
Figura 2.27 – Amostra de um sinal tipicamente obtido durante a determinação da frequência de Strouhal, com sua respectiva distribuição de potência espectral, LINDQUIST (2000).	47
Figura 2.28 – Espectro de amplitudes de um sinal de geração de vórtices medido através de um anemômetro fio quente, KAWAKITA (1992).....	47
Figura 2.29 – Idealização do espectro de amplitudes, KAWAKITA (1992).	48
Figura 3.1 – Desenho Esquemático do Túnel Hidrodinâmico).	52
Figura 3.2 – (a) Perfil de velocidades e (b) intensidade turbulência relativa na seção de testes	54
Figura 3.3 – Sistema de captura de imagens animadas do escoamento.....	56
Figura 3.4 – Bancada Experimental.....	57
Figura 3.5 – Esquema da Bancada Experimental.	58
Figura 3.6 – (a) Vista superior do bocal de entrada (b) vista frontal do bocal de entrada.....	59
Figura 3.7 – Projeto do Bocal de Entrada.....	60
Figura 3.8 – Região onde será levantado o perfil de velocidade na entrada da seção de ensaios.....	61
Figura 3.9 – Vista da região da seção de testes.	62
Figura 3.10 – Corpo de prova fixado na seção de ensaios.....	63
Figura 3.11 – Dispositivo de fixação do corpo de prova.....	63
Figura 3.12 – Vista em detalhes do suporte do corpo de teste fabricado em acrílico	64
Figura 3.13 – Ponto de inserção do Tubo de Pitot a montante do corpo de teste.....	64



Figura 3.14 – Pontos de inserção da sonda de fio quente.	65
Figura 3.15 – Mangueira flexível.	65
Figura 3.16 – Válvula controladora de vazão.	66
Figura 3.17 – Ventilador Radial.	67
Figura 3.18 – Corpos de prova utilizados em medidores de vazão a efeito vórtice.	67
Figura 3.19 – Dimensões utilizadas nos corpos de prova.	68
Figura 3.20 – Corpos de provas com razão de forma e razão de aspecto variados.	69
Figura 3.21 – Tubo de Pitot.	71
Figura 3.22 – Esquema do Tubo de Pitot.	72
Figura 3.23 – Curva de aferição entre o tubo Pitot construído e o anemômetro de fio quente calibrado.	73
Figura 3.24 – Manômetro de coluna inclinada.	76
Figura 3.25 – Esquema do manômetro construído.	76
Figura 3.26 – Posicionador da sonda de fio quente na direção x (horizontal).	78
Figura 3.27 – Posicionador da sonda de filme quente na direção y (vertical).	78
Figura 3.28 – Perfil de velocidade na seção de testes para baixa velocidade.	79
Figura 3.29 – Perfil de velocidade na seção de testes para velocidade intermediária.	80
Figura 3.30 – Perfil de velocidade na seção de testes para alta velocidade.	80
Figura 3.31 – Comparação entre os perfis de velocidade na seção de testes.	81
Figura 3.32 – Perfil de velocidade na entrada para baixa velocidade.	81
Figura 3.33 – Perfil de velocidade na entrada para velocidade intermediária.	82
Figura 3.34 – Perfil de velocidade na entrada para alta velocidade.	82
Figura 3.35 – Comparação entre os perfis de velocidade na entrada.	83
Figura 3.36 – Comparação entre a intensidade turbulenta relativa para baixa velocidade.	84
Figura 3.37 – Comparação entre a intensidade turbulenta relativa para velocidade intermediária.	85
Figura 3.38 – Comparação entre a intensidade turbulenta relativa para alta velocidade.	85
Figura 3.39 – Comparação entre a intensidade turbulenta relativa na entrada.	86
Figura 3.40 – Comparação entre a intensidade turbulenta relativa na seção de testes.	86
Figura 3.41 – Dispositivo para a calibração de sondas de fio quente.	88
Figura 3.42 – Curva de calibração típica de uma sonda de filme quente <i>Dantec 55P11</i>	90
Figura 3.43 – Comparação entre as curvas de calibração.	91



Figura 3.44 – Interface gráfica da ferramenta de calibração de sondas do programa <i>StreamWare</i>	92
Figura 4.1 – Curva Strouhal <i>versus</i> Reynolds para um cilindro triangular com ângulo de ataque de 0° e 60°.....	96
Figura 4.2 – Curva Strouhal <i>versus</i> Reynolds para um cilindro quadrado com ângulo de ataque de 0° e 45°.....	98
Figura 4.3 – Comparação entre as curvas de Strouhal de um cilindro quadrado com ângulo de ataque 0°, para números de Reynolds entre 100 e 600.....	99
Figura 4.4 – Comparação entre as curvas de Strouhal de um cilindro quadrado com ângulo de ataque 45°, para números de Reynolds entre 100 e 600.....	100
Figura 4.5 – Curva Strouhal <i>versus</i> Reynolds para um cilindro pentagonal com ângulo de ataque de 0° e 72°.....	101
Figura 4.6 – Curva Strouhal <i>versus</i> Reynolds para um cilindro hexagonal com ângulo de ataque de 0° e 30°.....	102
Figura 4.7 – Curva Strouhal <i>versus</i> Reynolds para um cilindro octagonal com ângulo de ataque de 0° e 22.5°.....	102
Figura 4.8 – Comparação das curvas de Strouhal <i>versus</i> Reynolds de todos cilindros prismáticos com o vértice voltado para cima.....	103
Figura 4.9 – Comparação das curvas de Strouhal <i>versus</i> Reynolds de todos cilindros prismáticos com a face plana voltada para cima.....	104
Figura 4.10 – Esteira de vórtices de Von Kármán.....	104
Figura 4.11 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds (face convexa voltada para cima).	105
Figura 4.12 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds (face convexa voltada para baixo).	106
Figura 4.13 – Curvas de Strouhal <i>versus</i> Reynolds de um cilindro convexo.....	107
Figura 4.14 – Visualização de escoamento utilizando a técnica <i>dye wash</i> em um único cilindro de semi-tubo em duas configurações opostas.....	107
Figura 4.15 – Visualização de escoamento utilizando injeção direta de corante líquido em um único cilindro de semi-tubo em duas configurações opostas.....	108
Figura 4.16 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds para um cilindro semi circular (face plana voltada para baixo).	109
Figura 4.17 – Esteira gerada por um cilindro semicircular (face plana voltada para cima).....	110



Figura 4.18 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds para um cilindro semi circular (face plana voltada para cima).....	111
Figura 4.19 – Esteira gerada por um cilindro semi circular (face plana voltada para cima).	112
Figura 4.20 – Comparação das curvas de Strouhal <i>versus</i> Reynolds.....	113
Figura 4.21 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds - cilindro quadrado.	114
Figura 4.22 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro quadrado e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).	115
Figura 4.23 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds - cilindro retangular trapezoidal.	116
Figura 4.24 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro retangular trapezoidal e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).	117
Figura 4.25– Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds - cilindro trapezoidal	118
Figura 4.26 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro trapezoidal e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).	119
Figura 4.27 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds - cilindro triangular.....	120
Figura 4.28 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro triangular e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias)	121
Figura 4.29 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds – cilindro T.	122
Figura 4.30 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro trapezoidal e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).....	123
Figura 4.31 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds – cilindro semicircular.....	124
Figura 4.32 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro semicircular e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).	125
Figura 4.33 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds – cilindro circular.	126
Figura 4.34 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro circular e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).	127
Figura 4.35 – Curva de Strouhal <i>versus</i> Reynolds – cilindro otimizado.....	128
Figura 4.36 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro otimizado e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).	129
Figura 4.37 – Comparação entre as curvas de Strouhal de um cilindro circular com razão de bloqueio entre 18% e 54%.	130
Figura 4.38 – Espectros de frequência para três razões de bloqueio distintas (escalas lineares arbitrárias).	131



Figura 4.39 – Comparação entre as curvas de Strouhal de um cilindro quadrado com razão de forma entre 0.5 e 2.....	132
Figura 4.40 – Gráfico da perda de carga <i>versus</i> Reynolds.....	133
Figura 4.41 – Perda de Carga para um cilindro circular.....	134
Figura 4.42 – Perda de Carga para um cilindro quadrado.....	135
Figura 4.43 – Perda de Carga para um cilindro triangular.....	135
Figura 4.44 – Perda de Carga para um cilindro trapezoidal.....	136
Figura 4.45 – Perda de Carga para um cilindro retangular trapezoidal.....	136
Figura 4.46 – Perda de Carga para um cilindro T.....	137
Figura 4.47 – Comparação da curva Strouhal <i>versus</i> Reynolds de cinco corpos rombudos.....	138
Figura A.1 – Transferência de calor em uma seção elementar de fio quente.....	150
Figura B.1 – Vista do calibrador de sonda de fio quente.....	153
Figura B.2 – Válvula de Esfera.....	154
Figura B.3 – (a) Conexão entre a válvula de esfera e o filtro de ar, (b) vista em detalhes do filtro de ar.....	154
Figura B.4 Vista superior dos principais componentes do calibrador de sonda de fio quente.....	155
Figura B.5 – Trocador de calor em detalhes.....	155
Figura B.6 – (a) Entrada de ar no calibrador e válvula controladora de vazão (b) interruptor que aciona o ventilador.....	156
Figura B.7 – Vista lateral do calibrador.....	157
Figura B.8 – Telas responsáveis pela filtragem e laminarização do escoamento.....	157
Figura B.9 – Termômetro para verificar a temperatura no interior do calibrador.....	158
Figura B.10 – Pontos de tomadas de pressões para o cálculo da velocidade.....	158
Figura B.11 – Vista superior da montagem da parte superior do calibrador na placa de acrílico.....	159
Figura B.12 – Vista superior da saída do jato de ar.....	159
Figura B.13 – (a) Vista superior da saída do orifício calibrado (b) Figura mostrando a contração que liga a saída de ar do cilindro de acrílico e a saída de ar do orifício calibrado.....	160
Figura B.14 – Posicionador da sonda de fio quente fixado no calibrador.....	160
Figura B.15 – (a) Vista lateral do posicionador (b) vista frontal do posicionador.....	161



Figura B.16 – Vista superior do posicionador de sondas e o local de fixação do suporte da sonda de fio quente..... 161

Lista de Símbolos

A	altura da seção transversal retangular do cilindro (maior dimensão) [m]
A_{cp}	área frontal projetada do cilindro [m ²]
A_{st}	área transversal da seção de testes [m ²]
B	base da seção transversal retangular do cilindro (menor dimensão) [m]
d	dimensão característica do cilindro [m]
d_i	diâmetro interno da tubulação [m]
f	freqüência de emissão dos vórtices de um lado do cilindro [s ⁻¹]
f_n	freqüência natural do obstáculo [s ⁻¹]
F	freqüência de aquisição ou taxa de amostragem dos dados [s ⁻¹]
g	aceleração da gravidade [m ² /s]
h	altura da coluna de água do manômetro [m]
I_t	intensidade turbulenta
l	comprimento do cilindro [m]
n	número de vórtices sobre a superfície lateral de um cilindro retangular
N	número de pontos experimentais adquiridos
Pe	pressão estática [mmCA]
Pt	pressão de estagnação [mmCA]
Q	vazão volumétrica do escoamento [m ² .s ⁻¹]
R	resultado de um experimento, calculado a partir de um conjunto de medições
S	desvio padrão da amostra
T	temperatura do fluido [°C]
V_∞	velocidade da corrente livre [m.s ⁻¹]
X_i	variável genérica, medida pelo sistema de medição
$\mathfrak{F}$	força de excitação [N]
δ	incerteza associada à medição de uma variável
μ	viscosidade dinâmica ou absoluta do fluido [kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
μ_o	viscosidade da água a 273 K [kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ν	viscosidade cinemática do fluido [m ² .s ⁻¹]
θ	ângulo de inclinação do manômetro [°]
ρ	densidade ou massa específica do fluido [kg.m ⁻³]
σ	desvio padrão da população
Λ	amplitude [m]



Números Adimensionais

Re	número de Reynolds
St	número de Strouhal
β	razão de bloqueio sólido ou geométrico do escoamento
ϕ	razão de forma do cilindro

Operadores Matemáticos

∂	derivada parcial
$-$	média temporal



Neste trabalho, de natureza eminentemente experimental, realiza-se o estudo do escoamento ao redor de corpos prismáticos não aerodinâmicos com diferentes geometrias, posicionados perpendicularmente em relação ao fluxo não perturbado, visando sua aplicação em medidores de vazão do tipo vórtice.

Os ensaios foram realizados em duas etapas, primeiramente em um túnel hidrodinâmico vertical de baixa turbulência, utilizando exclusivamente a visualização de escoamentos por injeção de corantes líquidos, para valores moderados de Reynolds ($Re < 1 \times 10^3$). Tais ensaios visam determinar o comportamento do número de Strouhal em função do número de Reynolds para alguns perfis selecionados e obter informações qualitativas e quantitativas do fenômeno de geração e emissão de vórtices.

Na segunda etapa, os ensaios foram efetuados em um dispositivo especialmente projetado e construído para esta pesquisa. Este aparato experimental, operando com ar atmosférico, permite a obtenção de números de Reynolds significativamente maiores, para até 2×10^3 . O dispositivo gera um escoamento no interior de uma tubulação em condições muito próximas àquelas encontradas na operação de medidores de vazão a efeito vórtice. A frequência de emissão dos turbilhões foi determinada pela análise espectral das flutuações de velocidade, coletadas em um ponto adequadamente estabelecido da esteira turbilhonaria. Os sinais de velocidade foram obtidos utilizando-se anemometria de fio quente. As diferentes geometrias utilizadas nesta etapa do trabalho foram escolhidas de forma que se aproximem daquelas encontradas nos medidores de vazão do tipo vórtice disponíveis comercialmente, sendo também medidas as perdas de carga provocadas por estas geometrias. Adicionalmente, foram analisados ainda alguns fatores físicos que podem influenciar a frequência de emissão de vórtices como: a razão de aspecto da geometria escolhida e a razão de bloqueio.

Palavras Chave: Medidores de Vazão do Tipo Vórtice; anemometria de fio quente; Túnel Hidrodinâmico



Abstract

In this work of eminently experimental nature is presented the study of flow around prismatic non-aerodynamic bodies with different geometries, having a right angle with the free not disturbed flow, aiming its application in vortex shedding flow meters.

The tests were accomplished in two stages, firstly in a vertical low turbulence hydrodynamic tunnel, using exclusively the technique of flow visualization with injection of liquid colorings for moderate values of Reynolds number ($Re < 1 \times 10^3$). Such tests sought to determine the behavior of the Strouhal number as a function of the Reynolds number for some selected profiles and to obtain qualitative and quantitative information of the generation and shedding of vortexes phenomenon.

Secondly, the tests were especially made in a device projected and built during this work. That experimental apparatus, operating with atmospheric air allows obtaining the Reynolds numbers significantly larger, up to 2×10^3 . The device generates a flow inside of a pipe under conditions very close to that ones found conventionally in vortex meters. The vortex shedding frequency was determined by the spectral analysis of the speed fluctuations, acquired in the wake whirls at an appropriately established point. The speed signals of the flow were obtained by using hot wire anemometry. The different geometries used in this stage of the work were chosen so that they approach those found commercially in the available vortex shedding flow meters. Pressure drops provoked by those geometries were also measured. Additionally, was still analyzed some physical factors that can influence the vortex shedding frequency, as the aspect and blockage ratios for a chosen geometry.

Keywords: Vortex Flowmeter; hot wire anemometry; hydrodynamic tunnel



Introdução

1.1 Medição de Vazão em Fluidos

A cada dia que passa são exigidos medidores de vazão cada vez mais precisos, e o medidor tipo vórtice vem se destacando por possuir alta acuracidade, linearidade, grande abrangência de medida e alta confiabilidade. Por esta razão, este tipo de medidor vem sendo usado em refinarias, instalações químicas e petroquímicas, estações geradoras de energia elétrica, linha de gás e água para consumo público, entre outros. Apesar destas qualidades, o medidor tipo vórtice nem sempre é o melhor medidor de vazão entre os disponíveis no mercado, como os de placa de orifício, tubos de Venturi, bocais, medidores do tipo turbina, medidores do tipo área variável, eletromagnéticos, medidores do tipo diafragma, etc. Segundo KAWAKITA (1992) a escolha mais adequada do tipo medidor deve levar em consideração, certos parâmetros básicos, como: o tipo de fluido a ser medido (gás, líquido, bifásico, sujo ou limpo), suas propriedades (viscosidade, condutibilidade, etc.), as condições de escoamento (estável, variável, pulsante), a pressão e a temperatura do fluido, as vazões mínima e máxima, o local da medição, o custo da instrumentação, os níveis de segurança e de automatização exigidos, a exatidão e a incerteza desejada para a medição.

A Tabela 1.1 mostra alguns dos tipos de medidores de vazão e seu respectivo princípio de funcionamento. A Tabela 1.2, do mesmo modo, mostra as vantagens e desvantagens de alguns dos diferentes tipos de medidores de vazão.



Tabela 1.1 – Tipos de medidores e princípio de funcionamento.

Tipos de Medidores	Princípio de Funcionamento
Placa de Orifício	Uma obstrução é colocada no caminho do escoamento e a pressão é tomada antes e depois da obstrução. A diferença de pressão é usada para calcular a vazão.
Magnético	A vazão é calculada pela medida da voltagem gerada pela condutividade elétrica do fluido que se move através de um campo magnético.
Coriolis	O fluido passa através de um tubo vibrando, causando a torção deste; a intensidade da torção é proporcional ao fluxo de massa.
Massa Térmica	Alguns medidores de massa térmica medem a taxa de calor perdida em um fluido quando um fio termoresistor aquecido é colocado no fluido; outros medem o aumento de temperatura em um fluido, escoando sobre materiais aquecidos.
Canal Aberto	São muitos usados em barragens e rios e calculam a vazão baseado no nível de líquido; alguns usam velocidade, nível, profundidade ou diâmetro para calcular a vazão.
Deslocamento Positivo	O fluido é drenado de dentro de uma cavidade ou de uma quantidade de área conhecida; a vazão é calculada pela contagem de número de vezes que ocorre esta drenagem.
Turbina	Um rotor com pás em forma de hélice gira quando o fluido passa sobre este; a força proporcionada pelo fluido gira as pás; a vazão é proporcional à velocidade de rotação das pás.
Vórtice	Um corpo rombudo, também chamado de <i>shedder</i> , gera vórtices; a vazão é determinada pela contagem em um determinado tempo do número de vórtices gerados.
Ultrassônico	A vazão é calculada medindo o tempo que leva um pulso ultrassônico na forma de uma onda que percorre uma distância especificada.

Tabela 1.2 – Vantagens e Desvantagens de diferentes tipos de medidores de vazão.

Tipo de Medidor	Vantagens	Desvantagens	Utilizados em Indústria	Líquido, vapor ou gás
Placa de Orifício	Baixo custo inicial; tecnologia familiar; fácil de operar.	Sujeito a pulsações; perda de carga; sujeito a desgaste pelo uso.	Química, óleo, gás, refinarias, hidrelétrica.	Todos
Magnético	Acuracidade; não está sujeito a perda de carga; mede a vazão nos dois sentidos e adequado para grandes tubulações.	Requer fluidos condutores.	Química, Água, papel e celulose, bebidas e alimentos.	Líquido
Coriolis	Alta acuracidade, verdadeiro medidor de massa.	Sensível a vibrações, alto custo inicial, inadequado para grandes tubulações.	Química, alimentos, bebidas, refinarias, papel e celulose.	Todos
Massa Térmica	Baixo custo, capacidade de medir fluidos de baixa densidade.	Requer limpeza periódica; não possui alta acuracidade.	Química, água, hidrelétricas e refinarias.	Gás
Canal Aberto	Baixo custo de instalação; simples tecnologia empregada.	Afetado quando a represa e entupida por escombros.	Água, química, refinarias, papel e celulose.	Líquido
Deslocamento positivo	Acuracidade; ampla rangeabilidade.	Sujeito a desgaste; uso limitado para grandes tubulações; requer fluido limpo.	Óleo, gás, refinarias, químicas, papel e celulose.	Líquido e gás
Turbina	Acuracidade; tecnologia extensamente aceita e comprovado.	Partes móveis sujeito a desgaste; fluidos com altas velocidades podem danificar o medidor.	Óleo, gás, refinarias, química, água.	Líquido e gás
Vórtice	Acuracidade; fácil instalação; mede líquido, vapor e gás.	Vibrações podem afetar a acuracidade;	Química, refinaria, hidrelétrica, alimentos e bebidas.	Todos
Ultrassônico	Baixo custo de manutenção; requer fluidos limpos.	Alto custo inicial; alguns modelos requerem fluidos limpos.	Água, química, refinaria, óleo e gás.	Líquidos e gás

1.2 Princípio de Funcionamento dos Medidores de Vazão a Efeito Vórtice

Quando um corpo rombudo (*shedder*) é posicionado perpendicularmente ao escoamento, sob determinadas condições, vórtices são desprendidos alternadamente em ambos os lados do corpo, como representado na Figura 1.1, dando origem à chamada esteira turbilhonária de *Von Kármán*. A frequência de emissão dos vórtices (f) relaciona-se com a velocidade média na seção transversal do escoamento (V) e com a dimensão característica do corpo sólido (d) através do número de Strouhal (St). Observa-se, ainda, que o número de Strouhal (St) pode permanecer constante em uma ampla faixa do número de Reynolds. É nesta faixa de abrangência – Strouhal constante em relação a Reynolds – que operam a maioria dos medidores de vazão a efeito vórtice disponíveis comercialmente. Ou seja, conhecida a frequência de emissão dos turbilhões é possível determinar a vazão do fluido por uma relação linear.

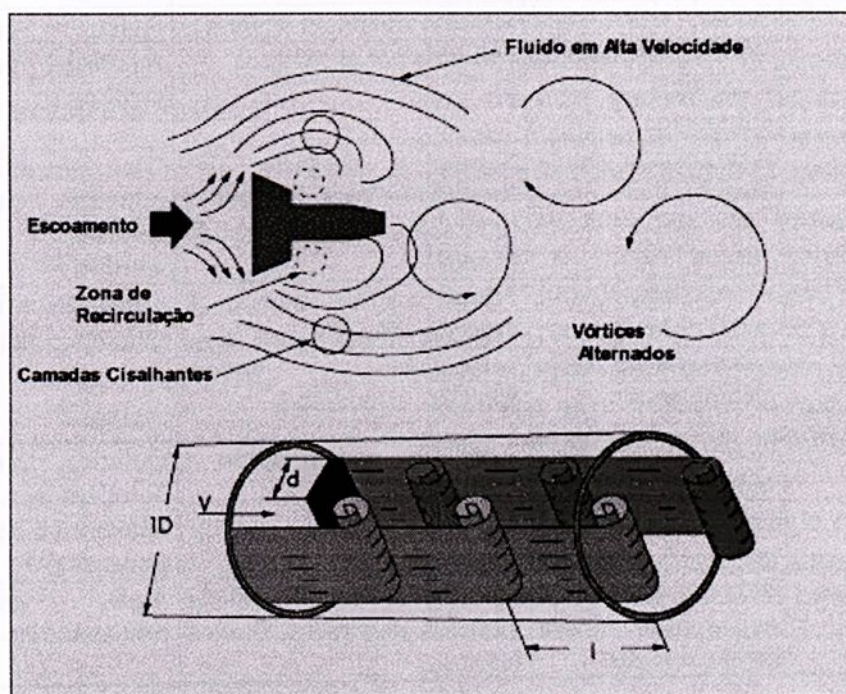


Figura 1.1 – Esquema de geração de vórtice ao redor de um *shedder*.

Os medidores de vazão são compostos basicamente de três componentes: o corpo gerador de vórtice, conhecido como *shedder*, o sensor que capta a frequência de

desprendimento dos vórtices e pelo condicionador de sinais que transmite um sinal de saída que é proporcional à taxa de fluxo.

Geralmente, a estrutura e o *shedder* destes tipos de medidores são fabricados em aço inoxidável ou em ligas a base de níquel, evitando desta forma a deterioração por corrosão, a Figura 1.2 mostra um medidor em corte da marca *Yokogawa*.

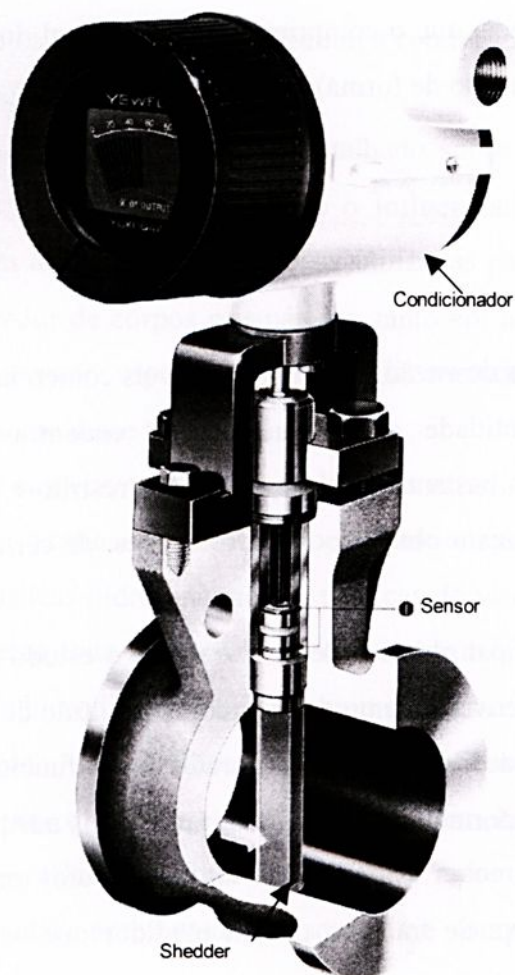


Figura 1.2 – Vista em corte de um medidor de vazão tipo vórtice da marca *Yokogawa*.

Do ponto de vista de projeto, os dois aspectos mais importantes de um medidor de vazão tipo vórtice concentram-se no perfil adotado para o corpo emissor de vórtice e a forma de aquisição do sinal. O maior desafio dos fabricantes, atualmente, é obter uma geometria para o corpo emissor que mantenha as características de precisão, linearidade e ampla faixa de utilização para qualquer tipo de fluido independente da temperatura.

No entanto ainda necessita-se de uma grande quantidade de pesquisas para alcançar o projeto de um *shedder* adequado. Uma série de precauções deve ser tomada no projeto de um *shedder*, a saber:

- A espessura do corpo de prova tem que ser de tal forma que seja uma fração do diâmetro interno do tubo (razão de bloqueio);
- O corpo tem que ter quinas bem definidas à jusante do escoamento para definir, precisamente, a região de separação do escoamento para qualquer nível de vazão;
- Recomenda-se ainda, que o comprimento longitudinal do corpo deva ser múltiplo da sua espessura (razão de forma).

1.3 Objetivos

Embora os medidores de vazão estejam disponíveis comercialmente a cerca de quatro decênios, uma grande quantidade de pesquisa ainda encontra-se sendo desenvolvida, implicando em uma literatura bastante fechada, de acesso restrito e de domínio de empresas privadas, tornando muitas vezes a obtenção de informações, de certa forma imprescindíveis, uma difícil tarefa.

Desta forma, o principal objetivo deste trabalho é o estudo de corpos de perfil não-aerodinâmicos, visando o desenvolvimento de medidores de vazão de fluidos do tipo vórtice.

Conforme mencionado anteriormente, para o bom funcionamento deste tipo de medidor é particularmente importante a definição do perfil mais adequado ao corpo rombudo, dispositivo cuja função é promover a geração de um esteira uniforme e sensível de vórtice. Assim, a linearidade e a faixa de trabalho de um medidor que se utiliza deste fenômeno dependem fundamentalmente do projeto do corpo rombudo.

Como ainda, não existe disponível a formulação de um método teórico claro de projeto baseado em uma modelagem matemática, propôs-se a utilização do sinal de frequência de emissão de vórtices como uma fonte de informação da qualidade do corpo rombudo, isto é de sua capacidade de gerar vórtices fortes e regulares.

Para esta finalidade, a ferramenta básica utilizada na caracterização e análise dos fenômenos turbulentos provocados por cada perfil avaliado foi a técnica de anemometria de fio quente que permite a avaliar a qualidade e a frequência de emissão de vórtices.



1.4 Estrutura deste Trabalho

O conjunto de informações que constitui o corpo principal deste trabalho encontra-se organizado em 5 capítulos. Para não interromper a leitura corrente do texto, outras informações complementares na forma de apêndices, foram agrupadas no final do texto.

Neste capítulo introdutório, é feito um levantamento sobre os medidores de vazão, onde é dada ênfase aos medidores de vazão a efeito vórtice e seus principais componentes, mostrando a motivação e os objetivos que nortearam a condução deste trabalho, assim como a maneira com que este documento foi estruturado.

No Capítulo 2 é realizado um estudo detalhado sobre os medidores de vazão tipo vórtice destacando suas qualidades, fatores que o influenciam entre outros. E, também, realizada uma abordagem ampla sobre as técnicas utilizadas para obtenção da frequência de emissão de vórtices ao redor de corpos prismáticos, tanto em laboratórios de pesquisa como na indústria, dando-se atenção especial à técnica de anemometria de fio quente, que é utilizada no desenvolvimento deste trabalho.

O Capítulo 3, por sua vez, trata das metodologias experimentais empregadas durante a realização deste trabalho, explicando o princípio de funcionamento do túnel hidrodinâmico, bem como suas características hidrodinâmicas e técnicas de visualização utilizadas. Também é mostrado detalhadamente toda a bancada de ensaios para ar, mostrando sua construção, operação e características hidrodinâmicas, bem como os acessórios desenvolvidos para tornar possível sua operação, como, tubo de Pitot, manômetro e calibrador de sondas de fio quente.

O Capítulo 4 forma o núcleo central desta dissertação, contendo a totalidade dos resultados experimentais, relativos ao escoamento ao redor dos modelos estudados. Os resultados obtidos são, então, apresentados, discutidos e comparados com dados de outros autores.

Finalmente, o Capítulo 5 condensa as principais conclusões e observações expressas nos capítulos precedentes, e apresenta, ainda, algumas sugestões e recomendações para futuros trabalhos.

Após as referências bibliográficas, são incluídos três apêndices contendo informações úteis à compreensão do presente trabalho.

O Apêndice A apresenta a dedução da Lei de King, utilizada para correlacionar os dados obtidos nos ensaios de calibração da sonda de filme quente empregada. O Apêndice B mostra em detalhes o calibrador de sondas de fio quente construído. Por fim, o Apêndice C

apresenta o cálculo das incertezas experimentais de todos os parâmetros envolvidos no trabalho. Os valores obtidos foram considerados na análise dos resultados, embora isto não apareça explicitamente no texto.



Revisão Bibliográfica

2.1 Estudo Preliminar do Escoamento ao Redor de Perfis Não-aerodinâmicos e Aplicação em Medidores de Vazão Tipo Vórtice

 O estudo de escoamentos ao redor de corpos com perfis não aerodinâmicos tem fascinado os pesquisadores por um longo período de tempo, devido à sua complexidade intrínseca e a importância destes escoamentos em muitos casos práticos da engenharia, tais como: o projeto de estruturas de torres, pontes suspensas, chaminés, trocadores de calor, medidores de vazão, diferentes veículos, edifícios, dentre outros.

Os primeiros registros científicos do fenômeno de formação de vórtices de que se tem notícia foram feitos por volta de 1513 por LEONARDO DA VINCI, que produziu desenhos esquemáticos acerca do fenômeno em diferentes escoamentos – Figura 2.1. É interessante ressaltar que, apesar dos desenhos de DA VINCI serem bastante realísticos, ele não observou que os vórtices produzidos na esteira de um corpo rombudo eram emitidos alternadamente em ambos os lados do corpo.

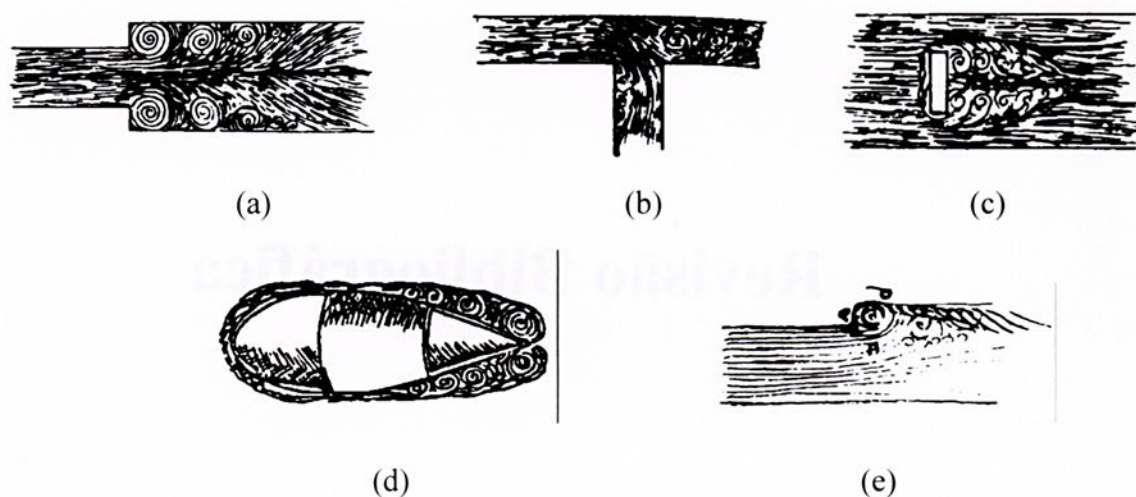


Figura 2.1 – Exemplos de alguns dos esboços do fenômeno de geração de vórtices de DA VINCI.

Em 1878, VICENC STROUHAL, com o seu histórico estudo da harpa eólica, determinou a frequência de emissão de vórtices, com auxílio de um diapasão. Após STROUHAL, muitos outros trabalhos de natureza teórica e experimental se sucederam. Por volta de 1912, THEODOR VON KÁRMÁN apresentou a sua célebre teoria referente a esteiras de vórtices emitidos por corpos rombudos, a qual ficou conhecida como *estrada de vórtices de VON KÁRMÁN*. A modelagem matemática proposta por VON KÁRMÁN supunha a existência de duas fileiras infinitas e paralelas de vórtices de espaçamento (b) entre fileiras e de espaçamento (a) entre vórtices, com vorticidade de sinais opostas (k) e $(-k)$, como mostra a Figura 2.2.

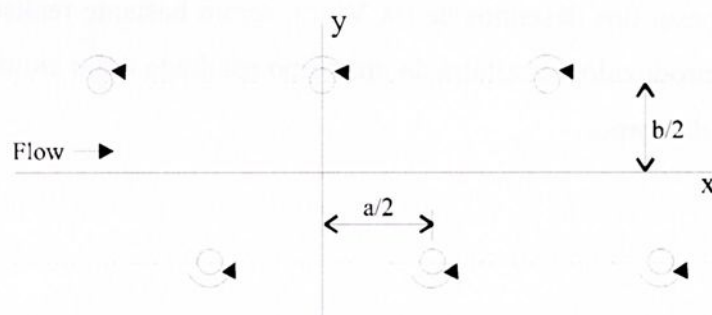


Figura 2.2 – Esquema da modelagem da esteira de vórtices de VON KÁRMÁN.

VON KÁRMÁN, baseando-se na teoria de escoamento potencial, deduziu que os vórtices são convectados com velocidade (V_{VK}), dada por

$$V_{VK} = \frac{k\pi}{a} \tanh \frac{\pi b}{a} \quad (2.1)$$

Para satisfazer à condição de estabilidade da esteira, VON KÁRMÁN determinou que a relação entre (a) e (b) deve ser constante, tal que

$$\frac{b}{a} = 0,281 \quad (2.2)$$

Uma análise, em detalhes, sobre os estudos teóricos de VON KÁRMÁN é encontrado nas referências de LAMB (1945) e MILNE-THOMSON (1938). É interessante ressaltar que na literatura existente observa-se um permanente desacordo entre resultados teóricos de VON KÁRMÁN e os obtidos experimentalmente, com referência à relação (b/a), VIEIRA *et al.* (1996).

Por volta de 1915, RAYLEIGH introduziu a relação adimensional conhecida como número de Strouhal (St), dado pela relação.

$$St = \frac{f \cdot d}{V_{\infty}} \quad (2.3)$$

onde (f) é a frequência de emissão de vórtices, (d) é o comprimento característico, e (V_{∞}) é a velocidade da corrente livre não perturbada.

Para uma grande faixa do número de Reynolds, o número de Strouhal pode ser considerado constante, implicando numa relação linear entre a frequência de emissão de vórtice e a velocidade da corrente livre não perturbada.

Definindo-se o número de Reynolds como a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas, tem se:

$$\frac{\text{Força de Inércia}}{\text{Força Viscosa}} \propto \frac{\rho u \partial u / \partial x}{\mu \partial^2 u / \partial y^2} \quad (2.4)$$



A velocidade (u) em qualquer ponto do campo de velocidade é proporcional a velocidade (V_∞). O gradiente de velocidade ($\partial u / \partial x$) é proporcional a (V_∞ / d), enquanto ($\partial^2 u / \partial x^2$) é proporcional a relação (V_∞ / d^2). Portanto, a relação entre as forças de inércia e forças viscosas toma a forma:

$$\frac{\text{Forças de Inércia}}{\text{Forças Viscosas}} = \frac{\rho u \partial u / \partial x}{\mu \partial^2 u / \partial y^2} = \frac{\rho V_\infty^2 / d}{\mu V_\infty / d^2} = \frac{\rho V_\infty d}{\mu} = \frac{V_\infty d}{\nu} \quad (2.5)$$

e o número de Reynolds (Re) pode ser escrito da seguinte maneira:

$$Re = \frac{\rho V_\infty d}{\mu} = \frac{V_\infty d}{\nu} \quad (2.6)$$

onde (μ) é a viscosidade dinâmica e (ν) a viscosidade cinemática.

Deste modo, quando diferentes escoamentos com semelhança geométrica e cinemática tiverem o mesmo número de Reynolds, estes terão semelhança dinâmica entre si.

Para baixos números de Reynolds ($Re < 1$), os termos de viscosidade são preponderantes e o comportamento do escoamento é determinado basicamente pela ação das forças viscosas. Deste modo, as linhas de corrente tendem a contornar perfeitamente o objeto sólido. No caso de um cilindro circular, o escoamento assume configuração longitudinalmente simétrica. Para número de Reynolds mais elevados, observa-se a formação da bolha de recirculação, que pode ser visualizada, na faixa de $3-4 < Re < 40-50$, na Figura 2.3(a-d).

Aumentando-se ainda mais o número de Reynolds a bolha de recirculação deforma-se, Figura 2.3(e), e a esteira torna-se instável, perdendo sua simetria longitudinal. Um novo aumento do Reynolds provoca a ocorrência do descolamento da camada limite, onde em determinadas condições, os vórtices são emitidos alternadamente de ambos os lados do objeto, dando origem a chamada esteira turbilhonaria de VON KÁRMÁN, Figura 2.3(f).

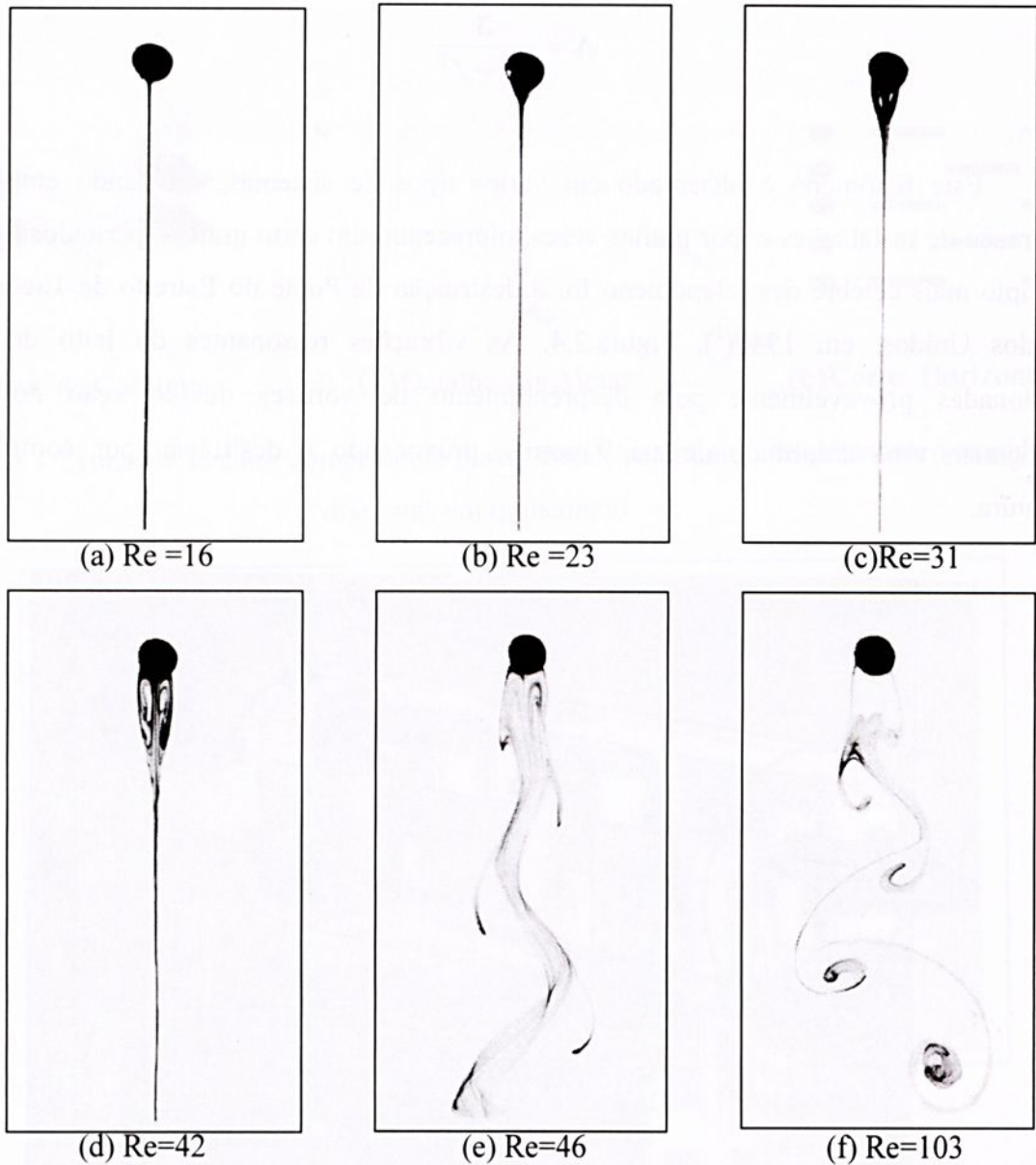


Figura 2.3 – Visualização do escoamento ao redor de um cilindro circular em diferentes números de Reynolds (GONÇALVES & VIERA, 1998) .

A emissão alternada dos vórtices gera sobre o corpo forças de sustentação de natureza cíclica, tendendo a fazê-lo vibrar. Quando a taxa de produção dos turbilhões (f) se aproxima demasiadamente da frequência natural do obstáculo (f_n), ocorrerá ressonância, gerando vibrações de amplitude (A) crescente, não importando a intensidade da força de excitação ($\mathfrak{F}$) induzida pelo escoamento, como se deduz da equação 2.7.

$$\Lambda = \frac{\Im}{f_n^2 - f^2} \quad (2.7)$$

Este fenômeno é observado em vários tipos de sistemas, colocando em risco a segurança de instalações e, por muitas vezes, oferecendo um certo grau de periculosidade. O exemplo mais célebre deste fenômeno foi à destruição da Ponte do Estreito de Tacoma nos Estados Unidos, em 1940⁽¹⁾, Figura 2.4. As vibrações ressonantes do leito da ponte, ocasionadas provavelmente pelo desprendimento de vórtices devido ação do vento, alcançaram uma amplitude de até 9 metros, provocando a destruição por completo da estrutura.



Figura 2.4 – Ponte do Estreito de Tacoma momentos antes de sua destruição.

O estudo exaustivo dos pesquisadores para plena compreensão do fenômeno de emissão de vórtices permitiu sua aplicação de forma útil para a melhoria dos processos de troca de calor, Figura 2.5, e na medição de vazão de fluidos, Figura 2.6.

¹ Maiores informações <http://www.me.utexas.edu>

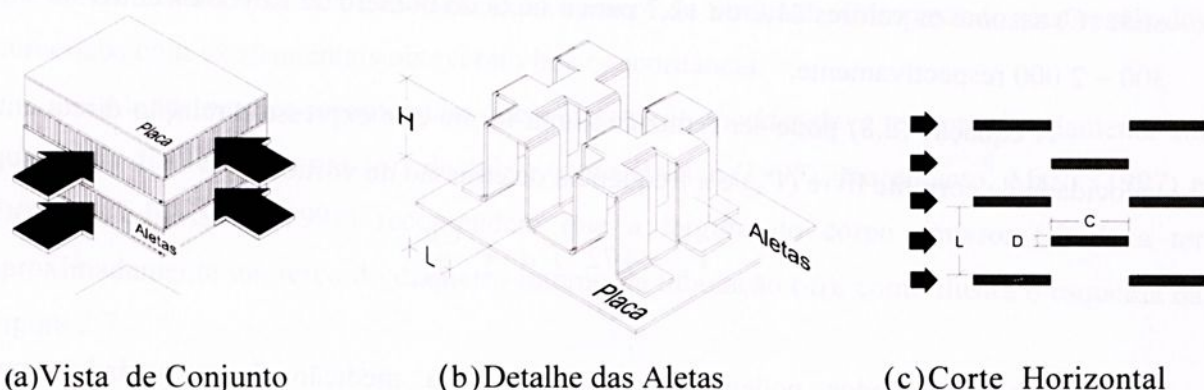


Figura 2.5 – Trocador de calor compacto de placas paralelas, munido de aletas interrompidas dispostas em quincôncio.

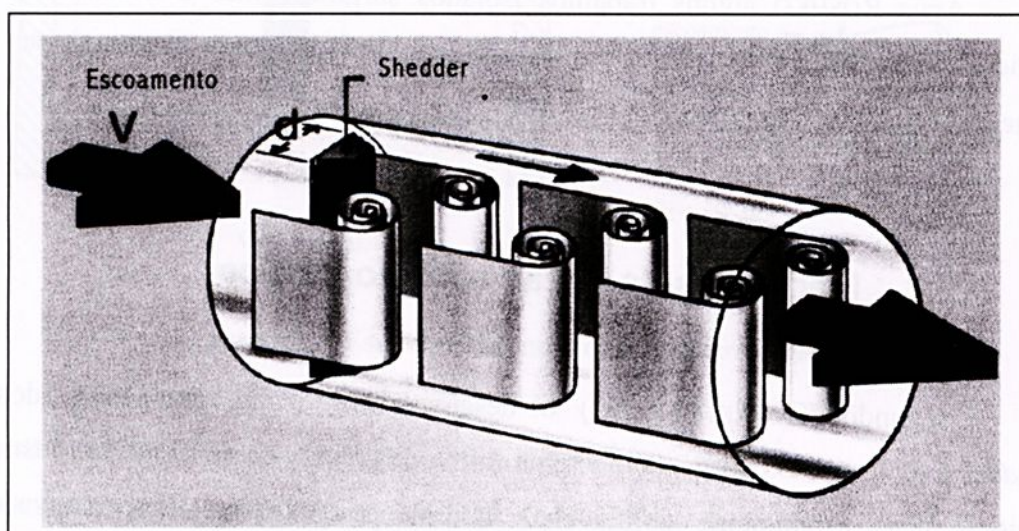


Figura 2.6 – Medidor de vazão a efeito vórtice.

A idéia da construção de um medidor de vazão tipo vórtice baseado na correlação entre o número de Strouhal e a velocidade média do escoamento, foi inicialmente proposta por ANATOL ROSHKO, em 1953 – OWER & PANKHURST (1977). ROSHKO estudou a emissão de vórtices ao redor de cilindros circulares e estabeleceu uma relação funcional entre (St) e (Re). Os resultados de ROSHKO para um grande número de observações (válido somente para cilindros circulares e com uma elevada razão entre o comprimento e o diâmetro) é representado pela equação:

$$St = 0.212 \left(1 - \frac{C}{Re} \right) \quad (2.8)$$

onde (C) assume os valores 21,2 ou 12,7 para a faixa do número de Reynolds entre 50 – 150 e 300 – 2.000 respectivamente.

A equação (2.8) pode ser reduzida numa forma que expressa a relação direta entre a velocidade da corrente livre (V_∞) e a frequência de emissão de vórtices (f)

$$V_\infty = 4.72 \ f \ d + \frac{C\mu}{d\rho} \quad (2.9)$$

Estes resultados podem ser utilizados para medição de velocidades, apenas utilizando-se um cilindro circular inserido no escoamento e medindo-se a frequência (f) de emissão de vórtices.

Após ROSHKO alguns trabalhos isolados surgiram, mas o desenvolvimento deste medidor em nível industrial se deu apenas em 1968, quando passou a ser produzida pioneiramente pela *Yokogawa*.

2.2 Medidores de Vazão a Efeito Vórtice

Segundo KAWAKITA (1992) o desenvolvimento das geometrias dos diferentes *shedder* é realizado experimentalmente na forma de tentativa e erro, que se mostra demorada, custosa e não totalmente confiável. Muitos pesquisadores têm realizado inúmeros experimentos em laboratório visando o estudo de um melhor *shedder*, como é o caso de BENTLEY *et al* (1996) o qual analisou a influência da turbulência na repetibilidade dos medidores tipo vórtice. Utilizando um túnel aerodinâmico para diferentes níveis de turbulência e velocidade fixas, BENTLEY ensaiou geometrias triangulares e retangulares combinadas duas a duas, em série, notando que para determinadas combinações, houve uma melhora considerável na repetibilidade dos vórtices. No entanto, do ponto de vista teórico, sabe-se que o método mais correto para obter um *shedder* capaz de gerar vórtices fortes e regulares, baseia-se na construção de modelos matemáticos abrangendo todos os fatores importantes relacionados à geração dos vórtices, isto está se tornando possível graças aos programas do tipo C.F.D. (*Computer Fluid Dinamic*). Um exemplo disso é o trabalho de LAVANTE *et al*. (1999) que utilizando um programa que é fundamentado na formulação de volumes finitos, simulou alguns *shedder* visando a sua otimização, e propondo geometrias

que apresentavam uma boa estabilidade do número de Strouhal. Comparando seus resultados numéricos com experimentais obtiveram boa concordância.

Alguns autores recomendam que a largura do *shedder* deve ter aproximadamente um quarto do diâmetro interno (d_i) do tubo, como BASILE (1995). No entanto, MENZ (1997) e FIGLIOLA & BEASLEY (1991) recomendam que a largura do corpo emissor (d) deva ter aproximadamente um terço do diâmetro interno da tubulação (d_i), como ilustra o esquema da Figura 2.7.

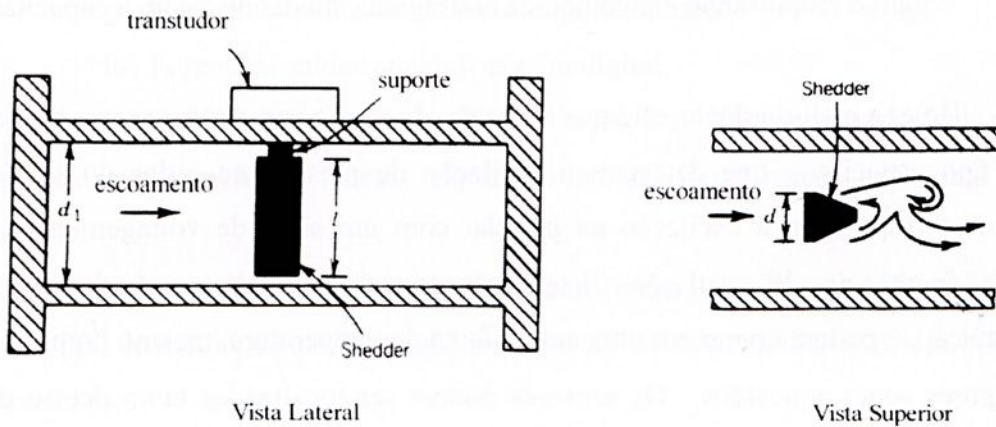


Figura 2.7 – Esquema das medidas de um *shedder*.

onde $d/l \approx 0.3$ e $d/d_i \approx 0.3$.

Outro fator importante no projeto de um medidor de vazão à efeito vórtice é o desenvolvimento de sensores que detectam a presença dos vórtices. Segundo BASILE (1995), existem basicamente, duas formas de detecção dos vórtices em medidores comerciais, a saber:

- Sensoriamento da variação da velocidade local devido a presença dos vórtices. Os primeiros sensores deste tipo foram os térmicos, cujo princípio de funcionamento de detecção dos vórtices é baseado na variação da transferência de calor de um resistor aquecido em função da variação de velocidade que ocorre localmente. Outro tipo que vem sendo usado são os sensores que utilizam os princípios ultrassônicos, onde um feixe de ultra-som, passando de um lado ao outro do tubo através do fluido na região de formação dos vórtices, será modulado pelos mesmos em função da variação de velocidade local.
- Sensores que detectam as variações da pressão local. Podemos destacar três formas, o primeiro consiste numa pequena bola ou disco preso a uma haste, imerso

na esteira, a jusante do corpo de prova, que transmite a um transdutor magnético as ações alternadas provocadas pelos vórtices. O segundo tipo de sensor consiste de uma pequena barra colocada em balanço após o *shedder*, munido de um *strain-gage* montado em seu interior, para detectar as flexões sofridas pela barra. Finalmente, o terceiro tipo de sensor mede as variações de pressão na superfície do corpo. Um par de diafragmas soldados em lados opostos do *shedder* cria uma célula capacitiva com óleo em seu interior para agir como dielétrico. Os vórtices agirão empurrando e puxando os diafragmas, mudando assim a capacitância.

Hoje, a maioria dos medidores de vazão do tipo vórtice usam sensores piezoelétricos e do tipo capacitivo, que detectam a oscilação de pressão ao redor do *shedder*. Estes detectores respondem à oscilação na pressão com um sinal de voltagem de saída com a mesma frequência da oscilação. Estes sensores são modulares, de baixo custo, fácil substituição, e podem operar em uma ampla faixa de temperatura, mesmo líquidos criogênicos ou vapores super aquecidos. Os sensores podem ser localizados tanto dentro dos *shedder* quanto externamente. Os sensores externos são mais utilizados devido ao seu baixo custo de manutenção, embora os sensores internos tenham melhor faixa de abrangência de medição e sejam menos sensíveis às vibrações impostas da tubulação.

2.2.1 Vantagens e Desvantagens

Os medidores de vazão a efeito vórtice têm tido uma considerável aceitação pelo mercado. Suas principais vantagens e desvantagens segundo KAWAKITA (1992), WOLOCHUK *et al* (1996), MERRETT (1995), GONÇALVES & VIERA (1999) são:

Vantagens:

- a-) A grande maioria dos modelos de medidores disponíveis comercialmente não possui partes móveis.
- b-) Geralmente, podem medir tanto gases quanto líquido, limpos ou relativamente sujos, eletricamente condutores ou não. Sua aplicação para medição de alguns escoamentos bifásicos é possível.

c-) Desempenho pouco influenciado pela densidade, pressão, viscosidade e temperatura do fluido.

d-) A pressão máxima de operação é da ordem de 27 MPa e a faixa de temperaturas de trabalho é bastante abrangente indo de -200°C a 430°C .

e-) Possuem uma ampla faixa de operação de vazão.

f-) Possuem uma elevada linearidade e repetibilidade.

g-) Boa estabilidade do sinal ao longo do tempo.

h-) Fornecem saídas analógicas e/ou digital.

i-) Calibração não é sujeita a derivação e é bastante reprodutível, uma vez mantidas as dimensões físicas, não sendo necessária calibração individual de cada sensor.

j-) Mantendo as similaridades geométricas, a calibração de um diâmetro nominal de medidor possibilita que a calibração de outros diâmetros seja obtida com exatidão.

n-) Nas bitolas reduzidas, abaixo de 200 mm, os medidores do tipo vórtice podem ser economicamente mais viáveis do que os medidores por placas de orifício com transdutores de pressão diferencial.

l-) Podem ser fabricados para operação segura em áreas de risco e com a utilização de materiais resistentes à corrosão.

m-) A instalação é relativamente simples, podendo operar com qualquer orientação de seu eixo, como na horizontal, na vertical, de baixo para cima, de cima para baixo ou mesmo inclinado.

n-) Preços competitivos com outros medidores, em termos de custo de instalação, calibração, operação e de manutenção.

Desvantagens:

a-) Na extremidade inferior da faixa de trabalho, i.e. para vazões muito pequenas, existe uma limitação fundamental na medida em que os vórtices se tornam irregulares e instáveis na região de números de Reynolds reduzidos.

b-) Nos medidores de diâmetro pequeno e na extremidade inferior de suas faixas de trabalho, pode haver uma limitação, mesmo na presença de vórtices



regulares. Esta limitação tem como causa a falta de sensibilidade do detector e da eletrônica associada, que nem sempre consegue detectar sinais de baixa amplitude.

c-) Na extremidade superior da faixa de operação, as medições de vazão de líquidos realizadas sob baixa pressão podem ser afetadas pelo fenômeno da cavitação do corpo gerador de vórtices.

d-) Para medição de vazão de gases, os problemas podem surgir em velocidades extremamente elevadas devido aos efeitos de compressibilidade e acústico. Nesse caso, se a dimensão da tubulação for da mesma ordem do comprimento de onda da frequência de geração dos vórtices, podem ocorrer ondas estacionárias no interior da linha com prejuízo à calibração do medidor.

e-) Os efeitos de escoamentos pulsantes e a presença de altos níveis de vibração não foram ainda totalmente investigados, porém, claramente haveria uma perigosa interferência de fases se a frequência de pulsação e/ou vibração se sobrepusesse à faixa de frequência de geração de vórtices.

f-) Em bitola maiores, acima de 203 mm, as vantagens econômicas sobre as placas de orifício com transmissores de pressão tendem a diminuir e os medidores vão se tornando relativamente mais caros.

g-) A perda de carga global de um medidor do tipo vórtice é comparável ao de um medidor do tipo turbina, sendo um pouco menor do que a de uma placa de orifício com relação de diâmetros da ordem de 0,7. Porém, claramente, não se compara favoravelmente com um medidor de vazão do tipo eletromagnético cuja perda de carga imposta ao escoamento é praticamente desprezível.

h-) A exemplo do que ocorre em uma placa de orifício, um medidor do tipo vórtice pode fornecer leituras inexatas se o escoamento na seção de medição for girante ou mesmo se não possuir um perfil de velocidades totalmente desenvolvido. Normalmente, são exigidos trechos de 10 diâmetros de tubulação a montante e 5 a jusante do medidor para a estabilização do escoamento. Em alguns casos o trecho reto a jusante pode ser reduzido para 4 diâmetros e em outros aumentando para 40 diâmetros.



