

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA**

**Uma investigação de grandezas hidrodinâmicas no  
tubo de sucção de turbinas com rotor Francis  
operando em cargas variáveis**

**João Paulo Ribeiro**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Ciências da Engenharia da Energia.

Área de concentração:  
Energia, Sociedade e Meio Ambiente.

Orientador:  
Professor Dr. Alexandre Augusto Barbosa

Co-orientador:  
Professor Dr. Zulcy de Souza

Itajubá, setembro de 2007

# **FOLHA DE APROVAÇÃO**

**Autor: João Paulo Ribeiro**

**Título: Uma investigação de grandezas hidrodinâmicas no tubo de sucção de turbinas com rotor Francis operando em cargas variáveis**

Dissertação defendida e aprovada em \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_ pela comissão julgadora:

---

Professor Doutor Carlos Barreira Martinez - UFMG

---

Professor Doutor Geraldo Lúcio Tiago Filho – UNIFEI

---

Professor Doutor Alexandre Augusto Barbosa – UNIFEI

---

Professor Doutor Zulcy de Souza - UNIFEI

---

Professor Doutor Edson da Costa Bortoni  
Coordenador da Pós-Graduação – Engenharia da Energia

### **Dedicatória**

Dedico aos meus irmãos, meus amigos e principalmente ao meu pai e minha querida mãe que sempre estará junto comigo.

## **Agradecimentos**

Agradeço ao meu orientador, Professor Alexandre Augusto Barbosa, ao professor Zulcy de Souza, aos amigos que me ajudaram no laboratório, Oswaldo, Adriano, Júlio e Luan e a Thamara, Samuel, Edgard e Lucas que me auxiliaram nos ensaios nos momentos em que precisei, a todos meus amigos e minha família.

# Sumário

<b>Índice de Figuras</b>	<b>v</b>
<b>Índice de Tabelas</b>	<b>vii</b>
<b>Índice de Anexos</b>	<b>viii</b>
<b>Lista de Abreviaturas</b>	<b>ix</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumo</b>	<b>xii</b>
<b>Abstract</b>	<b>xiii</b>
<b>1. Introdução</b>	<b>1</b>
1.1. Aspectos preliminares	1
1.2. Estrutura do trabalho	3
1.3. Justificativa	3
1.4. Objetivos	4
<b>2. Revisão bibliográfica</b>	<b>5</b>
2.1. Escoamento em turbinas hidráulicas com rotor tipo Francis	5
2.2. Cavitação	7
2.2.1. Cavitação – problemas gerados	9
2.3. Vórtice de núcleo	9
2.4. Inserção de ar	13
2.5. Instrumentação	14
2.5.1. Tubo de Pitot e Tubo de Prandtl	14
<b>3. Materiais e métodos</b>	<b>17</b>
3.1. Bancada de ensaios	17
3.2. Metodologia de ensaios	19
3.2.1. Partida do Sistema	19
3.2.2. Abertura do distribuidor e rotação do motor	21

3.2.3.	Vazão no vertedor _____	24
3.2.4.	Altura efetiva ou altura de queda útil _____	25
3.2.4.1.	Velocidade nos pontos 1 e 3 _____	25
3.2.5.	Pressões estáticas na parede do tubo de sucção _____	28
3.2.6.	Ensaio de aquisição de valores de pressão _____	28
3.2.7.	Ensaio com inserção de ar no tubo de sucção _____	31
3.2.8.	Metodologia para a medição da vazão de ar _____	31
3.2.9.	Análise dos dados de pressões internas no tubo de sucção _____	34
3.2.10.	Valores médios de pressão estática e velocidades _____	36
3.2.11.	Potência específica. _____	36
3.2.12.	Amplitude de variação de pressão estática _____	37
3.2.13.	Gráficos das grandezas _____	38
3.2.14.	Rotação específica _____	39
3.2.15.	Análise de espectro das frequências de oscilação _____	40
<b>4.</b>	<b>Resultados _____</b>	<b>42</b>
4.1.	Tabelas de resultados _____	43
4.2.	Variação de pressão estática _____	46
4.3.	Velocidades axiais _____	53
4.4.	Velocidade axial média _____	56
4.5.	Velocidades normais _____	58
4.6.	Velocidade normal média _____	61
4.7.	Potência específica _____	63
4.8.	Análise de frequência _____	66
4.8.1.	Quanto ao vórtice de núcleo _____	66
4.8.2.	Quanto à cavitação _____	67
<b>5.</b>	<b>Conclusões e Recomendações _____</b>	<b>69</b>
<b>6.</b>	<b>Referências Bibliográficas _____</b>	<b>72</b>
<b>7.</b>	<b>Anexos _____</b>	<b>75</b>

## Índice de Figuras

<i>Figura 2-1 - Esquemas mostrando tipos de instalação de turbinas com rotor Francis e convenções para medida de <math>h_s</math>. Fonte: SOUZA et al (1999)</i>	8
<i>Figura 2-2 - Triângulos de velocidades para a linha de corrente média na saída do rotor. Fonte: BARBOSA (1991)</i>	10
<i>Figura 2-3 - Comportamento do escoamento em turbinas com rotor Francis de eixo vertical e tubo de sucção com tronco cônico. Fonte: BARBOSA (1991)</i>	11
<i>Figura 2-4 - Equacionamento do escoamento em tubo de sucção. Fonte: HENRY (1992).</i>	12
<i>Figura 2-5 - Locais consagrados para inserção de ar. Fonte: BARBOSA (1991)</i>	14
<i>Figura 2-6 - Tubos de Pitot e de Prandtl com suas principais características. Fonte: SOUZA &amp; BORTONI (2006)</i>	15
<i>Figura 3-1 - Fotografia da bancada de ensaios</i>	18
<i>Figura 3-2 - Modelo simplificado da bancada de ensaios</i>	18
<i>Figura 3-3 - Bomba de alimentação do sistema</i>	20
<i>Figura 3-4 - Painel de comando de operações</i>	22
<i>Figura 3-5 – Volante de ajuste da abertura do distribuidor</i>	22
<i>Figura 3-6 - Esquema resumido do banco de ensaios. Fonte: VIANA (2007)</i>	23
<i>Figura 3-7 - Visão externa da posição do vertedor e piezômetro de medida</i>	24
<i>Figura 3-8 - Esquema estrutural do vertedor</i>	25
<i>Figura 3-9 - Fotografia do manômetro de colunas de mercúrio</i>	27
<i>Figura 3-10 - Esquematisação do manômetro de colunas</i>	27
<i>Figura 3-11 – Posições de aquisição no eixo da seção de aquisição</i>	29
<i>Figura 3-12 – Direções do tubo de Pitot em relação ao escoamento, em vermelho axial frontal ao escoamento, em azul normal ao escoamento e em amarelo axial inversa</i>	30
<i>Figura 3-13 - Bancada com o sistema de aquisição de dados</i>	31
<i>Figura 3-14 – Aparato com placa de orifício acoplada</i>	32
<i>Figura 3-15 - Visão esquemática do aparato com a placa de orifícios</i>	33
<i>Figura 3-16 - Gráfico com apresentação da amplitude de variação da pressão estática</i>	38
<i>Figura 3-17 - Analisador de vibrações</i>	40
<i>Figura 4-1 – Pressões estáticas no tubo de sucção sem inserção de ar</i>	46
<i>Figura 4-2 - Pressões estáticas no tubo de sucção com inserção de ar</i>	47
<i>Figura 4-3 - Pressão estática a 2,0 cm da parede do tubo de sucção</i>	49
<i>Figura 4-4 - Pressão estática a 4,5 cm da parede do tubo de sucção</i>	50

<i>Figura 4-5 - Pressão estática <math>a</math> no centro do tubo de sucção</i>	51
<i>Figura 4-6 - Velocidades axiais no tubo de sucção (sem inserção de ar)</i>	53
<i>Figura 4-7 - Velocidades axiais no tubo de sucção (com inserção de ar)</i>	54
<i>Figura 4-8 - Velocidades axiais média no tubo de sucção</i>	56
<i>Figura 4-9 - Velocidades normais no tubo de sucção (sem inserção de ar)</i>	58
<i>Figura 4-10 - Velocidades axiais no tubo de sucção (com inserção de ar)</i>	59
<i>Figura 4-11 - Velocidades normais médias no tubo de sucção</i>	61
<i>Figura 4-12 - Potência hidráulica específica</i>	63
<i>Figura 4-13 - Variação da potência hidráulica específica</i>	65



## Índice de Tabelas

<i>Tabela 2-1 - Valores da Curva de Tensão do Vapor D'água. Fonte: SOUZA et al. (1999)</i>	7
<i>Tabela 4-1 - Parâmetros adotados para ensaios sem inserção de ar</i>	43
<i>Tabela 4-2 - Parâmetros adotados para ensaios sem inserção de ar</i>	44
<i>Tabela 4-3 - Potências específicas e vazões de ar</i>	45
<i>Tabela 4-4 - Análise de freqüências associadas ao vórtice de núcleo</i>	67
<i>Tabela 4-5 - Análise de freqüências associadas à cavitação</i>	67

## Índice de Anexos

<i>Anexo 7-1 - Espectros de frequência - Ensaio 1</i>	76
<i>Anexo 7-2 - Espectros de frequência - Ensaio 2</i>	76
<i>Anexo 7-3 - Espectros de frequência - Ensaio 3</i>	77
<i>Anexo 7-4 - Espectros de frequência - Ensaio 4</i>	77
<i>Anexo 7-5 - Espectros de frequência - Ensaio 5</i>	78
<i>Anexo 7-6 - Espectros de frequência - Ensaio 6</i>	78
<i>Anexo 7-7 - Espectros de frequência - Ensaio 7</i>	79
<i>Anexo 7-8 - Espectros de frequência - Ensaio 8</i>	79
<i>Anexo 7-9 - Espectros de frequência - Ensaio 9</i>	80
<i>Anexo 7-10 - Espectros de frequência - Ensaio 10</i>	80
<i>Anexo 7-11 - Espectros de frequência - Ensaio 11</i>	81
<i>Anexo 7-12 - Espectros de frequência - Ensaio 12</i>	81
<i>Anexo 7-13 - Espectros de frequência - Ensaio 13</i>	82
<i>Anexo 7-14 - Espectros de frequência - Ensaio 14</i>	82
<i>Anexo 7-15 - Espectros de frequência - Ensaio 15</i>	83
<i>Anexo 7-16 - Espectros de frequência - Ensaio 16</i>	83
<i>Anexo 7-17 - Espectros de frequência - Ensaio 17</i>	84
<i>Anexo 7-18 - Espectros de frequência - Ensaio 18</i>	84
<i>Anexo 7-19 - Espectros de frequência - Ensaio 19</i>	85
<i>Anexo 7-20 - Espectros de frequência - Ensaio 20</i>	85
<i>Anexo 7-21 – Dados brutos e cálculos</i>	86

## Lista de Abreviaturas

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica;

CEMIG – Companhia Energética de Minas Gerais;

CH – Central hidrelétrica;

Freq. Prep. – Frequência preponderante.

GE – Gerador Elétrico;

GG – Grupo gerador;

LHPCH – Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas;

NBR – Norma Brasileira;

NJ – nível de jusante;

PUCMG – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais;

SI – Sistema Internacional de Unidades;

STU – Sistema Técnico de Unidades;

TF – Turbina com rotor Francis;

TH – Turbina hidráulica;

UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais;

UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá.

## Lista de Símbolos

$A[m^2]$  – área do orifício da placa;

$b [m]$  – comprimento do vertedor;

$c [m/s]$  – velocidade absoluta na saída do rotor;

$c_u [m/s]$  – componente da velocidade absoluta na saída do rotor;

- $D_1$  [m] – diâmetro interno no ponto 1 (entrada da turbina);
- $D_3$  [m] – diâmetro interno no ponto 3 (saída do tubo de sucção);
- $DpA$ [m] – diferença de pressão na direção axial;
- $ECA$ [m] – Energia cinética na direção axial;
- $ECN$ [m] – Energia cinética na direção normal;
- $\frac{f}{f_b}$  – relação entre a freqüência preponderante e a de rotação da turbina;
- $g$  ( $m/s^2$ ) – aceleração da gravidade local= $9,785(m/s^2)$ ;
- $H$  [m] – altura de queda líquida ou útil;
- $h$  [m] – altura do vertedor;
- $h_1$  [m] – altura do mercúrio no manômetro de colunas ;
- $h_2$  [m] – altura do mercúrio no manômetro de colunas ;
- $h_3$  [m] – altura da água no manômetro de colunas ;
- $h_s$ [m] – altura de sucção;
- $k_1$  – constante da placa de orifício utilizada;
- $k_2$  – constante do tudo de pitot;
- $k_s$  – coeficiente de calibração de tubo de Pitot
- $n$ [rps] – rotação da turbina;
- $n_q$  – rotação específica no Sistema Técnico de Unidades;
- $n_{qA}$  – rotação específica no Sistema Internacional de Unidades;
- $pA_1$ [m] – pressão total lida na direção axial frontal;
- $pA_2$ [m] – pressão total lida na direção axial inversa;
- $p_{din}(N/m^2)$  – pressão dinâmica do escoamento;
- $p_e$  [kW/m<sup>2</sup>] – potência específica;
- $pE$ [m] – pressão estática no ponto de medida;
- $p_{est}(N/m^2)$  – pressão estática do escoamento;
- $pN$ [m] – pressão total lida na direção normal;

$Q$  [m<sup>3</sup>/s] – vazões sem e com inserção de ar;

$Q_1$  [m<sup>3</sup>/s] – vazão calculada no vertedor;

$Q_{ar}$  [m<sup>3</sup>/s] – vazão de ar;

$u$  [m/s] – velocidade tangencial na saída do rotor;

$v$  (m/s) – velocidade do escoamento;

$v_1$  [m/s] – velocidade média na entrada da turbina;

$v_3$  [m/s] – velocidade média na saída da turbina;

$v_A$  [m/s] – velocidade do escoamento na direção axial;

$V_{média}$  [m/s] – velocidade média do escoamento;

$v_N$  [m/s] – velocidade do escoamento na direção normal;

$x$  [m] – altura do zero do piezômetro até o nível de jusante;

$y$  [m] – altura da coluna d'água sobre o vertedor;

$y$  [m] – cota entre entrada da turbina e menor nível de carga;

$z$  [m] – cota entre entrada da turbina e piezômetro;

$\Delta h$  (m) – variação entre carga estática e dinâmica;

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – massa específica da água;

$\rho_{ar}$  [kg/m<sup>3</sup>] – massa específica do ar;

$\Delta p$  [Pa] – Diferença de pressão lida pelo manômetro de ar da placa de orifícios;

## Resumo

Esta dissertação tem como foco principal a análise das características hidrodinâmicas existentes no escoamento em tubo de sucção de turbinas hidráulicas. São analisados comportamentos de velocidades axiais e normais ao escoamento, pressões estáticas e potências hidráulicas da turbina ensaiada, neste caso, com rotor do tipo Francis. Em certas faixas de operação da máquina são gerados fenômenos ligados a estas características, como a cavitação e o denominado vórtice de núcleo (ou trança), fenômenos indesejáveis por causarem instabilidades e forças que prejudicam o funcionamento adequado do sistema. No desenvolvimento dos trabalhos foi analisada, experimentalmente, uma ampla gama de condições de operação. Primeiramente, foram efetuados ensaios sem inserção de ar atmosférico no tubo de sucção da turbina e, posteriormente, foram feitas comparações com ensaios em condições semelhantes de escoamentos, porém com a inserção de ar atmosférico. Esta inserção tem o intuito de verificar alterações nas grandezas hidrodinâmicas, visando o melhor funcionamento do conjunto hidráulico e verificando possíveis quedas de rendimento. Os ensaios foram realizados no Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH) da Universidade Federal de Itajubá.

Palavras-Chave: grandezas hidrodinâmicas, cavitação, vórtice de núcleo.

## **Abstract**

This dissertation focuses mainly on the analysis of the hydrodynamic characteristics found in the flow in the suction tube of hydraulic turbines. This study used a hydraulic turbine with a Francis rotor, and the behaviors of the axial and normal velocity in relation to the flow, static pressures and hydraulic powers of the turbine were analyzed. At certain operation ranges of the machine, some phenomena connected to these characteristics are generated such as cavitation and the core vortex (braids). These undesirable phenomena, given that they cause instability and forces that harm the efficient performance of the system. During the development of this study a wide range of operating conditions were experimentally analyzed. First, experiments without the insertion of atmospheric air into the turbine suction tube were carried out, and then comparisons with experiments with similar flow conditions, but with the insertion of atmospheric air, were executed. This insertion was carried out in order to check the changes in the hydrodynamic characteristics aiming at a better operation of the hydraulic system and checking possible efficiency drops. The experiments were carried out in the Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH) of the Universidade Federal de Itajubá.

**Keywords:** hydrodynamic characteristics, cavitation, core vortex.

# **1. Introdução**

## **1.1. Aspectos preliminares**

A geração de eletricidade brasileira é constituída das mais variadas formas de recursos energéticos: energia eólica, energia nuclear, solar, termelétrica a gás e carvão, passando, pela fonte que representa segundo a ANEEL (2007), 76,80 % da capacidade instalada de eletricidade, a energia de origem hidráulica.

De acordo com FILHO (2003), as turbinas de uma usina hidrelétrica são responsáveis pela transformação da energia potencial da água em energia mecânica. Esta energia mecânica é então transferida, através de um eixo, a um gerador, onde é finalmente transformada em eletricidade.

Apesar da grande variedade de modelos disponível atualmente, a maioria das turbinas pode ser classificada em dois grupos principais: turbinas de reação e turbinas de ação. Em uma turbina de ação, o rotor é instalado em uma câmara que não é totalmente preenchida por água, onde jatos de água são direcionados contra palhetas ou conchas localizadas na periferia do rotor. A soma da ação dos jatos d'água sobre as palhetas gera o torque responsável pelo movimento rotativo do rotor. Sob o ponto de vista energético, a energia cinética da água é utilizada para produzir a energia mecânica que a turbina transfere ao gerador elétrico.

FILHO (2003) afirma ainda que uma turbina de reação converte ambas, as energias potencial e cinética da água em energia mecânica. O rotor de uma turbina de reação fica alojado em uma câmara completamente preenchida com água. Na entrada desta câmara existem pás ajustáveis que aceleram e conduzem em direções apropriadas, o fluxo de água até o rotor.

Os objetivos desta dissertação tomarão como referência a turbina hidráulica de reação com rotor do tipo Francis. Segundo FILHO (2003), este modelo de turbina foi projetado e desenvolvido pelo inglês James Francis. Nesta turbina, a água do distribuidor é direcionada para a parte lateral e sai pela parte inferior; As turbinas com rotor Francis trabalham com quedas variando de 20 m a 450 m e são as mais usadas em grandes usinas hidroelétricas.



BARBOSA (1999) diz que nestes tipos de turbinas existem fenômenos oscilatórios e periódicos que causam sérios problemas, dependendo de seu ponto de operação. Alguns desses problemas são:

- Perda de rendimento em turbinas;
- Flutuação de potência nas unidades geradoras;
- Falhas estruturais em turbinas e geradores;
- Problemas estruturais nas fundações das usinas.

Do ponto de vista hidrodinâmico, duas são as principais causas desses problemas em turbinas hidráulicas:

**A cavitação:** este é um fenômeno de alta frequência que afeta componentes e equipamentos que respondem a estas altas frequências.

**O vórtice de núcleo:** é um fenômeno em baixa frequência que afeta principalmente a estrutura de concreto da usina, que pode ressonar com esta baixa frequência.

Esses dois fenômenos ocorrem quando a turbina está operando em carga parcial ou sobrecarga e causam flutuações de pressão.

Uma das soluções para atenuar os efeitos causados pelo vórtice de núcleo e pela cavitação é a inserção de ar em determinados pontos da turbina hidráulica.

Os volumes de ar inseridos são limitados pela perda de eficiência da turbina. Uma das técnicas mais utilizadas é o de induzir uma aspiração da atmosfera ao tubo de sucção. Se existirem pressões negativas no tubo de sucção, a aspiração se dará normalmente; por outro lado, se pressões positivas estiverem presentes, são necessários dispositivos para assegurar a aspiração para o tubo de sucção. Um destes dispositivos consiste de defletores que causam uma pressão negativa no local da injeção pelo fato de que aumentam a velocidade do escoamento no interior do tubo (BARBOSA apud RANEY, 1977).

### **1.2. Estrutura do trabalho**

Este trabalho está organizado em sete partes:

O **Capítulo 1** apresenta uma introdução ao trabalho com explicações preliminares que antecedem à pesquisa em si. Além da exposição do problema, os objetivos, os pressupostos iniciais, bem como a estrutura da dissertação.

No **Capítulo 2** são abordados conceitos de diversos assuntos tratados nesta dissertação, uma descrição a respeito de cavitação, um aprofundamento na formação do vórtice de núcleo, inserção de ar e o funcionamento do tubo de Pitot.

No **Capítulo 3** é estabelecida a metodologia abordada no trabalho para obtenção dos resultados, incluindo detalhes do laboratório de ensaio, materiais utilizados, técnicas e cálculos abordados.

No **Capítulo 4** são apresentados os resultados obtidos durante os ensaios de laboratório, divididos em duas fases e a comparação dos resultados com respectiva análise.

No **Capítulo 5** são apresentadas as conclusões e proposições para trabalhos futuros, assim como os problemas encontrados durante os trabalhos.

No **Capítulo 6** são apresentadas as fontes bibliográficas utilizadas para a confecção da revisão bibliográfica e bases para realização dos ensaios.

No **Capítulo 7** são apresentados os arquivos anexos utilizados para obtenção dos resultados.

### **1.3. Justificativa**

A presente dissertação se justifica na larga utilização de turbinas com rotor Francis na geração hidrelétrica brasileira. Este tipo de turbina apresenta como em outros tipos, em algumas faixas de operação fenômenos em seu escoamento, como a cavitação e o denominado vórtice de núcleo ou trança, agravado pela pulsação de pressão no interior do tubo de sucção.

A proposta é utilizar a inserção de ar no tubo de sucção de maneira que se observe por meio de dados numéricos a influência desta inserção na evolução das principais grandezas hidrodinâmicas no tubo de sucção: pressões e velocidades, assumindo-se este como um dos métodos possíveis de eliminação ou atenuação dos efeitos indesejados. Os ensaios foram realizados no Laboratório de Ensaio Hidráulicos da Universidade Federal de Itajubá e teve-se como resultado não só a minimização, como também a quantificação dos parâmetros envolvidos na operação da turbina em estudo.

### **1.4. Objetivos**

Esta dissertação tem como objetivo estudar fenômenos que podem, na maioria dos casos ser minimizados com a inserção de ar, destacando-se a cavitação e o vórtice de núcleo. Além disso, estudar-se-á e as principais grandezas envolvidas nestes fenômenos sobre a operação de turbinas com rotor Francis.

São objetivos específicos desta dissertação:

- Realizar ensaios em um modelo de turbina hidráulica com rotor tipo Francis com a finalidade de mostrar e estudar o comportamento da pressão estática, das velocidades axiais, normais e potência hidráulica na entrada do tubo de sucção de modelo de turbina hidráulica com rotor tipo Francis, operando este sem e com inserção de ar;
- Analisar a inserção de ar no fluxo de água do escoamento limitado no interior de turbina hidráulica com rotor tipo Francis, para atenuar fenômenos que venham a ocorrer após sua instalação (seja nos testes ou durante sua operação comercial).

## **2. Revisão bibliográfica**

### **2.1. Escoamento em turbinas hidráulicas com rotor tipo Francis**

ASCHENBRENNER et al. (2006) descreve que “... turbinas com rotor do tipo Francis são caracterizadas pela melhor performance e alta eficiência de conversão de energia. No entanto, o campo de operação nesta melhor eficiência é relativamente pequeno. Usinas hidrelétricas equipadas com turbinas com rotor Francis podem ter diferentes funções como, por exemplo, trabalhar gerando energia no curso d’água ou usadas com reguladoras de vazão, como por exemplo, na Usina Hidrelétrica Paraibuna- SP (CESPE,2007) . No primeiro caso, a máquina é operada em um campo entre, a melhor eficiência hidráulica e máxima saída energética por longos períodos de tempo. No segundo caso, a turbina é freqüentemente iniciada e parada e há grandes variações na oferta energética em pequenos intervalos de tempo. Isto gera um incremento significativo na demanda das características da turbina, o que reflete em diferentes desenhos e formas hidráulicas.”

Ainda, segundo ASCHENBRENNER et al. (2006), “... a irregularidade do mercado de energia e a crescente demanda de energia elétrica tornam restrita a sua utilização, determinando um só modo de operação. As operadoras do sistema energético esperam uma flexibilidade crescente da operação, conseqüentemente, a customização de um projeto de turbinas com rotor Francis demanda projetos específicos e conhecimentos detalhados sobre a operação das mesmas operando fora do seu ponto de projeto. A faixa segura de operação de turbinas do tipo Francis é limitada pela ocorrência dos fenômenos de vórtices e cavitação. Estes fenômenos aparecem normalmente no tubo de sucção. Freqüentemente a decisão para um determinado projeto não é baseada somente no ponto de máxima eficiência, mas na maior amplitude de faixas às quais o projeto condiciona. Conseqüentemente, a escala de aplicação foi aumentada consideravelmente em anos recentes e este é ainda o foco principal no desenvolvimento das turbinas Francis nos dias de hoje. A previsão de como se desenvolve o efeito de cavitação e da formação do vórtice

muitas vezes define o limite da operação, logo, para desenvolver a potencialidade de prever os limites de operação corretamente durante a fase do projeto, uma compreensão completa do comportamento do escoamento dentro da turbina é requerida.”

TIAN et al. (2006) observou: “... que as turbinas hidráulicas do modelo Francis apresentam flutuações do escoamento em cargas parciais, devido a um vórtice helicoidal que gira como uma corda no centro do seu tubo de sucção. A precessão deste vórtice pode causar flutuações de pressão no tubo de sucção que certas vezes conduzem a variações na potência de saída, vibrações no eixo e danos nas pás do rotor”.

