

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

**Monitoramento da cavitação em turbinas hidráulicas Francis operando em condições de escassez hídrica utilizando análise de vibração**

**Roberto Meira Jr.**

**Itajubá, Outubro de 2015**

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

**Roberto Meira Junior**

**Monitoramento da cavitação em turbinas hidráulicas Francis operando em condições de escassez hídrica utilizando análise de vibração**

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

**Área de Concentração: Exploração do Uso Racional de Recursos Naturais e Energia**

**Orientador: Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho**

**Co-orientador: Prof. Dr. Oswaldo Honorato de Souza Junior**

**Outubro de 2015**

**Itajubá - MG**

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

**Roberto Meira Junior**

**Monitoramento da cavitação em turbinas hidráulicas Francis operando em condições de escassez hídrica utilizando análise de vibração**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 01 de outubro de 2015, conferindo ao autor o título de *Mestre em Ciências em Engenharia de Energia*

**Banca Examinadora:**

Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho (orientador) - UNIFEI

Prof. Dr. Oswaldo Honorato de Souza Junior (co-orientador) - UNIFEI

Prof. Dr. Hélcio Francisco Villa Nova - UNIFEI

Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Yvone de Faria Lemos de Lucca - USP

**Itajubá – MG**

**Aos meus pais, pelo apoio incondicional, pelo amor,  
carinho e pela atenção.**

**Aos meus sogros, pelo apoio e exemplo de Fé, que  
sempre me inspirou.**

**À minha esposa Thaís, pelo seu amor intenso, apoio  
integral, paciência e em especial por acreditar.**

**Aos meus filhos Bruna e Lucas, que iluminam minha  
vida, pela beleza e inocência do convívio.**

## Agradecimentos

Agradeço primeiramente meus pais, Roberto Meira e Lucília Meira, pelo apoio incondicional que sempre tive em todos os meus projetos de vida. Agradeço às minhas irmãs Luciana e Letícia Meira, pelo companheirismo e apoio.

Agradeço à minha esposa Thaís Meira pelas palavras encorajadoras, pela paciência e apoio imensurável, pela atenção e dedicação ao nosso dia-a-dia familiar, que permitiu a realização deste trabalho.

Agradeço aos professores Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho e Dr. Oswaldo Honorato de Souza Junior, pela orientação e apoio no desenvolvimento deste trabalho. Sou grato pela confiança e pelo incentivo.

Agradeço, em especial, aos colegas Júlio César Silva de Souza e João Paulo de Carvalho Pedroso pela ajuda nos ensaios e o apoio fundamental no desenvolvimento dos dados no Matlab. Certamente sem essa ajuda não haveria possibilidade de gerar os resultados no prazo determinado.

Finalizo agradecendo os demais colegas do Grupo de Estudos em Energias Renováveis, do Centro Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas e do Laboratório Hidromecânico de Pequenas Centrais Hidrelétricas, que estiveram ao meu lado desde o início desta jornada.

## RESUMO

MEIRA JR, R. (2015) - *Monitoramento da cavitação em turbinas hidráulicas Francis operando em condições de escassez hídrica utilizando análise de vibração*, Itajubá, 105 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia) – Instituto de Recursos Naturais, Universidade Federal de Itajubá.

A necessidade de atendimento à demanda crescente de energia impõe que as usinas operem em seus limites máximos ou até mesmo em sobrecarga. Associando esta questão operacional a recente escassez hídrica, com a queda significativa dos níveis dos reservatórios, muitas usinas passaram a operar suas máquinas com algum nível de cavitação.

Esse fenômeno impacta fortemente nos custos operacionais das usinas hidrelétricas, uma vez que reduz o desempenho e provoca a indisponibilidade das turbinas hidráulicas para eventuais reparos. Apesar da cavitação não atingir todas as usinas, os efeitos prejudiciais podem ser tão graves que o controle e monitoramento desse fenômeno é uma questão primordial para a confiabilidade do sistema. Isso remete à detecção e a correta correlação com as condições operacionais impostas pelo Operador Nacional do Sistema (ONS).

Os métodos de análise de vibração possuem uma boa fundamentação teórica para realização do diagnóstico de cavitação em turbinas hidráulicas. Este trabalho propõe uma análise multidimensional da cavitação levando em consideração condições parciais de operação e espectro de vibração em um protótipo de turbina Francis instalado no Laboratório Hidromecânico de Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH).

Trata-se de uma análise integrada multidimensional em três domínios – análise de sinais induzidos (análise de vibração), nível de configuração da máquina (altura líquida de queda e abertura do distribuidor) e condições operacionais (vazão e pressão) que permitirá definir a assinatura da vibração associada à cavitação, bem como definir um protocolo de manutenção preditiva para esse tipo de ocorrência em centrais hidrelétricas.

**Palavras-Chave:** Cavitação, Análise de Vibração, Turbinas Francis

## ABSTRACT

MEIRA JR, R. (2015) - *Monitoring of cavitation in hydraulic turbines Francis operating in conditions of water deficits using vibration analysis*, Itajubá, 105 p. Msc Dissertation (Master Degree in Energy Engineering) – National Resources Institute, Federal University of Itajuba.

The need to comply the growing demand for energy requires the plants to operate at their maximum or even overhead. Associating this operational issue with the recent water scarcity, with a significant drop in reservoir levels, many plants now operate their machines with some level of cavitation.

This phenomenon impact strongly on operating costs of hydroelectric plants, because it reduces performance and causes the unavailability of hydraulic turbines for repairs. Despite the cavitation does not reach all the plants, the harmful effects can be so severe that the control and monitoring of this phenomenon is of prime concern for system reliability. This refers to the detection and the proper correlation with the operating conditions imposed by the National System Operator (ONS).

The vibration analysis methods have a good theoretical basis for conducting the diagnostic cavitation in hydraulic turbines. This paper proposes a multi-dimensional analysis of cavitation taking into account partial operating conditions and vibration spectrum in a Francis turbine prototype installed on hydro Laboratory Small Hydro Power (LHPCH).

It is a multi-dimensional integrated analysis in three areas - induced signal analysis (vibration analysis), machine configuration level (net head and guide vane opening) and operational conditions (flow and pressure) that will define the signature vibration associated with cavitation and set a predictive maintenance protocol for this type of occurrence in hydroelectric plants.

**Keywords:** Cavitation, Vibration Analysis, Francis Turbines

## Sumário

RESUMO .....	iv
ABSTRACT .....	v
Lista de Figuras .....	viii
<b>CAPÍTULO 1 - Introdução.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Objetivo da pesquisa .....</b>	<b>2</b>
<b>1.2 Descrição do tema e delimitação da pesquisa .....</b>	<b>3</b>
<b>1.3. Justificativa .....</b>	<b>3</b>
<b>1.4. Plano de Trabalho .....</b>	<b>5</b>
<b>1.5 Conteúdo do Trabalho .....</b>	<b>5</b>
<b>CAPÍTULO 2 – Fundamentação Teórica.....</b>	<b>7</b>
<b>2.1 Usinas Hidrelétricas .....</b>	<b>7</b>
<b>2.2 Turbinas Hidráulicas .....</b>	<b>7</b>
<b>2.3. Limites de Operação de Turbinas Hidráulicas.....</b>	<b>11</b>
<b>2.4. Estado da arte.....</b>	<b>14</b>
<b>2.5. Pesquisa, Desenvolvimento e Inovação realizados no Brasil .....</b>	<b>17</b>
<b>CAPÍTULO 3 – Cavitação .....</b>	<b>19</b>
<b>3.1. Fenômeno da Cavitação.....</b>	<b>19</b>
<b>3.2Tipos de Cavitação .....</b>	<b>22</b>
<b>3.3 Cavitação em Turbinas Hidráulicas Francis .....</b>	<b>23</b>
<b>CAPÍTULO 4 – Análise de Vibração.....</b>	<b>32</b>
<b>4.1. Monitoramento da Vibração .....</b>	<b>32</b>
<b>4.2 Análise e detecção de cavitação em turbinas hidráulicas .....</b>	<b>34</b>
<b>CAPÍTULO 5 – Metodologia de Ensaio.....</b>	<b>42</b>
<b>5.1. Descrição da bancada de ensaios .....</b>	<b>42</b>
<b>5.2 Laboratório Hidromecânico para Engenharia do Produto - LHEP.....</b>	<b>42</b>
<b>5.3. Instrumentação e incertezas das grandezas aquisitadas.....</b>	<b>46</b>
<b>5.4. Manutenção e Preparação da turbina .....</b>	<b>50</b>
<b>5.5 Procedimento de ensaios na plataforma: .....</b>	<b>50</b>
5.5.1 Rotina e roteiro de ensaio:.....	52
<b>CAPÍTULO 6 – Dados Coletados.....</b>	<b>54</b>

<b>6.1. Ensaios no Laboratório LHEP</b> .....	54
<b>6.2. Dados calculados</b> .....	54
<b>6.3. Dados Coletados</b> .....	55
CAPÍTULO 7 – Análise dos resultados .....	60
<b>7.1. Análise de vibração do comportamento mecânico da plataforma de ensaios</b> .....	60
<b>7.2. Análise dos espectros de vibração associados a cavitação.</b> .....	62
<b>7.2.1 Identificação das frequências associadas a cavitação no 2º ensaio:</b> .....	63
<b>7.2.2. Identificação das frequências associadas a cavitação no 3º ensaio</b> .....	68
<b>CAPÍTULO 8 - Correlação dos espectros de vibração com as condições operacionais</b> .....	74
<b>8.1. Cálculo de altura de queda líquida</b> .....	74
<b>8.2. Correlação entre relações de vazão e de queda com os espectros de vibração</b> .....	78
CAPÍTULO 9 - Conclusões e recomendações.....	80
<b>9.1 Recomendações</b> .....	81
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	82
ANEXO A – Rotina de programação MATLAB.....	86

## Lista de Figuras

Figura 1.1 – Turbina Francis LHPCH.....	02
Figura 2.1 – Diagrama de seleção de Turbina.....	08
Figura 2.2 – Diagramas de colina de turbinas hidráulicas.....	09
Figura 2.3 – Desenho em corte Turbina Francis.....	10
Figura 2.4 – Turbinas Francis operando dentro da região ideal de funcionamento.....	12
Figura 2.5 – Turbinas Francis operando fora da região ideal de funcionamento com sobrecarga.....	13
Figura 2.6 – Turbinas Francis operando fora da região ideal de funcionamento com carga parcial.....	14
Figura 2.7 – Perda de peso acumulada de várias ligas industriais usadas para o preenchimento das pás.....	17
Figura 3.1 – Gráfico Diagrama de Fases.....	20
Figura 3.2 – Pás com erosão por efeito de cavitação.....	22
Figura 3.3 – (A) Diagrama típico de operação de uma turbina Francis. (B) Vetores representando a cinemática do fluxo que atravessa o rotor.....	27
Figura 3.4 – Principais tipos de cavitação em uma turbina Francis: (1) borda da pá ( <i>leading edge cavitation</i> ), (2) bolhas em movimento ( <i>travelling bubble cavitation</i> ), (3) trança no tubo de sucção ( <i>draft tube swirl</i> ), (4) cavitação tipo vórtice inter-pás ( <i>inter-blade vortex cavitation</i> )..	28
Figura 4.1 – Posicionamento do sensor na haste das pás diretrizes.....	36
Figura 4.2 – Esquema de uma turbina Francis com a distribuição dos transdutores e as possíveis trajetórias de excitação.....	37
Figura 4.3 – Esboço e fotografia das posições de medida.....	37

Figura 4.4 – Comportamento dos níveis de vibração, segundo várias situações de abertura do distribuidor e pontos de medida.....	38
Figura 4.5 – Comportamento dos níveis de vibração, segundo várias situações de abertura do distribuidor e pontos de medida.....	39
Figura 5.1 – Esquema das instalações do LHEP.....	43
Figura 5.2 – Plataforma de Ensaios LHEP.....	43
Figura 5.3 – Sistema de baixa pressão LHEP – vista anterior.....	44
Figura 5.4 – Sistema de baixa pressão LHEP – vista posterior.....	44
Figura 5.5 – Freio Eletrodinamométrico LHEP.....	45
Figura 5.6 – Sistema de calibração LHEP.....	45
Figura 5.7 – Medidor de Vazão Eletromagnético LHEP.....	46
Figura 5.8 – Medidor de pressão na entrada da turbina.....	47
Figura 5.9 – Medidor de pressão na saída da turbina.....	47
Figura 5.10 – Painel de controle para medição de rotação da turbina.....	48
Figura 5.11 – Freio eletrodinamométrico LHEP .....	48
Figura 5.12 – Analisador de vibração SRS 780 .....	49
Figura 5.13 – Reparo no tubo de sucção e no tanque montante.....	50
Figura 5.14 – Reparo no anel de Fink, palhetas do distribuidor e rotor da turbina.....	50
Figura 5.15 – Diagrama de colinas para altura de queda H=12 [mca].....	51
Figura 6.1 – Supervisório para ensaios de cavitação.....	59
Figura 7.1 – Frequências características da plataforma LHEP.....	62
Figura 7.2 – Espectros condições P1 e P2 com abertura 70% do distribuidor.....	63
Figura 7.3 – Espectros condições P1 e P2 - faixa de 0 a 7.000 [Hz].....	64
Figura 7.4 – Espectros condições P1 e P3 com abertura 50% do distribuidor.....	64

Figura 7.5 – Espectros condições P1 e P3 – faixa de 0 a 7.000 [Hz].....	65
Figura 7.6 – Espectros condições P1 e P4 – redução do nível tanque a montante para 3,5 [mca].....	65
Figura 7.7 – Espectros condições P1 e P4 – faixa de 0 a 7.000 [Hz].....	66
Figura 7.8 – Espectros condições P1 e P4 – faixa de 7.000 a 13.000 [Hz].....	66
Figura 7.9 – Espectros condições P1 e P5 – redução do nível tanque a montante para 3,0 [mca].....	66
Figura 7.10 – Espectros condições P1 e P5 – faixa de 0 a 7.000 [Hz].....	67
Figura 7.11 – Espectros condições P1 e P5 – faixa de 7.000 a 13.000 [Hz].....	67
Figura 7.12 – Espectros condições P1 e P6 – condição operacional de referência.....	68
Figura 7.13 – Espectros condições P1 e P2 com abertura 70% do distribuidor.....	68
Figura 7.14 – Espectros condições P1 e P3 com abertura 60% do distribuidor.....	69
Figura 7.15 – Espectros condições P1 e P4 com abertura 50% do distribuidor.....	70
Figura 7.16 – Espectros condições P1 e P5 com abertura 40% do distribuidor.....	70
Figura 7.17 – Espectros condições P1 e P3 – redução do nível tanque a montante para 4,0 [mca].....	71
Figura 7.18 – Espectros condições P1 e P4 – redução do nível tanque a montante para 3,5 [mca].....	72
Figura 7.19 – Espectros condições P1 e P5 – redução do nível tanque a montante para 3,0 [mca].....	72
Figura 7.20 – Espectros condições P1 e P6 – redução do nível tanque a montante para 2,5 [mca].....	73
Figura 7.21 – Espectros condições P1 e P7 – redução do nível tanque a montante para 2,0 [mca].....	73

Figura 8.1 – Esquema básico para determinação da altura de queda disponível na turbina LHEP.....	75
Figura 8.2 – Evolução do espectro de frequência nas condições do ensaio nº 02.....	78
Figura 8.3 – Correlação do espectro de frequência com relação operacional de vazão ( $Q/Q_0$ ).....	79
Figura 8.4 – Correlação do espectro de frequência com relação operacional de queda ( $H/H_0$ ).....	79

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Valores médios da pressão de vapor da água em relação à temperatura.....	26
Tabela 5.1 – Condição de máximo rendimento da turbina.....	52
Tabela 6.1 – Parâmetros de altitude do LHEP.....	55
Tabela 6.2 – Altura de sucção (Hs) e coeficiente de Thoma – condição P1.....	55
Tabela 6.3 – Parâmetros de ensaio realizado no dia 17 de março de 2015.....	56
Tabela 6.4 – Parâmetros de ensaio realizado no dia 31 de março de 2015.....	57
Tabela 6.5 – Parâmetros de ensaio realizado no dia 24 de abril de 2015.....	58
Tabela 8.1 – Parâmetros para cálculo de altura de queda líquida para o modelo de turbina Francis instalado no LHEP.....	76
Tabela 8.2 – Identificação das relações de vazão e queda no 2º ensaio.....	77
Tabela 8.3 – Identificação das relações de vazão e queda no 2º ensaio.....	77

## Simbologia

- **g**: aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>];
- **h**: altura com relação a um referencial [m];
- **$h_{at}$**  : altura barométrica local [m.c.a];
- **$h_v$**  : altura correspondente à pressão de vapor da água na temperatura do escoamento [m.c.a];
- **$H_s$**  : altura de sucção, desnível entre a entrada do tubo de sucção e o nível de jusante [mca];
- **H** : altura de queda líquida [mca];
- **$z_b$**  : altitude do nível mínimo de jusante no canal de fuga [m];
- **$\sigma$**  : coeficiente de cavitação;
- **E**: Energia hidráulica específica;
- **FP**: frequência de passagem de pás [Hz]
- **$\rho$** : massa específica do fluido [kg/m<sup>3</sup>];
- **p**: pressão absoluta no ponto em estudo [Pa];
- **$p_v$**  : pressão de vapor no líquido a determinada temperatura [Pa];
- **$p_{at}$**  : pressão atmosférica [Pa];
- **$p_e$**  : pressão absoluta [Pa];
- **R**: raio de referência do rotor [m];
- **$n_{qA}$**  : rotação específica da turbina;
- **Q**: vazão do fluido [m<sup>3</sup>/s]
- **V**: velocidade de escoamento do fluido [m/s];
- **$\omega$** : velocidade angular [rad/s];

## CAPÍTULO 1 - Introdução

Dentre as máquinas mais importantes em nosso dia-a-dia estão as máquinas de fluxo que são utilizadas para oferecer energia a um fluido ou para converter energia do fluido em trabalho mecânico.

As primeiras máquinas de fluxo desenvolvidas para gerar potência de eixo utilizando rodas e bombas de parafuso, para elevar a água em determinadas situações. No ano de 70 a.C. os romanos introduziram as rodas d'água para obter energia através do fluxo de água dos rios (FOX E MACDONALD, 2001).

A produção de energia elétrica no Brasil é predominantemente hidráulica. De acordo com a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL)<sup>1</sup>, esta fonte representa 61,58% da matriz elétrica nacional, sendo 1.188 empreendimentos que totalizam 90.391 KW de capacidade instalada.