2.2.2 Fatores que Influenciam no Desempenho dos Medidores de Vazão Tipo Vórtice

Existe uma série de fatores que podem afetar diretamente no desempenho dos medidores de vazão tipo vórtice. Abaixo estão relacionados alguns destes fatores, estudados por vários autores na literatura, a saber:

a-) Turbulência: WOLOCHUK *et al* (1994) investigou os efeitos da turbulência sobre a frequência de emissão de vórtices para quatro tipos de geometrias (três triângulos, sendo dois equiláteros e um reto e um quadrado), para números de Reynolds situados entre $480 < Re < 83000$. Os ensaios foram conduzidos em um túnel aerodinâmico com intensidade turbulenta residual na seção de ensaios inferior a 0,7%. Para variar o nível de turbulência os autores utilizaram três telas com diferentes diâmetros dos fios e graduação de malhas, sendo possível obter uma variação de 2,5% a 10% no nível de turbulência residual na seção de testes. Para níveis de intensidade turbulenta 2,5% o número de Strouhal caiu cerca de 15% e, para níveis de turbulência compreendidos entre 2,5% a 10%, foi observado um decréscimo de 12,6%. Assim, este trabalho comprovou que se um medidor de vazão do tipo vórtice for calibrado em um escoamento com baixos níveis de turbulência e for utilizado em um escoamento com níveis consideráveis, suas medidas poderão apresentar erros sensíveis. Assim, a calibração deste tipo de medidor deve ser realizada em condições de turbulência próximas das encontradas pelo escoamento em seu local de operação.

b-) Características do Shedder: Este é o principal fator que deve ser levado em consideração no desenvolvimento do projeto de um medidor de vazão do tipo vórtice, pois a forma do *shedder* influencia diretamente na qualidade do sinal e na frequência de emissão dos vórtices. Além dos cuidados de projeto mencionados anteriormente, outros fatores devem ser levados em consideração. Por exemplo, a deposição de impurezas contidas em determinados fluidos alteram o acabamento superficial do *shedder* e até mesmo o seu *design*, que poderá acarretar significativas distorções na qualidade do sinal. Um exemplo é o trabalho de MENZ (1997), que captou os sinais em um fluido que proporcionava a deposição de partículas no *shedder* e em escoamentos bifásicos. MENZ (1997) mostrou que, utilizando um medidor de vazão do tipo vórtice convencional, os sinais obtidos foram distorcidos, deste modo adotando uma maneira inteligente, combinou o resultado de duas formas de aquisição de sinais, o método convencional que capta a frequência de emissão de vórtices para o cálculo da



vazão mais o que capta o tempo de transito dos vórtices. O autor construiu um sistema que apresentou um excelente desempenho para uma ampla faixa de medidas, e comparando com o medidor de vórtice convencional, este apresentou uma melhora de 8-10 vezes na acuracidade e um desempenho considerável na aquisição dos sinais para escoamento bifásico e em fluidos onde o *design* do *shedder* original fora modificado pela deposição de impurezas.

c-) Posição do Sensor em relação ao Shedder : O tipo do sensor utilizado afeta diretamente na qualidade do sinal obtido, bem como a posição de instalação do sensor. PANKANIN *et al.* (1995) estudou três tipos de sensores colocados de quatro formas diferente, a saber:

- Sensor piezoelétrico *strain gage* aderido na barra;
- Sensor piezoelétrico colocado nos lados laterais do corpo;
- Sensor piezoelétrico colocado dentro do corpo;
- *Strain gage* de resistência aderido na barra;

Neste estudo, corpo de prova constituía-se de um cilindro circular de 13 mm de diâmetro, e quando o autor utilizou um sensor piezoelétrico, foi necessário, que este tipo de sensor fosse instalado em um cilindro de base quadrada de 13 mm. Entre os sensores estudados pelo autor o que apresentou melhor qualidade no sinal foi o sensor do tipo piezoelétrico *strain gauge* aderido na barra, onde para baixas taxas de vazões mostrou visíveis melhoras.

d-) Vibrações: Vibrações nas tubulações podem induzir movimentos vibrantes no corpo, afetando, deste modo, o desprendimento de vórtices. Um trabalho interessante que analisa este fator é o de MIAU *et al.* (1999), que, utilizando um túnel hidrodinâmico com seção de teste circular, ensaiou um *shedder* em forma de T. A frequência de emissão foi obtida com um sensor piezoelétrico instalado internamente ao corpo. As vibrações induzidas na tubulação com uma massa de ferro ou com um martelo de mão foram controladas com acelerômetros instalados diretamente nas paredes da tubulação. O primeiro ensaio foi realizado com um sensor piezoelétrico instalado em uma cavidade interna do corpo, colado apenas com uma cola *epoxy*, ficando, deste modo, sensível a qualquer vibração na tubulação e conseqüentemente dando erros de medidas consideráveis. Uma vez que o sensor seja fixado com um filme fino de silicone, observou-se uma melhora considerável na performance de aquisição do sinal eliminando parte dos ruídos não desejáveis. Uma outra forma para melhorar o desempenho do sensor fixado com *epoxy* é a instalação de um filtro passa baixo

entre o sensor o amplificador de sinal. Os ensaios de MIAU *et al.* (1999) foram realizados também utilizando-se ar como fluido de trabalho. Para os dois tipos de fluido, o sensor fixado com filme de silicone mostrou melhores resultados. Os autores também utilizaram a visualização de escoamentos para obter resultados qualitativos do movimento do fluido ao redor do *shedder* ensaiado.

2.3 Obtenção Experimental da Frequência de Emissão de Vórtices

Em 1878, VICENZ STROUHAL, realizou uma série de experimentos utilizando um dispositivo conhecido como harpa eólica, que consiste simplesmente de uma série de fios de diferentes diâmetros dispostos adequadamente em uma corrente de vento natural. O vento ao incidir sobre os fios, provoca o fenômeno de emissão dos vórtices. A emissão dos vórtices, por sua vez, excita os fios a vibrarem na mesma frequência com que os vórtices são emitidos. A frequência produzida pelo som depende unicamente da velocidade de incidência da corrente de vento e do diâmetro da cordal. Com o auxílio de uma caixa de ressonância é possível ouvir claramente o som provocado pela vibração dos fios. A frequência dos vórtices pode ser determinada simplesmente com o auxílio de um diapásão. É interessante ressaltar que os dados obtidos por STROUHAL são muito próximos aos obtidos por ANATOL ROSHKO em 1954 com o auxílio de anemometria de fio quente.

Desde o celebre experimento de STROUHAL, vários outros métodos para emprego em laboratório, tem sido propostos para determinação desta frequência.

2.3.1 Medidas das Flutuações de Pressão da Esteira Turbilhonaria

No trabalho de MODI & DIKSHIT (1975), realizado em um túnel aerodinâmico de seção $0,91\text{ m} \times 0,69\text{ m}$, com velocidade entre $1,2 - 45,7\text{ m/s}$ e com índices de turbulência relativa inferiores a $0,1\%$, obteve a frequência de desprendimento de vórtices para quatro cilindros elípticos. A técnica utilizada consistia na determinação das flutuações de pressão da esteira de vórtices obtidas com auxílio de um transdutor de pressão modular *Barocel*, desenvolvido pela Datametries Inc. de Waltham, Massachusetts. Ao *Barocel* foi conectada uma sonda em

forma de disco de 0,006 m de diâmetro montada sobre uma agulha hipodérmica de 0,025 m de comprimento, conectada a uma haste de 0,36 m de comprimento por 0,006 m de diâmetro, posicionada transversalmente no escoamento sendo possível obter as variações cíclicas de pressão na esteira de vórtices e determinar a frequência de emissão de vórtices através da análise espectral do sinal obtido. Os autores observaram que variando o ângulo de ataque do corpo de prova estudado ocorreu variações nas flutuações de pressão da esteira de turbilhões e conseqüentemente na frequência de emissão de vórtices.

2.3.2 Monitoramento Direto das Flutuações das Forças de Sustentação

Esta técnica utilizada por vários autores mostrou ser relativamente simples e pode-se obter resultados com excelente qualidade, como VICKERY (1966), utilizando um túnel aerodinâmico subsônico com seção de teste quadrada de $2,1 \text{ m} \times 2,1 \text{ m}$. Seu modelo era constituído de um cilindro quadrado de seção $0,15 \times 0,15 \text{ m}$ posicionado transversalmente ao escoamento. O corpo ensaiado foi sustentado por uma armação de aço vertical presa na parte inferior da seção de testes e isolados por meio de amortecedores de borracha. Dentro do corpo de prova foi adequadamente instalado um sensível dinamômetro sustentado por suportes elástico. Um sistema de medida de força por *strain gages* permite a obtenção da variação temporal da força de sustentação. A análise espectral do sinal obtido foi feita com um analisador de baixa frequência, com uma amostra de 1000 ciclos de desprendimento, o que deu uma acuracidade aceitável para pequenas faixas de amplitude próximas à frequência de STROUHAL.

SARPKAYA & KLINE (1982), por sua vez, utilizaram um túnel de água vertical com 3,66 m de altura e com seção de testes de $0,61 \times 0,61 \text{ m}$. Foram ensaiados quatro tipos diferentes de geometrias para um número de Reynolds compreendido entre $20.000 < Re < 30.000$. Os sinais gerados foram capturados por três tradutores de força instalados na parede da seção de testes, próximos à extremidade do corpo de prova, produzindo sinais de força e momento com ruído minimizado.

As Figuras 2.8a e 2.8 b mostram o coeficiente de arrasto (C_d) e o coeficiente de sustentação (C_L) versus o tempo adimensional para um cilindro circular. As flutuações de ambos os coeficiente possuem uma frequência dominante igual a frequência de emissão de vórtices.

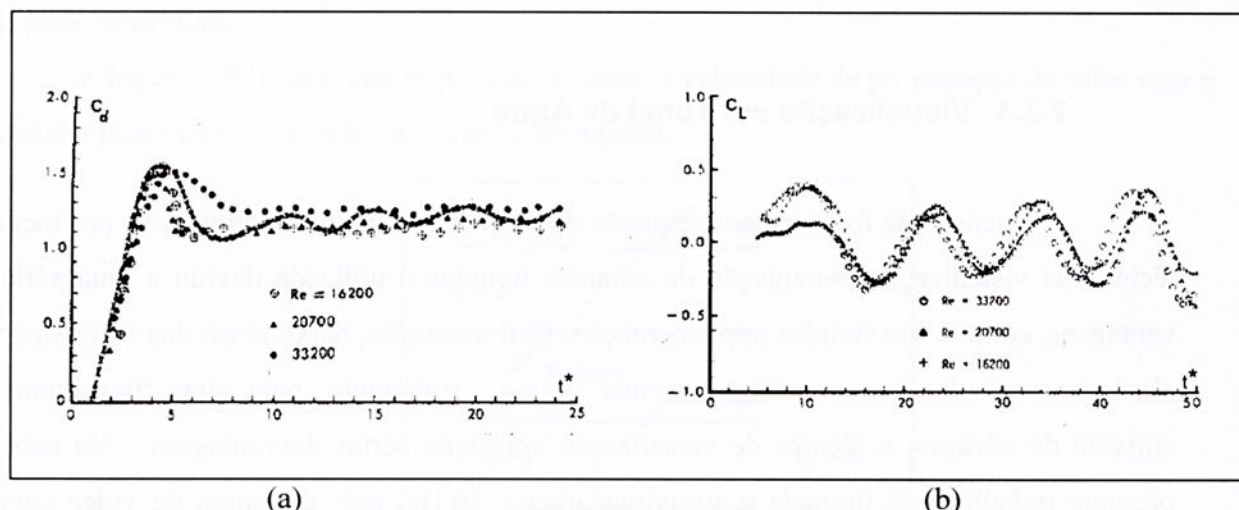


Figura 2.8 – (a) Coeficiente de arrasto (C_d) e (b) coeficiente de sustentação (C_L) para um cilindro circular em função do tempo adimensional (t^*) - SARPAKAYA & KLINE (1982).

2.3.3 Transdutores de Pressão Instalados no Corpo de Prova

OBASAJU (1983) aplicou esta técnica em um túnel aerodinâmico de circuito fechado de baixa velocidade e com seção quadrada de $0,92 \times 0,92 \times 4,9$ m de comprimento, com níveis de turbulência inferiores a 0,04%. O corpo de prova utilizado foi um cilindro quadrado de 0,051 m. O transdutor de pressão foi montado dentro do corpo de prova coletando os sinais da pressão exercida do escoamento sobre a superfície do corpo ensaiado. A análise espectral do sinal de pressão permitiu a determinação da frequência de emissão dos vórtices.

BEARMAN & TRUEMAN (1972) também em um túnel aerodinâmico, fazendo o uso de transdutores de pressão montados sobre a superfície do corpo de ensaio, obteve a frequência de emissão de vórtices para vários cilindros retangulares. Neste caso, os modelos tinham sua altura fixada em 0,03 m e sua largura variando de 0,006 m a 0,036 m. Na parte de maior tamanho foram feitos 5 tomadas de pressão com 5 mm de distância entre estas, e no lado menor uma tomada no centro. Os autores também fizeram o uso da visualização de escoamentos em um túnel hidrodinâmico para as mesmas geometrias ensaiadas no túnel aerodinâmico, e observaram que quanto maior a razão de forma, maior a distância de formação dos vórtices, maior a difusão da camada cisalhante e conseqüentemente maior a

espessura do vórtice no momento da sua formação. Segundo os autores este fenômeno pode influenciar na frequência de emissão de vórtices.

2.3.4 Visualização em Túnel de Água

A obtenção da frequência de emissão de vórtices em meio hidrodinâmico por meio da técnica de visualização por injeção de corantes líquidos é utilizada devido a uma série de vantagens, como a sua simples implementação, fácil manuseio, baixo custo dos equipamentos aliado a resultados bem satisfatórios entre outros. Entretanto, para altas frequências de emissão de vórtices, a técnica de visualização apresenta certas desvantagens. No caso do presente trabalho está limitada a aproximadamente 10 Hz, pois a câmera de vídeo captura somente 30 fps (*frames* por segundo) limitando o estudo a números de Reynolds não muito elevado, caso contrário para frequências de emissão de vórtices mais elevadas seria necessário a aquisição de uma câmera que possa capturar algumas centenas de *frames* por segundo inviabilizando a implementação desta técnica devido ao alto preço destes equipamentos. Fazem o uso desta técnica VIEIRA *et al* (1997a) para cilindros elípticos, com razão entre raios de 0,6; VIEIRA *et al.* (1997b) para cilindros circulares para $70 < Re < 600$, MANSUR *et al* (1996) e LINDQUIST *et al.* (1997) para cilindros de seção transversal quadrada posicionados transversalmente ao fluxo, GONÇALVES & VIEIRA (1999) para vários polígonos regulares para Reynolds < 600 , GONÇALVES & VIEIRA (2000a) para cilindros com seção transversal na forma de semi círculos e mais GONÇALVES & VIEIRA (2000b) para cilindros com seção transversal na forma de meia cana.

2.3.5 Ultra-som

BASILE (1995) utilizando o ultra-som determinou a frequência de emissão de vórtices para três geometrias de corpos prismáticos, trapézio, retângulo e triângulo. A forma de detecção dos vórtices por esse método baseia-se na variação da velocidade de propagação do som em função da velocidade do fluido.



Um sinal de ultra-som propagando-se num meio líquido terá velocidade de propagação dependente das características físico-químicas do líquido e da velocidade com que esse líquido se desloca.

A Figura 2.9 ilustra uma seqüência de como a velocidade de propagação do ultra-som é afetada pela velocidade de deslocamento do líquido.

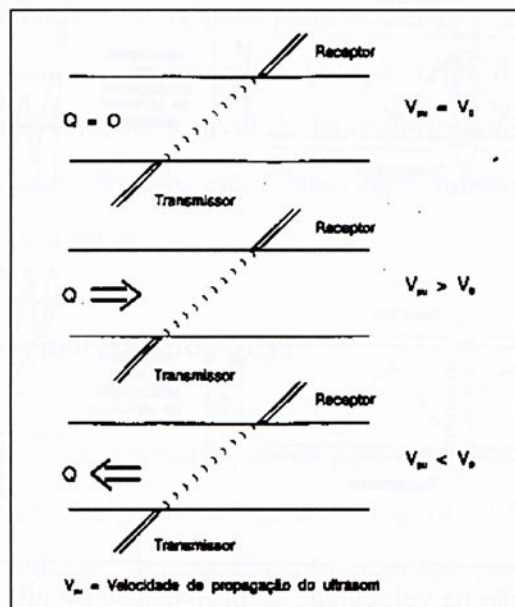


Figura 2.9 – Variação da velocidade de propagação do ultra-som, BASILE (1995).

Colocando o feixe de ultra-som numa direção perpendicular à direção da vazão a velocidade de propagação do ultra-som não será afetada pela velocidade do fluido, Figura 2.10.

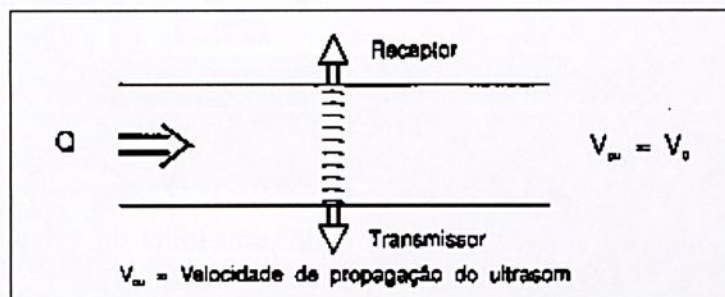


Figura 2.10 – Velocidade de propagação do ultra-som não é afetada, BASILE (1995).

A Figura 2.11 mostra que quando é colocado um *shedder* no interior da tubulação, as componentes de velocidade na direção da vazão serão responsáveis pelas variações de velocidade de propagação do ultra-som.

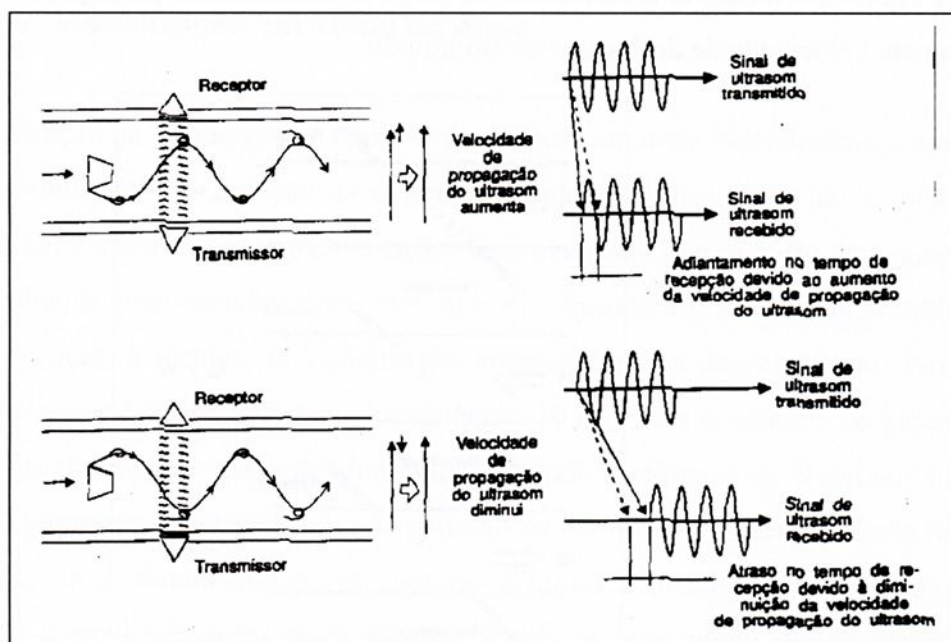


Figura 2.11 – Variação na velocidade de propagação do ultra-som devido a presença dos vórtices, BASILE (1995).

Sendo o sinal recebido pelo receptor do ultra-som modulado em frequência, torna-se simples seu processamento de forma digital ou analógica diminuindo significativamente o custo do equipamento.

2.3.6 L.L.S. (Laser Light Sheet)

Esta técnica é descrita por YOKOI & KAMEMOTO (1994) foi realizada em um túnel de água de seção horizontal e circuito fechado, onde uma folha de luz laser foi posicionada perpendicularmente ao escoamento e ao corpo de prova (um cilindro circular). O corante, foi ejetado de dois orifícios existentes no corpo de testes posicionados a $\pm 30^\circ$ da estagnação. Foi utilizado uma tinta fluorescente azul que permitia a visualização dos vórtices, e as imagens foram capturadas por uma câmera de vídeo CCD posicionada acima da seção de testes.

2.3.7 Análise Espectral da Velocidade

Outras técnicas que vem sendo bastante difundidas são as que determinam a frequência de emissão de vórtices a partir da análise espectral da velocidade, ou de suas flutuações, coletada num ponto previamente estabelecido da esteira. O sinal de velocidade pode ser obtido de diferentes formas, dentre as quais pode-se destacar: L.D.A. (*Laser Doppler Anemometry*), P.I.V. (*Particle Image Velocimetry*) e H.W.A. (*Hot Wire Anemometry*) que vem sendo bastante utilizadas não somente à nível de laboratório com também por grandes empresas como a *Volvo*, *Mercedez*, *Boeing*, etc. Nos itens subseqüentes foi feito uma descrição resumida destas técnicas, a saber:

2.3.7.1 L.D.A.(Laser Doppler Anemometry)

L.D.A é uma técnica óptica não intrusiva, usada para medir velocidade e turbulência em pontos específicos no escoamento de gases ou líquidos – Figura 2.12

Aplicações incluem medidas de escoamento externo ao redor de veículos automotivos, aeronaves e navios e escoamentos internos em bombas, turbinas e motores – Figuras 2.13 a 2.15.

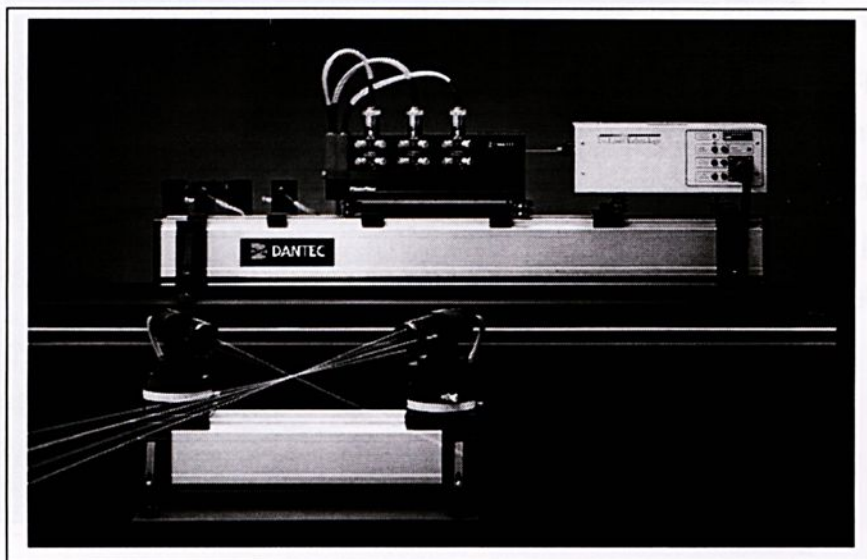


Figura 2.12 – Sistema de LDA de fibra óptica da *Dantec*.

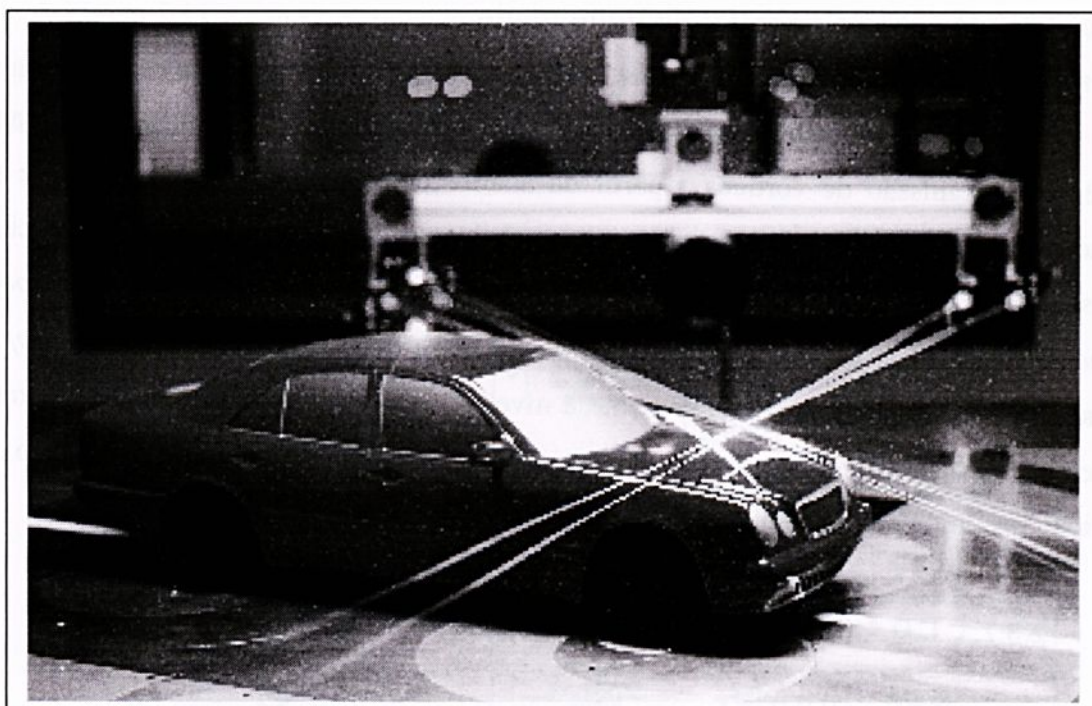


Figura 2.13 – Medidas do campo de escoamento ao redor de um protótipo de carro (Escala 1:5) em um túnel de vento.

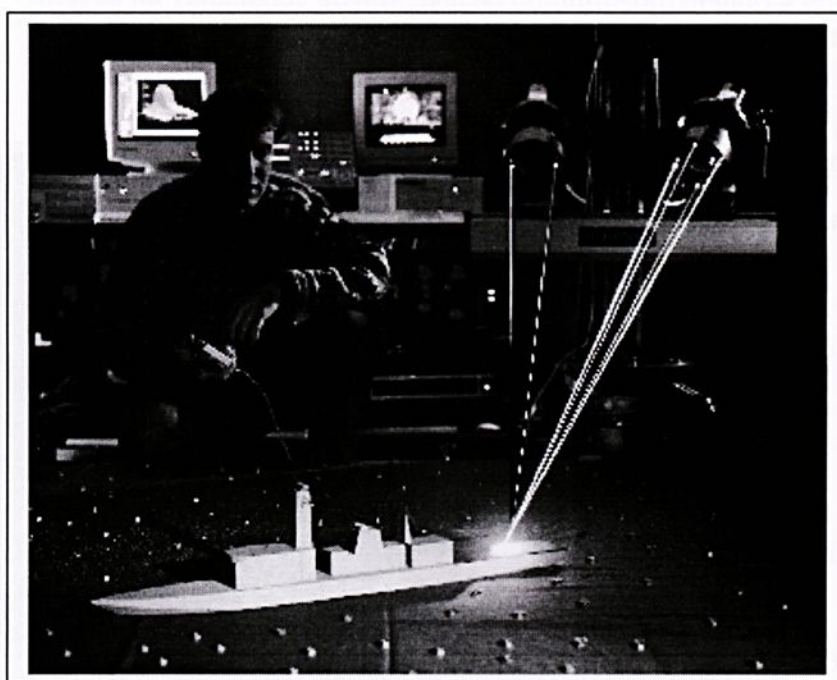


Figura 2.13 – Medidas do campo de escoamento de ar ao redor de um modelo de navio em um túnel de vento.



Figura 2.15 – Medidas do escoamento ao redor de uma hélice de navio dentro de um tanque de cavitação.

i-1) **Princípio de Funcionamento**: Os componentes básicos de um LDA são: um laser, um difusor de raios luminosos, transdutor/receptor óptico, photo detector, processador de sinal e um sistema de análise de dados – Figura 2.16.

O difusor de raios luminosos (*Brag Cell*) consiste de um bloco de vidro o qual tem anexado a ele um cristal piezo vibrante. A vibração gera ondas acústicas atuando como rede óptica. Dois feixes luz com mesma intensidade saem do *Brag Cell* com frequências (f_d) e (f_{shift}). Estes feixes são focalizados dentro de fibras ópticas e conduzidos até uma sonda contendo um transmissor/receptor óptico. De dentro da fibra óptica, sai um feixe de luz paralelo que são focalizados, por meio de uma lente, em um ponto e é neste ponto onde os raios se interceptam é que se encontra a região onde são feita as medidas ou melhor o volume de medida.

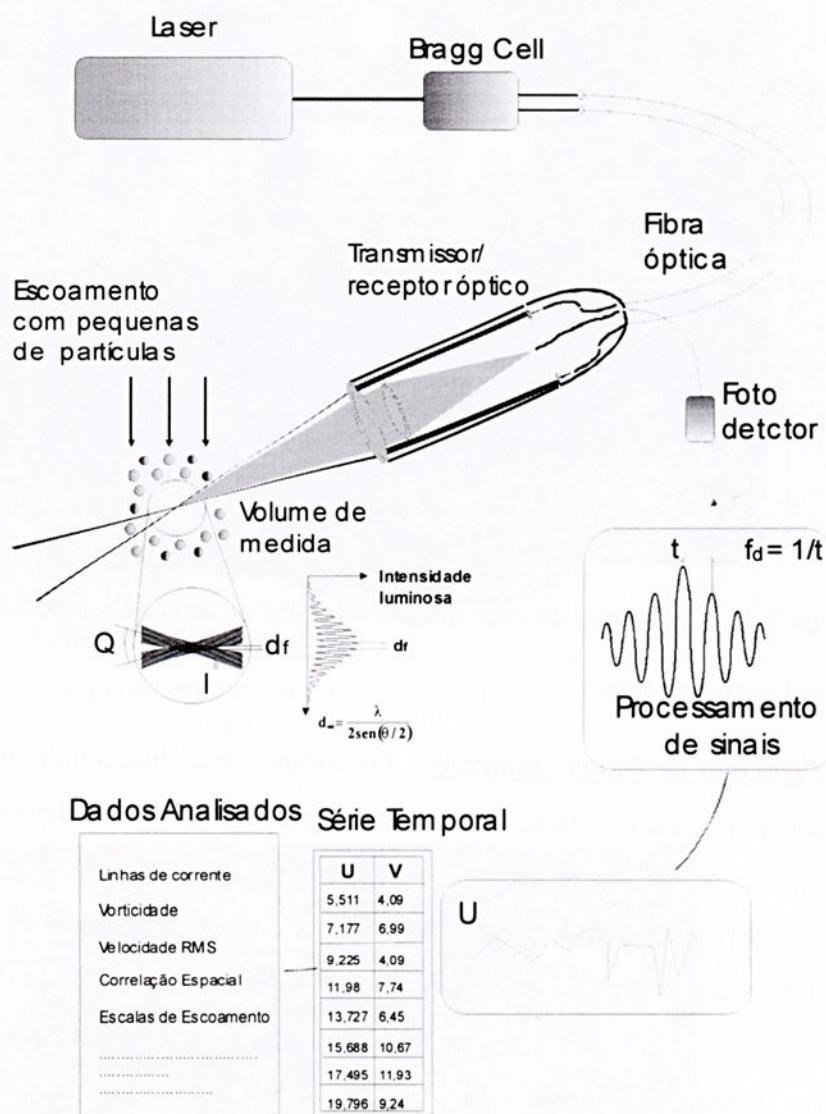


Figura 2.16 – Princípio de funcionamento de um LDA.

i-2) **Volume de Medida** : O volume de medida não passa de alguns milímetros de comprimento. A intensidade luminosa é modulada devido a interferência entre os feixes de laser, produzindo planos paralelos de alta intensidade luminosa, conhecido como “fringer”. A distância do *fringer* é definida pelo comprimento de onda λ do laser e o ângulo entre os feixes luminosos θ .

i-3) **Velocidade do Escoamento** : As informações necessárias para o cálculo da velocidade vem através da luz refletida de pequenas partículas levadas junto com o escoamento (efeito *scattering*), geralmente estas partículas possuem diâmetros entre $1 \mu\text{m}$ a $10 \mu\text{m}$ podendo ser

sólidas ou líquidas. Essas partículas movem-se através do volume de medida onde são captados os sinais. Estas informações são coletadas por lentes receptoras e focadas sobre um foto detector, produzindo um sinal de frequência *Doppler* (f_d). A velocidade é calculada da frequência obtida e da distância do *fringer* como mostra a Equação 2.1.

$$U = d_f \cdot f_d = \frac{\lambda}{2 \sin(\theta/2)} \cdot f_d \quad (2.1)$$

i-4) **Processamento do Sinal** : Os sinais captados são filtrados e amplificados em um processador de sinais, o qual determina f_d para cada partícula, por análise de frequência usando FFT (*Fast Fourier Transform*)

DURÃO *et al.* (1988) e também DURÃO *et al* (1991), utilizaram a técnica de LDA, para determinação da frequência de emissão dos vórtices para cilindros quadrados de seção 20×20 mm posicionado no centro em um canal de água de seção 120 × 156×2000 mm para $Re=14000$, os sinais captados foram filtrados com um filtro passa banda e posteriormente determinada a frequência de emissão de vórtices usando FFT.

2.3.7.2 P.V.I (Particle Image Velocimetry)

PIV é uma técnica de velocimetria capaz de obter todo um campo de escoamento simultaneamente. HWA e LDA são técnicas que permite a obtenção da velocidade apenas na posição da sonda de medida. Para a obtenção de um campo do escoamento simultâneo com o auxílio dessas técnicas seria necessário utilizar muitas sondas simultâneas. A técnica PIV pode abranger todo o campo de escoamento, isto é, sua medida pode varrer toda seção de ensaios fornecendo dados praticamente em tempo real. Frequentemente, apenas duas componentes da velocidade são medidas, mas o uso de uma técnica de fotografia estereoscópica permite registrar todas as três componentes da velocidade, resultando em um vetor velocidade tridimensional instantâneo para toda a região de medida. O uso de modernas câmeras CCD e um robusto sistema computacional possibilitam captar a velocidade em tempo real. As Figuras 2.17 e 2.18 mostram algumas aplicações desta técnica. Obviamente os custos deste tipo de equipamento é o maior limitante de seu emprego intensivo.



Figura 2.17 – Escoamento ao redor de uma aeronave da *Boeing*.



Figura 2.18 – Sistema PIV medindo o escoamento do ar ao redor do para brisa de um caminhão da *Volvo*.

i-1) **Princípio de Funcionamento:** Na técnica PIV os vetores velocidade são derivados de subseções da área analisada, por onde fluem junto com o escoamento pequenas partículas. A velocidade é calculada medindo o movimento das partículas entre dois pulsos de luz, Figura 2.19.

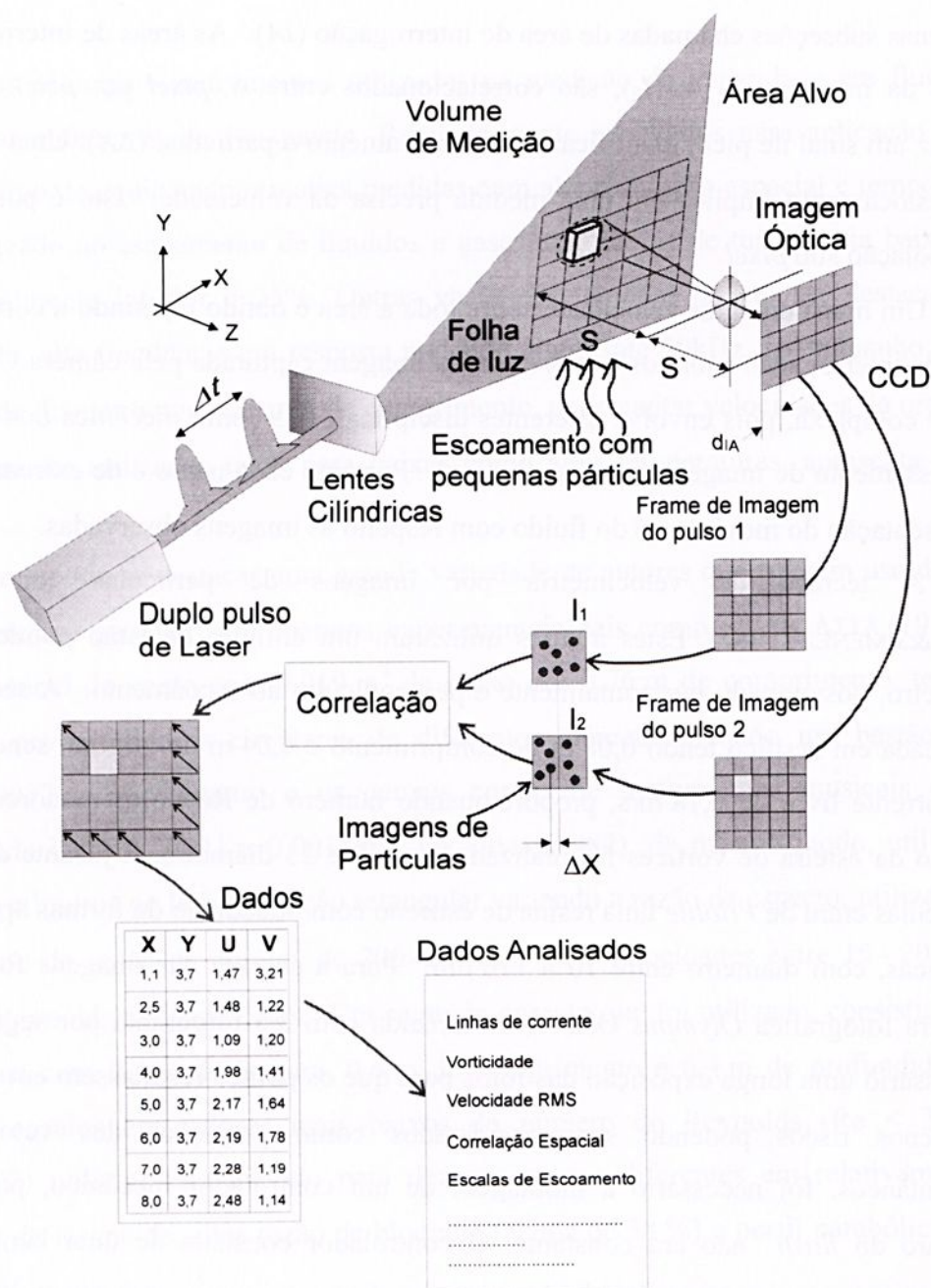


Figura 2.19 -- Princípio de Funcionamento da Técnica PIV.

O escoamento é iluminado através uma folha de luz, é nesta área iluminada pela folha de luz, que são coletadas as imagens para obtenção das medidas. A imagem da área analisada podem ser capturadas por uma variedade de câmeras digitais utilizando-se de meios magnéticos para gravação, ou até mesmo por fotografia química.

Uma vez que uma seqüência de dois pulsos de luz é registrada, a imagem é dividida em pequenas subseções chamadas de área de interrogação (IA). As áreas de interrogação de cada frame da imagem, (I_1) e (I_2), são correlacionados entre si, *pixel* por *pixel*. A correlação produz um sinal de pico, identificando o deslocamento a partícula, (ΔX). Uma medida precisa do deslocamento implica em uma medida precisa da velocidade. Isto é possível devido a interpolação sub *pixel*.

Um mapa do vetor velocidade sobre toda a área é obtido repetindo a correlação de cada área de interrogação sobre os dois *frames* da imagem capturada pela câmera CCD. A técnica PIV é complexa, pois envolve diferentes disciplinas, tais como mecânica dos fluidos, óptica, processamento de imagem e análise de sinal. Portanto cada passo é de extrema influência na representação do movimento do fluido com respeito às imagens observadas.

A técnica de velocimetria por imagens de partículas foi utilizada por AGUI&JIMÉNEZ (1987). Estes autores utilizaram um cilindro de latão polido de 0,01 m de diâmetro, posicionado horizontalmente e perpendicular ao escoamento. A seção de teste foi fabricada em acrílico tendo 0,08 m de comprimento e 0,04 m de largura, sendo a velocidade da corrente livre de 0,18 m/s, proporcionando número de Reynolds menores que 2000. O estudo da esteira de vórtices foi realizado entre 5 e 23 diâmetros a jusante do cilindro. As partículas eram de *Pliolite* uma resina de estireno com budadieno de formas aproximadamente esféricas, com diâmetro entre 70 a 170 μm . Para a captura das imagens foi utilizada uma câmera fotográfica *Olympus OM -1* motorizada com 2,5 fotograma por segundo, como era necessário uma longa exposição das fotos para que os pontos resultassem em uma coleção de pequenos riscos podendo ser considerados como projeções dos vetores velocidade instantâneos, foi necessário a montagem de um controlador mecânico, pois o tempo de disparo do *flash* não era constante. O controlador consistia de uma lâmpada halogênea concentrada em um ponto incidindo sobre um disco com uma certa quantidade de ranhuras, sendo estas do tamanho ideal para exposição das fotos. Esta luz incidia sobre um conjunto óptico refletindo sobre a seção de teste um retângulo de 0,20 m de comprimento por 2 mm de largura. As imagens foram digitalizadas manualmente em um mesa digitalizadora em um processo bastante trabalhoso. Atualmente, um *hardware* relativamente simples pode realizar esta operação em tempo extremamente reduzido permitindo sistemas que operam em “tempo real”.

2.3.7.3 H.W.A. (Hot Wire Anemometry)

Dentre os principais instrumentos utilizados na medição de velocidade em fluidos destacam-se os anemômetros de fio quente. Particularmente adequados para aplicação em laboratório, este tipo de equipamento realiza medidas com alta resolução espacial e temporal, podendo ser utilizado no escoamento de líquidos e gases com níveis de turbulência baixo e moderado – geralmente inferior a 25%. Outras vantagens também podem ser destacadas como, baixo custo, alta frequência em resposta podendo atingir até 50kHz, seu tamanho não ultrapassa 5 μm de diâmetro por 1.25 mm de comprimento, pode captar velocidades da ordem de X a Y, podem ser utilizados tanto para baixas como altas temperaturas, apresenta boa acuracidade, etc...

Desta forma pode-se destacar uma grande variedade de autores que fizeram uso desta técnica para diferentes geometrias e aparatos experimentais, tais como : VAN ATTA (1968), que utilizou um túnel de vento com 0,019 m^2 de seção por 0,76 m de comprimento, tendo como corpo de prova cilindros circulares de diferentes diâmetros, sendo um bastão de alumínio de 0,0032 m de diâmetro e os demais cordas de instrumentos musicais com diâmetros variando entre 0,00041 a 0,0011 m. OKAJIMA (1982), do mesmo modo, utilizou esta técnica para cilindros de latão de seção retangular variando a razão de aspecto, utilizando um túnel de vento de seção de ensaios de 200×200 mm com velocidades entre 15 - 20 m/s para valores de Reynolds mais elevados. Um segundo aparato que foi utilizado, consistia em um canal de água com 0,4 m de largura, 0,6 m de comprimento e 0,4 m de profundidade, proporcionando ensaios em valores mais baixos do número de Reynolds ($Re < 300$). KAWAKITA (1992) utilizou este método para dez geometrias diferentes em relativamente elevados valores de Reynolds, altas razão de bloqueio (acima de 38 %) e perfil parabólico do escoamento livre.

i-1) **Aplicações:** H.W.A. é uma técnica de medida pontual apropriada para medidas em escoamentos de gás ou líquido uni, bi ou tridimensional. H.W.A. é freqüentemente aplicada em túneis de vento durante o projeto de edifícios e estruturas como pilares de pontes, plataformas de petróleo localizadas ambos em terra e no mar. Estas estruturas devem ser aperfeiçoadas para resistir aos efeitos exercidos pelo vento ou pelas correntes marítimas e fluviais. Também se utiliza H.W.A. na pesquisa de aerodinâmica e turbulência em aeronaves, automóveis, trens etc.



As Figuras 2.20 e 2.21 mostram algumas aplicações da técnica de anemometria de fio quente.

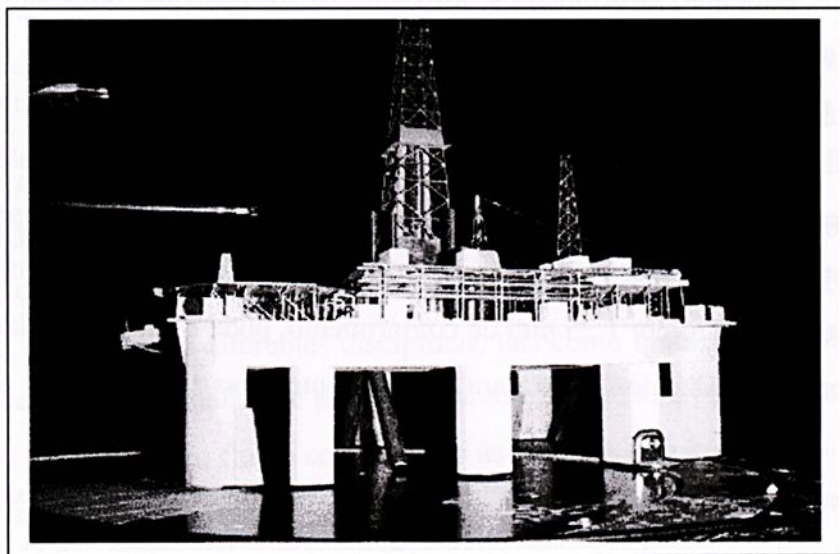


Figura 2.20 – Análise do escoamento ao redor de plataformas de petróleo.

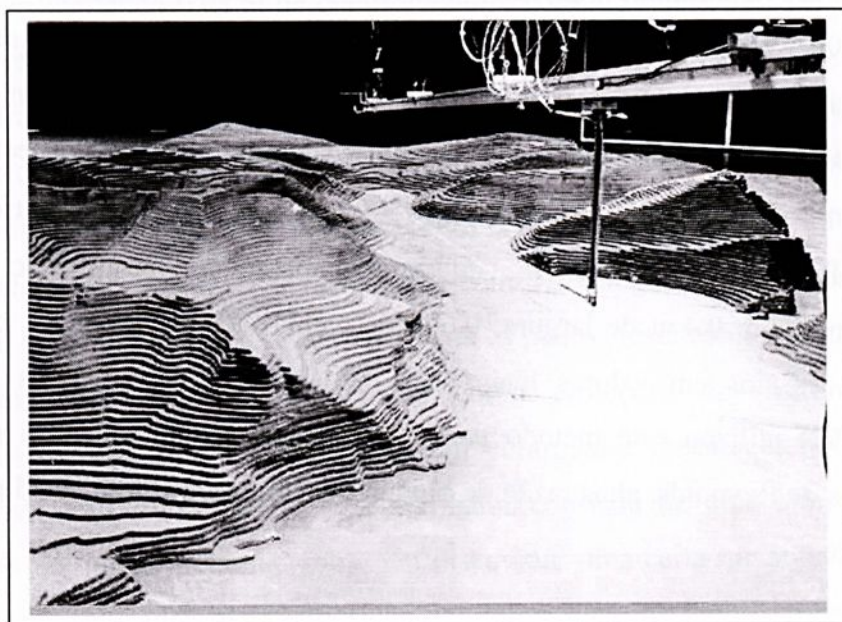


Figura 2.21 – Condições de vento ao longo do caminho de voo de uma aeronave.

i-2) **Princípio Básico de Operação:** Seu princípio de funcionamento é razoavelmente simples e baseia-se na transferência de calor por convecção entre um pequeno elemento metálico aquecido eletricamente e o fluido circundante. Assim, não apenas a velocidade local instantânea do escoamento pode ser medida com o auxílio de um anemômetro de fio quente, mas qualquer propriedade capaz de alterar as condições de transferência de calor entre o

elemento sensor e o fluido pode ser potencialmente quantificada. Em vista disto, a anemometria de fio quente tem sido empregada, também, para detectar mudanças na temperatura do fluido ou na concentração de misturas de gases, bem como na determinação da fração de vazio em escoamentos bifásicos, BRUUN (1995).

Geralmente, todos os anemômetros de fio quente são compostos por duas partes fundamentais, quais sejam: uma sonda, com seu respectivo suporte e cabo de ligação, e um circuito eletrônico, que incorpora uma ponte de resistores. A sonda é constituída por um elemento sensor – em geral um fio ou filme de tungstênio, níquel ou platina, com cerca de 1 mm de comprimento e alguns poucos microns de diâmetro ou espessura –, montado sobre uma haste de dimensões reduzidas, confeccionada em resina *epóxi* ou material cerâmico, como mostrado na Figura 2.22. A escolha entre os vários tipos de sondas existentes depende fortemente da aplicação a que se destinam.

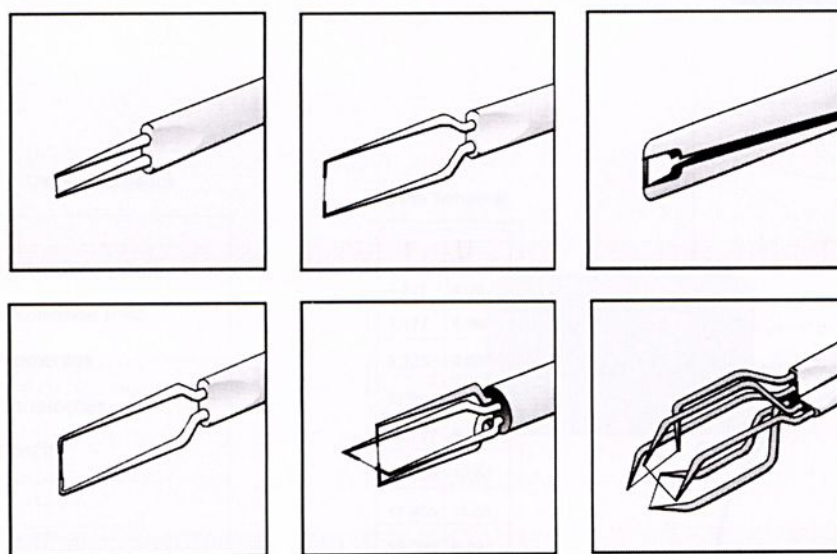


Figura 2.22 -- Diferentes tipos de sondas anemométricas de fio e de filme quente.

Em sua versão mais usual, conhecida como anemômetro de temperatura constante (CTA), o elemento sensor representa um dos resistores da ponte, tal como ilustra a Figura 2.23. Quando exposto ao movimento do fluido, este elemento tende a se resfriar, provocando alterações em sua resistência elétrica. Nestas condições, o controlador do circuito é imediatamente acionado, ajustando automaticamente o valor da corrente elétrica para restabelecer a temperatura do sensor e, conseqüentemente, o equilíbrio da ponte. Assim, a velocidade local instantânea do escoamento pode ser determinada, medindo-se a diferença de tensão na saída do circuito que alimenta a sonda e realizando-se, em seguida, a conversão

deste sinal elétrico em velocidade, com o auxílio de uma correlação conhecida como “Lei de KING”, dada por

$$E^2 = A + BU^n \quad (2.2)$$

cujas deduções encontra-se no Apêndice A. Nesta expressão, (E) representa a tensão elétrica, (U) a velocidade relativa entre a sonda e o fluido, e (A), (B) e (n) são constantes empíricas a serem determinadas mediante a calibração da sonda.

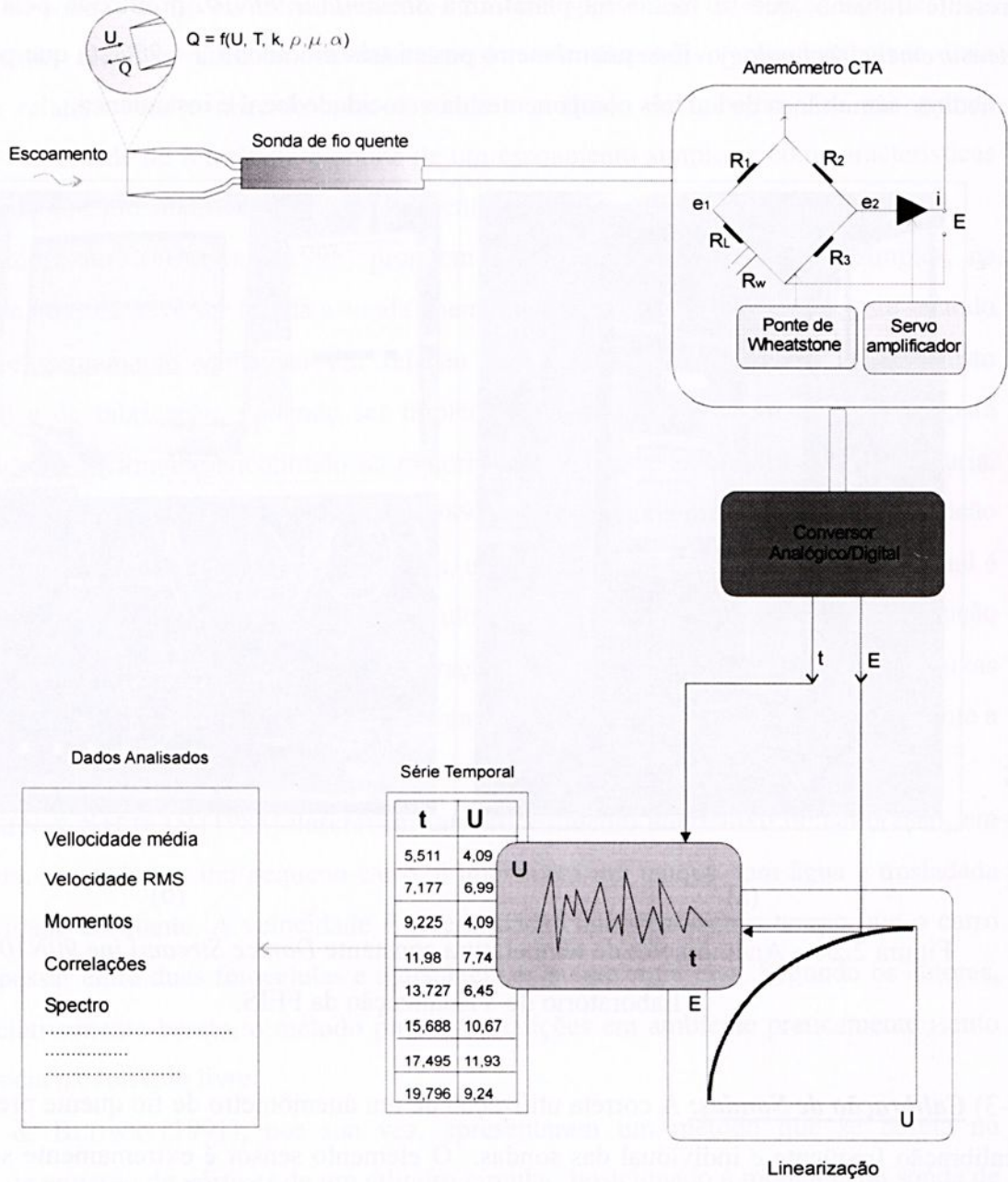
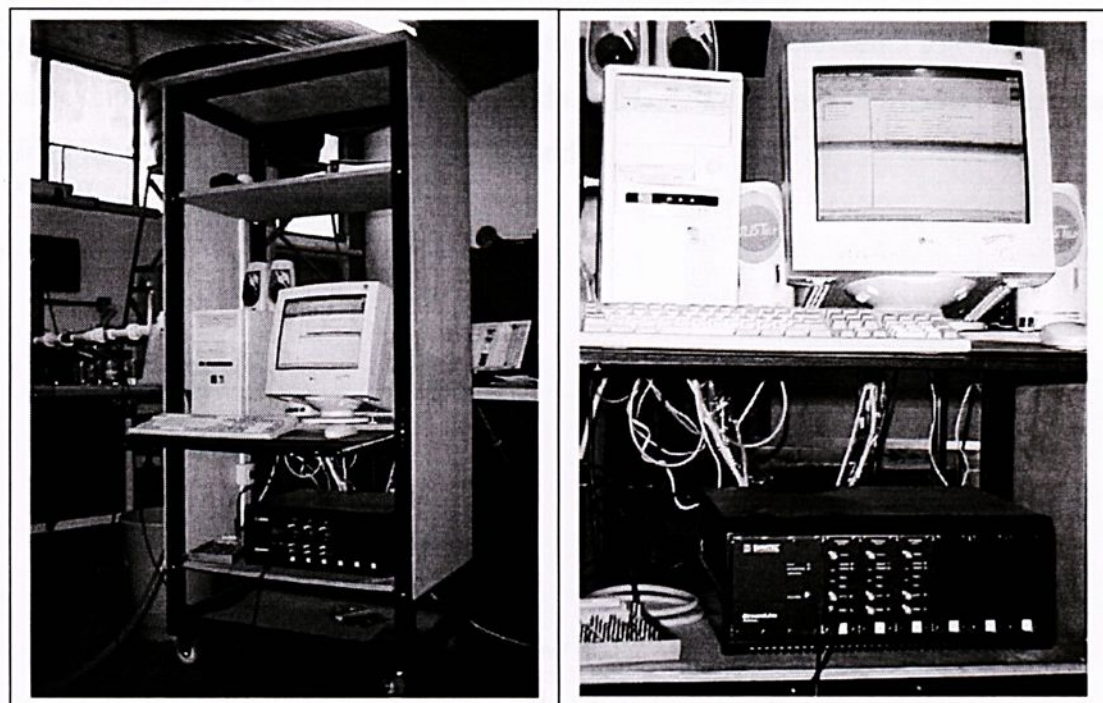


Figura 2.23 – Elementos básicos de um anemômetro de temperatura constante.

As Figuras 2.24 a e 2.24 b mostram, especificamente, o anemômetro utilizado no presente trabalho, que se baseia na plataforma *StreamLine 90N10*, produzida pela *Dantec Measurement Technology*. Este anemômetro possui três módulos *CTA 90C10*, que permitem a medição simultânea de até três componentes da velocidade local e instantânea.



(a)

(b)

Figura 2.24 – Anemômetro de temperatura constante *Dantec StreamLine 90N10* do Laboratório de Visualização da FEIS.

i-3) **Calibração de Sondas:** A correta utilização de um anemômetro de fio quente pressupõe a calibração freqüente e individual das sondas. O elemento sensor é extremamente sensível e delicado, podendo sofrer modificações em suas propriedades físicas durante o funcionamento do aparelho, o que interfere diretamente no valor da leitura. Além disso, a operação em meio líquido favorece a ocorrência de incrustação, alterando sobremaneira as taxas de transferência de calor por convecção. Também o processo de calibração de sondas muitas vezes é demorado exigindo horas de trabalho e paciência para atingir a calibração correta, ressaltando que todas à vezes antes de usar as sondas de fio quente é necessário realizar a sua calibração, já que a sonda perde de certa forma bem rápida a calibração.

i-4) **Métodos de Calibração:** Existem várias metodologias que podem ser empregadas para a calibração de sondas de fio ou de filme quente. Embora apresentem diferenças significativas entre si, estas técnicas utilizam, invariavelmente, um dispositivo que estabelece uma velocidade relativa bem conhecida entre a sonda e o fluido de trabalho. Em sua grande maioria, a velocidade de referência é obtida de um escoamento simples e com características bem conhecidas, tanto analítica quanto experimentalmente.

GUELLOUZ & TAVOULARIS (1995) propõem a utilização de um pêndulo simples, na extremidade do qual deve ser fixada a sonda anemométrica. Segundo os autores, este método mostra-se extremamente vantajoso em relação aos demais, por apresentar baixo custo operacional e de fabricação, podendo ser implementado adaptando-se um dispositivo para ensaios Charpy, facilmente encontrado na maioria das escolas e laboratórios de engenharia. Em uma proposta semelhante, BRUUN *et al.* (1989) descrevem uma metodologia de calibração de sondas de fio quente para baixas velocidades, utilizando um braço oscilante, sobre o qual é instalada a sonda a ser calibrada. Segundo os autores, além de sua simplicidade de construção e operação, esta técnica possibilita a calibração de sondas de fio quente para baixas velocidades, com ótima precisão. A principal vantagem desta técnica é que também permite a calibração da frequência.