TIAN et al. (2006), cita que extensivas investigações tem sido feitas através de medições em campo. Os resultados incluem frequências e amplitudes das flutuações causadas pela precessão do vórtice assim como ressonâncias no sistema. Simulações em softwares apropriados para modelagem de escoamentos de fluidos e melhores técnicas de medição têm gerado mais resultados. No entanto, a maioria das simulações não inclui modelos de cavitação. Em condições de cavitação o fluido dentro do tubo de sucção é formado por uma mistura de líquido e vapor. A densidade é muito variada pela existência do vapor, o que pode influenciar na velocidade da onda e amplitude das flutuações. Por isso se torna tão importante a inclusão de uma modelagem de cavitação na modelagem para o estudo do vórtice de núcleo.

BILLDAL et al. (2006) afirmou: “... que as vibrações na entrada do tubo de sucção de turbinas Francis causadas pela interação entre o escoamento e as pás do rotor são um fenômeno bem conhecido. Entretanto, ainda há um problema experimental com o alto nível de instabilidade e as alterações do escoamento neste trecho da turbina. Ainda é citado que a tendência do desenvolvimento de turbinas com maior relação potência/kilograma de água faz também com que a estrutura fique mais vulnerável a danos devido às vibrações. O escoamento na região compreendida entre a saída das pás do rotor e a entrada do tubo de sucção é muito complexo, consistindo de vórtices originados nas pás do rotor, devido às grandes variações de pressão neste setor do escoamento”.

CHEN apud BILLDAL et al. (2006) mediu o perfil de velocidades na entrada do tubo de sucção e concluiu que “... este perfil não é uniforme na direção

axial como na direção normal ao escoamento, concluindo que a presença das pás no escoamento torna o escoamento instável e cria um campo de escoamento não-uniforme em sua saída”.

BRAUNE et al. (2006) estudou e concluiu que “... em turbinas hidráulicas, as pulsações da pressão são de grande interesse, desde que se constatou que elas podem causar problemas severos para as operadoras do sistema energético”.

### 2.2. Cavitação

De acordo com SOUZA et al. (1999), a água muda de fase obedecendo à curva de tensão do vapor, cujos valores são os da Tabela 2-1:

Tabela 2-1 - Valores da Curva de Tensão do Vapor D'água. Fonte: SOUZA et al. (1999)

$P_v/Y$	mca	10	4,68	1,97	1,12	0,73	0,42	0,23	0,12
T	°C	100	80	60	50	40	30	20	10

Observando que, nesta mudança de fase, a massa específica da água passa de 1000 kg/m<sup>3</sup> para um valor em torno de 1 kg/m<sup>3</sup>, conseqüentemente aumentando inversamente seu volume específico, o que vem a ocasionar a formação de bolhas de vapor e gases que, no interior da turbina hidráulica e alcançando regiões de pressões mais elevadas retornam à fase líquida, provocando o fenômeno chamado cavitação, que deve ser evitado ou atenuado tendo em vista seus efeitos destrutivos, inclusive de queda de potência fornecida, além da redução da vida útil de toda a instalação.

Assim, para operação da turbina dentro de seu campo normal SOUZA et al. (1999) diz que elas devem ser instaladas com uma altura de sucção ( $h_s$ ), tal que na região do escoamento entre a saída do rotor e entrada do tubo que sucção o limite da diferença entre a energia específica local do escoamento,

$\left(\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}\right)$ , e a energia específica de vaporização da água,  $\left(\frac{p}{\rho}\right)_v$ , seja positivo.

A Figura 2-1 mostra dos dois tipos clássicos de instalação de turbinas com rotor Francis: eixo horizontal - Figura 2-1a e eixo vertical - Figura 2-1b.

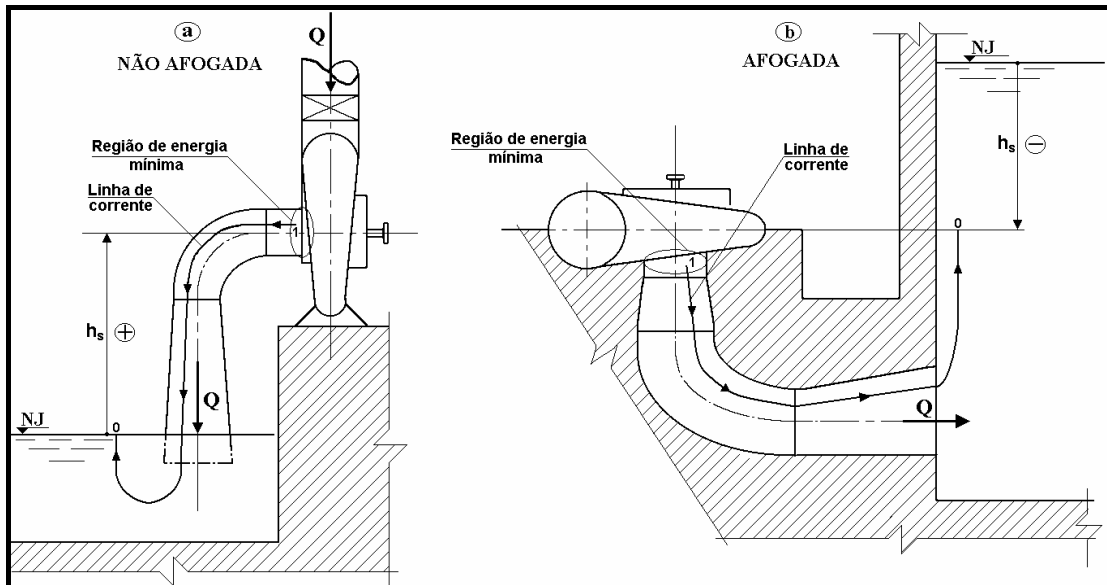


Figura 2-1 - Esquemas mostrando tipos de instalação de turbinas com rotor Francis e convenções para medida de  $h_s$ . Fonte: SOUZA et al (1999)

Na Figura 2-1, SOUZA et al. (1999) afirma que no que se refere à medida de  $h_s$ , sua origem deve ser tomada sempre no nível de jusante (NJ), e sua extremidade na linha de eixo para instalação horizontal e linha horizontal que passa pelo centro do distribuidor para eixo vertical, sendo considerada positiva para direção vertical para cima e negativa para baixo.

Aplicando a equação da energia entre a seção de energia mínima (saída do rotor) e o nível mínimo de jusante, tem-se, de acordo com SOUZA et al (1999) a altura de sucção máxima ( $h_s$ ) como sendo:

$$h_s = 10,33 - 0,00122 \cdot z - \sigma_{\min} - p_v + h_p \quad (2-1);$$

onde:

$z$ [m] - altitude do nível mínimo de jusante;

$\sigma_{\min} = 0,0245 \cdot e^{0,00033 \cdot n_{qA1}}$  é o coeficiente de Thoma;

$p_v$ [m] - pressão de vapor da água para a temperatura de escoamento, na seção de saída do rotor;

$h_p$ [m] – perda de carga entre as seções estudadas.

### **2.2.1. Cavitação – problemas gerados**

CALAINHO et al. (1999), apresenta que o fenômeno de cavitação é caracterizado por: “erosão de contornos sólidos; vibrações e ruídos excessivos, diminuição da capacidade de vertedores em usinas hidrelétricas; diminuição da eficiência de turbinas hidráulicas, com queda de potência. A erosão por cavitação ocorre devido à concentração de energia em uma pequena área sólida próxima ou no próprio local do colapso. Essa concentração de energia é responsável pelas altas tensões localizadas que excedem os limites de resistência dos materiais”.

MICHEL & BELAHADJI (1997), conceitua: “Cavitação fixada consistindo basicamente da formação, crescimento e enchimento de uma cavidade de vapor, que posteriormente é interrompida por um escoamento reentrante, e deslocada para a jusante, para regiões de pressões mais elevadas, onde é implodida violentamente, provocando ondas de choques e concentrações de altas pressões. Este tipo de cavitação é detentora de um poder destruidor considerável. Cavitação por vórtice, que se desenvolve normalmente em regiões de altas tensões cisalhantes, onde ocorre a formação de vórtices. Nos vórtices a pressão absoluta decresce no centro para valores próximos aos da pressão de vapor. Estes vórtices são normalmente desenvolvidos nas extremidades das pás rotoras de turbinas Kaplan, nas camadas cisalhantes de jatos submersos, na extensão do cone dos rotores (principalmente em turbinas com rotor Francis) e nas passagens do escoamento entre as pás. Este tipo de cavitação é responsável por grandes erosões, vibrações e ruídos intensos. Cavitação por bolhas, ocorre como consequência do ciclo da bolha, originado devido a gradientes de pressão e a existência de núcleos contidos nos fluídos. Esta cavitação é erosiva devido às altas pressões geradas pelos colapsos das bolhas, que normalmente são intermitentes; devido ao impacto do jato reentrante, que se forma durante a implosão, com a superfície sólida; ou ainda devido à repercussão das ondas de choques geradas.”

### **2.3. Vórtice de núcleo**

BARBOSA (1991) afirma que a formação do vórtice de núcleo se dá na saída do rotor da turbina e estende-se ao longo do tubo de sucção. Este vórtice



possui movimento de rotação em torno de seu centro e um movimento de precessão em torno do centro do tubo de sucção.

O fenômeno pode ser explicado, teoricamente de maneira bastante simples, com base em triângulo de velocidades do escoamento na saída do rotor para a linha de corrente média, de acordo com a Figura 2-2.

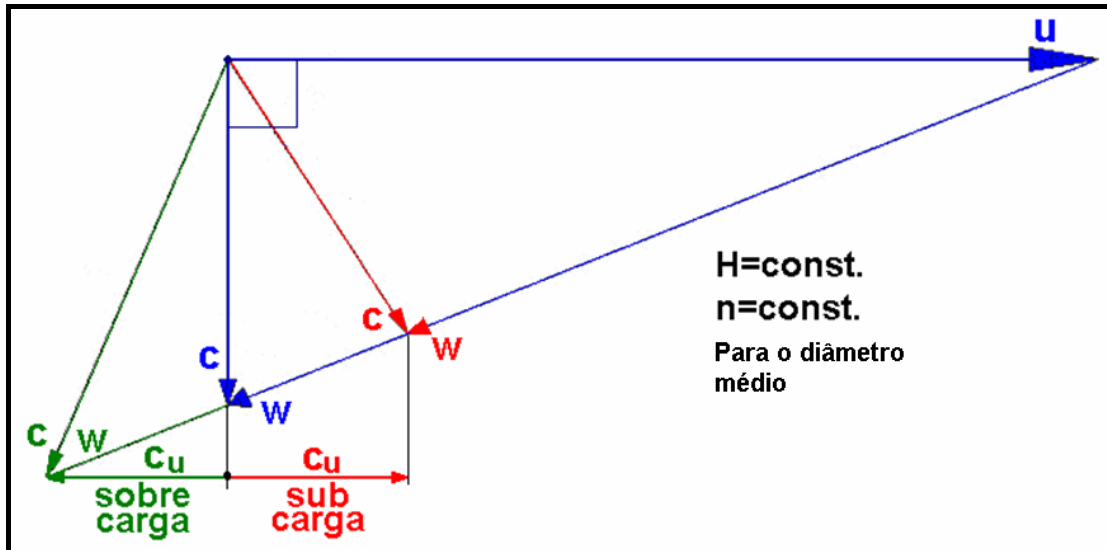


Figura 2-2 - Triângulos de velocidades para a linha de corrente média na saída do rotor. Fonte: BARBOSA (1991)

Para um determinado ponto de operação (denominado “ótimo”) o fluxo não apresenta componente tangencial (rotacional). Este ponto é aquele em que a velocidade absoluta do escoamento (C do triângulo azul) é perpendicular à velocidade de rotação da máquina (u). Fora deste ponto “ótimo”, a velocidade absoluta faz com a velocidade de rotação ângulos diferentes de  $90^\circ$ , sendo menores que  $90^\circ$  para subcarga (C do triângulo vermelho) e maiores para sobrecarga (C do triângulo verde).

Se o tubo de sucção for em cotovelo, Figura 2-3, a operação da turbina fora do ponto de projeto origina escoamento helicoidal que na saída do rotor apresenta simetria axial, mas à medida que se aproxima do cotovelo do tubo de sucção perde esta simetria originando um movimento de precessão do escoamento helicoidal que, por conseguinte, provoca pulsações de pressão, que tem a mesma frequência do vórtice de núcleo, com conseqüentes vibrações no tubo de sucção se propagando por toda a instalação, além de produzir oscilações no empuxo axial e na potência gerada.

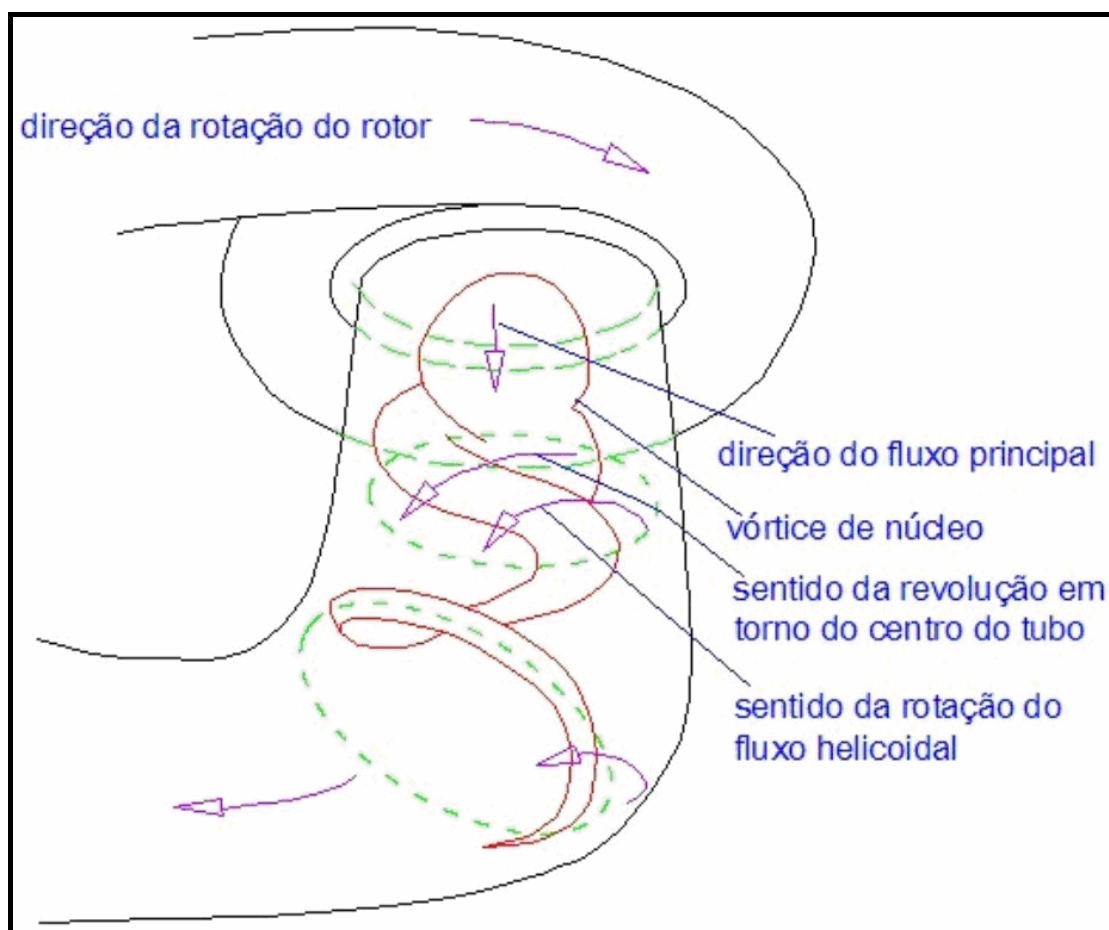


Figura 2-3 - Comportamento do escoamento em turbinas com rotor Francis de eixo vertical e tubo de sucção com tronco cônico. Fonte: BARBOSA (1991)

Atualmente programas computacionais permitem, em primeira aproximação fazer uma análise do escoamento natural, tri dimensional no tubo de sucção. A Figura 2-4 mostra o resultado de um destes estudos tendo como base a equação de Navier-Stokes de acordo com HENRY (1992).

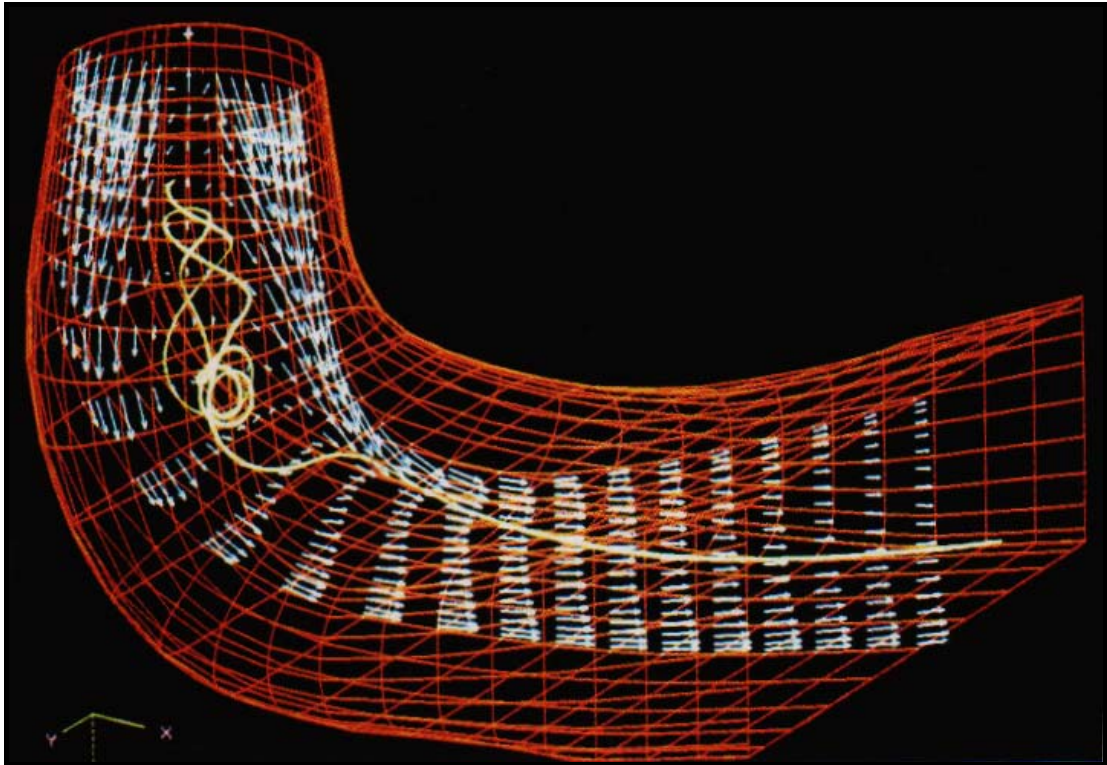


Figura 2-4 - Equacionamento do escoamento em tubo de sucção. Fonte: HENRY (1992).

Além de problemas estruturais, o movimento de precessão do vórtice de núcleo ocasiona variações na potência disponível e variações de torque, entre outros problemas, que são de pequena monta quando a turbina funciona no seu campo de operação normal e de grande monta fora dele.

BARBOSA (1991), afirma ainda, "... que vários pesquisadores já observaram que o sentido de rotação do vórtice é o mesmo que o da rotação da máquina para regimes de cargas parciais. Entretanto, em regimes de sobrecarga, o ângulo entre a velocidade absoluta e a tangencial é maior que  $90^\circ$ , com isso resultando em velocidade de rotação do vórtice no sentido contrário à velocidade de rotação do rotor".

BARBOSA (1991) apresenta duas soluções para diminuição dos efeitos causados pela pulsação de pressão. "A primeira é baseada em recursos geométricos e consiste na instalação de diferentes formas de estruturas dentro do tubo de sucção. São utilizados para centrar e para destruir o vórtice de núcleo. São especialmente eficientes para resolver os problemas de oscilação de pressão

criando, contudo, regiões susceptíveis à cavitação e vórtices de Karmann. A segunda solução apresentada é a injeção de ar na turbina, destacada por ser uma solução imediata e rápida”.

CIOCAN et al. (2006), afirmam que, “... a análise de estudos teóricos e experimentais na atenuação do escoamento rotativo no tubo de sucção de turbinas hidráulicas leva à conclusão que a ocorrência do fenômeno do vórtice de núcleo em cargas parciais está intimamente ligada à grande desaceleração do escoamento na direção axial do escoamento, propondo ainda, um método, simples e robusto, para mitigar o vórtice de núcleo pela usando uma inserção de água na coroa do rotor. O jato é aplicado com água de alta pressão da entrada espiral, através de uma entrada tubular no centro da coroa do rotor, o jato acelera o fluxo na vizinhança da coroa, com o benefício de evitar (ou reduzir) o efeito de pulsação próximo da coroa”.

### **2.4. Inserção de ar**

BARBOSA (1991) afirma que é uma solução imediata e rápida, verificando que com a inserção de ar o vórtice de núcleo é bloqueado pelo preenchimento de seu interior. Verifica-se, contudo, uma queda no rendimento da máquina.

Mesmo que as oscilações de pressão não forem eliminadas, as oscilações periódicas se tornam aleatórias, evitando, assim, esforços cíclicos à máquina.

Existem locais clássicos para inserção, já consagrados pela experiência, e que não trazem grandes prejuízos ao rendimento da máquina. Esta inserção de ar, além de minimizar os efeitos causados pelo vórtice de núcleo, também minimiza os efeitos deletérios da cavitação. Na Figura 2-5 são apresentados os locais clássicos para inserção de ar.

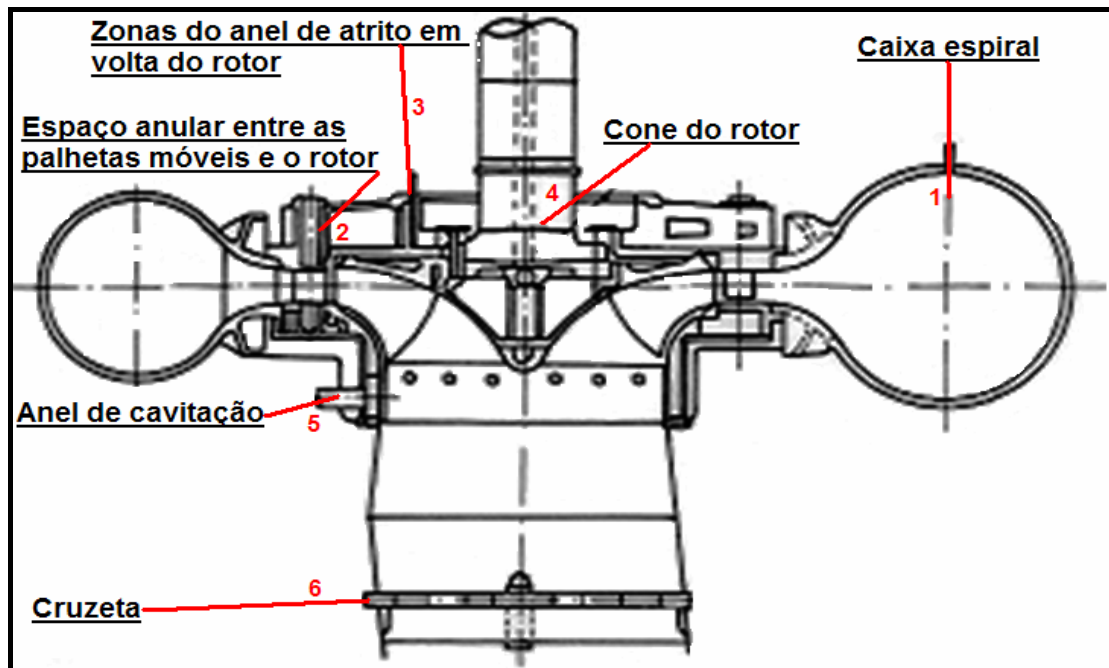


Figura 2-5 - Locais consagrados para inserção de ar. Fonte: BARBOSA (1991)

A quantidade de ar insuflado é de, normalmente, 0,25 a 1 [%] da vazão nominal da turbina, na pressão atmosférica.

## 2.5. Instrumentação

### 2.5.1. Tubo de Pitot e Tubo de Prandtl

Segundo BENEDICT (1984), Henry de Pitot (1732) citou: “a *idéia deste instrumento era tão simples e natural que no momento que eu o concebi, corri imediatamente a um rio para fazer o primeiro experimento com um tubo de vidro*”.

Ainda de acordo com BENEDICT (1984) mostra que “Os conceitos básicos necessários para o entendimento e para o uso do Tubo de Pitot estão associados às pressões do escoamento”.

Na Figura 2-6 estão representados os tubos de Pitot e Prandtl, com suas principais características, bem como várias pontas para tubo de Pitot, testadas pela NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) mostrando o ângulo sólido máximo possível entre a direção da sonda e do escoamento onde ela pode atuar sem que o resultado da medida seja afetado.