A Empresa de Pesquisa Energética (EPE)<sup>2</sup>, cita no Balanço Energético Nacional 2015, que pelo terceiro ano consecutivo, devido às condições hidrológicas desfavoráveis observadas ao longo do período, houve redução da oferta de energia hidráulica. Em 2014 o decréscimo foi de 5,6%. A menor oferta hídrica explica o recuo da participação de renováveis na matriz elétrica, de 84,5% em 2012 para 79,3% em 2013 e 65,2% neste ano, apesar do incremento de 3.177 MW na potência instalada do parque hidrelétrico.

Para atender ao incremento de demanda de energia elétrica nessas condições hidrológicas desfavoráveis, algumas usinas hidrelétricas estão ultrapassando os limites operacionais estabelecidos pelos fabricantes das turbinas, ou mesmo operando em condições parciais de vazão e altura de queda. As centrais hidrelétricas operam em função do despacho de carga, determinado pelo Operador Nacional do Sistema Interligado Nacional (ONS) e da vazão

---

<sup>1</sup> Banco de Informação de Geração, ANEEL. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>> Acesso em 14 de setembro de 2015

<sup>2</sup> Balanço Energético Nacional 2015, EPE. Disponível em: <[https://ben.epe.gov.br/downloads/S%C3%ADntese%20do%20Relat%C3%B3rio%20Final\\_2015\\_Web.pdf](https://ben.epe.gov.br/downloads/S%C3%ADntese%20do%20Relat%C3%B3rio%20Final_2015_Web.pdf)> Acesso em 14 de setembro de 2015

disponível, trabalhando muitas vezes em situações críticas e fora de seu rendimento nominal, resultando na operação sob condições de intensa cavitação.

O fenômeno da cavitação, que será detalhado em um capítulo específico, de forma geral consiste no aparecimento e posterior colapso de bolhas de vapor no fluxo líquido, devido a um gradiente de pressão (PETERMANN E PFLEIDERER, 1979). Este desaparecimento das bolhas deve-se ao colapso destas ao entrarem em uma região com maior pressão hidrostática. Este ciclo de vaporização e colapso produz oscilações de pressões de centenas de MPa, ocasionando efeitos muitas vezes indesejados e agressivos nestes equipamentos.

A cavitação, como já mencionado, pode ocorrer em qualquer escoamento de líquido e é um fenômeno que já vem sendo estudado há décadas, devido aos problemas originados pela mesma. Uma máquina de fluxo em cavitação pode apresentar desde o aparecimento de ruídos, perda de rendimento e até o dano superficial, por erosão, de seus componentes.

## 1.1 Objetivo da pesquisa

O presente estudo experimental apresentado na forma de dissertação pretende analisar este fenômeno, identificando a assinatura da vibração provocada pela cavitação em um protótipo de turbina hidráulica do tipo Francis instalada no Laboratório Hidromecânico de Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH) da Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI). A turbina avaliada, apresentada na Figura 1.1, é o protótipo da Usina Hidrelétrica de Alto Fêmeas I da Companhia de Eletricidade do Estado da Bahia (COELBA), atualmente controlada pelo Grupo Neoenergia. Esta turbina já estava instalada na plataforma de ensaios e foi recuperada para a realização deste estudo.



**Figura 1.1.** Turbina Francis LHPCH  
Fonte: Própria (2015)

## **1.2 Descrição do tema e delimitação da pesquisa**

A cavitação provoca consequências indesejáveis, como instabilidade na vazão, vibrações excessivas, danos na geometria dos componentes da turbina e perdas no desempenho da máquina. Este fenômeno provoca perturbações no fluxo que resultam em fortes pulsações de pressões no interior da turbina, que podem ser analisadas por meio de espectros de frequência de vibração.

O estudo do fenômeno da cavitação tem sua importância aumentada devido ao aperfeiçoamento dos sistemas hidráulicos, na atualidade as máquinas são projetadas para operar no limite de sua melhor eficiência, visando ganhos de produtividade e redução de custos de aquisição de equipamentos. Além disso, devido ao aumento da competitividade entre os fabricantes de equipamentos há a necessidade do desenvolvimento de diferentes tipos de materiais para utilização nas mais variadas aplicações e aumento da vida útil da máquina.

O desafio deste estudo é identificar a assinatura da vibração da cavitação em uma turbina Francis em condições parciais de operação no tocante à altura de queda e vazão. A técnica de análise de vibração vem sendo muito utilizada nas pesquisas como proposta de ferramenta para mensurar níveis de erosão nos componentes de turbinas hidráulicas.

Esta técnica é bastante aplicada para o monitoramento das condições de desgastes dos componentes de turbinas de reação (Francis, Kaplan, etc.), uma vez que os parâmetros relacionados com as energias de vibração ou de acústica são diretamente proporcionais aos níveis de cavitação.

Este tipo de análise possui uma boa fundamentação teórica para realização do diagnóstico e deve ser continuamente aperfeiçoada no tocante à criticidade da análise do nível de vibração. Esses parâmetros podem ser considerados conclusivos na análise preditiva desde que sejam identificados de forma segura os outros fenômenos na máquina.

## **1.3. Justificativa**

As turbinas do tipo Francis são normalmente recomendadas para instalação em usinas hidrelétricas em função de sua flexibilidade e eficiência. Geralmente são utilizadas para quedas

que variam de 10 a 650 m, tendo uma representatividade significativa dentro do parque gerador nacional (ANEEL)<sup>3</sup>.

A avaliação dos históricos operacionais destes equipamentos indica uma tendência de declínio do rendimento após alguns anos de operação. Uma das causas de maior relevância para este declínio é a referente ao fenômeno da cavitação. O monitoramento da vibração por acelerômetros é normal, porém o uso do espectro deste sinal associado aos pulsos de pressão do escoamento para monitorar o estado da cavitação no escoamento ainda é passível de desenvolvimento tecnológico, necessitando ser consolidado.

A identificação do espectro característico da cavitação subsidiará o desenvolvimento de sistemas de controle preditivos, possibilitando ao operador proceder com os cuidados necessários para minimizar a ocorrência do fenômeno e, conseqüentemente, reduzir os danos físicos advindos das paradas da unidade geradora para fins de manutenção.

De acordo com Horta et al (2000), a confiabilidade do sistema elétrico brasileiro tem sido afetada em função da cavitação observada em muitas de suas turbinas, o que acarreta na necessidade de indisponibilização das unidades para reparo. O déficit de geração existente no país atualmente, contribui para uma tendência de agravamento dessa situação, uma vez que as turbinas serão exigidas cada vez mais. Pesquisas realizadas pelas áreas de Projeto Eletromecânico de Usinas Hidrelétricas (EEGM) e de Engenharia de Manutenção da Geração (CEMG) da Eletronorte, baseada nos dados técnicos de 273 turbinas hidráulicas de médio e grande porte, que representam significativo do total de unidades de médio e grande portes, instaladas no Brasil, 178 apresentam algum problema de cavitação, o que representa 65 % do total de unidades pesquisadas.

---

<sup>3</sup> Atlas de Energia Elétrica 3ª edição - Energia Hidráulica, Aneel. Disponível em: <[http://www.aneel.gov.br/visualizar\\_texto.cfm?idtxt=1689](http://www.aneel.gov.br/visualizar_texto.cfm?idtxt=1689)> Acesso em 15 de setembro de 2015

## 1.4. Plano de Trabalho

Para a execução deste trabalho, foram previstas as seguintes etapas de atividades:

- Estudo do circuito de ensaios de modelos de turbinas hidráulicas no LHPCH e da instrumentação a ser utilizada nos ensaios de identificação da assinatura de vibração da máquina sob condição de cavitação;
- Estudo do comportamento das turbinas hidráulicas sob condição de cavitação e o impacto nos parâmetros operacionais das centrais hidrelétricas;
- Preparação do modelo de turbina Francis disponível e a adequação da plataforma para o ensaio de cavitação;
- Proposta de uma metodologia para a identificação da cavitação utilizando a assinatura de vibração da máquina;
- Correlação dos espectros de vibração obtidos no laboratório com os parâmetros operacionais em condições parciais do modelo;
- Análises, conclusões e recomendações.

## 1.5 Conteúdo do Trabalho

O trabalho de dissertação contém no capítulo 2, a fundamentação teórica relacionada ao tema, destacando os principais conceitos relacionados a turbinas hidráulicas, limites de operação estado da arte sobre cavitação e pesquisas realizados pelas concessionárias do setor elétrico nacional.

No capítulo 3 é detalhado o fenômeno da cavitação e os tipos de cavitação que podem ocorrer em máquinas de fluxo. Ainda neste capítulo é feita uma abordagem mais específica ao problema da cavitação em turbinas hidráulicas com rotor tipo Francis, uma vez trata-se do tipo de turbina predominante no parque hidrogerador nacional.

No capítulo 4 é descrita a questão do monitoramento de vibração para análise de cavitação em turbinas, destacando o espectro de vibração característico deste tipo de ocorrência em turbinas hidráulicas.

No capítulo 5 é apresentada a metodologia adotada no estudo, com a descrição da bancada de ensaios, a instrumentação e as incertezas das grandezas medidas. Neste capítulo também é apresentado os registros da manutenção e preparação da plataforma para os ensaios e o detalhamento dos procedimentos de operação para os ensaios, bem como o roteiro de ensaio para as medições de vibração no modelo instalado.

No capítulo 6 são apresentados os resultados obtidos nos ensaios e os cálculos realizados para determinar a altura de sucção ( $H_s$ ) e coeficiente de cavitação ( $\sigma$ ) do modelo instalado no LHEP para uma altura líquida de queda ( $H$ ) de 12 [m].

A análise dos dados foi feita no capítulo 7, com a identificação das frequências características do modelo, bem como a identificação das frequências associadas à cavitação, definindo sua assinatura de vibração para o modelo analisado.

No capítulo 8 são apresentados os cálculos realizados para a determinação das alturas líquida de queda em cada condição parcial de operação na qual o modelo foi ensaiado, bem como a correlação dos espectros de frequência que caracterizam a assinatura de cavitação da máquina, com parâmetros operacionais, representados pelas relações de vazão e de queda.

No capítulo 9 são apresentadas as conclusões e considerações do estudo, bem como recomendações para a continuidade do estudo de cavitação na plataforma de ensaios do LHPCH.

No anexo 1 é apresentada da rotina elaborada no MATLAB para ajustes dos filtros de vibração e análise dos espectros.

## **CAPÍTULO 2 – Fundamentação Teórica**

### **2.1 Usinas Hidrelétricas**

De acordo com Araújo (2001), em uma usina hidrelétrica, a eletricidade é produzida pela conversão de energia potencial gravitacional de uma massa de água em energia mecânica na turbina e conseqüentemente energia elétrica no gerador. As principais variáveis utilizadas na classificação de uma usina hidrelétrica são: altura de queda, vazão, potência instalada, tipo de turbina empregada, localização, tipo de barragem e reservatório. Todos são fatores interdependentes. Assim, a altura da queda d'água e a vazão dependem do local de construção e determinarão qual será a capacidade instalada - que, por sua vez, determina o tipo de turbina, barragem e reservatório.

Existem dois tipos de reservatórios: acumulação e fio d'água. O primeiro, geralmente localizado na cabeceira dos rios, em locais de altas quedas d'água, dado o seu grande porte permite o acúmulo de grande quantidade de água e funcionam como estoques a serem utilizados em períodos de estiagem. Além disso, como pode estar localizado a montante de demais hidrelétricas (usinas em cascata), podem regular a vazão da água que irá fluir para elas, de forma a permitir uma operação integrada do conjunto de usinas. As unidades a fio d'água geram energia com o fluxo de água do rio, ou seja, pela vazão com mínimo ou nenhum acúmulo do recurso hídrico.

A potência instalada determina se a usina é de grande ou médio porte ou uma Pequena Central Hidrelétrica (PCH). A Agência Nacional de Energia Elétrica (Aneel) adota três classificações: Centrais Geradoras Hidrelétricas (CGH, com até 3 MW de potência instalada), Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH, até 30 MW de potência instalada) e Usina Hidrelétrica de Energia (UHE, com mais de 30 MW) (ANEEL, 1998).

### **2.2 Turbinas Hidráulicas**

As turbinas Francis foram desenvolvidas por James Bicheno Francis (1815-1892) nascido na Inglaterra. Em 1874, nos EUA, ficou encarregado de estudar uma turbina para o aproveitamento energético do desnível de um rio, focando seu interesse na máquina centrípeta

de Samuel Dowd (1804-1879). As modificações que Francis fez no equipamento foram tão importantes que a turbina acabou ganhando o seu nome.

As turbinas Francis, conforme Figura 2.3, são essencialmente centrípetas e utilizam o tubo de sucção, proposto inicialmente por Jonval em 1843, para conduzir a água da saída do rotor até o poço. O tubo de sucção permite que a água escoe de forma contínua ao invés de ser descarregada livremente na atmosfera. Isso implica em um ganho na energia cinética na saída do rotor e também, num ganho do desnível topográfico entre saída do rotor e o nível da água no poço. Também possui uma caixa espiral em aço ligada em seu lado montante a um conduto forçado. Na periferia interna da caixa espiral, um anel rígido suporta as pás fixas do pré-distribuidor.



**Figura 2.1.** Desenho em corte Turbina Francis  
Fonte: Soares, R.L. (2013)

A variação da potência fornecida pela turbina é obtida com a abertura ou fechamento das palhetas diretrizes (ou distribuidor), regulando a vazão. O rotor da turbina Francis é normalmente feito em uma única peça fundida e usinada. Atualmente, é vantajoso utilizar o rotor em aço inoxidável fundido, onde a qualidade e a garantia de menor manutenção compensam o custo maior.

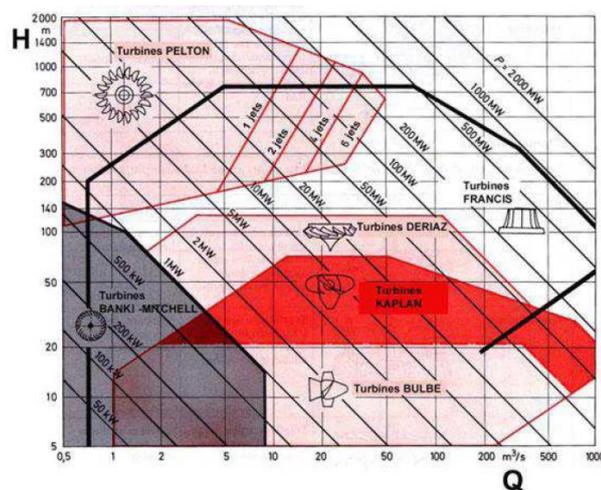
São turbinas destinadas a grandes e médias vazões e para queda que vão desde alguns metros até 400m ou mais. É o tipo de turbina mais utilizado no Brasil. Exemplo de uso de Turbina Francis: Usina de Itaipu (14.000 MW) e Usina de Tucuruí (8.340MW).

As turbinas hidráulicas são projetadas para transformar a energia mecânica (a energia de pressão e a energia cinética) de um fluxo de água, em potência de eixo. Esses equipamentos podem ser classificados em relação às transformações da energia em trabalho mecânico: turbinas de ação ou de reação. (SOUZA, 2011)

Nas turbinas de ação ou impulso, com as turbinas Pelton por exemplo, o líquido ao atravessar a roda não apresenta nenhuma variação de pressão, e toda a energia na saída do distribuidor (entrada da roda) está sob forma cinética, que é transformada em trabalho mecânico. A pressão na saída do distribuidor é igual à pressão atmosférica, e com a ausência do tubo de sucção na saída da roda, a pressão permanece constante.

Já nas turbinas de reação, como no caso das turbinas Francis e Kaplan por exemplo, o líquido ao atravessar a roda, sofre variação de pressão e de velocidade, sendo a transformação em trabalho mecânico provocada por essas variações. Nessas turbinas é fundamental a presença do tubo de sucção, pois este tem como uma de suas funções a redução na pressão na saída do rotor.

Cada um destes tipos é adaptado para funcionar em usinas, como uma determinada faixa de altura de queda. As vazões volumétricas podem ser igualmente grandes em qualquer uma delas, mas a potência será proporcional ao produto da queda ( $H$ ) e da vazão volumétrica ( $Q$ ). A Figura 2.1 apresenta o diagrama que permite determinar a turbina que melhor se adapta a partir destes dois parâmetros:

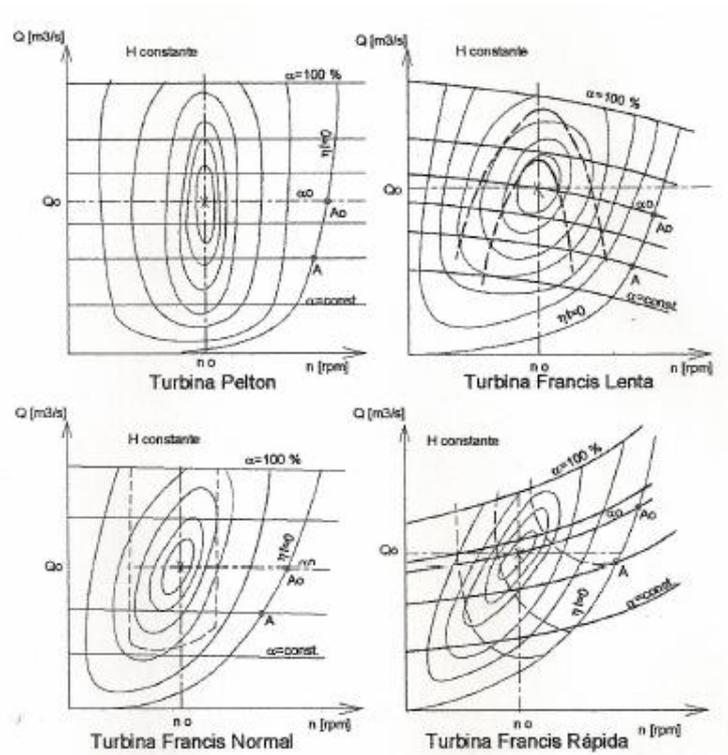


**Figura 2.2** Diagrama de seleção de Turbina  
Fonte: Moreira, R. H. C. e Kakazu, T. K. (2010)

De acordo com Souza (1999), normalmente, os campos básicos de funcionamento de uma turbina são obtidos em bancadas de teste e abrange, as várias variáveis de interesse. Esses

campos são denominados de diagrama de colina ou topográficos, sendo o mais comum o que representa a vazão  $Q$  versus a rotação  $n$  com curvas de rendimento total  $\eta_t$  e abertura  $\alpha$  constantes, na condição de altura de queda  $H$  constante.