PERSEN & SAETRAN (1983) descrevem um procedimento alternativo de calibração, em que a sonda, montada em um pequeno carro, é imersa em um tanque com água e trasladada com velocidade constante. A velocidade é determinada conhecendo-se o tempo que o carro leva para passar entre duas fotocélulas e a distância existente entre elas. Segundo os autores, além de relativamente barato, o método propicia medições em ambiente praticamente isento de turbulência na corrente livre.

LEE & BUDWIG (1991), por sua vez, apresentaram um método que se baseia no fenômeno de emissão de vórtices de um cilindro circular, posicionado à montante da sonda de fio quente. Neste método, a frequência de emissão de vórtices na esteira do cilindro é medida com a própria sonda e a velocidade da corrente livre é, então, obtida por intermédio de uma correlação empírica envolvendo os números de Strouhal e de Reynolds. Este método possibilita a calibração da sonda *in situ*, e dispensa o uso de um instrumento auxiliar para a determinação da velocidade de referência. Segundo LINDQUIST (2000), o fenômeno de emissão de vórtices sofre forte influência das condições de extremidade do cilindro, além de outros fatores, como influência da parede, tridimensionalização dos vórtices, rugosidade, razão de



aspecto, razão de forma, ângulo de incidência, raios de concordância das arestas dos corpos de prova entre outros, o que pode contaminar significativamente os resultados.

i-5) **Aquisição e Tratamento do Sinal:** Existem várias maneiras de tratamento de sinal provenientes de um anemômetro de fio quente para o cálculo da frequência de emissão de vórtices, já que o sinal de saída do anemômetro consiste num sinal elétrico analógico, proporcional a tensão medida no elemento sensor da sonda de filme quente. Para que este sinal possa ser registrado e analisado posteriormente, é conveniente que ele seja adquirido em formato digital. A seguir será mostrado a forma de aquisição de sinais utilizadas por alguns pesquisadores. Anterior aos computadores digitais, o sinal obtido era analisado em um osciloscópio analógico por meios de figuras de LISSAJOUS.

LINDQUIST (2000), registrou o sinal de saída do anemômetro com o auxílio de um sistema de aquisição digital *National AT-MIO-16E-1*, de 16 canais e kHz, num computador *Pentium II*. LINDQUIST (2000) realizou dois tipos de ensaios de anemometria obtendo três resultados sendo estes: medições de velocidade média e de intensidade turbulenta da corrente livre, e medições da frequência de emissão dos vórtices na esteira dos cilindros.

Para a determinação dos perfis de velocidade do escoamento no interior da seção de testes, o sinal de saída do anemômetro foi adquirido a uma taxa de 1 kHz e registrado num bloco com 5000 amostras. Nestes ensaios, o condicionador do anemômetro foi utilizado em sua configuração padrão, ou seja, o sinal não foi submetido a nenhum processo de filtragem, ajuste de ganho ou de deslocamento. O sinal digital, já convertido para velocidade com o auxílio da relação de calibração, foi submetido a um processo de média temporal, a fim de fornecer o valor desejado da velocidade média. A Figura 2.25 apresenta um sinal tipicamente obtido durante a determinação dos perfis de velocidade média da corrente livre no interior da seção de testes.

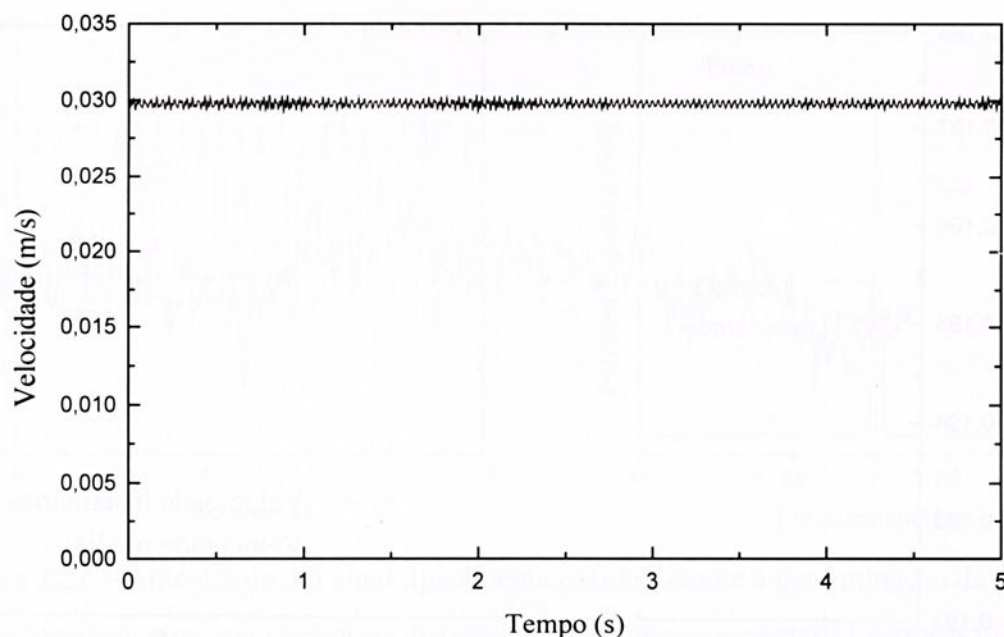


Figura 2.25 – Sinal tipicamente obtido durante a determinação dos perfis de velocidade média da corrente livre, LINDQUIST (2000).

Para a determinação da intensidade turbulenta da corrente livre na linha de centro da seção de testes, o sinal de saída do anemômetro foi adquirido a uma taxa de 1 kHz e registrado num bloco com 1024 amostras. O condicionador do anemômetro foi utilizado para possibilitar a detecção das flutuações de velocidade com boa resolução, por meio do ajuste do ganho e do deslocamento do sinal, sem a utilização de filtros. A intensidade turbulenta foi então calculada a partir do sinal digital, já convertido para velocidade, utilizando a relação de calibração. A Figura 2.26 ilustra um sinal tipicamente obtido durante a determinação da intensidade turbulenta da corrente livre.

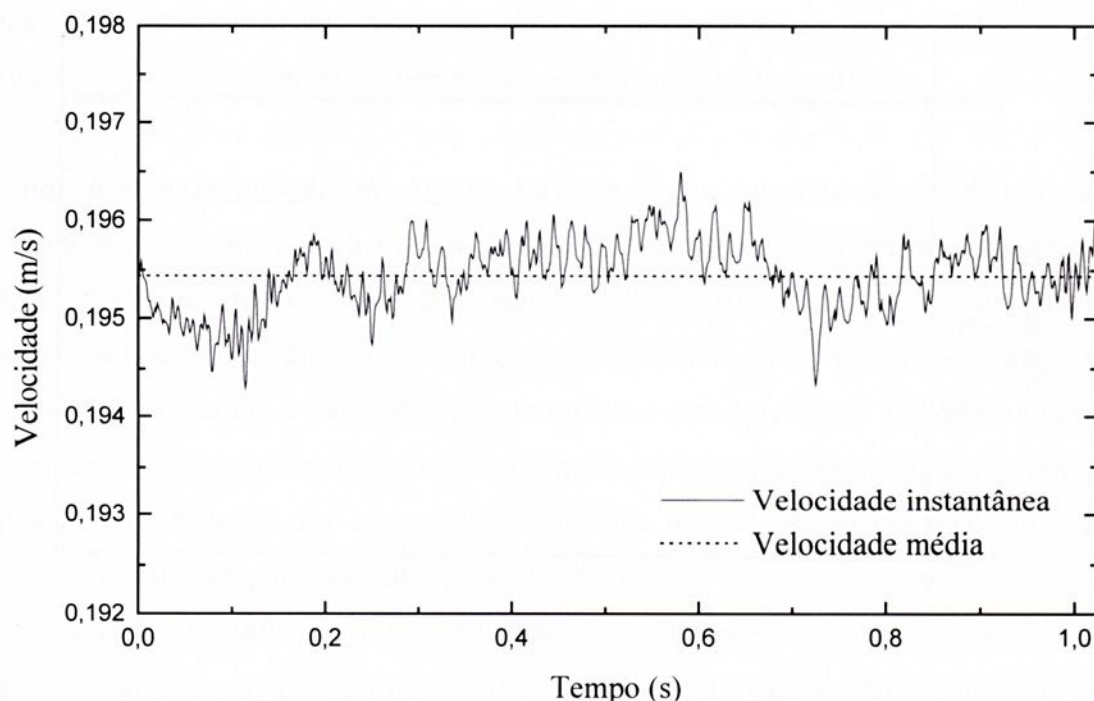


Figura 2.26 – Sinal tipicamente obtido durante a determinação da intensidade turbulenta residual da corrente livre, LINDQUIST (2000).

Para a determinação da frequência de Strouhal – a frequência de emissão dos vórtices na esteira turbilhonar –, não há a necessidade de calibração da sonda de filme quente utilizada, o que representa uma importante economia de tempo e de trabalho. Nestes ensaios, o condicionador do anemômetro foi utilizado com sua configuração padrão, ou seja, o sinal não foi submetido a nenhum processo de filtragem, ajuste de ganho ou de deslocamento. A taxa de amostragem do sinal (F) e o número de amostras adquiridas (N) foram ajustadas de forma a permitir a passagem de um número suficientemente grande de turbilhões pela sonda anemométrica, tipicamente superior a 60 vórtices. Em cada ensaio, o sinal foi adquirido e armazenado em cinco blocos, com N pontos cada.

A frequência de emissão dos vórtices foi determinada através da aplicação da transformada discreta de Fourier (FFT- *Fourier Fast Transform*) ao sinal digital adquirido. A partir da média das cinco distribuições de potência espectral calculada, a frequência de Strouhal (f) é determinada com base no centro geométrico do pico dominante verificado. A Figura 2.27 apresenta um sinal temporal obtido para um cilindro quadrado, com seu respectivo espectro de frequência.

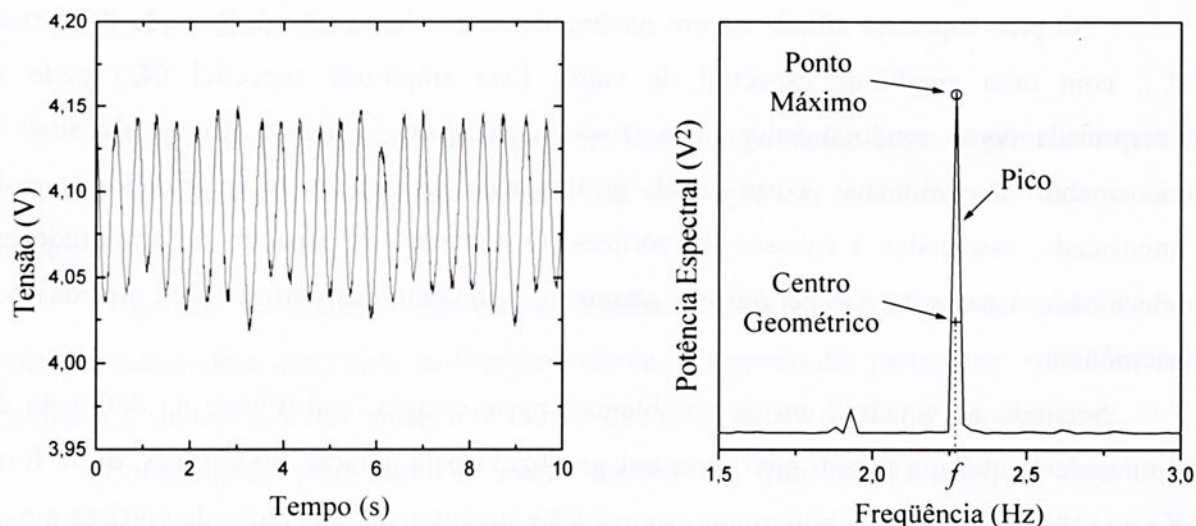


Figura 2.27 – Amostra de um sinal tipicamente obtido durante a determinação da frequência de Strouhal, com sua respectiva distribuição de potência espectral, LINDQUIST (2000).

Para cada um dos cinco blocos do sinal adquirido, a FFT e o centro geométrico do pico foram calculados com o auxílio de um programa desenvolvido com o pacote *MatLab*. A frequência de Strouhal foi então calculada pela média dos valores encontrados.

KAWAKITA(1992) fez o processamento do sinal medido do fio quente utilizando-se um analisador de espectro digital da *Yokogawa*, modelo 3655E, que representa o sinal de geração de vórtices além do espectro de amplitudes em função dos sinais de emissão de vórtice.

A Figura 2.28 mostra o espectro de amplitudes típico de um processo de geração de vórtices medido pelo anemômetro de fio quente e fornecido pelo analisador.

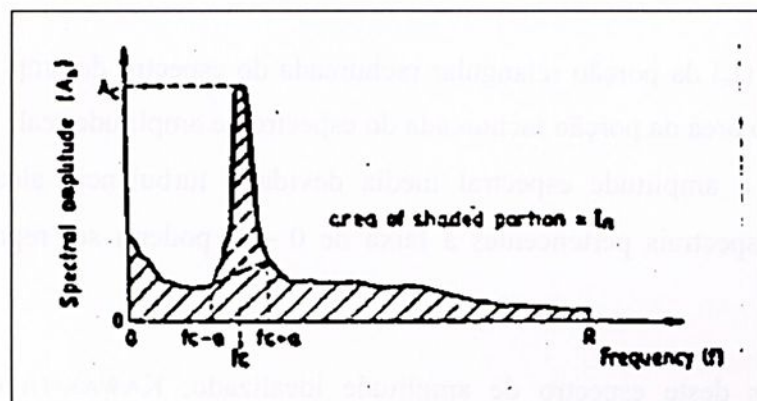


Figura 2.28 – Espectro de amplitudes de um sinal de geração de vórtices medido através de um anemômetro fio quente, KAWAKITA (1992).

O pico espectral afilado ocorre na frequência predominante da geração de vórtices (f_c), com uma amplitude espectral de valor. Esta amplitude espectral (A_c) pode ser interpretada como sendo o valor r.m.s (*root mean square*) daquela parcela do sinal do escoamento da esteira que ocorre devido às flutuações periódicas de velocidade, de maior intensidade, associadas à emissão de vórtices. O restante do espectro de amplitude está relacionado à natureza não-periódica e altamente turbulenta das perturbações medidas pelo anemômetro.

Segundo KAWAKITA, um dos problemas, neste estágio, constitui-se na definição dos limites de frequência para o pico espectral produzido pela geração de vórtices, desta forma KAWAKITA, a fim de possibilitar uma comparação quantitativa da geração de vórtices a partir dos vários tipos de corpo, o espectro da Figura 2.28, foi idealizado na forma apresentada na Figura 2.29.

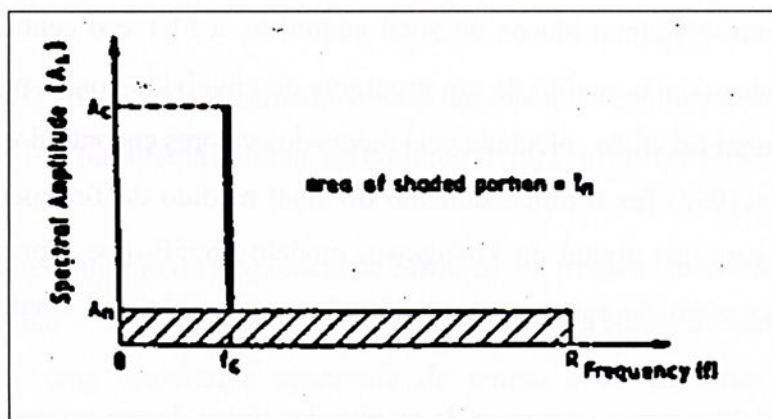


Figura 2.29 – Idealização do espectro de amplitudes, KAWAKITA (1992).

A área (I_n) da porção retangular rachureada do espectro de amplitude idealizado, pode ser igualado à área da porção rachureada do espectro de amplitude real.

Assim a amplitude espectral média devida à turbulência aleatória de fundo, para componentes espectrais pertencentes à faixa de 0 – R, poderia ser representada como sendo

$$A_n = I_n / R$$

Através deste espectro de amplitude idealizado, KAWAKITA calculou uma relação adimensional de sinal/ruído (S/N) igual à relação do valor de pico do espectro de amplitude (A_c) pela amplitude média do espectro de fundo (A_n), ou seja $S/N = A_c/A_n$.

2.4 Conclusão

Capítulo 3

Neste capítulo é feito um levantamento histórico passando desde os primeiros estudos ao redor de perfis não aerodinâmicos até a sua utilização em medidores de vazão a efeito vórtice

Também, foi realizado um estudo detalhado sobre os medidores de vazão a efeito vórtices, relatando o que existe na literatura técnica a respeito das partes que compõem estes medidores, vantagens e desvantagens e fatores que influenciam direta ou indiretamente.

Contribuindo para reunir o maior número de trabalhos isolados em um único, facilitando o conhecimento geral dos medidores de vazão do tipo vórtice e mostrando que este tipo de medidor por ser objeto de estudo há mais de cinco décadas, ainda na atualidade representa um bom campo de pesquisas.

Finalizando, foram analisadas algumas das diversas técnicas de determinação de frequência utilizadas em laboratórios de pesquisas, mostrando que a diversidade de técnicas existentes muitas vezes depende de certa forma da criatividade do pesquisador, facilitando consideravelmente a implementação destas técnicas. Também neste capítulo mostrou que a técnica de anemometria de fio quente para obtenção da frequência de emissão de vórtices vem sendo bem utilizada em relação às demais devido às suas características favoráveis citadas no transcorrer deste capítulo.



Instalação e Procedimento Experimental

Todo trabalho experimental deve fazer uso de uma metodologia apropriada, tomando-se os devidos cuidados desde a montagem à obtenção dos resultados, para que sejam minimizadas todas as possíveis fontes de erro que possam prejudicar os resultados obtidos.

Este cuidado com a metodologia é que na maioria das vezes torna o trabalho experimental demorado, o que leva a muita desistência por parte dos pesquisadores antes do seu término programado. Assim a persistência e a paciência são grandes virtudes para quem desenvolve este tipo de trabalho e certamente que levam ao êxito.

No presente trabalho, os ensaios foram conduzidos em duas etapas. A primeira delas foi realizada em um túnel hidrodinâmico vertical para baixos números de Reynolds, $Re < 1 \times 10^3$ onde foi possível melhorar a compreensão qualitativa e quantitativamente a cerca do fenômeno de emissão de vórtices ao redor de corpos com perfis não aerodinâmicos. Na segunda etapa, para números de Reynolds mais elevados, $Re > 8 \times 10^3$, onde foi construído um aparato, cuja principal finalidade é gerar um escoamento no interior de uma tubulação em condições muito próximas na operação de medidores de vazão a efeito vórtice. Cada uma destas etapas será abordada detalhadamente na discussão a seguir.

3.1 Túnel Hidrodinâmico

Uma montagem experimental destinada a visualização de escoamentos pode ser constituída de três diferentes subsistemas. Primeiramente, um aparato onde será gerado o escoamento, geralmente túneis aerodinâmicos e hidrodinâmicos são freqüentemente empregados para esta finalidade. Depois, o dispositivo de visualização destinado à implementação da técnica de visualização apropriada ao tipo de escoamento em estudo. Finalizando, os equipamentos para captura e processamento das imagens geradas – Freymuth (1993).

No presente trabalho, as imagens foram geradas em um túnel hidrodinâmico vertical de baixa turbulência, de circuito aberto e operação pela ação da gravidade, especialmente projetado e construído para a realização de ensaios de visualização, representado esquematicamente na Figura 3.1. Este equipamento piloto é confeccionado em material composto de fibra de vidro e resina poliéster isoftálica de baixa absorção de água, montado sobre uma estrutura de aço.

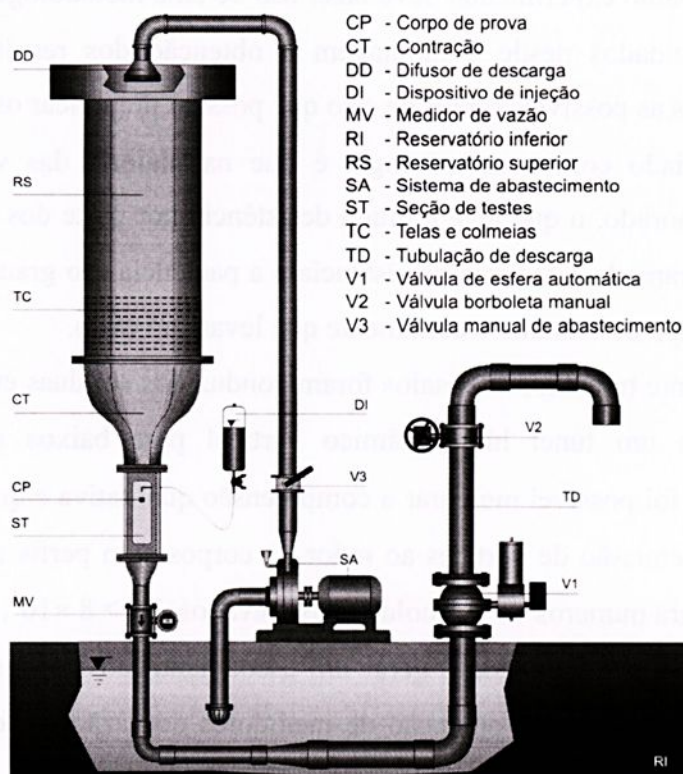


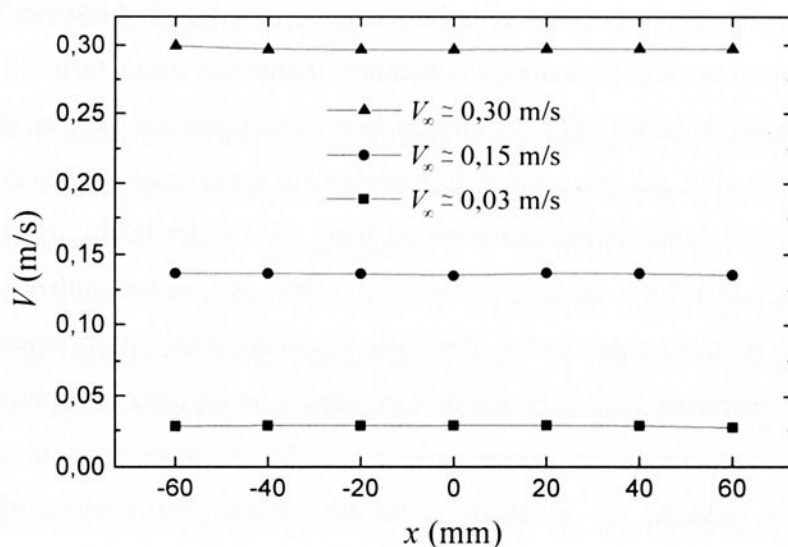
Figura 3.1 – Desenho Esquemático do Túnel Hidrodinâmico.

Este túnel hidrodinâmico é capaz de operar de duas formas distintas, em modo contínuo ou intermitente (*blow-down*). No modo contínuo de funcionamento, as válvulas

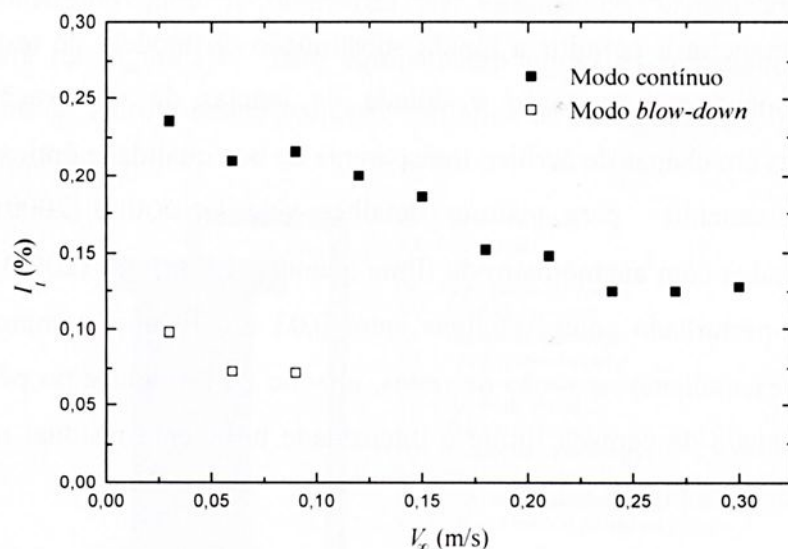
(V1), (V2) e (V3) são reguladas simultaneamente, de maneira que o nível de água do reservatório superior (RS) permaneça constante, mantendo desta forma a velocidade média constante na seção de testes (ST). No modo *blow-down*, por sua vez, as válvulas (V1) e (V2) permanecem fechadas, até que o nível do reservatório superior atinja sua capacidade máxima. Neste instante, o sistema de acionamento do túnel (SA) é desligado, aguardando-se o tempo necessário para que o fluido no interior do reservatório (RS) se tranqüilize. As válvulas (V1) e (V2) são então, parcialmente abertas, dando-se início ao ensaio propriamente dito. No modo *blow-down* de operação, baixos níveis de turbulência na corrente não perturbada são obtidos. No entanto, a velocidade do escoamento na seção de teste diminui continuamente, em decorrência da redução do nível de água no interior do reservatório (RS), limitando significativamente os ensaios.

A seção de ensaios (ST), possui dimensões internas $146 \times 146 \times 500$ mm e foi projetada de maneira a permitir a rápida substituição do modelo de teste. Construída em alumínio aeronáutico, esta seção é dotada de janelas de observação intercambiáveis, confeccionadas em chapas de acrílico transparente de boa qualidade óptica, permitindo acesso visual ao escoamento - para maiores detalhes veja LINDQUIST (2000) e VIEIRA (1997). Ensaios realizados com anemômetro de filme quente - LINDQUIST (2000) - para velocidades do fluxo não perturbado compreendidas entre 0,03 e 0,30 m/s, comprovaram a excelente qualidade do escoamento na seção de testes, aliando uniformidade no perfil de velocidades, espessura achatada da camada limite e intensidade turbulenta residual relativamente baixa, como mostrado pela Figura 3.2.





(a)



(b)

Figura 3.2 – (a) Perfil de velocidades e (b) intensidade turbulência relativa na seção de testes.

Escoamentos em meio aquoso podem ser visualizados com relativa facilidade pelo emprego de corantes líquidos. A literatura descreve diferentes tipos de corantes que podem ser empregados com esta finalidade – MERZKIRCH (1987) e FREYMUTH (1993). No presente trabalho, empregou-se corantes coloridos à base de PVA. Este tipo de corante, disponível comercialmente, é facilmente encontrado em lojas de tintas e possui alto poder de tingimento, não se incrusta nas paredes internas da instalação, e adicionalmente, apresenta baixo custo. Os filetes de corantes são injetados diretamente na corrente livre a montante do corpo de ensaio, por meio de longas agulhas hipodérmicas de 0,5 mm de diâmetro externo. A pressão

de injeção é controlada para produzir um filete estável e minimizar as perturbações sobre o escoamento. Em alguns dos ensaios, o corante foi introduzido no escoamento por meio de minúsculos orifícios ($\phi = 0,5 \text{ mm}$) existentes na superfície do corpo de teste, eliminando as perturbações do escoamento provocadas pela esteira da agulha de injeção. Alguns dos ensaios em baixa velocidade permitem a aplicação da técnica de *dye wash*, que consiste na utilização de um *rack* de agulhas e a injeção de uma significativa quantidade de corante, suficiente para colorir toda a seção de testes. Subitamente a injeção é interrompida e a agulha é aproximada da parede, para minimizar a interferência dela sobre o escoamento. Inicia-se então, um processo de lavagem da seção de teste, exceto na região da esteira do corpo, onde os valores da velocidade são mais baixos. Este procedimento permite, por alguns segundos, a visualização da esteira de turbilhões.

Uma vez visualizado o escoamento, o próximo passo é a captura da imagem para seu posterior processamento. Imagens capturadas em película fotográfica apresentam excelente resolução, da ordem de 80 linhas por milímetro em cada direção, quando adequadamente expostas e reveladas. No entanto, apresentam o inconveniente de seu processamento químico e de custo mais elevados. Imagens digitais ou gravadas magneticamente eliminam o processo de revelação, mas nem sempre a resolução obtida satisfaz às necessidades dos pesquisadores. Equipamentos para gravação em fita magnética do tipo VHS (*Video Home System*) são de custos extremamente baixos, mas a baixa resolução e a baixa relação sinal/ruído limitam sua aplicação científica.

Neste trabalho, as imagens foram capturadas em fita magnética, por intermédio de uma câmera JVC KY27CU, de 3 CCD de 2/3", tendo uma resolução horizontal de 800 linhas com 63 dB de SRN (*Signal Noise Ratio*). No entanto, a gravação em fita magnética limita a reprodução da imagem a pouco mais de 450 linhas horizontais de resolução. A observação em *slow motion* (velocidade de reprodução baixa e controlada) permite a identificação precisa do instante da emissão de um determinado vórtice. Uma placa do tipo *time code* (geradora do código de tempo) permite associar a cada fotograma da imagem uma identificação precisa do tempo. A frequência de emissão dos vórtices é determinada pela estimativa do tempo decorrente entre dois vórtices consecutivos de um mesmo lado do corpo, Figura 3.3.

As imagens estáticas do escoamento foram capturadas utilizando-se de uma câmera SLR Nikon F4s e objetiva macro de 60 mm de distância focal. Utilizou-se filme preto e branco Kodak Tmax ISO 400. Filmes preto e branco adequadamente revelados permitem a obtenção de um grão extremamente fino e capacidade de gravação de finos detalhes e altos



saltos de intensidade e permitindo a obtenção de melhores resultados que os tradicionais filmes fotográficos coloridos para fotografia.

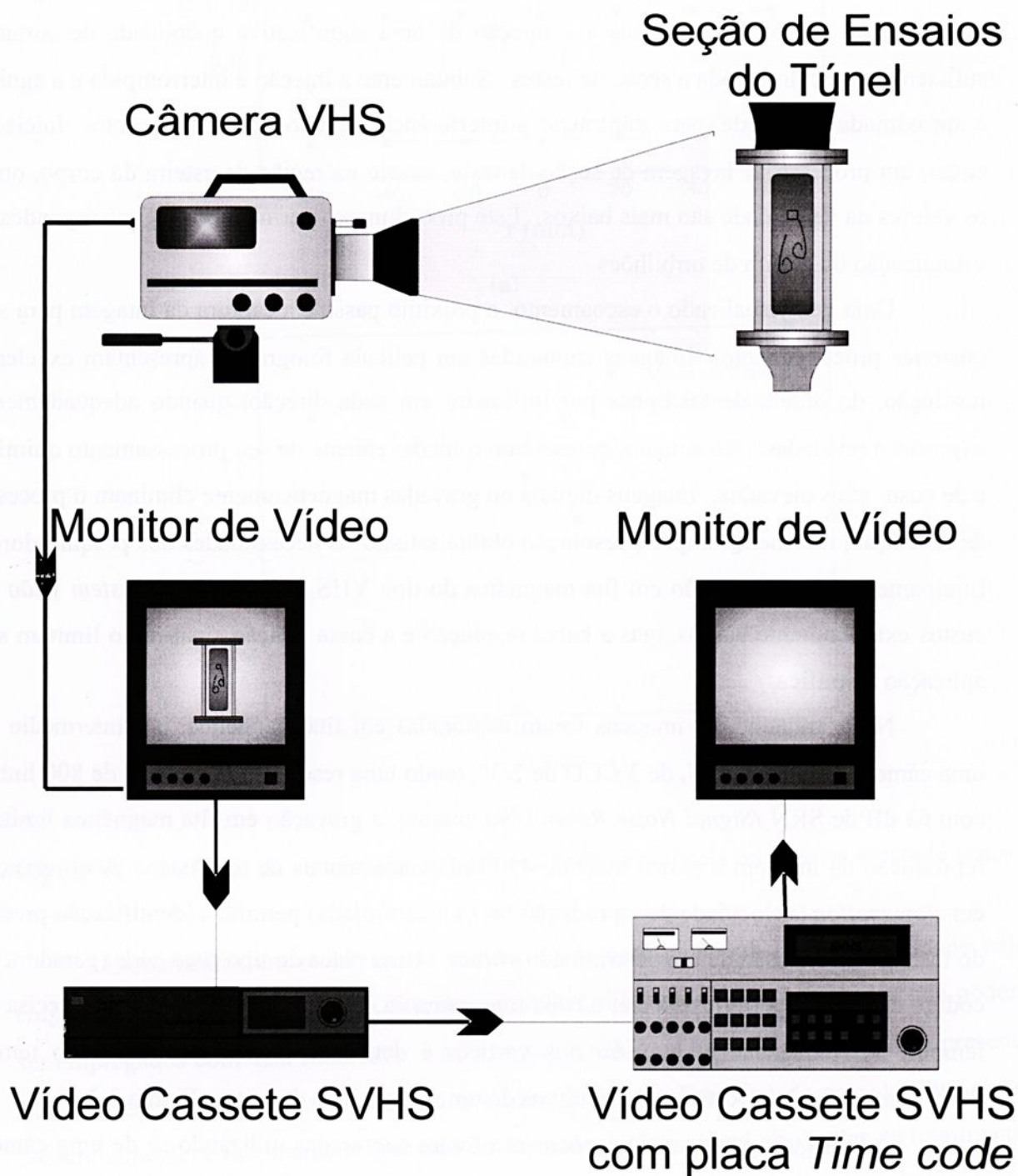


Figura 3.3 – Sistema de captura de imagens animadas do escoamento.

3.2 Aparato Experimental para Ensaio em Ar

Para os ensaios realizados a elevados do número de Reynolds ($Re > 8 \times 10^3$), construiu-se um dispositivo especial de ensaio, semelhante ao aparato descrito no trabalho de KAWAKITA (1992). A bancada experimental pode ser vista na Figura 3.4 e o seu esquema na Figura 3.5.

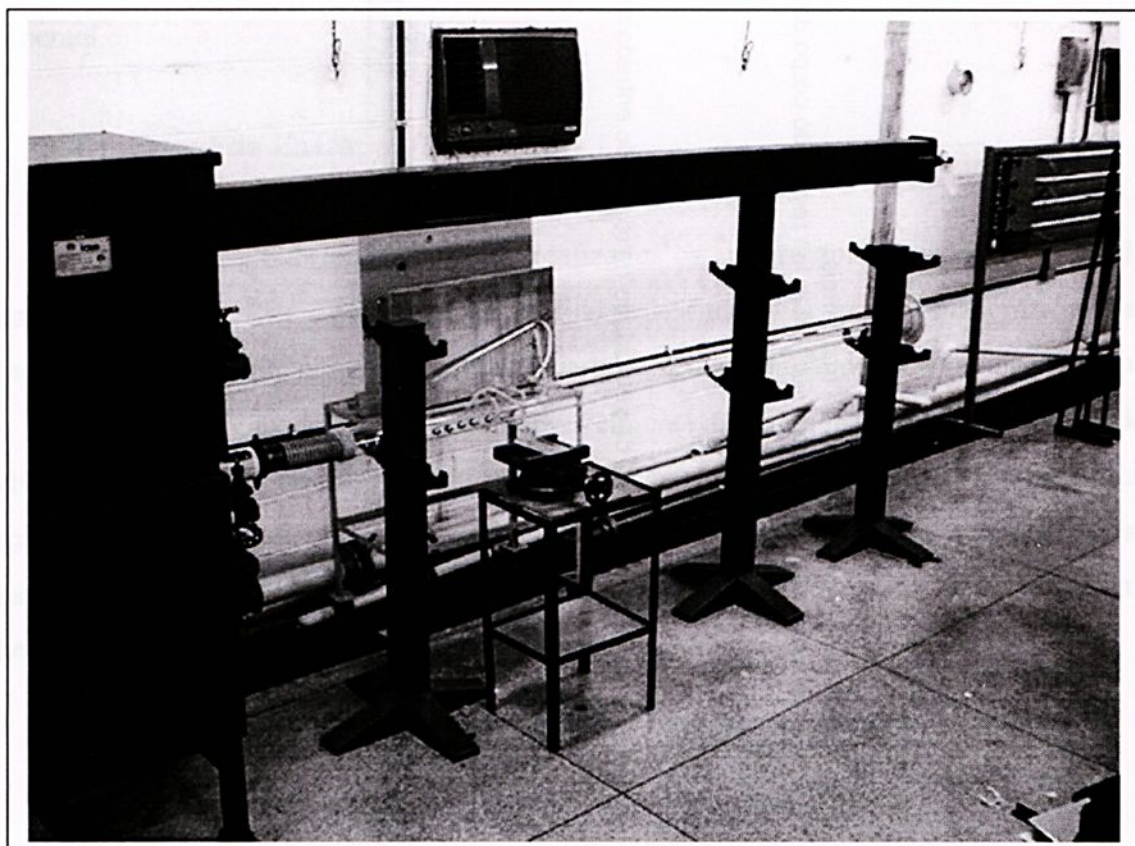


Figura 3.4 – Bancada Experimental para Ensaio em Ar.

- 1 - Ventilador radial de 7,5cv
- 2 - Caixa de amortecimento
- 3 - Válvula controladora de vazão do tipo esfera
- 4 - Mangueira flexível
- 5 - Local do sensor de temperatura do anemômetro
- 6 - Local de entrada da sonda de fio quente para captar os sinais de frequência
- 7 - Local entrada da sonda de fio quente para levantar o perfil de velocidades na região do corpo de prova
- 8 - Corpo de prova
- 9 - Anel piezométrico
- 10 - Local para entrada do tubo de Pitot
- 11 - Suporte do tubo de acrílico
- 12 - Tubo de acrílico ($d_i=82$ mm)
- 13 - Local entrada da sonda de fio quente para levantar o perfil de velocidade na região de entrada do aparato
- 14 - Bocal de entrada confeccionado em PVC

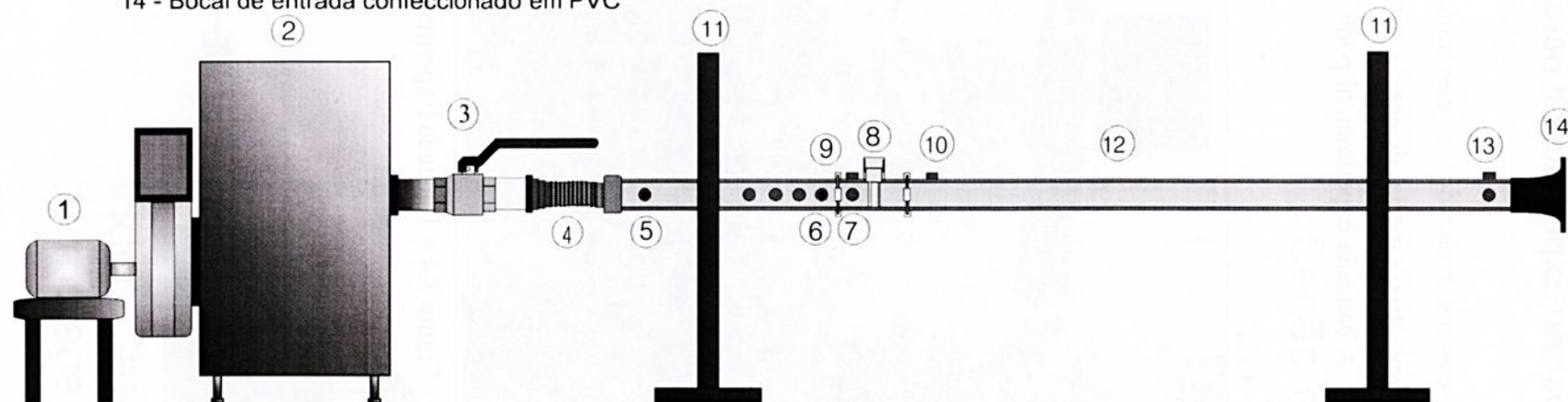


Figura 3.5 – Esquema da Bancada Experimental para Ensaios em Ar.

Em resumo, o aparato é composto de um bocal de entrada (*BC*), um tubo de acrílico (*TA*) e uma mangueira flexível (*MF*) que serve de conexão entre o tubo de acrílico e a válvula controladora de vazão (*VI*), que é do tipo esfera. Finalizando o fluxo de ar é suprido por um ventilador radial (*VR*), que antes passa por um caixa de amortecimento (*CA*) responsável para minimizar a propagação de vibrações indesejáveis, provenientes do ventilador, para a tubulação.

A seguir, são apresentados detalhadamente os principais componentes do aparato experimental.

3.2.1 Bocal de Entrada

Na entrada da tubulação, onde serão realizados os ensaios foi anexado um bocal de entrada construído de PVC, como mostra a Figura 3.5(item 12), pois, uma entrada mal projetada pode causar uma apreciável perda de carga. Caso a entrada de uma tubulação tenha cantos vivos, a separação do escoamento provavelmente ocorrerá nas quinas, provocando perturbações indesejáveis no escoamento, podendo levar a resultados imprecisos e de difícil avaliação. Em uma entrada abrupta, o fluido tende a acelerar-se localmente, a fim de passar através da região conhecida como *vena contracta*. A Figura 3.6 a e 3.6 b mostram, em detalhes, o bocal de entrada em duas diferentes vistas.

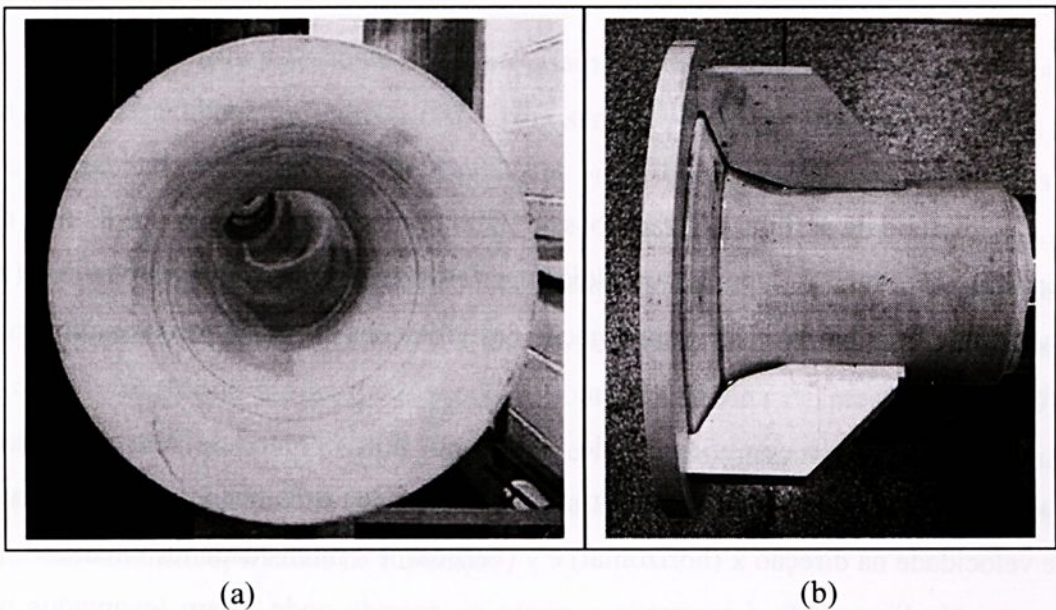


Figura 3.6 – (a) Vista interna do bocal de entrada (b) vista lateral do bocal de entrada.

O projeto do bocal de entrada foi baseado no modelo proposto por WHITE (1999), Figura 3.7, onde a dimensão (d) refere-se ao diâmetro interno da tubulação.

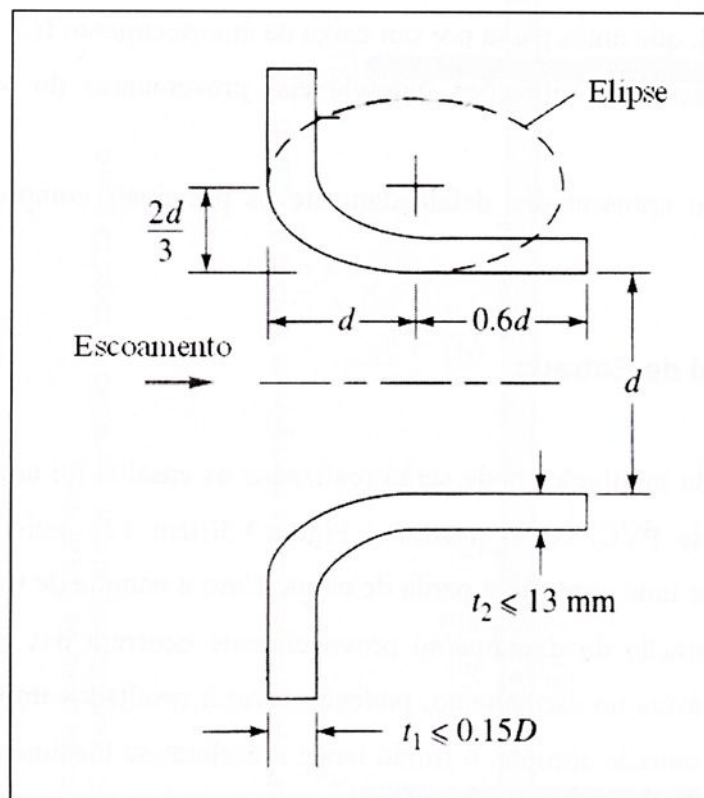


Figura 3.7 – Projeto do Bocal de Entrada.

3.2.2 Tubo de Acrílico

O tubo de acrílico utilizado possui 2500 mm de comprimento por 82 mm de diâmetro nominal. Este tubo foi apoiado em dois suportes independentes da estrutura onde se encontra o ventilador, para minimizar a propagação das vibrações impostas pelo ventilador ao longo da tubulação.

Ao redor do comprimento do tubo foram feitos pontos de inserção da sonda de fio quente. Mais especificamente, na entrada e na seção de testes, sendo possível levantar o perfil de velocidade na direção x (horizontal) e y (vertical) e a intensidade turbulenta.

Na Figura 3.8, é mostrado o ponto na entrada onde foram levantados os perfis de velocidade nas direções x e y e a intensidade turbulenta em x . Também na Figura 3.8, observam-se arruelas de acrílico coladas na parede do tubo. Isto se fez necessário devido à

espessura da parede do tubo ter apenas 3,6 mm. Nestas arruelas foram feitas roscas M14 para fixar os bujões de alumínio. Estes bujões têm a função de vedar a tubulação quando não estiver sendo feita medida com a sonda no local.

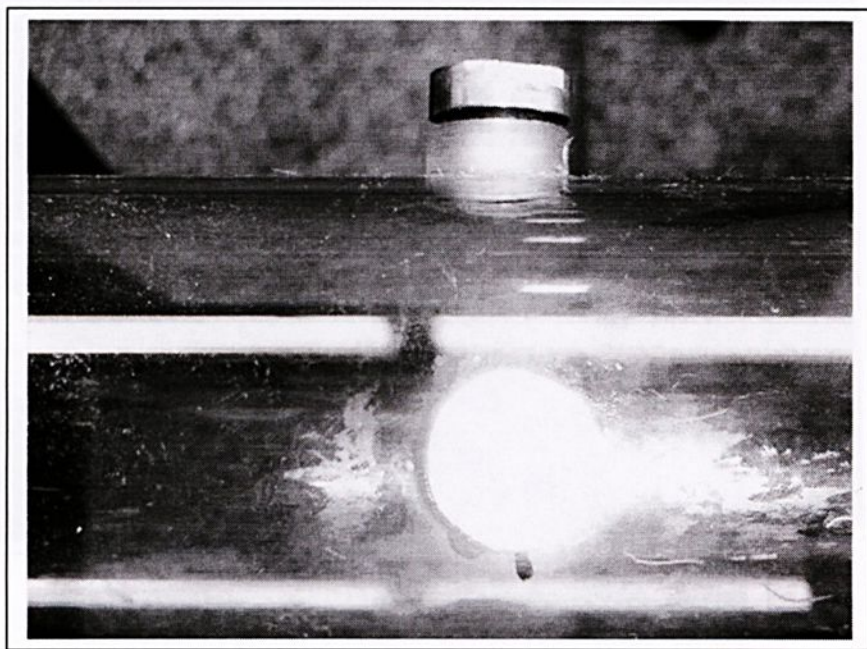


Figura 3.8 – Região onde será levantado o perfil de velocidade na entrada da seção de ensaios.

A Figura 3.9 mostra a seção de testes propriamente dita. Nota-se que, também, foram feitos dois furos perpendiculares entre si (90°), para ser levantado o perfil de velocidades nas direções x (horizontal) e y (vertical), bem no local onde foram posicionados os corpos de prova.

A Figura 3.9 mostra, ainda, os anéis piezométricos, antes e depois da seção de ensaios para ser quantificada a perda de carga imposta por cada corpo de prova. Este anel piezométrico foi construído em acrílico, sendo o ponto de tomada de pressão um furo de 0,5mm. A ligação entre cada um deles é feita por intermédio de mangueiras flexíveis fixadas em um pequeno tubo de acrílico de 5 mm de diâmetro externo, colocado dentro de pequenos tarugos também de acrílico, fixados na tubulação.

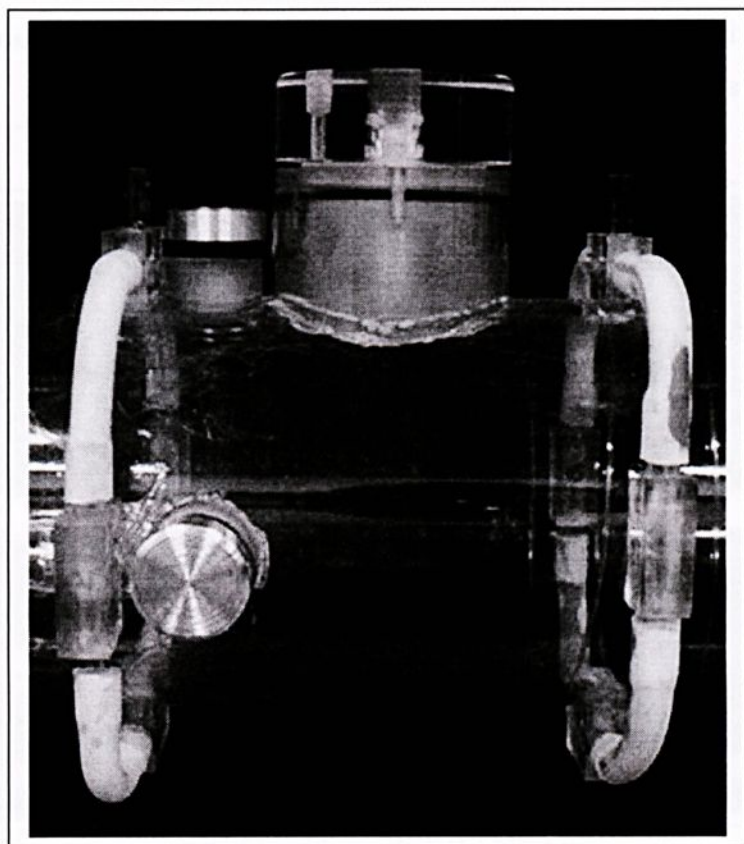


Figura 3.9 – Vista da região da seção de testes.

Na Figura 3.10 é possível observar como foi fixado o corpo de prova na tubulação. Foi tomado o cuidado de posicioná-lo a 25 diâmetros da entrada da tubulação – FOX & McDONALD (1995). As Figuras 3.11 e 3.12 mostram em detalhes o suporte que fixa os modelos na seção de testes, também construído em acrílico, onde observa-se a presença de um anel *o'ring* para a vedação. Nas extremidades foram feitos dois furos M4 para a fixação na tubulação e, no centro, realizou-se um furo passante para um parafuso também M4, que fixou o corpo de prova.

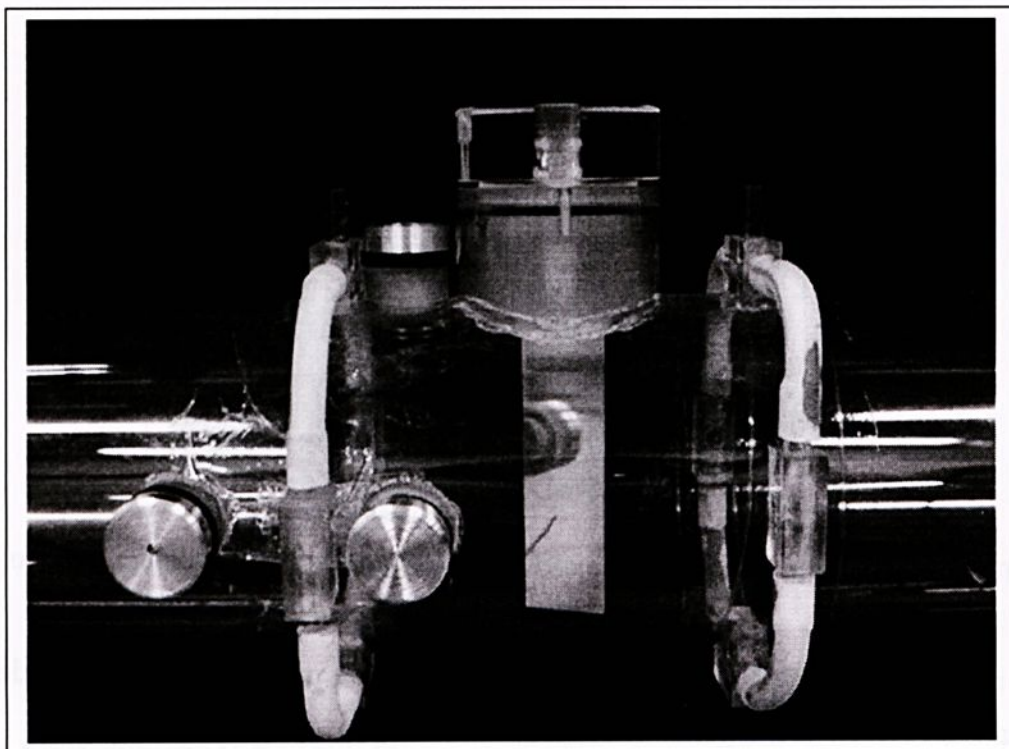


Figura 3.10 – Corpo de prova fixado na seção de ensaios.

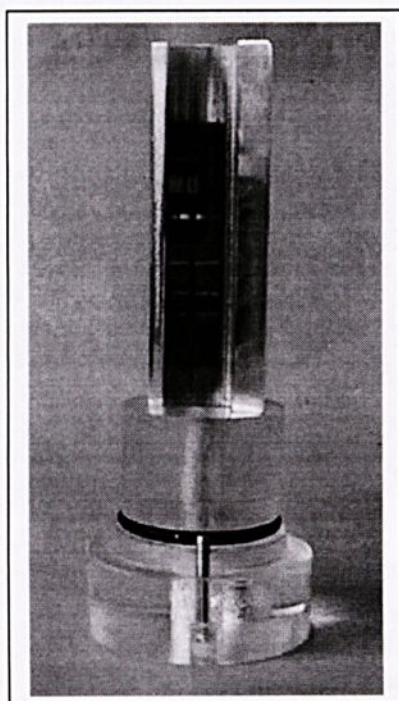


Figura 3.11 -- Dispositivo de fixação do corpo de prova.

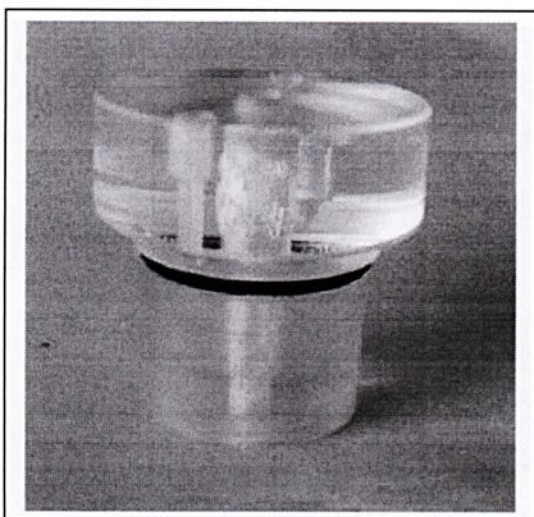


Figura 3.12 – Vista em detalhes do suporte do corpo de teste fabricado em acrílico.

A montante da seção de ensaios foi feito um furo para instalação de um tubo de Pitot para a tomada da velocidade, Figura 3.13.

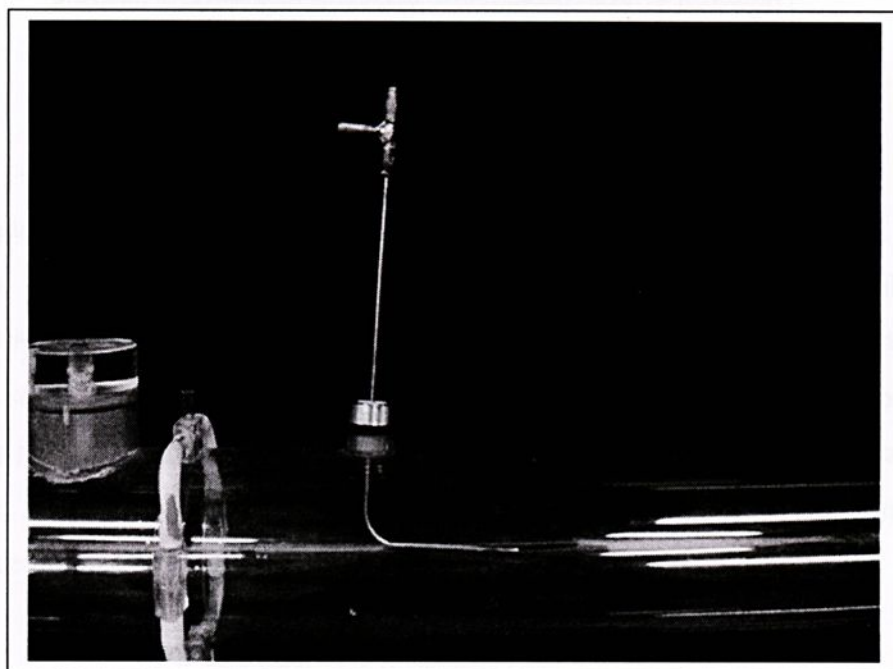


Figura 3.13 – Ponto de inserção do Tubo de Pitot a montante do corpo de teste.

Já, a jusante da seção de ensaios, Figura 3.14, foram executados seis furos na tubulação de acrílico, cinco deles para inserir a sonda de fio quente em diferentes pontos da esteira turbilhonária para a aquisição dos sinais das flutuações de velocidade da esteira de vórtices, e um para inserir o sensor de temperatura da sonda de fio quente.

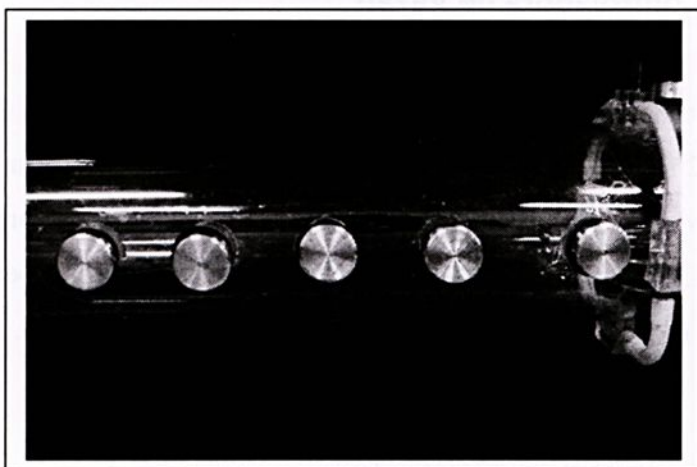


Figura 3.14 – Pontos de inserção da sonda de fio quente.