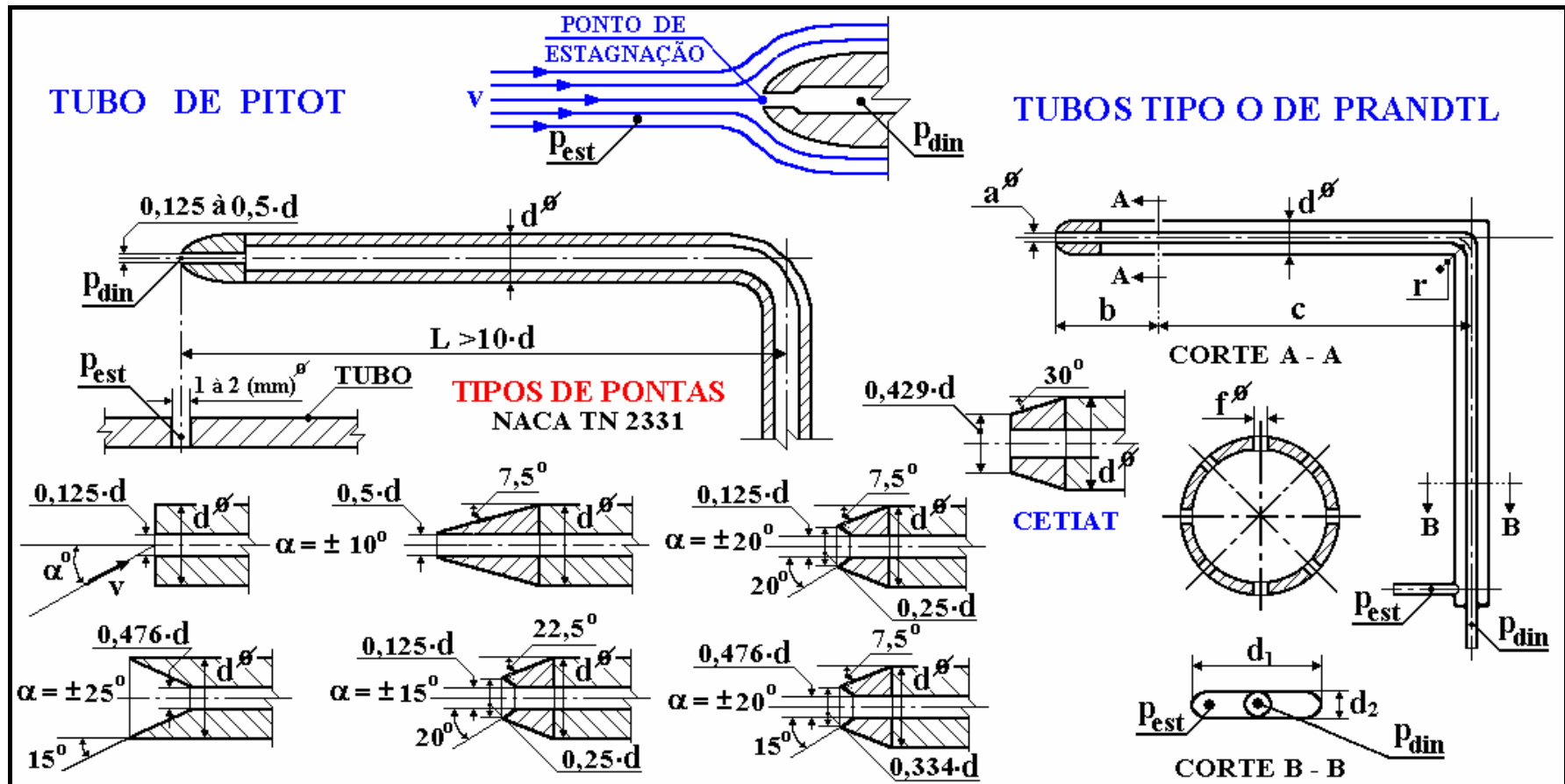


Figura 2-6 - Tubos de Pitot e de Prandtl com suas principais características. Fonte: SOUZA & BORTONI (2006)

A determinação das vazões parte do cálculo da velocidade do escoamento em cada ponto de estagnação, dada por:

$$v = k_s \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{P_{din} - P_{est}}{\rho}} = k_s \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} \quad (2-2);$$

onde:

$v$  [m/s] = velocidade do escoamento;

$k_s$  = constante do tubo de pitot;

$g$  [m/s<sup>2</sup>] = aceleração da gravidade local;

$p_{din}$  [m] = pressão dinâmica do escoamento;

$p_{est}$  [m] = pressão estática do escoamento;

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] = massa específica do fluido;

$\Delta h$  [m] = variação entre carga estática e dinâmica.

Segundo SOUZA E BORTONI (2006), o coeficiente  $k_s$  deve ser determinado na calibração da sonda, podendo ser tomado igual a 1,0 se as sondas observarem as características da Figura 2-6.

Industrialmente o tubo de Pitot é recomendado para velocidades de escoamento igual ou maior que 10 (m/s) no caso de ar e 0,3 (m/s) no caso de água. Tais valores dependem das possibilidades de medir, com precisão, valores de  $\Delta h$  da ordem de 5 (mmca). Para velocidades do ar próximas ou maiores que a velocidade do som, recomenda-se usar ponta cônica para os tubos.



### **3. Materiais e métodos**

O objetivo deste capítulo é apresentar as metodologias utilizadas para os ensaios de laboratório, assim como os materiais necessários para os ensaios realizados. Como se trata de um ensaio completo de turbina hidráulica foi adotada uma metodologia particionada de acordo com cada etapa e variável a ser medida durante os ensaios. Assim, em cada etapa será mostrado o equipamento utilizado, sua forma de utilização, leitura e se existir, o equacionamento para obtenção do parâmetro almejado. É importante salientar que a metodologia se aplica às duas fases de ensaios com características semelhantes, estas fases apenas se diferem pela inserção de ar atmosférico na segunda fase. A descrição da segunda fase se resumirá aos detalhes não abordados na primeira.

#### **3.1. Bancada de ensaios**

Os ensaios foram realizados no Laboratório Hidrodinâmico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH). A bancada de ensaio pode ser visualizada na fotografia apresentada como Figura 3-1 e em um modelo simplificado na Figura 3-2 com as devidas descrições anexas à Figura.

A bancada é composta pela turbina Francis com tubo de sucção em acrílico e um gerador elétrico acoplado a um painel de comando. A turbina foi colocada em funcionamento paralelo com a rede de energia elétrica da companhia responsável pelo abastecimento energético em Minas Gerais (CEMIG).





Figura 3-1 - Fotografia da bancada de ensaios

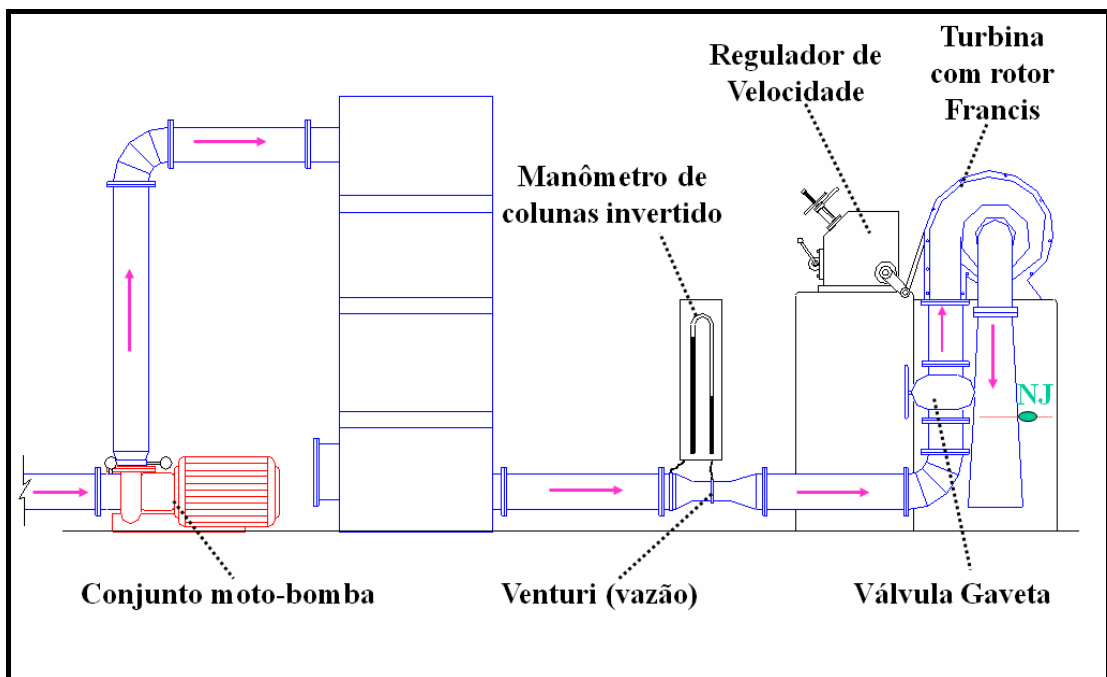


Figura 3-2 - Modelo simplificado da bancada de ensaios

A turbina foi projetada para trabalhar em condição nominal de operação com:

- Vazão = 0,056 m<sup>3</sup>/s;
- Altura útil = 10,0 m;
- Rotação = 1800 rpm;
- Rotação específica = 228.

As características construtivas são:

- Espessura das pás = 1,9 mm;
- Número de pás = 9;
- Raio externo na saída = 0,0655 m;
- Raio interno na saída = 0,0315 m;
- Raio médio na saída = 0,0485 m;
- Passo das pás = 0,0328 m;
- Ângulo de saída médio = 18°;
- Coeficiente de restrição de área na saída = 0,845;
- Largura do canal de saída = 0,076 m;

Sistema diretor (distribuidor):

- Número de pás = 6;
- Largura do canal = 0,0455 m;
- Espessura das pás = 6,9 mm;

### **3.2. Metodologia de ensaios**

#### **3.2.1. Partida do Sistema**

Como já mencionado a metodologia de ensaios será elaborada por etapas cumpridas durante os ensaios para que fiquem claros os procedimentos, métodos e leituras efetuadas.

A primeira etapa diz respeito à partida do sistema, caracterizada pela operação do motor que alimenta a turbina fazendo com que esta comporte a energia potencial hidráulica requerida para a movimentação do rotor da turbina. O motor utilizado foi da marca Weg 1770 rpm, 40 CV e pode ser visualizado na Figura 3-3.



Figura 3-3 - Bomba de alimentação do sistema

A partida do motor foi realizada no painel de comandos que controla todo o funcionamento do sistema. O motor foi ajustado para uma rotação de aproximadamente 1000 rpm para alimentar com água o sistema. Foi aberta a válvula gaveta que alimenta a entrada da turbina. Manualmente o distribuidor da turbina (elemento que regula a vazão de água dentro do rotor) foi ajustado para que se alcançasse uma rotação na turbina de 1800 rpm. Quando esta rotação foi atingida, fechou-se o barramento entre a turbina do LHPCH e a rede de alimentação da CEMIG e colocou-se o distribuidor no modo de operação automático pra que ele se ajustasse exatamente na frequência e rotação requeridas

(rotação de 1800 rpm e frequência da rede de 60 Hz). Esta rotação foi adotada durante todos os ensaios realizados.

Em termos de ajustes de funcionamento do sistema para obtenção das pressões, duas variáveis foram determinantes para o número de ensaios realizados: a rotação do motor de alimentação e a abertura do distribuidor da turbina. A rotação do motor foi variada em torno de quatro faixas, 1400, 1200, 1000 e 900 rpm. A abertura de distribuidor foi variada em 100%, 75%, 60%, 50% e 40% alcançando-se um número de 20 condições diferentes de ensaios, frisando-se que a intenção foi obter as condições de operação mais variadas possíveis, visto que o objetivo era de comparação do funcionamento do sistema sem e com a inserção de ar atmosférico, não apenas na altura útil de funcionamento, mas sim, em diversas condições.

Em cada um destes ensaios foi lida a vazão, a altura de queda útil, a potência gerada, a pressão estática na parede do tubo de sucção a 4,0 cm da saída da turbina, e as pressões totais (por meio de um tubo de Pitot) dentro do tubo de sucção, nas seguintes seções: à 2,0 cm da parede do tubo, à 4,5 cm da parede do tubo e a 6,5 cm da parede do tubo de sucção. Em cada uma destas posições a pressão foi tomada na direção axial ao escoamento em sentido contra e a favor do escoamento e na direção normal ao escoamento. Todos os procedimentos relativos a estes parâmetros serão descritos de maneira mais clara nos itens subseqüentes. Antes de cada um dos ensaios foi retirado o ar de todos os manômetros utilizados, evitando desta forma uma leitura errônea dos valores lidos pelos mesmos.

### **3.2.2. Abertura do distribuidor e rotação do motor**

A rotação do motor de alimentação foi controlada no painel de comando pelo aumento de pressão de óleo no interior do mesmo, de funcionamento hidráulico. A rotação adotada inicialmente foi de um valor aproximado de 1400 rpm, e com esta rotação, foram levantados dados de pressões para 5 aberturas de distribuidor, esta seqüência se repetiu para 1200, 1000 e 900 rpm. Os valores foram controlados por meio de um visor eletrônico existente no painel de comando, que pode ser visualizado na Figura 3-4.





**Figura 3-4 - Painel de comando de operações**

Como já citado, para cada rotação do motor ajustada foram adotadas 5 aberturas das pás do distribuidor, iniciando em 100%, e posteriormente 75%, 60%, 50% e 40%. Essas aberturas foram reguladas manualmente em um volante de ajuste que pode ser visualizado na Figura 3-5.



**Figura 3-5 – Volante de ajuste da abertura do distribuidor**

Para a compreensão de como foram obtidos os parâmetros medidos nos ensaios foi adotada a Figura 3-6 como referência.

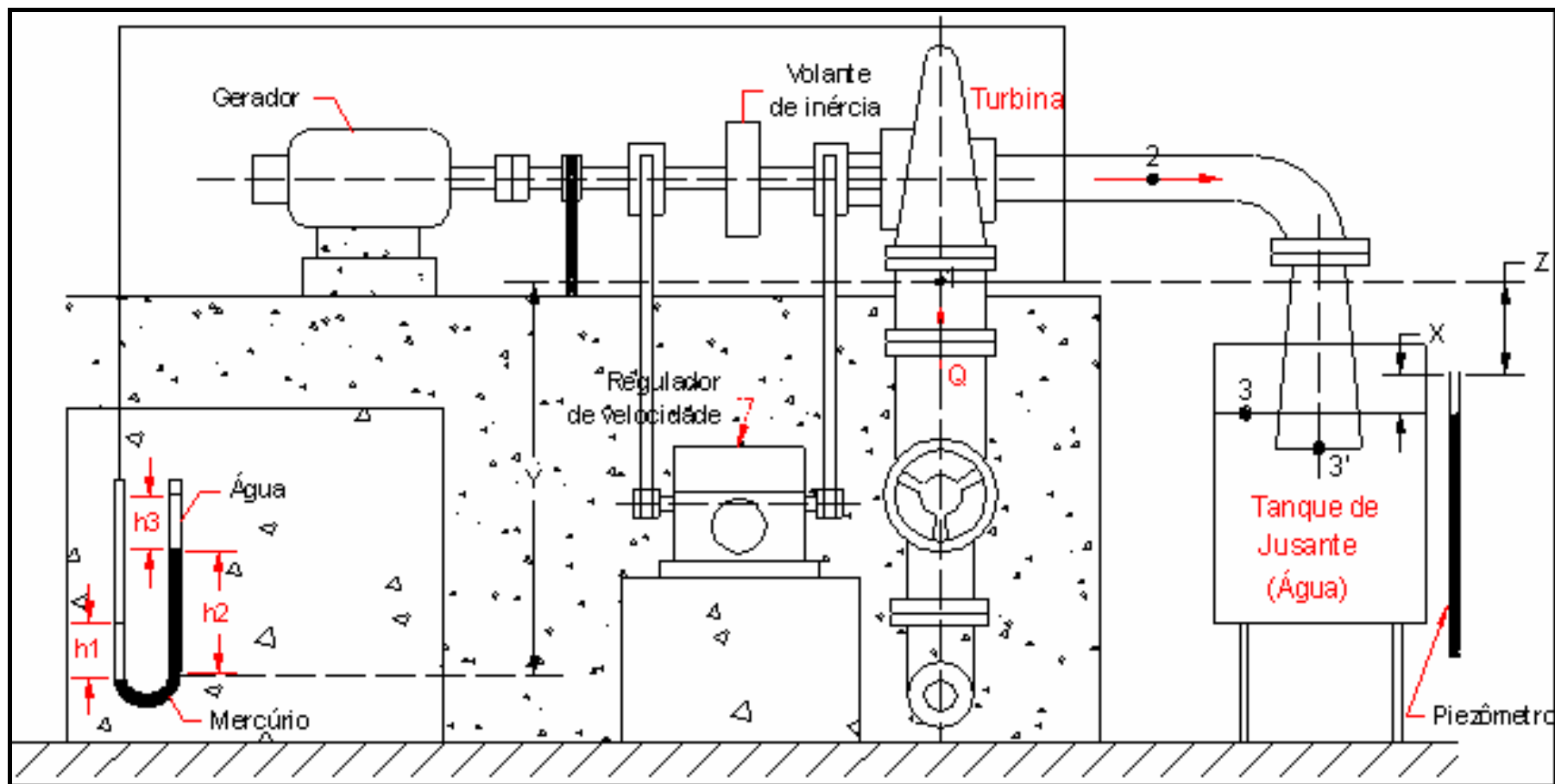


Figura 3-6 - Esquema resumido do banco de ensaios. Fonte: VIANA (2007)

### 3.2.3. Vazão no vertedor

A vazão de cada um dos ensaios foi obtida com a medição em um vertedor localizado no circuito hidráulico do banco de ensaios. Havia a possibilidade de se obter a vazão por meio de um medidor Venturi, mas durante os ensaios verificou-se que o medidor Venturi apresentou variações em suas medidas que não condiziam com as cargas adotadas, provavelmente por vazamentos em seu circuito hidráulico, o que justifica a utilização do vertedor para as medidas.

A partir da altura da coluna d'água que passava pelo vertedor em cada ensaio, foi possível com o equacionamento adequado obter o valor desta vazão. O piezômetro utilizado para as medições e a localização do vertedor está na Figura 3-7.

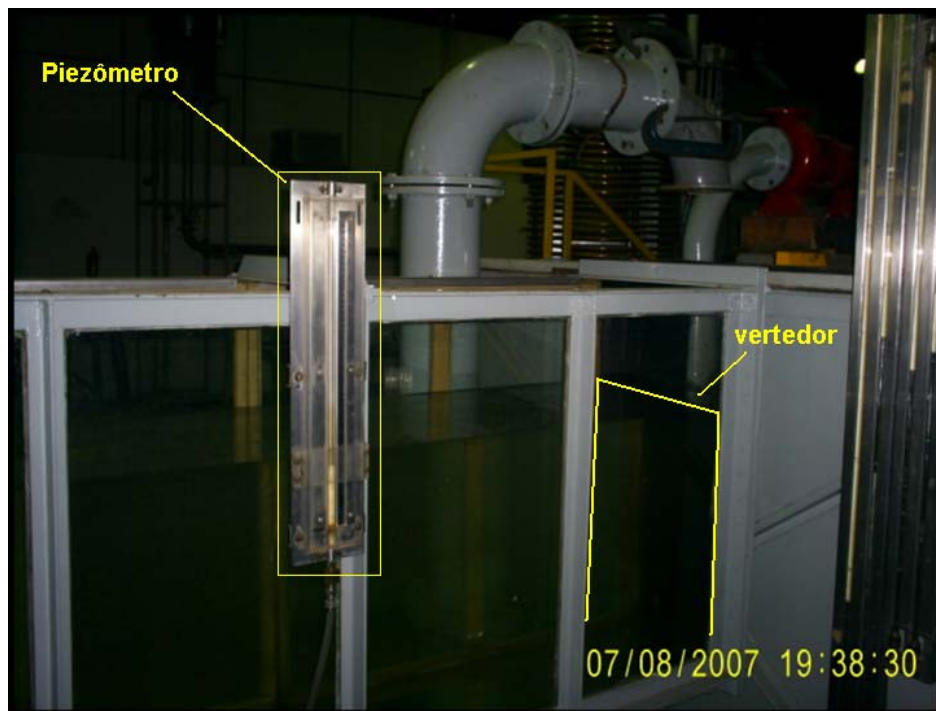


Figura 3-7 - Visão externa da posição do vertedor e piezômetro de medida

O equacionamento utilizado para o cálculo da vazão segue abaixo seguido da Figura 3-8 que mostra a posição das variáveis avaliadas.

$$Q[m^3 / s] = \left( 0,61 + \frac{0,08 \cdot y}{h} \right) \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot b \cdot y^{\frac{3}{2}} \quad (3-1);$$

onde:

$h$  [m] = altura do vertedor;

$b$  [m] = comprimento do vertedor;

$y$  [m] = altura da coluna d'água sobre o vertedor;

$g$  [m/s<sup>2</sup>] = aceleração da gravidade local.

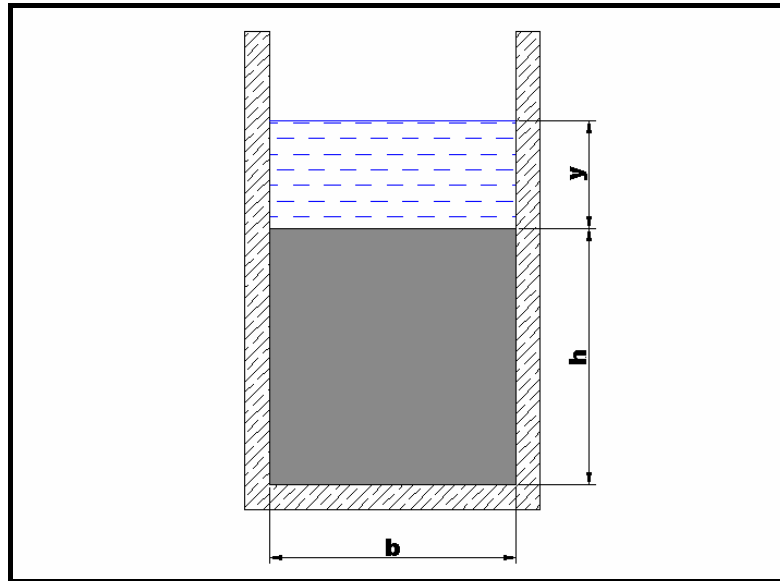


Figura 3-8 - Esquema estrutural do vertedor

### 3.2.4. Altura efetiva ou altura de queda útil

A altura de queda útil do ensaio foi calculada pela energia total do sistema, composta pela energia de pressão gerada pelo motor, a energia devido à parcela de velocidades e a energia potencial referenciada pelo nível de jusante no reservatório. Primeiramente foi calculada a parcela de energia das velocidades, sendo avaliadas as velocidades no ponto 1 e 3 da Figura 3-6, tomando como base a vazão medida pelo vertedor e a área de cada seção, 1 e 3.

#### 3.2.4.1. Velocidade nos pontos 1 e 3

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D_1^2} \quad ; \quad v_3 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D_3^2} \quad (3-2);$$

onde:



$Q_1$  [m<sup>3</sup>/s]- vazão lida no vertedor;

$v_1$  [m/s] - velocidade média na entrada da turbina;

$v_3$  [m/s] - velocidade média na saída da turbina;

$D_1$  [m] - diâmetro interno no ponto 1 (entrada da turbina) -  
 $D_1=0,150$ [m];

$D_3$  [m] - diâmetro interno no ponto 3 (saída do tubo de sucção) -  
 $D_3=0,250$ [m].

Assim, com base nestas velocidades temos a seguinte equação para cálculo da altura efetiva:

$$H = \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \left( \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g} \right) + z + x \quad (3-3);$$

onde :

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = 13,6 \cdot h_2 - 12,6 \cdot h_1 + h_3 - y \quad (3-4);$$

sendo:

$h_3$  [m] - altura da água no manômetro de colunas ;

$h_2$  [m] - altura do mercúrio no manômetro de colunas ;

$h_1$  [m] - altura do mercúrio no manômetro de colunas ;

$v_3$  [m/s] - velocidade média na saída da turbina ( saída do tubo de sucção);

$v_1$  [m/s] - velocidade média na entrada da turbina;

$z = 0,105$  [m];

$x$  [m] - altura do zero do piezômetro até o nível de jusante;

$y = 0,811$  [m].

As alturas  $h_1$ ,  $h_2$  e  $h_3$  foram obtidas com base no manômetro de colunas existente no sistema hidráulico do LHPCH, este manômetro é mostrado em fotografia na Figura 3-9 e esquematizado na Figura 3-10 abaixo:



Figura 3-9 - Fotografia do manômetro de colunas de mercúrio

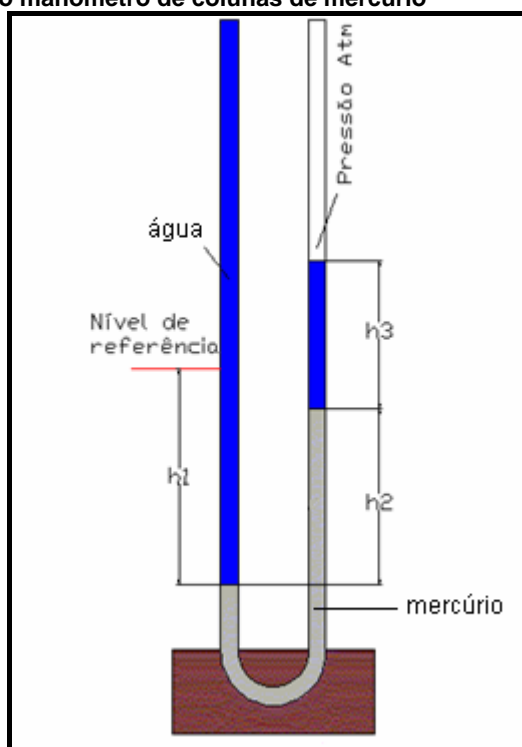


Figura 3-10 - Esquemática do manômetro de colunas

### **3.2.5. Pressões estáticas na parede do tubo de sucção**

Em cada um dos ensaios foram adquiridos valores de carga estática na parede do tubo de sucção com o auxílio de um manômetro de mercúrio ligado ao sistema. Para cada ensaio foram lidos cinco valores de pressão, e desses valores retirou-se a média aritmética para obtenção do valor mais provável da carga estática na parede do tubo de sucção. Esta leitura foi feita nas duas condições, sem a inserção de ar atmosférico e com a inserção de ar atmosférico para que se pudesse comparar a influência do ar na pressão na parede do tubo de sucção.