Cada tipo de turbina possui um comportamento distinto, conforme demonstrado na Figura 2.2:



**Figura 2.3** Diagramas de colina de turbinas hidráulicas  
Fonte: Souza, Zulcy. (1995)

De acordo com Vivier (1966), para as turbinas Francis lenta, com aumento da rotação, há queda da vazão, devido ao componente de choque, que dá origem a correntes de recirculação. Todavia, nas turbinas Francis rápida, existe um maior afastamento entre os sistemas distribuidor e rotor, denominado câmara de vórtices, que reduz o choque e as correntes de recirculação, permitindo o aumento da vazão com o aumento da rotação.

Por transferência de quantidade de movimento parte da energia potencial dela, é transferida para o rotor na forma de torque e velocidade de rotação. Devido a isto a água na

saída da turbina está a uma pressão pouco menor que a atmosférica, e bem menor do que a inicial.

A equação de Bernoulli para um fluido incompressível (no caso a água) submetido a um campo gravitacional uniforme diz que:

$$\frac{\rho V^2}{2} + \rho gh + p = \text{constante} \quad (2.1)$$

Onde  $\rho$  é a densidade do fluido,  $V$  a velocidade do fluido ao longo do conduto,  $g$  aceleração da gravidade,  $h$  = altura com relação a um referencial e  $p$  = pressão ao longo do conduto.

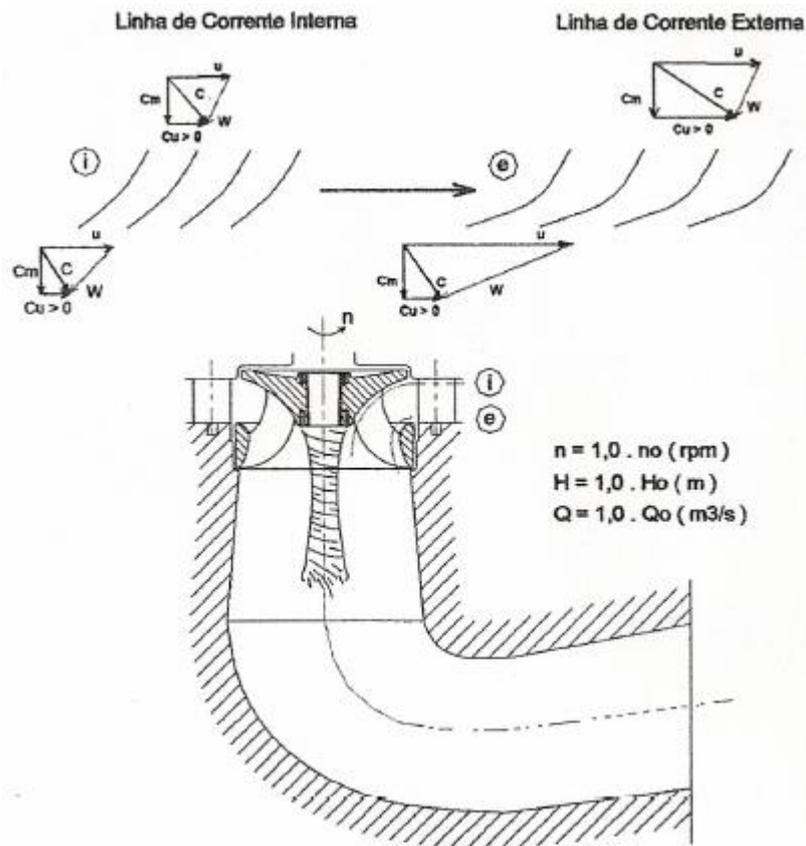
Considera-se que a velocidade do fluxo da água, desde sua entrada (à montante) no conduto forçado até sua saída (à jusante), permanece constante. Já a pressão aumenta devido à redução da altura da queda ( $h$  da equação). No distribuidor, parte dessa energia de pressão é convertida na forma de energia cinética.

Na turbina Francis, tanto a energia cinética, quanto a energia de pressão terão uma parte transformadas em trabalho mecânico ao fazerem o rotor girar. O tubo de sucção tem a finalidade de converter a velocidade da saída da roda em pressão, para reduzir as perdas de saída. O tubo de sucção se alarga para baixo de maneira que o retardamento do fluxo cause uma redução de pressão na entrada do tubo (menor que a pressão atmosférica), e com isso aumente a diferença de pressão útil na máquina. Quanto maior essa diferença, maior a eficiência da máquina. (NAUPA, 1995). Este ponto de pressão reduzida é o ponto crítico para a ocorrência de cavitação.

### 2.3. Limites de Operação de Turbinas Hidráulicas

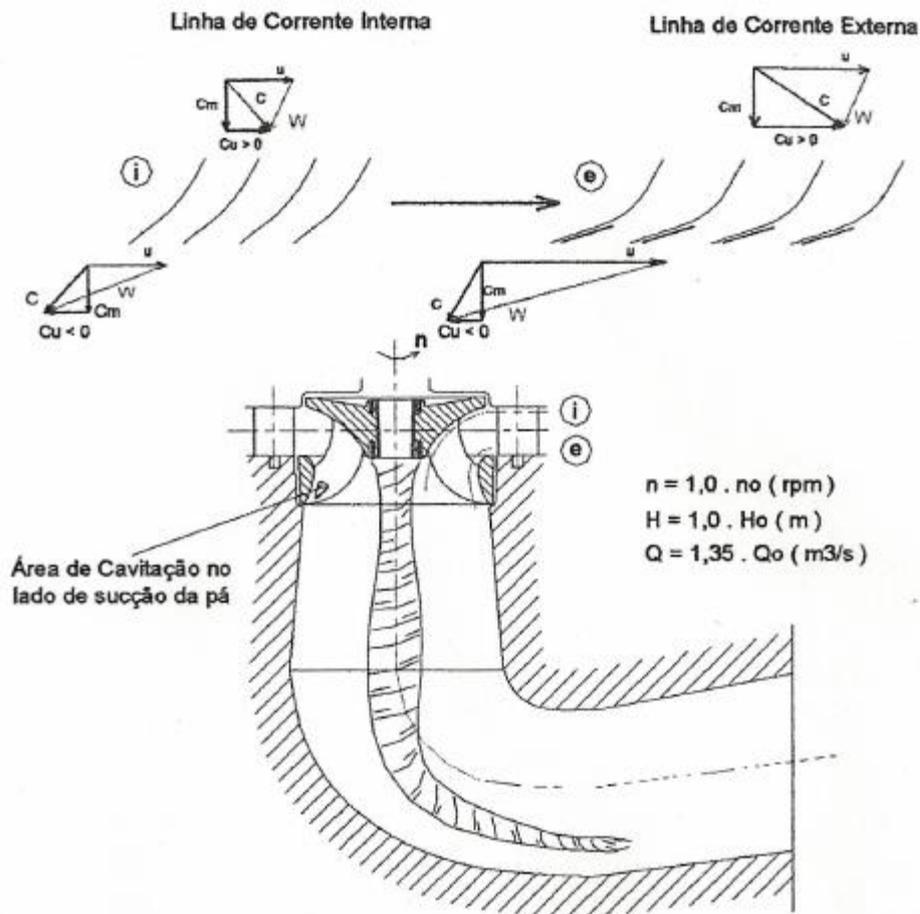
Ulith (1976) apresenta os resultados obtidos em laboratório de uma turbina Francis rápida, para várias condições de funcionamento. Duas delas são mostradas nas Figuras 2.4 e 2.5, onde se observam os triângulos de velocidade para a entrada e a saída do rotor, as linhas interna e externa, onde  $u$  é a velocidade tangencial,  $c$  a velocidade absoluta e  $w$  a velocidade relativa.

A Figura 2.4 mostra o ponto de operação dentro da região ideal de funcionamento para esta turbina, na rotação nominal e constante, onde, mesmo com uma pequena formação de vórtice de núcleo ou trança no mesmo sentido de rotação, não há aparecimento de nenhum tipo de cavitação. Neste caso, a máquina opera suavemente, isenta de vibração.



**Figura 2.4.** Turbina Francis operando dentro da região ideal de funcionamento  
Fonte: Ulith, P. (1976)

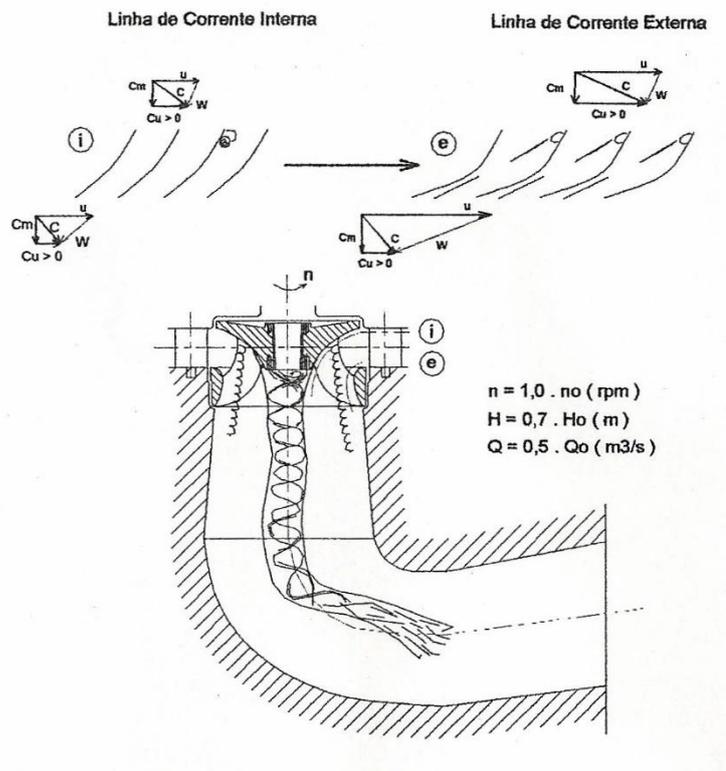
No caso da Figura 2.5, na rotação nominal, com a vazão 35 [%] acima da vazão para o rendimento máximo, onde os limites de início de cavitação de superfície foram ultrapassados, mostra-se a erosão por cavitação na aresta do lado de sucção da pá e um vórtice no sentido contrário ao da rotação da turbina, provocando perda de rendimento no grupo gerador.



**Figura 2.5.** Turbina Francis operando fora da região ideal de funcionamento com sobrecarga  
Fonte: Ulith, P. (1976)

Ulith (1976) apresenta outros pontos de funcionamento com variação de altura de queda e vazão simultaneamente, com aparecimento de vórtices e tipos diferentes de cavitação. A Figura 2.6 apresenta o funcionamento da turbina com altura de queda  $H = 0,7 H_0$  e carga parcial, representando o caso do reservatório de montante com nível muito baixo.

Neste caso é ultrapassado o limite de início de cavitação nos lados de pressão e sucção na aresta de entrada, formando turbilhões livres em cada canal das pás do rotor, que não provocam a erosão por cavitação. Entretanto, o vórtice do núcleo provoca oscilações de pressão no tubo de sucção, com conseqüências de forças resultantes nos mancais e no eixo.



**Figura 2.6.** Turbina Francis operando fora da região ideal de funcionamento com carga parcial

Fonte: Ulith, P. (1976)

Para o caso da altura de queda maior que a nominal, com rotação constante, seja na carga parcial ou na sobrecarga, haverá também formação de trança e cavitação, que normalmente não dependem do controle de altura de sucção.

## 2.4. Estado da arte

De acordo com Santos (2013) a palavra cavitação tem origem do latim “cavus” que significa buraco ou cavidade e é utilizada para descrever o processo de nucleação, crescimento e colapso das bolhas de vapor em um fluido. A cavitação é um fenômeno físico pertinente somente à fase líquida das substâncias, podendo ser observado em diversos sistemas hidrodinâmicos como em hélices de navios, bombas radiais, bombas centrífugas, turbinas e válvulas, sendo na maioria das vezes indesejada a sua presença, pois provoca redução na eficiência do equipamento e desgaste superficial por erosão. (KOIVULA, 2000).

Os estudos desenvolvidos por Knapp et al. (1970) são referências para o fenômeno da cavitação, pois apresentam os fundamentos teóricos e diversos resultados experimentais em ensaios em máquinas hidráulicas.

Em função dos impactos da cavitação na eficiência das turbinas e, conseqüentemente, na geração de energia elétrica em centrais hidrelétricas, vários estudos foram realizados ao longo das últimas décadas com o objetivo de caracterizar e monitorar este fenômeno.

As vantagens do monitoramento de turbinas hidráulicas por vibração foram inicialmente discutidas por Farhat et al (1999). Neste primeiro estudo, foi analisada uma turbina Francis de grande porte, correlacionado a abertura do distribuidor com a ocorrência de cavitação. As vibrações induzidas por cavitação foram medidas nas partes fixas da turbina e comparadas com as medições em um modelo similar.

Com o aprimoramento dos acelerômetros piezoelétricos para coletar sinais de vibração em máquinas rotativas, buscou-se integrar esta técnica para análise do comportamento do fenômeno de cavitação. Kaye et al (2002) realizou os primeiros ensaios de monitoramento de cavitação em um modelo de turbina Francis utilizando acelerômetros piezoelétricos para coletar sinais de vibração, visando validar este método para caracterizar o fenômeno.

Os estudos avançam no sentido de correlacionar os parâmetros operacionais das centrais hidrelétricas, a geometria das turbinas e a amplitude e frequências associadas à cavitação coletadas por meio de análise de vibração. Avellan (2004) utiliza um modelo reduzido de turbina Francis para caracterizar e identificar as quatro formas de cavitação que ocorrem de acordo com as condições operacionais da máquina, correlacionando a cavitação com os níveis de vibração da máquina.

Esta caracterização do fenômeno em turbinas Francis também foi avaliada por Escaler et al. (2004) que correlacionou as quatro formas de cavitação identificadas com os coeficientes de pressão ( $\psi$ ) e de vazão ( $\phi$ ) obtidos a partir os parâmetros de projeto da máquina.

Escaler al. (2006) realizam uma investigação experimental para avaliar as condições de detecção da cavitação em turbinas Francis baseada na análise dos sinais induzidos pelas vibrações e emissões acústicas e medições das pressões hidrodinâmicas nas máquinas. Foram utilizados acelerômetros piezoelétricos na faixa de 40 kHz, sensor de emissão acústica com frequência de ressonância em 200 kHz e transdutores de pressão. Os sensores foram instalados no distribuidor, tubo de sucção e mancal guia da turbina, gerando sinais característicos do

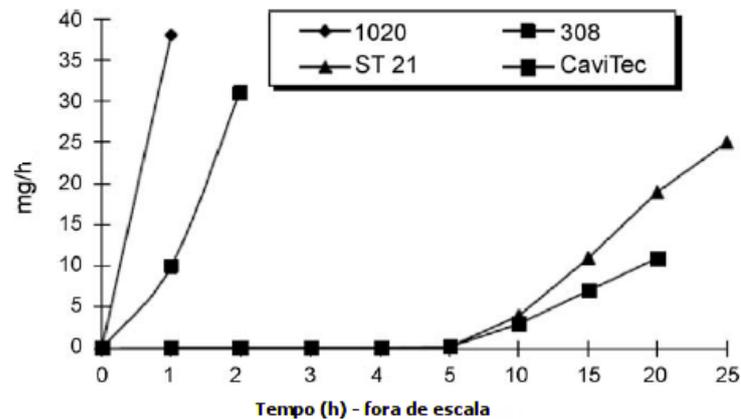
escoamento do fluido e da estrutura da máquina, produzindo espectros em baixa e alta frequência, modulados por amplitude.

Com este método de análise validado, Bajic (2003) apresentou exemplos práticos de diagnóstico de cavitação utilizados em turbinas Francis, Kaplan e Bulbo, permitindo assim otimizar a faixa de operação reduzindo o fenômeno da cavitação.

Huixuan et al. (2007) avançaram nos estudos relacionados à cavitação, desenvolvendo um sistema de monitoramento da cavitação em tempo real para turbinas Kaplan utilizando acelerômetros e sensores de emissão acústica. As características do sinal, como desvio-padrão, nível sonoro e composição em frequência foram analisadas pelos autores, conforme as condições de operação da máquina, assinaladas pela altura de queda H e pela abertura do distribuidor (ou potência de saída). O sistema foi instalado em um protótipo na Usina de Gezhouba, China, e permitiu distinguir o ruído emitido pela cavitação dos produzidos pelo fluxo e pelos de origem mecânica. Com base em uma condição fixa de operação e a intensidade de cavitação, foi possível estimar o grau de erosão de cavitação.

Kumar, Saini (2010) se dedicaram a avaliar as causas dos danos em turbinas hidráulicas por problemas de cavitação, erosão pela areia, defeitos de material e fadiga. No estudo realizado é possível identificar as partes da turbina expostas à cavitação são o rotor e o cone do tubo de sucção, tanto para as turbinas do tipo Francis como Kaplan. O efeito danoso da erosão da cavitação pode ser reduzido por meio da melhoria do projeto hidráulico e pela produção de componentes que ofereçam resistência.

Hart e Whale (s/d) empreenderam uma pesquisa com o fim de oferecer melhorias na liga de solda na superfície do metal, para verificar a resistência à erosão provocada pela cavitação. As características típicas de desgaste encontradas em laboratório se apresentaram bem correlacionadas com as condições reais de trabalho. Puderam constatar que o aço inoxidável austenítico produz um bom resultado de resistência à erosão. Diversas ligas industriais foram avaliadas pelo teste vibratório e em velocidades elevadas de cavitação. Os testes de campo demonstraram um aumento da resistência de até 800% em relação ao aço inoxidável 308. A perda de peso acumulada de várias ligas industriais é exibida na Figura 2.7.



**Figura 2.7** Perda de peso acumulada de várias ligas industriais usadas para o preenchimento das pás

Fonte: (Hart, Whale, s/d).

## 2.5. Pesquisa, Desenvolvimento e Inovação realizados no Brasil

Cumprir também os estudos realizados na área de cavitação financiados pelo Programa de Pesquisa, Desenvolvimento e Inovação (P&D+I) da (ANEEL).<sup>4</sup> Os primeiros estudos realizados, entre 2000 e 2004, focavam especificamente em metodologias e técnicas para a reposição de material para a recuperação das máquinas em função da erosão por cavitação. Os estudos iniciais não focavam apenas as turbinas hidráulicas, mas todo o sistema de adução e vertedouro. Foram avaliados diferentes materiais de reparo, levando-se em consideração as condições de manutenção e a exiguidade de tempo para os reparos.