3.2.3 Mangueira Flexível

A mangueira flexível possui diâmetro nominal de 76,2 mm e foi cortada aproximadamente com 300 mm de comprimento. Este tamanho se faz necessário para evitar a perda de carga que esta impõe sobre o escoamento, prejudique a velocidade final na seção de testes e atinja os valores para a qual foi projetada. O papel fundamental desta mangueira é minimizar a vibração imposta pelo ventilador e que seja transmitida para a tubulação.

A mangueira é fixada ao tubo de acrílico por intermédio de um conector construído em PVC, Figura 3.15.

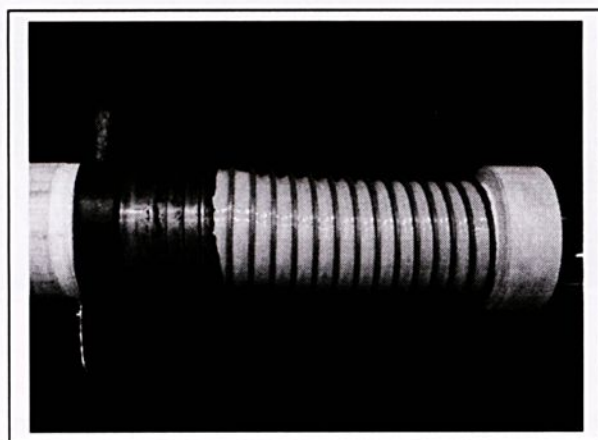


Figura 3.15 – Mangueira flexível.

3.2.4 Válvula Controladora de Vazão

O aparato possui uma válvula controladora da vazão, sendo da marca *COMEX* e com diâmetro nominal de 76,2 mm instalada, numa posição intermediária entre a tubulação e o ventilador radial. A válvula (*VI*) consiste numa válvula do tipo esfera com acionamento manual. Esta válvula, quando totalmente aberta, implica em uma pequena perda de carga e não possui folgas, o que é essencial para o controle da velocidade, Figura 3.16.

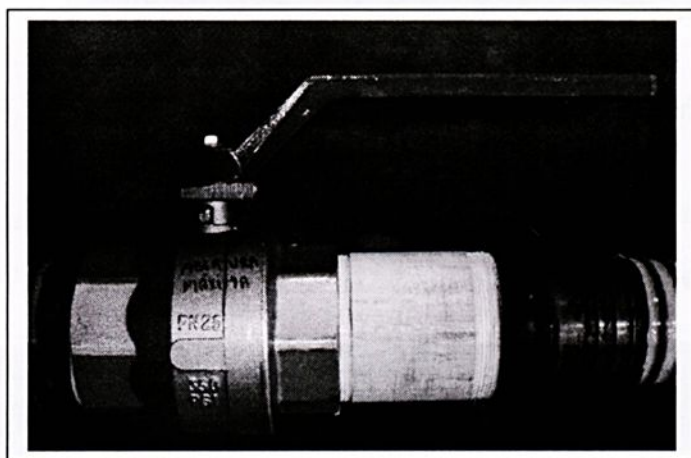


Figura 3.16 – Válvula controladora de vazão.

3.2.5 Ventilador Radial

O ar de entrada é succionado de uma câmara estabilizadora, e é nesta câmara que estão acoplados a válvula e o tubo de acrílico. A função da câmara estabilizadora é minimizar as oscilações de pressão impostas pelo ventilador ao escoamento.

O ventilador radial é da marca *GEMA*, modelo ILG-MH-575, impulsionado por um motor elétrico trifásico de 7,5 HP, proporcionando uma vazão máxima de $120 \text{ m}^3 / \text{min}$ a 1710 rpm.

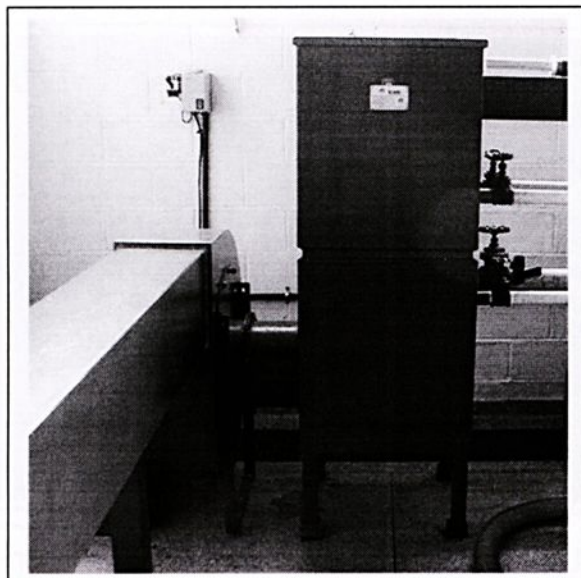


Figura 3.17 – Ventilador radial e caixa estabilizadora.

3.2.6 Corpos de Prova

Para a realização dos ensaios, foram construídos 12 modelos cilíndricos, sendo 8 baseados em corpos utilizados em medidores de vazão a efeito vórtice, Figura 3.18 e Figura 3.19. Dos 8 modelos cilíndricos, foram escolhidos o cilindro circular e o cilindro quadrado para variar a razão de forma e a razão de bloqueio respectivamente, como mostrado na Figura 3.20.

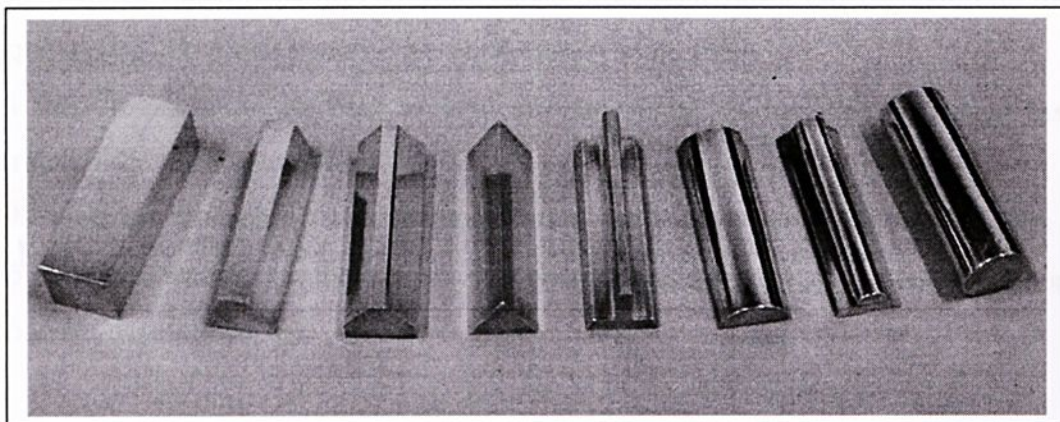


Figura 3.18 – Corpos de prova utilizados em medidores de vazão a efeito vórtice.

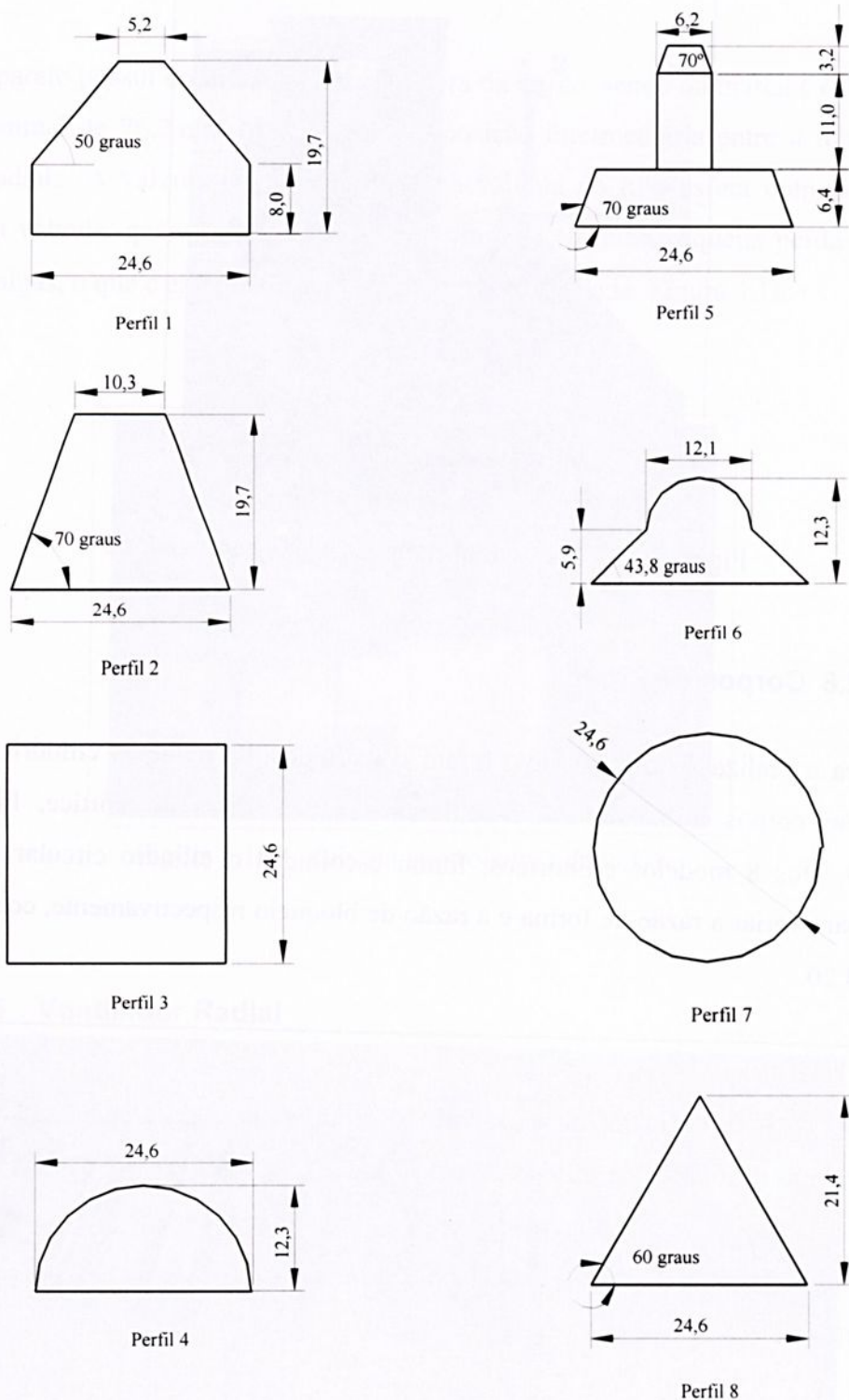


Figura 3.19 – Dimensões utilizadas nos corpos de prova.

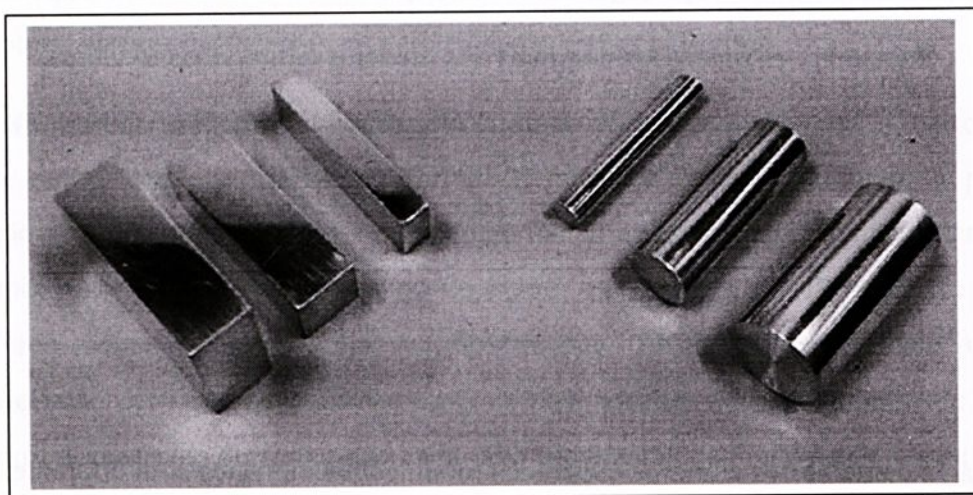


Figura 3.20 – Corpos de provas com razão de forma e razão de aspecto variados.

Os corpos de prova foram confeccionados em alumínio aeronáutico, partindo-se de uma barra de seção quadrada de $0,110 \times 0,110$ m. Desta barra, foram cortadas quatro tiras e, posteriormente, estas tiras foram cortadas ao meio, originando oito tarugos. Cada tarugo foi aplainado nas dimensões próximas ao dos modelos e em seguida, em um torno do tipo universal, foi feito o furo de centro e torneada uma pequena haste de fixação, em uma de suas extremidades, processo necessário para uma melhor fixação do tarugo no divisor da fresadora. Lembrando que alguns corpos de prova foram totalmente confeccionados no torno, como é o caso do cilindro circular. Após este processo, os corpos foram usinados na fresa até obterem sua forma almejada. Finalmente no centro de cada corpo, realizou-se um segmento de rosca M4, para que o corpo de prova pudesse ser fixado na seção de teste.

A fim de assegurar um bom acabamento superficial, os modelos de ensaio assim obtidos foram polidos manualmente.

Os modelos dos cilindros circulares foram fabricados com diferentes razões de bloqueio β , onde a razão de bloqueio representa obstrução parcial do escoamento pelo corpo sólido e pode ser definida como:

$$\beta = \frac{A_{cp}}{A_{st}} \cdot 100\% \quad (3.1)$$

onde A_{cp} é a área frontal projetada do corpo de prova e A_{st} é a área transversal da seção de testes.

A tabela 3.1 mostra as principais características dimensionais destes corpos de prova.

Tabela 3.1 – Dimensões nominais dos modelos cilíndricos circulares.

Modelo	d (mm)	β (%)
A1	12,3	18
A2	24,6	36
A3	36,9	54

Já os modelos dos cilindros quadrados foram confeccionados com diferentes razões de forma, que é definida como:

$$\phi = \frac{A}{B}$$

(3.2)

onde *A* é a altura e *B* a base da seção transversal retangular do modelo.

A tabela 3.2 mostra as principais características dimensionais destes corpos de prova.

Tabela 3.2 – Dimensões nominais dos modelos cilíndricos retangulares.

Modelo	A (mm)	B (mm)	$\phi = A/B$
B1	12.3	23.6	0.5
B2	23.6	23.6	1
B3	36.9	23.6	1.5

3.2.7 Tubo de Pitot

Na prática, quando é necessário fazer a medição da velocidade ou da vazão de ar numa tubulação, podemos utilizar o tubo de Pitot. Este dispositivo de construção relativamente simples, é constituído de tal forma que, ao mesmo tempo que se faz as tomadas

de pressões, as quais são conduzidas por tubos de ligação até o manômetro, também nos permite obter, através das leituras, os valores das pressões existentes.

No presente trabalho foi construído um tubo Pitot, que é constituído, basicamente de um tubo central em aço inox de 1 mm de diâmetro externo, para medir a pressão de estagnação do fluxo de ar ou pressão dinâmica, fixado de uma maneira concêntrica dentro de um segundo tubo com diâmetro externo de 3 mm, que mede a pressão estática, através de quatro furos radiais localizados em sua extremidade. Estes tubos são soldados em dois tarugos de latão de 6 mm de diâmetro externo, posicionados perpendicularmente entre si, e construído internamente de forma que cada tubo tome caminhos independentes de modo que fluxo de ar não se misture internamente, como mostra as Figuras 3.21 e 3.22 .

O espaço existente entre estes dois tubos tem por finalidade "canalizar" a pressão estática deste seu ponto de tomada, percorrendo toda extensão do Tubo Pitot, até chegar ao manômetro, passando pelo tubo de ligação.

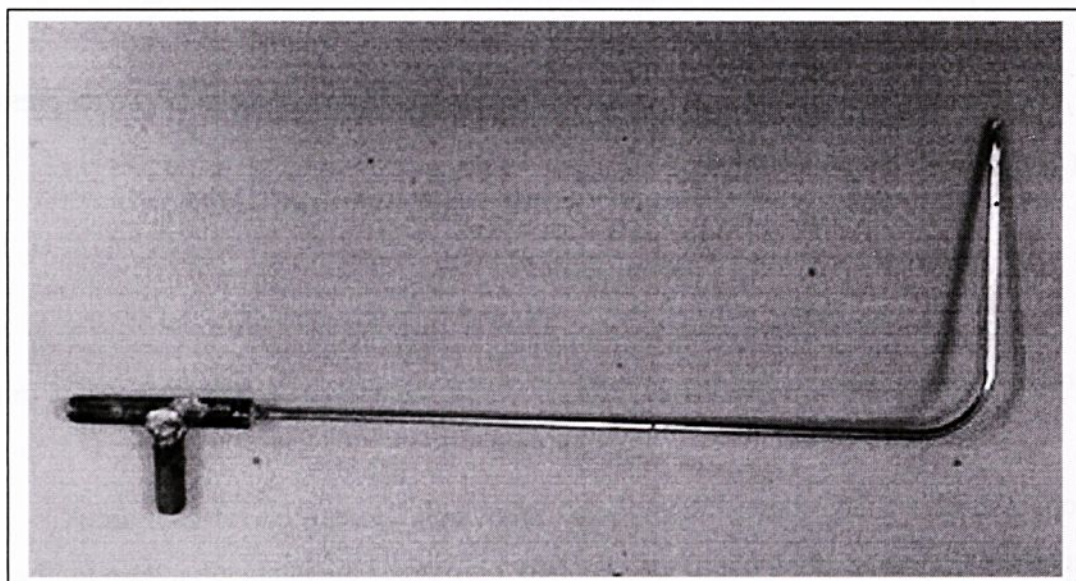


Figura 3.21 – Tubo de Pitot.

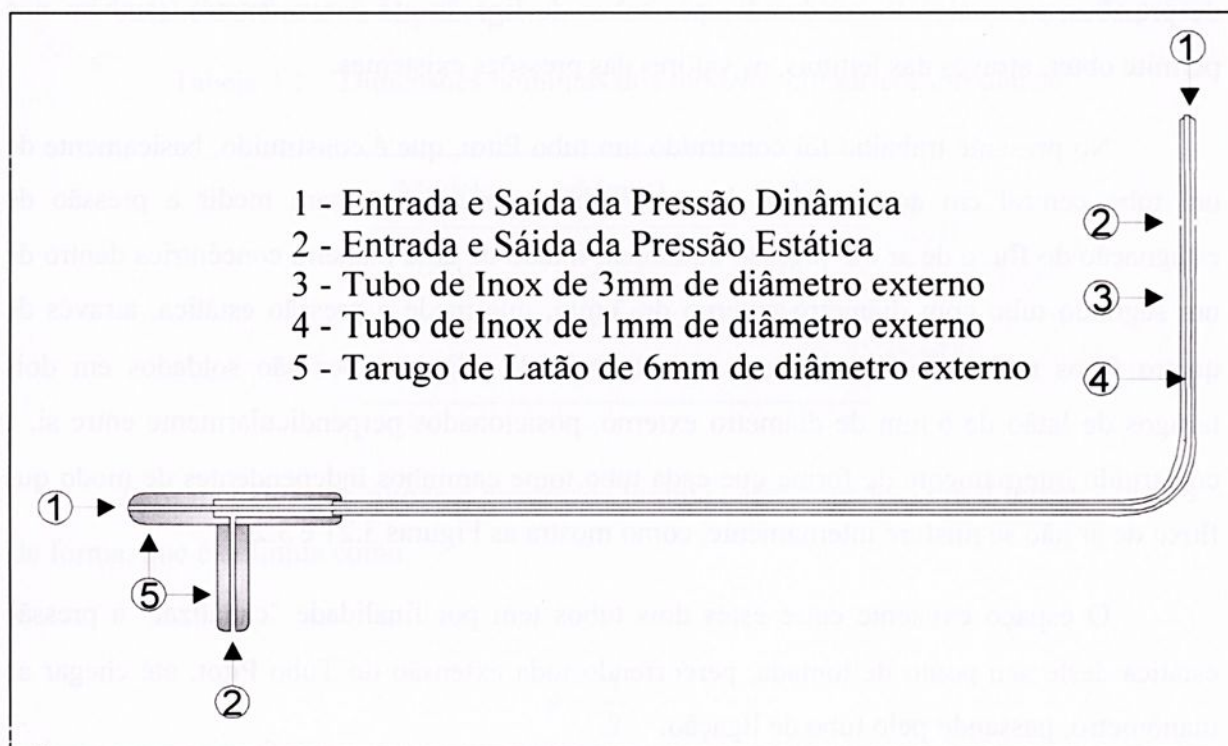


Figura 3.22 – Esquema do Tubo de Pitot.

A pressão diferencial, i. é, a diferença entre a pressão de estagnação (P_t) e da pressão estática (P_e) pode ser escrita como :

$$\Delta P_{dy} = h = P_t - P_e \quad \text{ou} \quad h = \frac{V^2 \gamma}{2g} \quad (3.3)$$

onde

h = diferença de pressão expressa em mmCA

P_t = pressão de estagnação

P_e = pressão estática

γ = peso específico do gás em Kg/m^3

g = aceleração da gravidade igual $9,81 \text{ m/s}^2$

ou

$$V = \sqrt{\frac{2gh}{\gamma}} \quad (3.4)$$

Obviamente, para uma boa medição, o tubo Pitot deve ser corretamente alinhado no interior do duto em relação a uma linha de corrente.

A Figura 3.23 mostra a aferição entre o tubo de Pitot e a sonda de fio quente previamente calibrada.

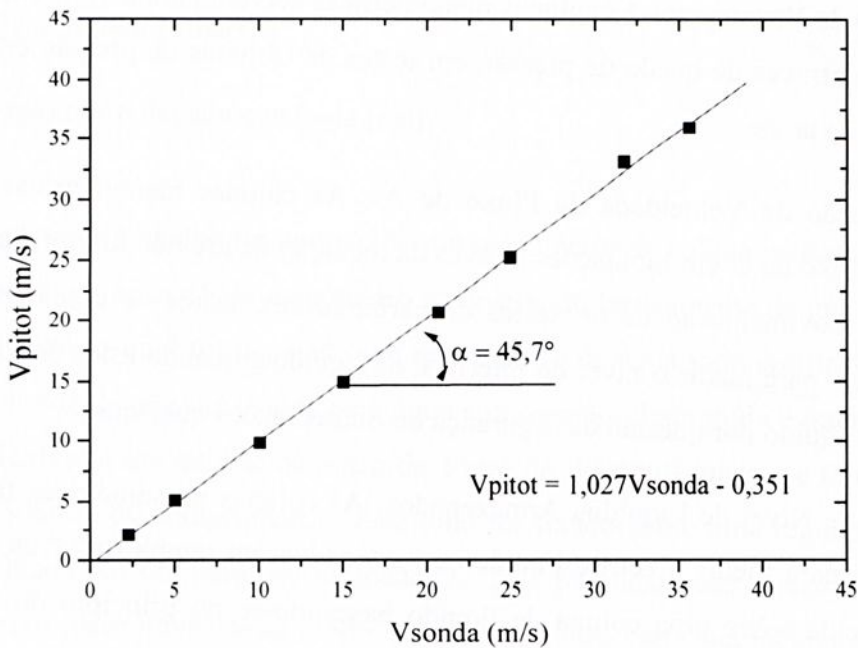


Figura 3.23 – Curva de aferição entre o tubo de Pitot construído e o anemômetro de fio quente calibrado.

A aferição foi feita para velocidades compreendidas entre de 2 a 36 m/s, mostrando que o Pitot estava devidamente construído, podendo ser usado de forma segura como medidor de velocidade.

3.2.8 Manômetro

Os manômetros de coluna de líquido são aparelhos básicos, destinados a medir pressão e servem, também, como padrões primários, isto é, são utilizados como padrão para calibração de outros aparelhos. De construção simples, apresentam baixo custo, além de apresentar vantagens tais como: não requerem manutenção, calibragem especial e permitem medições com grande precisão. Atualmente, tais instrumentos podem ser encontrados em diferentes tipos de aplicação industriais que passamos a descrever:

1 - Verificação de Vazamento: As colunas manométricas servem para a verificação e controle de vazamentos através de queda de pressão em testes de câmaras de pressão em peças, teste de purificador de ar etc.

2 - Determinação de Velocidade de Fluxo de Ar: As colunas manométricas servem para determinar o fluxo de ar em tubulações através da medição da pressão diferencial em testes de aparelhos de movimentação de ar, testes de carburadores, testes de coletores de poeira e também servem para medir o nível de interface de líquidos, quando estes estão armazenados sob um outro líquido por questão de segurança ou outras razões quaisquer.

3 - Medição de Nível de Líquidos Armazenados: As colunas manométricas também podem ser utilizadas para medir nível de líquidos armazenados em tanques através do registro da pressão exercida sobre uma coluna de líquido baseando-se no princípio do balanceamento hidrostático.

Para se fazer medições com maior precisão é necessário que sejam considerados vários fatores, tais como:

a - Temperatura: realizar cálculos de correção se a temperatura de medição diferir da temperatura de referência, pois a variação de temperatura provoca mudanças na densidade do líquido manométrico.

b - Aceleração da gravidade deve ser considerada no local da medição com o seu valor de referência.

c - Impurezas contidas no líquido manométrico também provocam mudanças na densidade,conseqüentemente causando erros de leitura.



d - A influência da tensão superficial e sua mudança causada por efeitos externos, assim como a compressibilidade do líquido manométrico deve ser considerada.

Com a finalidade de minimizar qualquer efeito de distorção no aumento da capilaridade em tubos de diâmetros pequenos estes devem possuir diâmetros constantes.

As unidades de pressão mais usadas na prática são:

- a - Milímetros [mmHg] ou polegadas de mercúrio [“Hg],
- b - Milímetros [mmH₂O] ou polegadas de coluna d'água [“H₂O],
- c - Bar [bar] ou milibar [mbar], e
- d - Libra (força) por polegada quadrada [psi].

No presente trabalho foi construído um manômetro de coluna inclinada usando como fluido de trabalho a água. Este manômetro é constituído basicamente de um compensado de madeira que sobre o qual foi instalado um reservatório de água todo construído em acrílico, tendo uma entrada de ar e uma saída para água sob pressão. Esta saída é interligada por uma mangueira flexível a um capilar de vidro de 1 mm de diâmetro interno e 6mm de diâmetro externo por 500mm de comprimento. Este tubo foi fixado sobre uma régua de aço que por sua vez foi fixada por um parafuso na madeira. Este parafuso pode rotacionar em torno do seu próprio eixo, permitindo deste modo que o manômetro varie sua inclinação de 5° a 30°, isto se torna possível devido ao furos feito adequadamente na outra extremidade da madeira, o manômetro é fixado neste furos por um pequeno gancho através de um furo feito na extremidade da régua. Finalizando, foram feitos dois pés de acrílico com um furo passante, onde foram colocados três parafusos M4 de aço inox para dar maior estabilidade ao manômetro, também na base de um dos pés foi adaptado um indicador de nível, deste modo podendo colocar o manômetro em terreno não totalmente plano sem afetar sua leitura.

As Figuras 3.24 e 3.25 mostram o manômetro e o seu esquema respectivamente.



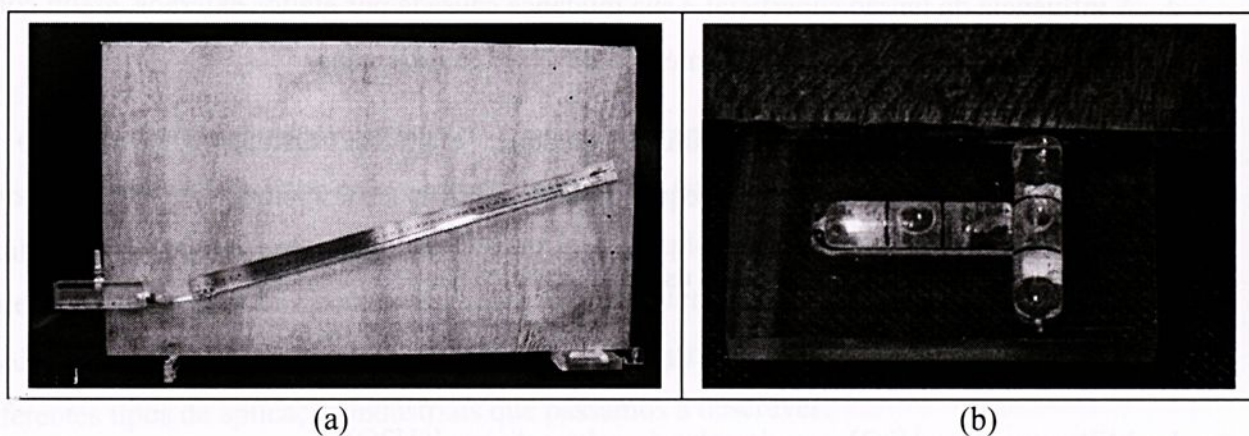


Figura 3.24 – Manômetro de coluna inclinada, (a) vista geral (b) detalhe do nível da bolha.

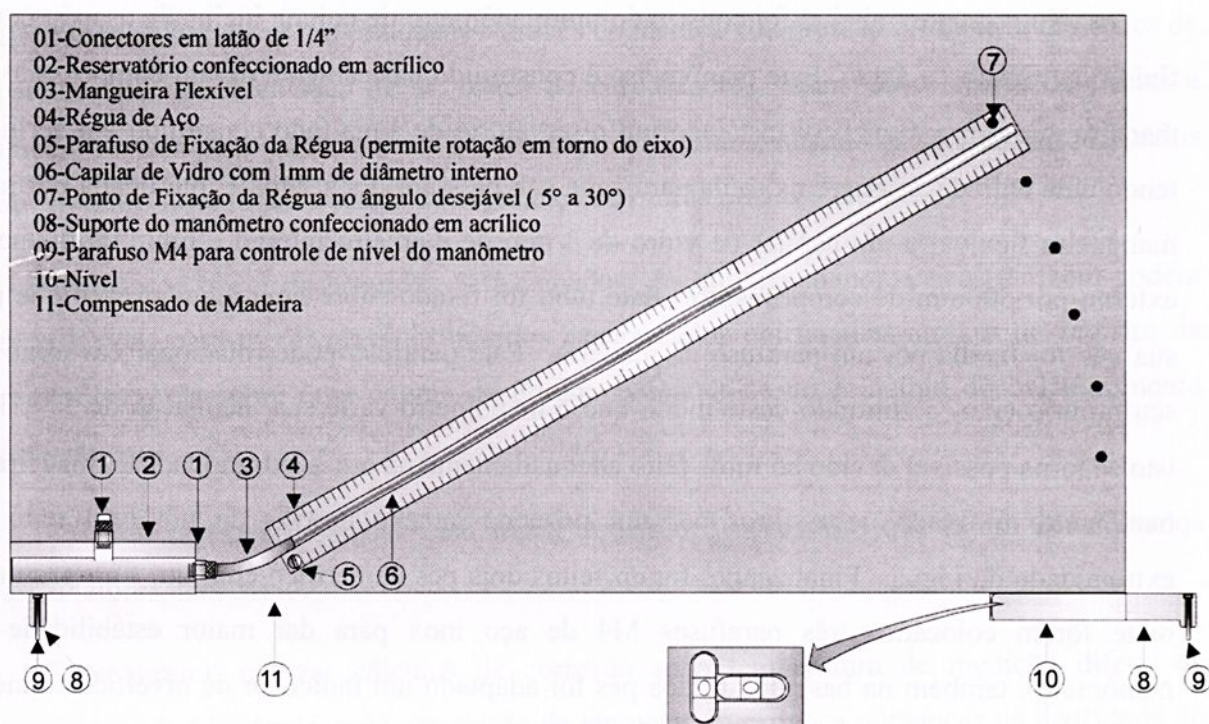


Figura 3.25 – Esquema do manômetro construído.

3.3 Validação da Bancada Experimental

A validação de uma instalação experimental é um passo necessário antes de sua utilização. As informações obtidas nesta etapa, além de atestarem a qualidade do projeto e da construção e fornecerem subsídios para a sua eficiente utilização, possibilitam, também, a correta interpretação dos resultados obtidos em experimentos posteriores. A seguir, são apresentados alguns testes realizados na bancada de ensaios, sem a presença de modelos na sua seção de testes, objetivando a determinação de algumas de suas características importantes.

3.3.1 Perfis de Velocidade

O conhecimento dos perfis de velocidade no interior da seção de testes é de fundamental importância para a interpretação dos resultados obtidos em uma instalação experimental.

Os perfis de velocidade tanto na direção x (horizontal) como na direção y (vertical) no interior da seção de testes foram obtidos com o auxílio da técnica de anemometria de filme quente. Antes de cada medição do perfil de velocidade, a sonda de filme quente foi calibrada de acordo com os passos descritos na seção 3.3.

Para a direção x e y a sonda foi posicionada no interior da seção de testes com o auxílio de dois posicionadores. O deslocamento da sonda ao longo do eixo x foi determinado com auxílio de uma mesa de coordenadas (Figura 3.26) e da direção y foi determinado com o auxílio de um dispositivo posicionador que consiste simplesmente de um paquímetro acoplado a um parafuso micrométrico, como mostrado na Figura 3.27. Estes dispositivos foram alinhados em relação à seção de testes, com o auxílio de um nível óptico de alta resolução. A referência da posição inicial da sonda foi obtida encostando-se o suporte da sonda na face interior do tubo e posteriormente varrendo todo diâmetro da tubulação até que a sonda encostasse-se na outra parede do tubo. A incerteza da posição da sonda foi estimada em 0,3 mm.



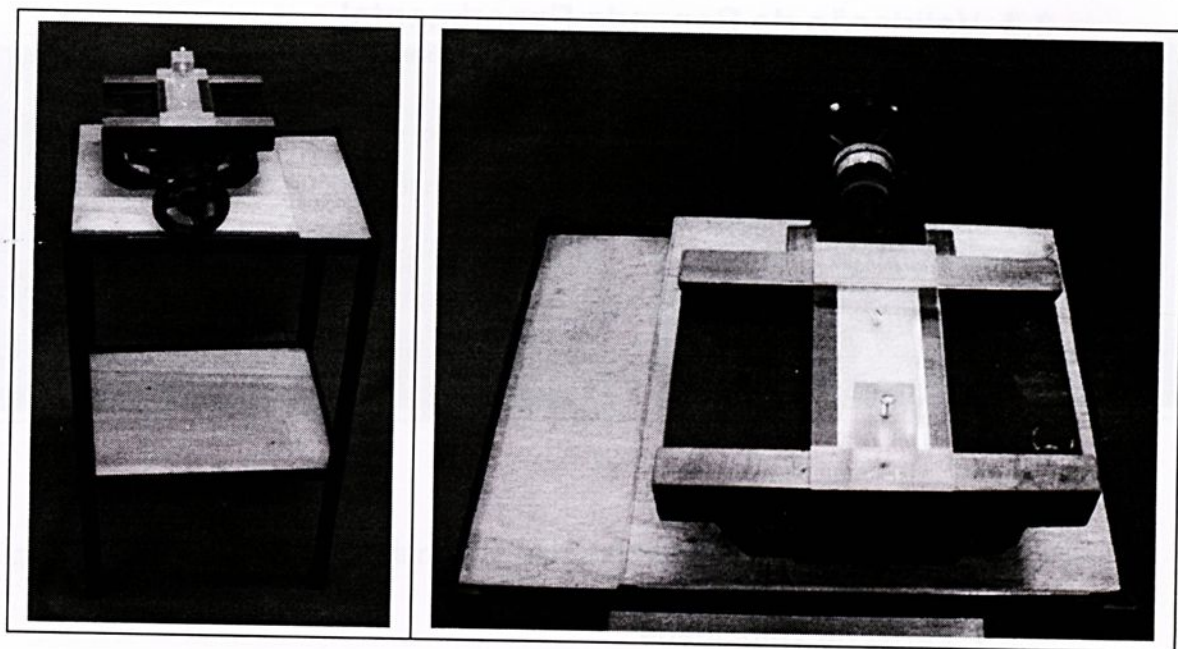


Figura 3.26 – Posicionador da sonda de fio quente na direção x (horizontal).

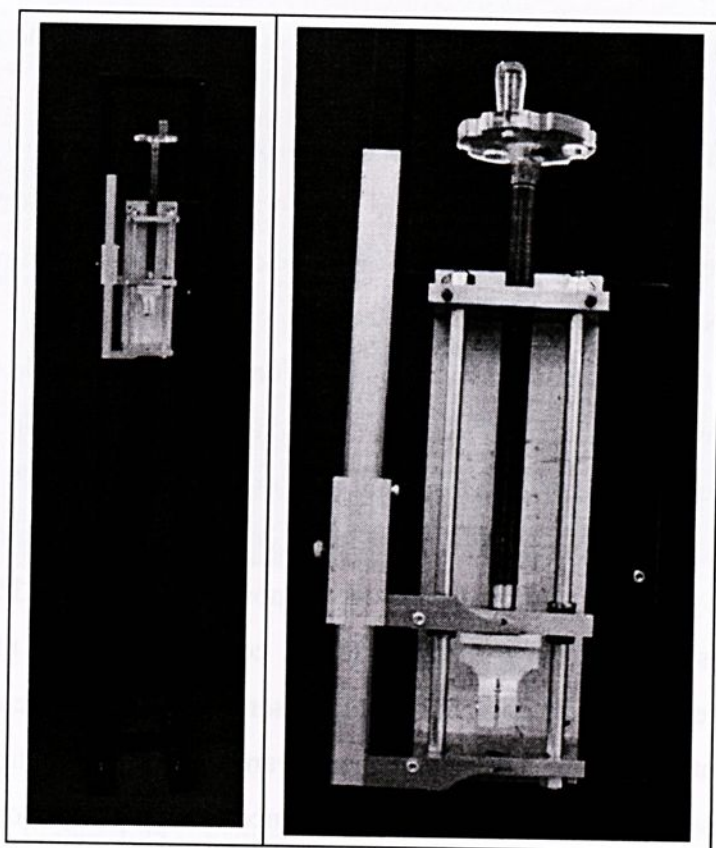


Figura 3.27 – Posicionador da sonda de filme quente na direção y (vertical).

Ao todo foram investigados 76 mm ao longo do diâmetro nas direções transversais, sendo a sonda posicionada em 19 pontos em cada direção. Sendo o primeiro ponto na região central e nove à direita e nove à esquerda, tendo um espaçamento entre si de 5 mm e entre os pontos 8 e 9 (últimos pontos junto a parede) um espaçamento de 3 mm. Ao todo foram conduzidos ensaios para três diferentes velocidades, lembrando que todo estes procedimentos descritos acima também foram realizados na entrada da tubulação. A sonda de temperatura do anemômetro, necessária para permitir a correção da velocidade devido a variações na temperatura do escoamento, foi introduzida no final da tubulação a fim de não interferir no escoamento da corrente livre.

Os resultados assim obtidos podem ser observados nas Figuras 3.28 a 3.35. A velocidade apresentada nestes gráficos, representa o valor médio da série temporal adquirida durante 2 s. O zero no eixo das abscissas localiza-se sobre o eixo longitudinal de simetria da seção de testes, e os limites laterais do gráfico representam as paredes laterais da seção de testes (± 38 mm).

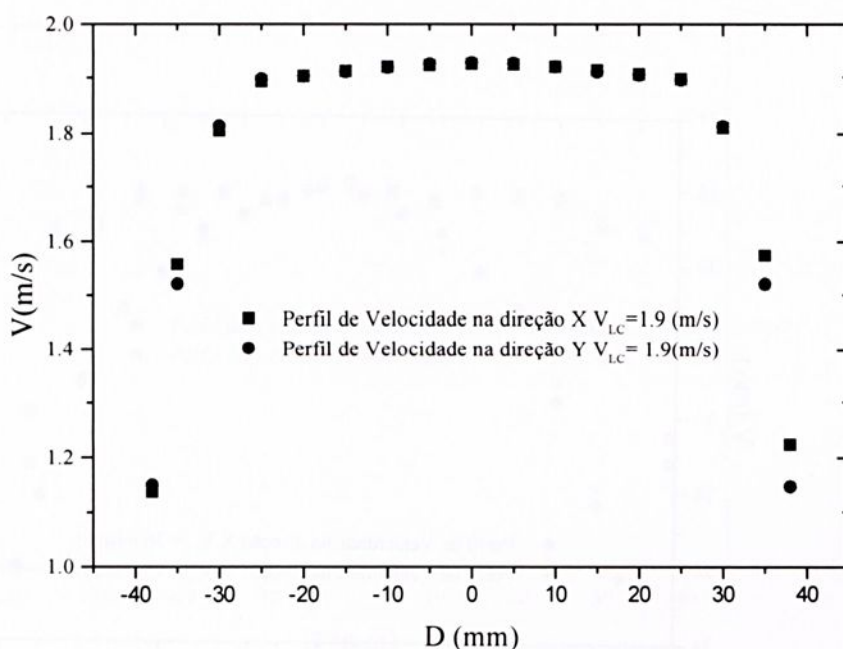


Figura 3.28 – Perfil de velocidade na seção de testes para baixa velocidade.

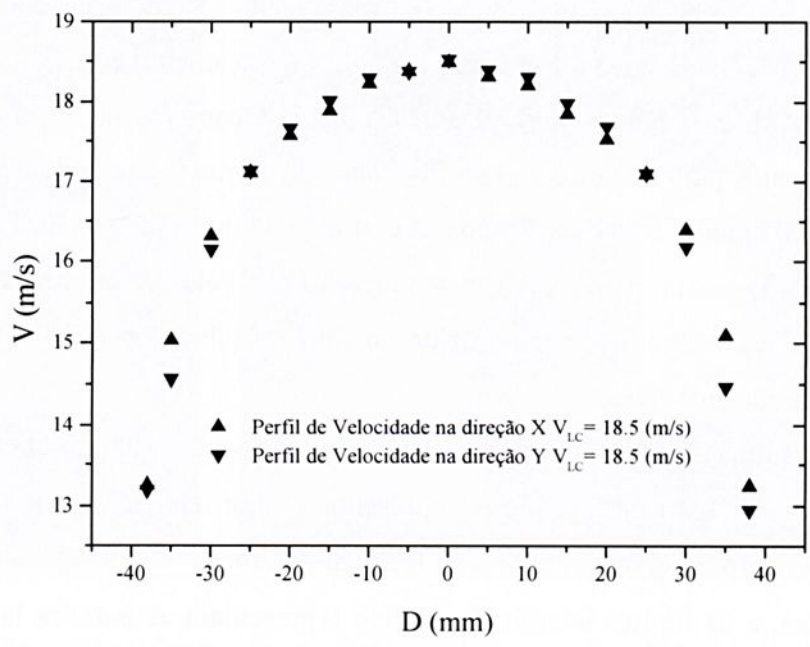


Figura 3.29 – Perfil de velocidade na seção de testes para velocidade intermediária.

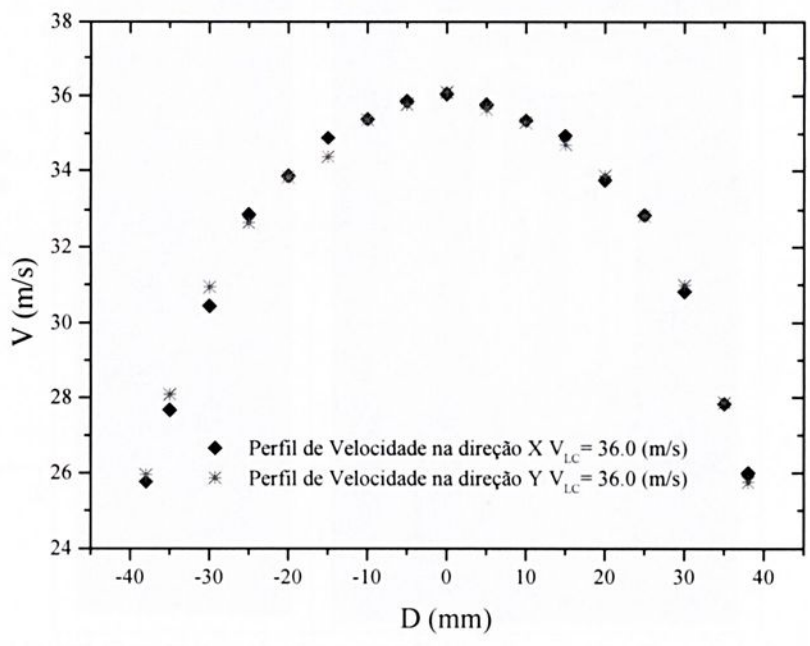


Figura 3.30 -- Perfil de velocidade na seção de testes para alta velocidade.

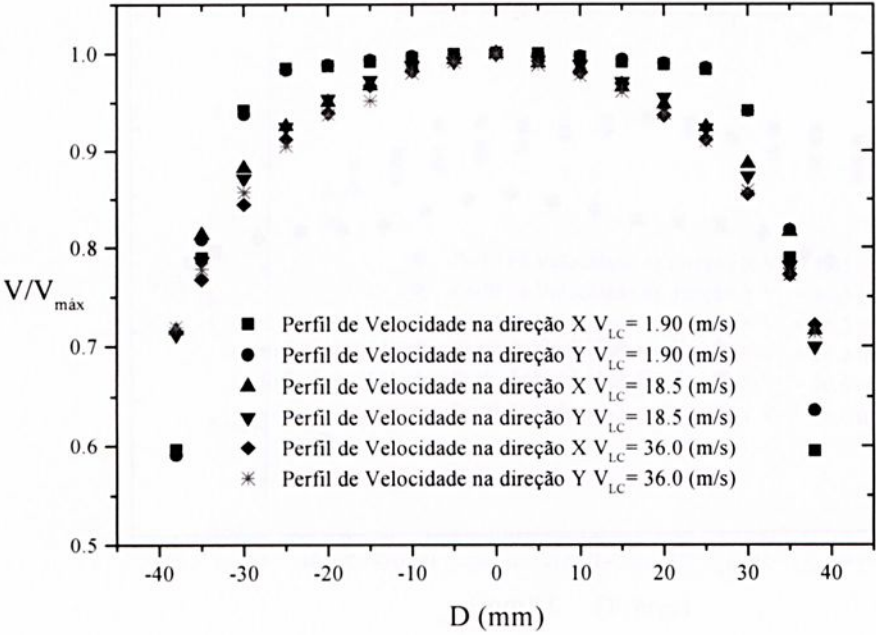


Figura 3.31 – Comparação entre os perfis de velocidade na seção de testes.

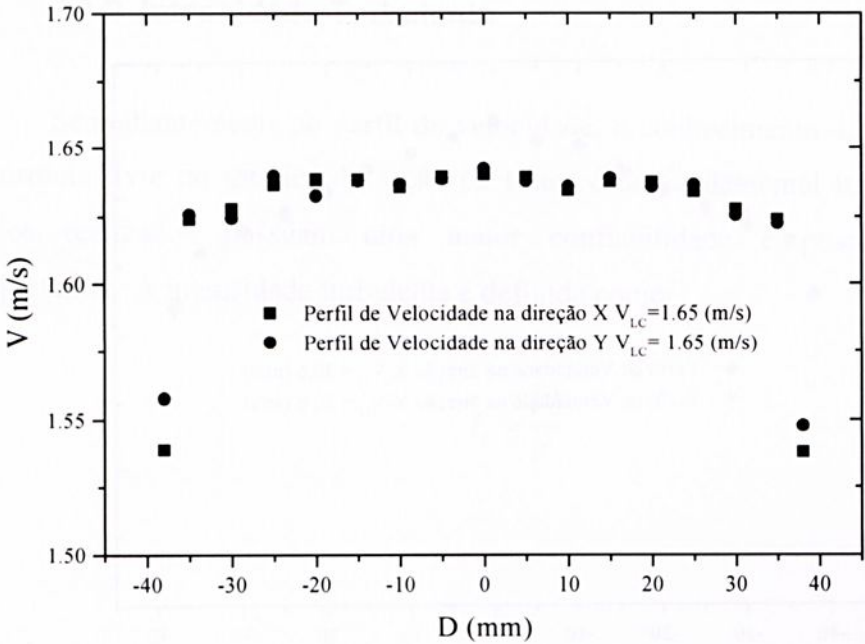


Figura 3.32 – Perfil de velocidade na entrada para baixa velocidade.

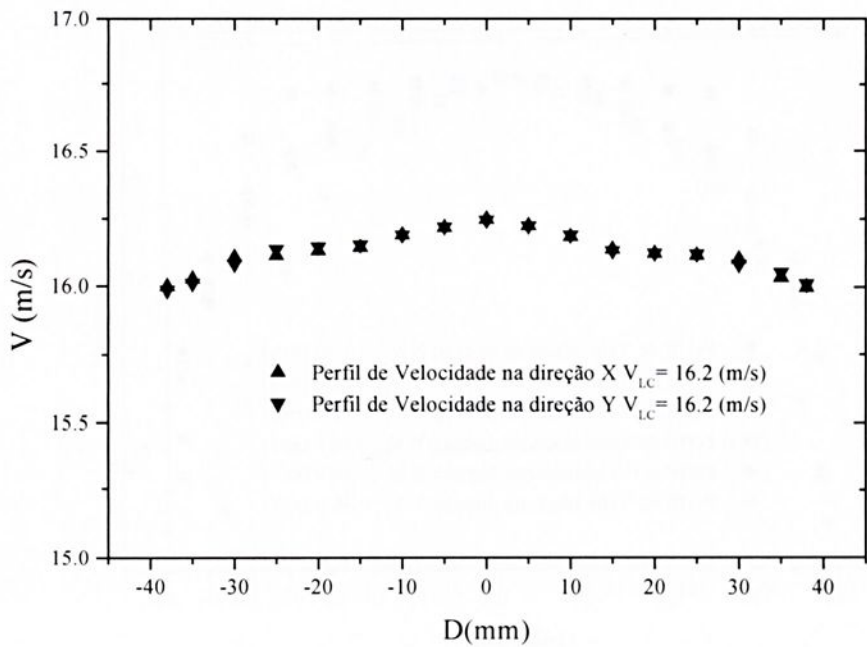


Figura 3.33 – Perfil de velocidade na entrada para velocidade intermediária.

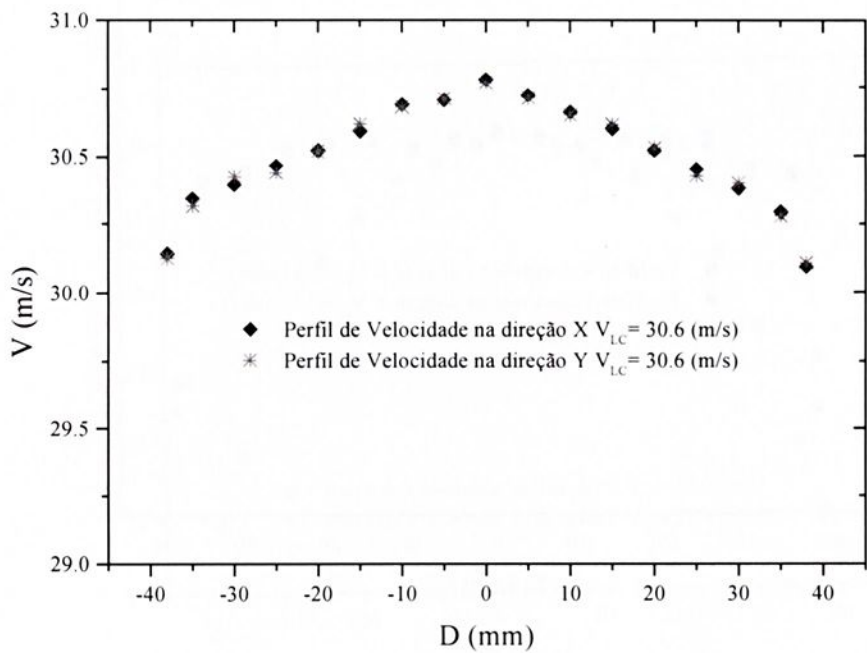


Figura 3.34 - Perfil de velocidade na entrada para alta velocidade.

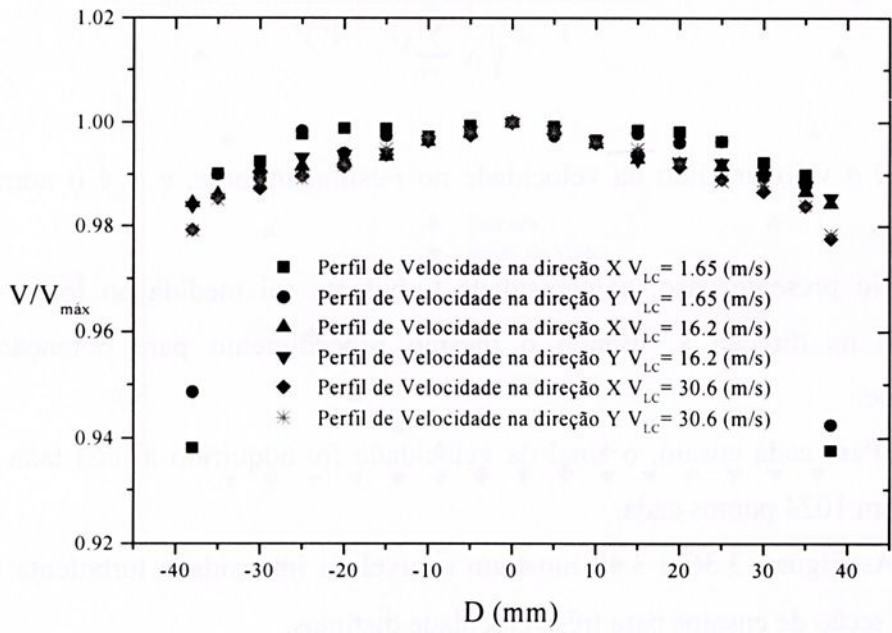


Figura 3.35 – Comparação entre os perfis de velocidade na entrada.

3.3.2 Intensidade Turbulenta

Semelhantemente ao perfil de velocidade, o conhecimento da intensidade turbulenta da corrente livre no interior da seção de testes é de fundamental importância para que os ensaios realizados possuam uma maior confiabilidade e possam ser corretamente interpretados. A intensidade turbulenta é definida como

$$I_t = \frac{V'}{\bar{V}} \tag{3.5}$$

com

$$\bar{V} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N V_i \tag{3.6}$$

e

$$V' = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (V_i - \bar{V})^2} \quad (3.7)$$

onde V_i é o valor medido da velocidade no i -ésimo instante, e N é o número de amostras adquiridas.

No presente caso, a intensidade turbulenta foi medida ao longo do diâmetro da tubulação na direção x , usando o mesmo procedimento para obtenção dos perfis de velocidade.

Para cada ensaio, o sinal da velocidade foi adquirido a uma taxa de 1 kHz, em 4 blocos com 1024 pontos cada.

As Figuras 3.36 a 3.40 mostram o nível da intensidade turbulenta tanto na entrada como na seção de ensaios para três velocidades distintas.

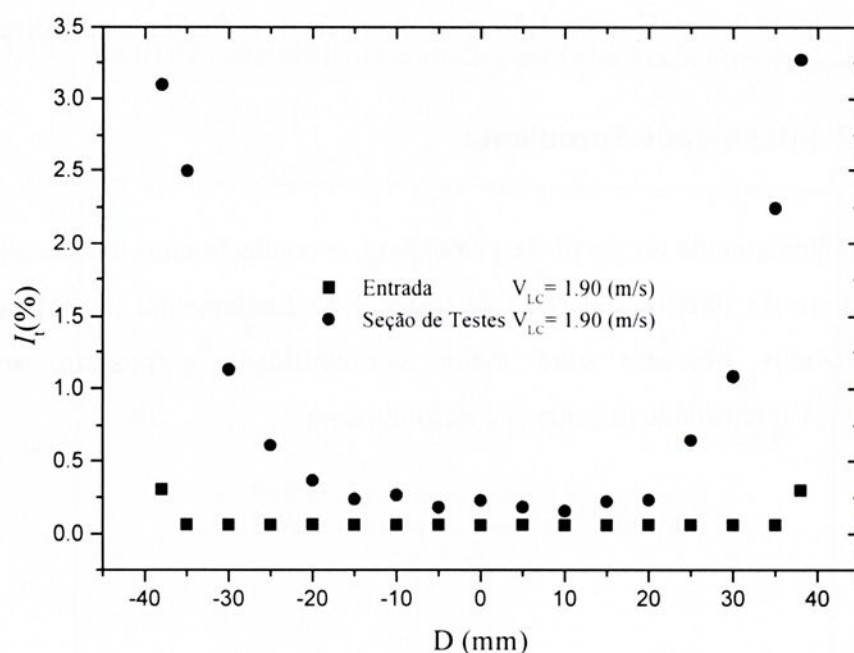


Figura 3.36 – Comparação entre a intensidade turbulenta relativa para baixa velocidade.

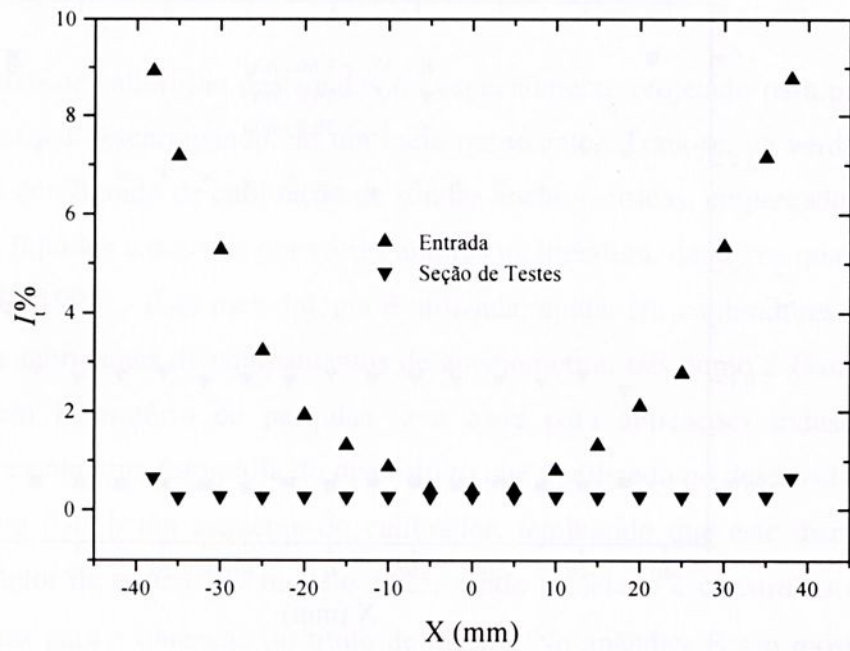


Figura 3.37 - Comparação entre a intensidade turbulenta relativa para velocidade intermediária.

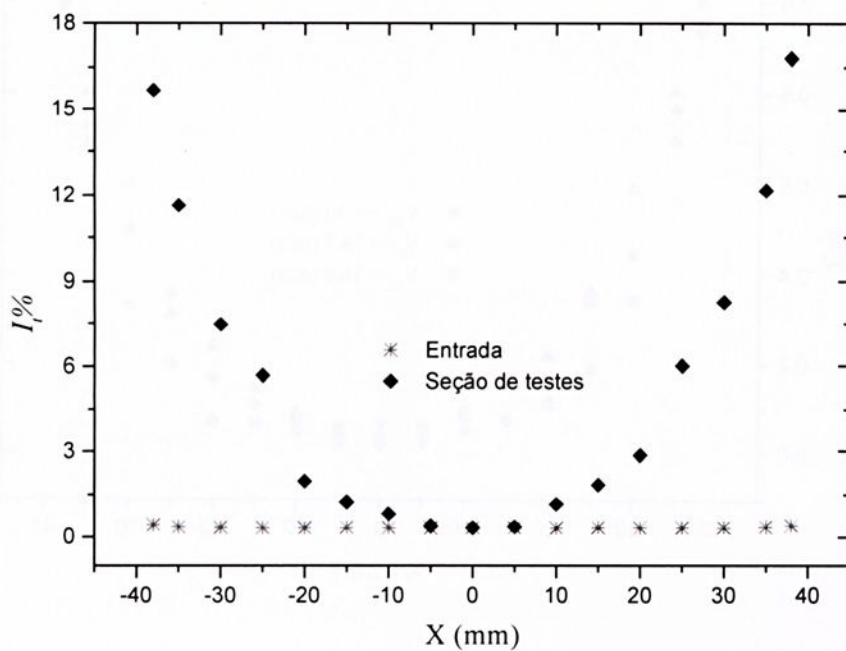


Figura 3.38 – Comparação entre a intensidade turbulenta relativa para alta velocidade.