### **3.2.6. Ensaios de aquisição de valores de pressão**

Durante os ensaios de aquisição de pressão os seguintes materiais são utilizados:

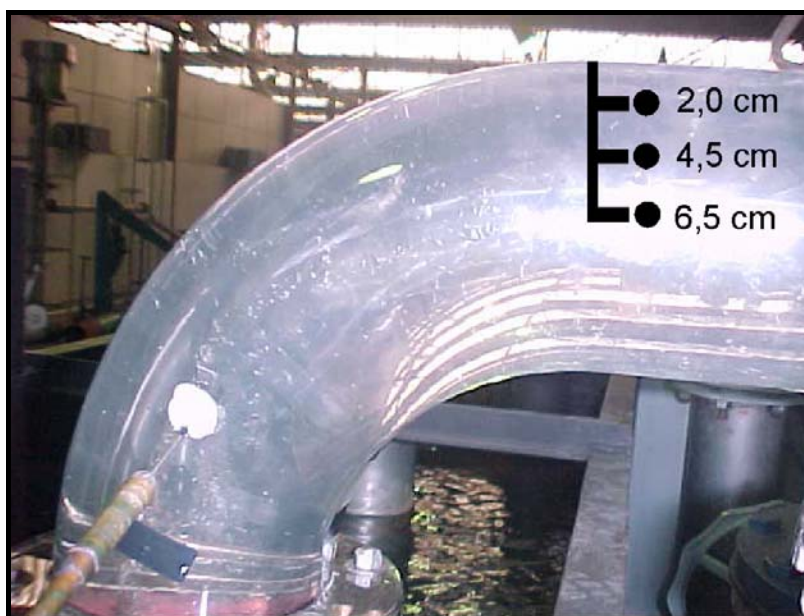
- 1 tubo de Pitot padrão;
- 1 Transdutor de pressão da marca Zurich - modelo PSI – 420 com faixa de medição de -10 mca a +10 mca e saída de 4-20 mA;
- 1 Microcomputador Intel Celeron, 566 Mhz;
- 1 placa de aquisição de dados fabricada especialmente para transmissão de dados do transdutor ao computador da Marca NANK;
- 1 bateria de 12 V para alimentação do sistema;
- 1 Software NANK SI 1302H para armazenamento dos dados no computador.

Para cada um dos 20 ensaios foram coletados os valores de cargas totais dentro do tubo de sucção com a utilização do tubo de Pitot nas seguintes posições:

- a 2,0 cm da parede do tubo de sucção;
- a 4,5 cm da parede do tubo de sucção;
- a 6,5 cm da parede do tubo de sucção;

Para cada posição foram obtidos, por meio de placa de aquisição de dados 200 valores, com uma frequência de aquisição de 2,78 [Hz]. Foram

calculadas as médias aritméticas para os cálculos das grandezas hidrodinâmicas. A Figura 3-11 mostra estas posições:



**Figura 3-11 – Posições de aquisição no eixo da seção de aquisição**

Para cada uma dessas posições foram obtidos dados de energias de estagnação em três direções:

- Axial frontal;
- Normal e;
- Axial inversa ao escoamento, mostradas na Figura 3-12.

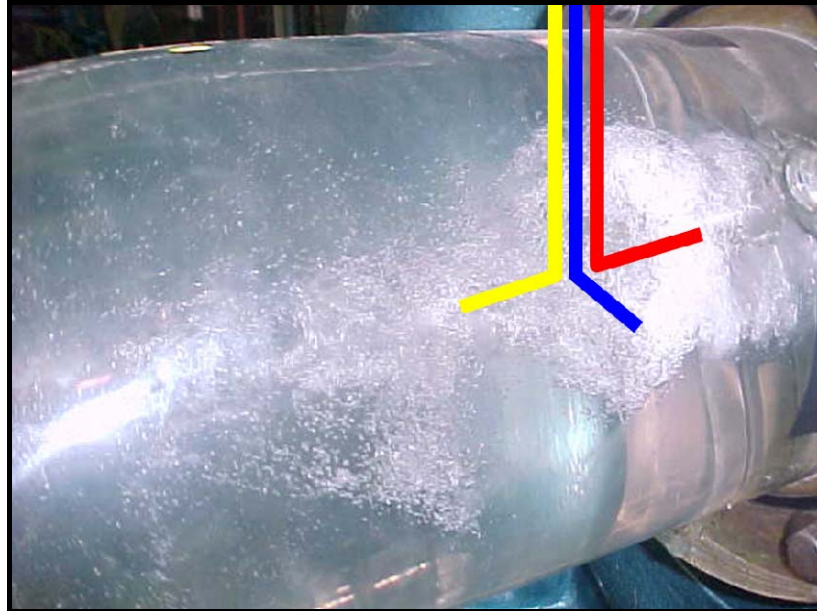


Figura 3-12 – Direções do tubo de Pitot em relação ao escoamento, em vermelho axial frontal ao escoamento, em azul normal ao escoamento e em amarelo axial inversa

O tubo de Pitot foi posicionado manualmente com o auxílio de uma régua milimetrada, para cada uma destas aquisições. Ele foi conectado ao transdutor de pressão que efetuou a leitura de 4 a 20 mA. Esta leitura foi realizada com o auxílio de uma placa de aquisição de dados e então armazenada no computador com o programa específico de aquisição para posteriormente estes dados serem convertidos para valores de energia, ou seja, convertendo-se com o programa de planilhas Excel for Windows a leitura que variava de 4 a 20 mA para uma leitura na escala de -10 a 10 mca.

O sistema da placa de aquisição e transdutor de pressão foi alimentado com uma bateria de 12 V para seu funcionamento, visto que o laboratório não possui sistema de fornecimento energético para estes equipamentos. A mesa para aquisição dos dados pode ser visualizada na Figura 3-13.



Figura 3-13 - Bancada com o sistema de aquisição de dados

### **3.2.7. Ensaios com inserção de ar no tubo de sucção**

Na segunda fase foram realizados ensaios semelhantes aos da primeira fase, porém observando-se o resultado da inserção de ar atmosférico no tubo de sucção pela diferença de pressão entre o interior do tubo de sucção e a atmosfera.

A seqüência dos ensaios da segunda fase é idêntica à primeira fase. O principal cuidado ao se efetuarem as medidas da segunda fase de ensaios foi obter posições para todos os ensaios que correspondessem às posições pré-determinadas da primeira fase. Toda a apresentação destes dados será abordada na etapa de resultados.

### **3.2.8. Metodologia para a medição da vazão de ar**

A inserção de ar atmosférico foi feita por meio da diferença de pressão entre o interior do tubo de sucção e a atmosfera.

Toda a montagem da bancada de ensaios é semelhante à primeira fase dos ensaios, o que difere é a implementação de uma mangueira em um orifício



na mesma seção da aquisição das pressões, a qual foi conectada a uma placa de orifícios para obtenção de uma vazão de ar a ser determinada com o auxílio de um manômetro de água que media a variação de pressão na placa de orifícios.

A placa de orifícios é um instrumento de medida de vazão que trabalha com a diferença de pressão antes e depois do orifício da placa. Neste caso específico trabalha com a diferença entre a pressão dentro da placa e a pressão externa à placa e conseqüentemente ao orifício, a pressão atmosférica local. O aparato pode ser observado na Figura 3-14.



Figura 3-14 – Aparato com placa de orifício acoplada

Para melhor compreensão do funcionamento da placa de orifícios apresenta-se na Figura 3-15 um desenho esquemático do aparato que possui a placa de orifício, seguido de uma breve explicação de seu funcionamento.

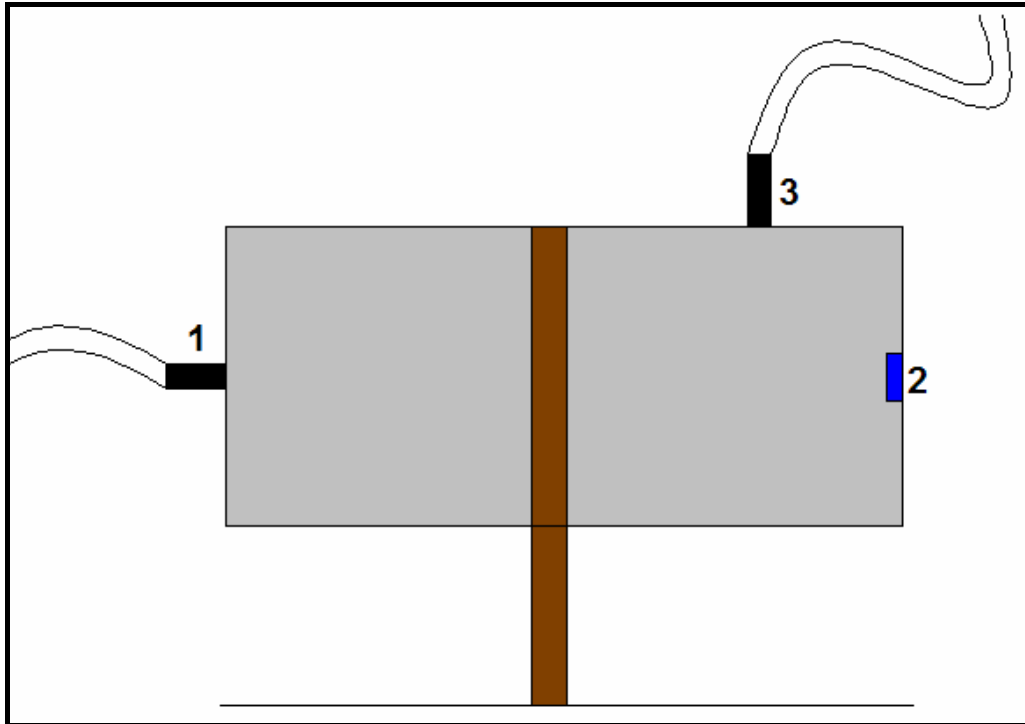


Figura 3-15 - Visão esquemática do aparato com a placa de orifícios

Na Figura 3-15, a tomada 1 corresponde à ligação da placa do aparato com o tubo de sucção, ou seja, a tomada por onde o ar a ser mensurado irá fluir na direção do tubo de sucção em caso de pressões negativas no tubo ou na direção da placa de orifícios se pressões positivas existirem no interior do tubo. A tomada 2 corresponde ao orifício propriamente dito, por onde o fluido é obrigado a sofrer uma contração para ultrapassar o orifício, em qualquer que seja a direção.

A tomada 3 está ligada a um manômetro de água, e por meio da deflexão causada neste manômetro, entre a pressão atmosférica a pressão lida do escoamento do fluido influenciado pela existência do orifício é possível se obter com o devido equacionamento a vazão de fluido que passa pela placa.

O equacionamento da placa de orifícios é detalhado abaixo:

$$Q_{ar} = k_1 \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{ar} \cdot \Delta p} \quad (3-5);$$

onde:

$Q_{ar}[\text{m}^3/\text{s}]$  = Vazão de ar;

$k_1$  = constante da placa de orifício = 0,61;



$A[m^2]$ =área do orifício da placa;

$\rho_{ar}$  = massa específica do ar a 22°C e 92000 Pa = 1,0861 Kg/m<sup>3</sup>;

$\Delta p[Pa]$  = Diferença de pressão lida pelo manômetro de ar da placa de orifícios.

Os valores de vazão de ar atmosférico correspondentes aos ensaios realizados na segunda fase encontram-se dispostos na etapa de resultados.

### **3.2.9. Análise dos dados de pressões internas no tubo de sucção**

Após a aquisição dos valores com o uso do tubo de Pitot foram obtidos três valores de cargas axial, normal e axial inversa para cada posição dentro do tubo de sucção para cada ensaio realizado. Para melhorar a compreensão dos procedimentos adotados daqui para frente adotou-se  $pA_1$  como sendo a pressão axial frontal,  $P_N$  a pressão normal ao escoamento e  $pA_2$  a pressão axial inversa ao escoamento.

Primeiramente procurou-se obter a diferença de pressão na direção axial ao escoamento, e conseqüentemente a velocidade axial, energia cinética e pressão estática para cada ponto de medição do tubo de Pitot, de acordo com a equação 3-6:

$$DpA[m] = pA_1 - pA_2 \quad (3-6);$$

onde:

$DpA[m]$ =diferença de pressão na direção axial;

$pA_1[m]$ =pressão total lida na direção axial frontal;

$pA_2[m]$ =pressão total lida na direção axial inversa;

$$vA = k_2 \cdot \sqrt{g \cdot |DpA|} \quad (3-7);$$

onde:

$vA[m/s]$ =velocidade do escoamento na direção axial;

$k_2$  = constante do tudo de Pitot = 0,85;

$g$  [m/s<sup>2</sup>] = aceleração da gravidade;

$|DPA|$ [m] = módulo da diferença de pressão;

$$ECA = \frac{vA^2}{2 \cdot g} \quad (3-8);$$

onde:

$ECA$ [m]=Energia cinética na direção axial;

Com o valor de pressão total na direção axial frontal e o valor de energia cinética podemos obter o valor da pressão estática em cada ponto de medida com o seguinte equacionamento:

$$pE = pA_1 \pm ECA \quad (3-9)$$

onde:

$pE$ [m]= pressão estática no ponto de medida;

O sinal  $\pm$  foi inserido de acordo com a direção da velocidade axial encontrada em cada ponto, se esta for favorável ao escoamento, deve usar o sinal positivo, já que a energia cinética observada será incrementadora no valor da energia total, o sinal negativo deverá ser usado em caso contrário, quando a energia cinética estiver na verdade decrescendo o valor da pressão total lida na direção axial.

A energia cinética na direção normal é dada por:

$$ECN = pN - pE \quad (3-10);$$

onde:

$ECN$ [m]=Energia cinética na direção normal;

$pN$ [m]=pressão total lida na direção normal;

A velocidade na direção normal é dada por.

$$vN = \sqrt{2 \cdot g \cdot ECN} \quad (3-11);$$

onde:

$vN$ [m/s]=velocidade do escoamento na direção normal;

O sinal da velocidade normal foi baseado no sinal da energia cinética, sendo positiva quando a energia for positiva e negativa quando a energia for negativa.

### **3.2.10. Valores médios de pressão estática e velocidades**

Para uma análise geral de cada uma das variáveis na seção de estudo foram tomados os valores médios de pressões estáticas para cada ensaio, incluindo a pressão na parede do tubo de sucção, sendo estes valores obtidos por média aritmética entre os 4 valores obtidos para cada seção.

Da mesma forma foram calculados valores médios para a velocidade axial e normal do escoamento, valores médios tomados a 2,0 cm, 4,5 cm e a 6,5 cm da parede do tubo de sucção (centro do tubo de sucção).

### **3.2.11. Potência específica.**

Para análise dos dados antes e depois da inserção de ar foi adotada a potência específica em função da área da seção ocupada por água em cada um dos 20 ensaios. Para isso tomou-se a equação de potência hidráulica:

$$p_H = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot 10^{-3} \quad (3-12);$$

onde:

$p_h$ [W] - potência hidráulica;

$\rho$ [kg/m<sup>3</sup>] - massa específica da água = 10<sup>3</sup> [kg/m<sup>3</sup>] para T=20°C;

$g$ [m/s<sup>2</sup>] - aceleração da gravidade;

$H$ [m] - altura de queda líquida ou útil;

$Q$ [m<sup>3</sup>/s] – vazão medida no vertedor;

A partir desta equação foram feitas algumas considerações para que pudesse ser obtida uma potência específica em kW/m<sup>2</sup>. São as seguintes considerações:

- A vazão utilizada foi baseada na velocidade média para cada ensaio multiplicada pela área da seção ocupada por água em cada ensaio, sendo a seção a mesma seção de aquisição das pressões.
- Como existe diferença na mistura água/ar, da primeira para a segunda fase, fica impossível se determinar qual a verdadeira área ocupada por água na seção de estudo. Assim temos:

$$\frac{pH_{\text{especifica}}}{A_{\text{seção}}} = v_{\text{média}} \cdot g \cdot H = pe \quad (3-13);$$

onde:

pe[kW/m<sup>2</sup>] – potência específica;

v<sub>média</sub>[m/s] - velocidade média do escoamento;

H [m] - altura de queda líquida ou útil;

g [m/s<sup>2</sup>] = aceleração da gravidade = 9,785 m/s<sup>2</sup>;

Com esta formulação de potência específica foram obtidos valores distintos de potências para cada um dos vinte ensaios, valores que serão avaliados sem e com a inserção de ar atmosférico na etapa de resultados.

### **3.2.12. Amplitude de variação de pressão estática**

A amplitude de variação das pressões estáticas foi calculada com base na média aritmética dos valores de pressão estática para cada uma das posições de aquisição dentro do tubo de sucção.

Para cada posição foi verificado o valor máximo e mínimo do conjunto de 200 dados coletados e a partir desses valores foi calculada a amplitude de variação durante cada aquisição, conforme o exemplo para uma das posições mostrado na Figura 3-16.

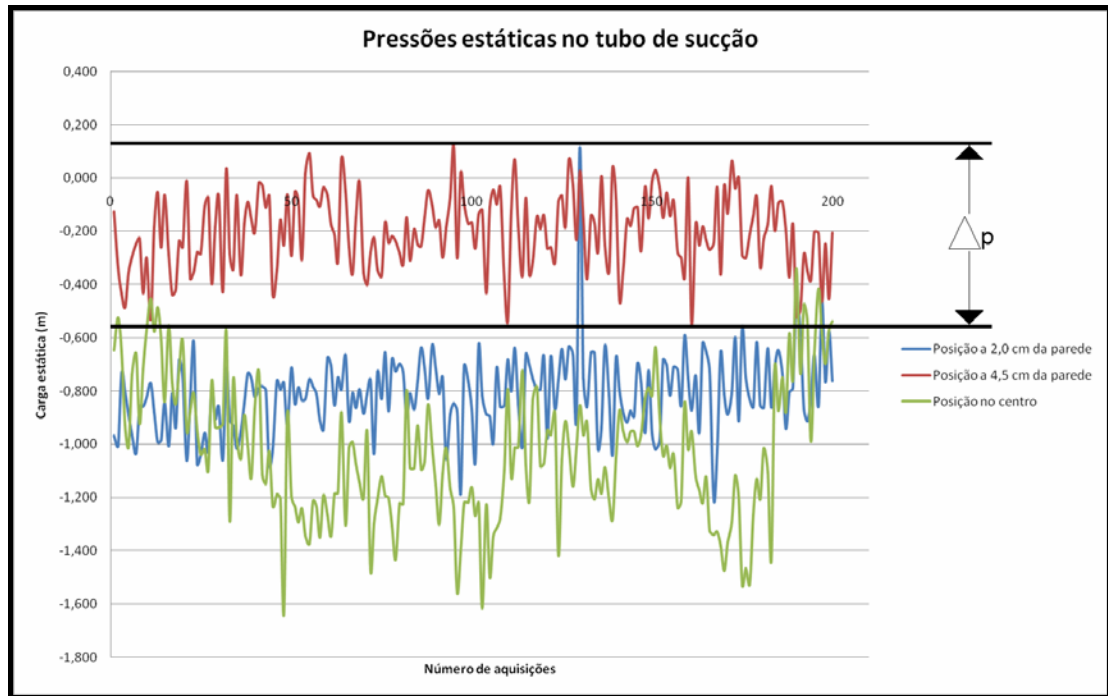


Figura 3-16 - Gráfico com apresentação da amplitude de variação da pressão estática

Depois de calculada esta diferença obteve-se para cada posição 40 valores de amplitude, sendo 20 sem a inserção de ar e 20 com a inserção de ar.

A partir da média aritmética dos valores de  $\Delta p$  das posições no tubo de sucção foi calculado o valor médio de amplitude na seção para cada ensaio.

### 3.2.13. Gráficos das grandezas

Para interpretação dos resultados optou-se pela visualização de gráficos inerentes às variáveis medidas e calculadas segundo a metodologia adotada para os ensaios.

Foram analisados gráficos de pressões estáticas pontuais e valores médios em cada seção, velocidades axiais pontuais e médias para cada seção, velocidades normais pontuais e médias, e gráficos de valores de potências específicas nas seções de estudo e o valor diferencial de potência sem e com a inserção de ar.

São apresentados gráficos que apresentam os comportamentos das grandezas para todas as seções, tendo como abscissas o valor da distância do

ponto dentro do diâmetro de medição e também gráficos que possuem como eixo das abscissas o valor de rotação específica média entre os ensaios sem e com a inserção de e tem a finalidade de verificar possíveis influências da inserção de ar nas variáveis medidas.

### 3.2.14. Rotação específica

De acordo com SOUZA et al. (1999), o tipo de rotor de turbina que melhor atende às características  $Q$  ( $m^3/s$ ),  $H$ (m), quando a rotação é  $n$  (rpm), é dado por uma característica denominada rotação específica que considera que rotores de mesma geometria que apresentam semelhança geométrica possuem os mesmos coeficientes adimensionais. Considerando-se estas semelhanças, temos:

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (3-14);$$

onde:

$n_q$ =rotação específica no Sistema Técnico de Unidades;

$n$ [rps] = rotação da turbina;

$Q$ [ $m^3/s$ ]=vazões sem e com inserção de ar;

$H$ [m]=alturas úteis sem e com inserção de ar.

Nesta expressão ,  $n_q$  é a rotação específica em relação à vazão no Sistema Técnico de Unidades – STU.

Fisicamente,  $n_q$  fornece a rotação da turbina hidráulica, em rpm, quando a mesma opera sob queda de 1 mca, escoando entre sua entrada e saída a vazão de 1  $m^3/s$ , uma vez que neste caso  $n_q=n$ .

Para o Sistema Internacional de Unidades-SI a rotação específica é dada por:

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (3-15);$$

onde:

$n_{qA}$ =rotação específica no Sistema Internacional de Unidades;

$n$ [rps] = rotação da turbina;

$Q$ [m<sup>3</sup>/s]=vazões sem e com inserção de ar;

$H$ [m]=alturas úteis sem e com inserção de ar.

### 3.2.15. Análise de espectro das frequências de oscilação

Concomitantemente à coleta de valores de pressões de cada ensaio foi utilizado um analisador de vibrações B&K 2515 para verificação das oscilações de frequência do banco de ensaios. O analisador pode ser visualizado na Figura 3-17.

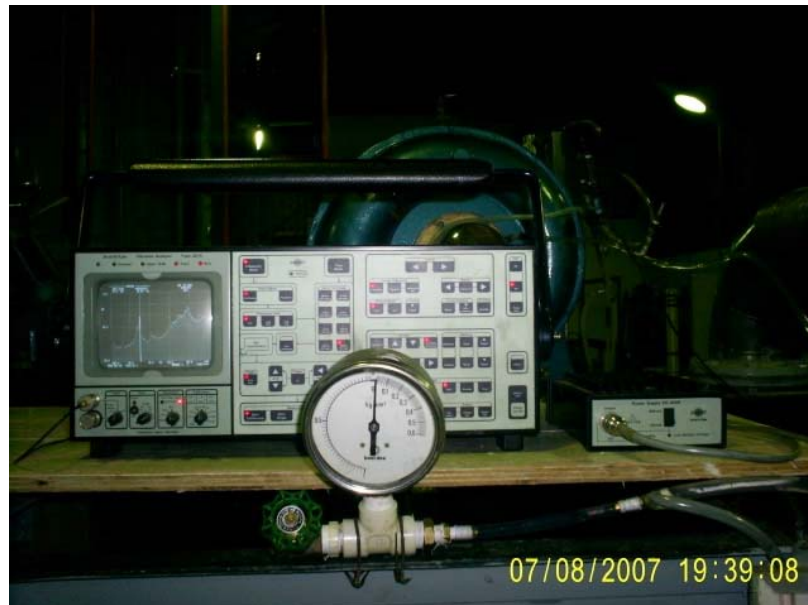


Figura 3-17 - Analisador de vibrações

Para a coleta dos dados de frequência o acelerômetro (componente magnético que ligado ao conjunto transmite as vibrações para o analisador) foi conectado à saída do tubo de sucção. Durante o tempo de aquisição dos ensaios (aproximadamente 15 minutos) a frequência de oscilação do conjunto foi fornecida no visor do analisador de espectro. Para cada ensaio foi tirada uma fotografia totalizando 40 fotografias, 20 para os ensaios sem inserção de ar e 20 para os ensaios com inserção de ar.

Segundo BARBOSA (1991) as frequências que mais se destacam para a turbina ensaiada são:

- $f_1 = 0,8$  [Hz];
- $f_2 = 7,2$  [Hz];
- $f_3 = 9,6$  [Hz];



## **4. Resultados**

Os resultados são apresentados em dois segmentos, primeiramente são apresentados os resultados referentes aos parâmetros lidos durante os 20 ensaios, tanto sem como com a injeção de ar no interior do tubo de sucção para averiguação da validade de comparação de ensaios antes e após a inserção de ar no interior do tubo de sucção.

Posteriormente são apresentados os gráficos relativos às variáveis obtidas computacionalmente durante os ensaios. Os gráficos possuem valores pontuais e valores médios, e os comentários pertinentes seguem abaixo dos gráficos.