Destaca-se para este período um estudo realizado pela CELPA em parceria com a UFPA para novas tecnologias de reparo para o problema de cavitação e abrasão no concreto em usinas hidrelétricas, no qual foi realizado um projeto-piloto na UHE Curuá-Una. O trabalho permitiu avaliar o desempenho de diferentes materiais de reparo frente às ações de abrasão e cavitação, levando em consideração as condições bastante peculiares da região do tubo de sucção e caixa-espiral, as quais exiguidade de tempo para execução do reparo.

A partir de 2005 iniciaram-se estudos mais aplicados para o diagnóstico de desgastes por cavitação em turbinas hidráulicas, desenvolvendo sistemas de aquisição e monitoração de

<sup>4</sup> Lista de Projetos de P&D – Resolução 316/2008 – ANEEL. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/area.cfm?idArea=75> Acesso em 20 de setembro de 2015

sinais de vibração e acústicos para este fim. A maioria dos projetos visavam identificar o melhor momento para realização de intervenções em unidades geradoras de grande porte (melhor relação custo-benefício), bem como estabelecer metodologias para diagnosticar a vida útil residual dos rotores e tubos de sucção de turbinas hidráulicas.

A maioria dos estudos dessa época associaram esses sistemas de monitoração de vibração com monitoramento do desempenho dos grupos geradores, com base na medição dinâmica do torque no eixo da turbina.

Destaca-se para este período um estudo realizado pela Eletronorte em 2006 para desenvolver um sistema de detecção de cavitação totalmente integrado, composto por um conversor analógico-digital (A/D) e um DSP. Atualmente esta tecnologia está totalmente dominada, mas na época representou significativo avanço pois ampliou consideravelmente a capacidade de aquisição de dados, uma vez que o projeto propunha um diagnóstico da erosão causada pela cavitação nas pás da máquina hidroelétrica, em tempo real, sem interrupção de operação da máquina.

Outro importante estudo que merece destaque foi realizado em 2007 pela Endesa com objetivo de desenvolver e validar metodologia para avaliação de cavitação nas unidades geradoras da UHE Cachoeira Dourada, por meio de uma abordagem vibro-acústica com processamento síncrono de múltiplos sensores, a partir de sinais medidos em máquinas reais.

Com este estudo foi possível mapear o comportamento de cavitação em turbinas Francis e Kaplan da UHE Cachoeira Dourada e documentar os pontos de operação nas quais a cavitação ocorre com maior severidade. Foi avaliado o impacto na eficiência da central a técnica de injeção de ar para reduzir o efeito da cavitação.

O estudo realizado nas duas unidades geradoras da UHE Cachoeira Dourada foi preconizador na busca dos procedimentos de monitoramento preditivo em tempo real de turbinas no tocante à cavitação. A partir deste estudo novas iniciativas se iniciaram visando otimizar técnicas de monitoração por emissão acústica para detecção de descontinuidades nas pás de turbina e cavitação.

## CAPÍTULO 3 – Cavitação

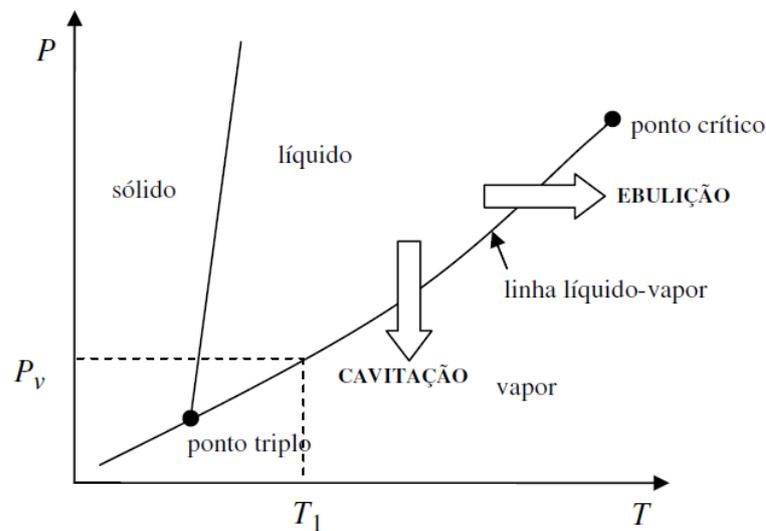
### 3.1. Fenômeno da Cavitação

Quando um líquido escoar numa região onde a pressão se reduz à pressão de vapor, ele ferve, formando bolhas de vapor numa massa líquida. As bolhas são arrastadas pelo líquido até regiões de pressão mais elevada onde entram em colapso quase instantaneamente. Este fenômeno é chamado de cavitação. Se as bolhas de vapor estão próximas (ou em contato) a uma fronteira sólida quando entram em colapso, as forças exercidas pelo líquido, ao preencher os espaços anteriormente ocupados pelo vapor, criam pressões localizadas extremamente elevadas que causam erosão (destacamento de material) na superfície sólida. O fenômeno é acompanhado de ruído e vibrações. (STREETER; WYLIE, 1997).

Tiago Filho (1990) cita que os gases e vapor do líquido que preenchem essas bolhas surgem a partir dos núcleos gasosos macroscópicos contidos nas ranhuras e asperezas das paredes ou em partículas suspensas no próprio líquido. A esses núcleos são creditadas toda a responsabilidade do surgimento da cavitação, já que, caso o líquido fosse um meio contínuo perfeito, para o surgimento de cavidades, haveria necessidade de submeter o fluido a trações na ordem de grandeza das forças de coesão molecular, centenas de milhares de  $N/m^2$ , caso o líquido for a água.

Kouvula (2000) destaca que este tipo de fenômeno pode ser observado em diversos tipos de sistemas hidrodinâmicos e provoca a redução da eficiência da máquina. A perda da eficiência da máquina está associada a três efeitos à cavitação: geração de ruído, vibração e a erosão.

Brennen (1995) cita que, em uma substância pura, a fase líquida e a fase vapor podem coexistir em equilíbrio somente em uma determinada linha, correlacionando pressão e temperatura, chamada linha líquido-vapor. Fora desta linha, uma fase desta substância é mais estável que a outra. No ponto-tríplice as três fases (líquido, vapor e sólido) coexistem, ou seja, a substância pode ter três alternativas de estados estáveis. A Figura 3.1 mostra um gráfico típico idealizado, de uma substância pura, relacionando a pressão ( $P$ ), a temperatura ( $T$ ) e o volume específico ( $\nu$ ).



**Figura 3.1** Gráfico Diagrama de Fase  
Fonte: Brenenn, C.E. (1995)

Nos sistemas hidráulicos há uma variação da pressão estática absoluta devido às perdas de carga e características do equipamento. Nestes sistemas, caso ocorra uma diminuição da pressão estática absoluta do fluido transportado e se esta pressão se torne igual ou inferior a pressão  $P_v$ , pode ocorrer a vaporização instantânea do líquido, coexistindo a fase líquida e vapor, ocasionando assim a formação de bolhas no fluido.

Se houver um aumento da pressão no escoamento, essas bolhas podem entrar em colapso (BRENNEN, 1995). A cavitação pode ocorrer em qualquer líquido no qual a pressão estática local do fluido esteja igual ou abaixo da pressão de vapor, sem alteração da temperatura (KOIVULA, 2000).

Esta formação de bolhas muda as características do escoamento e ocasionam vibrações na máquina, que por consequência pode afetar o rendimento do sistema. Escaler et al. (2006a) cita que a cavitação em máquina hidráulicas a ocorrência de efeitos indesejados, como instabilidade no escoamento do fluido, vibração, ruído excessivo e desgaste das superfícies metálicas. Quando os componentes mecânicos estão submetidos à cavitação constante, há destacamento de material da superfície metálica podendo levar o componente à falha mecânica. Esta degradação é chamada de erosão por cavitação e é consequência da repetibilidade do colapso das bolhas nas proximidades da superfície. (KOIVULA, 2000).

Quando o colapso das bolhas ocorre longe das superfícies sólidas, há uma emissão de energia de forma quase instantânea na forma de ondas de choque, consequência do colapso violento de milhares de bolhas de vapor, que podem atingir até 1.000 MPa (GADAG E SRINIVASAN, 1995).

Em vista da densidade do fluido no estado líquido, por exemplo no caso da água ser em torno de  $10^5$  vezes maior que o do vapor, a mesma pressão e temperatura, a súbita implosão da cavidade na zona de alta pressão libera uma enorme quantidade de energia que, caso ocorra próxima a superfície metálica dos componentes, pode causar erosão do material. (TIAGO FILHO, 1990).

As partículas colidem no centro da cavidade e geram alterações no campo representativo das velocidades e das pressões do escoamento. Quando essas cavidades atingem as pás do rotor, bem como o tubo de sucção, desagregam material de menor coesão e formam erosões na superfície, ocasionando um aspecto rendilhado e corroído. A elevada pressão provocada por estas altas velocidades de impacto provocam danos microscópicos na superfície sólida chamados de pits (DULAR ET AL., 2006).

Geralmente a cavitação ocorre a uma pequena distância da parede, em locais onde a camada limite apresenta-se na condição de máxima turbulência e, conseqüentemente, locais onde ocorrem grandes flutuações de pressão. (TIAGO FILHO, 1990).

O processo violento de colapso da cavidade ocorre num curto espaço de tempo de cerca de vários nano segundos e resulta na emissão de frequência de ruído de grande amplitude (ESCALER ET AL, 2006a). De acordo com Tiago Filho (1990) o tempo requerido na formação e posterior implosão gira em torno de  $10^{-6}$  s e é um fenômeno de alta frequência, pois decorre da combinação de flutuação de velocidade e de pressão, ambos de alta frequência.

Na figura 3.2 observa-se uma pá de turbina Francis com erosão devido à cavitação. Esta condição aumenta o grau de rugosidade das superfícies e, conseqüentemente, os níveis de cavitação da máquina. Falhas como esta dependem custos de manutenção e troca de componentes mecânicos, com alto tempo de parada da máquina. Esta situação pode ser minimizada se houver um sistema de monitoramento das condições operacionais da máquina, para que não ocorra cavitação. A ocorrência da cavitação depende de vários fatores, tais como: geometria do rotor, distribuição da pressão no fluido, propriedades do fluido, entre outros.

Todos esses fatores mostram a variedade de situações possíveis e a complexidade nas determinações das causas.



**Figura 3.2** Pás com erosão por efeito de cavitação  
Fonte: Macintyre, A. J. (1983)

A cavitação pode ser controlada por diversos métodos que variam desde a substituição de materiais empregados na fabricação dos componentes até no uso de inibidores de formação de vapor no líquido (BENNEKOM ET AL, 2001).

De acordo com Tiago Filho (1990) a importância da cavitação decorre dos efeitos a ela relacionadas, em especial no tocante ao comportamento e funcionamento das máquinas e dispositivos hidráulicos a ela sujeitos. Dentre os principais efeitos nocivos relacionados à cavitação, pode-se destacar: a mudança nas características das máquinas hidráulicas, diminuição da eficiência, separação da veia líquida, geração de ruído e vibração e a erosão.

### 3.2 Tipos de Cavitação

Knapp et al. (1970) considera as condições de escoamento e sua principal característica física para classificar os tipos de cavitação nos seguintes grupos:

- Cavitação em movimento (“*Travelling cavitation*”) – Na cavitação em movimento, o desenvolvimento e o colapso das bolhas ocorrem em movimento no sentido do fluxo.
- Cavitação fixa (“*Fixed Cavitation*”) – Neste tipo a formação das bolhas ocorre em torno de um corpo rígido submerso. Em torno desta cavidade formada, as bolhas se

movimentam no sentido do fluxo. Este tipo de cavitação é associado à formação e desprendimento de camada limite em torno de corpos submersos.

- Cavitação em vórtices (“*Vortex Cavitation*”) – Neste tipo as bolhas são encontradas no núcleo dos vórtices ao qual são formados em zonas de alto cisalhamento. A cavitação pode aparecer como cavitação em movimento ou fixa. Este tipo de cavitação é um dos tipos mais antigos observados, pois frequentemente ocorre nas extremidades das pás das hélices de navios. Este tipo de cavitação é muitas vezes conhecido como “*Tip Cavitation*”.
- Cavitação vibratória (“*Vibratory Cavitation*”) – Neste caso o elemento líquido sofre vários ciclos de cavitação devido às flutuações de pressão de alta amplitude e alta frequência. Estas flutuações são devidas às superfícies submersas que vibram perpendicularmente à sua superfície e geram ondas de pressão no fluido.

De acordo com esta classificação clássica, pode-se observar que todos estes tipos estão presentes em turbinas hidráulicas. A cavitação em movimento e fixa são encontradas quando o fluxo é obstruído numa direção, e assim, é desviado de sua direção inicial. A cavitação em vórtices ocorre em zonas de interferência, por exemplo, nos extremos das pás da turbina em função de um gradiente de pressão paralelo à superfície e normal ao fluxo. No tubo de sucção também pode ocorrer cavitação em vórtice.

As cavitações podem assumir diferentes formas dependendo das condições do escoamento. A cavitação surge à medida em que as condições operacionais se afastam das condições de projeto. As bolhas geralmente surgem em regiões de baixa pressão e implodem em gradientes de pressão adversos. Sua formação é fortemente influenciada pelo teor de ar no líquido.

### 3.3 Cavitação em Turbinas Hidráulicas Francis

De acordo com a NBR 6465<sup>5</sup>, máquinas hidráulicas Francis são turbinas de reação, no qual o fluxo d'água penetra radialmente no distribuidor e no rotor, no qual as pás são fixas. São

---

<sup>5</sup> NBR 6465 (1998) – Associação Brasileira de Normas Técnicas. Disponível em: <http://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=7528> Acesso em 19 de setembro de 2015

máquinas essencialmente centrípetas e utilizam o tubo de sucção para um ganho de energia cinética na saída.

Tiago Filho (1990) cita que na região nominal de funcionamento, dentro dos limites projetados, a turbina Francis apresenta um bom comportamento, funcionando silenciosamente, com flutuações desprezíveis de pressão e potência.

Entende-se por altura de sucção de uma turbomáquina hidráulica como sendo a pressão atuante na secção de sucção do rotor, medida em metros de coluna d'água, relativa à pressão reinante no nível d'água à jusante. A máxima altura de sucção é determinada para a máquina na condição não cavitante, isto è: a pressão na sucção do rotor é maior que o valor crítico de vaporização do líquido na temperatura de operação.

Para a análise de cavitação em máquinas de fluxo, é utilizado um coeficiente que está associado à instalação e os parâmetros do projeto da máquina. Este coeficiente é bastante útil para caracterizar a suscetibilidade do sistema à cavitação. (STREETER;WYLIE, 1997):

A proteção contra a cavitação deve começar pelo projeto hidráulico do sistema a fim de evitar, se possível, baixas pressões. Um índice de cavitação  $\sigma$  é útil para a escolha adequada de uma turbina e para sua localização em relação ao nível de sucção ou à cota do nível à jusante.

Se  $e$  for o ponto de pressão mínima, a equação de Bernoulli aplicada entre  $e$  e a superfície livre à jusante, desprezadas as perdas entre esses dois pontos, pode ser escrita

$$\frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} + Z_s = \frac{p_{at}}{\gamma} + 0 + 0 \quad (3.1)$$

onde  $p_{at}$  é a pressão atmosférica e  $p_e$  é a pressão absoluta em  $e$ . Para ocorrer cavitação em  $e$ , a pressão deve ser igual ou inferior à pressão de vapor  $p_v$ .

O valor crítico  $\sigma_c$ , conhecido como coeficiente de cavitação de Thoma, pode ser determinado por meio de um ensaio em um modelo representativo. Para que não ocorra a cavitação, a altura de sucção  $H_s$  deve ser fixada de forma que o valor resultante de  $\sigma$  seja maior que o valor crítico  $\sigma_c$ .

De acordo com Horta et al (2000) a relação entre  $\sigma$ , que pode ser definido como o coeficiente de cavitação da instalação, e o  $\sigma_c$ , representa o fator de segurança com relação a cavitação que por volta de 1960, era de 50%, e atualmente existem fabricantes trabalhando em 10%. Este valor tende a diminuir à medida em que há melhorias nos sistemas de controle e monitoramento deste fenômeno. Atualmente fórmulas empíricas, advindas de métodos estatísticos, têm sido utilizadas para determinar de forma preliminar as alturas de sucção de turbinas hidráulicas. Estas fórmulas normalmente são função da queda, e principalmente da velocidade específica de turbinas homólogas, no entanto a comprovação do comportamento do rotor da turbina com relação à cavitação, é feita nos ensaios do modelo reduzido.

Tradicionalmente, o coeficiente  $\sigma$  também pode ser calculado da seguinte forma:

$$\sigma = \frac{h_{at} + h_v + H_s}{H} \quad (3.4)$$

Onde:

$h_{at}$  - Altura barométrica local [m.c.a];

$h_v$  - Altura correspondente à pressão de vapor da água na temperatura do escoamento [m.c.a];

$H_s$  - Altura de sucção, desnível entre a entrada do tubo de sucção e o nível de jusante; e e

H - Altura de queda líquida.