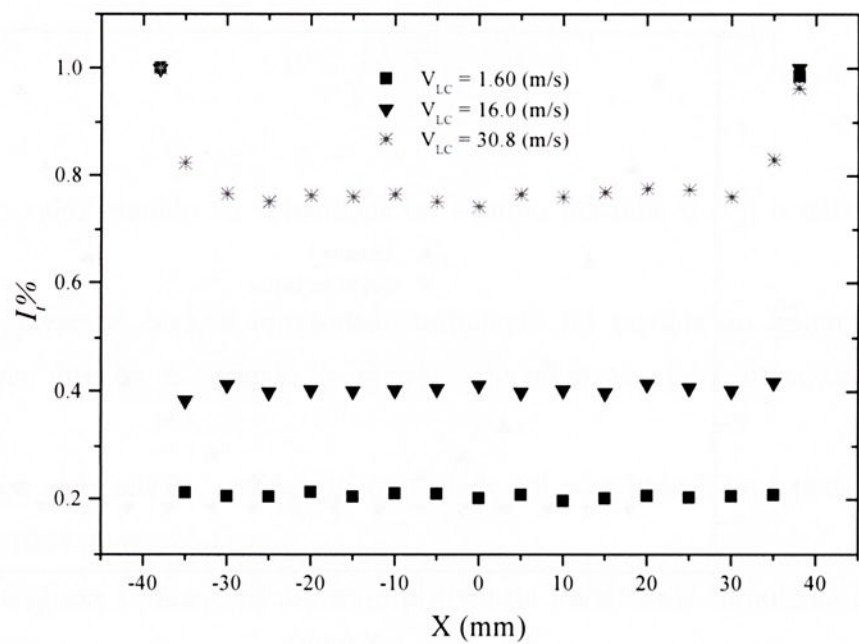


Figura 3.39 – Comparação entre a intensidade turbulenta relativa na entrada.

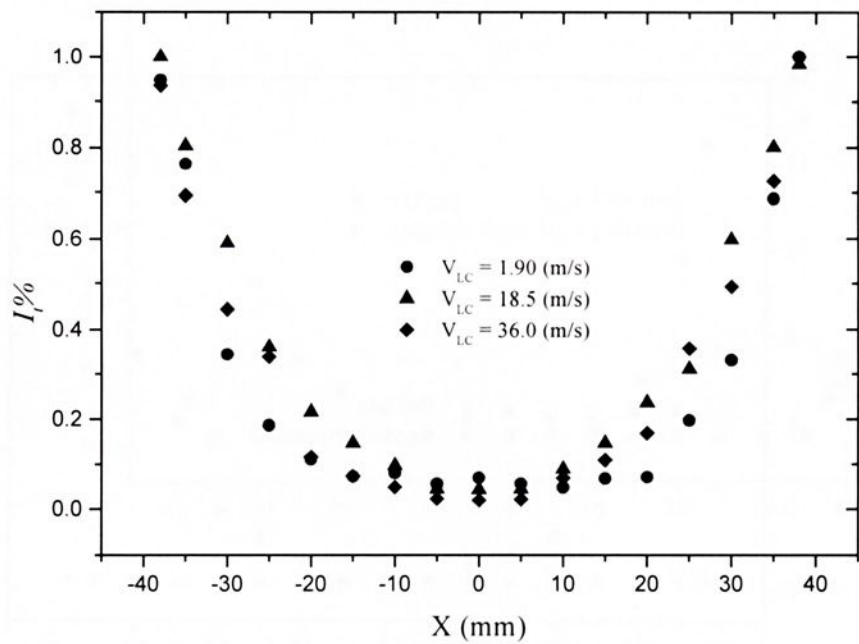
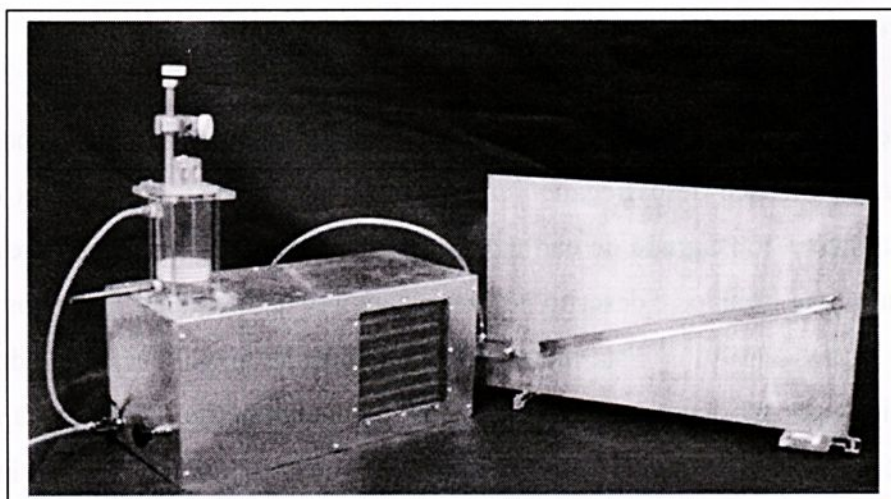


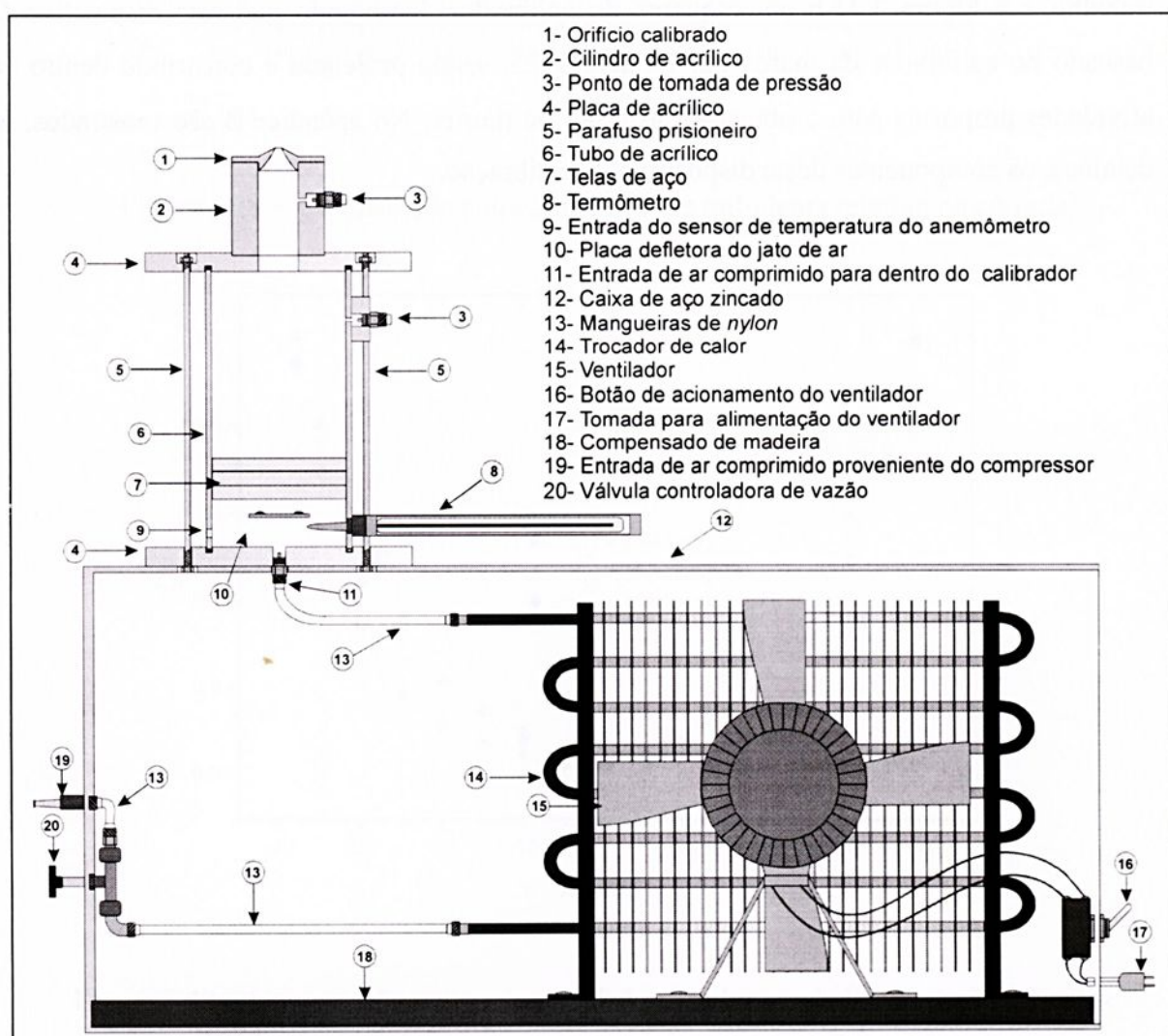
Figura 3.40 – Comparação entre a intensidade turbulenta relativa na seção de testes.

3.4 Dispositivo e Metodologia de Calibração

O dispositivo de calibração das sondas foi especialmente projetado para produzir um jato livre axissimétrico descarregando em um meio quiescente. Trata-se, na verdade, de um método clássico e consagrado de calibração de sondas anemométricas, empregado tanto para gases quanto para líquidos e descrito por vários autores na literatura, dentre os quais incluem-se LEE & BUDWIG (1991). Esta metodologia é utilizada, ainda, em calibradores comerciais desenvolvidos por fabricantes de equipamentos de anemometria, tais como a *Dantec* e a *TSI* para aplicações em laboratório de pesquisa, e a *Kurz* para aplicações industriais. As Figuras 3.41 a apresenta uma fotografia do dispositivo que é utilizado no desenvolvimento do trabalho e a Figura 3.41 b um esquema do calibrador, lembrando que este dispositivo foi baseado no calibrador da marca *TSI* modelo 1125, sendo projetado e construído dentro das atividades propostas para a obtenção do título de mestre. No apêndice B são mostrados, em detalhes, os componentes deste dispositivo de calibração.



(a) Dispositivo experimental para calibração das sondas de filme quente



(b) ilustração esquemática

Figura 3.41 – Dispositivo para a calibração de sondas de fio quente.

Este dispositivo é de fácil operação necessitando somente de um suprimento de ar comprimido. Basicamente, são seguidos os seguintes passos para obter uma calibração de uma sonda:

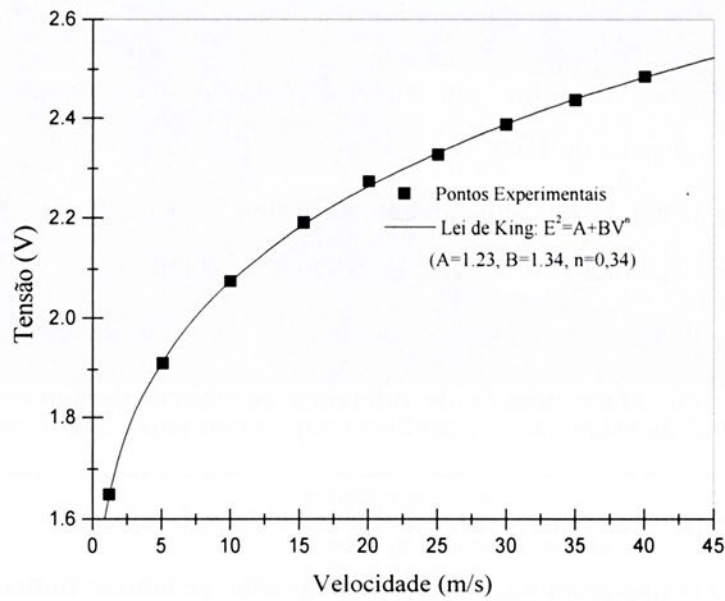
- Ajustar a pressão no filtro, por onde desemboca o ar comprimido proveniente do compressor, por volta de 1Bar.
- posiciona-se a sonda de filme quente na linha de simetria do jato, à uma distância equivalente a 0,5 diâmetro do bocal de injeção (1,9 mm);
- abre-se a válvula instalada no interior do dispositivo na vazão desejada;
- calcula-se a velocidade através da diferença de coluna da água obtida no manômetro inclinado;
- realiza-se a calibração para o intervalo de velocidade desejado.
- monitora-se a temperatura no interior do calibrador, se houver flutuação da temperatura é necessário ligar o ventilador para mantê-la constante.

3.4.1 Resultados Típicos

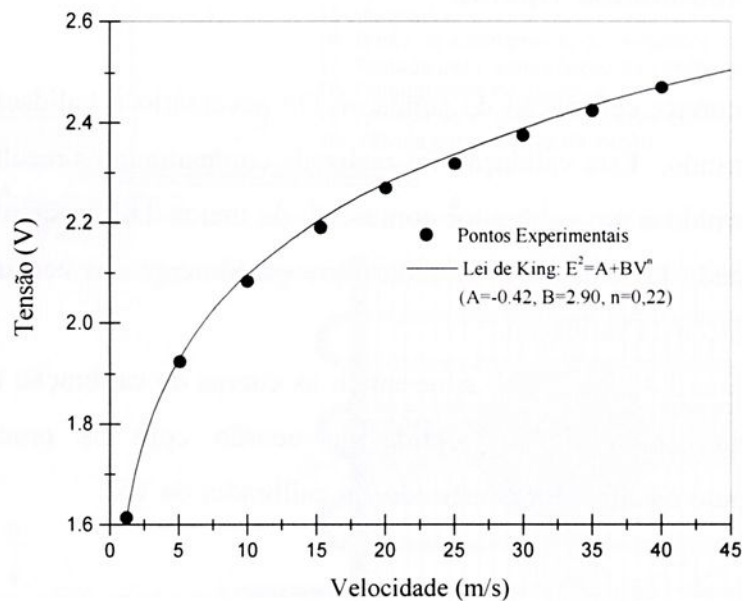
Para a correta calibração da sonda se fez necessário a validação do dispositivo de calibração construído. Esta validação foi realizada comparando os resultados obtidos entre o calibrador construído e um calibrador comercial, da marca TSI modelo R125, pertencente a UFU (Universidade Federal de Uberlândia) que gentilmente nos cedeu o calibrador, sendo possível à realização da validação.

As Figuras 3.42 a e 3.42 b apresentam as curvas de calibração típicas de uma sonda de filme quente *Dantec 55P11*, obtida de acordo com os procedimentos descritos anteriormente, para o calibrador construído e o calibrador da TSI.





(a) calibrador construído.



(b) calibrador TSI.

Figura 3.42 – Curva de calibração típica de uma sonda de filme quente *Dantec 55P11*.

A Figura 3.43 mostra a comparação entre os dois resultados, onde com auxílio da Tabela 3.3 pode-se observar que a maior dispersão entre os resultados não ultrapassou 2,2 %,

para os menores valores de velocidade, onde os efeitos de convecção da sonda se fazem mais sensíveis, comprovando que o calibrador construído está apto para ser utilizado para o determinado fim ao qual foi projetado.

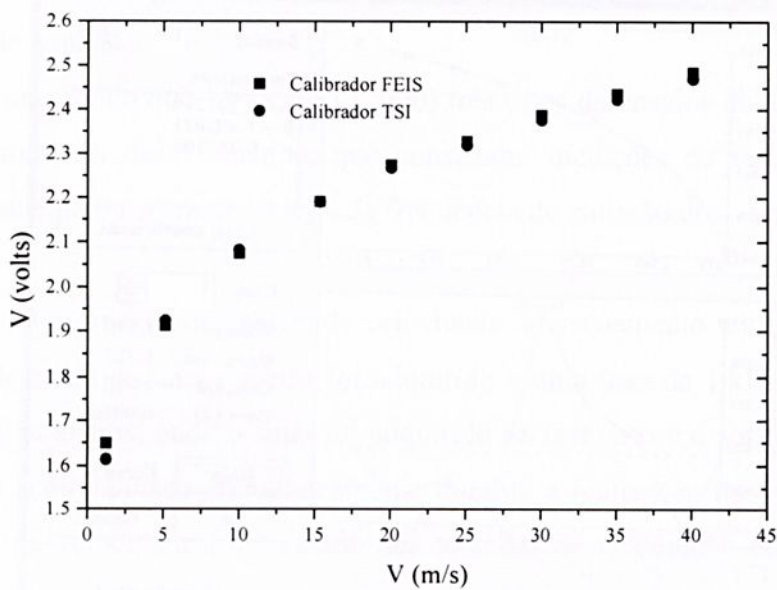


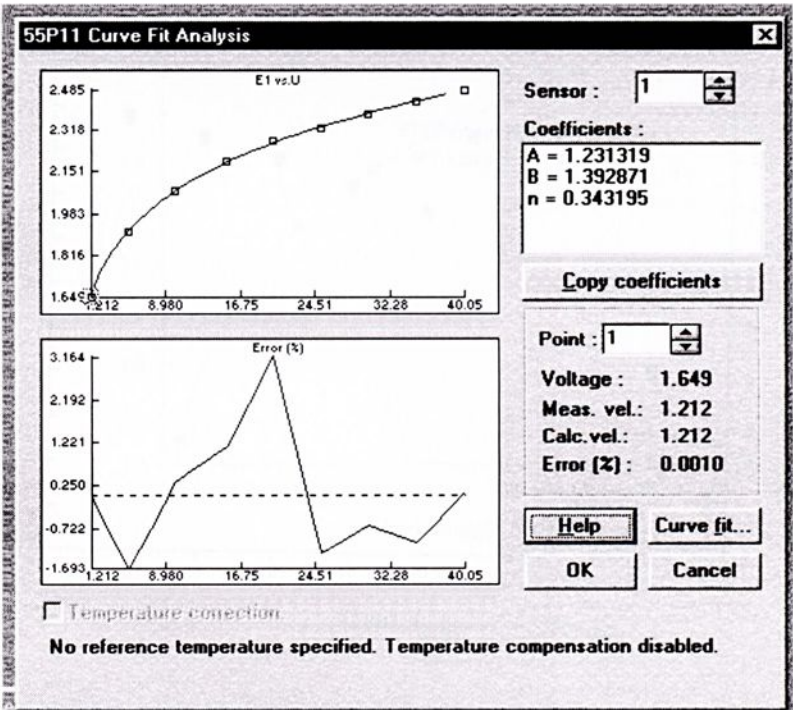
Figura 3.43 – Comparação entre as curvas de calibração.

Tabela 3.3 – Dispersão dos resultados entre os calibradores.

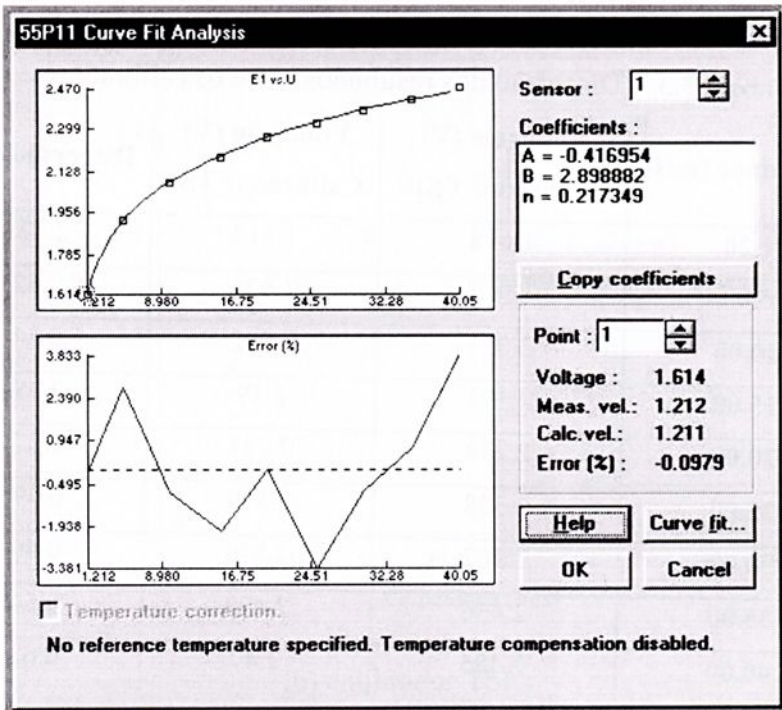
Velocidade (m/s)	Voltagem (V) Calibrador FEIS	Voltagem (V) Calibrador TSI	Dispersão (%)
1.20	1.649	1.614	2.17
5.00	1.912	1.924	-0.62
10.00	2.075	2.082	-0.34
15.00	2.191	2.19	0.05
20.00	2.274	2.268	0.27
25.00	2.328	2.319	0.39
30.00	2.387	2.376	0.46
35.00	2.436	2.423	0.54
40.00	2.485	2.47	0.61

O processo de calibração das sondas é sobremaneira facilitado pelo uso das ferramentas específicas disponíveis no software *StreamWare*, que controla o anemômetro empregado. As Figuras 3.44 a e 3.44 b ilustram as janelas deste programa, onde se observa a

curva de calibração mostrada na Figura 3.43. Como pode-se observar, a lei de King mostra-se, neste caso, absolutamente adequada para correlacionar os dados experimentais obtidos, com um desvio máximo da ordem de 2,6%.



(a) calibrador construído.



(b) calibrador TSI.

Figura 3.44 – Interface gráfica da ferramenta de calibração de sondas do programa *StreamWare*.

3.5 Aquisição e Tratamento do Sinal

A aquisição do sinal e tratamento será similar ao realizado por LINDQUIST (2000) descrito em detalhes no Capítulo 3, salvo algumas modificações quanto ao número de amostra e a frequência de aquisição.

Do mesmo modo que LINDQUIST (2000) três tipos de ensaios de anemometria foram realizados no contexto deste trabalho, que consistem: medições de velocidade média, da intensidade turbulenta da corrente livre, e da frequência de emissão dos vórtices na esteira dos cilindros.

Para a determinação dos perfis de velocidade do escoamento no interior da seção de testes, o sinal de saída do anemômetro foi adquirido a uma taxa de 1 kHz e registrado num bloco com 2048 amostras, onde o sinal foi adquirido *on line*, isto é o software permite que a velocidade seja acompanhada simultaneamente durante a realização dos ensaios, para cada ponto do perfil de velocidade foi coletado dez tomadas de velocidade e depois realizada a média entre estes.

Para a determinação da intensidade turbulenta ao longo de toda direção x (horizontal) da seção de testes e da entrada da tubulação, o sinal de saída do anemômetro foi adquirido a uma taxa de 1 kHz e registrado num bloco com 1024 amostras, e em cada ponto foi adquirido quatro tomadas e posteriormente executada a média entre estes pontos

Para a determinação da frequência adimensional de emissão dos turbilhões, também denominado de número de Strouhal, o condicionador do anemômetro foi utilizado com sua configuração padrão, ou seja, o sinal não foi submetido a nenhum processo de filtragem, ajuste de ganho ou de deslocamento. A taxa de amostragem do sinal (F) e o número de amostras adquiridas (N) foram ajustadas de forma a permitir a passagem de um número suficientemente grande de turbilhões pela sonda anemométrica.

Em cada ensaio, o sinal foi adquirido e armazenado em cinco blocos, com N pontos cada.

A frequência de emissão dos vórtices foi determinada através da aplicação da transformada discreta de Fourier (FFT) ao sinal digital adquirido. A partir da média das cinco distribuições de potência espectral calculadas, a frequência de Strouhal (f) é determinada com base no centro geométrico do pico dominante verificado.

Para cada um dos cinco blocos do sinal adquirido, a FFT e o centro geométrico do pico foram calculados com o auxílio de um programa desenvolvido com o pacote *MatLab*,



Maiores detalhes ver ALMEIDA (2001). A frequência adimensional de Strouhal foi, então, calculada pela média dos valores encontrados.



Resultados e Discussão

Este capítulo, referente aos resultados obtidos neste trabalho, foi dividido em duas partes: a primeira contém os resultados obtidos no túnel hidrodinâmico para números de Reynolds $Re < 1 \times 10^3$, e a segunda parte contém os resultados coletados, utilizando-se ar como fluido de trabalho, no aparato experimental construído, para números de Reynolds $Re > 8 \times 10^3$.

4.1 Resultados Obtidos no Túnel Hidrodinâmico

Os resultados obtidos no Túnel Hidrodinâmico têm caráter fenomenológico, isto é, procura dar uma pequena contribuição, qualitativa e quantitativa, à difícil tarefa de compreensão dos complexos fenômenos associados à geração e emissão de vórtices ao redor de corpos com perfis não aerodinâmicos. Tais resultados constituem uma ferramenta poderosa com diversas aplicações em diferentes campos, inclusive para a validação de códigos numéricos.

Os resultados obtidos no túnel hidrodinâmico, por sua vez, foram divididos em três etapas, para sua melhor compreensão.



4.1.1 Determinação do Número de Strouhal para Cinco Corpos Prismáticos

Neste item será avaliado o comportamento do número de Strouhal para cinco corpos prismático (triângulo, quadrado, pentágono, hexágono, octógono) posicionados com ângulos de ataque diferentes.

Ressaltando que a dimensão característica (d), usada para calcular os parâmetros adimensionais Reynolds e Strouhal, foi utilizado o diâmetro que circunscreve os polígonos regulares.

A Figura 4.1 apresenta o comportamento do número de Strouhal em função do número de Reynolds, para um cilindro de base triangular, posicionado de duas formas distintas no escoamento.

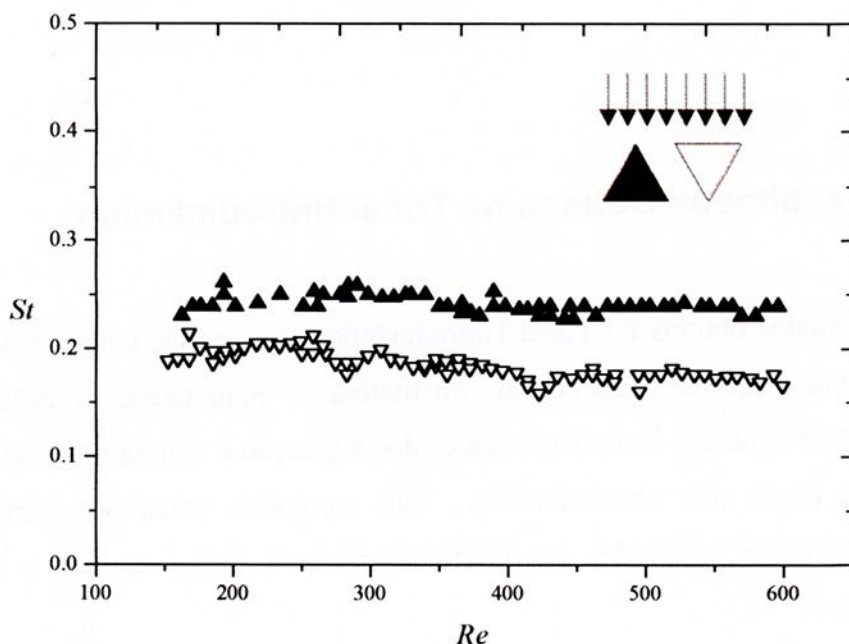


Figura 4.1 – Curva Strouhal *versus* Reynolds para um cilindro triangular com ângulo de ataque de 0° e 60°.

No caso do cilindro triangular com a face plana voltada para cima observa-se que o número de Strouhal permanece praticamente constante quando o número de Reynolds aumenta de 150 a 250, a partir deste ponto nota-se uma pequena inclinação descendente do

aumenta de 150 a 250, a partir deste ponto nota-se uma pequena inclinação descendente do número de Strouhal até Reynolds 600, mas permanecendo o número de Strouhal constante em torno de 0,20. WOLOCHUK *et al* (1994), também utilizando um cilindro triangular com a face plana voltada pra cima em um túnel hidrodinâmico com intensidade turbulenta relativa de 0,1% praticamente igual à obtida no túnel hidrodinâmico do presente trabalho, para números de Reynolds maiores que 1000, obteve o número de Strouhal também em torno de 0,20 para toda a faixa de trabalho.

Já para o cilindro triangular posicionado com a face plana para baixo, observa-se que o número de Strouhal praticamente manteve constante em torno de 0,25, para toda a faixa do número de Reynolds. Na literatura, não foi encontrado nenhum trabalho com cilindro triangular posicionado de forma semelhante, não sendo possível, desta forma, realizar a comparação de resultados.

A Figura 4.2 mostra a curva de Strouhal para um cilindro quadrado posicionado com ângulo de ataque de 0° e 45° . Para o ângulo de ataque 0° observa-se que o número de Strouhal é ligeiramente mais elevado que para o ângulo de ataque de 45° para a toda a faixa do número de Reynolds estudada. Para o ângulo de ataque 0° o número de Strouhal atinge seu valor máximo próximo de 0,22 para número de Reynolds de 225, logo após o Strouhal diminui estabilizando próximo de 0,19. Já para o ângulo de ataque de 45° observa-se que o número de Strouhal atinge seu máximo em próximo de 0,19 para números de Reynolds em torno de 260 e em seguida este sofre um pequeno decréscimo se estabilizando ao redor de 0,17.

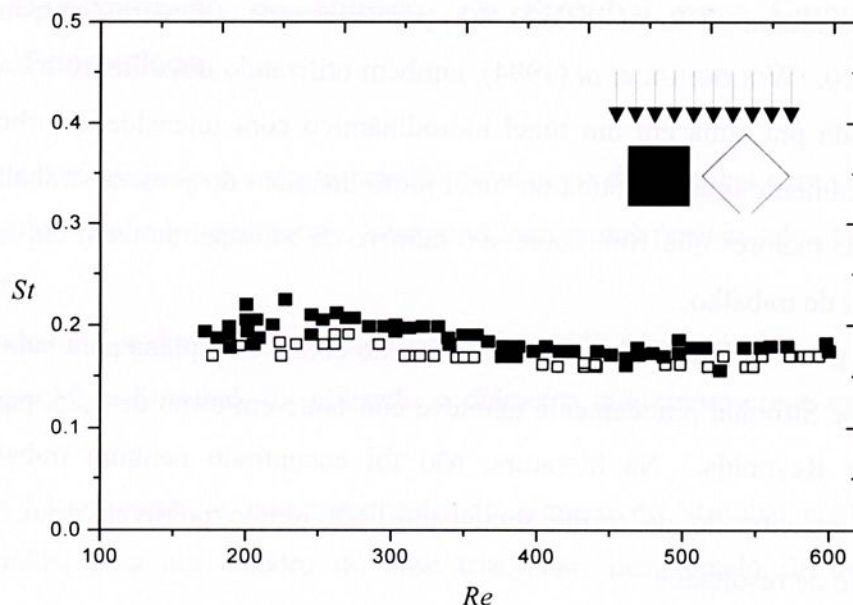


Figura 4.2 – Curva Strouhal *versus* Reynolds para um cilindro quadrado com ângulo de ataque de 0° e 45° .

Os resultados obtidos para o cilindro quadrado, com o túnel operando em *blow-down*, foram comparados com os de LINDQUIST (2000), obtidos no mesmo túnel Hidrodinâmico operando em regime de fluxo contínuo, utilizando a técnica de anemometria de fio quente – Figuras 4.3 e 4.4. Na Figura – 4.3 são mostrados que até números de Reynolds próximos de 400 o números de Strouhal apresentam uma discordância maior, já para Reynolds superiores a 400 esta discrepância tende a diminuir mantendo-se constante.

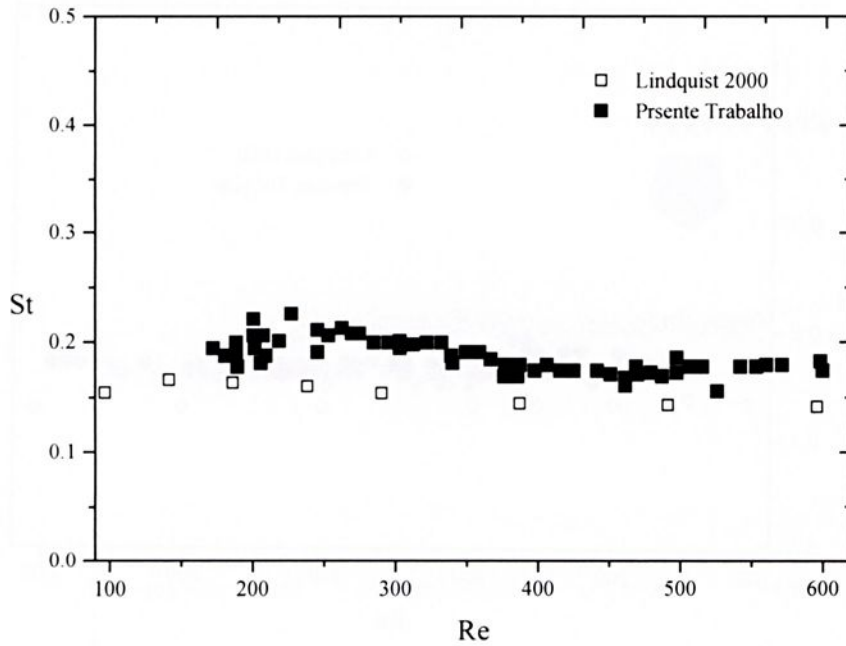


Figura 4.3 - Comparação entre as curvas de Strouhal de um cilindro quadrado com ângulo de ataque 0° , para números de Reynolds entre 100 e 600.

Ainda na Figura 4.4, para ângulo de ataque de 45° , os resultados mostram que até Reynolds 300 o número de Strouhal apresenta uma diferença mais acentuada, comparado com os dados de LINDQUIST (2000). A partir deste ponto, até Reynolds 600, a diferença diminui permanecendo constante.

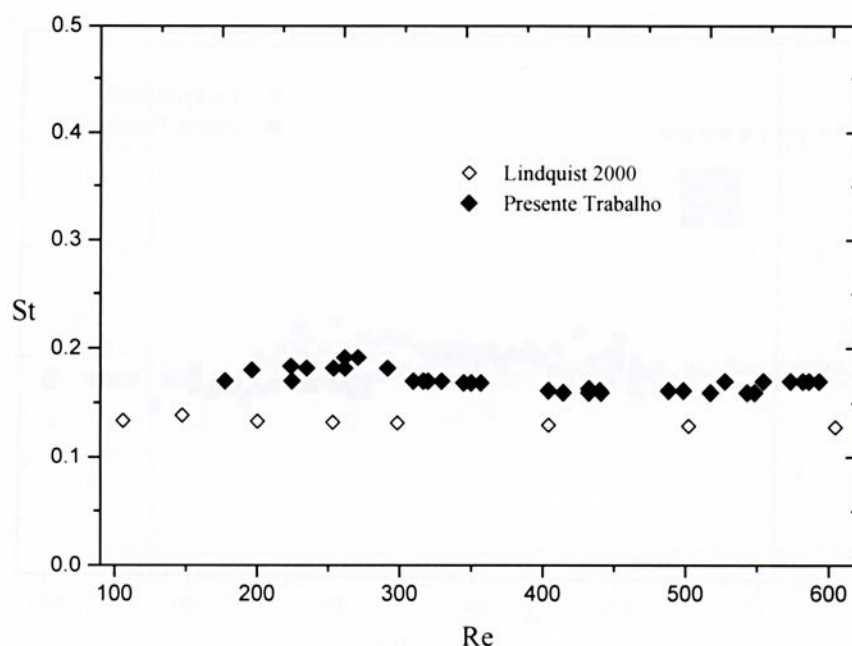


Figura 4.4 - Comparação entre as curvas de Strouhal de um cilindro quadrado com ângulo de ataque 45° , para números de Reynolds entre 100 e 600.

A diferença mostrada da curva de Strouhal, entre as do presente trabalho e de LINDQUIST (2000), se deve, basicamente, à diferença entre o nível de turbulência existente entre um ensaio *blow dow* e um ensaio em regime permanente. Além disso, a razão de bloqueio que no presente trabalho foi de 5% e de LINDQUIST (2000) foi de 2.5%. Para maiores detalhes sobre a influência da razão de bloqueio no número de Strouhal ver LINDQUIST (2000).

As Figuras de 4.5 a 4.7 mostram o escoamento ao redor de um cilindro pentagonal, hexagonal e octagonal respectivamente, posicionados de duas formas distintas no escoamento, uma com a face plana voltada para cima e a outra com o vértice voltado para cima.

Observa-se que na Figura 4.5 a curva de Strouhal para as duas posições, 0° e 72° , apresenta uma diferença bem visível. Com ângulo de ataque de 0° o número de Strouhal permaneceu constante próximo de 0,18 e com ângulo de ataque de 72° permaneceu por volta de 0,22

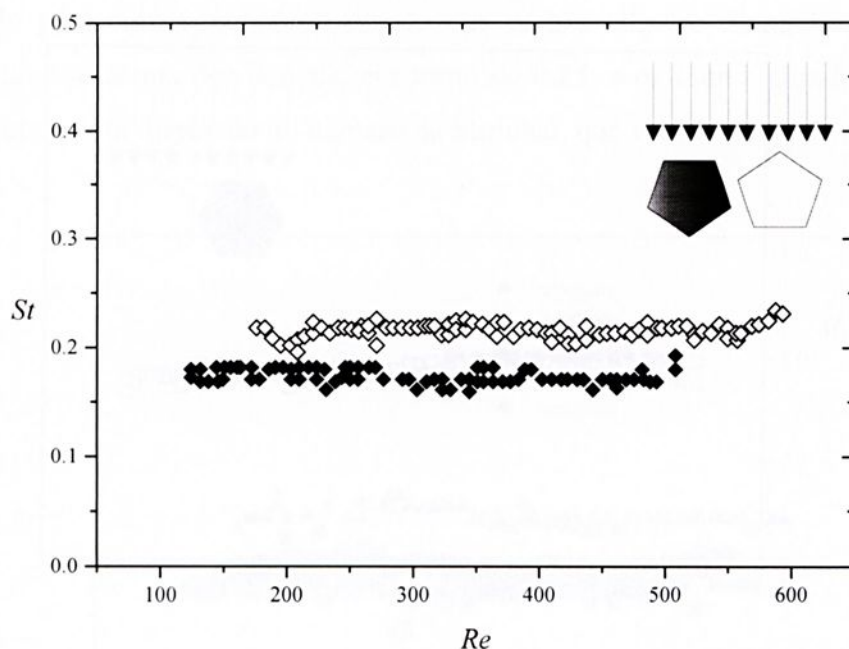


Figura 4.5 – Curva Strouhal *versus* Reynolds para um cilindro pentagonal com ângulo de ataque de 0° e 72° .

Já nas Figuras 4.6 e 4.7, cilindro hexagonal e cilindro octagonal, a diferença da curva de Strouhal para posições distintas tende a diminuir, na medida que se aproximam de um cilindro circular, como já era esperado, permanecendo o número de Strouhal constante, próximo de 0,20, para toda faixa do número de Reynolds estudada.

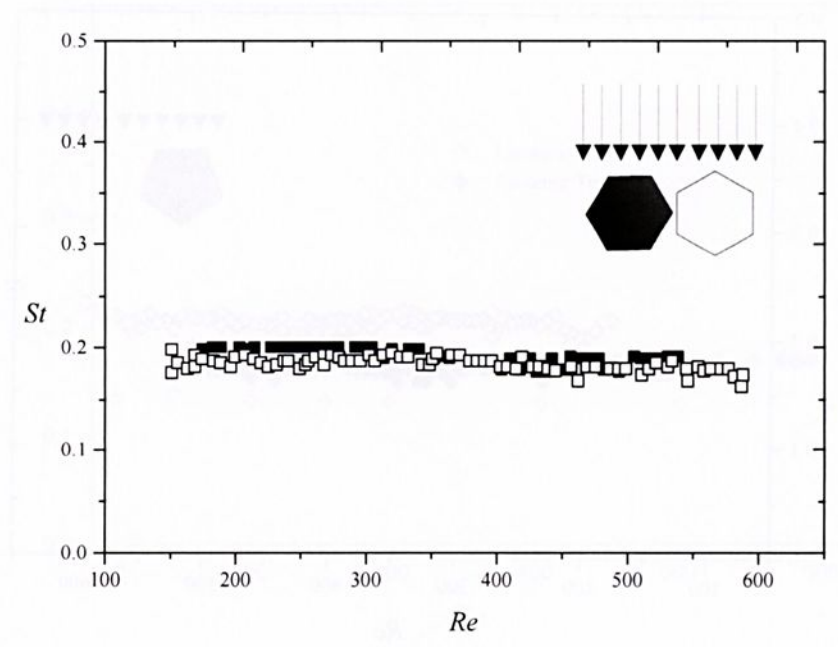


Figura 4.6 – Curva Strouhal *versus* Reynolds para um cilindro hexagonal com ângulo de ataque de 0° e 30°.

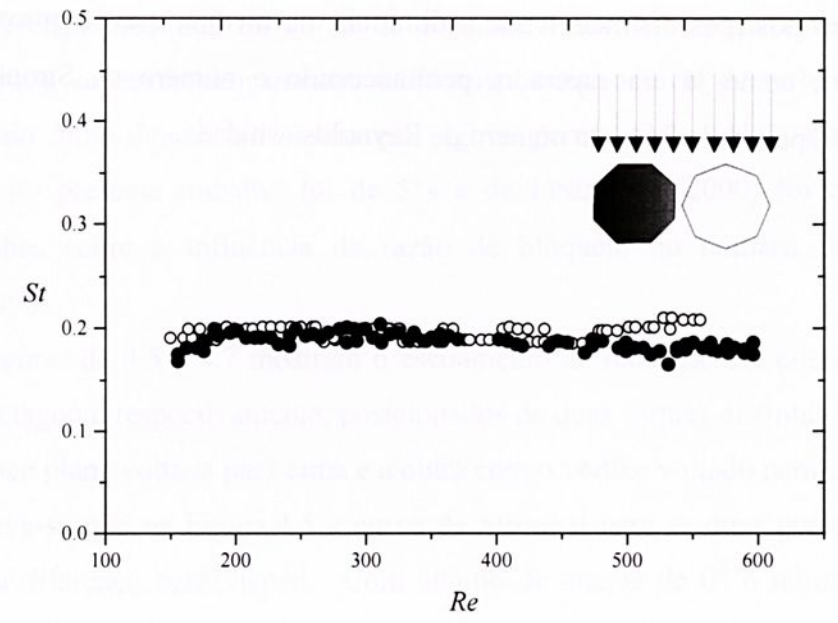


Figura 4.7 – Curva Strouhal *versus* Reynolds para um cilindro octagonal com ângulo de ataque de 0° e 22,5°.

Na Figura 4.8 são comparados todos resultados para os corpos prismáticos com o vértice voltado para cima, onde é observado que para o cilindro triangular, o número de Strouhal manteve-se acima dos demais, em torno de 0,25, e os outros cilindros prismáticos apresentaram uma certa dispersão do número de Strouhal, que variou de 0,18 a 0,21.

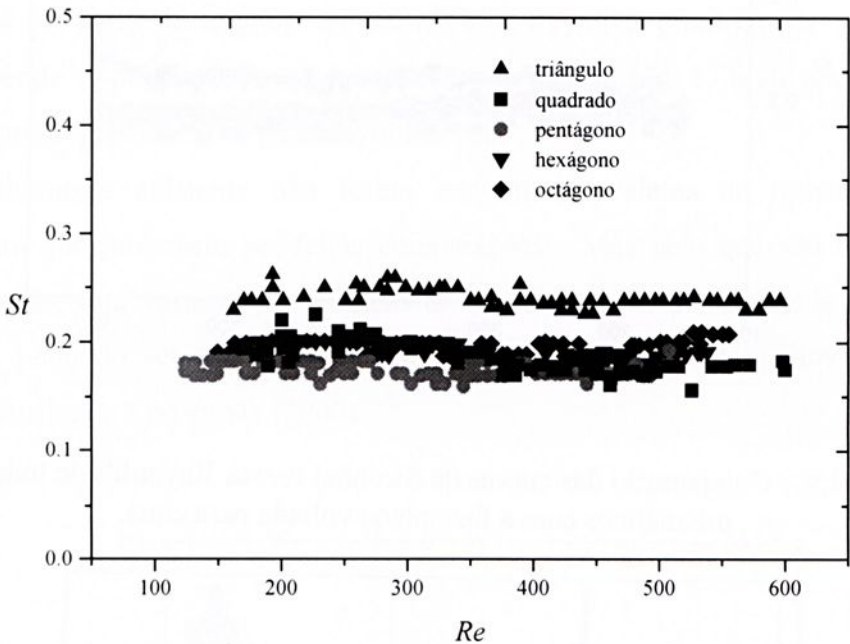


Figura 4.8 – Comparação das curvas de Strouhal *versus* Reynolds de todos cilindros prismáticos com o vértice voltado para cima.

Já na Figura 4.9 onde são comparados todos os cilindros prismáticos com a face plana voltada para cima, nota-se que o cilindro triangular permanece com o número de Strouhal acima dos demais em torno de 0,22. Já a dispersão notada entre as outras curvas na Figura 4.8 agora é bem minimizada, permanecendo o número de Strouhal bem próximo de 0,20 para número de Reynolds até 300 e a partir deste ponto apresentam uma pequena descendência do número e Strouhal até números de Reynolds 600.

Finalizando Figura 4.10 mostra a esteira de vórtices de VON KÁRMÁN para o cilindro triangular e octagonal respectivamente.

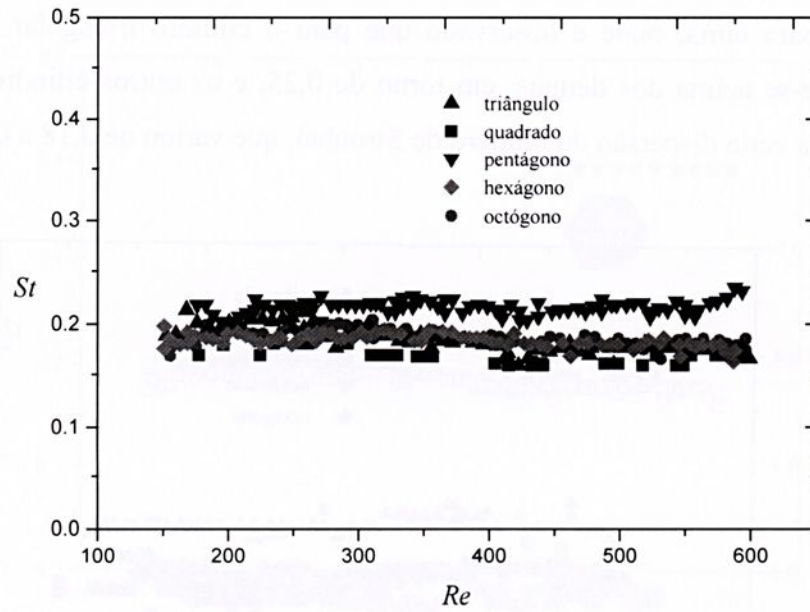
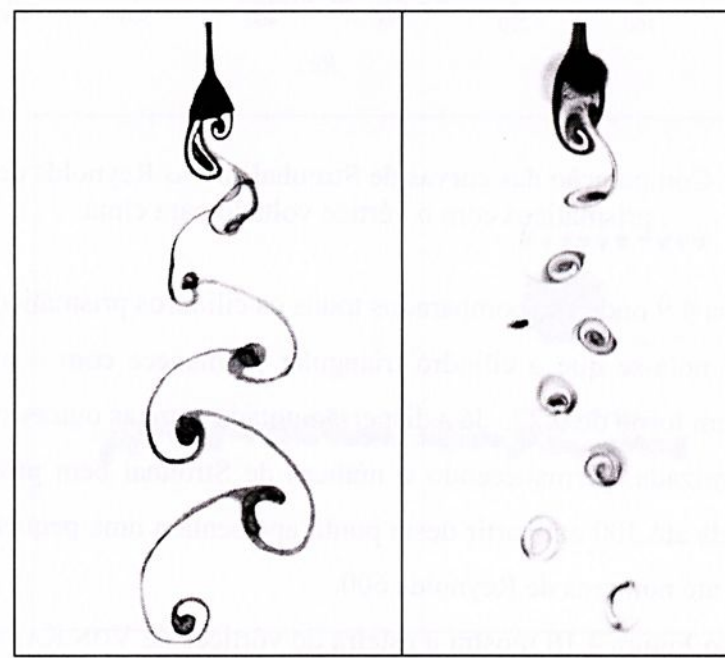


Figura 4.9 – Comparação das curvas de Strouhal *versus* Reynolds de todos cilindros prismáticos com a face plana voltada para cima.



(a)

(b)

Figura 4.10 – Esteira de vórtices de Von Kármán.

4.1.2 Determinação do Número de Strouhal de Cilindro Semi Tubo

A Figura 4.11 mostra o comportamento do número de Strouhal para a faixa de números de Reynolds de 100 até 1200, onde observa-se que até número de Reynolds 550, o número de Strouhal sofre uma variação, alternando seu valor de 0,225 a 0,175, retornando depois a 0,204. A partir deste ponto até números de Reynolds próximos de 1050, o número de Strouhal tende a permanecer constante em torno de 0,175 e, logo após esboça uma elevação que prossegue até 0,205 para Reynolds 1200.

Na literatura existente não foram encontrados relatos de trabalhos com esta geometria, para que pudessem ser feitas comparações. Mas pelo que são mostrados para outras geometrias, esta variação do número de Strouhal pode ser atribuída aos efeitos de extremidades, podendo ser minimizada com o auxílio de *end plates*, como mostrado em detalhes no trabalho de LINDQUSIT (2000)..

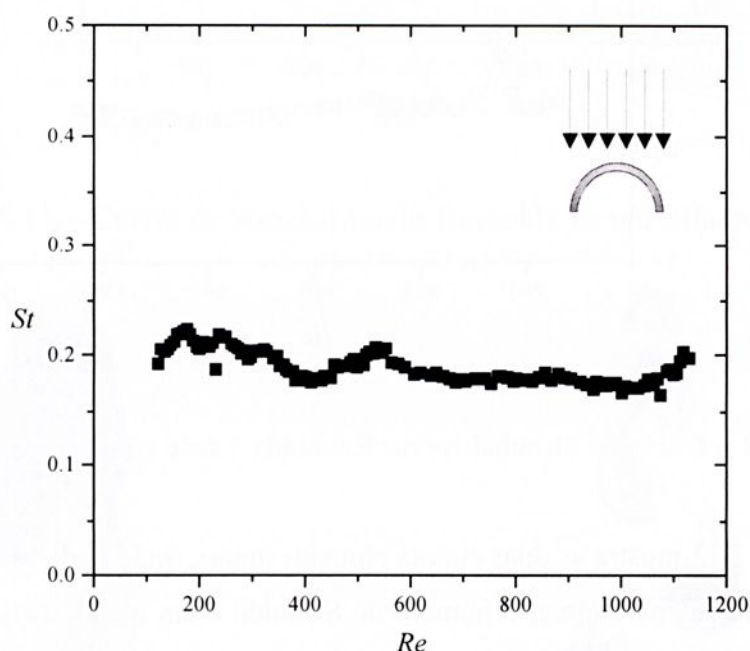


Figura 4.11 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds (face convexa voltada para cima).

A Figura 4.12 apresenta a curva de Strouhal obtida para o cilindro semi tubo com a parte côncava voltada para cima, para números de Reynolds inferiores a 1100. Para números de Reynolds próximo de 200 observa-se que a curva de Strouhal dá um salto de 0,145 para 0,205 provocando uma descontinuidade na curva, logo após Reynolds 250 retornando para

valores de Strouhal próximos de 0,14 para toda faixa de números de Reynolds estudada. Esta descontinuidade da curva de Strouhal pode ser devido a tridimensionalização da esteira de vórtices, que afeta consideravelmente no número de Strouhal, segundo LINDQUIST (2000) as razões para a ocorrência destes fenômenos tridimensionais na esteira de um corpo cilíndrico ainda não estão totalmente esclarecidas, embora se saiba que pequenas perturbações no escoamento, ou ainda pequenas assimetrias no arranjo experimental ou no perfil de velocidade da corrente livre, sejam suficientes para desencadear a formação de padrões tridimensionais na esteira de vórtices.

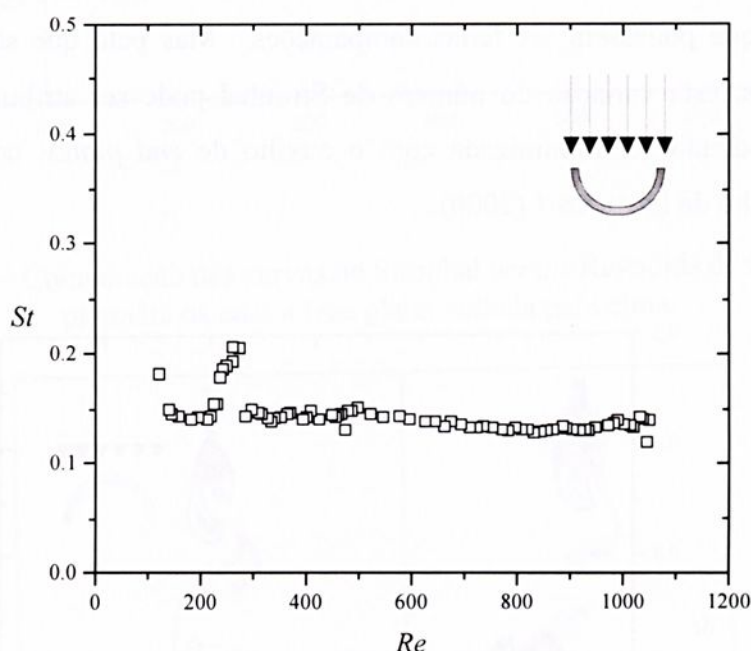


Figura 4.12 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds (face convexa voltada para baixo).

A Figura 4.13 mostra as duas curvas plotadas juntas, onde pode-se observar que, para a face convexa voltada para cima, o número de Strouhal é em media 24% maior que para a face côncava voltada para cima. Uma justificativa para este ocorrido é devido à frequência de emissão de vórtices que é mostrado nas Figura 4.14 e 4.15, ficando bem visível que para a face convexa voltada para cima os vórtices desprendem de uma forma mais organizada e constante sendo visível este fenômeno nas duas técnicas utilizadas, *dye wash* e injeção direta de corante líquido. Ressaltando que apesar do cilindro com a parte convexa voltada para cima ter uma frequência de emissão de vórtices maior e conseqüentemente maior o número de Strouhal, este também possui uma variação maior do número de Strouhal ao longo da faixa de

número de Reynolds estudada, mostrando que para uma possível utilização em medidores de vazão à efeito vórtice o cilindro com a face côncava voltada para cima apresentaria resultados melhores por manter o número de Strouhal mais estável para a faixa de números de Reynolds avaliada.

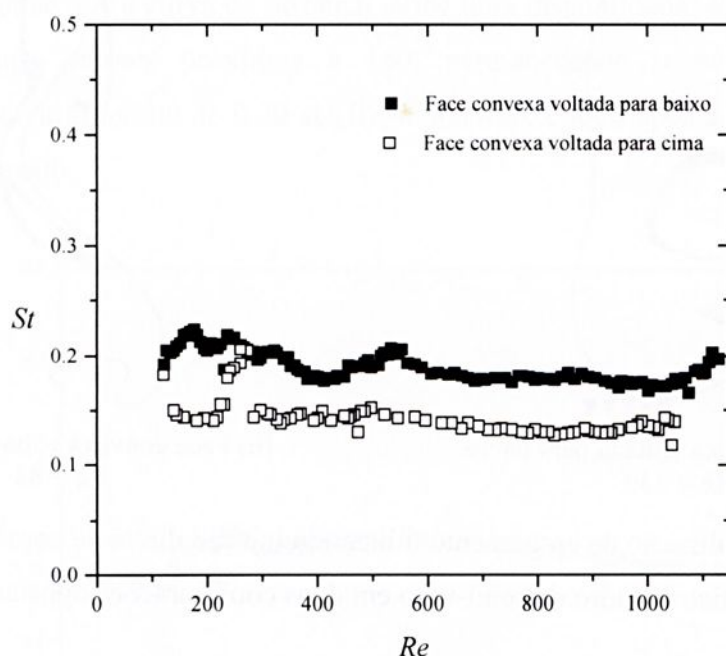


Figura 4.13 -- Curvas de Strouhal *versus* Reynolds de um cilindro convexo.

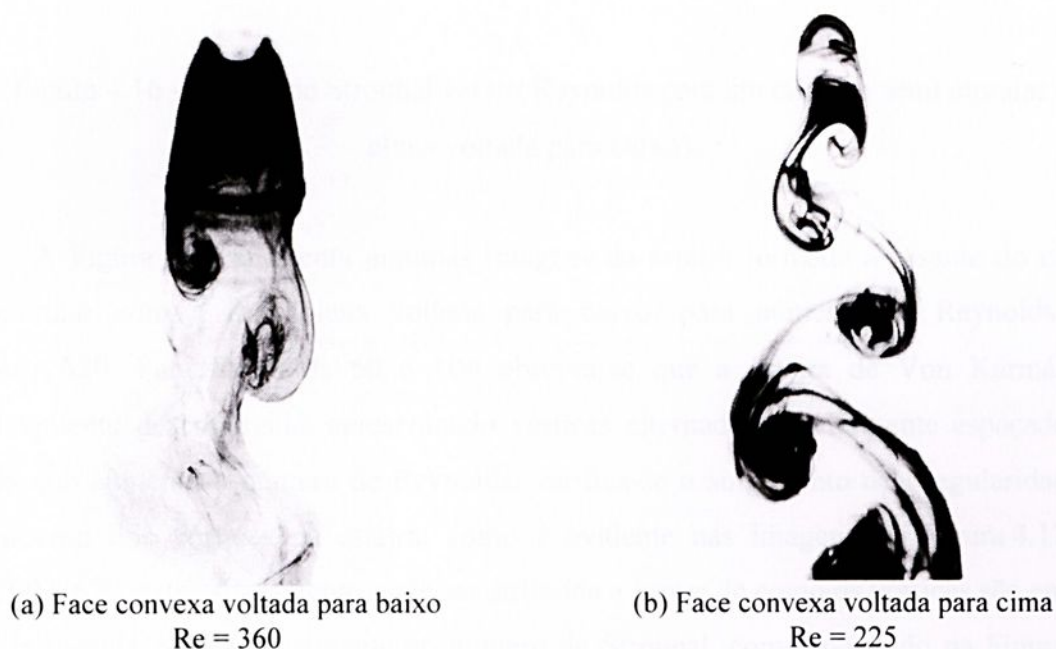


Figura 4.14 – Visualização de escoamento utilizando a técnica *dye wash* em um único cilindro de semi-tubo em duas configurações opostas.



(a) Face convexa voltada para baixo
 $Re = 330$



(b) Face convexa voltada para cima
 $Re = 88$

Figure 4.15 – Visualização de escoamento utilizando injeção direta de corante líquido em um único cilindro de semi-tubo em duas configurações opostas.