**4.1. Tabelas de resultados**

Na Tabela 4-1 apresenta-se um resumo com os valores dos parâmetros mensurados em laboratório para os ensaios sem a inserção de ar atmosférico:

**Tabela 4-1 - Parâmetros adotados para ensaios sem inserção de ar**

Rotação da bomba (rpm)	Abertura do distribuidor	Pressão na parede do tubo (m)	Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Altura útil (m)
1400	100%	-1,563	0,077	9,789
1345	75%	-1,242	0,066	10,473
1391	60%	-1,029	0,063	12,294
1383	50%	-0,894	0,060	13,471
1393	40%	-0,471	0,051	14,990
1203	100%	-1,306	0,065	6,925
1207	75%	-1,026	0,060	8,297
1202	60%	-0,879	0,055	9,345
1202	50%	-0,790	0,051	9,699
1200	40%	-0,242	0,045	10,977
1008	100%	-1,013	0,055	4,868
1004	75%	-0,656	0,050	5,736
1016	60%	-0,550	0,047	6,557
1010	50%	-0,472	0,043	6,770
1015	40%	-0,445	0,036	7,466
903	100%	-0,696	0,049	3,998
902	75%	-0,361	0,045	4,641
906	60%	-0,374	0,041	4,988
905	50%	-0,404	0,037	5,275
911	40%	-0,058	0,031	5,906

Na Tabela 4-2 apresenta-se um resumo com os valores dos parâmetros mensurados em laboratório para os ensaios com a inserção de ar atmosférico:

**Tabela 4-2 - Parâmetros adotados para ensaios sem inserção de ar**

Rotação da bomba (rpm)	Abertura do distribuidor	Pressão na parede do tubo (m)	Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Altura útil (m)
1397	100%	-1,532	0,076	9,480
1349	75%	-1,189	0,069	10,571
1390	60%	-1,027	0,065	12,552
1381	50%	-0,855	0,059	13,498
1393	40%	-0,429	0,050	15,212
1205	100%	-1,266	0,066	6,966
1208	75%	-1,000	0,060	8,350
1204	60%	-0,853	0,055	9,463
1204	50%	-1,132	0,051	10,275
1200	40%	-0,735	0,043	11,273
1002	100%	-1,015	0,056	5,037
1006	75%	-1,173	0,051	5,991
1015	60%	-1,041	0,046	6,763
1014	50%	-0,882	0,042	7,275
1014	40%	-0,735	0,035	7,903
903	100%	-1,015	0,048	4,134
906	75%	-0,868	0,044	4,983
908	60%	-0,853	0,040	5,455
907	50%	-0,827	0,036	5,798
913	40%	-0,736	0,031	6,317

Na Tabela 4-3 apresentam-se os valores de potências específicas para cada ensaio antes e depois da inserção de ar e as vazões de ar inserido na segunda fase dos ensaios:

**Tabela 4-3 - Potências específicas e vazões de ar**

Ensaio	Potência Específica sem inserção de ar (kW/m <sup>2</sup> )	Potência Específica com inserção de ar (kW/m <sup>2</sup> )	Vazões de ar atmosférico (m <sup>3</sup> /s)
1	332,90	332,78	9,73E-06
2	401,59	293,24	8,37E-06
3	361,74	356,45	7,83E-06
4	368,20	398,13	6,89E-06
5	345,28	356,98	3,96E-06
6	355,65	214,15	8,49E-06
7	327,09	173,77	7,51E-06
8	187,62	126,36	8,30E-06
9	195,04	119,53	7,58E-06
10	185,65	109,91	5,67E-06
11	182,82	103,01	7,85E-06
12	238,24	68,47	8,19E-06
13	200,62	70,20	7,51E-06
14	168,94	73,46	6,70E-06
15	145,42	80,25	5,77E-06
16	255,73	43,06	7,11E-06
17	182,37	62,09	6,89E-06
18	180,02	59,45	6,61E-06
19	165,57	61,87	6,37E-06
20	139,03	59,52	5,71E-06

4.2. Variação de pressão estática

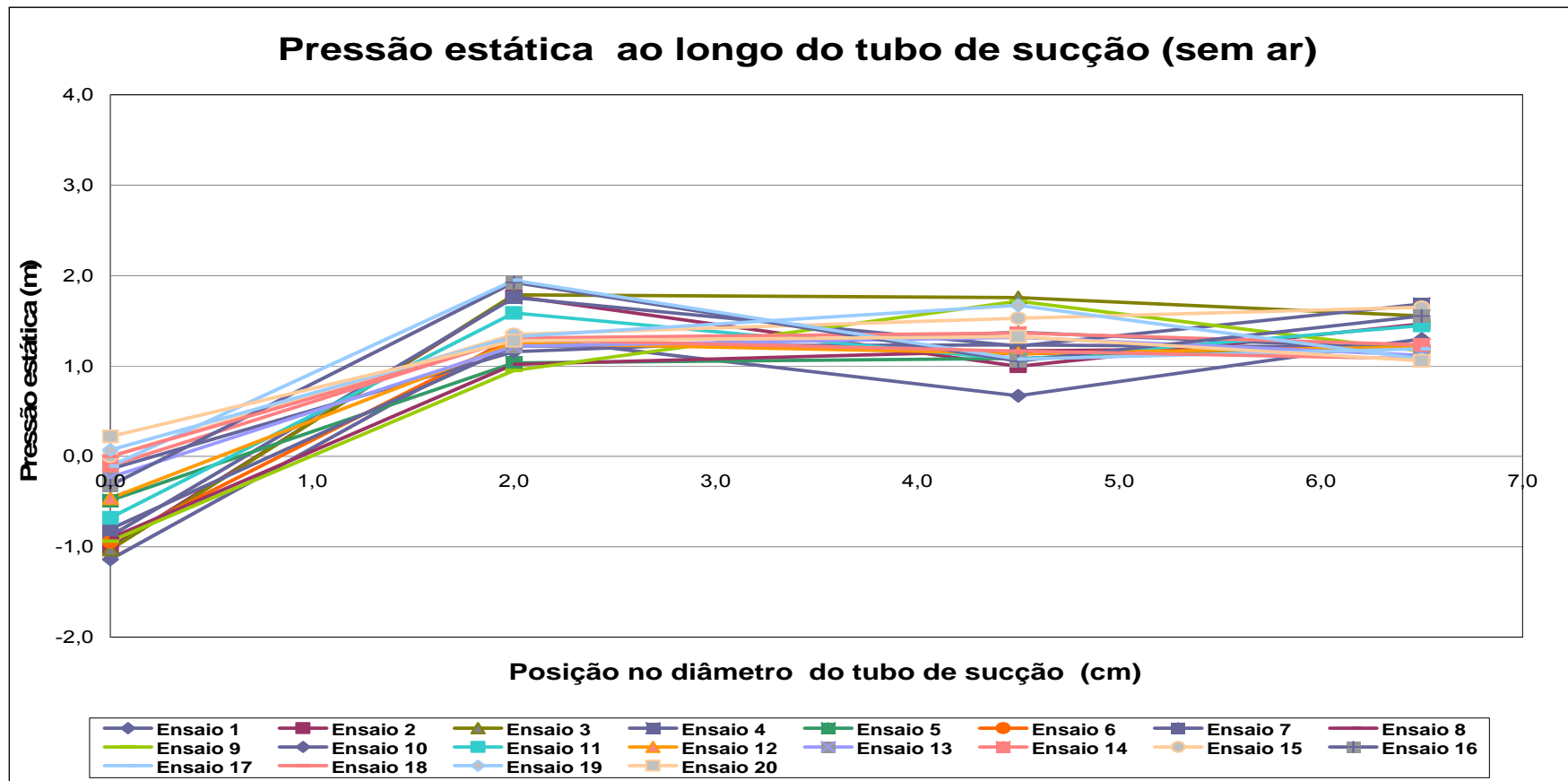


Figura 4-1 – Pressões estáticas no tubo de sucção sem inserção de ar

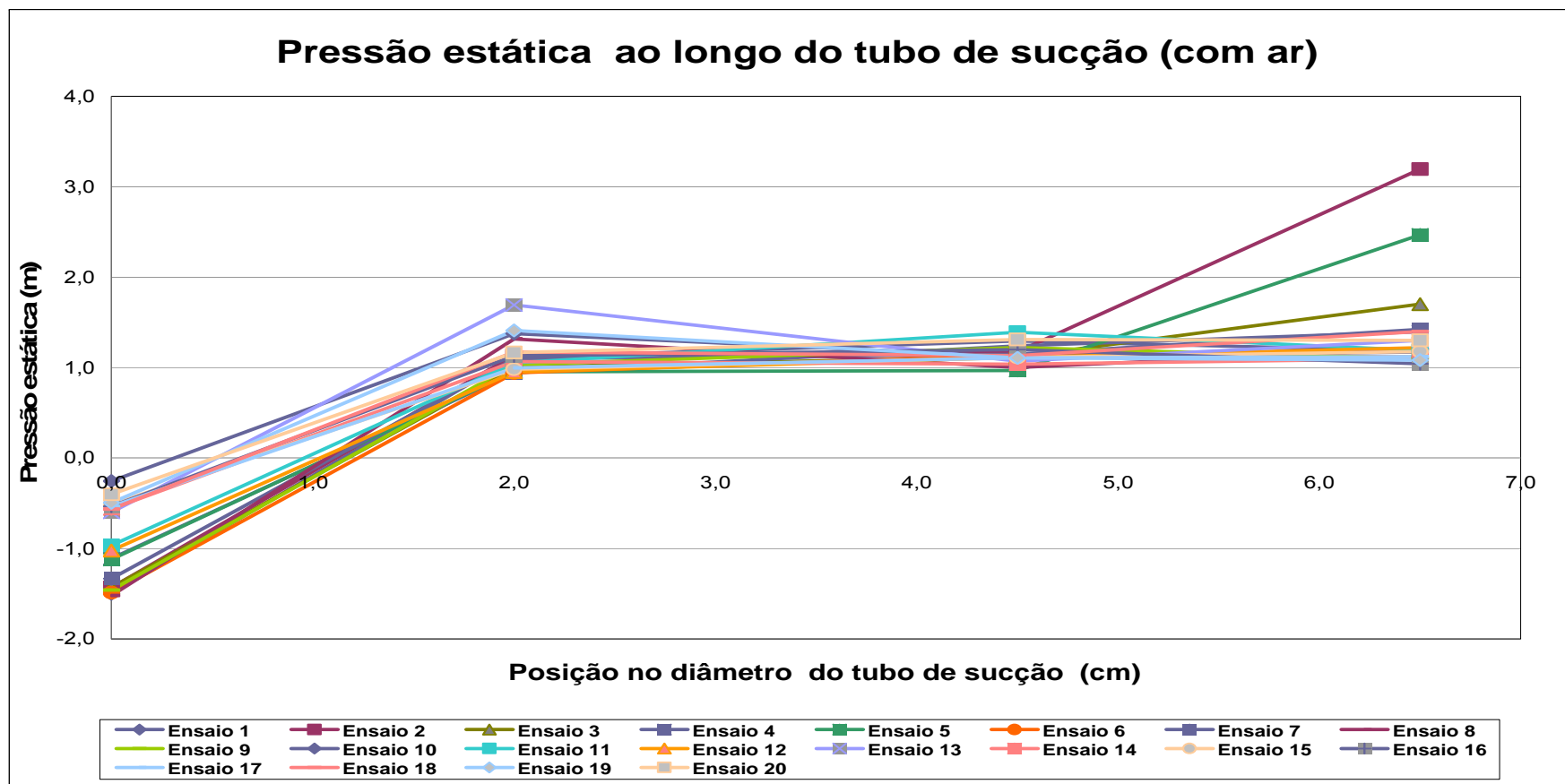


Figura 4-2 - Pressões estáticas no tubo de sucção com inserção de ar

De acordo com as Figuras 4-1 e 4-2, ao analisar as pressões estáticas dos ensaios na parede do tubo de sucção na seção de estudo, o que observamos é uma leve queda de pressão, o que contraria o resultado esperado, isto se justifica por um curioso fenômeno observado durante a inserção do ar atmosférico no tubo de sucção. A inserção de ar foi feita na mesma seção onde foi medida a pressão estática, porém em lados opostos do tubo de sucção. Percebeu-se que o ar inserido causava na maioria dos ensaios uma mudança de passo da trança formada no interior do tubo de sucção, fazendo com que esta aumentasse e ficasse mais próxima do lado oposto do tubo (tomada da pressão estática). Assim, como no interior da trança possuímos pressões na maioria das vezes mais negativas, observamos a influência da trança na pressão tomada junto à parede. Percebe-se pela análise de dispersão das curvas uma menor dispersão nos ensaios com inserção de ar, não muito acentuada, demonstrando uma maior estabilidade na pulsação de pressão neste caso.

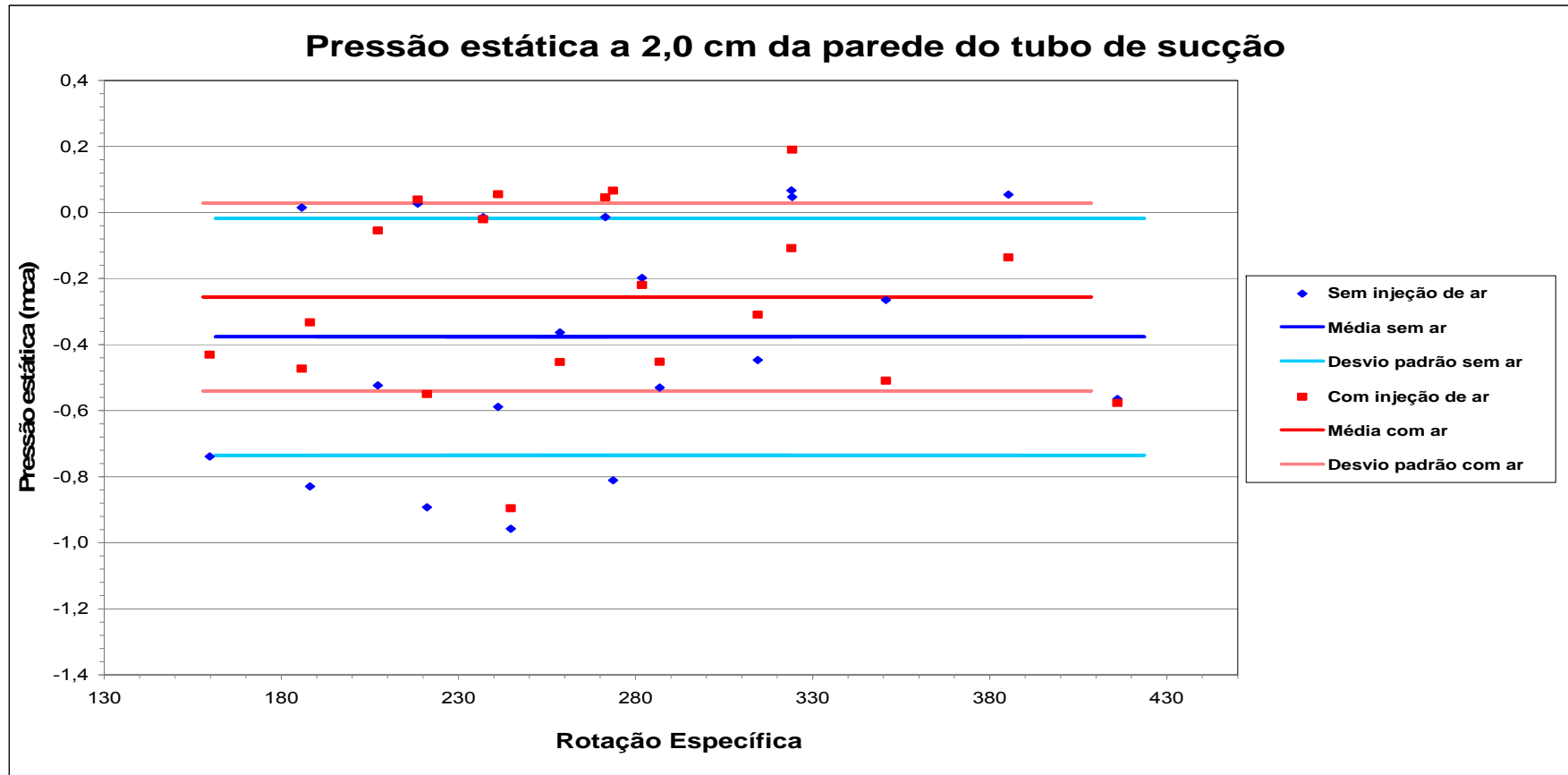


Figura 4-3 - Pressão estática a 2,0 cm da parede do tubo de sucção



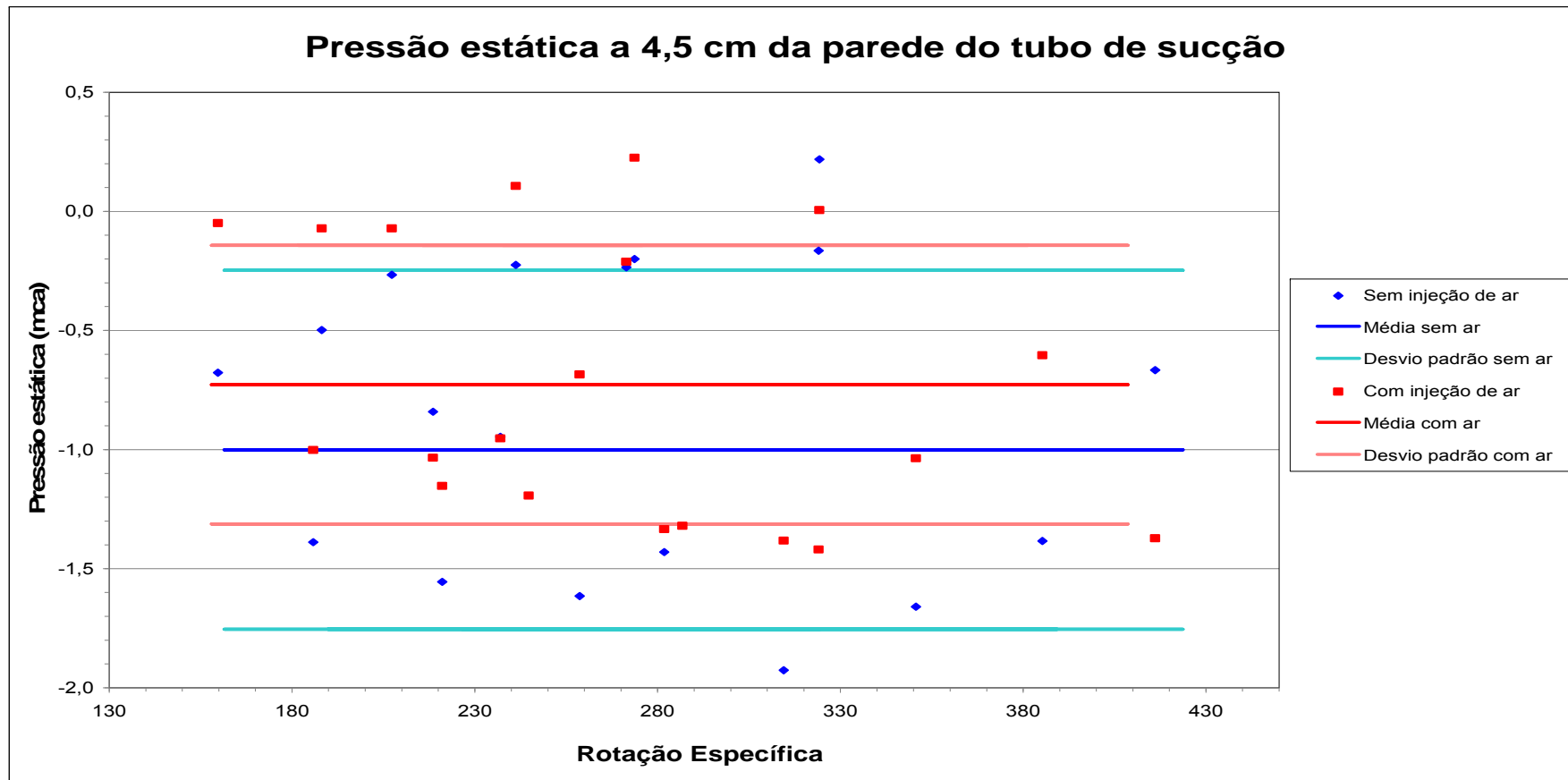


Figura 4-4 - Pressão estática a 4,5 cm da parede do tubo de sucção

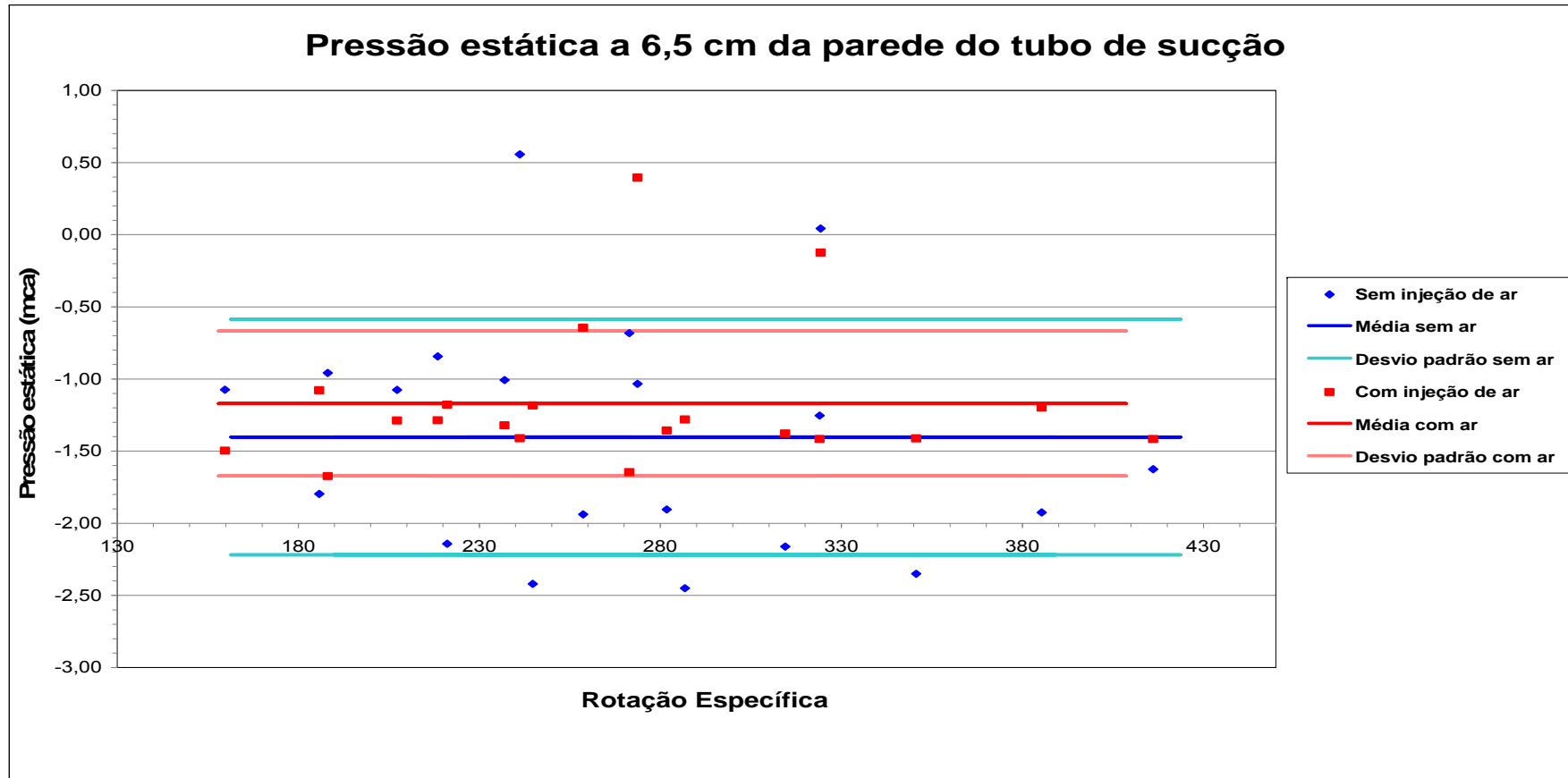


Figura 4-5 - Pressão estática a no centro do tubo de sucção

Quanto às pressões estáticas nas posições a 2,0 cm, a 4,5 cm e no centro do tubo (Figuras 4-3 a 4-5) percebeu-se nos dois primeiros gráficos um claro aumento da pressão estática, favorável ao se tratar do fenômeno de cavitação, na posição central do tubo percebeu-se que as pressões sofreram um aumento mais significativo, o que mostra maior eficiência da inserção de ar nesta área do tubo de sucção. Em relação à dispersão dos pontos de aquisição, percebeu-se que apenas no centro do tubo de sucção esta se torna mais amena com a inserção de ar, novamente demonstrando eficiência o que se diz respeito à diminuição da variação de pressões no escoamento.

Entretanto é importante observar a relação entre as médias obtidas a partir dos pontos observados e o desvio padrão dos pontos. Como a dispersão dos pontos é muito grande não se pode afirmar com total segurança as conclusões a respeito do aumento de pressão para alguma faixa de operação específica. Os resultados obtidos são generalizados para as 10 faixas de operação ensaiadas.