As turbinas hidráulicas são projetadas para operar em condições de máxima eficiência. A altura de sucção ( $H_s$ ) deve ser determinada de forma que a turbina opere sem condição de cavitação. A eficiência da turbina está diretamente relacionada correlacionada à energia de sucção e energia de queda líquida. A correlação entre essas duas grandezas é um fator crítico para o surgimento da cavitação. (SOUZA, 2009)

De acordo com Souza (2009), se a altura de sucção da máquina estiver inadequada, pode incorrer em uma variação interna na turbina e atingir a pressão de vapor da água em determinada temperatura, induzindo o fenômeno da cavitação. A altura de sucção máxima ( $H_{s \text{ máx}}$ ) pode ser obtida a partir da Equação 1, considerando o ponto de entrada da sucção da máquina e o nível mínimo de jusante, de forma que

$$H_{s \text{ máx}} = 10 - 0,00122 \cdot z_b - \sigma \cdot H \quad (3.5)$$

Onde  $z_b$  [m] corresponde a altitude do nível mínimo de jusante no canal de fuga e  $\sigma$  refere-se ao coeficiente de cavitação de Thoma, obtido experimentalmente em função da rotação específica da máquina ( $n_{qA}$ ), e calculado de acordo com a expressão (Souza, 2009), para turbinas tipo Francis:

$$\sigma = 0,0245 \cdot e^{0,00833 \cdot n_{qA}} \quad (3.6)$$

Para turbinas axiais, o coeficiente  $\sigma$  pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$\sigma = 1,266 \cdot 10^{-5} \cdot n_{qA}^{1,75} \quad (3.7)$$

Sendo que:

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} = 3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (3.8)$$

Os valores médios de pressão de vapor em relação à temperatura são apresentados na tabela 3.1 (SOUZA, 2009):

**Tabela 3.1.** Valores médios de pressão de vapor da água.

$\frac{p_v}{\gamma}$	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

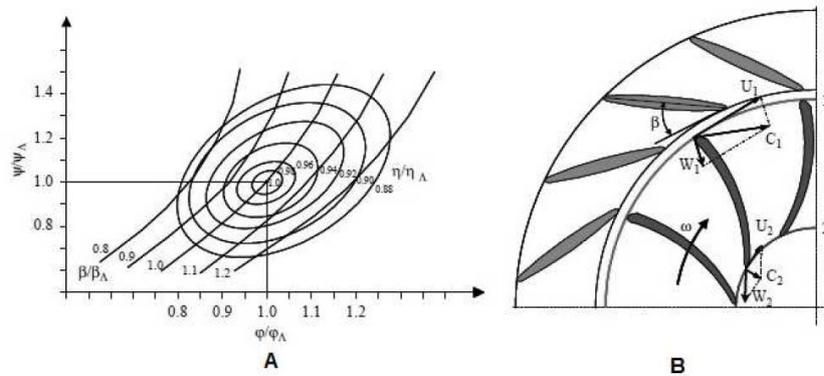
De acordo com Escaler et al. (2006a) as condições operacionais das turbinas são representadas pelos coeficientes de queda ( $\psi$ ) e de vazão ( $\varphi$ ), conforme as expressões:

$$\psi = \frac{2E}{\omega^2 R^2} \quad (3.9)$$

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \omega R^3} \quad (3.10)$$

Onde E é a energia hidráulica específica,  $\omega$  velocidade angular, R o raio de referência do rotor e Q a vazão.

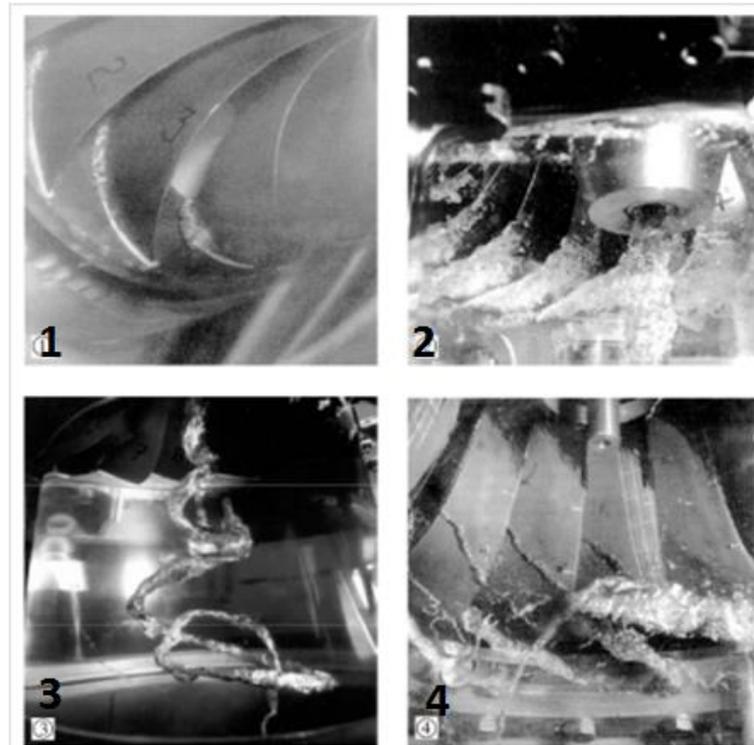
A Figura 3.3 (A). apresenta um diagrama típico de operação de uma turbina Francis e a Figura 3.3 (B) um diagrama de vetores representando a cinemática do fluxo no rotor da turbina.



**Figura 3.3** – (A) Diagrama típico de operação de uma turbina Francis. (B) Vetores representando a cinemática do fluxo que atravessa o rotor. FONTE: Escaler et al. (2006a)

Na Figura 3.3 (A) o índice subscripto  $\Lambda$  significa o ponto de operação de projeto da máquina ou de melhor eficiência. A queda pode sofrer mudanças uma vez que os níveis do reservatório a montante e a jusante podem variar. A vazão é alterada pela abertura do distribuidor, alterando o ângulo de abertura,  $\beta$ , conforme mostra a Figura 3.3 (B). Estas variações têm influência direta na cinemática do fluxo no rotor e podem determinar a tendência ao surgimento da cavitação. Quanto mais as condições operacionais se afastam das condições de projeto, mais susceptível fica a turbina sofrer cavitação.

Os principais tipos de cavitação que surgem nas turbinas Francis operando fora das condições operacionais são: (1) borda da pá (*leading edge cavitation*), (2) bolha em movimento (*travelling bubble cavitation*), (3) trança no tubo de sucção (*draft tube swirl*) e (4) cavitação tipo vórtice inter-pás (*Inter-blade vortex cavitation*), como pode ser observado na Figura 3.4:



**Figura 3.4** - Principais tipos de cavitação em uma turbine Francis: (1) borda da pá (*leading edge cavitation*), (2) bolha em movimento (*travelling bubble cavitation*), (3) trança no tubo de sucção (*draft tube swirl*) (4) cavitação tipo vórtice inter-pás (*Inter-blade vortex cavitation*)

Fonte: Escaler et al. (2006a)

De acordo com Escaler et al. (2006a) a cavitação nas bordas das pás ocorre no lado de sucção da pá do rotor quando a altura de queda é maior que a de projeto ( $\frac{\psi}{\psi_A} > 1$ ) ou no lado de pressão quando a altura de queda é menor que a de projeto ( $\frac{\psi}{\psi_A} < 1$ ). Este é um tipo muito agressivo de cavitação que provoca erosões severas nas pás, bem como flutuações de pressão.

A cavitação provocada pelas bolhas em movimento também ocorre no lado de sucção da pá, próximo do meio da corda, ao lado da borda de fuga e atinge seu máximo quando a turbina opera em regime de sobrecarga com a vazão muito maior que a de projeto ( $\frac{\varphi}{\varphi_A} \gg 1$ ). Esta situação é um tipo grave e barulhento de cavitação, que reduz significativamente a eficiência da máquina e pode provocar erosão se ocorrer a implosão das bolhas nas pás.

A trança no tubo de sucção ocorre devido a formação de vórtex no centro do tubo de sucção da turbina. Sua intensidade depende do coeficiente de thoma ( $\sigma$ ) e ocorre quando as turbinas operam em cargas parciais ( $\frac{\varphi}{\varphi_A} < 1$ ) ou em sobrecargas ( $\frac{\varphi}{\varphi_A} > 1$ ), devido à componente da velocidade circunferencial residual da descarga do rotor.

De acordo com Escaler et al. (2006a) a partir de 50% até 80% da vazão nominal, o núcleo do vórtice tem uma forma helicoidal com 0,25 a 0,35 vezes a rotação nominal. Neste caso, as pulsações de pressão circunferenciais são geradas em baixa frequência. Flutuações mais fortes podem ocorrer se coincidir com a frequência natural do tubo de sucção. Isto provoca grandes explosões de pulsos de pressão no tubo de sucção causando fortes vibrações na turbina.

Já o vórtice inter-pás ocorre devido a formação de vórtices secundários localizados entre as pás, com separação da camada limite ocasionadas pela variação do perfil de velocidade e podem surgir em cargas parciais ( $\frac{\varphi}{\varphi_A} < 1$ ) ou em condições extremas de altas quedas ( $\frac{\psi}{\psi_A} \gg 1$ ).

Horta et al. (2000) cita que a cavitação de borda de pá é influenciada primordialmente pelo ângulo de incidência do escoamento na pá e é praticamente insensível ao valor da altura de sucção. Desta forma conclui que aumentar a altura de sucção para minimizar este tipo de cavitação não é recomendado, pois levaria a níveis de escavações inaceitáveis e é inviável economicamente. As cavitações sensíveis à altura de sucção, bolhas em movimento por exemplo, são as que normalmente ocorrem no lado de sucção das pás nas bordas de saída, que podem ser evitadas com o incremento da altura de sucção.

A erosão por cavitação em turbinas hidráulicas é um efeito dos mais indesejáveis e nocivos, e responsável por grandes perdas e danos para as centrais hidrelétricas. Para evitar a ocorrência desses fatores, sempre que possível os limites operacionais das unidades geradoras são limitados.

O estudo do fenômeno de erosão é bastante complexo pelo fato de envolver o comportamento hidrodinâmico dos fluxos cavitantes, especialmente as fases de implosão das estruturas de vapor e o comportamento do material com relação aos impactos repetitivos oriundos da cavitação. A previsão da erosão por cavitação em turbinas hidráulicas tem sido objeto de pesquisas intensas atualmente, nos campos numérico e experimental, entretanto o problema ainda não foi resolvido (HORTA ET AL., 2000).

A capacidade erosiva da cavitação está associada aos pulsos de pressão gerados. Para prever os possíveis danos, os pesquisadores têm recorrido principalmente aos métodos experimentais, destinados a quantificar estes picos de pressão e compará-los com a resistência dos materiais. Também tem sido usado métodos acústicos, que monitoram os ruídos do fenômeno.

Tiago Filho (1990) destaca que, a não ser em casos específicos, geralmente torna-se antieconômico especificar equipamentos e instalações totalmente imunes à cavitação. Os custos dos materiais exigidos na construção e/ou revestimentos do rotor, ou a necessidade de grandes escavações, para atender a altura de sucção requerida, torna inviável o custo do empreendimento. Normalmente mostra-se economicamente viável admitir uma erosão de baixa intensidade, mesmo que seja necessário paradas periódicas para manutenção e recuperação do rotor. A análise deve ser criteriosa uma vez que há limitações quanto a operação da máquina e suas paradas podem elevar os custos operacionais, bem como diminuir a confiabilidade do sistema.

Devido a necessidade de atender a carga que varia periodicamente, as turbinas hidráulicas trabalham sob regime de cargas parciais, ou seja, sujeitas à cavitação. Como alternativas para minimizar este efeito, pode-se promover a aeração a jusante da zona crítica injetando ar no limite de 1% da vazão da máquina ou modificar o escoamento por meios geométricos (TIAGO FILHO, 1990). Essas duas soluções implicam em perdas de eficiência da máquina já que há uma obstrução no escoamento da água.

Tiago Filho (1990) destaca um dos primeiros parâmetros utilizados para o monitoramento deste fenômeno é a queda de eficiência da máquina, que em alguns casos pode chegar até 3%. Outro método possível é o acompanhamento visual, que só é possível em instalações onde a parada e desmontagem da máquina não prejudica o processo de geração de energia e é de fácil execução. Em grandes instalações, o monitoramento é feito por meio da análise de vibração. Os níveis de ruído e cavitação, medidos em bandas de frequências distintas são plotados em gráficos em função do coeficiente de cavitação. Este método é baseado em aproximações dos sinais relacionadas com as potências acústicas emitidas pelos pulsos de pressão.

A cavitação é um fenômeno pulsante que provoca oscilações de pressão em baixas frequências e pulsos de pressão de alta frequência. Estas oscilações de pressão estão associadas à dinâmica das bolhas e os pulsos de pressão são produzidos pelo colapso das bolhas. Como consequência deste processo, vibrações e ruídos acústicos são gerados e se propagam através das estruturas e do próprio fluido.

A cavitação é uma fonte de excitação que atua internamente no escoamento e nas adjacências, de forma que, para sua detecção pode-se utilizar acelerômetros piezolétricos, fixados na estrutura da máquina, que permitem o diagnóstico dos níveis de vibração associado.

A análise de vibração é uma ferramenta comumente utilizada na manutenção preditiva no tocante ao monitoramento e diagnóstico de cavitação em turbinas hidráulicas.

Os métodos denominados vibro-acústicos possuem uma boa fundamentação teórica para realização do diagnóstico. Apesar dessa base, tais métodos ainda têm sido objetos de estudos intensos. O indicador mais simples e o mais frequentemente utilizado, com base na referida revisão, é o nível de ruído da máquina em uma banda fixa de frequência. Entretanto sua análise exclusiva pode produzir resultados enviesados.

## CAPÍTULO 4 – Análise de Vibração

### 4.1. Monitoramento da Vibração

A cavitação é uma fonte de excitação que atua internamente no escoamento se propagando pelo fluido até as fronteiras, de forma que, para sua detecção pode-se utilizar acelerômetros piezelétricos, fixados na estrutura da máquina, que permitem o diagnóstico dos níveis de vibração associado.

A análise de vibração permite verificar as falhas em componentes móveis e fixos de um equipamento, são descobertas pela taxa de variação das forças dinâmicas geradas. Tais forças afetam o nível de vibração, que pode ser avaliado em pontos acessíveis das máquinas, sem interromper o funcionamento dos equipamentos. Uma máquina, caracterizada por suas partes móveis, vibrará de acordo com as frequências características dos seus componentes. Cada tipo de máquina possui uma ‘assinatura espectral inerente’.

O monitoramento de vibração consiste basicamente em descobrir e analisar mudanças nos parâmetros de frequência e amplitude da vibração. Através do processo de análise de espectro aplicado ao sistema inteiro, é possível identificar as características de vibração de cada componente individual para monitorar sua condição.

Para realização dos ensaios foi utilizado como base a norma ISO10816-1:1996 que estabelece as condições e os procedimentos gerais para a medição e avaliação de vibração, utilizando medições feitas nas partes não rotativas de máquinas.

Os métodos de detecção de cavitação podem ser divididos em teóricos, experimentais e analíticos.

Como exemplo de investigação analítica, Bajic (2003) argumenta que os métodos denominados vibro-acústicos possuem uma boa fundamentação teórica para realização do diagnóstico. Apesar desta base, tais métodos ainda têm sido objetos de estudos intensos. Bajic (2003) elabora uma revisão sobre os métodos aplicados neste campo, com o fim de estimar a cavitação, de forma elucidativa. De modo, bastante sucinto, a revisão abordou os seguintes estimadores mais utilizados.

O estimador mais simples e o mais frequentemente utilizado é o nível de ruído, que se refere a uma banda fixa de frequência. Segundo, Bajic (2003), este estimador produz um valor de intensidade de cavitação enviesado.

Abbot apud Bajic (2003) propõe como outro estimador o nível de modulação da frequência da passagem das pás com a finalidade de medir a agressividade da erosão provocada pela cavitação na turbina. Trata-se de um estimador empregado por vários autores. Contudo há pesquisas que demonstram casos em que há uma erosão importante das pás e no entanto a alteração na frequência de passagem das pás foi desprezível.

Bajic (2003) também destaca a utilização de estimadores de sensor único, resultantes de um sensor em uma única posição. No seu entendimento este tipo de estimador tende a apresentar resultados enviesados. O autor aponta também várias limitações sobre sensores de baixa-frequência, que funcionam abaixo de 0,1 MHz, em especial no tocante à qualidade dos dados coletados.

Ainda de acordo com Bajic (2003) há diversos mecanismos de cavitação em uma turbina que podem se apresentar de forma simultânea ou em diferentes condições de operação da máquina. Além disso, conforme o mesmo autor, diferentes partes da turbina podem estar envolvidas em distintas formas de cavitação.

Bajic (2003) afirma que um diagnóstico viável e consistente de cavitação em uma turbina deve ser integrada em quatro domínios – frequência do ruído, posição angular do propulsor, posição dos sensores e parâmetros que caracterizem as condições de operação da turbina. Deve ser assegurada uma ampla cobertura das frequências e de outras variáveis de importância. O procedimento deve ser multidimensional fundamentado em modelos empíricos para elucidar associações e diagnosticar o fenômeno de forma iterativa.

Há diversas variáveis intervenientes no processo, como a geometria da turbina, suas condições de operação e localização. O fenômeno da cavitação desempenha um papel importante em turbinas Kaplan, Francis e turbina-bomba. A diferença mais significativa entre as turbinas Kaplan e Francis é o desenho do rotor que é, respectivamente, axial e radial. No caso de uma turbina-bomba reversível, o rotor apresenta um desenho radial com velocidade específica baixa (Escaler et al., 2006b).

Conforme Sirok et al. (1999), em turbinas Kaplan, a cavitação ocorre em regiões onde o gradiente de velocidade apresenta maior significância, ou seja, superfícies de elementos com

gradientes geométricos importantes. Desse modo, neste tipo de máquina, este fenômeno normalmente ocorre no topo das pás do rotor.

Flaspöhler (2007) afirma que, no caso de turbinas Kaplan, a entrada do rotor pode ser considerada bastante suscetível para a ocorrência do fenômeno. Em seções da máquina dotadas de uma alta velocidade da água, a cavitação pode também se elevar.

O tipo de cavitação nas bordas das pás (*leading edge*) é menos provável de ocorrer em turbina Kaplan, segundo Escaler et al. (2007). Isto se deve às características da turbina Kaplan, pelas pás apresentarem um passo variável e por sempre operarem na condição chamada “*cam operation*”. Esta última denominação se justifica pelas turbinas Kaplan serem dotadas de um ajuste duplo, tanto das pás diretrizes como das pás da turbina, característica que permite, para cada ponto de funcionamento, a obtenção de um rendimento ótimo (FRANC ET AL. 1995).

Pela mesma razão, ainda conforme Escaler et al. (2007) a trança no tubo de sucção é menos severa, comparando-se com a do tipo Francis. Cavitação do tipo bolhas em movimento pode existir no lado de sucção das pás devido á alta carga nas pás. A cavitação do tipo vórtice é de exclusividade das turbinas Kaplan. Este tipo de cavitação se destaca no espaço entre a borda da pá e a estrutura da caixa. Trata-se de um tipo de cavitação expressivo com capacidade importante de dano.

## **4.2 Análise e detecção de cavitação em turbinas hidráulicas**

De acordo com Escaler et al. (2004), os métodos de detecção de cavitação em máquinas são baseados na medição e na análise de sinais induzidos, que não se constitui como a tarefa fácil. Há diversas variáveis intervenientes no processo, como o desenho da turbina e as condições de operação, o tipo de cavitação, seu comportamento e localização. Estes fatores tendem a influenciar a natureza da excitação e são determinantes na trajetória da transmissão dos sinais ao sensor.

Além disso, Segundo os autores, os sinais podem ser contaminados por ruídos provenientes de outras fontes de excitação, sejam hidrodinâmicas, mecânicas ou eletromagnéticas.