4.1.3 Determinação do Número de Strouhal de Cilindro Semicircular

A Figura 4.16 apresenta o comportamento do número de Strouhal em função do número de Reynolds, para um cilindro semicircular com a face plana voltada para baixo. Neste caso, observa-se que a curva de Strouhal exibe uma instabilidade, até quando o número de Reynolds atinge valores próximos a 150, permanecendo o número de Strouhal praticamente constante próximo de 0,20 até Reynolds 400, e logo após apresenta uma queda suave até Reynolds 600.

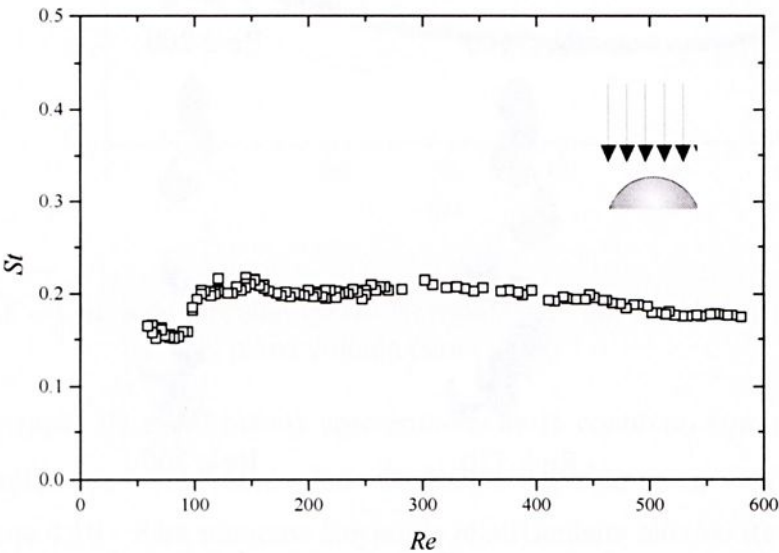


Figura 4.16 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds para um cilindro semi circular (face plana voltada para baixo).

A Figura 4.17 apresenta algumas imagens da esteira formada a jusante do cilindro semi-circular com a face plana voltada para baixo, para números de Reynolds entre $60 < Re < 620$. Para Reynolds 60 e 100 observa-se que a esteira de Von Kármán está completamente desenvolvida, apresentando vórtices alternados regularmente espaçados. A medida que aumenta o número de Reynolds, verifica-se o surgimento de irregularidades no espaçamento dos vórtices na esteira, como é evidente nas imagens da Figura 4.17 para $Re = 200$ a 620, este espaçamento pode ser atribuída a forma de como os vórtices são emitidos e que influencia consideravelmente no número de Strouhal, como mostrado na Figura 4.16, onde observa-se uma descontinuidade na curva de Strouhal para Reynolds maiores que 100.

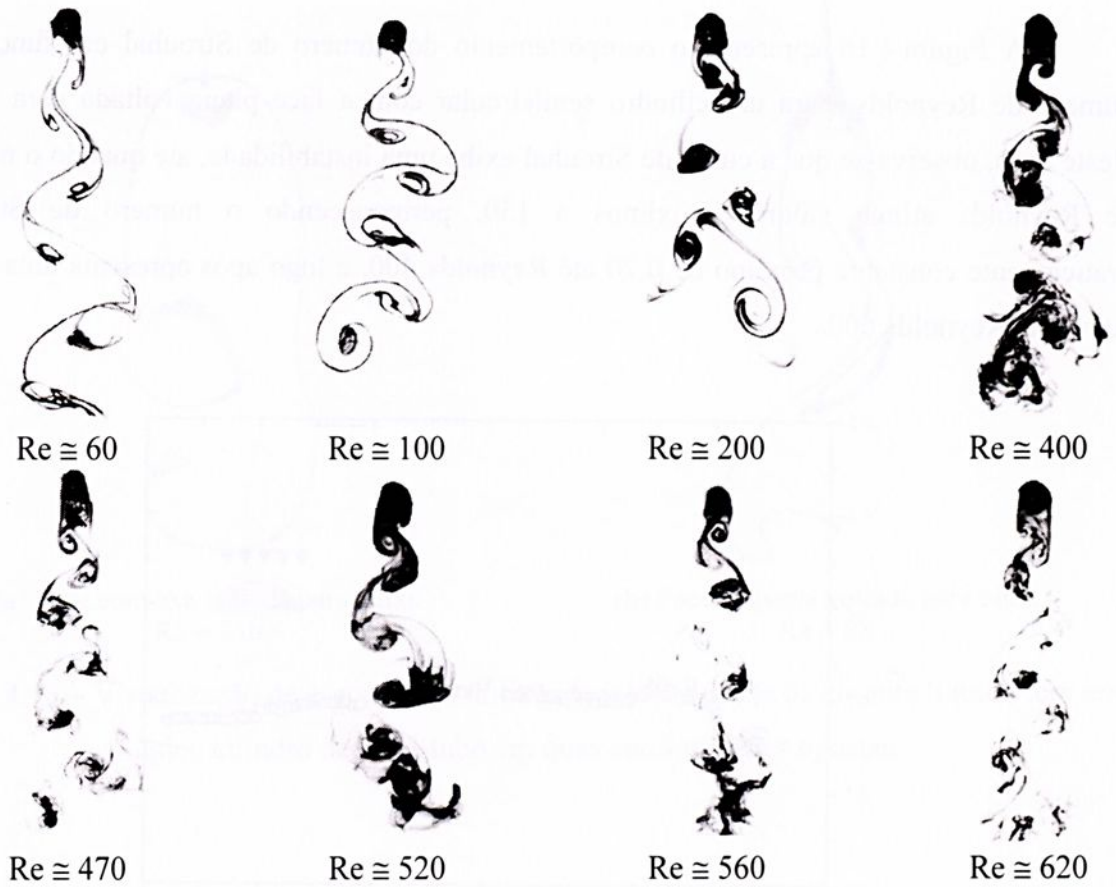


Figure 4.17 -- Esteira gerada por um cilindro semicircular (face plana voltada para cima).

A Figura 4.18 apresenta o comportamento do número de Strouhal em função do número de Reynolds, para um cilindro semicircular com a face plana voltada para cima. Neste caso, observa-se que novamente até Reynolds 100 o número de Strouhal não tem um valor definido, apresentando uma pequena descontinuidade na curva de Strouhal, sendo que até Reynolds próximo de 400 o número de Strouhal sofre um declínio no seu valor permanecendo constante só a partir deste ponto até Reynolds 600.

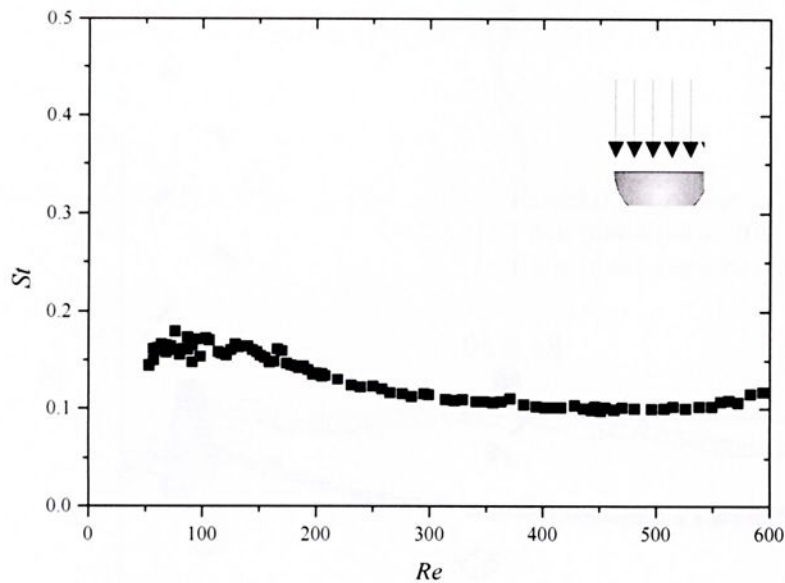


Figura 4.18 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds para um cilindro semi circular (face plana voltada para cima).

A visualização de escoamentos apresenta-se, neste contexto, como uma ferramenta adicional para auxiliar na compreensão deste fenômeno ocorrido na curva de Strouhal, como mostrado na Figura 4.19. Para números Reynolds relativamente baixos, $Re = 25$, observa-se que o escoamento tende a contornar o corpo de prova apresentado uma pequena região de recirculação a jusante do corpo ensaiado, aumentando para $Re = 50$. Nota-se que a região de recirculação está bem desenvolvida e já apresenta certa irregularidade, onde, para $Re = 60$ a esteira de Von Kármán encontra-se completamente desenvolvida. Aumentando ainda mais o número de Reynolds, observa-se que os vórtices tendem a se formarem cada vez mais distantes do corpo ensaiado, ficando bem visível para $Re = 485$ e 630 , onde nesta faixa de números de Reynolds a distância de formação dos vórtices tende a permanecer constante. Isto pode ser comprovado com a Figura 4.18, que visivelmente o número de Strouhal a partir de Reynolds 400 permaneceu estável. Por isto que os medidores de vazão não apresentam resultados tão confiáveis para números de Reynolds mais baixos, possivelmente deve atribuir isto à frequência emissão de vórtices não está bem definida e conseqüentemente o número de Strouhal sofrerá constantes variações, o que não é desejável para estes tipos de medidores.

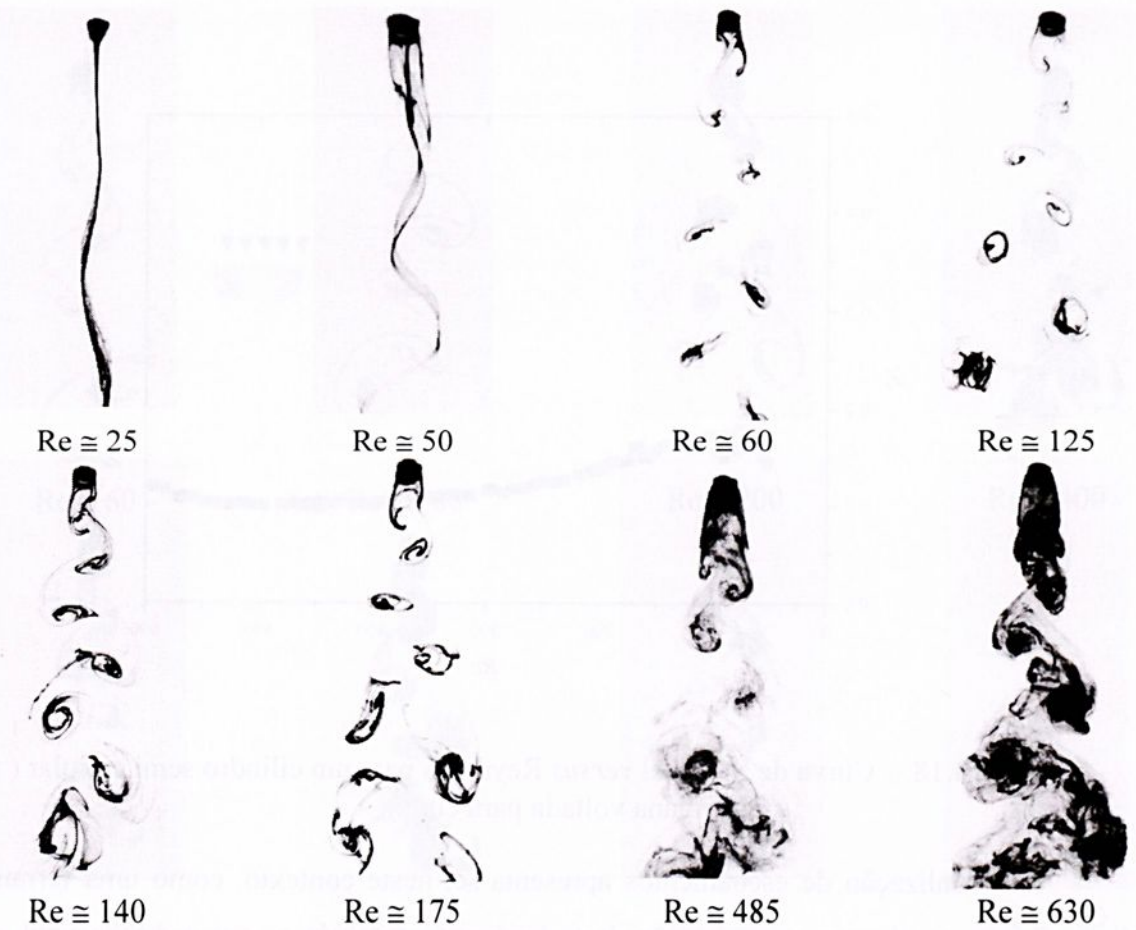


Figura 4.19 -- Esteira gerada por um cilindro semi circular (face plana voltada para cima).

Finalizando, a Figura 4.20 mostra o comportamento da curva de Strouhal para o cilindro semicircular posicionados nas duas formas descritas anteriormente. Os resultados foram comparados com os de ROSHKO para um cilindro circular. Pode observar que existe uma diferença do número de Strouhal entre as duas posições do cilindro semicircular, justamente à partir de Reynolds 100, onde acontece a discontinuidade da curva de Strouhal para ambos. A partir deste ponto a diferença tende a aumentar até Reynolds 500 e, logo após, a diferença é minimizada. Esta diferença do número de Strouhal pode ser atribuída a frequência de emissão de vórtices como está bem visualizadas nas Figuras 4.19 e 4.17, pois observa-se que para o cilindro com a face plana voltada para baixo o primeiro vórtice forma a jusante do corpo, o contrário com o de face plana voltado para cima. Este fenômeno com certeza pode influenciar na frequência de emissão de vórtices e conseqüentemente no número de Strouhal.

Já comparando com os resultados de ROSHKO, somente o cilindro semicircular na faixa de coma face plana voltada para baixo apresenta uma melhor concordância na faixa de

números de Reynolds compreendida entre $300 < Re < 500$. Esta diferença pode ser devido a diferença dos corpos ensaiados e também das técnicas para obtenção da frequência de emissão de vórtices utilizadas.

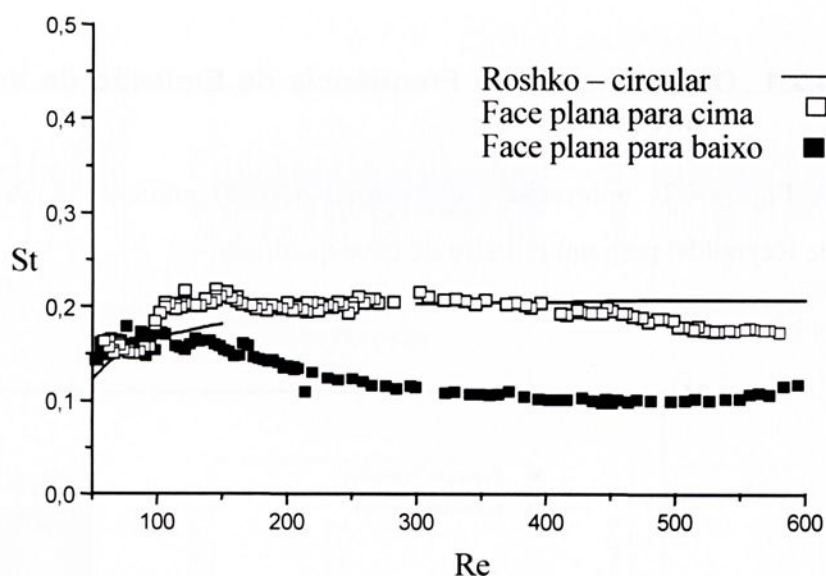


Figura 4.20 -- Comparação das curvas de Strouhal *versus* Reynolds .

4.2 Resultados Obtidos no Aparato Experimental para Ensaio em Ar

Para os propósitos do presente trabalho, que visa a experimentação de corpos rombudos utilizáveis nos medidores de vazão a efeito vórtice, os resultados obtidos no túnel hidrodinâmico possuem forte restrição em sua aplicação em decorrência do relativamente baixo valor dos números de Reynolds possíveis de serem alcançados neste aparato experimental. Deste modo, torna-se evidente a necessidade da utilização de um dispositivo experimental que opera em valores significativamente mais altos de números de Reynolds, próximos dos valores encontrados nos medidores de vazão. Neste item são mostrados os resultados obtidos no aparato experimental desenvolvido para simular os medidores de vazão a efeito vórtice em condições praticamente idênticas àsquelas encontradas nas condições de

uso deste tipo de medidor. Para esta situação, foram ensaiadas oito geometrias diferentes idênticas às geometrias disponíveis nos medidores comerciais e adicionalmente, também foram analisados alguns fatores que podem influenciar no desempenho destes corpos geradores de vórtices como, a razão de forma, a razão de bloqueio e a perda de carga imposta por cada uma das oito geometrias estudadas.

4.2.1 Determinação da Frequência de Emissão de Vórtices de Corpos Rombudos

A Figura 4.21 apresenta o comportamento do número de Strouhal em função do número de Reynolds, para um cilindro de base quadrada

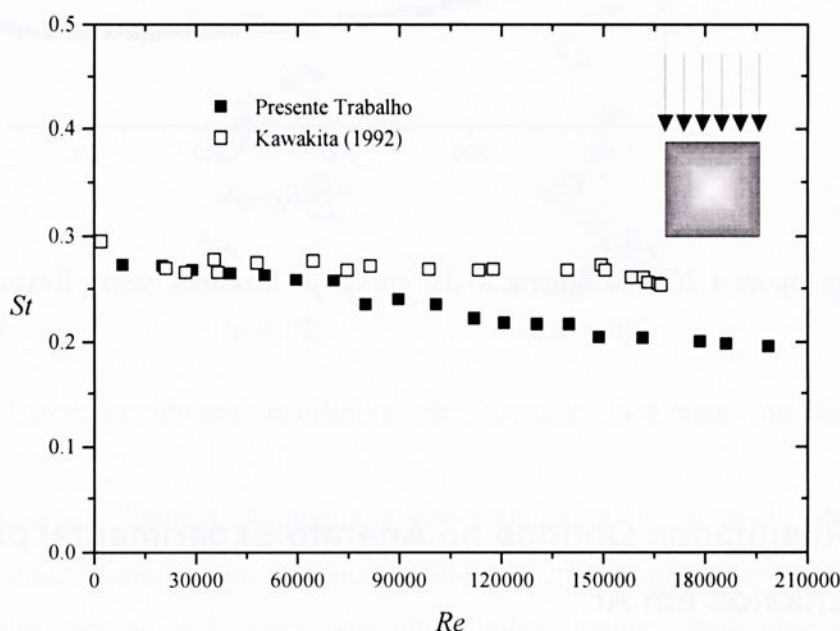


Figura 4.21 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds - cilindro quadrado.

Neste caso, verifica-se que o número de Strouhal praticamente manteve-se constante próximo de 0,266 até valores do número de Reynolds perto de $7,0 \times 10^4$ onde a partir deste ponto observa-se uma pequena descontinuidade da na curva de Strouhal seguida de um leve decréscimo no seu valor ate números de Reynolds próximos de $1,40 \times 10^5$, mantendo-se novamente constante o número de Strouhal em 0,20. Comparando-se os resultados obtidos com os de KAWAKITA (1992), nota-se que estes últimos apresentam valores do número de

Strouhal praticamente semelhantes até próximo a descontinuidade, que à partir deste ponto a diferença tende aumentar chegando a uma dispersão entre os resultados de 19%.

A Figura 4.22 apresenta exemplos típicos do sinal adquirido na esteira do cilindro quadrado, bem como suas respectivas distribuições de potência espectral, para diferentes números de Reynolds.

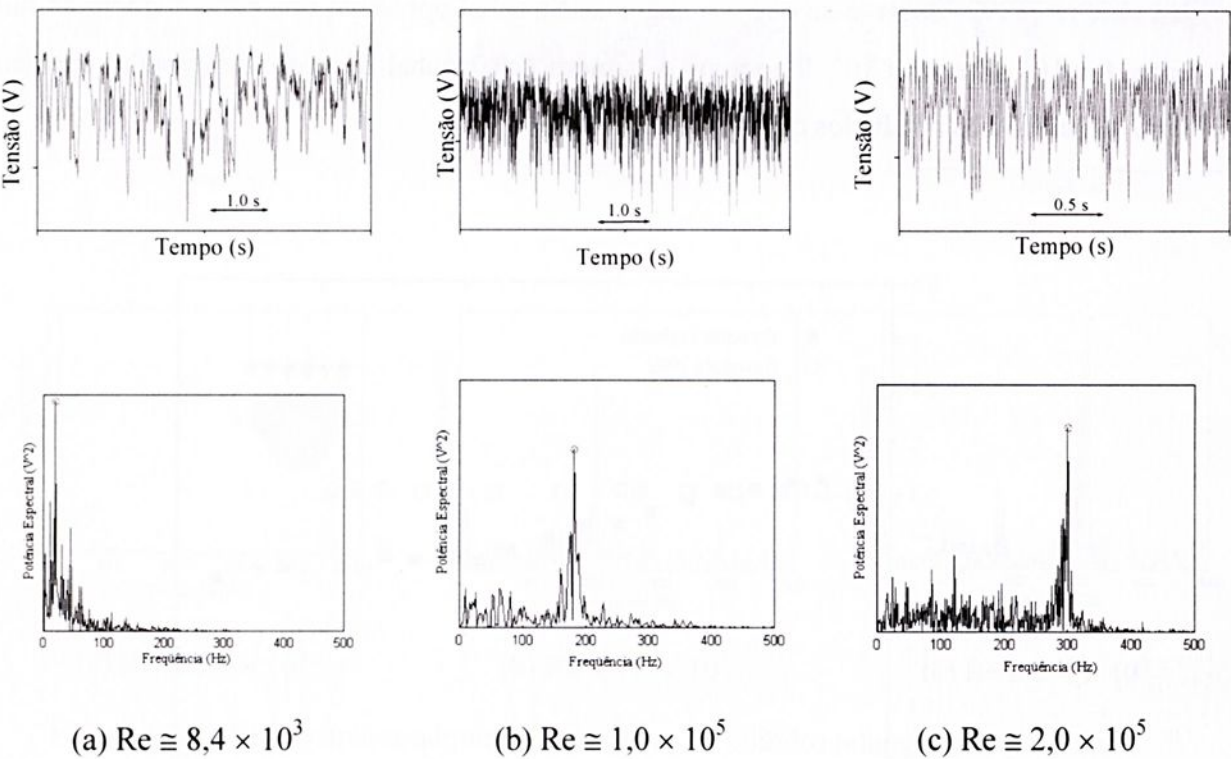


Figura 4.22 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro quadrado e respectivos espectros de freqüência (escalas lineares arbitrárias).

Como pode ser observado, para toda faixa do número de Reynolds estudada, os sinais apresentam certa irregularidade e que vão aumentando com o número de Reynolds. De certa forma isto já era esperado devido a intensidade turbulenta que também aumenta. Porém, para os três valores de números de Reynolds apresentados, o sinal da velocidade apresenta irregularidades e o pico observado no espectro de freqüências apresenta uma banda um pouco larga, mostrando que tanto para Reynolds mais baixos como mais elevados não houve uma variação mais brusca na banda do espectro de freqüência, podendo ser facilmente detectada para toda faixa de números de Reynolds estudada.

A Figura 4.23 apresenta o comportamento do número de Strouhal em função do número de Reynolds, para um cilindro retangular trapezoidal. É observado novamente que á partir de número de Reynolds próximo de $7,0 \times 10^4$ a curva de Strouhal sofre uma descontinuidade seguida de um declínio acentuado até Reynolds $1,2 \times 10^5$ onde á partir deste ponto tende a permanecer constante novamente. Comparando os resultados com os de KAWAKITA (1992) observa-se que o número de Strouhal apresenta boa concordância na faixa entre $8 \times 10^3 < Re < 6 \times 10^4$, logo após o número de Strouhal do presente trabalho apresenta uma dispersão nos resultados que ultrapassa 15%

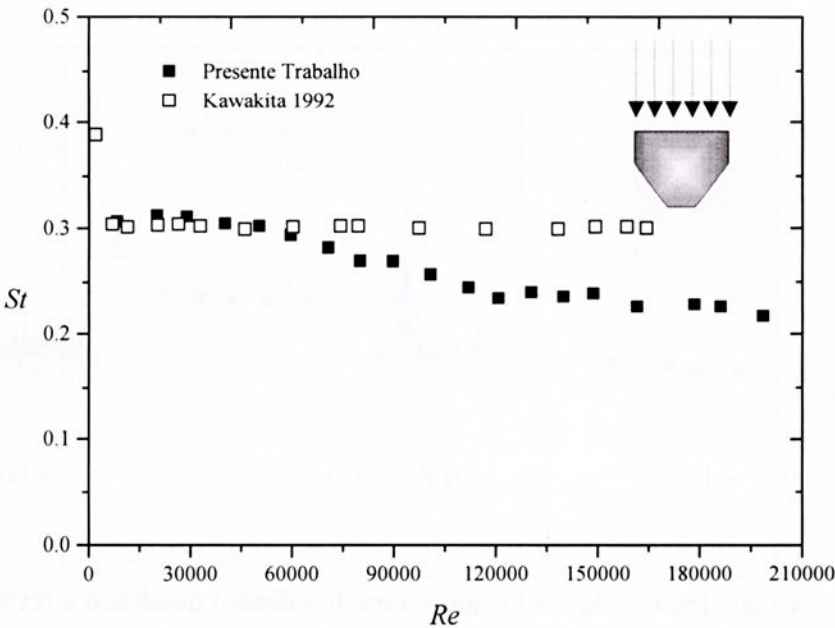


Figura 4.23 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds - cilindro retangular trapezoidal.

A Figura 4.24 apresenta exemplos típicos do sinal adquirido na esteira do cilindro retangular trapezoidal, bem como suas respectivas distribuições de potência espectral, para diferentes números de Reynolds.

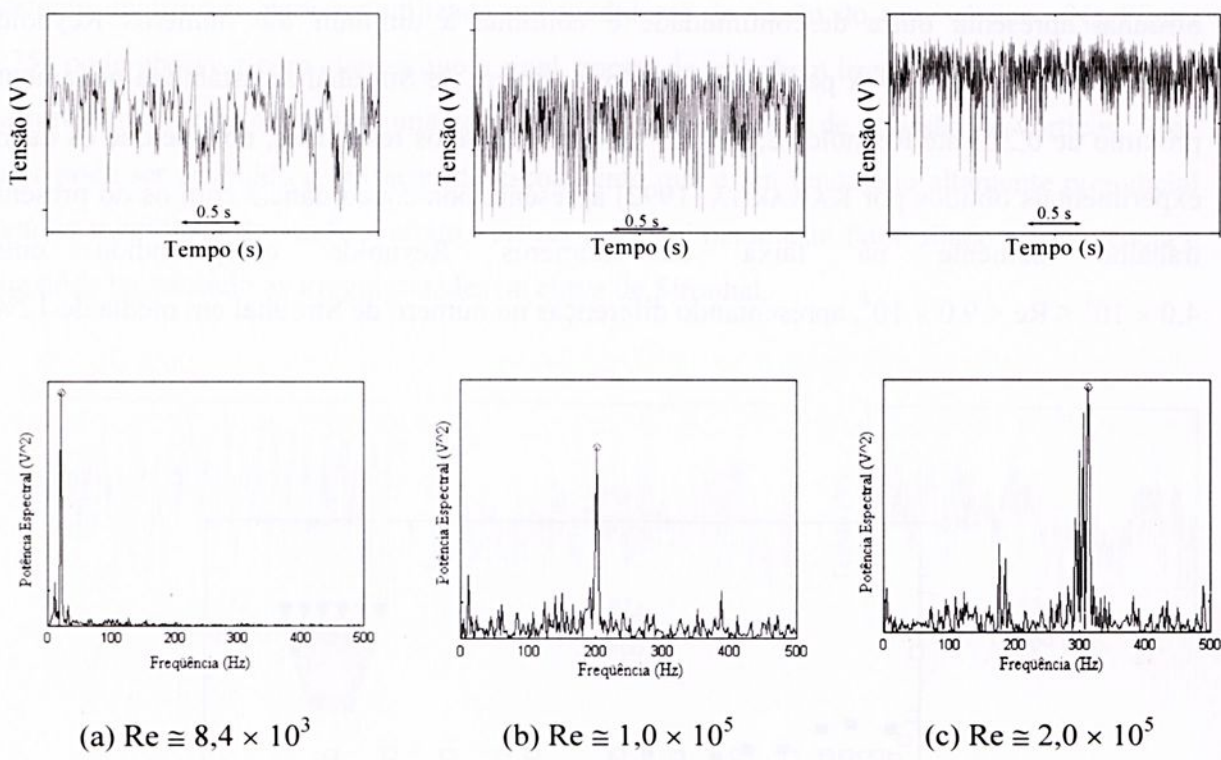


Figura 4.24 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro retangular trapezoidal e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).

Neste caso pode-se observar que o espectro de frequência apresenta um pico bem definido, mas para valores de Reynolds mais elevados é notado que a modulação do sinal adquirido apresenta uma banda mais larga. Mesmo assim, a frequência de emissão dos vórtices pôde ser determinada para toda a faixa de números de Reynolds investigada.

A Figura 4.25 mostra o comportamento da curva de Strouhal para um cilindro trapezoidal. Na curva é notado que para número de Reynolds até $3,0 \times 10^4$, o número de Strouhal permanece constante em próximo de 0,305, logo após a curva de Strouhal apresenta uma descontinuidade e o valor de Strouhal cai para aproximadamente 0,279 permanecendo praticamente constante até Reynolds próximos de $9,0 \times 10^4$, onde novamente a curva de Strouhal apresenta outra descontinuidade e continua a diminuir até números Reynolds próximos de $1,4 \times 10^5$. A partir deste ponto o número de Strouhal se estabiliza novamente próximo de 0,223 até Reynolds $2,0 \times 10^4$. Comprando se os resultados, nota-se que os dados experimentais obtidos por KAWAKITA (1992) apresenta boa concordância com os do presente trabalho somente na faixa de números Reynolds compreendida entre $4,0 \times 10^4 < Re < 9,0 \times 10^4$, apresentando diferenças no número de Strouhal em média de 12%.

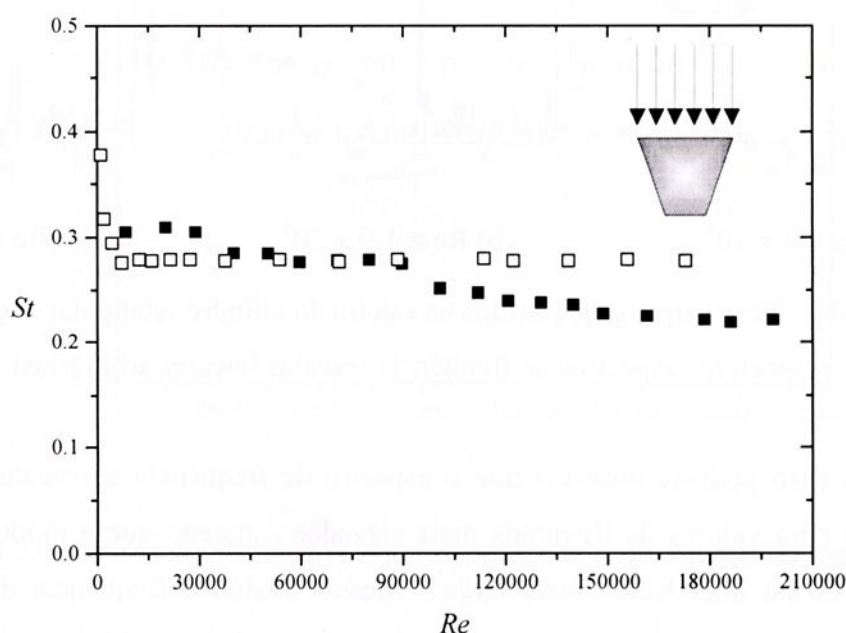


Figura 4.25 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds - cilindro trapezoidal.

A Figura 4.26 apresenta exemplos típicos do sinal adquirido na esteira do cilindro trapezoidal, bem como suas respectivas distribuições de potência espectral, para diferentes números de Reynolds. Onde observa-se que para toda faixa de número de Reynolds estudada a frequência de emissão de vórtices pode se facilmente determinada. Segundo KAWAKITA (1992) este tipo de geometria apresenta emissão de vórtices bem fortes sendo bastante qualificada para ser utilizada em medidores de vazão do tipo vórtice. Na Figura 4.25c pode observar com clareza que o sinal, apesar de estar bem irregular devido a influência da turbulência, este apresenta uma certa redução na frequência de emissão de vórtices. Este fator pode ser atribuído a pulsação do escoamento que é um fenômeno altamente prejudicial para os medidores de vazão a efeito vórtice, provavelmente este fator aliado a turbulência é que pode ter causado as irregularidades na curva de Strouhal.

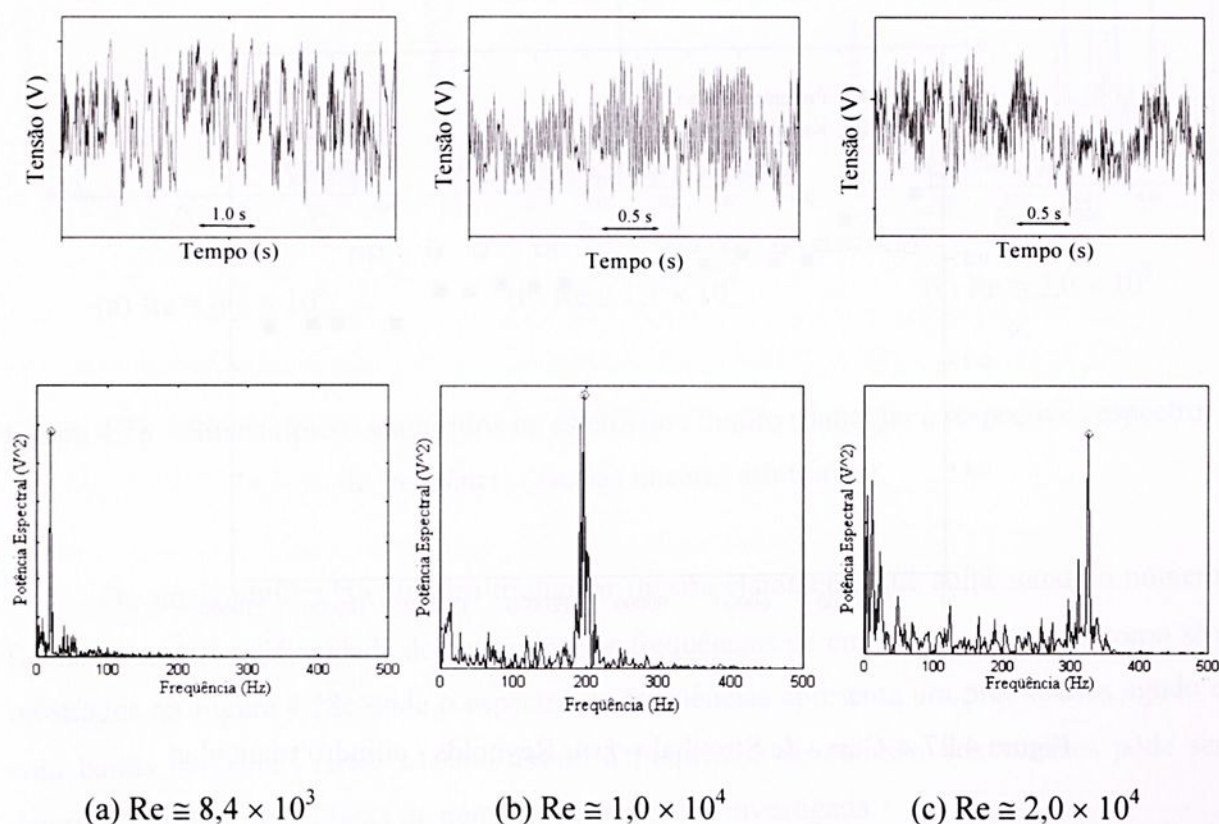


Figura 4.26 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro trapezoidal e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).

A Figura 4.25 mostra o comportamento da curva de Strouhal para um cilindro trapezoidal. Na curva é notado que para número de Reynolds até $3,0 \times 10^4$, o número de Strouhal permanece constante em próximo de 0,305, logo após a curva de Strouhal apresenta uma descontinuidade e o valor de Strouhal cai para aproximadamente 0,279 permanecendo praticamente constante até Reynolds próximos de $9,0 \times 10^4$, onde novamente a curva de Strouhal apresenta outra descontinuidade e continua a diminuir até números Reynolds próximos de $1,4 \times 10^5$. A partir deste ponto o número de Strouhal se estabiliza novamente próximo de 0,223 até Reynolds $2,0 \times 10^4$. Comprando se os resultados, nota-se que os dados experimentais obtidos por KAWAKITA (1992) apresenta boa concordância com os do presente trabalho somente na faixa de números Reynolds compreendida entre $4,0 \times 10^4 < Re < 9,0 \times 10^4$, apresentando diferenças no número de Strouhal em média de 12%.

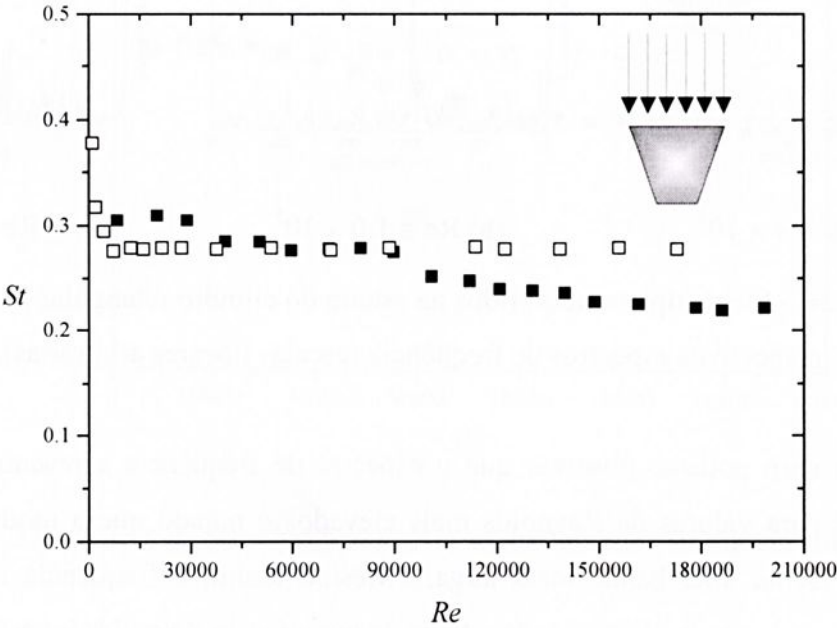


Figura 4.25 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds - cilindro trapezoidal.

A Figura 4.26 apresenta exemplos típicos do sinal adquirido na esteira do cilindro trapezoidal, bem como suas respectivas distribuições de potência espectral, para diferentes números de Reynolds. Onde observa-se que para toda faixa de número de Reynolds estudada a frequência de emissão de vórtices pode se facilmente determinada. Segundo KAWAKITA (1992) este tipo de geometria apresenta emissão de vórtices bem fortes sendo bastante qualificada para ser utilizada em medidores de vazão do tipo vórtice. Na Figura 4.25c pode observar com clareza que o sinal, apesar de estar bem irregular devido a influência da turbulência, este apresenta uma certa redução na frequência de emissão de vórtices. Este fator pode ser atribuído a pulsação do escoamento que é um fenômeno altamente prejudicial para os medidores de vazão a efeito vórtice, provavelmente este fator aliado a turbulência é que pode ter causado as irregularidades na curva de Strouhal.

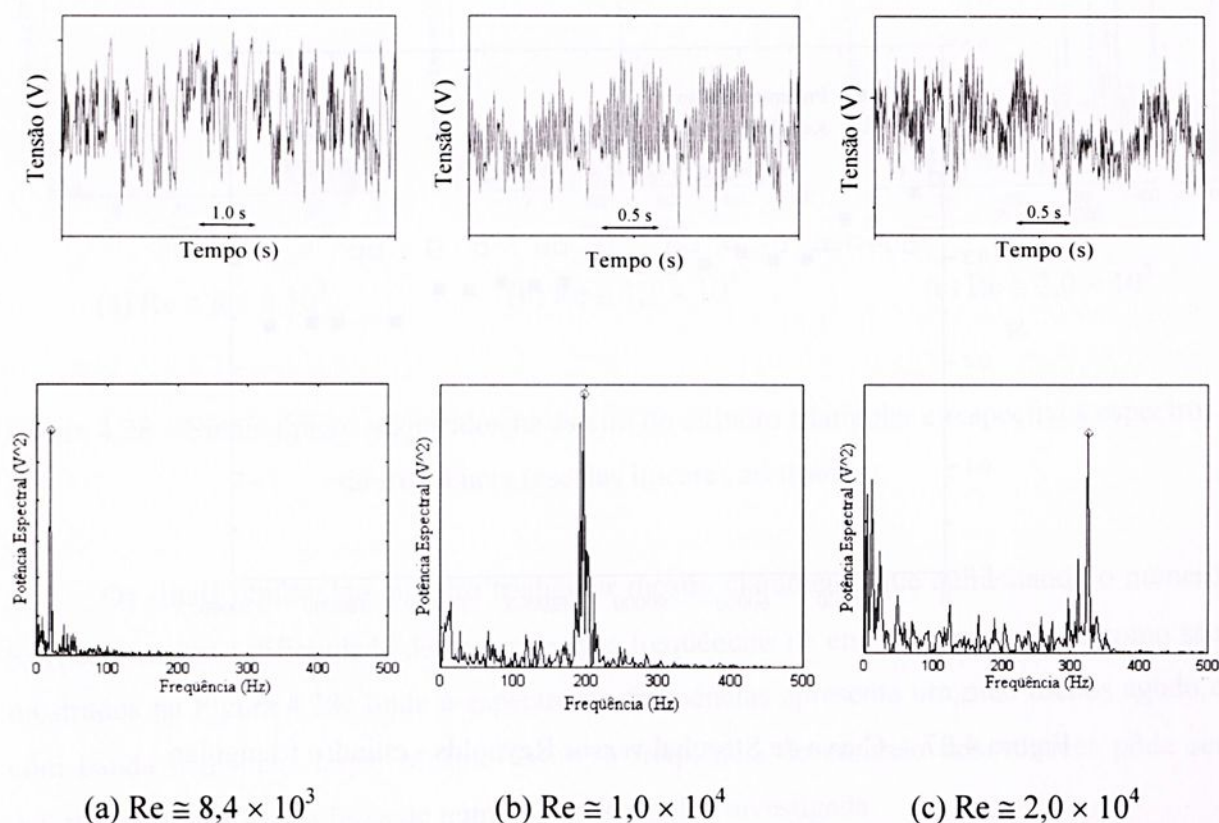


Figura 4.26 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro trapezoidal e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).

A Figura 4.27 é mostrado o comportamento da curva Strouhal para um cilindro triangular. Novamente a curva de Strouhal apresentou uma descontinuidade para Reynolds próximo de $3,0 \times 10^4$ e outras duas para Reynolds $1,0 \times 10^5$ e Reynolds $1,5 \times 10^5$, sendo interessante ressaltar que após cada descontinuidade apresentada, o número de Strouhal praticamente permanece constante para as faixas de números de Reynolds compreendidas entre as descontinuidade. Comparando os resultados do presente trabalho com os dados de KAWAKITA (1992) observa-se que há grande dispersão da curva de Strouhal, onde a menor diferença entre as duas curvas se dá na faixa de números de Reynolds compreendidas entre $4,0 \times 10^4 < Re < 1,0 \times 10^5$, onde a dispersão média entre os resultados não ultrapassou 5,5%. Já para toda faixa de número de Reynolds estudada a dispersão média entre os resultados permaneceu na ordem de 10%.

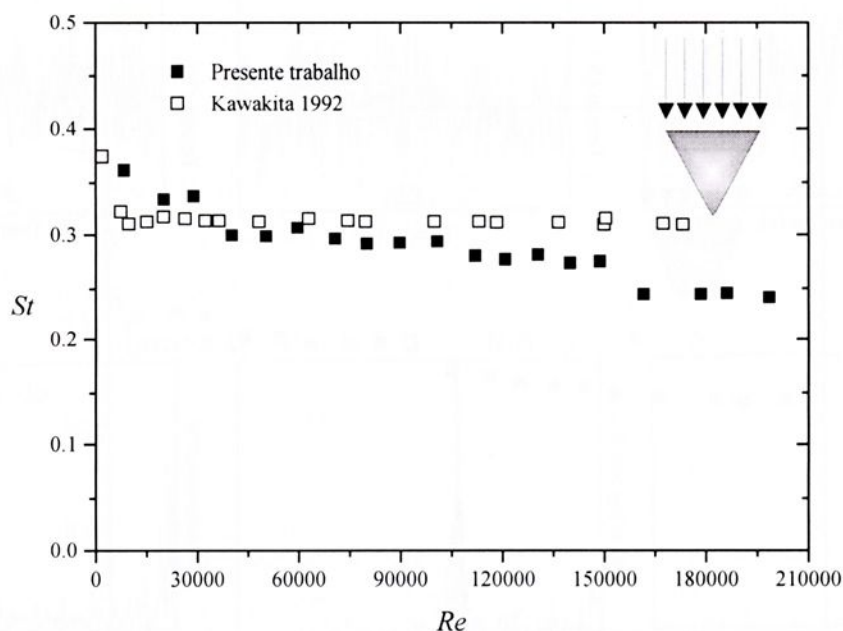


Figura 4.27 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds - cilindro triangular.

A Figura 4.28 apresenta alguns sinais obtidos na esteira do cilindro triangular, bem como suas respectivas distribuições de potência espectral, para diferentes números de Reynolds.

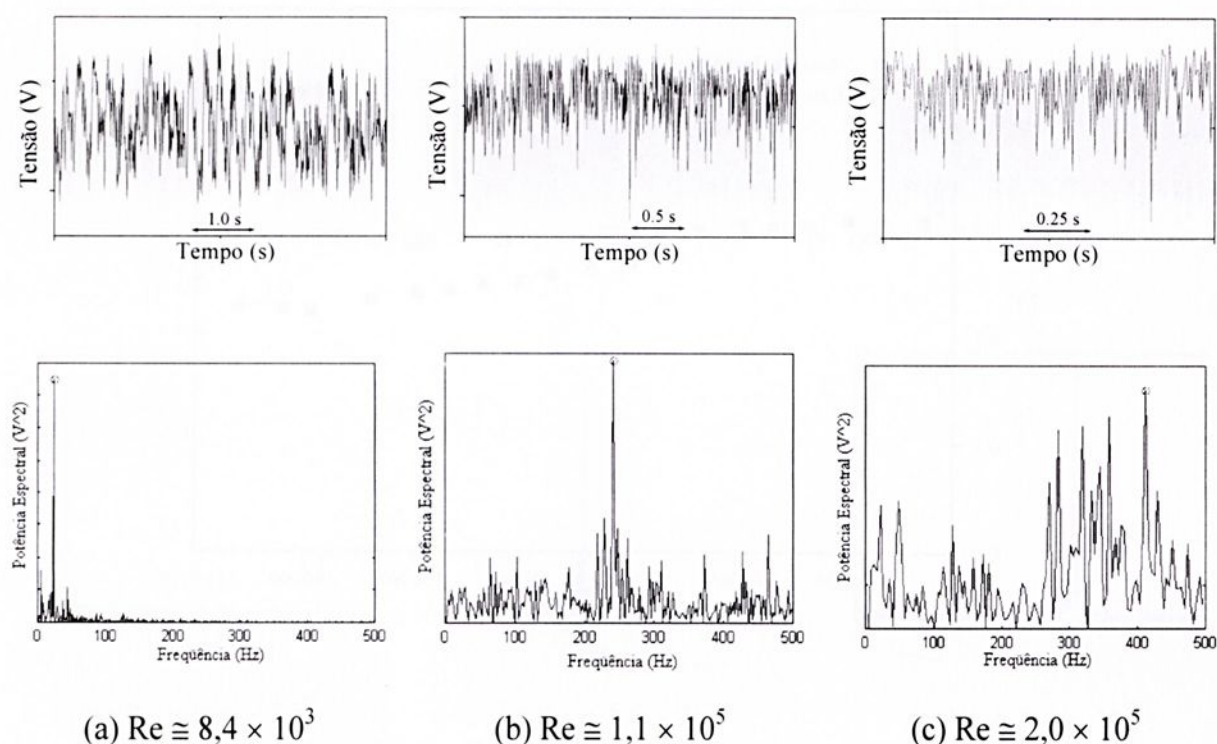


Figura 4.28 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro triangular e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).

Os sinais obtidos do cilindro triangular mostra claramente que aumentando o número Reynolds maior a dificuldade de determinar as frequências de emissão de vórtices, como são mostrados na Figura 4.28c onde o espectro de frequências apresenta um pico menos agudo e com banda bem mais larga. Mesmo assim, a frequência de emissão dos vórtices pôde ser determinada para toda a faixa de números de Reynolds investigada.

Outro fator importante observado durante as realizações dos ensaios, é que para um mesmo número de Reynolds foi observado uma variação na frequência de emissão de vórtices. Conseqüentemente o número de Strouhal também modificará, ficando claro que esta geometria não é adequada para ser utilizada como corpo gerador de vórtices em medidores de vazão do tipo vórtice.

A Figura 4.29 mostra o comportamento da curva de Strouhal para um cilindro com perfil T.

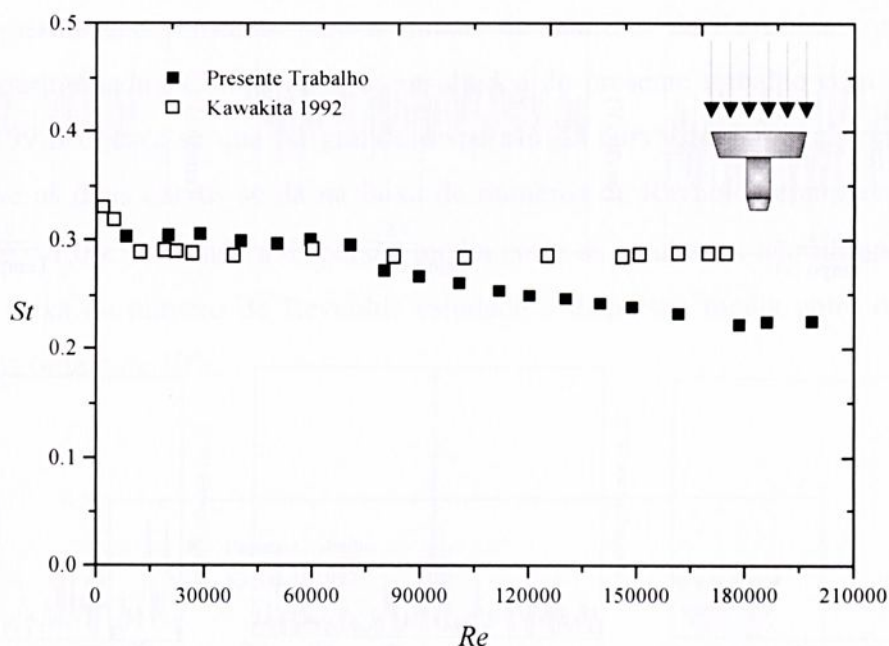


Figura 4.29 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds – cilindro T.

Neste caso, verifica-se que o número de Strouhal permanece constante próximo de 0,30 até números de Reynolds $7,0 \times 10^4$, onde à partir deste ponto novamente observa-se a descontinuidade na curva de Strouhal seguida de uma redução no seu valor até números de Reynolds próximos de $1,8 \times 10^5$, onde volta a permanecer constante com valores próximos de 0,223, o que implica na redução do número de Strouhal em 25%. Comparando os resultados, os dados apresentam boa concordância com os de KAWAKITA (1992) até números de Reynolds $7,0 \times 10^4$ onde a dispersão média entre os resultados não ultrapassa a 1,0%, sendo que logo após este ponto a diferença entre os resultados pode chegar até a 24%.

A Figura 4.30 apresenta exemplos típicos do sinal adquirido na esteira do cilindro com perfil T, bem como suas respectivas distribuições de potência espectral, para diferentes números de Reynolds.

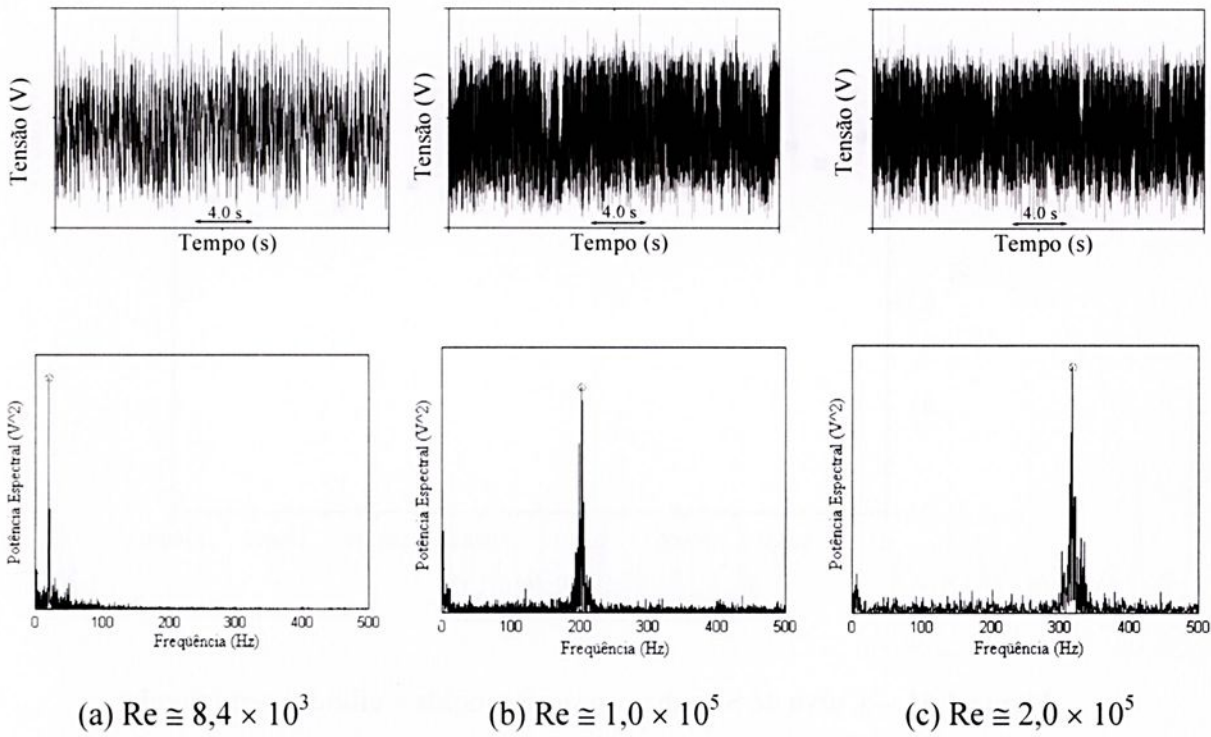


Figura 4.30 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro trapezoidal e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).

Da Figura 4.30 observa-se que foi analisado o sinal para um tempo de aproximadamente de 4 s o que equivale a 4096 pontos para uma frequência de aquisição de 1kHz, onde para toda faixa de números de Reynolds é apresentado um pico agudo e bem definido, mostrando que este perfil é bastante adequado para ser utilizado como um corpo gerador de vórtices.

A Figura 4.31 apresenta o comportamento do número de Strouhal em função do número de Reynolds, para um cilindro semicircular.

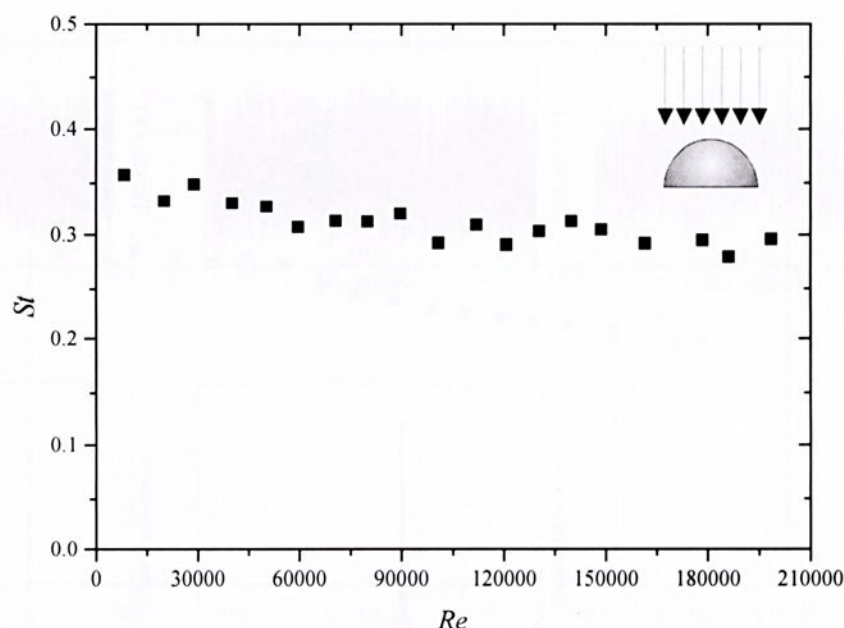


Figura 4.31 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds – cilindro semicircular.

Neste caso, observa-se que o número de Strouhal sofre constantes alterações ao longo de toda a faixa de números de Reynolds estudada, apesar de não apresentar um decréscimo bem acentuado na curva de Strouhal, este tipo de geometria não é adequada para ser utilizada em medidores de vazão a efeito vórtice, pois para um mesmo número de Reynolds esta apresenta fortes variações no número de Strouhal, o que é extremamente prejudicial para o tipo de medidor de vazão estudado.

Na literatura técnica não foi possível encontrar este tipo de geometria para realizar comparações e verificar se esta alteração do número de Strouhal é consequência somente da geometria ou também está sofrendo influência da montagem da bancada experimental.

A Figura 4.32 apresenta exemplos típicos do sinal adquirido na esteira do cilindro semicircular, bem como suas respectivas distribuições de potência espectral, para diferentes números de Reynolds.

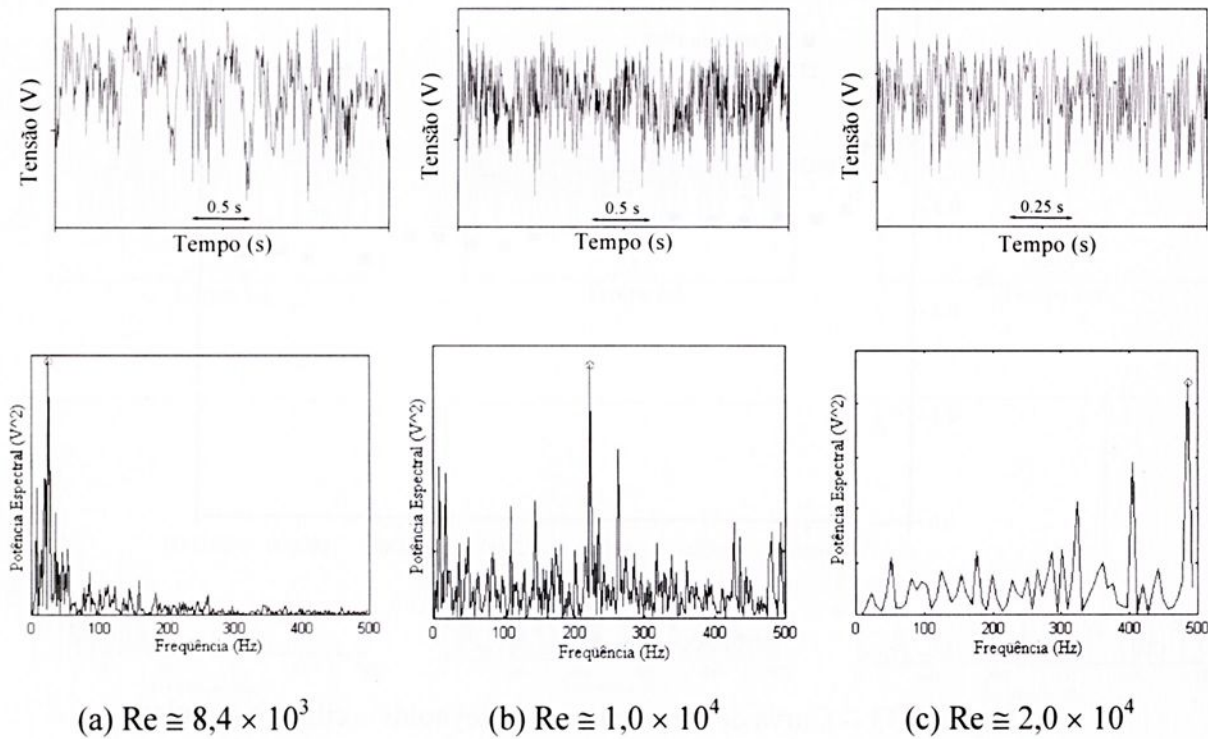


Figura 4.32 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro semicircular e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).