4.3. Velocidades axiais

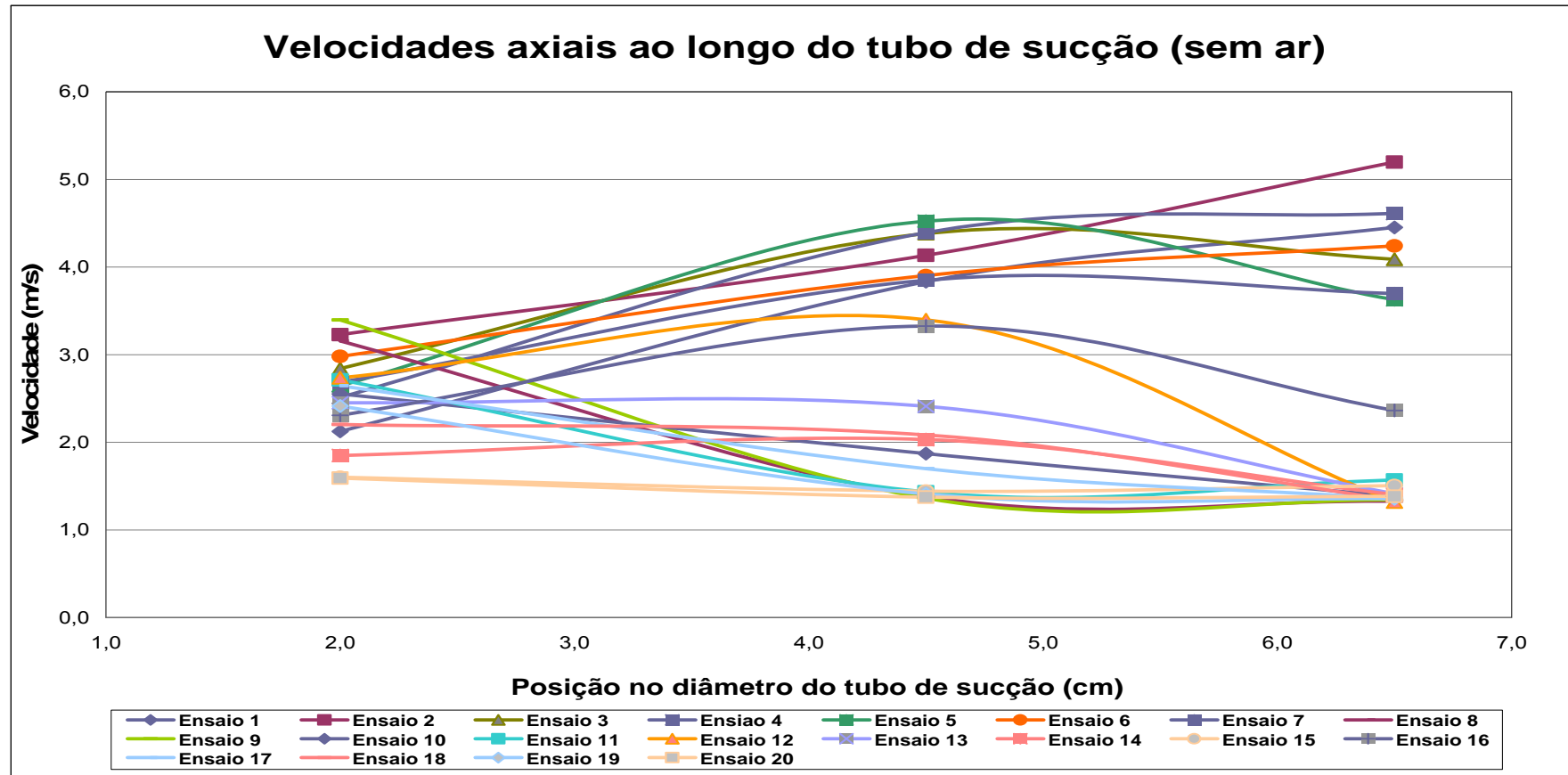


Figura 4-6 - Velocidades axiais no tubo de sucção (sem inserção de ar)

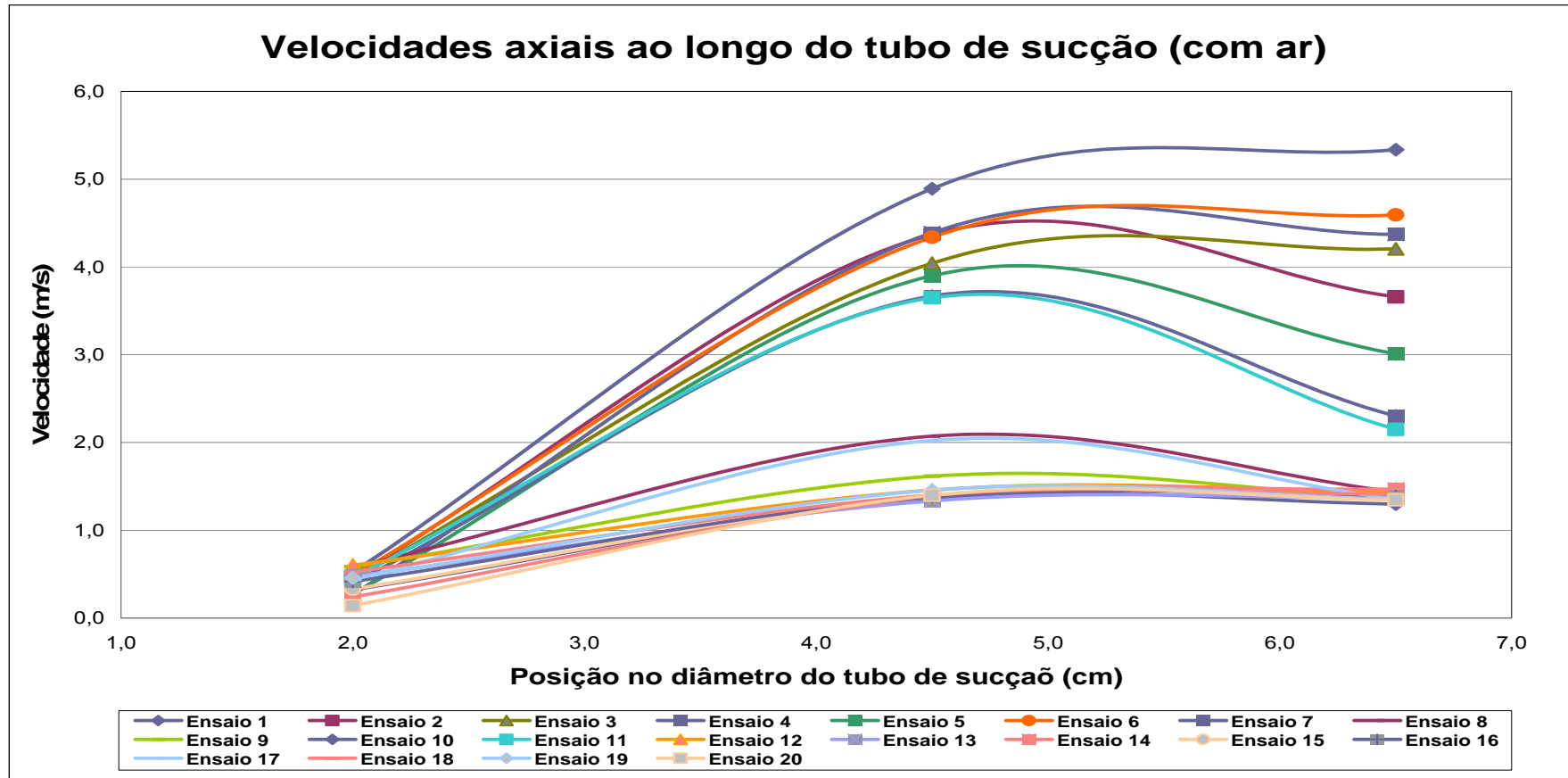


Figura 4-7 - Velocidades axiais no tubo de sucção (com inserção de ar)

Na análise gráfica das Figuras 4-6 e 4-7 de tomada da velocidade axial percebemos que na posição a 2,0 cm da parede do tubo a queda de velocidade axial foi muito nítida, com um valor de queda aproximado de 2,0 m/s, enquanto nas outras duas posições o valor da velocidade ficou praticamente inalterado. Isto se deve ao fato da inserção de ar ter pouca ou quase nenhuma influência no escoamento central axial devido aos baixos volumes de ar inseridos e à posição desta inserção, como o ar foi inserido na parede do tubo de sucção, a posição mais próxima sofreu grande influência.

4.4. Velocidade axial média

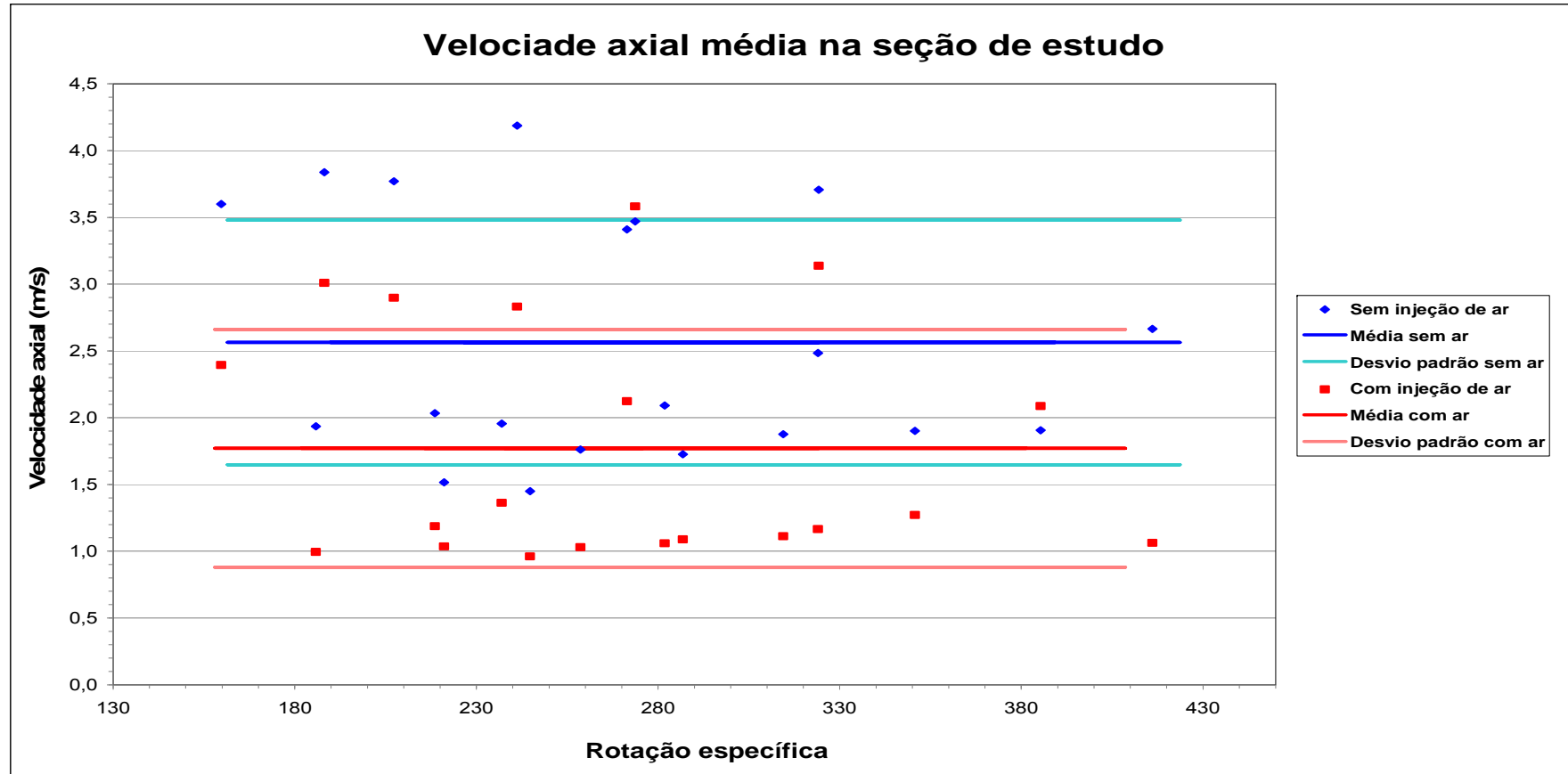


Figura 4-8 - Velocidades axiais média no tubo de sucção

A velocidade axial média observada na Figura 4-8 demonstra claramente a influência do ar no escoamento axial, mesmo que com maior influência próxima à parede, a diminuição na velocidade ficou um valor em torno de 0,8 m/s, esta queda de velocidade tem influência e será melhor comentada no que se trata da potência específica observada na Figura 4-12. Novamente os comentários inerentes à dispersão dos pontos são válidos.



4.5. Velocidades normais

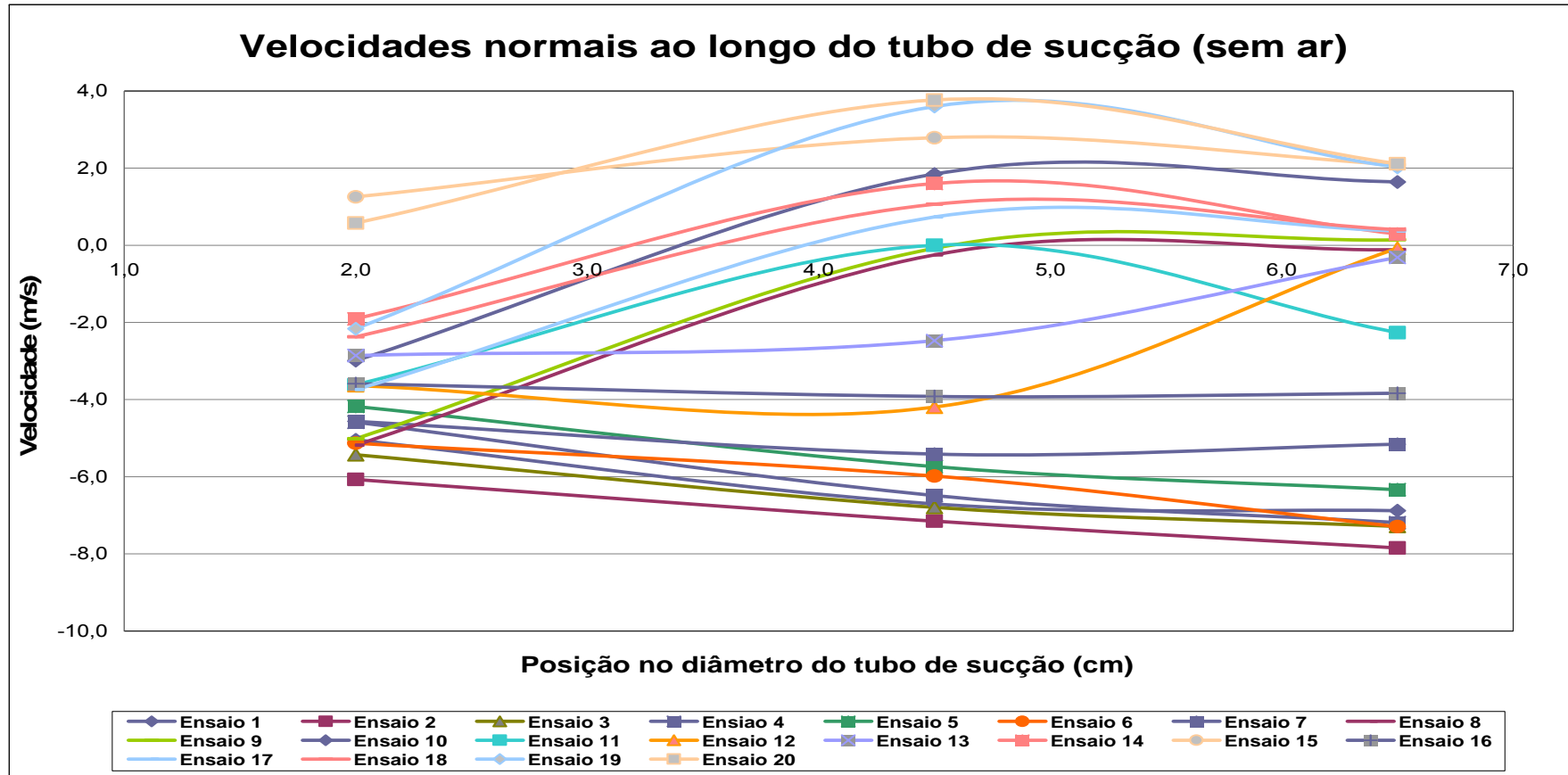


Figura 4-9 - Velocidades normais no tubo de sucção (sem inserção de ar)

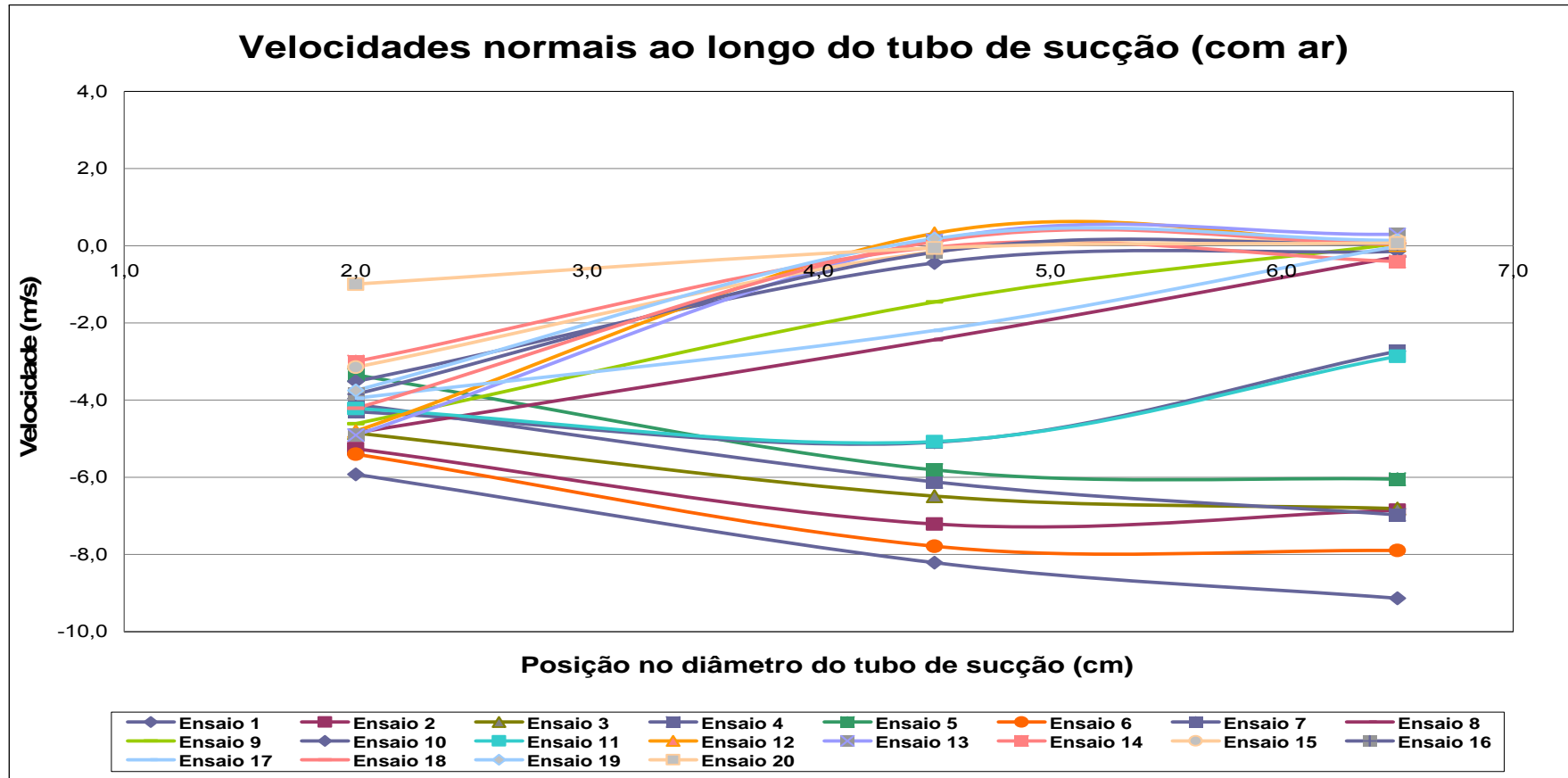


Figura 4-10 - Velocidades axiais no tubo de sucção (com inserção de ar)

Em termos gerais, observando-se os dois gráficos de velocidades normais (Figuras 4-09 a 4-10), podemos perceber pequenas mudanças nos valores das velocidades, mas ficou clara que esta mudança gerou componentes de velocidade normal com valores tendendo serem mais negativas, apesar de que em pequena escala a mudança na dispersão das curvas leva à conclusão de que a inserção de ar tende a diminuir a amplitude de pulsação de pressão no sentido normal ao escoamento.

Observando ainda a dispersão das curvas verifico-se que com a inserção de ar, a velocidade normal alcançou em vários ensaios valores próximos a zero, a 4,5 cm da parede e no centro no tubo de sucção, fato favorável no funcionamento da turbina.

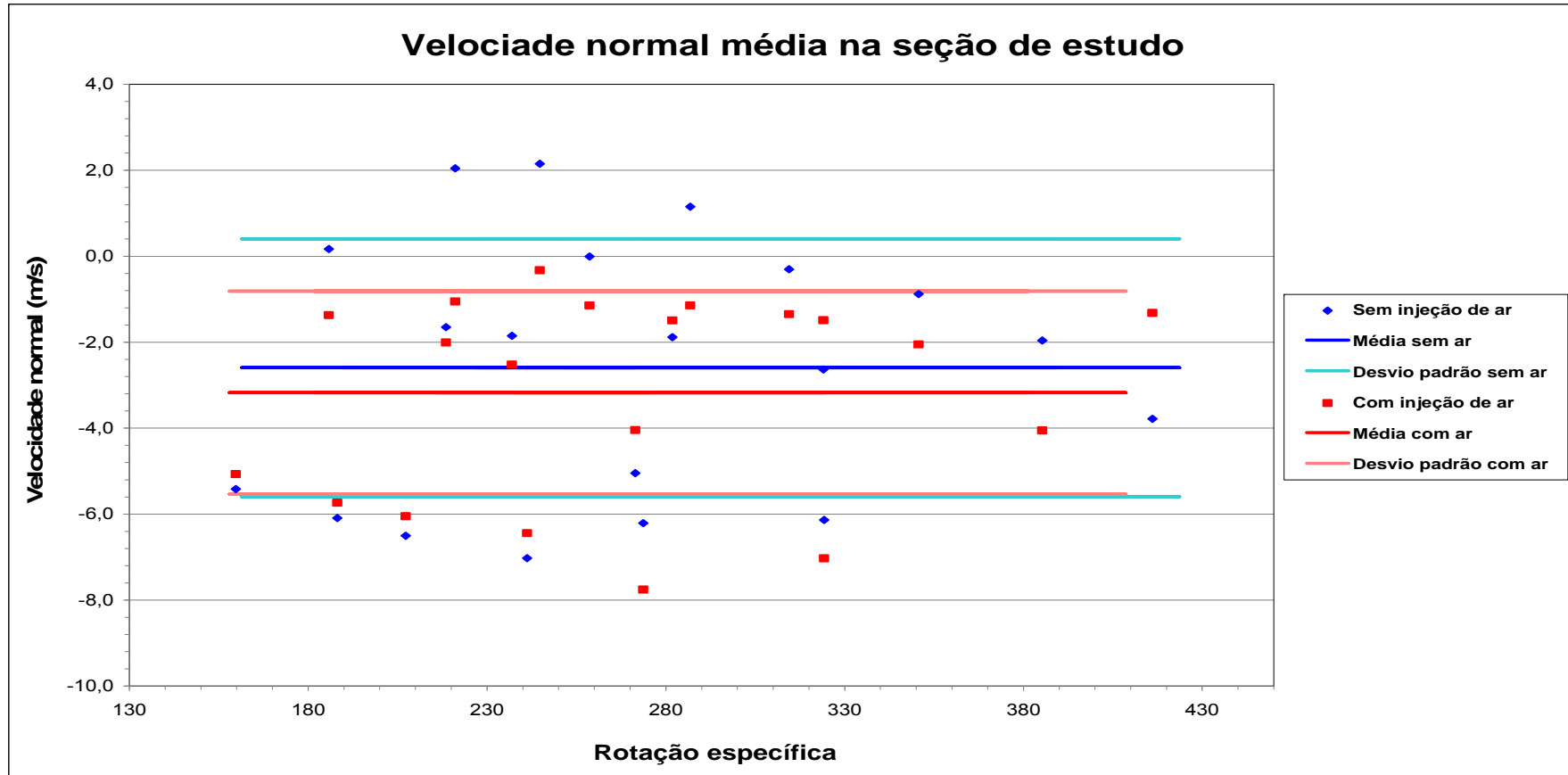


Figura 4-11 - Velocidades normais médias no tubo de sucção

Observando a Figura 4-11 é possível concluir que os comentários para a velocidade normal média são praticamente os mesmos dados para as velocidades normais das posições em separado, cabe ainda acrescentar que em relação à vazão nominal, é importante lembrar que estudos já demonstraram que esta velocidade possui uma mudança de direção quando passa de cargas parciais para sobrecargas de funcionamento, sendo nula no ponto nominal de operação, daí podemos concluir que a inserção de ar apenas por diferença de pressão resultou, de acordo com os pontos observados, em resultados favoráveis aproximando esta componente normal de valores próximos a zero, objetivo almejado para o funcionamento ideal da máquina de fluxo. Os comentários inerentes à dispersão dos pontos são pertinentes também para a velocidade normal.