Diante destas circunstâncias, Escaler et al (2006b) afirmam que a escolha do sensor e seu posicionamento são fundamentais para proceder uma análise adequada. Os pontos de

medição mais tradicionais para analisar as vibrações decorrentes da cavitação são mancal, pás do distribuidor e tubo de sucção. Para medidas de pressão, os pontos mais adequados são o tubo de sucção e a caixa espiral da turbina

Estes fatores tendem a influenciar a natureza da excitação e são determinantes na trajetória da transmissão dos sinais ao sensor. Os sinais podem captar ruídos provenientes de outras fontes de excitação, sejam hidrodinâmicas, mecânicas ou eletromagnéticas.

Dentre as técnicas de detecção de cavitação, Escaler et al. (2006b) discorre sobre as mais usuais. São consideradas relevantes as medidas e as análises de ruído hidráulico, com o propósito de investigar o fenômeno da cavitação. O ruído provocado pela estrutura da turbina pode ser facilmente medido. O ruído gerado pelo fluido pode ser empregado na análise, porém em algumas situações posicionar o sensor próximo ao rotor não seja possível. Para superar este obstáculo, o conteúdo espectral de sinais de alta frequência e a modulação de frequências podem ser utilizadas para diagnóstico.

As análise dos espectros em alta frequência são procedimentos bem consolidados no diagnóstico de cavitação. Uma elevação uniforme e brusca de um pico de frequência nessa banda pode apontar cavitação. (Escaler et al, 2006b). De forma complementar, pode-se utilizar sensores acústicos para estender a análise para frequências mais elevadas, área em que os acelerômetros não alcançam. Entretanto esta análise por si só não pode ser conclusiva, pois outros fenômenos na máquina podem ser responsáveis pela excitação. Com o propósito de contornar este limite é usada a técnica de demodulação de amplitude.

As frequências hidrodinâmicas são bem distintas e podem ser empregadas na identificação da cavitação. Essas frequências são governadas pela Lei de Strouhal. Técnicas de demodulação de amplitude para medições de vibração em alta frequência são capazes de detectar esta frequência.

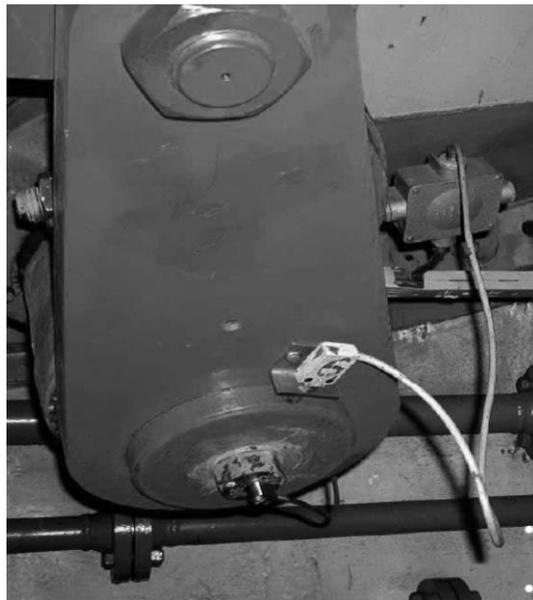
Escaler et al. (2006b) destaca também sobre técnicas de medição de cavitação em baixas frequências. Os vórtices provocados pela cavitação, como no caso da trança no tubo de sucção, pode ser identificadas nesta faixa de frequência. Estes vórtices provocam perturbações no fluxo principal que resultam em pulsações de pressões fortes no interior do sistema hidráulico. Transdutores de pressão, montados na parede do tubo de sucção, podem detectar estas oscilações de baixas frequências. Caso a intensidade da flutuação seja forte, a detecção pode ser obtida também pela vibração estrutural. Portanto, nesta situação o procedimento se detém

a analisar o conteúdo em frequência dos sinais de vibração e de pressão dentro da faixa de baixas frequências.

As medições, como já destacado, devem ser realizadas em diferentes condições de operação e deve conter uma amostra elevada de frequências. O ruído provocado pela estrutura da turbina pode ser facilmente medido, modulado com espectros de alta frequência.

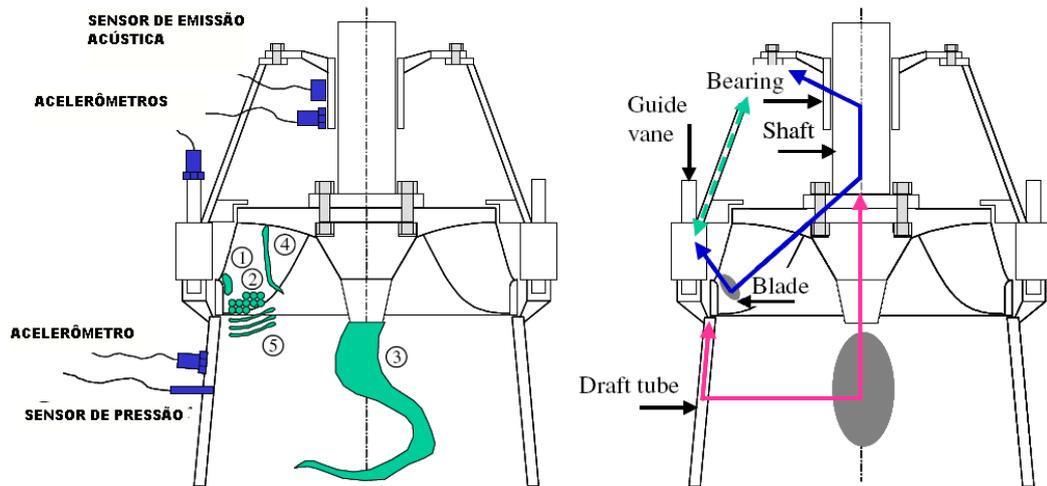
No experimento conduzido por Escaler et al. (2003), as vibrações foram medidas com acelerômetros piezoelétricos com frequência natural de montagem de aproximadamente 40 kHz. Os sensores de emissão acústica empregados possuíam uma frequência de ressonância da ordem de 200 kHz.

O posicionamento de um sensor no munhão do distribuidor (aletas guia) está exposto na Figura 4.1.



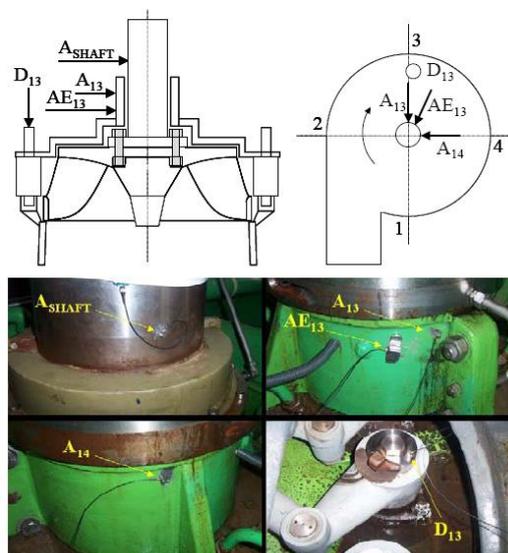
**Figura 4.1** – Posicionamento do sensor na haste das pás diretrizes  
Fonte: Escaler et al. (2003)

Também foram instalados sensores no tubo de sucção, na tampa de inspeção e no mancal de guia da turbina. Na Figura 4.2, é possível observar a distribuição dos transdutores na turbina Francis. Na Figura 4.2 B indica as possíveis trajetórias seguidas pelas ações de excitação nas pás e no interior do tubo de sucção logo abaixo do rotor (ESCALER ET AL., 2003).



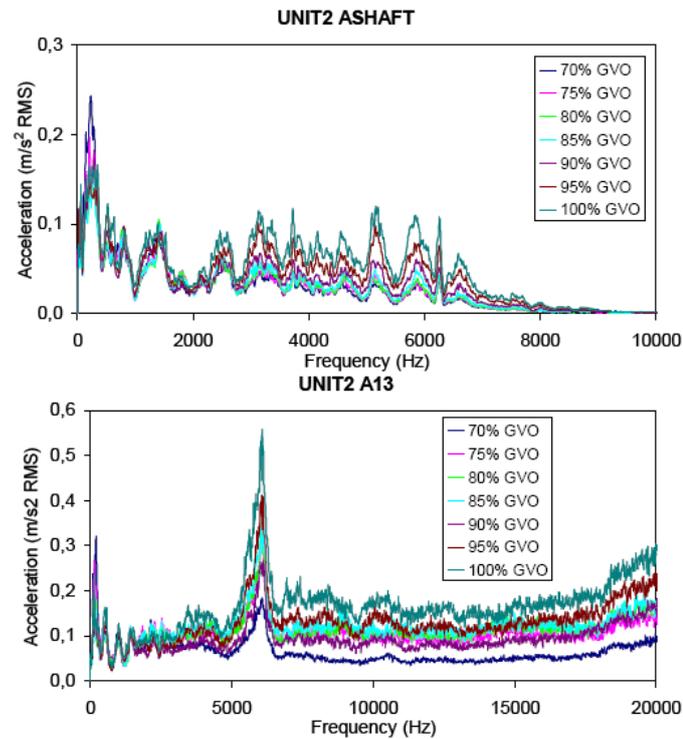
**Figura 4.2** - Esquema de uma turbina Francis com a distribuição dos transdutores e as possíveis trajetórias de excitação  
 Fonte: Escaler et al. (2003)

Escaler et al. (2003) usaram a configuração de montagem, como exposta na Figura 4.3 em um procedimento de campo para detecção de cavitação. Os acelerômetros foram montados no eixo (*Ashaft*), em uma situação mais próxima dele (*onboard*) e utilizando-se de telemetria para registro dos sinais. Outros foram posicionados em outras partes fixas da máquina. Dois deles (*A13* e *A14*) foram posicionados na seção superior do mancal nas direções radiais, a 90° um do outro. O acelerômetro restante foi posicionado no topo do distribuidor na direção axial (*D13*). Um sensor de emissão acústica foi instalado na posição *AE13* em direção radial (Figura 4.3). Para a condução da análise, a turbina foi operada em diversas condições.



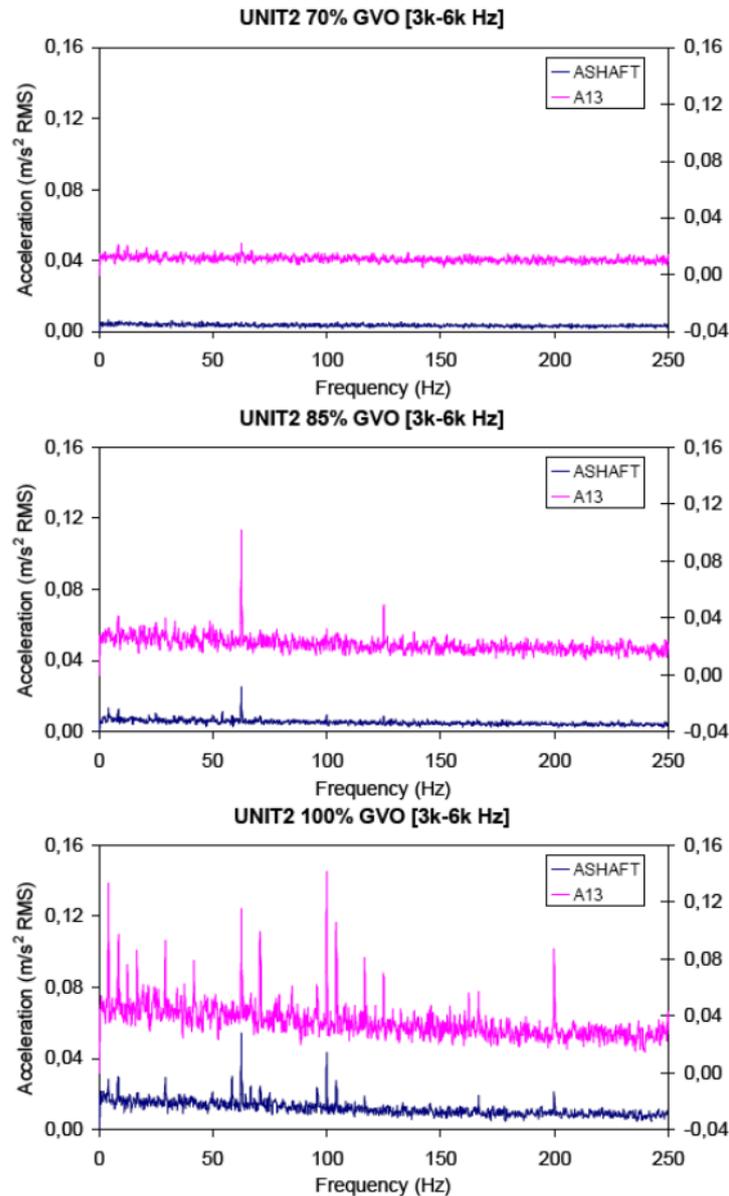
**Figura 4.3** Esboço e fotografia das posições de medida  
 Fonte: Escaler et al. 2003

Os resultados registrados da campanha de medições podem ser visualizados na Figura 4.4. Nela é possível observar a elevação da vibração à medida que as condições de operação são alteradas pela abertura do distribuidor (*Guide Vane Opening - GVO*).



**Figura 4.4:** Comportamento dos níveis de vibração, segundo várias situações de abertura de distribuidor (GVO) e pontos de medida  
Fonte: Escaler et al. (2007)

Na Figura 4.5 também pode ser verificado o comportamento da vibração em referência aos pontos de medição (*Ashaft* e *A13*) em função da abertura de GVO.



**Figura 4.5** Comportamento dos níveis de vibração segundo padrões de GVO e posições de medida

Fonte: Escaler et al. (2007).

Como proposta de monitoramento de cavitação em uma turbina Kaplan, Shi et al. (2007) propõem uma configuração que contemple sinais sonoros e de vibração decorrentes do fenômeno da vibração. A configuração objetiva a captação de sons audíveis na faixa de frequência de 20 Hz a 20 kHz e de ultrassons, acima de 20 kHz. Os autores utilizaram acelerômetros para coleta dos sinais audíveis ou sinais vibro-acústicos.

Baseando-se no estudo de Escaler et al. (2006) pode-se concluir que há diversas condições de cavitação em uma turbina que podem se apresentar de forma simultânea,

associadas ao seu modo de operação. Além disso diferentes partes da turbina podem estar envolvidas em distintas formas de cavitação.

Normalmente o ruído gerado pela cavitação difere daquele originado pelo fluxo. Entretanto, sinais ultrassônicos são os predominantes no fenômeno da cavitação. De acordo com as características da frequência, os sons gerados pela cavitação são discernidos dos sons mecânicos e os produzidos pelo fluxo de água. (SHI ET AL., 2007).

Desta forma, à luz dos estudos de Escaler et al. (2006), pode-se sucintamente apresentar os meios de detecção de cavitação de acordo com o tipo que se manifesta. Para a cavitação tipo borda de pá (ocorre normalmente nas pás das turbinas) recomenda-se a instalação dos acelerômetros no ponto mais próximo possível do rotor no mancal da turbina. A melhor direção a ser analisada é a radial. As aletas do distribuidor também servem para este tipo de detecção, embora os resultados podem não ser muito claros.

Para este tipo de cavitação o tubo de sucção não é um bom local para medição. As principais frequências hidrodinâmicas se encontram aproximadamente na banda de 5 kHz. Uma banda de frequência centrada em torno de 5 kHz é normalmente apropriada para qualquer tipo de máquina, com a medição no mancal.

A cavitação tipo bolha em movimento também surge na região das pás da turbina, O local recomendando para este tipo de medição, assim como no caso anterior, é o mancal da turbina, em um ponto mais próximo possível do rotor no mancal da turbina. A melhor direção também é a radial. A principal modulação somente parece ocorrer na frequência da passagem das pás em uma turbina Francis. Medidas de pressão no tubo de sucção também são úteis.

Para a cavitação advinda da trança no tubo de sucção, o local recomendado para a medição é a parede do tubo de sucção. Eventualmente, dependendo do tamanho da máquina que está sendo analisada, pode-se medir também no mancal da turbina. Para a correta identificação deste tipo de cavitação deve-se também medir as pressões internas para identificar a pulsação diretamente de um espectro de baixa frequência em torno de 0,3 vezes a frequência fundamental. Para uma turbina Francis de grande porte, uma modulação de frequência de mesmo valor pode também ser encontrada em vibrações de alta frequência medidas no mancal da máquina.

Neste estudo foram utilizados acelerômetros como um dos métodos de detecção de cavitação. Os acelerômetros, além de medir a vibração provida da cavitação, captavam também

outros sinais de origem mecânica, geralmente de altas frequências. Foi avaliado o espectro de vibração de 20Hz a 13kHz, identificando as frequências associadas aos componentes mecânicos e a vibração da cavitação, na banda de 3kHz – 15kHz. Os sensores foram colocados próximos às pás do rotor e ao tubo de sucção, que são os locais mais suscetíveis à cavitação.

Santos (2013) aponta em seus estudos que os sinais enviados pelos sensores geralmente vêm contaminados com ruídos de alta frequência provenientes de fenômenos eletromagnéticos.

## **CAPÍTULO 5 – Metodologia de Ensaio**

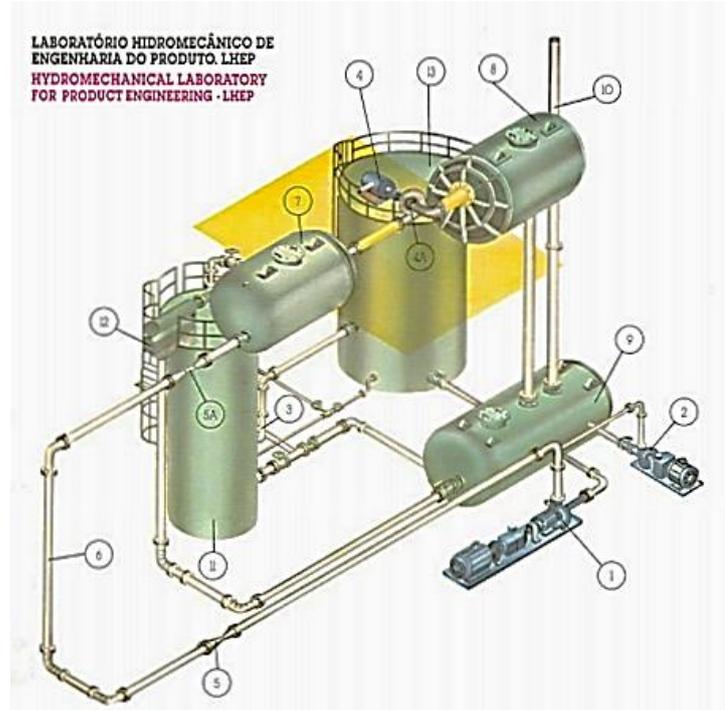
### **5.1. Descrição da bancada de ensaios**

O LHPCH é um dos primeiros laboratórios de turbinas no Brasil, instalado em 1930 na Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) em Minas Gerais. O objetivo do laboratório é a formação e capacitação de pessoal especializado e assistência tecnológica às indústrias que fabricam turbinas e equipamentos para centrais hidrelétricas.