Da Figura 4.32 nota-se que para números de Reynolds mais baixos é possível determinar a frequência dominante, apesar de apresentar um pico agudo com uma banda um pouco larga. Nas Figuras 4.32b e 4.32c já é bem visível que a frequência dominante ainda é possível ser determinada, mas apresenta vários picos secundários, chegando alguns a possuir praticamente metade da frequência do pico principal. Lembrando que várias posições da sonda a jusante do cilindro foram testadas a procura de um sinal onde fosse possível determinar somente uma frequência dominante a para cada número de Reynolds estudado. Mais uma vez fica claro que este tipo de geometria não é aconselhável para ser utilizada nos medidores de vazão do tipo vórtice.

A Figura 4.33 mostra o comportamento do número de Strouhal *versus* Reynolds para um cilindro circular.

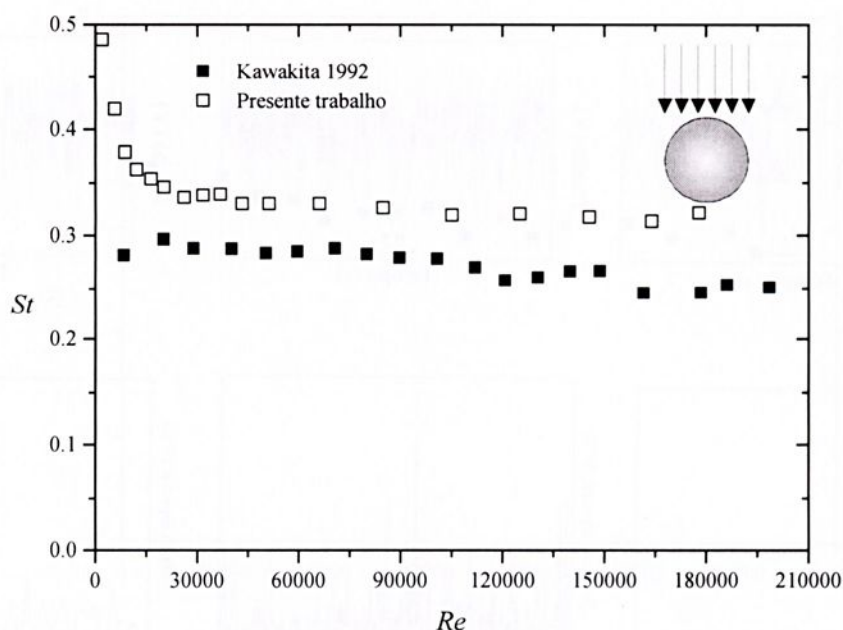


Figura 4.33 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds – cilindro circular.

Na Figura 4.33 observa-se que o número de Strouhal praticamente manteve-se constante próximo de 0,284 até números de Reynolds na ordem de $1,1 \times 10^5$, onde logo após este ponto é notado uma pequena descontinuidade seguida de outra mais visível próximo de Reynolds $1,5 \times 10^5$, onde à partir deste ponto o número de Strouhal volta a permanecer constante próximo de 0,249. Comparando os resultados, o número de Strouhal apresentado no presente trabalho apresenta uma dispersão média com os dados de KAWAKITA (1992) na ordem de 22%.

A Figura 4.34 apresenta exemplos típicos do sinal adquirido na esteira do cilindro semicircular, bem como suas respectivas distribuições de potência espectral, para diferentes números de Reynolds.

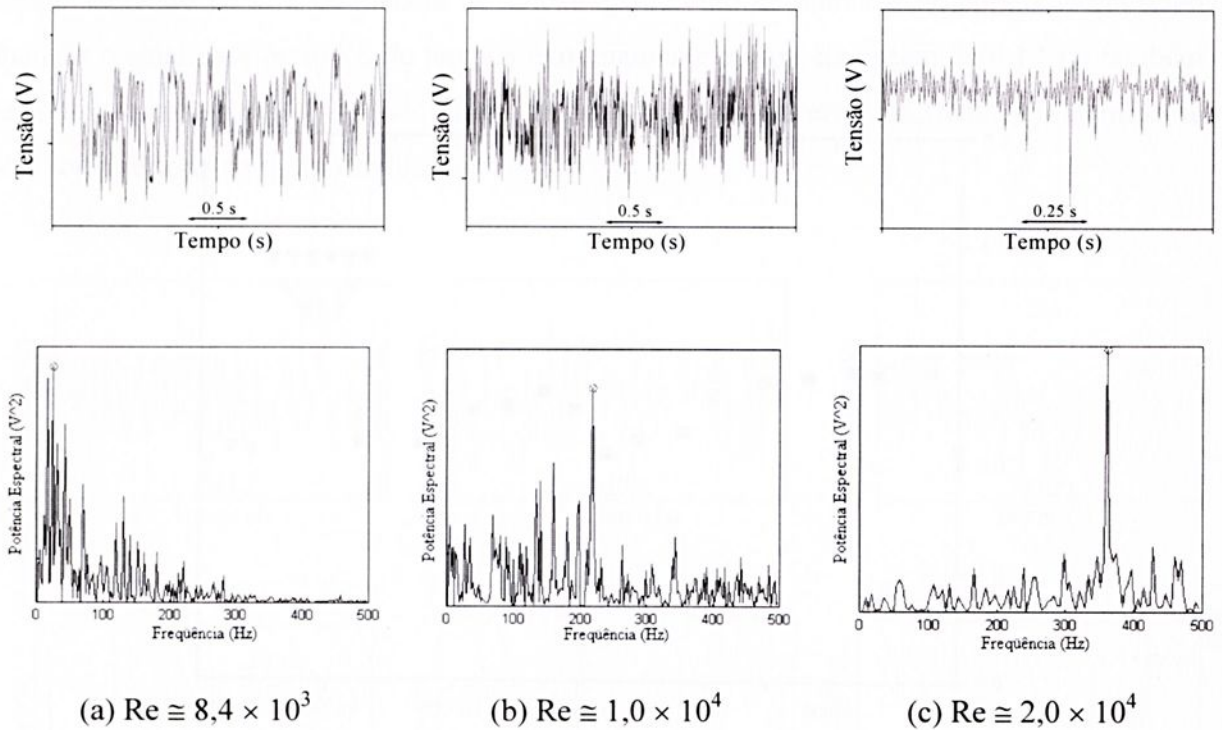


Figura 4.34 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro circular e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).

Da mesma forma que um cilindro semicircular é notado que a frequência dominante para toda faixa de número de Reynolds é difícil de ser determinada, pois o cilindro circular emite vórtices com frequência pouco constante para um determinado número de Reynolds fixo. Ao contrário do que ocorre com a maioria dos cilindros que possuem aresta definida. Esta aresta mostra ser necessária para se definir com precisão o local da emissão dos vórtices no corpo e isto resulta numa relação mais linear entre os números de Strouhal e de Reynolds, uma característica essencial para qualquer medidor de vazão.

Finalizando a Figura 4.35 mostra o comportamento da curva de Strouhal para um cilindro otimizado. Neste caso é observado que novamente ocorre uma descontinuidade na curva de Strouhal próximo a números de Reynolds $Re=9,0 \times 10^4$, apresentando uma redução acompanhada e de um aumento no número de Strouhal, onde a partir de números de Reynolds acima de $1,5 \times 10^5$ volta a permanecer constante.

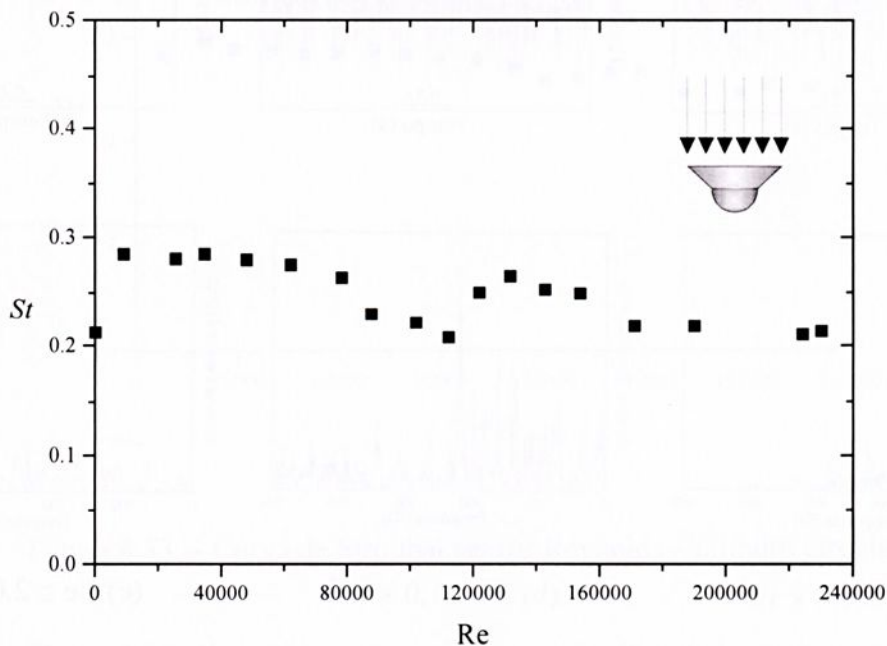


Figura 4.35 -- Curva de Strouhal *versus* Reynolds – cilindro otimizado.

A Figura 4.36 apresenta exemplos típicos do sinal adquirido na esteira do cilindro otimizado, bem como suas respectivas distribuições de potência espectral, para diferentes números de Reynolds. Para este cilindro também a frequência dominante para toda faixa de números de Reynolds estudada foi difícil de ser determinada sendo necessário realizar vários ensaio variando tanto a frequência de amostragem como os números de pontos, permitindo analisar o sinal para períodos de tempos extremamente curtos, na ordem de 0,12 s e também períodos na ordem de 4,0 s sendo difícil de encontrar com clareza uma frequência dominante para todo período de tempo analisado.

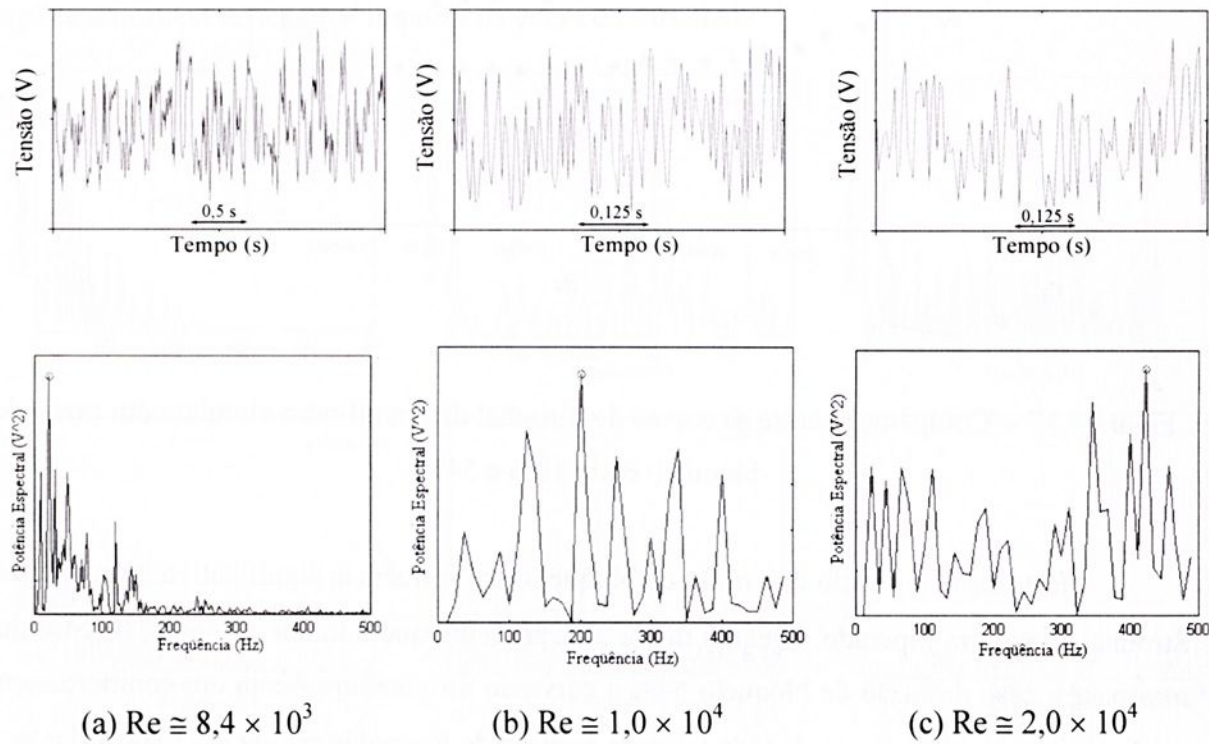


Figura 4.36 – Sinais típicos adquiridos na esteira do cilindro otimizado e respectivos espectros de frequência (escalas lineares arbitrárias).

4.2.2 Razão de Bloqueio

Na Figura 4.37 é mostrado a influência da razão de bloqueio na emissão de vórtices, para este fim foi utilizado um cilindro circular devido à facilidade construtiva deste tipo de geometria.

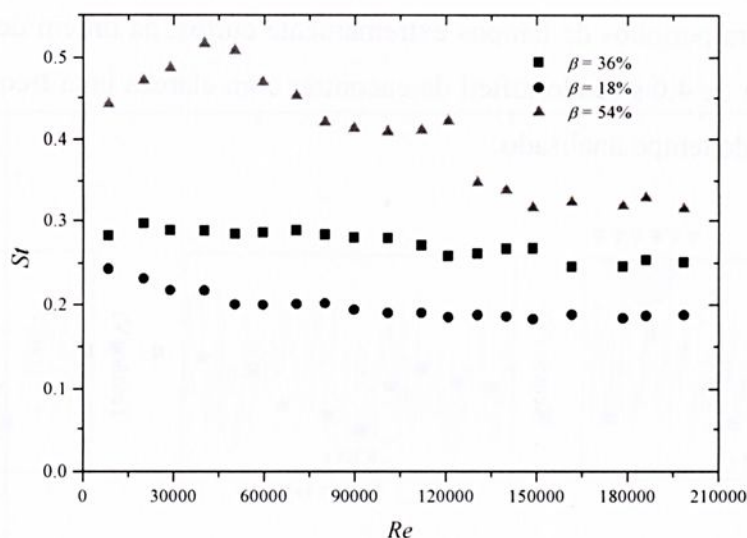


Figura 4.37 -- Comparação entre as curvas de Strouhal de um cilindro circular com razão de bloqueio entre 18% e 54%.

Neste caso, é notado que razão de bloqueio tem influência significativa no número de Strouhal, como era esperado. Quanto maior a razão de bloqueio maior o número de Strouhal, mas para o caso da razão de bloqueio 54% a curva de Strouhal apresenta um comportamento totalmente variável ao longo de toda faixa de número de Reynolds estudada. Esta variação da curva pode ser atribuída à influência da parede da tubulação aliado a turbulência, para maiores informações ver LINDQUIST (2000) e WEST & APELT (1982).

Para compreender melhor estes fenômenos que influenciam de forma negativa a curva de Strouhal são mostrados na Figura 4.38 os espectros de frequência para todas as razões de bloqueio estudadas em três números de Reynolds distintos.

Lembrando que os cilindros circulares não são adequados para serem utilizados como corpos geradores de vórtices, devido aos motivos descritos anteriormente, mas mesmo assim servem para explicar o comportamento da curva de Strouhal com o aumento de razão de bloqueio.

Na Figura 4.38a observa-se que para números de Reynolds mais baixos, a frequência dominante calculada a partir do sinal de velocidade adquirido no interior da esteira de vórtices não sofre grandes variações com o aumento de razão de bloqueio, aumentando o número de Reynolds, Figura 4.38b. É possível ver que a frequência dominante vai diminuindo seu valor com o aumento da razão de bloqueio onde na Figura 4.38c a diferença das frequências dominantes ficam bem visíveis.

Esta diferença é acentuada devido a turbulência, como mostrado no capítulo 4, quanto maior a velocidade e mais próximo da parede maior será a intensidade turbulenta. Deste modo aumentando a razão de bloqueio, a sonda de fio quente foi posicionada mais próxima da parede na melhor posição onde fosse possível captar a esteira de vórtices. Isto explica a influência negativa imposta na curva de Strouhal.

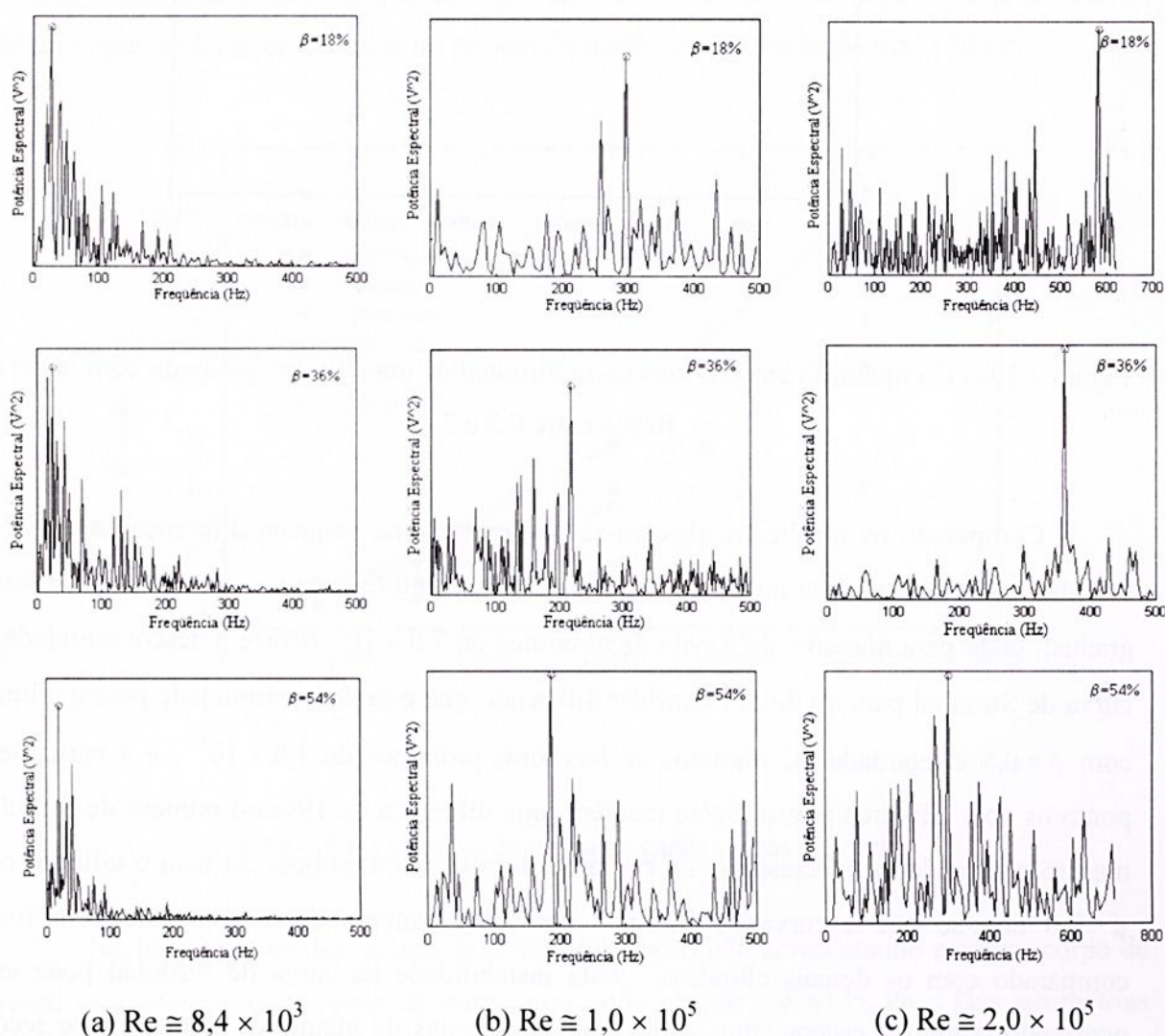


Figura 4.38 – Espectros de frequência para três razões de bloqueio distintas (escalas lineares arbitrárias).

4.2.3 Razão de Forma

A Figura 4.39 possibilita a comparação do comportamento da curva de Strouhal para um cilindro quadrado com várias razões de forma.

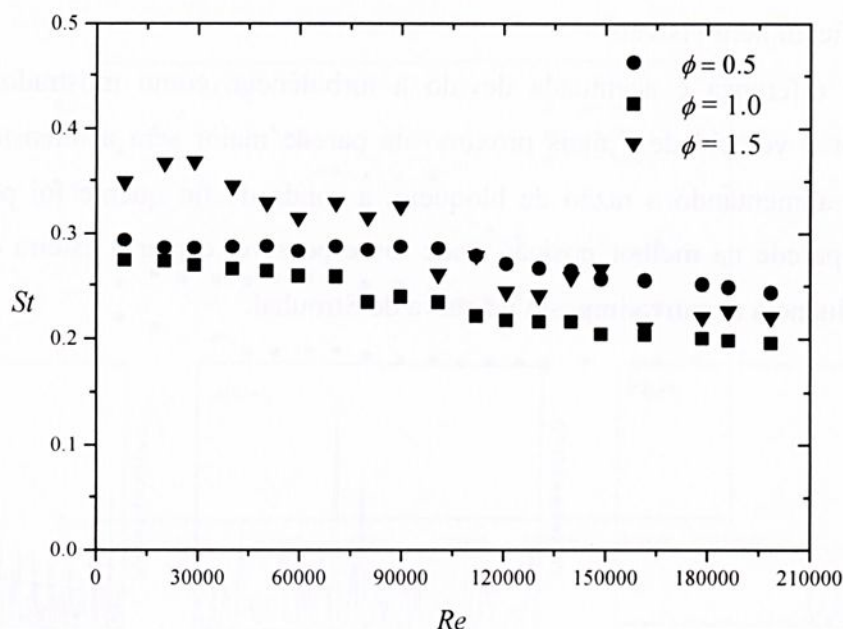


Figura 4.39 -- Comparação entre as curvas de Strouhal de um cilindro quadrado com razão de forma entre 0.5 e 2.

Comparado os resultados observa-se que existe uma pequena diferença na curva de Strouhal entre as razões de forma $\phi = 0,5$ e $\phi = 1,0$. Esta diferença vai aumentando de forma gradual, onde para números de Reynolds próximos de $7,0 \times 10^4$ ocorre a descontinuidade na curva de Strouhal para o cilindro com $\phi = 1,0$ sendo que esta descontinuidade para o cilindro com $\phi = 0,5$ é retardada até números de Reynolds próximos de $1,0 \times 10^5$, e a partir deste ponto os dois cilindros praticamente mantêm uma diferença de 19% no número de Strouhal, mesmo ocorrendo um decréscimo na curva de Strouhal para ambos. Já para o cilindro com $\phi = 2,0$ nota-se que a curva de Strouhal apresenta também descontinuidade bem maior comparado com os demais cilindros. Esta instabilidade na curva de Strouhal pode estar ocorrendo devido o escoamento se descolar nas arestas de ataque do cilindro e se recolhar novamente sobre suas faces laterais que segundo LINDQUIST (2000). Neste caso, a emissão dos vórtices se caracteriza pela esteira de von Kármán formada pelas duas camadas

cisalhantes que se descolam novamente, desta vez das bordas de fuga do cilindro e de acordo com aumento no número de Reynolds pode ocorrer uma transição na forma de emissão dos vórtices acarretando nas descontinuidade observadas na curva de Strouhal.

Com isto fica claro, que no projeto dos *shedders* dos medidores de vazão a efeito vórtice, a razão de forma é um fator de extrema importância e deve ser analisada com cuidado pois como mostrado na Figura 4.39 esta influencia de forma negativa na linearidade da curva de Strouhal, o que é totalmente indesejado para estes tipo de medidores de vazão.

4.2.4 Perda de carga

Na Figura 4.40 é avaliada a perda de carga entre as geometrias estudadas no presente trabalho. Este é outro fator importante que deve ser observado durante a escolha do melhor *shedder*, que venha a ser utilizado no projeto de medidores de vazão do tipo vórtice.

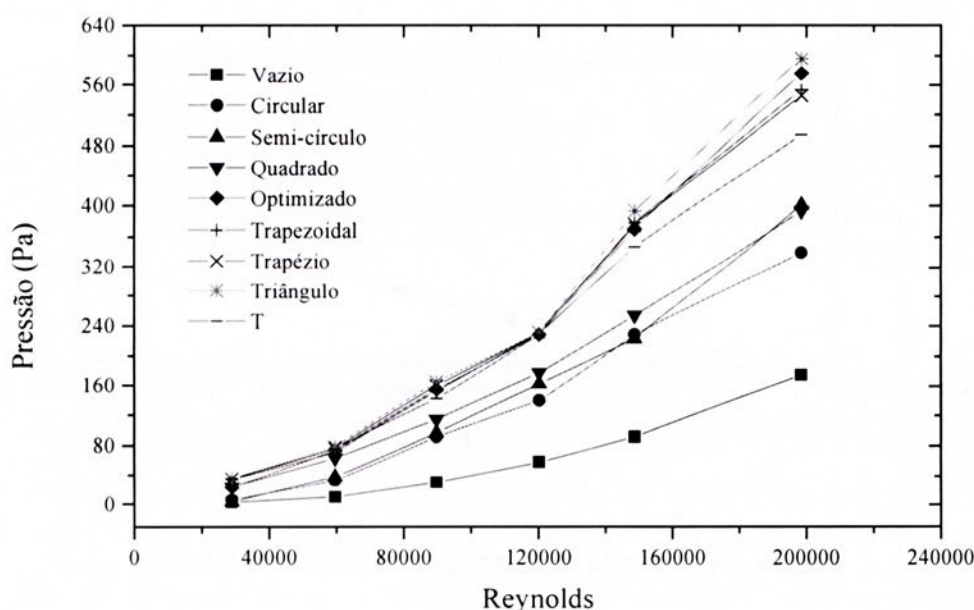


Figura 4.40 -- Gráfico da perda de carga *versus* Reynolds.

Nesta figura verifica-se que, mesmo a tubulação não apresentando nenhum corpo de prova, esta oferece uma perda de carga que pode chegar até a 175 Pa. Das geometrias estudadas a que apresentou menor perda de carga foi o cilindro circular seguido bem próximo dos cilindros semicircular e quadrado, lembrando que mesmo apresentando baixa perda de

carga o cilindro circular não é adequado para ser utilizado em medidores de vazão a efeito vórtice devido a fatores descritos anteriormente. Entre as geometrias que possuem arestas bem definidas a que apresentou a perda de carga menor foi o perfil T. Reforçando que o sinal adquirido na esteira de vórtices desprendidas deste corpo apresentou uma frequência de emissão bem definida para todas as faixas de número de Reynolds estudadas. Pondo este tipo de geometria entre as melhores a serem utilizadas em medidores de vazão do tipo vórtice.

As Figuras 4.41 a 4.46 comparam com os resultados obtidos por KAWAKITA (1992) sendo que as geometrias do presente trabalho apresentam em média uma perda de carga 42.5% menor.

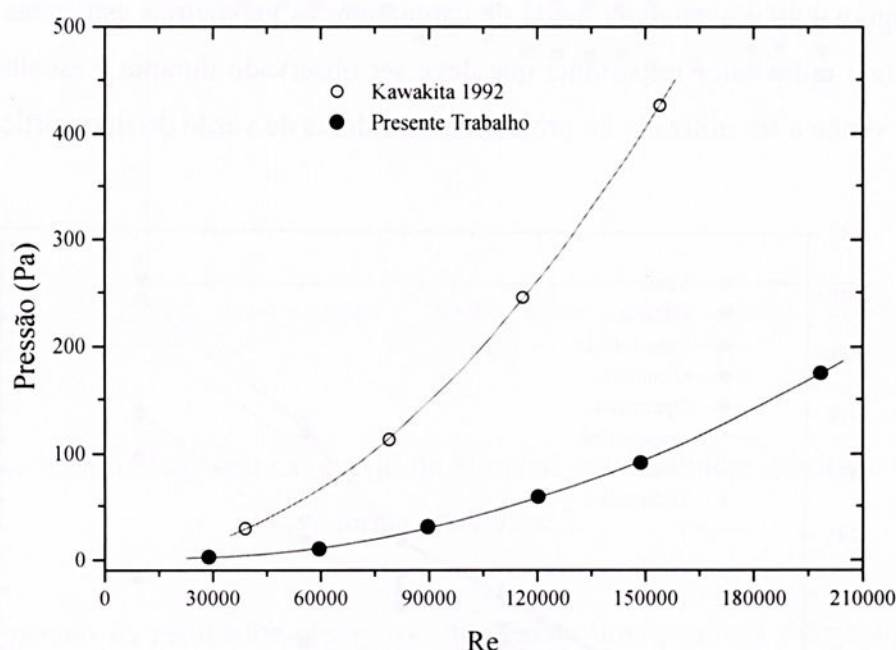


Figura 4.41 – Perda de Carga para um cilindro circular.

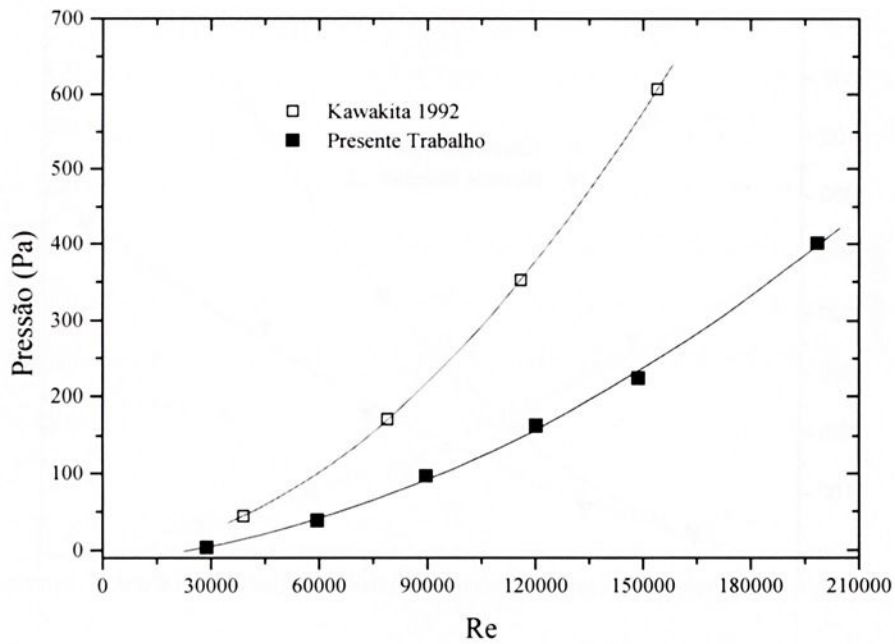


Figura 4.42 – Perda de Carga para um cilindro quadrado.

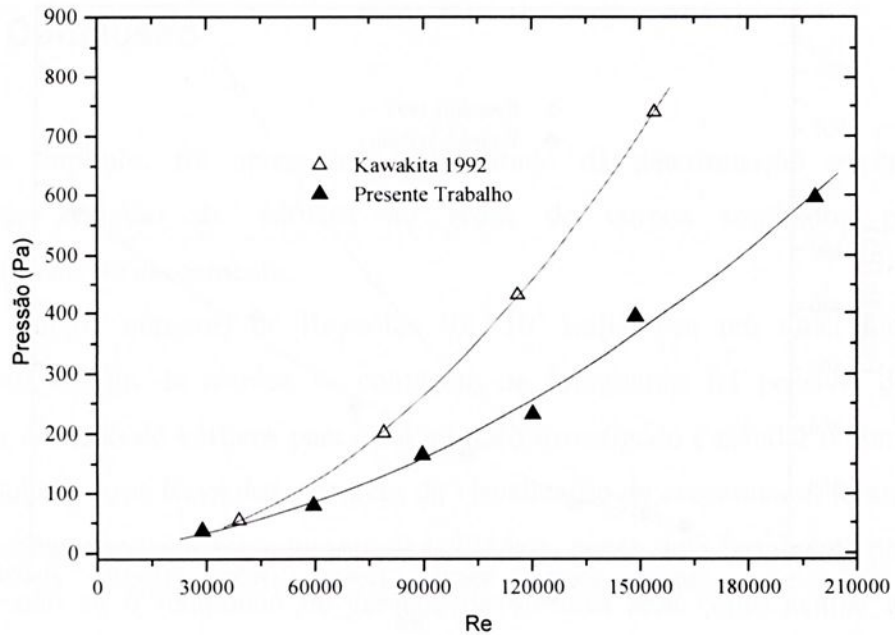


Figura 4.43 – Perda de Carga para um cilindro triangular.

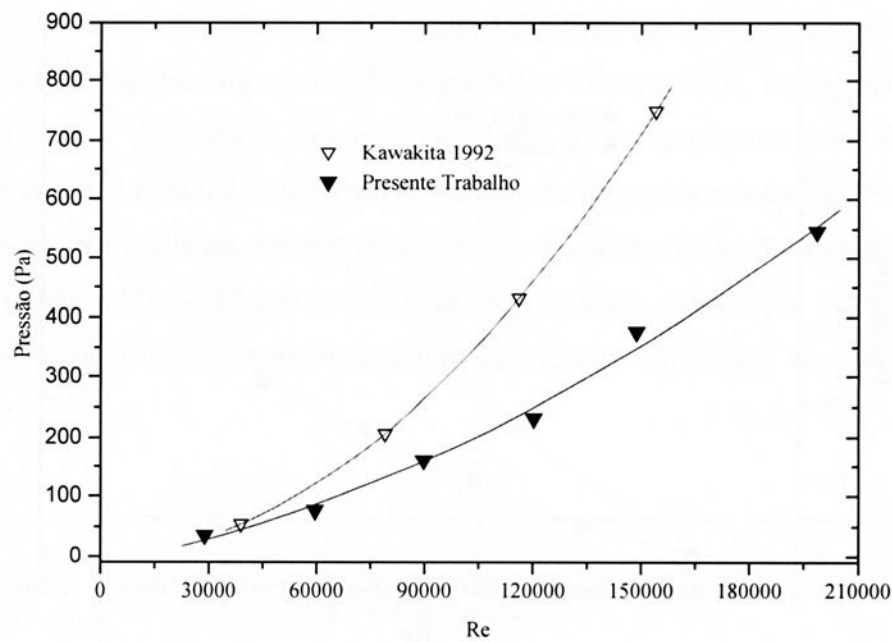


Figura 4.44 – Perda de Carga para um cilindro trapezoidal.

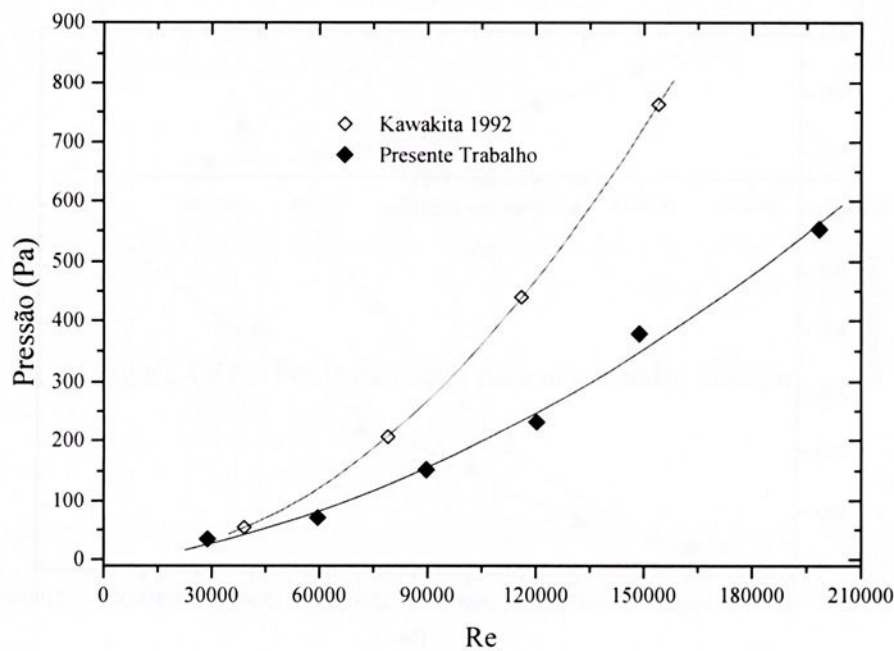


Figura 4.45 – Perda de Carga para um cilindro retangular trapezoidal.

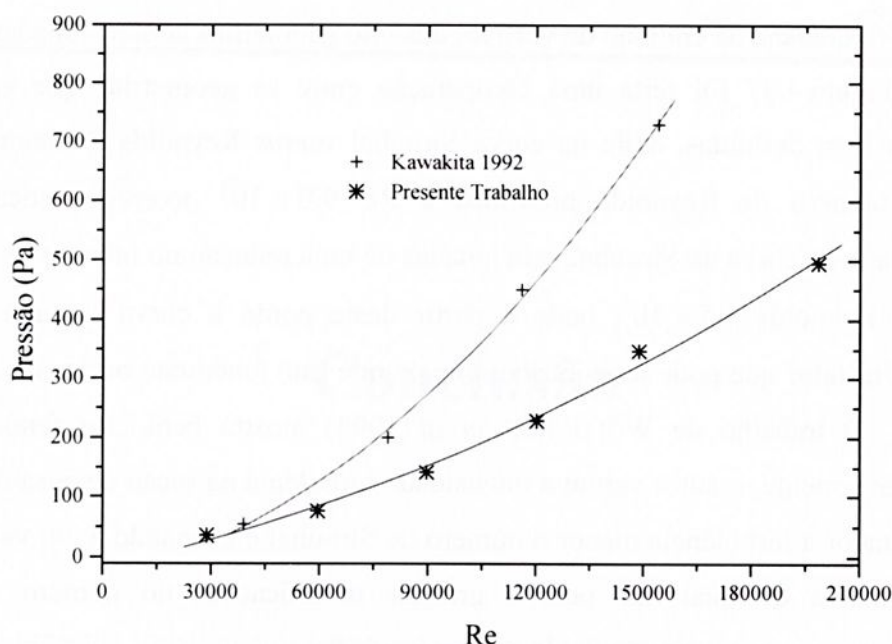


Figura 4.46 – Perda de Carga para um cilindro T.

4.3 Conclusão

Neste capítulo, foi apresentado um estudo da determinação experimental da frequência de emissão de vórtices ao redor de corpos rombudos posicionados perpendicularmente ao escoamento.

Para baixos números de Reynolds $Re < 10^3$ utilizou-se um túnel hidrodinâmico vertical e com auxílio da técnica de contagem de fotogramas foi possível determinar a frequência de emissão de vórtices para cada cilindro investigado e estudar o comportamento da curva Strouhal *versus* Reynolds. Através da visualização do escoamento, foram adquiridas imagens da esteira que se forma a jusante dos cilindros, sendo uma ferramenta poderosa para compreender não só o fenômeno de geração de vórtices bem como avaliar as possíveis irregularidades na curva de Strouhal.

Para números de Reynolds mais elevados todo o experimento foi desenvolvido em um aparato experimental utilizando o ar como o fluido de trabalho e projetado para obter o escoamento em condições quase que reais, comparados com os medidores de vazão a efeito

vórtice. A técnica de anemometria de fio quente mostrou-se extremamente eficaz para determinar a frequência de emissão de vórtices das oito geometrias confeccionadas.

Na Figura 4.47 foi feita uma comparação entre as geometrias que apresentavam arestas vivas bem definidas, onde na curva Strouhal *versus* Reynolds foi notado que para valores do número de Reynolds próximos a $Re = 9,0 \times 10^4$ ocorreu praticamente uma descontinuidade na curva de Strouhal, adicionadas de uma redução no número de Strouhal até números de Reynolds $1,5 \times 10^5$, onde à partir deste ponto a curva volta a permanecer constante. Um fator que pode ter contribuído para que este fenômeno ocorresse é atribuído a turbulência. O trabalho de WOLOCHUK *et al* (1994) mostra bem este fenômeno, como relatado anteriormente, o autor variou a intensidade turbulenta na seção de ensaios e verificou que quanto maior a turbulência menor o número de Strouhal e chegando a um valor crítico de turbulência acima do qual não ocorria grandes modificações no número de Strouhal, praticamente o que ocorreu nas curva do presente trabalho.

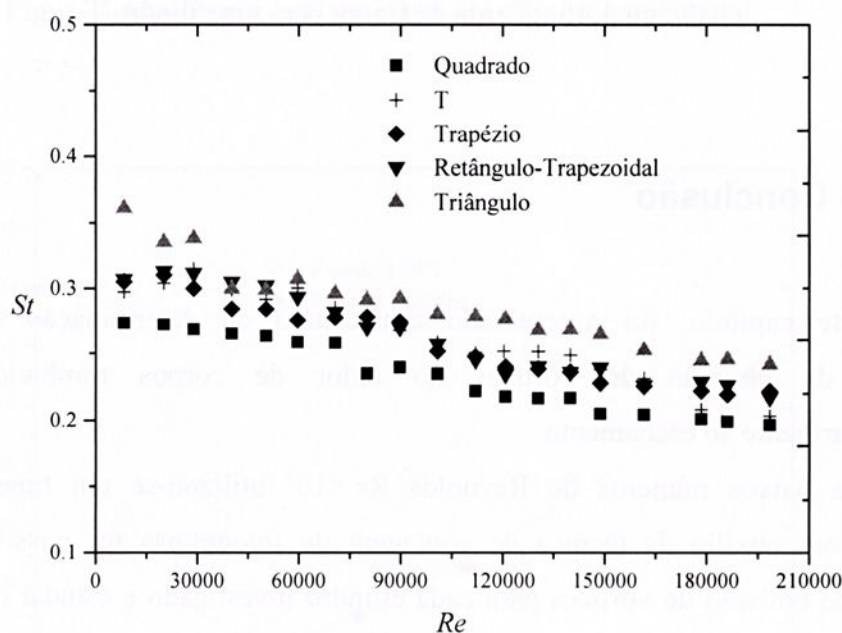


Figura 4.47 – Comparação da curva Strouhal *versus* Reynolds de cinco corpos rombudos.

Outros fatores analisados foram a também a influência da razão de forma e razão de bloqueio na curva de Strouhal e da perda de carga, mostrando que para chegar em um modelo padronizado de geometria é necessário ter o domínio de todos os fatores que possa influenciar de forma negativa no desempenho dos medidores de vazão do tipo vórtice.

Conclusão

No presente trabalho apresentou-se um estudo experimental do escoamento ao redor de corpos rombudos com perfis não aerodinâmicos posicionados perpendicularmente à corrente livre, onde os ensaios foram realizados em água e em ar.

O principal objetivo que direciona este trabalho é a determinação do parâmetro adimensional número de Strouhal, cujo conhecimento para uma ampla faixa de números de Reynolds é de fundamental importância no desenvolvimento dos medidores de vazão a efeito vórtices.

Para os resultados obtidos em água, pôde-se observar o comportamento da curva Strouhal vs Reynolds, onde com a utilização da visualização de escoamento por meio de corante líquido, foi possível determinar as frequências de emissão de vórtices utilizando a técnica de contagem de fotogramas que apresentou resultados satisfatórios. Também com auxílio da visualização do escoamento pôde-se compreender mais afundo o fenômeno de geração e emissão de vórtices e interpretar os resultados quantitativos através dos resultados qualitativos apresentados. Apesar do túnel hidrodinâmico não apresentar características construtiva que possa representar de forma bem real os medidores de vazão a efeito vórtice, este vem se demonstrado uma ferramenta poderosa na validação de códigos numéricos como o *Fluent*.

Já para os resultados obtidos em ar, primeiramente foi tomado o cuidado de realizar toda a validação da bancada experimental que no caso deste trabalho resume –se na obtenção dos perfis de velocidade e da intensidade turbulenta. Este procedimento de validação é de suma importância em qualquer trabalho de caráter experimental.

Após ter validado a bancada de testes foram analisados oito geometrias e investigados diversos parâmetros, que podem exercer influência sobre o comportamento da curva Strouhal vs Reynolds e, conseqüentemente, afetar de forma direta o desempenho dos medidores de vazão do tipo vórtice.

A frequência de emissão de vórtices, parâmetro fundamental para determinar o número de Strouhal, foi obtida pela análise espectral das flutuações de velocidade, coletadas na esteira turbilhonaria, em um ponto adequadamente estabelecido. Os sinais de velocidades do escoamento foram obtidos utilizando-se a anemometria de fio quente. Esta técnica apresentou boa confiabilidade e extrema rapidez na aquisição de dados, justificando sua ampla utilização em vários campos de pesquisas tanto em laboratórios como na indústria. Porém o único contratempo desta técnica é a respeito a sua calibração, onde foi necessário a construção de um dispositivo para realizar a calibração da sonda de fio quente, mostrando ser bastante demorada, o que exigiu uma grande iteração pesquisador-aparato para chegar a resultados de certa forma bem satisfatórios.

Os resultados obtidos foram, sempre que possível, comparados com dados da literatura, e no caso dos dados gerados no dispositivo construído, foi amplamente comparado com os resultados de KAWAKITA (1992), por apresentar semelhança construtiva. Os resultados comparados mostraram certa dispersão como discutido no capítulo anterior, mas também foi notado que no trabalho de KAWAKITA não foi mostrado a validação da bancada experimental, etapa fundamental em qualquer trabalho experimental, o que pode de certa forma dificultar uma comparação mais precisa entre os resultados.



5.1 Recomendações para Futuros Trabalhos

Devido ao fator limitante “tempo” muitos ensaios deixaram de ser realizados. No presente trabalho a preocupação primordial manteve-se na construção do aparato experimental, na construção de um dispositivo de calibração de sondas de fio quente, na validação da bancada de testes e na realização de ensaios com diferentes geometrias, onde possibilitou avaliar alguns parâmetros. Durante a realização dos ensaios experimentais e da análise e interpretação dos resultados obtidos, surgiram várias idéias para futuros trabalhos, que poderiam ser implementadas, como uma extensão do estudo aqui desenvolvido. As mais pertinentes são apresentadas a seguir:

- para todos os casos considerados, ampliar a faixa do número de Reynolds, o que implicaria na aquisição de outro ventilador ou modificar o diâmetro da tubulação;
- determinar a frequência de emissão de vórtices variando a razão de forma e de bloqueio para todas geometrias, o que permitiria identificar as razões de forma e bloqueio críticas, e analisar qual geometria estaria mais susceptível a essas variações;
- estudar a influência do ângulo de ataque para todos os cilindros, verificando a sua influência na frequência de emissão de vórtices;
- variar a intensidade turbulenta na seção de ensaios, sendo possível mediante a instalação de telas de diâmetros variáveis;
- aumentar o tamanho da mangueira flexível e verificar a influência da vibração imposta pelo ventilador na tubulação;
- aumentar o comprimento da tubulação, possibilitando refazer uma nova validação da bancada de teste;
- variar o posicionamento da seção de testes ao longo da tubulação, o que implicaria na construção de uma nova bancada de ensaios.
- utilizar da visualização dos escoamentos para compreender de forma qualitativa o escoamento ao redor das geometrias estudadas, o que implicaria na construção de um aparato para realizar tal função.



Referências Bibliográficas

- Almeida, O., 2001, “Simulação numérica do escoamento ao redor de cilindros retangulares”, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira FEIS-Unesp, 200p.
- Agüí, J.C. & Jiménez, J., 1987, “On the Performance of Particle Tracking”, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.185, pp.447–468.
- Basile, A.C.S., 1995, “Avanços Tecnológicos no Medidores de Vazão Tipo Vortex”, *Anais do 2º Simpósio Brasileiro de Medição de Vazão*, São Paulo, Brasil, pp. 1-10.
- Bearman, P.W. & Trueman, D.M., 1972, “An Investigation of the Flow Around Rectangular Cylinders”, *Aeronautical Quarterly*, Vol. 23, pp.229-237.
- Bentley, J. P., Benson, R. A. & Shanks A. J., 1996, “The Development of Dual Bluff Body Vortex Flowmeters”, *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 7, nº 2, pp.85-90.
- Bruun, H.H., Farrar, B. & Watson, I., 1989, “A swinging arm calibration method for low velocity hot-wire probe calibration”, *Experiments in Fluids*, Vol.7, pp.400-404.
- Bruun, H.H., 1995, “Hot-wire Anemometry”, Oxford Science Publications, Oxford, 507 p.
- Durão, D.F.G., Gouveia, P.S.T. & Pereira, J.C.F., 1991, “Velocity Characteristics of the Flow Around a Square Cross Section Cylinder Placed Near a Channel Wall”, *Experiments in Fluid*. Vol.11, nº6, pp.341 – 350.
- Durão, D.F.G., Heitor, M.V. e Pereira, J.C.F., 1988, “Measurements of Turbulent and Periodic Flows Around a Square Cross-Section Cylinder”, *Experiments in Fluids*, Vol.6, pp.298 – 304.
- Figliola, R. S. & Beasley, D. E., 1991, “Theory and Design for Mechanical Measurements”, Editora Wiley, Nova Iorque.
- Fox, R.W. & McDonald, A.T., 1995, “Introdução a Mecânica dos Fluidos”, 4ed, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, Brasil, 662p.



- Freymuth, P., 1993, "Flow visualization in fluid mechanics", Review of Scientific Instrumentation, Vol.64, No.1, pp.1-18.
- Gonçalves, H.C. & Vieira E. D., 1998, "Determinação Experimental do Comprimento da Bolha de Recirculação da Esteira de Cilindros Circulares", Anais (em CD-ROM) do V CREEM – Congresso dos Estudantes de Engenharia Mecânica, Vitória, Brasil, 6 p.
- Gonçalves, H.C. & Vieira, E.D.R., 1999, "Strouhal Number Determination for Several Regular Polygon Cylinders for Reynolds Number up to 600", Anais (em CD-ROM) do COBEM 99 - XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, Brasil.
- Gonçalves, H.C. & Vieira, E.D.R., 2000a, "Semi-Circular-Section Cylinder Wake Visualization", Anais (em CD-ROM) do CONEM 2000 - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal, Brasil, 8p.
- Gonçalves, H.C. & Vieira, E.D.R., 2000b, "Hydrodynamics Flow Visualization in Oil Trap Filters", Anais (em CD ROM) do VIII Brazilian Congress of Thermal Engineering Sciences (ENCIT 2000), Porto Alegre, Brasil, 9p.
- Guellouz, M.S. & Tavoularis, S., 1995, "A simple Pendulum Technique for the Calibration of Hot-Wire Anemometers over Low-Velocity Ranges", Experiments in Fluids, Vol.18, pp.199 - 203.
- Kawakita, K., 1992, "Estudo de Corpos de Perfil Não-Aerodinâmico Visando a Aplicação em Medidores de Vazão do Tipo Vórtice", Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil, 85 p.
- Kline, S.J. & McClintock, F.A., 1953, "Describing uncertainties in single-sample experiments", Mechanical Engineering, January, pp.3-8.
- Lamb, H., 1945, "Hydrodynamics", Dover Publications, New York.
- Lavante E.V., Perpéet S., Hans V. & Poppen G., 1999, "Optimization of Acoustic Signals in a Vortex-Shedding Flowmeter Using Numerical Simulation", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol 20, Issue 4, pp.402-404.



- Lee, T. & Budwig, R., 1991, "Two Improved Methods for Low Speed Hot Wire Calibration", *Measurement Science and Technology*, Vol.2, pp.643-646.
- Lindquist, C., Mansur, S.S. & Vieira, E.D.R., 1997, "Análise Experimental do Escoamento ao Redor de Um Perfil de Base Quadrada em Dois Diferentes Ângulos de Ataque: $\alpha = 0^\circ$ e $\alpha = 45^\circ$ ", *Anais (em CD-ROM) do COBEM 97 – XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, paper code: 058*, , Bauru, Brasil, 6 p.
- Lindquist, C., 2000, "Estudo experimental do escoamento ao redor de cilindros de base quadrada e retangular", *Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira FEIS-Unesp*, 189p.
- Mansur, S.S., Vieira, E.D.R., Saito, M. & Esperança, G.A.S., 1996, "Visualização Experimental do Escoamento ao Redor de Cilindros de Base Quadrada Posicionados Transversalmente ao Fluxo Livre", *Anais do ENCIT 96 - VI Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas / VI Congreso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia*, Vol.2, Florianópolis, Brasil, pp.1103-1108.
- Menz, B., 1997, "Vortex Flowmeter with Enhanced Accuracy and Reliability by Means of Sensor Fusion and Self-Validation", *Measurement*, Vol. 22, Issues 3-4, pp.123-128.
- Merrett, J., 1995, "*Volume or Mass ?*", *Control and Instrumentation*, Vol. 27, pp. 31 – 34.
- Merzkirch, W., 1987, "Flow visualization", ed.2, Academic Press, Orlando.
- Miau, J. J., Hu, C. C. & Chou, J. H., 2000, "Response of a vortex flowmeter to impulsive vibrations", *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 11, Issue 1, pp. 41-49.
- Milne-Thomson, L.M., 1938, "Theoretical Hydrodynamics", MacMillan and Co. Limited, London, pp.336-344.
- Moffat, R.J., 1988, "Describing the uncertainties in experimental results", *Experimental Thermal and Fluid Science*, No.1, pp.3-17
- Modi, V.J. & Dikshit, A.K., 1975, "Near-Wakes of Elliptic Cylinders in Subcritical Flow", *AIAA Journal*, Vol.13, nº4, pp. 490 – 497.



- Norberg, C. An Experimental Investigation of the Flow Around a Circular Cylinder: influence of Aspect Ratio. *Journal of Fluid Mechanics*, vol.258, pp.287-316, 1994.
- Obasaju, E.D., 1983, "An investigation of the effects of incidence on the flow around a square section cylinder", *Aeronautical Quarterly*, Vol.34, pp.243-259.
- Okajima, A., 1982, "Strouhal Numbers of Rectangular Cylinders", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.123, pp.379-398.
- Ower, E. & Pankhurst, R.C., 1977, "The Measurement of Air Flow", Pergamon Press, Oxford.
- Pankanin, G.L. & Krystkowicz, G., 1995, "Influence Of Sensor Design On Vortex Meter Properties", *Proceedings of the 2nd Brazilian Symposium on Flow Measurement*, São Paulo, Brasil, pp.19 -- 26.
- Persen, L.N. & Saetran, L.R., 1983, "Hot Film Measurements in a Water Tunnel", *Journal of Hydraulic Research*, Vol.21, No.5, pp.379-387.
- Sarpkaya, T. & Kline, H.K, 1982, "Impulsively-Started Flow About Four Types of Bluff Body" *Trans. of the ASME: Journal of Fluids Engineering*, Vol.104, pp.207 - 213.
- Van Atta, C.W., 1968, ".Experiments on Vortex Shedding from Yawed Circular Cylinders", *AIAA Journal*, Vol.6, pp.931-933.
- Vieira, E.D.R., Mansur, S.S. & Zaparoli, E.L., 1996, "Visualização de Escoamentos em Meio Hidrodinâmico: Geração, Captação e Processamento Digital de Imagens Através de Sistema de Baixo Custo", *Anais do IV CEM-NNE/96*, Vol.2, Recife, Brasil, pp.839-844.
- Vieira, E.D.R., 1997a, "Estudo Qualitativo e Quantitativo do Escoamento ao Redor de corpos Não-Aerodinâmicos Utilizando Técnicas de Visualização em Meio Hidrodinâmico", *Tese de Doutorado*, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, ITA, São José dos Campos, Brasil, 200 p.
- Vieira, E.D.R., DUARTE, J., MANSUR, S.S. & ZAPAROLLI, E.L., 1997b, "Determinação Experimental da Frequência de Emissão de Vórtices ao Redor de um Cilindro de Base



Elíptica”, Anais do IV ELAF – Encontro Latinoamericano de Fluidodinâmica, Vol.1, , Itajubá, Brasil, pp. 182 - 187.

Vickery, B.J, 1966, “Fluctuating lift and drag on a long cylinder of square cross-section in a smooth and in a turbulent stream”, Journal of Fluid Mechanics, Vol.25, pp.481-494.

Yokoi, Y & Kamemoto, K., 1994, “Vortex Shedding from a Oscillating Circular Cylinder in a Uniform Flow”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.8, pp.121 - 127.

White, F.M., 1999, “Fluid Mechanics”, ed.4, McGraw-Hill, New York, 826 p.

West, G.S. & Apelt, C.J., 1982, “The effects of tunnel blockage and aspect ratio on the mean flow past a circular cylinder with Reynolds numbers between 10^4 and 10^5 ”, Journal of Fluid Mechanics, Vol.114, pp.361-377.

Wolochuk, M.C., Plesniak, M.W. & Braun, J.E., 1996, “The Effects of Turbulence and Unsteadiness on Vortex Shedding from Sharp-edged Bluff Bodies”, Journal of Fluids Engineering, Vol.118, pp.18-25.



Lei de King

O comportamento térmico de um fio quente imerso em um escoamento de um fluido pode ser determinada avaliando-se a taxa de transferência de calor através de uma seção elementar do fio, como ilustra a Figura A.1. O balanço térmico num elemento do fio pode ser descrito pela seguinte equação:

$$d\dot{Q}_e = d\dot{Q}_{cf} + d\dot{Q}_c + d\dot{Q}_r + d\dot{Q}_a \quad (\text{A.1})$$

onde $d\dot{Q}_e = \frac{I^2 \chi}{A_f} dx$ (taxa de geração de calor pelo efeito Joule)

$d\dot{Q}_{cf} = \pi d h (T_f - T_a) dx$ (taxa de transferência de calor por convecção forçada)

$d\dot{Q}_c = -k A_f \frac{\delta^2 T_f}{\delta x^2} dx$ (taxa de transferência de calor por condução)

$d\dot{Q}_r = \pi \sigma \varepsilon (T_f^4 - T_a^4) dx$ (taxa de transferência de calor por radiação)

$d\dot{Q}_a = \rho c A_f \frac{\delta T_f}{\delta t}$ (taxa de acumulação de calor)

Nestas expressões, I representa a corrente elétrica que percorre o fio, χ a resistividade do fio, A_f a área da seção transversal do fio, d o diâmetro do fio, T_f a temperatura do fio, T_a a temperatura do escoamento, k a condutividade térmica do fio à temperatura T_f , σ a constante de Stefan-Boltzmann, ε a emissividade do fio e ρ a sua massa específica.