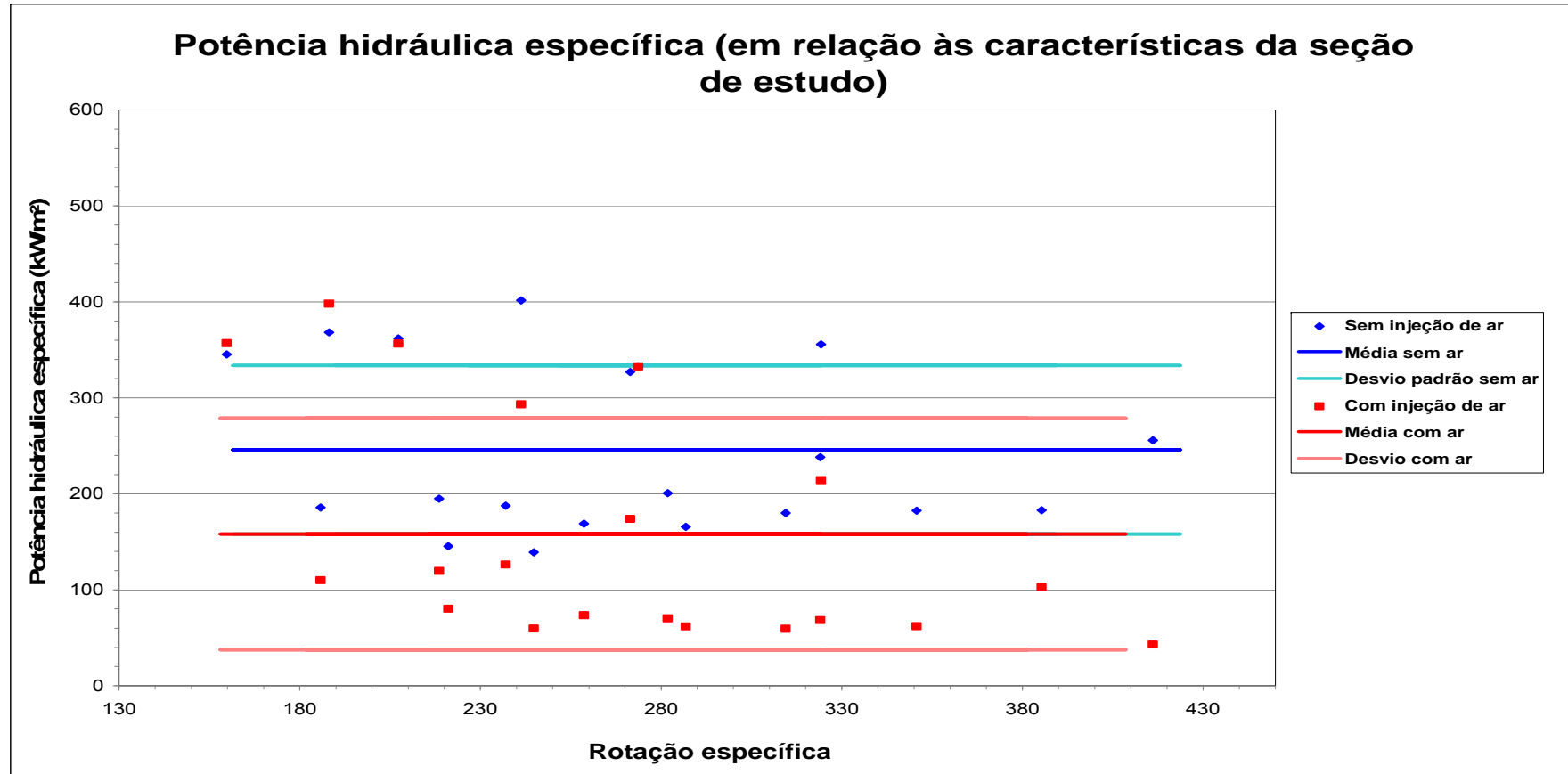


Figura 4-12 - Potência hidráulica específica

Como já comentado, observando-se a potência específica foi tomada em relação ao escoamento que passava pela seção de estudo (Figura 4-12), percebeu-se nitidamente uma queda da potência específica, devido principalmente à queda da velocidade axial média na seção observada no Figura 4-8, de acordo com os pontos amostrados esta queda foi mais significativa acima da rotação específica nominal de funcionamento, este é um ponto importante quando a opção adotada para atenuação dos fenômenos em estudo nesta dissertação for a inserção de ar.

Quanto à dispersão dos pontos, mesmo influenciando no comportamento do desvio padrão, esta se mostrou menos representativa do que nos casos das pressões estáticas, velocidades axiais e normais, podendo-se assim concluir ser mais representativa a queda da potência específica do que a variação das outras grandezas analisadas.

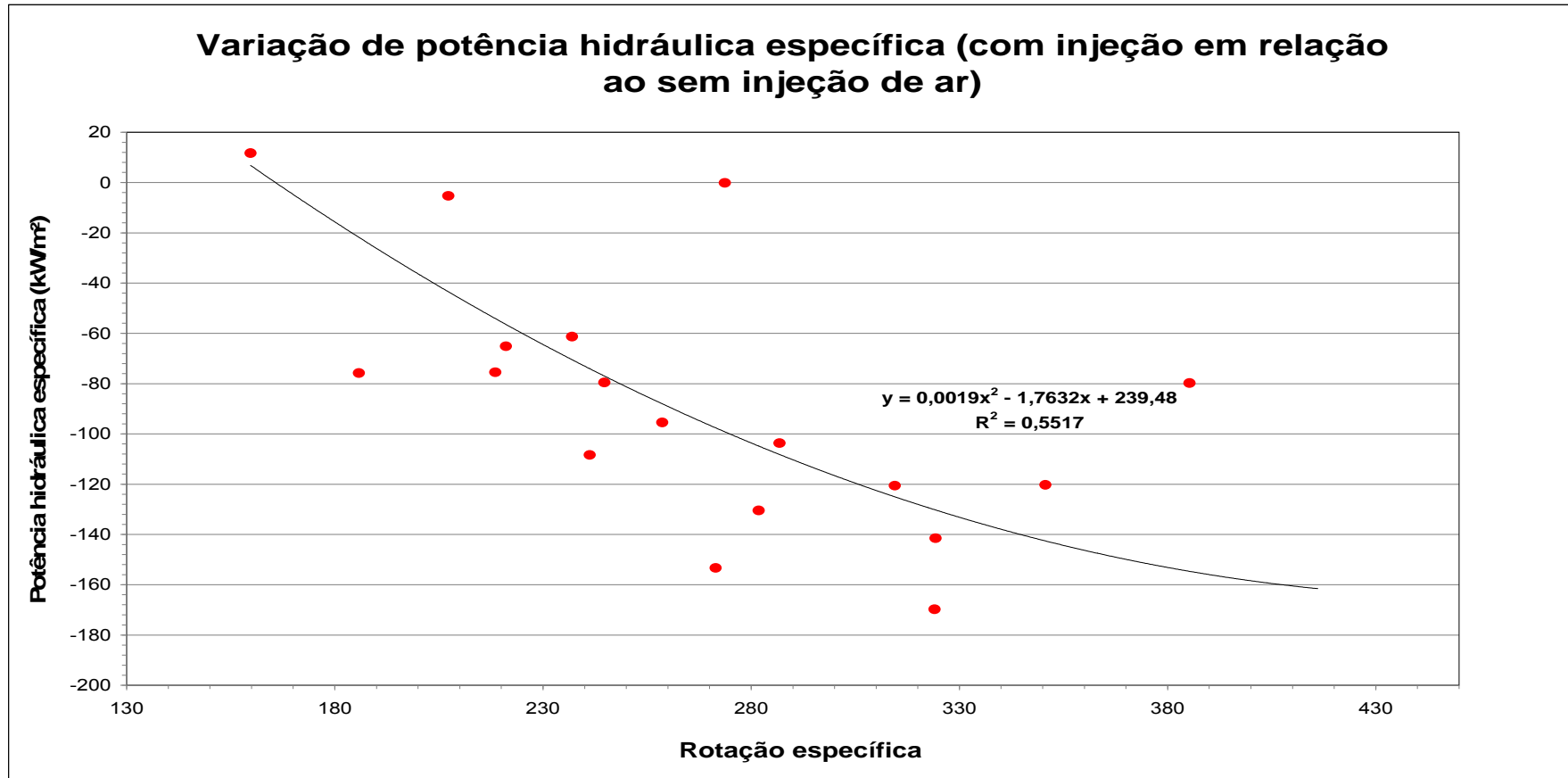


Figura 4-13 - Variação da potência hidráulica específica



Complementado os comentários da Figura 4-12, a Figura 4-13 mostra de forma clara a influência da inserção de ar na potência hidráulica específica da seção de estudo devido à queda da velocidade axial do escoamento, pode-se observar que em apenas dois pontos a observação não é pertinente, em um ponto onde a variação de potência é positiva e em outro onde o valor é muito próximo de zero. Mesmo assim é confirmada uma queda grande de potência específica mesmo para pequenos valores de vazão de ar inseridos no escoamento.

### **4.8. Análise de frequência**

Na análise espectral de todos os ensaios realizados obtiveram-se algumas informações sobre os vórtices de núcleos gerados e a cavitação presente no tubo de sucção. Acreditando-se que as frequências associadas ao vórtice de núcleo estejam na faixa de 10 a 20 Hz e à cavitação estejam na faixa de 60 a 80 Hz de acordo com BARBOSA (1991) foram analisadas as fotografias em anexo com auxílio de uma régua graduada, podendo-se assim perceber se havia ou não alterações nas oscilações das fotografias dos ensaios sem inserção de ar em comparação com os ensaios semelhantes, porém com a inserção de ar. A partir desta análise obteve-se os resultados subseqüentes.

#### **4.8.1. Quanto ao vórtice de núcleo**

Somente foi possível perceber por meio das fotos apresentadas como anexos 7-1 a 7-20 a variação na intensidade da precessão do vórtice de núcleo visualizadas durante estes ensaios nos ensaios 13, 14 e 15.

A Tabela 4-4 mostra estas variações:

**Tabela 4-4 - Análise de frequências associadas ao vórtice de núcleo**

Ensaio	Frequência (Hz)	$f/f_0$	Nível de variação da intensidade com a inserção de ar (dB)	Nível de variação da intensidade com a inserção de ar (dB)	Variação da intensidade relativa aos dois ensaios
13	17	0,57	72	67	3,26
14	17	0,52	69	67	1,60
15	13	0,43	72	64	6,30

#### 4.8.2. Quanto à cavitação

Foi possível estabelecer comparações para os ensaios 5, 6, 8, 9, 11 e 12, de maneira semelhante aos casos observados para o vórtice de núcleo, os resultados são apresentados na Tabela 4-5.

**Tabela 4-5 - Análise de frequências associadas à cavitação**

Ensaio	Frequência (Hz)	$f/f_0$	Nível de variação da intensidade com a inserção de ar (dB)	Nível de variação da intensidade com a inserção de ar (dB)	Variação da intensidade relativa aos dois ensaios
5	76	2,53	98	93	3,2
6	76	2,53	98	90	6,34
7	76	2,53	102	94	6,3
8	76	2,53	112	100	15,8
9	78	2,60	113	101	15,8
11	76	2,53	106	98	6,3
12	77	2,57	113	99	25,1

Apesar de que os valores e cálculos apresentados apontam para uma atenuação de intensidade de pressão do vórtice e da cavitação, devem ser analisados com cautela, pois ainda não se configurou de maneira constante essa

associação de diminuição desses efeitos com a grande variedade de ensaios realizados.

As fotografias dos espectros de frequência tomadas de cada um dos ensaios são apresentadas como anexo a esta dissertação, sendo que em cada imagem é verificado na parte de cima o espectro sem a inserção de ar e abaixo o espectro com a inserção de ar no tubo de sucção.

## **5. Conclusões e Recomendações**

Analisando os resultados obtidos pode-se chegar a diversas conclusões relativas ao escoamento hidráulico em turbinas com rotor do tipo Francis sem e com a inserção de ar no interior do tubo de sucção.

Primeiramente, verificamos que para todos os componentes de carga, seja na forma estática, seja na forma cinética, a amplitude de variação das pressões foi minimizada com a inserção de ar atmosférico, fato este observado e comentado diversas vezes com base na dispersão dos pontos observados para a maioria dos ensaios sem e com a inserção de ar atmosférico. A dispersão dos pontos antes da inserção de ar foi sempre maior do que depois da inserção de ar, demonstrando maior instabilidade do escoamento, o que comprova a eficiência deste método na pulsação de pressão no interior do tubo de sucção. É importante ressaltar que todos estes resultados são baseados em médias, visto que a dispersão dos pontos faz com que se necessite de mais ensaios e análises para resultados mais consistentes.

Também ficou clara a atenuação da velocidade normal quando se quando foi introduzido o ar no escoamento, isto pode ser verificado e ofereceu base para afirmar-se que com a inserção de ar a velocidade normal tende a se direcionar para valores mais próximos de zero. Neste caso, como a inserção foi feita de forma natural, apenas por diferença de pressões a modificação da velocidade normal média de escoamento não sofreu alterações significativas, mas demonstrou a tendência afirmada acima.

Quanto à velocidade axial, foi percebida uma queda significativa, principalmente próximo à parede do tubo de sucção, devido a inserção de ar estar mais próxima desta posição. Acredita-se que utilizando a injeção de ar comprimido fará com que esta influência prolonga-se para dentro do escoamento, influenciando tanto na velocidade axial como também positivamente na velocidade normal e pressão estática.

Analisando a potência específica da forma, como foi abordada no interior da seção de estudos, verificou-se os efeitos negativos da inserção de ar no

rendimento mecânico do conjunto hidráulico em estudo, devido à alteração significativa da massa específica do fluido de trabalho dentro do tubo de sucção, como o tubo ainda faz parte do caminho hidráulico de aproveitamento da queda útil esta queda de potência pode limitar os valores de inserção de ar atmosférico para atenuação dos fenômenos apresentados nesta dissertação.

Em termos de frequência e intensidade dessas frequências verificou-se ser possível dimensionar com base na frequência natural do conjunto a influência do vórtice de núcleo e da cavitação no sistema hidráulico. Especificamente neste trabalho os ensaios em que estas diferenças frequências puderam ser observadas ficaram restritos a poucos ensaios, mas ficou nítida a alteração causada entre os ensaios sem e com inserção de ar atmosférico, também para esta análise acredita-se que com a injeção de ar comprimido as alterações se tornarão mais perceptíveis.

As principais dificuldades encontradas no decorrer dos trabalhos estão vinculadas às necessidades de mudanças em equipamentos de laboratórios, como adequação do tubo de sucção para tomadas de pressão como o tubo de Pitot e pressão estática, escolha da melhor forma de medida da vazão de ar na segunda etapa dos ensaios e principalmente a forma adequada de demonstrar os resultados obtidos em laboratório. A metodologia de análise gráfica em termos de velocidades e potência específica acabou sendo a melhor forma de avaliação encontrada, fornecendo resultados compreensíveis e reais.

Para trabalhos futuros recomenda-se a escolha de mais de uma seção de estudo para comparações e a injeção de ar comprimido com maior número de vazões, para que se possa obter uma curva de calibração, onde se possa verificar a máxima vazão de ar permitida sem que as perdas apresentadas na potência específica deixe o conjunto hidráulico ineficiente a ponto de inviabilizar o seu funcionamento.

Recomenda-se também a utilização de sondas de vários furos, com sistema de aquisição mais complexo, sugerindo-se para obtenção de resultados mais apreciativos a utilização da bancada de ensaios montada para os ensaios de um projeto de pesquisa entre a Universidade Federal de Itajubá e a CEMIG, onde sondas mais elaboradas estão disponíveis e melhores resultados podem ser

alcançados, trata-se de uma bancada de ensaios em que o grupo gerador tem menor velocidade de rotação, para o caso de não se utilizar ar comprimido.

### **6. Referências Bibliográficas**

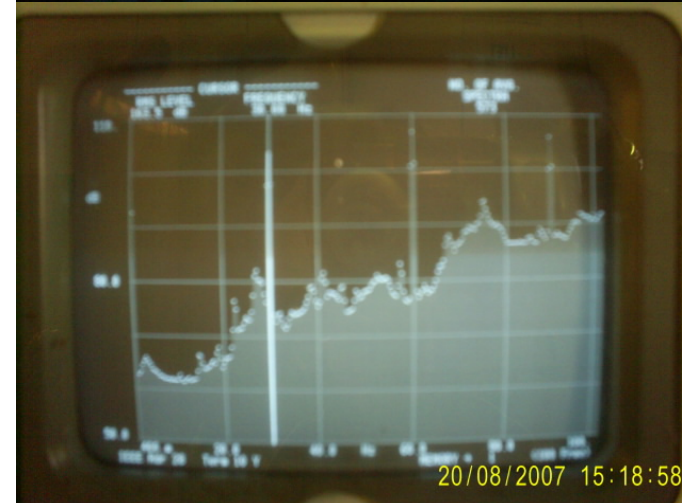
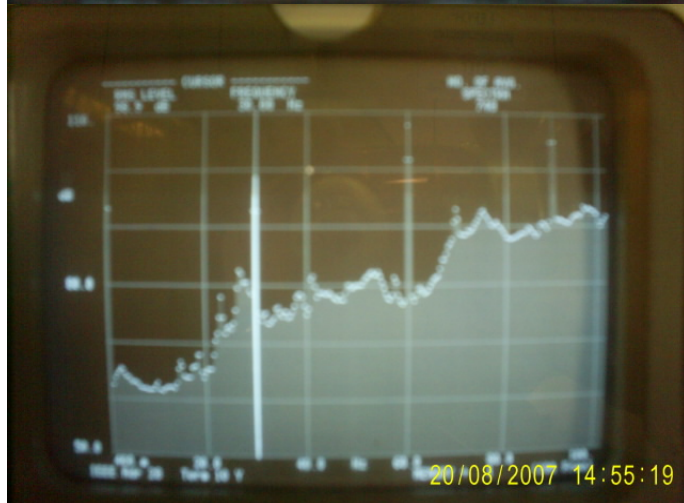
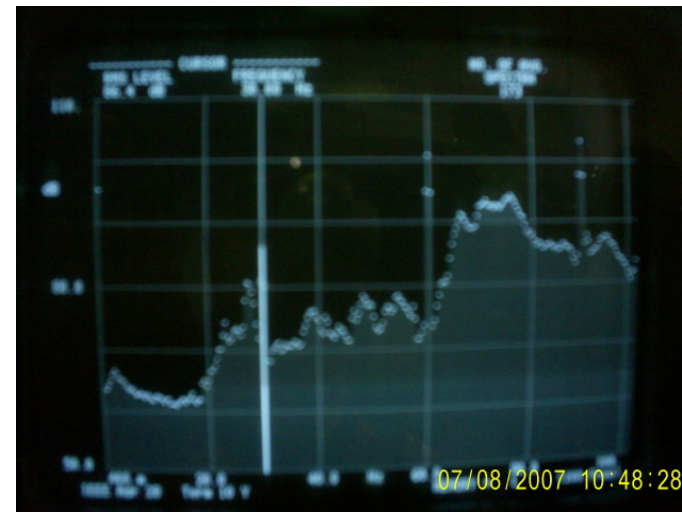
- ALMEIDA, M. T. ; BARBOSA, A. B.(1991); Vibrações em Tubo de Sucção de Turbinas Francis; XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica; São Paulo-SP, Brasil; Dezembro;
- ANEEL (2007). Matriz Energética Nacional. Disponível na Internet via URL:<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.asp>. Arquivo obtido em 31 de agosto de 2007.
- ASCHENBRENNER, T.; MOSER, W.; OTTO, A.(2006). Classification of Vortex and Cavitation Phenomena and Assessment of CFD Prediction Capabilities. Yokohama. Artigo apresentado no 23rd IAHR Symposium, Japão,2006;
- BARBOSA, A.A. (1991) Vórtice de Núcleo em Turbinas Francis – Estudo Teórico Experimental -. Itajubá. 94 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Federal de Itajubá;
- BENEDICT, R. P.(1984), Fundamentals of Temperature, Pressure and flow Measurements, 3rd Ed.,John Wiley & Sons, New York;
- BILLDAL, J. T.; DAHLHAUG, O. G.; NIELSEN, T. K.(2006). Pressure Pulses in Francis Turbines vs. Guide Vane Design. Yokohama. Artigo apresentado no 23rd IAHR Symposium, Japão,2006;
- BRAUNE, A.; DOERFLER, P.; SICK, M.; STEIN, P.; WHITE, P.(2006). Numerical Simulation of the Cavitation Draft Tube Vortex in a Francis Turbine. Yokohama. Artigo apresentado no 23rd IAHR Symposium, Japão,2006;
- CALAINHO J.A.L. et al(1999), Cavitação em Turbinas Hidráulicas do Tipo Francis e Kaplan no Brasil, Apresentado no Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Foz do Iguaçu;
- CESPE (2007). Link relativo à usinas. Disponível na Internet via URL: [http://www.cesp.com.br/institucional/usi\\_para.asp](http://www.cesp.com.br/institucional/usi_para.asp). Arquivo obtido em 15 de setembro de 2007.

- CHEN, X.; Theoretical and Experimental Study of Flow Through the Double Cascade of a Francis Turbine. PhD-thesis. Norwegian Institute of Technology. 1992;
- CIOCAN, G. d.; MUNTEAN, S.; NENNEMANN, B.; SUSAN-RESIGA, R.; VU, T.C.(2006). Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge, Yokohama. Artigo apresentado no 23rd IAHR Symposium, Japão, 2006;
- CIOCAN, G. D. e outros - Unsteady Five Sensors Probe Development Machinery - ASME Engineering Fórum - 21 a 25 June 1998 - Washington - USA.
- FILHO, D. S. (2003). Dimensionamento de Usinas Hidroelétricas Através de Técnicas de Otimização Evolutiva. São Carlos. 398p. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- FOX, R. W. & MC DONALD, A. T., Introdução à Mecânica dos Flúidos, Editora Guanabara, Rio de Janeiro, RJ, 3a ed., 1985;
- GUARGA, R. (1994); El Flujo Helicoidal en las Turbinas Francis e Kaplan; Anais do Encontro sobre Oscilatórios em Equipamentos Hidromecânicos, Itajubá - MG, Brasil; Fevereiro;
- GUARGA, R. e CATALDO, J.(1993); Avances en el Uso de Inyección de Aire para Controlar la Pérdida de Simetria Axial en Flujos Helicoidais con Alto Número de Reynolds; Anais do 2a Reunião do Grupo de Trabalho sobre Hidromecânica; Ilha Solteira - SP, Brasil; Setembro;
- HENRY, PIUERRE - (1992) - Turbomachines hydrauliques - Presses Polytechniques edt Universitaires Romandes - Lausanne - Suissa.
- LUGARESII, A. AND MASSA, A. - Designing Francis Turbines - Water Power & Dam Constrution - pg 23/28 - 11/1987.
- MICHEL, J.M. AND BELAHADJI, B.(1997) "Fundamentals of Cavitation"- ENM/UnB-LEGI/IMG, Series of Lectures;
- OWER, E. ; JOHASEN, F. C. (1977). The Measurement of air flow. U.S.A, Pergamon Press.;



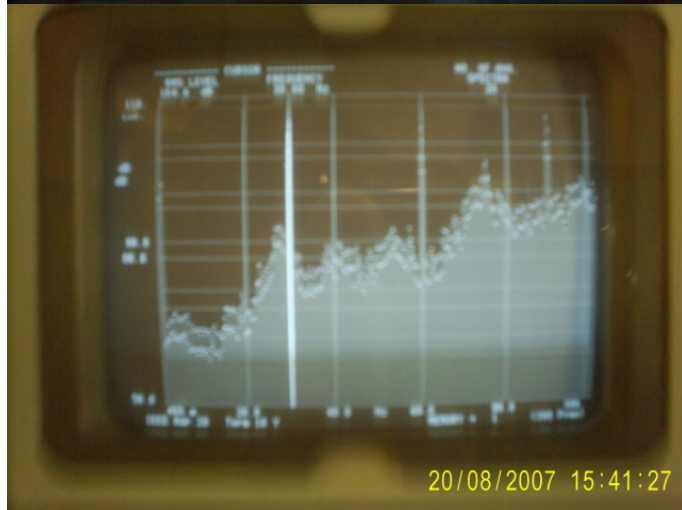
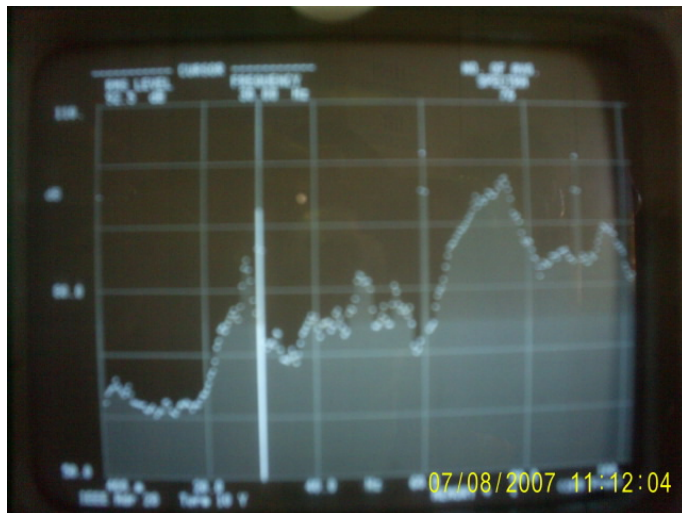
- RANEY, D. C.(1977); Turbine Aspiration for Oxygen Supplementation; Journal of the Environmental Engineering Division; 341-352, vol 103; April;.
- SOUZA, Z., SANTOS, A. H. M., BORTONI, E. C. - (1999) Centrais Hidrelétricas - Eletrobrás - Rio de Janeiro , Brasil.
- SOUZA, Z., BORTONI, E. C. - (2006) - Instrumentação para Sistemas Energéticos e Industriais - ISBN: 85-99917-02-1 - Ed. Novo Mundo Ltda.
- SOUZA, Z., SANTOS - (2007) Seminário Alston-Tucuruí, apresentado em Brasília, Brasil
- TIAN, Y.;WANG, Z.; ZHOU, L. (2006). Numerical Simulation of Vortex Cavitation in Draft Tube, Yokohama. Artigo apresentado no 23rd IAHR Symposium, Japão,2006.
- VIANA, N. C. V. (2007). Notas de aula do Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas – Itajubá. Universidade Federal de Itajubá.