O LHPCH está integrado com o Instituto de Engenharia Mecânica (IEM) e o Instituto de Recursos Naturais (IRN) e é composto por dois laboratórios distintos: O Laboratório Hidromecânico Didático-Científico (LHDC) e o Laboratório Hidromecânico de Engenharia de Produto (LHEP). O LHDC atende às aulas práticas dos vários cursos de graduação, pós-graduação e cursos de aperfeiçoamento na área de testes de bombas e turbinas hidráulicas, medidas de pressão e vazão, além de operação de pequenas centrais hidrelétricas. O LHEP permite a realização de ensaios, pesquisa e desenvolvimento em vários tipos de turbinas e componentes hidráulicos.

### **5.2 Laboratório Hidromecânico para Engenharia do Produto - LHEP**

A plataforma de ensaios, conforme Figura 5.1, é composta por um sistema hidráulico que opera com vazões na faixa de 0 a 400 l/s e um sistema de tanques instalados a montante e jusante do modelo a ser analisado, simulando alturas de queda líquida de até 60 m. O laboratório foi projetado para atender as exigências estabelecidas na norma ABNT NBR 10280/88, que estabelece os requisitos mínimos para seleção dos tipos de turbinas hidráulicas, bem como para determinação dos parâmetros básicos para Pequenas Centrais Hidrelétricas.



**Figura 5.1** – Esquema das instalações do LHEP  
Fonte: Catálogo de Serviços LHEP (1990)

A plataforma de ensaios (Figura 5.2), é composta por dois grupos moto-bombas, um de 220 [KW] (1) e outro de 37 [KW] (2), ambos com velocidade variável por meio de acoplamentos hidrocínéticos, para alimentação do circuito de calibração e do circuito de ensaios.

Há um sistema de alta pressão composto de tubulação de aço inoxidável (6) de 0,3 [m] de diâmetro, contendo, em série, medidor de vazão tipo Venturi (5) e outro tipo eletromagnético (5A), que alimenta um tanque cilíndrico (7) de aço de 2 [m] de diâmetro à montante do modelo.



**Figura 5.2** – Plataforma de Ensaio LHEP  
Fonte: Própria, 2015.

O sistema de baixa pressão (Figuras 5.3 e 5.4), contém um tanque cilíndrico (8) de aço de 2 [m] de diâmetro à jusante do modelo, tubulação em aço inox que interliga este tanque com o tanque (9) de alimentação das bombas, também em aço, com 2 [m] de diâmetro, o qual dispõe de tubo vertical de 0,4 [m] de diâmetro e 12 [m] de altura para ensaios de cavitação.



**Figura 5.3** – Sistema de baixa pressão LHEP – vista anterior  
Fonte: Própria, 2015.



**Figura 5.4** – Sistema de baixa pressão LHEP – vista posterior  
Fonte: Própria, 2015.

Na plataforma de ensaios está instalado um freio eletrodinamométrico (4) (Figura 5.5) para medição de potências de eixo até 80 [KW].



**Figura 5.5** – Freio Eletrodinamométrico LHEP  
Fonte: Própria, 2015.

Há um circuito de calibração (Figura 5.6) formado pelos conjuntos moto-bombas (1) e (2), com alimentação no tanque de pressão (7), passando pelo partidor de vazão (12), que alimenta o tanque de calibração (11) e retorna ao tanque de sucção (9). Há um tanque de reserva (13), que interliga o tanque de calibração (11) por meio de uma bomba (3) de 75 [kW], com retorno ao tanque de sucção (9).



**Figura 5.6** – Sistema de Calibração LHEP  
Fonte: Própria, 2015.

### 5.3. Instrumentação e incertezas das grandezas adquiridas

Para efeito da análise dos erros nas medidas dos ensaios, foram adotadas as considerações realizadas em Alencar (1999) que determinou as incertezas de cálculos para os componentes instalados na plataforma de ensaio do LHPCH com base na norma NBR ISO 10012. No referido trabalho foram realizadas mais de 300 medidas para cada ponto de aquisição, o fator de Student no cálculo das incertezas das medidas diretas ou indiretas, conferido com 95% de confiabilidade, equivale a 1,98. De acordo com Alencar (1999) as incertezas máximas são da ordem de 2,0 [%] para a vazão, 1,6 [%] para a rotação e 0,6 [%] para a altura de queda.

Alencar (1999) detalhou as curvas de calibração e as incertezas de medição, para efeitos de qualificação de ensaios futuros na plataforma.

Para a medição de vazão dispõe de um transdutor eletromagnético Krone (Figura 5.7), com faixa de operação da vazão de 60 a 800 [m<sup>3</sup>/h], de corrente de 4 a 20 [mA] e uma faixa de erro do medidor de 0,7 [%] ou 10 [m<sup>3</sup>/h].



**Figura 5.7** – Medidor de Vazão Eletromagnético LHEP  
Fonte: Própria, 2015.

Para a medição da pressão estática na entrada da turbina foi utilizado manômetro RenéGraf com faixa de operação de pressão de 0 a 15 [mca] e um transdutor de pressão pontual Salvi Casa Grande n.º 2554 com faixa de erro de 1,35% ou 0,012 [mca]. (Figura 5.7.)



**Figura 5.8** – Medidor de Pressão entrada da Turbina  
Fonte: Própria, 2015.

Para a medição de pressão estática na saída da turbina foi utilizado um manômetro RenéGraf com faixa de operação de -10 a 10 [mca] e um transdutor de pressão pontual Zurick n.º 02-98-012 com faixa de erro do instrumento de 1,04% ou 0,038 [mca]. (Figura 5.8)



**Figura 5.9** – Medidor de Pressão saída da Turbina  
Fonte: Própria, 2015.

Para a medição da rotação foi utilizado o tacogerador INIKRON – Equacional n.º 7511, que compõe o sistema de controle da plataforma que opera com rotação até 8.000 [rpm] e faixa de erro do instrumento de 0,5% ou 26,3 [rpm]. Também foi utilizado conjuntamente um tacômetro tipo “pick-up” magnético Veeder-Root tipo 797204.002. (Figura 5.9)



**Figura 5.10** – Painel de Controle Medição de rotação da Turbina  
Fonte: Própria, 2015.

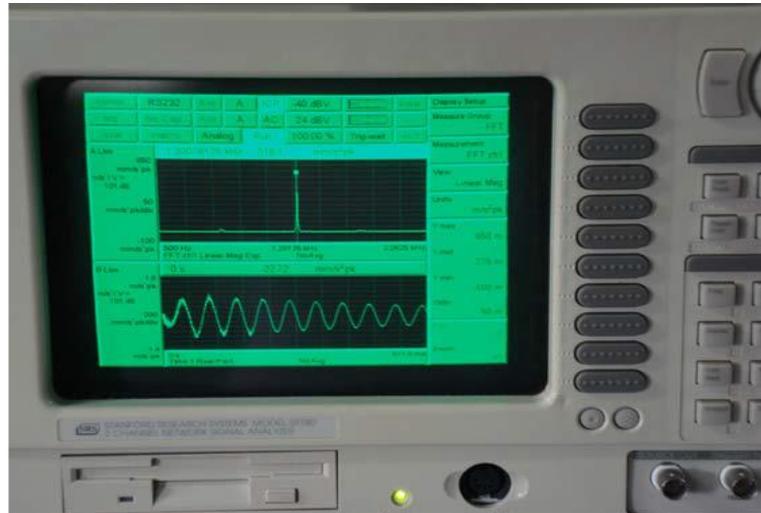
O freio eletrodinamométrico instalado na plataforma é da marca Equacional com potência nominal de 80 [kW], rotação de 1.800 [rpm] e precisão de estabilização da rotação de 0,1 [%]. (Figura 5.10)



**Figura 5.11** – Freio Eletrodinamométrico LHEP  
Fonte: Própria, 2015.

Para a medição de vibração pico a pico ( $\mu\text{m}$ ) foi utilizado o analisador de sinais SRS (*Stanford Research Systems*) modelo SR 780, Figura 5.11, e instalado um acelerômetro

piezométrico ISOTRON ENDEVCO Modelo 256 HX-100 com sensibilidade de 98,75 mv/g @ 100Hz 10g pk.



**Figura 5.12** Analisador de Vibração SRS 780.  
Fonte: própria, 2015

De acordo com Santos (2013), com o objetivo de melhorar a interpretação dos sinais captados pelos sensores, são utilizadas diversas técnicas de processamento de sinal. O espectro permite a visualização do sinal no domínio da frequência. Para isso, aplicamos no sinal a Transformada Rápida de Fourier (Fast Fourier Transform – FFT).

Após ser condicionado, o sinal de resposta é enviado a um analisador de processamento, sendo nesse caso um analisador denominado analisador de transformada rápida de Fourier (FFT). A transformada de Fourier representa a soma de uma série de formas de onda senoidais com diferentes amplitudes, fase e frequência. Pode ser uma ferramenta utilizada em processamento digital de imagens quando queremos conhecer frequências espaciais de um determinado padrão. Na prática, a utilização de algoritmos para execução rápida das transformadas de Fourier (FFT) permitem, de maneira simplificada, a implementação das técnicas de filtragens para eliminação de ruídos e interferências das imagens (ou de uma maneira geral, sinais) em análise. Os sinais podem ser usados para determinar as frequências naturais, os fatores de amortecimento e as formas modais em forma numérica ou gráfica.

## 5.4. Manutenção e Preparação da turbina

O modelo da turbina disponível para os ensaios foi revisada para a realização dos ensaios. Realizou-se limpeza e reparo das partes internas e externas da turbina, que apresentavam pontos de corrosão, conforme as Figuras 5.12 e 5.13.



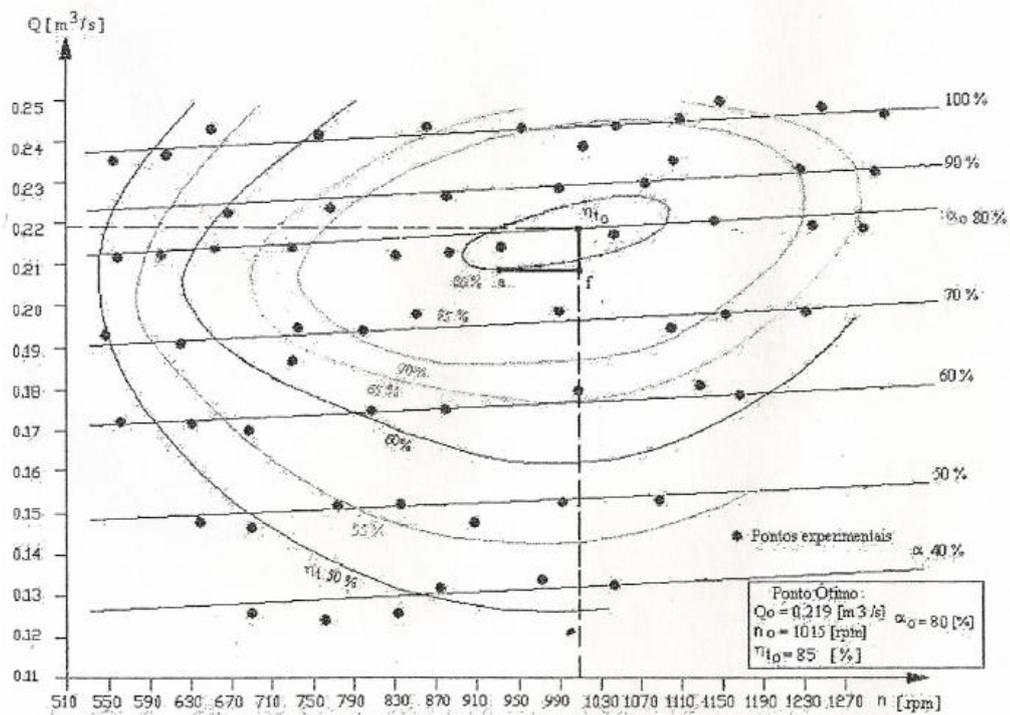
**Figura 5.13** Reparo no tubo de sucção e no tanque montante.  
Fonte: própria, 2015



**Figura 5.14** Reparo no Anel de Fink, palhetas distribuidor e rotor turbina.  
Fonte: própria, 2015

## 5.5 Procedimento de ensaios na plataforma:

Para os ensaios de cavitação realizados foi adotado o diagrama do campo básico de funcionamento do modelo instalado no laboratório para a altura de queda do projeto no valor de 12 [m], Figura 5.14, considerando como referencial o ponto de máxima eficiência da turbina no plano vazão versus rotação.



**Figura 5.15** Diagrama de colinas para altura de queda  $H = 12 [m]$ .  
 Fonte: Alencar, 1999

Alencar (1999) verificou que as curvas de vazão, do rendimento e potência do eixo, variam de acordo a altura de queda no modelo da turbina Francis ensaiada no laboratório. Nos ensaios realizados verificou-se que a condição de maior eficiência é para a altura de queda líquida de  $12 [m]$ , vazão de  $0,219 [m^3/s]$ , rotação de  $1015 [rpm]$  e abertura do distribuidor em  $80\%$ .

Na Tabela 5.1 são apresentados os parâmetros estabelecidos como condição nominal para o ensaio, bem como os dados referentes á altitude necessários para o cálculo da altura de sucção da máquina. Nessas condições, segundo Alencar (1999), a turbina está operando em melhores condições, com menor possibilidade de formação de vórtices na saída e, conseqüentemente, com menos vibração.

**Tabela 5.1.** Condição de máximo rendimento da turbina.

Vazão	[m <sup>3</sup> /s]	0,219
Altura de Queda Líquida	[m.c.a]	12
Rotação	[rpm]	1015
Abertura distribuidor	[%]	80

### 5.5.1 Rotina e roteiro de ensaio:

Desta forma foi estabelecido a seguinte rotina para os ensaios de cavitação na plataforma do LHPCH:

- 1.) Como condição preliminar deve-se garantir a retirada do ar de todo o circuito hidráulico pela abertura da válvula de sangria localizada ao lado do tanque de pressão da turbina, bem como a retirada de toda a água no tanque de manobra;
- 2.) Retirado o ar do tanque a montante e jusante, o sistema moto-bomba deve ser acionado até a pressão no tanque a montante do modelo a ser analisado atingir a pressão equivalente a 12 [mca] e a pressão no tanque a jusante a pressão de 0 [mca];
- 3.) Uma vez estabelecida as pressões nos tanques, a rotação da turbina deve ser ajustada para 1.015 rpm utilizando o tacômetro do freio eletrodinamométrico e a abertura do distribuidor deve estar em 80%;
- 4.) Nessas condições o sistema se estabiliza com vazão indicada no medidor de vazão eletromagnético em 788,4 [m<sup>3</sup>/h], equivalente a 219 [l/s]. Nestas condições de vazão, rotação e altura líquida de queda, a turbina está na condição operacional de referência;
- 5.) Com o sistema estabilizado, inicia-se o procedimento de ajustes da altura de sucção da turbina reduzindo a pressão do tanque à jusante do modelo de forma gradual até  $H_s = -7$  [mca]. Deve-se ajustar paulatinamente a pressão do tanque a montante reduzindo até 5 [mca]. Esta é a condição limiar de operação da plataforma para que ocorra cavitação no modelo instalado;
- 6.) Após o sistema estabilizar deve ser feita a primeira coleta de dados de vibração (P1) na condição nominal sem cavitação. Em todas as medições de vibração realizadas será feita uma

inspeção visual na janela de inspeção instalada no tubo de sucção do modelo e uma inspeção auditiva, utilizando-se de um estetoscópio, para verificação da ocorrência de cavitação;

7.) Após regulada a plataforma, a primeira etapa de ensaios é uma sequência de tomada de dados de vibração, variando paulatinamente a abertura do distribuidor, mantendo-se a rotação da turbina constante. Desta forma a cavitação será induzida por meio da obstrução do fluido na máquina. A primeira medição é feita com a abertura em 80%. A segunda é feita com abertura de 70% e assim sucessivamente até abertura de 40%. Para cada estágio de abertura avaliado, deve-se aguardar que o sistema estabilize e garantir a permanência das pressões nos tanques a jusante e a montante;

8.) Após realizadas as medições variando a abertura do distribuidor, retoma-se a condição inicial P1, para a realização da segunda etapa, variando o nível do tanque à montante. Essa condição é especialmente interessante, uma vez que representa a condição em campo. A variação do nível do tanque à montante é equivalente à redução do nível do reservatório;

9.) A pressão no tanque a montante deve ser reduzida paulatinamente, em média 0,5 [mca], mantendo a rotação da turbina constante. Para cada redução da pressão deve ser coletado um espectro de vibração da turbina, além das inspeções visuais e auditiva;

10.) Para a medição dos sinais de vibração foram instalados acelerômetros piezelétricos no distribuidor e mancal da turbina, pontos de maior amplitude de sinais de vibração. Todos os sinais, logo após serem condicionados e filtrados, foram aquisitados e interpretados com auxílio do programa MATLAB (todas as rotinas desenvolvidas estão descritas no Anexo I).

## **CAPÍTULO 6 – Dados Coletados**

### **6.1. Ensaio no Laboratório LHEP**

Os ensaios realizados permitiram a identificação da cavitação no modelo instalado no laboratório. Conforme já descrito na metodologia procedeu-se inicialmente a identificação das frequências características de todo o conjunto no espectro de vibração do modelo na condição operacional de referência, que é a de máximo rendimento. A partir daí realizou-se os ensaios variando as condições operacionais da máquina, a fim de analisar as alterações provocadas nos espectros de frequências do modelo.

Os dados adquiridos estão associados às condições de contorno dos instrumentos do laboratório. O acelerômetro foi instalado no distribuidor da turbina e foram coletados os sinais de vibração em uma ampla faixa de frequências visando identificar as zonas de ocorrências da cavitação.

O modelo foi submetido a condições operacionais específicas, variando a vazão e a altura de queda líquida, determinada nos ensaios pela diferença de pressão na entrada e saída da máquina.

Os espectros de vibração foram correlacionados com as condições operacionais simuladas, de forma a caracterizar a evolução de frequências randômicas, associadas especificamente à cavitação.

### **6.2. Dados calculados**

Para o cálculo da altura de sucção do modelo instalado e determinação do coeficiente de Thoma ( $\sigma$ ) foram considerados os dados de parâmetros de altitude apresentados na Tabela 6.1 O dado de altitude do marco geodésico do laboratório foi obtido utilizando o software MapGeo - IBGE (Conversão de unidades de altitude em relação ao elipsóide medidos pelo GPS para informação de altitude em relação ao nível do mar - zb).