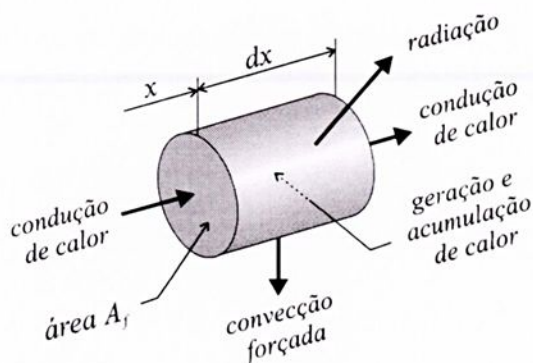


Figura A.1 – Transferência de calor em uma seção elementar de fio quente.

Em aplicações onde o fluido de trabalho apresenta temperatura relativamente baixa, o termo relativo à transferência de calor por radiação é muito pequeno e pode ser desprezado, sem que se incorra em erros significativos. Nestas condições, o equilíbrio térmico do fio pode ser representado como

$$\frac{I^2 \chi}{A_f} dx - \pi d h (T_f - T_a) dx + k A_f \frac{\delta^2 T_f}{\delta x^2} dx - \rho c A_f \frac{\delta T_f}{\delta t} = 0 \quad (\text{A.2})$$

A partir da Eq.(B.2), em regime permanente ($\delta T_f / \delta t = 0$), Bruun (1995) mostra que é possível determinar a distribuição de temperatura ao longo do comprimento do fio. A partir da solução obtida, conclui-se que o comprimento do fio deve ser o mais longo possível e que a sua condutividade térmica deve ser baixa.

A resistência R_f de um fio de comprimento L à temperatura uniforme é dada por

$$R_f = \frac{\chi L}{A_f} \quad (\text{A.3})$$

Como o material do fio é termo-resistivo, a sua resistência segue uma lei da forma

$$R_f = R_a + R_{20} \alpha_{20} (T_f - T_a) \quad (\text{A.4})$$

onde R_a e R_{20} representam o valor da resistência do fio à temperatura ambiente (do fluido) e a 20°C, respectivamente, e α_{20} o coeficiente de temperatura do material à 20°C.

Para um fio infinitamente longo e em regime permanente, a Eq.(A.2) reduz-se a

$$I^2 R_f = \pi d L h (T_f - T_a) \quad (\text{A.5})$$

A transferência de calor convectiva de um fio infinitamente longo pode ser expressa de forma adimensional, em função dos números de Nusselt e de Reynolds, através de uma correlação do tipo

$$Nu = A + B Re^{1/2} \quad (A.6)$$

onde A e B são constantes empíricas (King, 1914). Segundo Kramers (1946), uma expressão válida para uma larga faixa de números de Reynolds e de Prandtl ($10^{-1} < Re < 10^4$ e $0,71 < Pr < 10^3$) pode ser escrita como

$$Nu = 0,42 Pr^{0,2} + 0,57 Pr^{0,33} Re^{0,5} \quad (A.7)$$

Rescrevendo a Eq.(A.5) e utilizando a definição do número de Nusselt ($Nu = hd/k$), vem

$$I^2 R_f = k\pi L(T_f - T_a)Nu \quad (A.8)$$

ou, utilizando as Eqs.(A.4) e (A.7),

$$I^2 R_{20} = \pi L k \frac{T_f - T_a}{1 - \alpha_{20}(T_f - T_{20})} (0,42 Pr^{0,2} + 0,57 Pr^{0,33} Re^{0,5}) \quad (A.9)$$

Multiplicando ambos os lados da Eq.(A.9) por R_{20} , obtém-se, finalmente

$$E^2 = A + BU^{0,5} \quad (A.10)$$

onde

$$A = 0,42 k \pi L \frac{R_{20}(T_f - T_a)}{1 - \alpha_{20}(T_f - T_{20})} Pr^{0,2}$$

e

$$B = 0,57 k \pi L \frac{R_{20}(T_f - T_a)}{1 - \alpha_{20}(T_f - T_{20})} Pr^{0,33} (\rho d / \mu)^{0,5}$$

que fornece a relação entre a diferença de potencial elétrico nas extremidades de um fio infinitamente longo e a velocidade do escoamento incidente.

Para um fio de dimensões finitas, entretanto, as perdas por condução de calor em suas extremidades devem ser levadas em consideração. Na prática, utiliza-se um expoente n na Eq.(A.10), que é rescrita na forma

$$E^2 = A + BU^n \quad (A.11)$$

Nesta equação, conhecida como Lei de King, as constantes A , B e n devem ser determinadas experimentalmente, através do processo de calibração da sonda. Ainda que a Eq.(A.11) tenha sido deduzida para um elemento infinitesimal de um fio quente, uma relação similar pode ser obtida para sondas de filme quente, modificando-se as correlações utilizadas para avaliar os mecanismos de troca de calor entre a sonda e o meio fluido, em função da geometria apresentada pelo elemento sensor.



Calibrador de Sonda de Fio Quente

Neste apêndice é mostrado em detalhes todo o processo de construção do calibrador de sonda de fio quente utilizado no desenvolvimento do trabalho, bem como as suas partes constituintes.

A Figura B.1 mostra uma vista geral deste do calibrador construído.

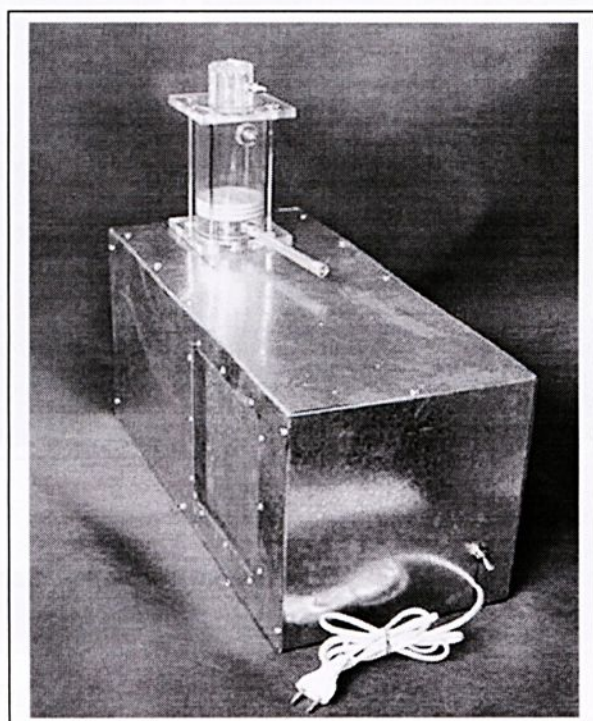


Figura B.1 -- Vista do calibrador de sonda de fio quente.

O calibrador é alimentado com ar comprimido proveniente de um compressor de ar industrial, que chega até o laboratório através de uma tubulação desembocando primeiramente numa válvula de esfera, Figura B.2. A partir deste ponto a válvula foi conectada a um filtro de ar onde está acoplado um manômetro, Figura B.3a e B.3b, a

conexão foi feita com uma mangueira apropriada para suportar altas pressões, este filtro possui duas saídas com válvula reguladora de vazão, sendo que uma delas será utilizada para alimentar o calibrador.

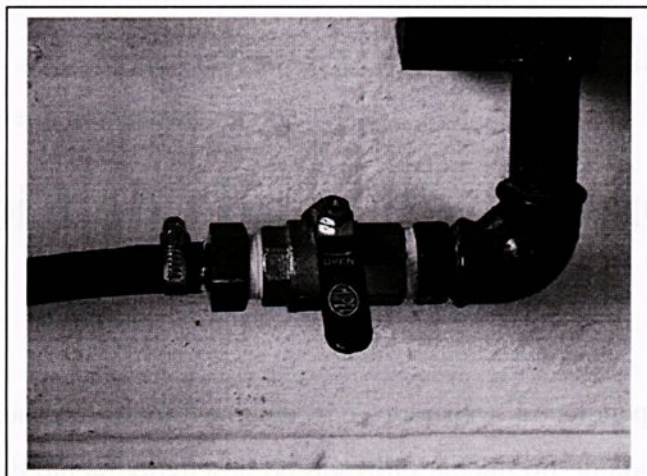


Figura B.2 -- Válvula de Esfera

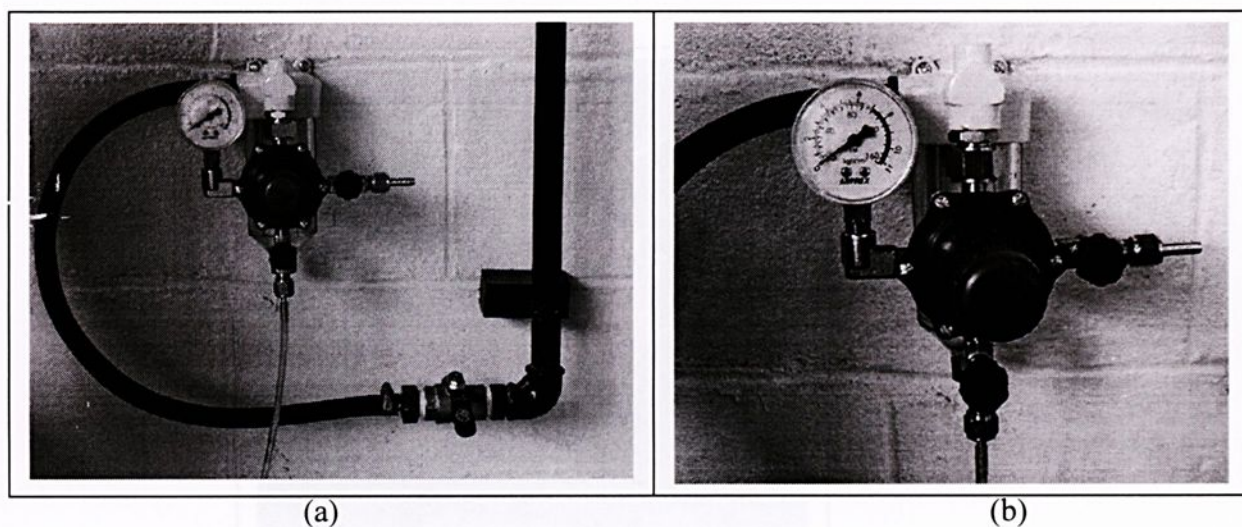


Figura B.3 -- (a) Conexão entre a válvula de esfera e o filtro de ar, (b) vista em detalhes do filtro de ar.

O calibrador é interligado até saída do filtro por uma mangueira de *nylon* de diâmetro nominal de 6,35 mm própria para altas pressões.

A caixa de aço zincado a qual foi construída o calibrador de sonda possui em seu interior uma válvula controladora de vazão do tipo agulha, um trocador de calor e um ventilador, mostrados em detalhes na Figura B.4, onde se observa também que todos os

componentes estão interligados por mangueiras de *nylon* de diâmetro 6,35 mm. O trocador de calor utilizado, Figura B.5 , nada mais é que um pedaço de radiador de carro que foi adaptado para o determinado fim.

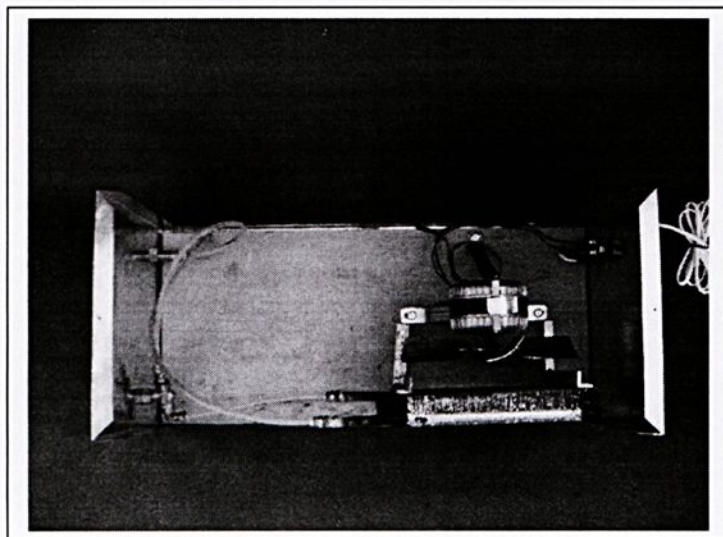


Figura B.4 -- Vista superior dos principais componentes do calibrador de sonda de fio quente.

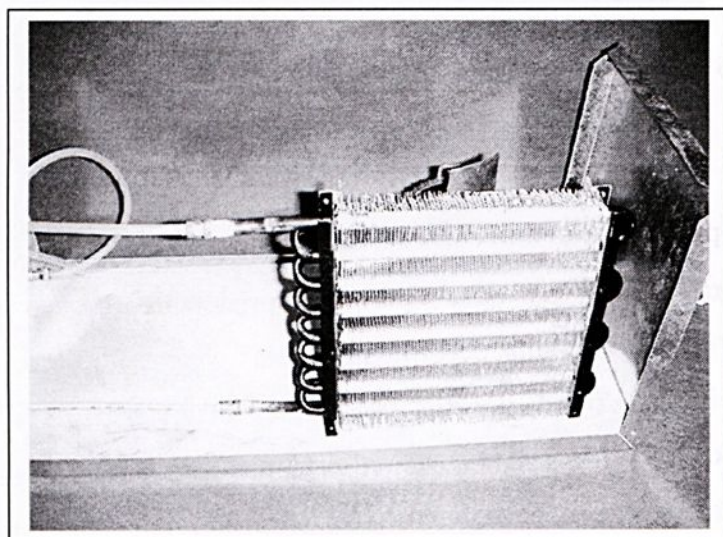


Figura B.5 -- Trocador de calor em detalhes.

Como pode observar tanto o ventilador quanto o trocador de calor foram fixado sobre uma madeira compensada, isto se fez necessário para minimizar as vibrações indesejáveis que podem ser transmitidas para todo o aparato interferindo nos resultados de calibração, uma vez que as sondas de fio quente são extremamente sensíveis a qualquer perturbação externa.

As Figuras B.6a e B.6b mostram respectivamente a entrada de ar comprimido, a válvula controladora de vazão e o interruptor que aciona o ventilador.

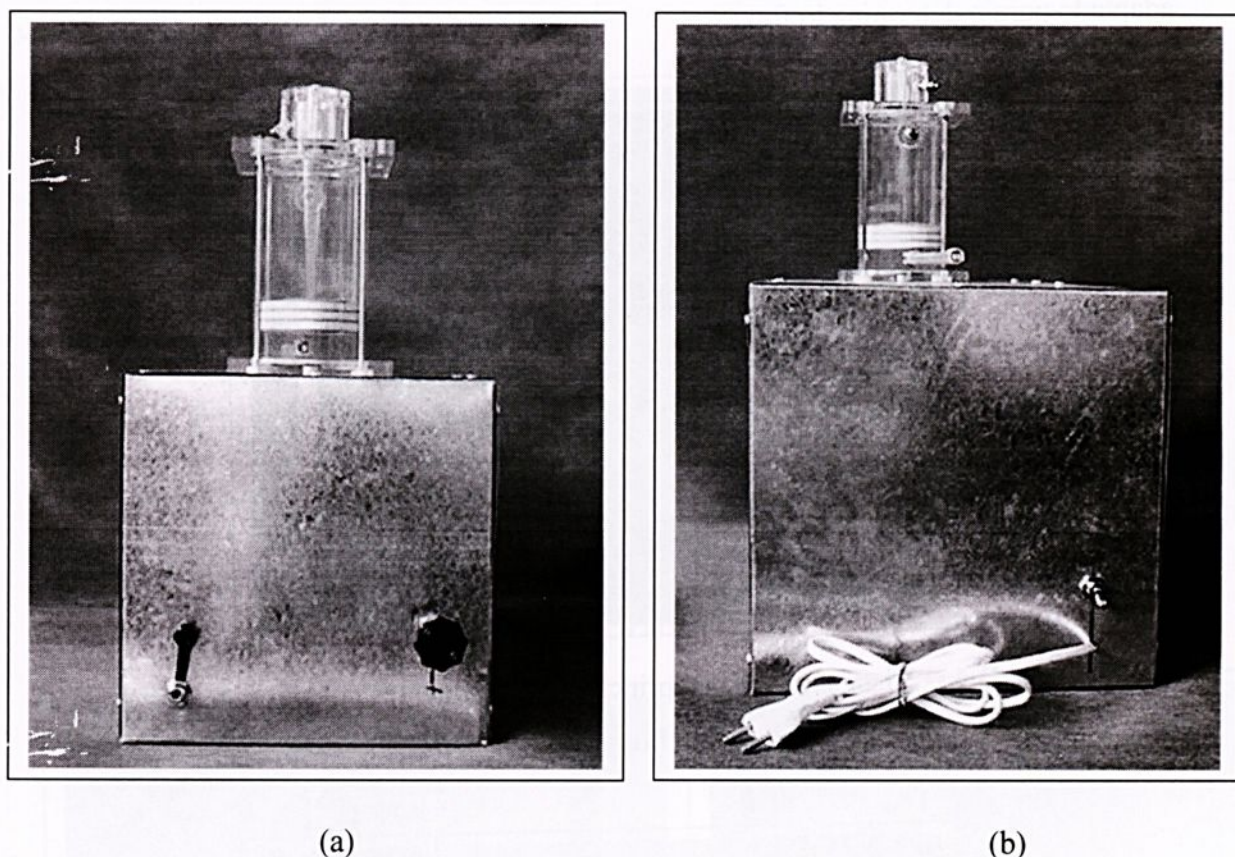


Figura B.6 -- (a) Entrada de ar no calibrador e válvula controladora de vazão (b) interruptor que aciona o ventilador

O calibrador propriamente dito constitui de um tubo de acrílico de diâmetro nominal de 76,2 mm , Figura B.7, fixo por quatro parafusos prisioneiros de aço inoxidável sobre duas chapas de acrílicos de 12 mm de espessura. Nas chapas foram feitos canais onde foram colocado anéis de borracha (*o' ring*) responsáveis pela vedação. No interior do tubo de acrílico foi colocado quatro telas com uma distância entre si de 7 mm, estas servirão como filtro e para laminarizar o escoamento no interior do tubo, Figura B.8. Também no interior da tubulação possui um defletor do jato de ar impedindo que este incida diretamente nas telas podendo danifica-las com o tempo de uso.

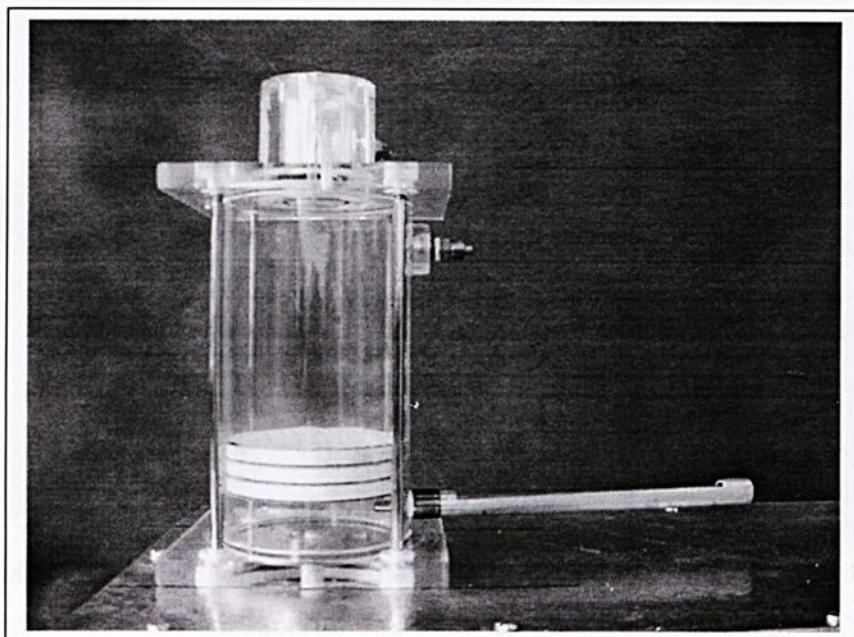


Figura B.7 -- Vista lateral do calibrador.

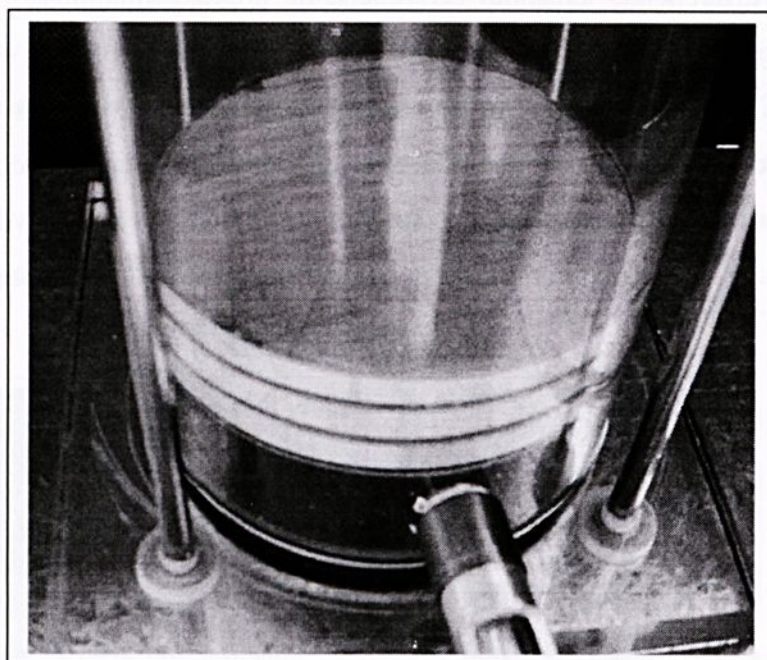


Figura B.8 -- Telas responsáveis pela filtragem e laminarização do escoamento.

Também no tubo foi feita uma saída para um termômetro mostrado na Figura B.9, que auxilia no monitoramento da temperatura interna do ar, caso ocorra um aumento de temperatura é necessário o acionamento do ventilador para que a temperatura caia nos

patamares desejáveis.

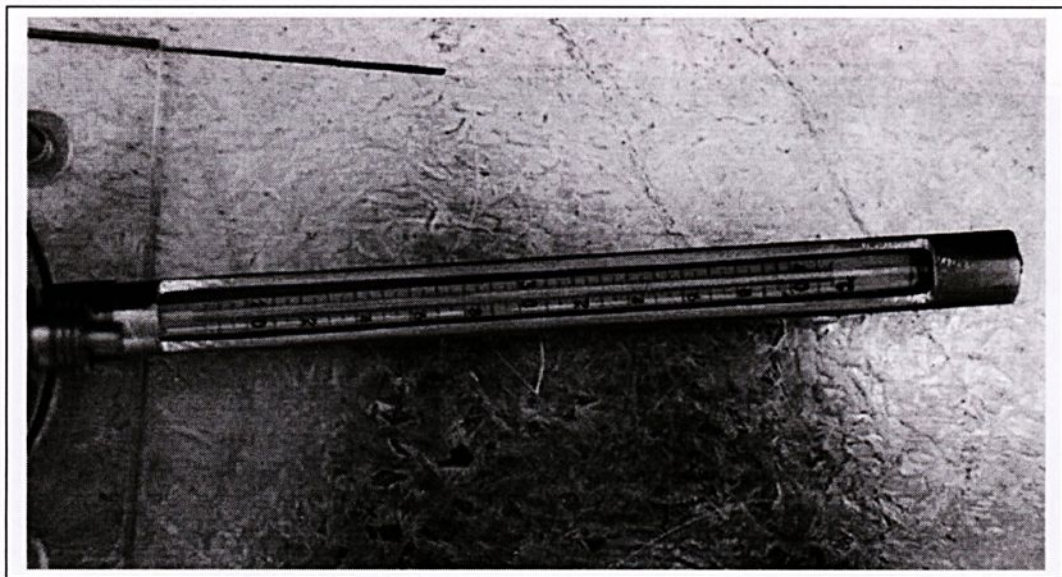


Figura B.9 -- Termômetro para verificar a temperatura no interior do calibrador.

A velocidade será calculada com auxílio de um manômetro inclinado através da medição da pressão diferencial. O ponto de tomada de pressão dinâmica, Figura B.10, encontra-se no tubo já a pressão estática é pressão atmosférica. Também na Figura B.10 observa-se que sobre a placa de acrílico de 12 mm de espessura encontra-se um cilindro de acrílico com 50 mm de diâmetro externo com um furo passante de 22 mm sendo o cilindro fixado sobre a placa de acrílico por quatro parafusos *alien* M4 de aço inoxidável, tomando o cuidado de se fazer um canal na placa e colocar um anel *o' ring* para vedar – Figura B.11.

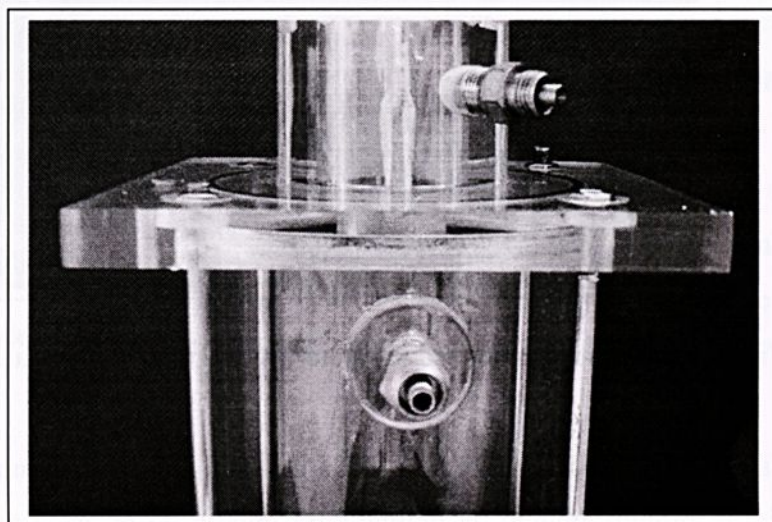


Figura B.10 -- Pontos de tomadas de pressões para o cálculo da velocidade.

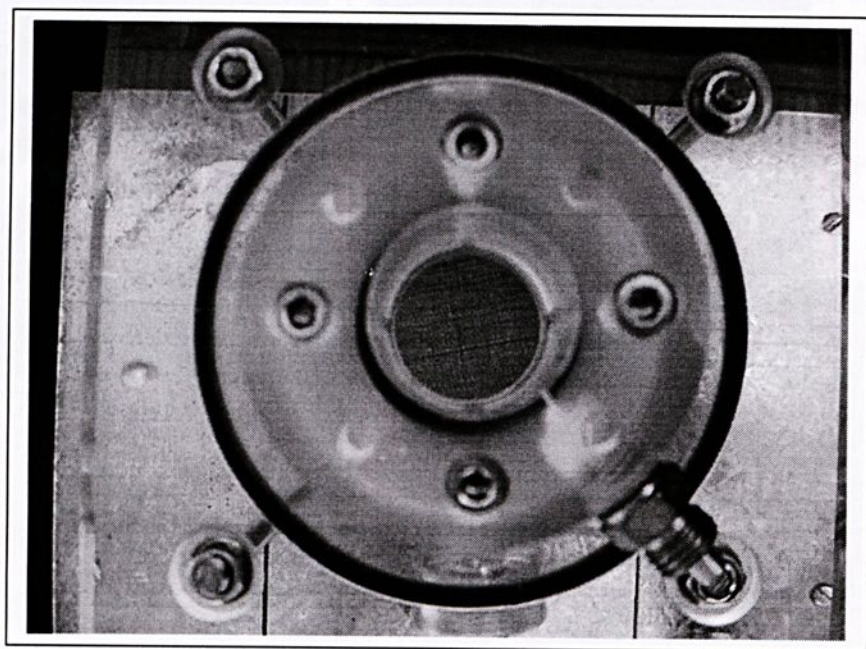


Figura B.11 -- Vista superior da montagem da parte superior do calibrador na placa de acrílico.

A Figura B.12 mostra a vista superior da saída do ar do calibrador, este foi construído devidamente para que o ar saia de forma laminar, como uma contração de um túnel aerodinâmico, pois interliga o cilindro de acrílico que possui 22 mm de diâmetro interno com a saída de ar do orifício calibrado que tem 3,8 mm de diâmetro interno – Figuras B.13a e B.13b. Esta pequena contração, foi fixada sobre o cilindro de acrílico por quatro parafusos *philips* M4 de inox.

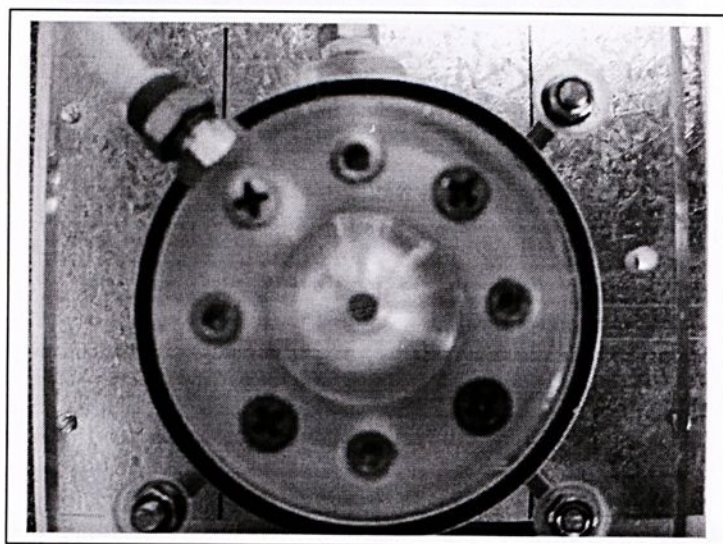
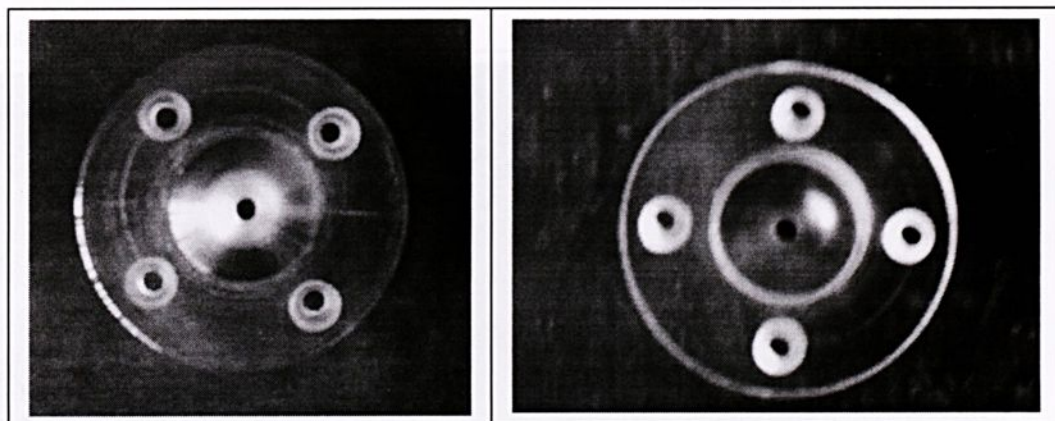


Figura B.12 -- Vista superior da saída do jato de ar.



(a)

(b)

Figura B.13 -- (a) Vista superior da saída do orifício calibrado (b) Figura mostrando a contração que liga a saída de ar do cilindro de acrílico e a saída de ar do orifício calibrado.

A sonda é fixada na saída do jato, por um posicionador, a Figura B.14 mostra o posicionador fixado no calibrador.

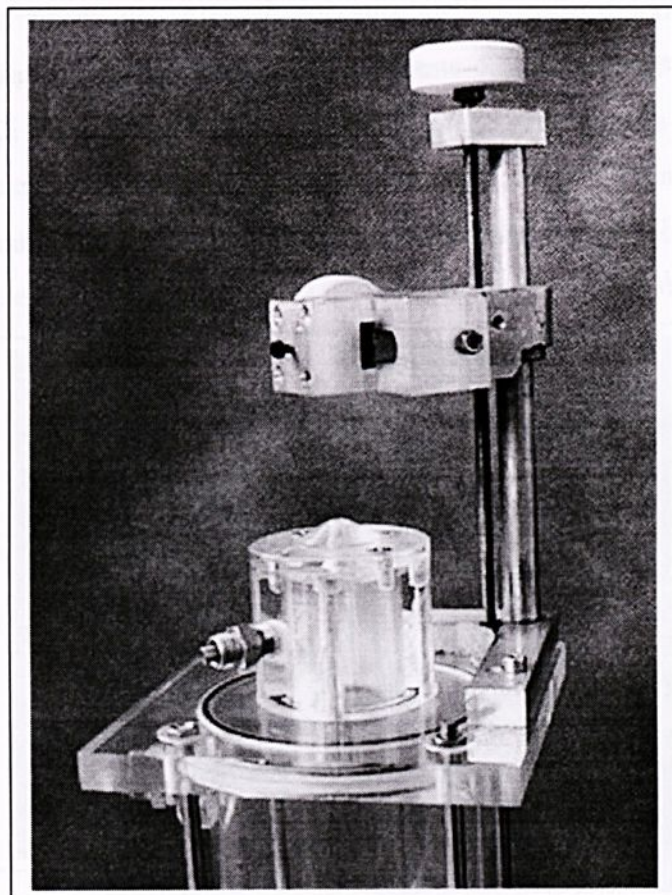


Figura B.14 -- Posicionador da sonda de fio quente fixado no calibrador.

O posicionador foi construído em alumínio aeronáutico sendo o fuso de aço inox, possibilitando o movimento da sonda nas direções x (horizontal) e y (vertical) para um melhor posicionamento bem acima do jato, a Figura B.15a e B.15b mostram o posicionador em detalhes, e a Figura B.16 mostra o local onde será fixada a sonda no posicionador.

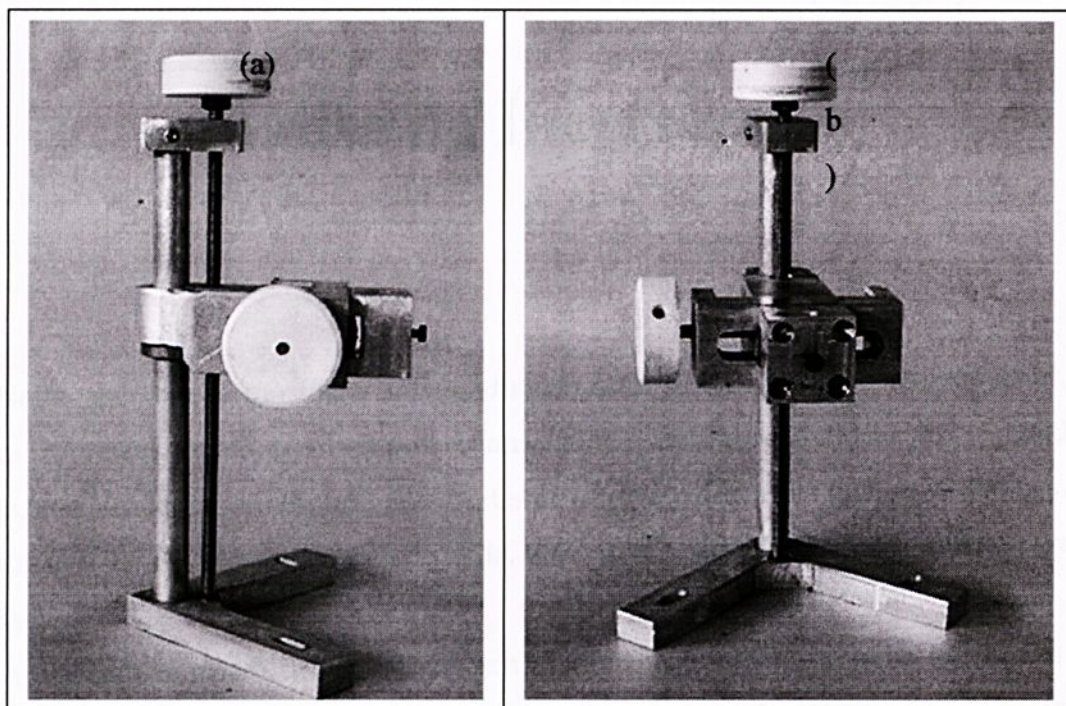


Figura B.15 -- (a) Vista lateral do posicionador (b) vista frontal do posicionador.

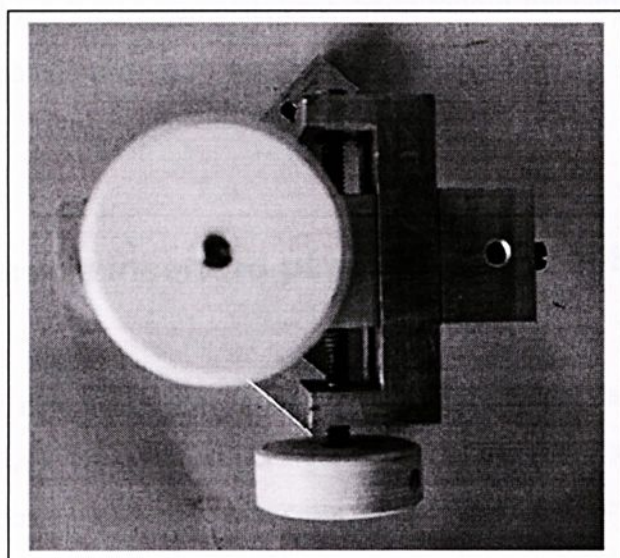


Figura B.16 -- Vista superior do posicionador de sondas e o local de fixação do suporte da sonda de fio quente.

Análise de Incertezas

Neste apêndice é mostrado a parte fundamental de um trabalho experimental, a análise das incertezas, onde é possível prover uma estimativa da confiabilidade dos resultados adquiridos, mostrando que a definição dos limites do intervalo dentro do qual os resultados de um experimento devem recair é de grande valia, tanto para o experimentalista, quanto para o usuário final.

A análise das incertezas será dividida em duas etapas, sendo a primeira analisados os resultados obtidos no túnel hidrodinâmico e a segunda os resultados obtidos para o aparato experimental construído, primeiramente será mostrado todo o fundamento matemático para a análise incertezas das para amostragem simples proposto por MOFFAT (1988).

C.1 Análise de Incerteza para Amostragem Simples

Experimentos de amostragem simples são aqueles em que cada ponto experimental é testado somente uma vez, ou no máximo algumas poucas vezes. Experimentos de pesquisa em mecânica dos fluidos e transferência de calor são geralmente experimentos de amostragem simples, caracterizados por dados distribuídos ao longo de uma ampla faixa do parâmetro em estudo (MOFFAT, 1988).



C.1.1 Fundamentos Matemáticos

Considere uma variável X_i que possui uma incerteza conhecida δX_i . A maneira de representar a variável e sua incerteza é

$$X_i = X_i(\text{medido}) \pm \delta X_i \quad (20:1) \quad (\text{C.1})$$

Esta definição deve ser interpretada no seguinte sentido:

- A melhor estimativa de X_i é $X_i(\text{medido})$
- Existe uma incerteza em X_i que pode ser tão grande quanto $\pm \delta X_i$
- As chances da incerteza de X_i ser menor do que $\pm \delta X_i$ são de 20 para 1 (95%)

O valor de $X_i(\text{medido})$ representa a leitura realizada, enquanto que δX_i representa 2σ , onde σ é o desvio padrão da população de possíveis medidas das quais a única amostra X_i foi tirada. A Eq.(C.1) segue da hipótese de que se um número infinito de observações fosse feito, a média seria o valor verdadeiro (assumindo que não existem erros sistemáticos ou fixos) e os erros aleatórios seriam normalmente distribuídos ao seu redor, com desvio padrão igual a σ . Uma vez que 95% de todos os elementos de uma população com distribuição normal situam-se dentro do intervalo $\pm 2\sigma$ em torno da média, podemos dizer com 95% de confiança que o valor médio deve estar contido no intervalo de $\pm 2\sigma$ do valor medido.

Para o caso de experimentos com amostragem simples, a determinação de σ exige a realização de um experimento auxiliar para estimar a componente aleatória da incerteza. Este experimento auxiliar geralmente consiste na obtenção de um conjunto de observações independentes do processo numa condição de ensaio representativa, geralmente um conjunto de 30 observações. O desvio padrão da população (σ) pode então ser calculado a partir do desvio padrão da amostra (S) obtido do experimento auxiliar, utilizando-se a distribuição de Student.

O resultado R do experimento, calculado a partir de um conjunto de medições, é representado por

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N) \quad (\text{C.2})$$

KLINE & MCCLINTOCK (1953) mostraram que a incerteza de um resultado calculado pode ser estimada com boa precisão utilizando uma combinação dos efeitos das incertezas



individuais de cada variável sobre o resultado. O efeito da incerteza de uma única variável sobre o resultado calculado, se somente esta variável possui uma incerteza associada, é dada por

$$\delta R_{X_i} = \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \quad (\text{C.3})$$

A derivada parcial de R em relação a X_i é conhecida como o *coeficiente de sensibilidade* do resultado R em relação à variável X_i . Quando diversas variáveis independentes são utilizadas no cálculo do resultado, os termos individuais são combinados da seguinte forma:

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.4})$$

Esta é a equação básica da análise de incertezas. Cada termo representa a contribuição feita pela incerteza de uma variável (δX_i) para a incerteza global do resultado (δR). Todos os termos possuem a mesma forma: a derivada parcial de R em relação a X_i , multiplicada pela incerteza desta variável. A Eq.(C.4) é válida quando as seguintes condições são observadas:

- Cada uma das medições é independente das demais;
- Se fossem realizadas repetidas medições de cada variável, sua dispersão apresentaria dispersão Gaussiana;
- A incerteza de cada variável é expressa com a mesma probabilidade.

Na maioria das situações, a incerteza global de um resultado é dominada por apenas alguns de seus termos. Os termos na Eq.(C.4) que são menores do que o maior termo por um fator de 3 ou mais, geralmente podem ser ignorados.

Em muitas aplicações, deseja-se que a incerteza de um resultado seja expressa como uma fração deste. Em particular, quando a expressão do resultado pode ser escrita na forma de um produto, tal como na Eq.(C.5), a incerteza relativa pode ser encontrada diretamente. Isto é, se

$$R = X_1^a X_2^b X_3^c \dots X_N^m \quad (\text{C.5})$$

então



$$\frac{\delta R}{R} = \left[\left(a \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(b \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \dots + \left(m \frac{\delta X_N}{X_N} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.6})$$

Esta é uma forma natural e conveniente de calcular a incerteza relativa do resultado, quando se conhece a incerteza relativa das variáveis envolvidas. Neste caso, os expoentes de X_i são os coeficientes de sensibilidade dos termos da Eq.(C.6).

C.2 Análise de Incerteza das Variáveis de Interesse para o Túnel Hidrodinâmico

Comprimento

As dimensões características dos modelos cilíndricos foram medidas com o auxílio de um paquímetro digital *Mitutoyo Digimatic* 0.01-150 mm. A incerteza associada a estas medições foi determinada através de um experimento auxiliar, que consiste em realizar 30 medições independentes das dimensões de um modelo cilíndrico.. Este experimento auxiliar foi realizado para diferentes corpos, e verificou-se que o desvio padrão da amostra não depende significativamente da dimensão do modelo utilizado. A partir do desvio padrão da amostra ($S = 6 \times 10^{-3}$ mm), pode-se calcular a incerteza associada à medição das dimensões dos modelos cilíndricos, dada por

$$\delta D = \pm t_{95\%} \frac{S}{\sqrt{N}} \quad (\text{C.7})$$

onde δD é a incerteza de medição de uma dada dimensão do cilindro, $t_{95\%}$ é o coeficiente de Student para uma confiança de 95%, S é o desvio padrão da amostra e N é o número de pontos da amostra. Assim, a incerteza das dimensões dos cilindros pode ser estimada como $\delta B = 2.0 \times 10^{-3}$ mm.

Temperatura

A temperatura da água é um parâmetro que exerce uma grande influência sobre as suas propriedades, tais como a viscosidade e a densidade. A temperatura foi medida de duas maneiras distintas, dependendo do tipo de ensaio realizado. Nos ensaios de visualização do escoamento, a temperatura da água foi medida com o auxílio de um termômetro de coluna de mercúrio marca *TWG* modelo *Labortherm-N*, com escala de 15-30°C e incerteza de ±0,1°C. Já nos ensaios de anemometria, a temperatura foi medida utilizando-se a sonda de temperatura do anemômetro. Esta sonda é do tipo termistor, e mede temperaturas na faixa de 0-150°C, com incerteza de ±0,1°C.

Viscosidade Cinemática

A viscosidade cinemática da água é uma propriedade física que possui forte dependência com a temperatura, e pode ser escrita como

$$\nu(T) = \frac{\mu(T)}{\rho(T)}$$

(C.8)

Existem na literatura diversas correlações bem estabelecidas para a viscosidade absoluta e a densidade da água em função da temperatura. Para o cálculo da viscosidade cinemática da água, foram utilizadas as correlações listadas na Tabela C.1.

Tabela C.1 – Correlações para o cálculo da viscosidade cinemática da água.

Propriedade	Correlação	Fonte	Incerteza
$\mu(T)$ [kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]	$\ln\left(\frac{\mu}{\mu_o}\right) = -1,704 - 5,306Z + 7,003Z^2$ onde $Z = 273/T(K)$ e $\mu_o = 1,788 \times 10^{-3}$	White (1999)	±0,2%
$\rho(T)$ [kg.m ⁻³]	$\rho = 1000 - 0,0178 T(^{\circ}C) - 4 ^{1,7}$		



A incerteza associada ao cálculo da viscosidade cinemática pode ser então estimada como sendo

$$\delta\nu = \left[\left(\frac{\delta\mu}{\rho} \right)^2 + \left(-\frac{\mu}{\rho^2} \delta\rho \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.9})$$

ou, em termos relativos,

$$\frac{\delta\nu}{\nu} = \left[\left(\frac{\delta\mu}{\mu} \right)^2 + \left(-\frac{\delta\rho}{\rho} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.10})$$

Para a faixa de temperatura na qual foram realizados os ensaios, entre 20 e 30°C, a incerteza relativa da viscosidade cinemática da água é de $\pm 0,3\%$.

Frequência

A frequência de emissão dos vórtices, ou frequência de Strouhal, foi determinada através da análise das imagens geradas no túnel hidrodinâmico com auxílio de um vídeo cassete profissional com placa *time code*, onde é possível contar o número de vórtices que são emitidos em dos lados do corpo de prova, e o tempo que estes levam para se desprenderem, sendo a resolução máxima do aparelho de 30 fotogramas por segundo. A incerteza da determinação da frequência de Strouhal pode ser estimada da seguinte forma:

$$\delta f = \frac{1}{30} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (\text{C.11})$$

. Assim, sua incerteza pode ser estimada como $\delta f = 0,03 \text{ s}^{-1}$

Vazão

A vazão do escoamento que flui através da seção de testes é medida com o auxílio de um medidor de vazão eletromagnético. Segundo a especificação do fabricante, este instrumento possui uma precisão de $\pm 1\%$ do valor de leitura, para vazões maiores do que 50%

do fundo de escala, enquanto que para vazões menores do que 50% do fundo de escala, sua incerteza é de $\pm 0,5\%$ do valor do fundo de escala. Por se tratar de um equipamento eletrônico, o fundo de escala pode ser ajustado de acordo com a faixa de valores da vazão dos ensaios programados. Ao longo do presente trabalho, o fundo de escala do medidor de vazão foi ajustado em 5 l/s, que corresponde à máxima vazão utilizada. Assim, a incerteza da vazão pode ser estimada como $\delta Q = 0,025$ l/s, para vazões inferiores a 2,5 l/s, e $\delta Q = 0,01 Q$ [l/s], para vazões superiores a 2,5 l/s.

Velocidade

A velocidade da corrente livre no interior da seção de testes é calculada com base na leitura de vazão do medidor de vazão eletromagnético, assumindo um perfil de velocidade uniforme. Assim,

$$V_{\infty} = \frac{Q}{A} \tag{C.12}$$

onde Q é a vazão volumétrica indicada pelo medidor de vazão e A é a área transversal da seção de testes na posição em que o cilindro encontra-se instalado. A incerteza associada ao cálculo da velocidade da corrente livre pode ser estimada por

$$\delta V_{\infty} = \left[\left(\frac{\delta Q}{A} \right)^2 + \left(-\frac{Q}{A^2} \delta A \right)^2 \right]^{1/2} \tag{C.13}$$

A Tabela C.2 apresenta valores típicos da incerteza da velocidade da corrente livre, calculados para o caso de um cilindro retangular da Série "A", imerso num escoamento com temperatura ambiente.

Tabela C.2 – Valores típicos da incerteza da velocidade da corrente livre.

<i>Re</i>	<i>Q</i> (l/s)	<i>V</i> _∞ (m/s)	δ <i>V</i> _∞ (m/s)	δ <i>V</i> _∞ / <i>V</i> _∞
100	0,5	0,027	0,0013	5%
500	2,5	0,136	0,0014	1%
1000	5,0	0,270	0,0028	1%

Número de Reynolds

O número de Reynolds do escoamento ao redor de um corpo cilíndrico é definido pela seguinte expressão:

$$Re = \frac{V_{\infty} B}{\nu} \tag{C.14}$$

onde B é a dimensão da base da seção transversal retangular.

A incerteza do número de Reynolds pode ser calculada como

$$\delta Re = \left[\left(\frac{B}{\nu} \delta V_{\infty} \right)^2 + \left(\frac{V_{\infty}}{\nu} \delta B \right)^2 + \left(- \frac{V_{\infty} B}{\nu^2} \delta \nu \right)^2 \right]^{1/2} \tag{C.15}$$

Calculando a incerteza do número de Reynolds para o mesmo caso apresentado no cálculo da velocidade, obtém-se os resultados apresentados na Tabela C.3.

Tabela C.3 – Valores típicos da incerteza do número de Reynolds.

Re	δRe	$\delta Re / Re$
100	5	5%
500	5	1%
1000	11	1%

Comparando os termos da Eq.(C.15) entre si, observa-se que o primeiro termo, devido à incerteza da velocidade, é muito maior do que a soma dos demais.

Número de Strouhal

O número de Strouhal representa a frequência adimensional de emissão dos vórtices de um dos lados do corpo, e pode ser escrito como;

$$St = \frac{f B}{V_{\infty}} \tag{C.16}$$

onde f é a frequência de emissão dos vórtices na esteira de von Kármán. De maneira semelhante, a incerteza associada ao cálculo do número de Strouhal pode ser estimada por

$$\delta St = \left[\left(\frac{B}{V_\infty} \delta f \right)^2 + \left(\frac{f}{V_\infty} \delta B \right)^2 + \left(- \frac{fB}{V_\infty^2} \delta V_\infty \right)^2 \right]^{1/2}$$

(C.17)

Para o mesmo caso considerado anteriormente, são apresentados valores típicos da incerteza do número de Strouhal, resumidos na Tabela C.4.

Tabela C.4 – Valores típicos da incerteza do número de Strouhal.

<i>Re</i>	<i>f</i> (Hz)	δSt	$\delta St / St$
100	0,21	0,003	1%
500	0,71	0,001	0.1%
1000	1,28	0,001	0.1%

C.3 **Análise de Incerteza das Variáveis de Interesse para o Aparato Experimental**

Comprimento

O mesmo procedimento para determinar as incertezas das geometrias ensaiadas no túnel hidrtodinâmico foi realizada para os corpos de prova do aparato experimental. A partir do desvio padrão da amostra ($S = 2,6 \times 10^{-2}$ mm), pode-se calcular a incerteza associada à medição das dimensões dos modelos cilíndricos, estimada em $\delta B = 1,0 \times 10^{-4}$ mm.

Altura

A velocidade da corrente livre do escoamento foi calculada com o auxílio de um manômetro inclinado projetado para a realização deste experimento. A incerteza do manômetro está associada principalmente a diferença de altura que foi medida com auxílio de



uma régua de aço inoxidável que é parte integrante do manômetro com escala 0-50 mm e incerteza de 0,5 mm e também ao ângulo de inclinação do manômetro que foi estabelecido com auxílio de um goniômetro cuja incerteza é de 0,5°.

Pressão

A pressão é um parâmetro que exerce grande influência sobre determinadas propriedades como a densidade. A pressão foi medida com auxílio de um barômetro da marca *Fischer* modelo *VEB FEINGE'A'TEBAU 9362 DREBACH/ERZG*, com escala de 90 kPa – 107kPa com incerteza de $\pm 0,5$ kPa.

Temperatura

A temperatura foi medida como descrito para o túnel hidrodinâmico.

Viscosidade Cinemática

Como descrito anteriormente também a viscosidade cinemática do ar é uma propriedade física que possui forte dependência com a temperatura, como mostrado na equação C.8.

Para o cálculo da viscosidade cinemática do ar, foram utilizadas as correlações listadas na Tabela C.5



Tabela C.5 – Correlações para o cálculo da viscosidade cinemática do ar.

Propriedade	Correlação	Fonte
$\mu(T)$ [kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]	$\left(\frac{\mu}{\mu_o}\right) \approx \left(\frac{T}{T_o}\right)^{0.7}$ onde $T = 273K$ e $\mu_o = 1,71 \times 10^{-5} \text{ kg/(m.s)}$	White (1999)
$\rho(T)$ [kg.m ⁻³]	$\rho = \frac{p}{RT}$ onde $R_{ar} \approx 287 \text{ J/(kg.K)}$ e p a pressão barométrica	

Como estas correlações não possuem as incertezas associadas estas foram determinadas como mostrado a seguir.

$$\left(\frac{\mu}{\mu_o}\right) \approx \left(\frac{T}{T_o}\right)^{0.7}$$

C.18

A incerteza associada ao cálculo da viscosidade pode ser estimada por

$$\delta\mu = \left[\left(0.7 \left(\frac{\partial T}{T.T_o} \right)^{0.3} \cdot \mu_o \right)^2 \right]^{1/2}$$

C.18

A Tabela C.6 apresenta a incerteza para a temperatura de referência de 27 C°, já que foi a temperatura média do ar para todos os ensaios.

Tabela C.6 – Incerteza da viscosidade absoluta .

$T \text{ (C}^\circ\text{)}$	$\delta\mu$	$\delta\mu/\mu$
27	$2,0 \times 10^{-7}$	1%

A incerteza associada ao cálculo da densidade pode ser estimada como;

$$\delta\rho = \left[\left(\frac{\partial p}{R.T} \right)^2 + \left(-\frac{p}{R.T} . \delta T \right)^2 \right]^{1/2}$$

C.19

A Tabela C.7 apresenta a incerteza para a temperatura de referência de 27 C°, já que foi a temperatura média do ar para todos os ensaios.

Tabela C.7 – Incerteza da densidade do ar calculada .

<i>T (C°)</i>	<i>δρ</i>	<i>δρ/ ρ</i>
27	0.115	10%

Desta forma da equação C.9 a incerteza associada ao cálculo da viscosidade cinemática pode então ser estimada como apresenta a Tabela C.8.

Tabela C.8 – Incerteza da viscosidade cinemática do ar calculada.

<i>T (C°)</i>	<i>δν</i>	<i>δν/ν</i>
27	1,6 × 10 ⁻⁶	10%

Frequência

A frequência de emissão dos vórtices, ou frequência de Strouhal, foi determinada aplicando-se a transformada discreta de Fourier ao sinal temporal da velocidade, adquirido num determinado ponto da esteira turbilhonária. O valor da frequência de Strouhal é então tomado como sendo igual à frequência correspondente ao centro geométrico do pico da distribuição de potência espectral resultante. A incerteza da determinação da frequência de Strouhal pode ser estimada pelo valor da resolução da frequência da distribuição de potência espectral, dada por

$$\delta f = \frac{F}{N} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (\text{C.20})$$

onde F é a frequência de amostragem e N é a quantidade de amostras do sinal adquirido. Nos ensaios de anemometria conduzidos para a determinação da frequência de emissão dos vórtices, o sinal de velocidade foi adquirido em vários bloco de 1024, 512 e 256 pontos, a uma taxa de 1000 Hz. Assim, sua incerteza pode ser estimada como $\delta f = 0,98 \text{ s}^{-1}$, $\delta f = 1,95 \text{ s}^{-1}$ e $\delta f = 3,95 \text{ s}^{-1}$ respectivamente.

Velocidade

A velocidade da corrente livre no interior da seção de testes é calculada com auxílio de um tubo de Pitot com base na leitura da diferença de altura do manômetro e sua respectiva inclinação, da seguinte maneira,

$$V_{\infty} = \sqrt{\frac{2\rho_{\text{água}}gh}{\rho_{\text{ar}}}} \quad \text{C.20}$$

onde

$\rho_{\text{água}}$ = densidade da água em Kg/m^3

g = aceleração da gravidade igual $9,781 \text{ m/s}^2$ em Ilha Solteira

h = altura manométrica em m.

ρ_{ar} = peso específico do ar em Kg/m^3

A incerteza associada ao cálculo da velocidade da corrente livre pode ser estimada por

$$\partial V_{\infty} = \left[\left(\frac{\partial V_{\infty}}{\partial \rho_{\text{água}}} \partial \rho_{\text{água}} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_{\infty}}{\partial h} \partial h \right)^2 + \left(\frac{\partial V_{\infty}}{\partial \rho_{\text{ar}}} \partial \rho_{\text{ar}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{C.21}$$

A Tabela C.9 apresenta valores típicos da incerteza da velocidade da corrente livre, calculados para o caso de um cilindro retangular da Série "A", imerso num escoamento com temperatura ambiente.

Tabela C.9 – Valores típicos da incerteza da velocidade da corrente livre.

<i>Re</i>	<i>V</i> _∞ (m/s)	δ <i>V</i> _∞ (m/s)	δ <i>V</i> _∞ / <i>V</i> _∞
8,8 × 10 ³	1,720	0,232	13%
1,0 × 10 ⁵	19,38	1,200	6%
2,0 × 10 ⁵	38,18	0,700	2%

Número de Reynolds

O número de Reynolds do escoamento ao redor de um corpo cilíndrico é definido pela seguinte expressão:

$$Re = \frac{V_{\infty} D}{\nu}$$

(C.22)

onde *D* é o diâmetro interno do tubo de acrílico e a incerteza do diâmetro pode ser atribuída a incerteza do paquímetro que é estimada em ±0.005 mm.

A incerteza do número de Reynolds pode ser calculada como

$$\delta Re = \left[\left(\frac{D}{\nu} \delta V_{\infty} \right)^2 + \left(\frac{V_{\infty}}{\nu} \delta D \right)^2 + \left(- \frac{V_{\infty} D}{\nu^2} \delta \nu \right)^2 \right]^{1/2}$$

(C.22)

Calculando a incerteza do número de Reynolds para o mesmo caso apresentado no cálculo da velocidade, obtém-se os resultados apresentados na Tabela C.10.

Tabela C.10 – Valores típicos da incerteza do número de Reynolds.

<i>Re</i>	δ <i>Re</i>	δ <i>Re</i> / <i>Re</i>
8,8 × 10 ³	354	4%
1,0 × 10 ⁵	1926	2%
2,0 × 10 ⁵	1705	1%

Número de Strouhal

As incertezas do número de Strouhal foi calculada do mesmo modo que para os ensaios realizados no túnel hidrodinâmico.

Para o mesmo caso considerado anteriormente, são apresentados valores típicos da incerteza do número de Strouhal, resumidos na Tabela C.11.

Tabela C.11 – Valores típicos da incerteza do número de Strouhal.

<i>Re</i>	<i>f</i> (Hz)	δSt	$\delta St / St$
$8,8 \times 10^3$	21	0,040	13%
$1,0 \times 10^5$	200	0,015	6%
$2,0 \times 10^5$	424	0,005	2%





UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"

Câmpus de Ilha Solteira
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Brasil Centro, 56
15385-000 Ilha Solteira - SP
www.dem.feis.unesp.br