## **7. Anexos**



Anexo 7-1 - Espectros de frequência - Ensaio 1

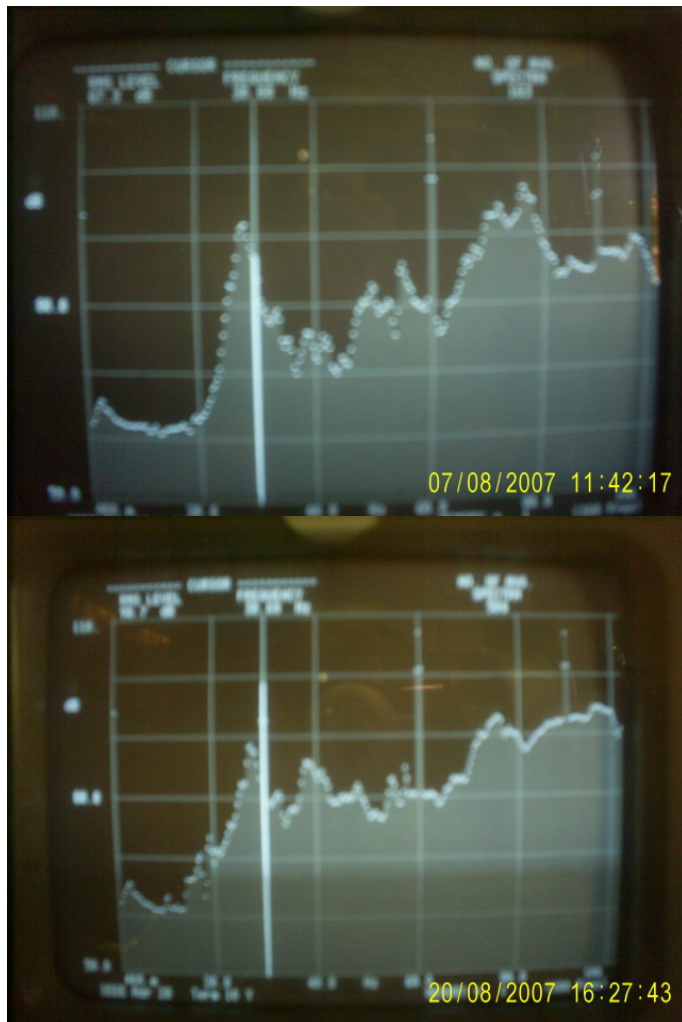
Anexo 7-2 - Espectros de frequência - Ensaio 2



Anexo 7-3 - Espectros de frequência - Ensaio 3

Anexo 7-4 - Espectros de frequência - Ensaio 4

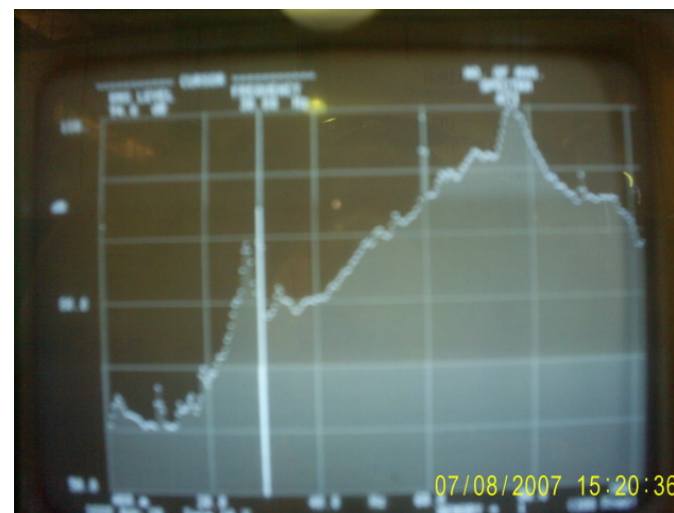




Anexo 7-5 - Espectros de frequência - Ensaio 5



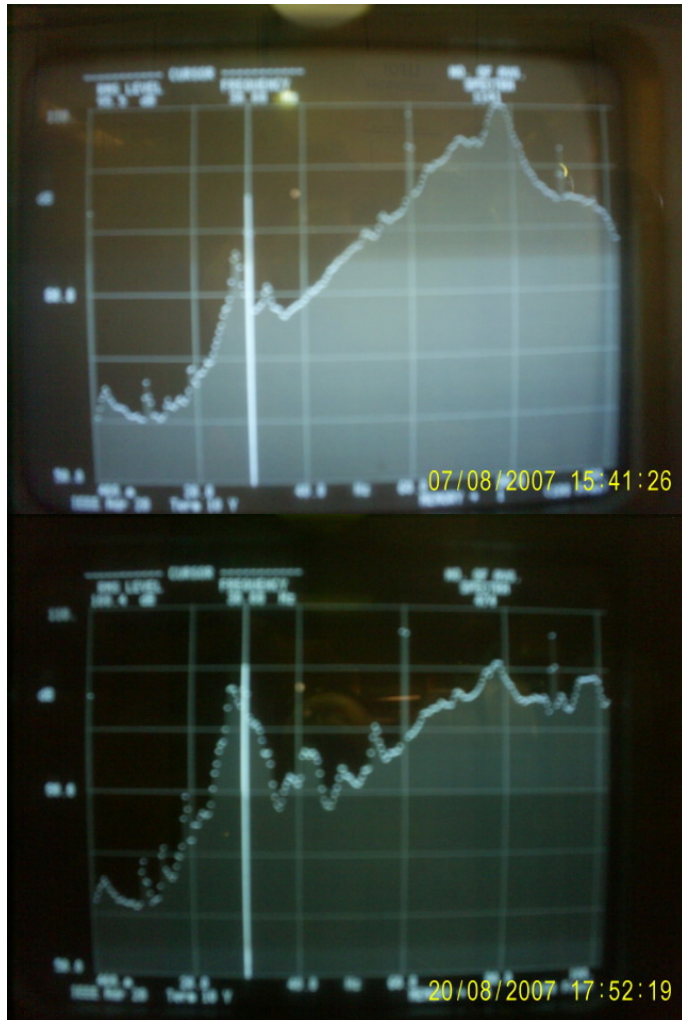
Anexo 7-6 - Espectros de frequência - Ensaio 6



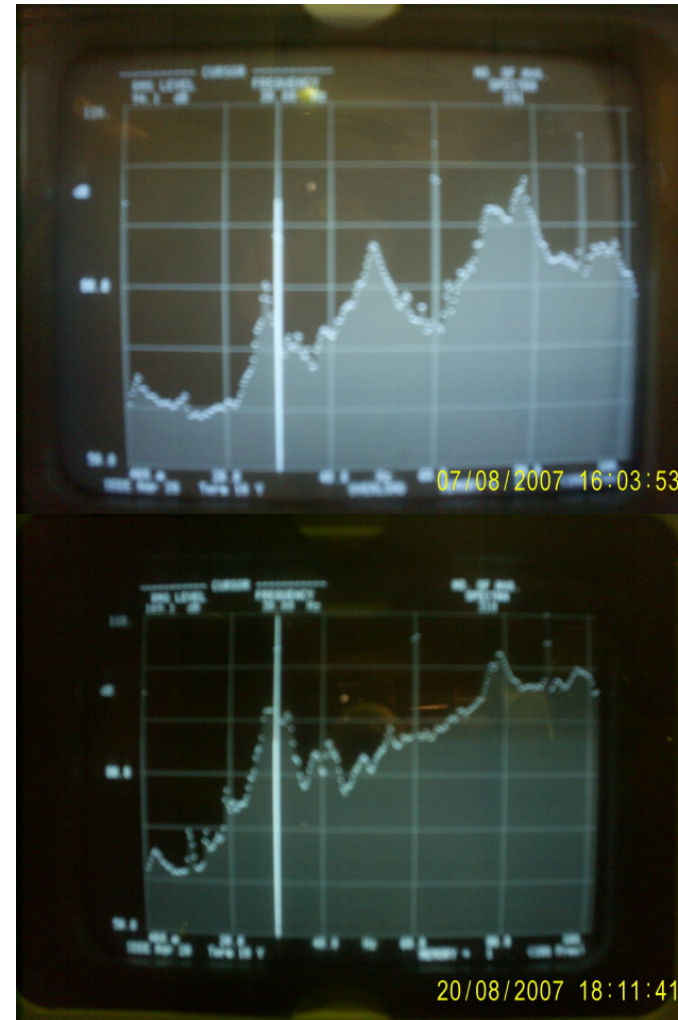
Anexo 7-7 - Espectros de frequência - Ensaio 7

Anexo 7-8 - Espectros de frequência - Ensaio 8





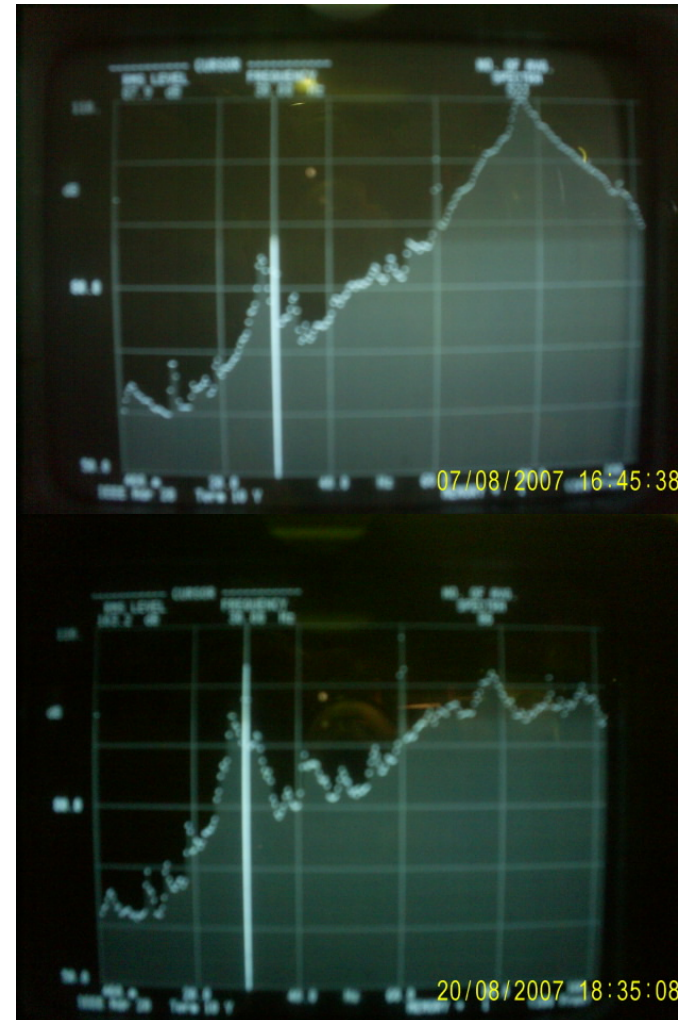
Anexo 7-9 - Espectros de frequência - Ensaio 9



Anexo 7-10 - Espectros de frequência - Ensaio 10

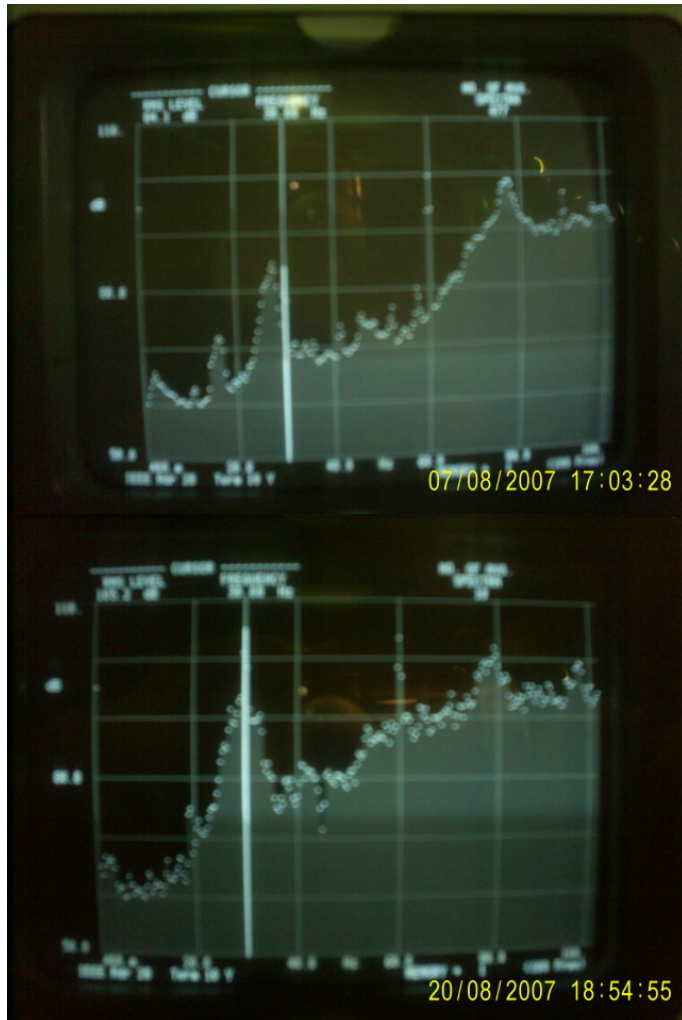


Anexo 7-11 - Espectros de frequência - Ensaio 11

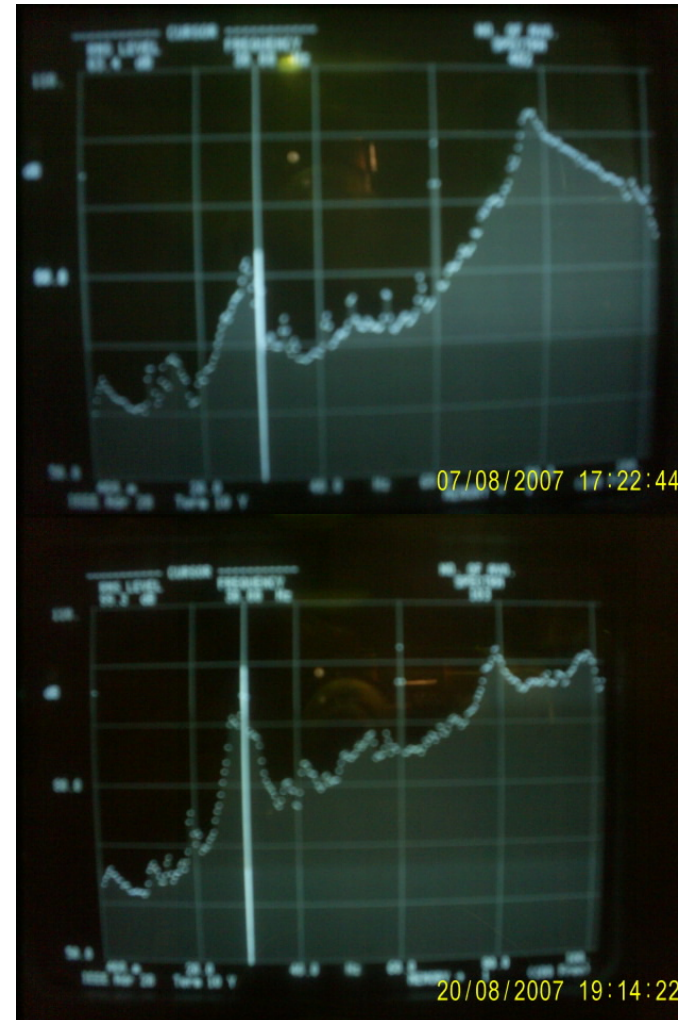


Anexo 7-12 - Espectros de frequência - Ensaio 12

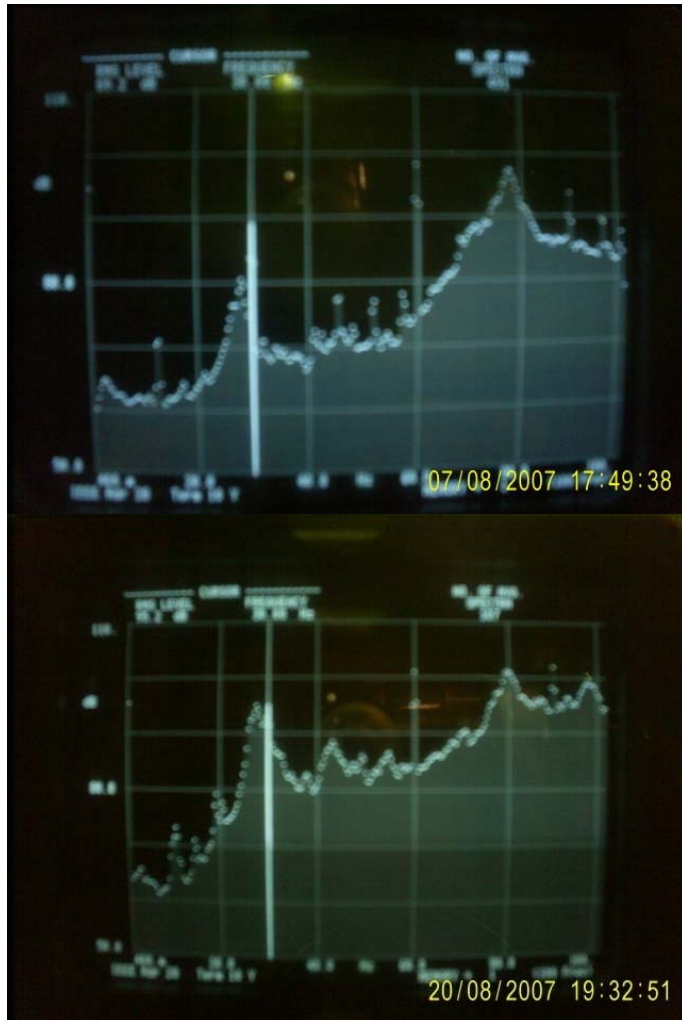




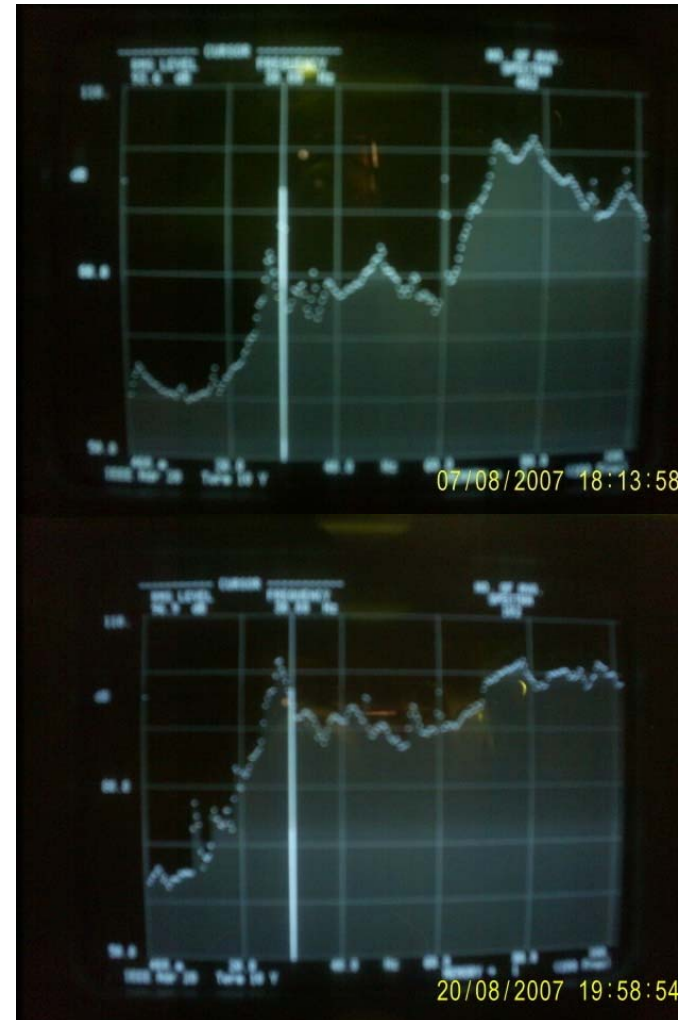
Anexo 7-13 - Espectros de frequência - Ensaio 13



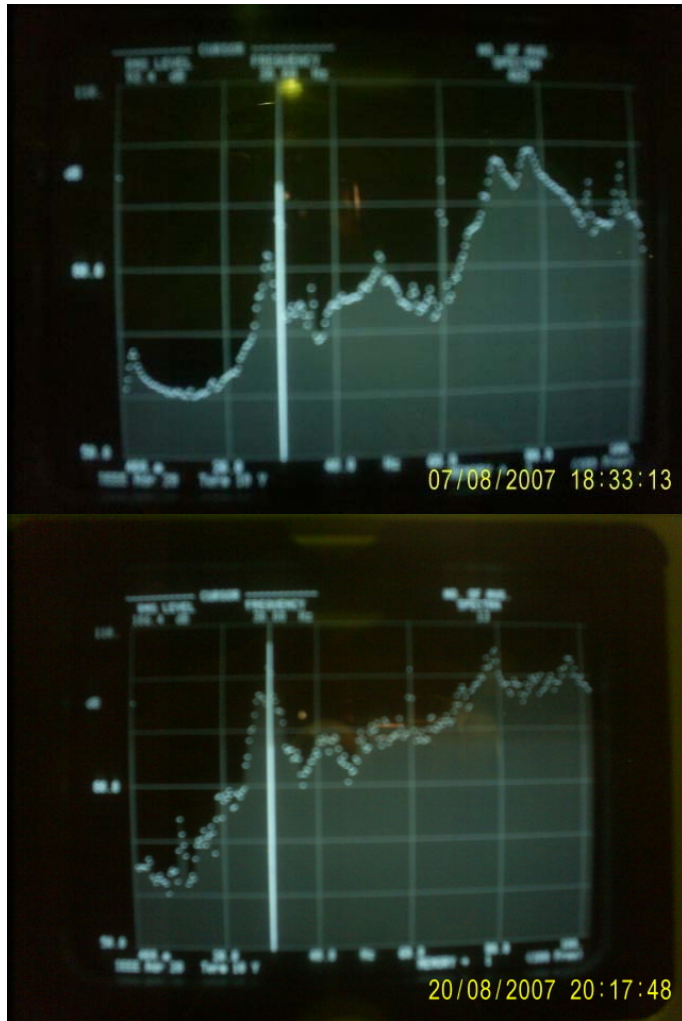
Anexo 7-14 - Espectros de frequência - Ensaio 14



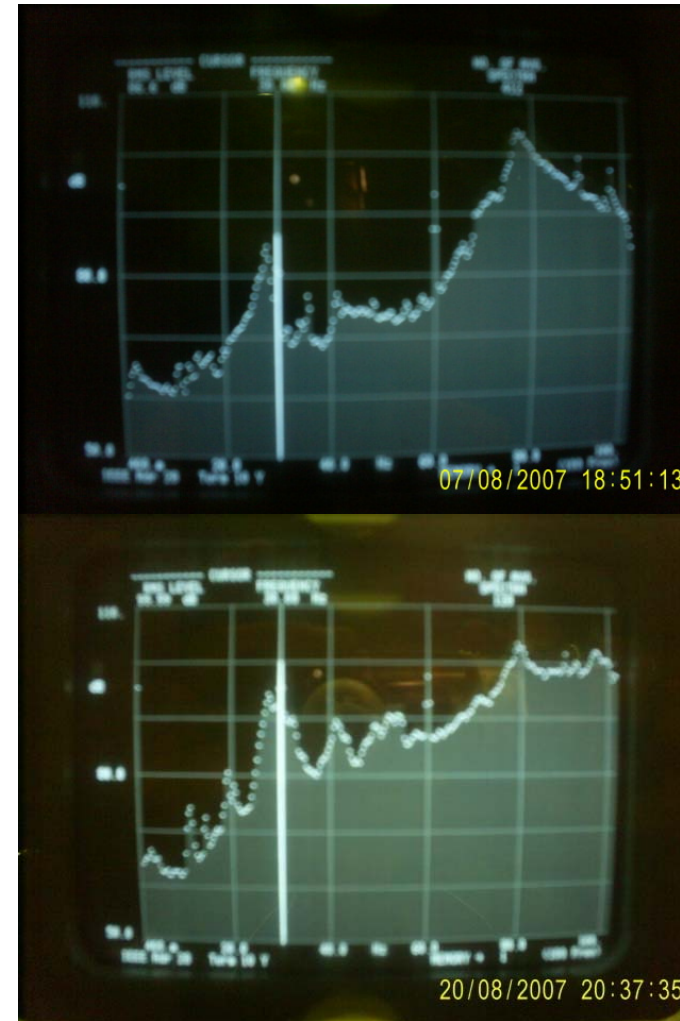
Anexo 7-15 - Espectros de frequência - Ensaio 15



Anexo 7-16 - Espectros de frequência - Ensaio 16

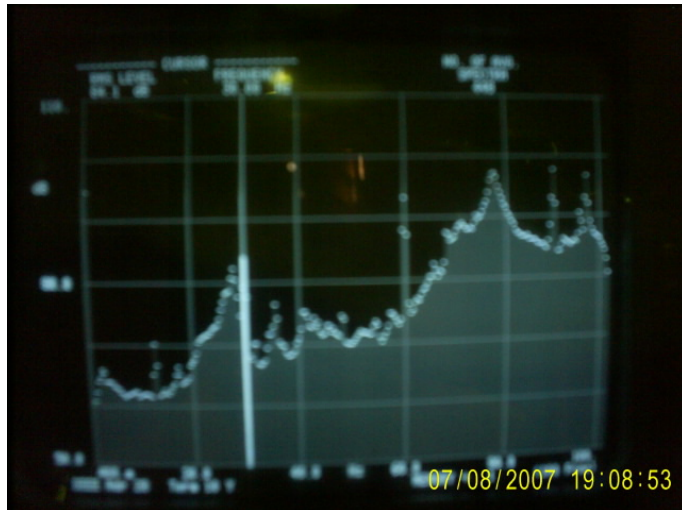


**Anexo 7-17 - Espectros de frequência - Ensaio 17**

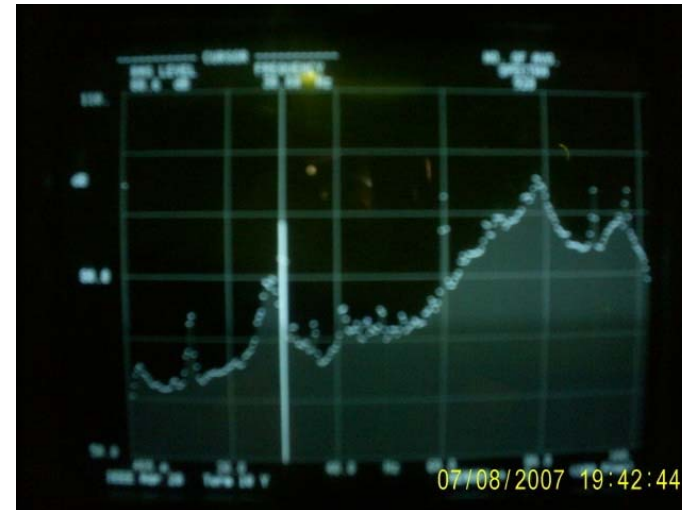


**Anexo 7-18 - Espectros de frequência - Ensaio 18**





**Anexo 7-19 - Espectros de frequência - Ensaio 19**



**Anexo 7-20 - Espectros de frequência - Ensaio 20**

**Anexo 7-21 – Dados brutos e cálculos**

Todos os dados brutos e cálculos referentes às aquisições feitas no banco de ensaios desta dissertação serão anexados a esta dissertação em mídias digitais, devido à grande dimensão requerida para impressão das tabelas contendo estes dados.