**Tabela 6.1.** Parâmetros de Altitude LHEP.

Altitude do marco geodésico em frente ao Laboratório (Nível do mar)	[m]	845,27
Altitude do nível mínimo da água na saída do Tubo de Sucção	[m]	853,27

Com base nas fórmulas apresentadas no capítulo 3, foram calculados a rotação específica, o coeficiente de cavitação de Thoma e a altura máxima de sucção requerida.

Na Tabela 6.2 são apresentados os dados para a condição nominal P1 adotada nos ensaios, de rotação de 1.015 [rpm], altura de queda líquida de 12 [m] e vazão de 0,219 [m<sup>3</sup>/s]. Cumpre destacar que a capacidade do tanque de sucção a pressão de vácuo, de acordo com dados de placa, é no máximo de -8,0 [mca]. Observa-se pelos dados da tabela que a plataforma trabalhou próxima de suas condições limites para a realização desses ensaios de cavitação.

**Tabela 6.2.** Altura de sucção ( $H_s$ ) e Coeficiente de Thoma – condição P1.

Rotação Específica ( $n_{qA}$ )		221,02
Coeficiente de cavitação de Thoma ( $\sigma$ )		0,154
Altura de Sucção ( $H_s$ )	[mca]	7,11

Esses parâmetros calculados foram fundamentais para estabelecer a condição limiar de cavitação do modelo instalado na plataforma de ensaios do LHEP.

### 6.3. Dados Coletados

A seguir são apresentados os dados coletados nos ensaios realizados, considerando as duas condições estabelecidas no roteiro de ensaio: (1) Variação na abertura do distribuidor; e (2) Variação do nível à montante do modelo.

Conforme já citado no roteiro, durante a coleta dos dados foi realizada uma inspeção sonora, utilizando estetoscópio, e visual, na janela de inspeção localizada no tubo de sucção, para percepção sonora da cavitação e visual da formação de trança no tubo de sucção da máquina.

O ensaio n.º 1 teve como principal objetivo específico validar os procedimentos de operação da plataforma de ensaios, no tocante ao seu *modus operandis*, bem como coletar as frequências naturais dos componentes da plataforma de ensaios. Os parâmetros de ensaio estão apresentados na Tabela 6.3.

Foram revistos os procedimentos de manobras de válvulas e bombas do circuito hidráulico para garantir a condição necessária para induzir a cavitação. A plataforma exige uma série de manobras com as bombas que alimentam o circuito principal e há, inclusive, a necessidade da manutenção da pressão no tanque à montante em  $-7$  [mca], condição imposta pelo projeto do modelo instalado.

**Tabela 6.3.** Parâmetros de ensaio realizado no dia 17 de março de 2015.

Ensaio n.º1	Pressão Entrada [mca]	Pressão Saída [mca]	Rotação [rpm]	Vazão [m³/s]	Abertura Distribuidor [%]	Cavitação	Trança
<b>Variando abertura distribuidor</b>							
<b>P1</b>	5,5	-6,5	1010	0,152	50	Sim	Sim
<b>P2</b>	6,0	-6,5	1170	0,151	50	Sim	Sim
<b>P3</b>	5	-7	1015	0,211	80	Não	Não
<b>Variando altura a montante</b>							
<b>P4</b>	3,5	-7,0	1010	0,239	100	Sim	Sim
<b>P5</b>	3,0	-7,0	1100	0,228	100	Sim	Sim
<b>P6</b>	5,0	-6,5	1015	0,218	70	Não	Não

Desta forma, neste ensaio não foram realizadas coletas de dados de vibração nas condições parciais de operação. A medição realizada foi exclusivamente na condição nominal da máquina para a identificação das frequências características nesta situação de operação. Desta forma foram identificadas as frequências de rotação da turbina, frequência de passagens de pás do rotor, bem como dos demais componentes mecânicos.

Ainda assim foi analisado o comportamento do modelo sob condições parciais de operação, utilizando os parâmetros visual e auditivo. Na primeira situação analisada, que se refere a redução da abertura do distribuidor, observou-se que a partir de 50 [%] de abertura, o modelo indicava de forma empírica a cavitação e trança no tubo de sucção, induzidos provavelmente pelas mudanças na dinâmica do escoamento do fluido provocadas pela redução de vazão.

Condição semelhante também foi observada na segunda situação analisada, com alteração no nível do tanque à montante, simulando a redução do nível do reservatório. Com a pressão de 3,5 [mca] no tanque verificou-se de forma empírica a cavitação e a formação de trança no tubo de sucção.

No ensaio n.º 2 a rotina de ensaio foi mantida, atentando-se à manutenção da rotação nominal constante. Os parâmetros de ensaio estão apresentados na Tabela 6.4.

Neste ensaio específico avaliou-se a posição e a fixação do acelerômetro no distribuidor para garantir a qualidade dos dados de vibração coletados. Foram realizadas coletas de dados nas duas condições estabelecidas no roteiro, variando a abertura do distribuidor e, posteriormente, variando o nível do tanque à montante. Novamente observou-se a cavitação a partir da situação de 50 [%] de abertura do distribuidor e 3,5 [mca] de pressão no tanque a montante.

**Tabela 6.4.** Parâmetros de ensaio realizado no dia 31 de março de 2015.

Ensaio n.º2	Pressão Entrada [mca]	Pressão Saída [mca]	Rotação [rpm]	Vazão [m³/s]	Abertura Distribuidor [%]	Cavitação	Trança
<b>Variando abertura distribuidor</b>							
<b>P1</b>	5,8	-6,5	1015	0,220	80	Não	Não
<b>P2</b>	5,0	-7,0	1015	0,200	70	Não	Não
<b>P3</b>	5,0	-7,0	1015	0,159	50	Sim	Sim
<b>Variando altura a montante</b>							
<b>P4</b>	3,5	-6,8	1015	0,220	80	Sim	Não
<b>P5</b>	3,0	-7,0	1015	0,219	80	Sim	Sim
<b>P6</b>	5,0	-6,8	1015	0,219	80	Não	Não

No ensaio n.º 3 foram coletados mais dados e aprimorada a coleta dos dados de vibração, inserindo na rotina uma média das medições instantâneas para garantir maior confiabilidade dos dados. Os parâmetros adotados neste ensaio estão apresentados na tabela 6.5.

**Tabela 6.5.** Parâmetros de ensaio realizado no dia 24 de abril de 2015.

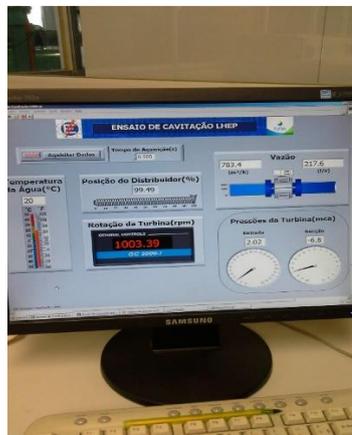
Ensaio n.º3	Pressão Entrada [mca]	Pressão Saída [mca]	Rotação [rpm]	Vazão [m³/s]	Abertura Distribuidor [%]	Cavitação	Trança
<b>Variando abertura distribuidor</b>							
<b>P1</b>	4,5	-6,5	1015	0,219	80	Não	Não
<b>P2</b>	4,5	-6,5	1015	0,203	70	Não	Não
<b>P3</b>	4,5	-6,5	1015	0,179	60	Sim	Sim
<b>P4</b>	4,5	-6,5	1015	0,158	50	Sim	Sim
<b>P5</b>	4,5	-6,5	1015	0,125	40	Sim	Sim
<b>P6</b>	4,5	-6,5	1015	0,219	80	Não	Não
<b>Variando altura a montante</b>							
<b>P1</b>	5,5	-6,5	1015	0,259	100	Não	Não
<b>P2</b>	4,75	-6,8	1015	0,252	100	Não	Não
<b>P3</b>	4	-6,8	1015	0,245	100	Sim	Sim
<b>P4</b>	3,5	-6,8	1015	0,241	100	Sim	Sim
<b>P5</b>	3,25	-6,8	1015	0,237	100	Sim	Sim
<b>P6</b>	2,5	-6,8	1015	0,228	100	Sim	Sim
<b>P7</b>	2	-6,8	1015	0,217	100	Sim	Sim
<b>P8</b>	0,5	-6,8	1015	0,205	100	Sim	Sim

Neste ensaio, cumpre destacar que não foi identificada, por meio da inspeção visual e sonora, a presença de cavitação nas condições P1 e P2, variando a altura a montante. São condições de sobrecarga da turbina e que teoricamente deveriam apresentar cavitação ou formação de trança no tubo de sucção. Entretanto, nas condições específicas em que ocorreu o ensaio, não foi observado tais fenômenos. Atribui-se tão fato às condições de temperatura do fluido no momento das medições das condições P1 e P2.

Observa-se a cavitação de forma empírica na condição parcial de 60 [%] de abertura do distribuidor. Esta variação do parâmetro com relação aos ensaios anteriores pode estar

associada a outros parâmetros como, por exemplo, variação da temperatura do fluido. Entretanto evidencia-se claramente a cavitação em condições parciais quando comparada com a condição nominal de referência do ensaio, o que não invalida o ensaio. Há uma variação também na segunda condição analisada, onde evidencia-se a cavitação a partir de 4,0 [mca] de pressão no tanque a montante, possivelmente em decorrência das mesmas externalidades já apontadas.

Foi desenvolvido um supervisor na plataforma LABVIEW específico para este ensaio de cavitação no LHPCH (Figura 6.1.).



**Figura 6.1.** Supervisor para ensaios de cavitação  
Fonte: Própria (2015)

## **CAPÍTULO 7 – Análise dos resultados**

### **7.1. Análise de vibração do comportamento mecânico da plataforma de ensaios**

O espectro de vibração utilizado para a identificação das frequências características do conjunto foi coletado na condição operacional do modelo, no primeiro ensaio realizado, conforme já citado no capítulo anterior. Nesta condição é garantida que não há cavitação e nem formação de trança no tubo de sucção.

De acordo com Affonso (2002), a vibração é um movimento periódico do equipamento que pode ser descrito, por seu deslocamento, velocidade ou aceleração. Existem transdutores que medem diretamente essas grandezas.

De acordo com Porter (2010), o transdutor utilizado numa medição de vibração é o sensor o qual transforma o sinal vibratório em sinal elétrico, para ser interpretado pelo instrumento de medição e mostrado ao usuário na forma solicitada. Os instrumentos medidores de vibração em geral estão equipados para medir todos os três parâmetros, convertendo (através de integradores eletrônicos) o sinal medido pelo transdutor, no parâmetro escolhido pelo usuário. Assim temos que decidir qual parâmetro utilizar numa medição de vibração.

Affonso (2002) afirma que é possível fazer uma integração numérica dos valores de aceleração para velocidade ou deslocamento sem erro apreciável. Muitos sinais de vibração são provenientes dos vários elementos que a compõem, e é possível que ocorra a combinação destes sinais.

De acordo com Santos (2013) a maioria dos fenômenos mecânicos e defeitos são de baixa frequência, porém excitam as frequências de ressonância da estrutura na qual estão montados, gerando amplitude em altas frequências.

Estes componentes podem ser revelados, plotando nível de vibração pela frequência. Quando se analisa as frequências de vibração de uma máquina, normalmente encontra-se certo número de componentes de frequências diretamente relacionadas aos movimentos fundamentais das várias partes da máquina.

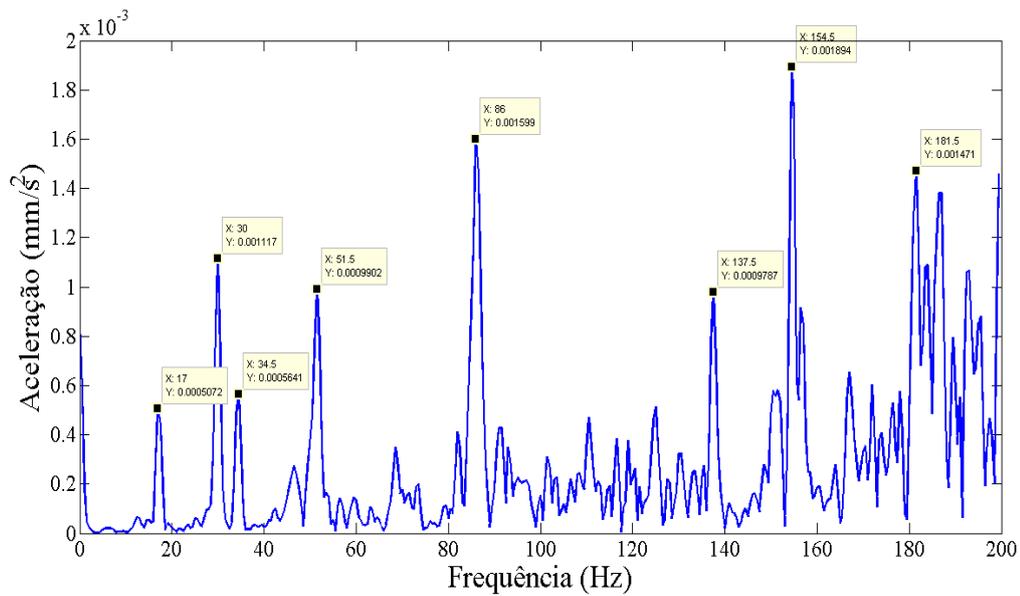
As medições de vibração de equipamentos de uso geral, normalmente são indicadas em aceleração ( $\text{mm/s}^2$ ) para análises em alta frequência. De acordo com Affonso (2002) vários tipos de problemas vão aumentar a vibração na frequência de rotação do equipamento. Os espectros de frequência possuem uma aparência típica para alguns problemas comuns, tais como desalinhamento, desbalanceamento e falta de rigidez de base.

Os pontos de medições para se realizar a coleta nos equipamentos são diretamente nos mancais, pois este é o local onde se concentra toda a força de desequilíbrio causadora das vibrações. A recomendação básica para um equipamento horizontal é que sejam feitas medições na radial horizontal, radial vertical e na axial.

Affonso (2002) afirma que o desbalanceamento existe em todas as máquinas, sendo necessário identificar o desbalanceamento admissível para cada tipo de equipamento. De acordo com o autor, o desbalanceamento sempre vai aparecer na frequência de rotação. Este tipo em  $1 \times [\text{rpm}]$ , normalmente domina o espectro. A amplitude de vibração é em função da rotação. As folgas mecânicas também podem amplificar os efeitos de desbalanceamento no espectro.

O desalinhamento mecânico pode ser representado na direção axial, com a evolução dos picos em  $1 \times [\text{rpm}]$  e  $2 \times [\text{rpm}]$ . O mesmo comportamento ocorre com a falta de rigidez mecânica, com harmônicas em  $3 \times [\text{rpm}]$  e  $4 \times [\text{rpm}]$ . (ABRAMAN, 2010)

Na Figura 7.1 foram identificadas as frequências características do comportamento mecânico de todo o conjunto da plataforma. O pico de frequência de 17 [Hz] é a rotação nominal do modelo analisado. O pico de 30 Hz é ressonância advinda do sistema de bombas de alimentação do sistema que opera em 1750 rpm. O pico em torno de 34 [Hz], bem como o 51[Hz] são harmônicos ( $2 \times [\text{rpm}]$  e  $3 \times [\text{rpm}]$  respectivamente) da frequência da turbina. Este comportamento do espectro, de acordo com a literatura estudada, refere-se à desbalanceamento, que como já citado, é um fenômeno mecânico inerente ao sistema.



**Figura 7.1.** Frequências características da plataforma LHEP

A amplitude da vibração no componente da frequência de passagem das pás varia com a carga. Um pico alto na frequência de passagem de pás pode ser inerente a um posicionamento excêntrico do rotor dentro da carcaça ou obstrução do fluxo. Esta frequência refere-se à excitação hidráulica causado pela frequência de passagem de pás. Ela representa a passagem das pás por um ponto fixo e pode ser calculada como (ORTIGOSA, 2012):

$$FP = \omega \cdot n \quad (7.1)$$

Onde  $n$  é o número de pás e  $\omega$  é a velocidade de rotação [rps].

O pico de 137,5 [Hz] e a frequência de 203,5 [Hz] refere-se a frequência de passagem das pás no distribuidor e rotor, uma vez que a turbina estava em 900 [rpm] e o rotor é composto por 12 pás.

## 7.2. Análise dos espectros de vibração associados a cavitação.

Após a aquisição dos sinais pelos acelerômetros foi feito um tratamento dos dados para plotagem do gráfico da amplitude versus frequência, utilizando o Programa MATLAB. O sinal

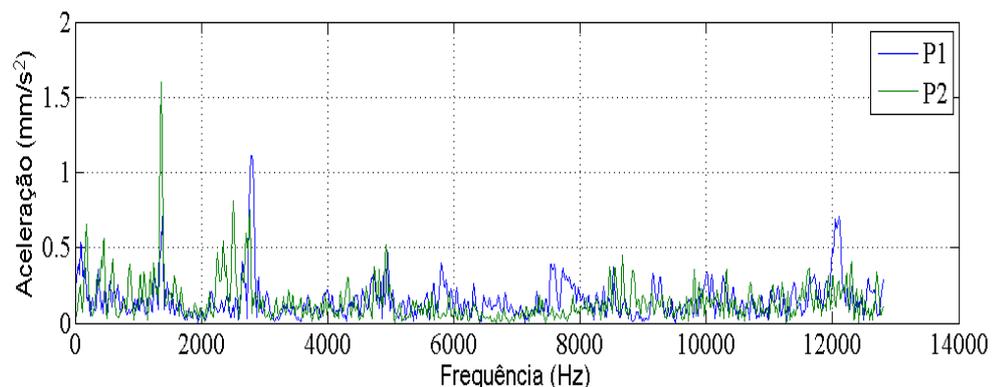
já foi demodulado em uma rotina pré-estabelecida do coletar de dados de vibração, bem como ajustado a densidade espectral de potência ( $\text{mmV}^2/\text{Hz}$ ).

Na análise dos espectros gerados foram identificadas frequências relacionadas à cavitação. Surgiram picos nas regiões de baixa e alta frequência, como esperado, uma vez que, de acordo com a literatura, a formação das bolhas induzem picos em região de baixa frequência (em torno de 400 Hz) e a implosão das mesmas, induz picos em alta frequência (em torno de 5.000 a 15.000Hz).

### 7.2.1 Identificação das frequências associadas a cavitação no 2º ensaio:

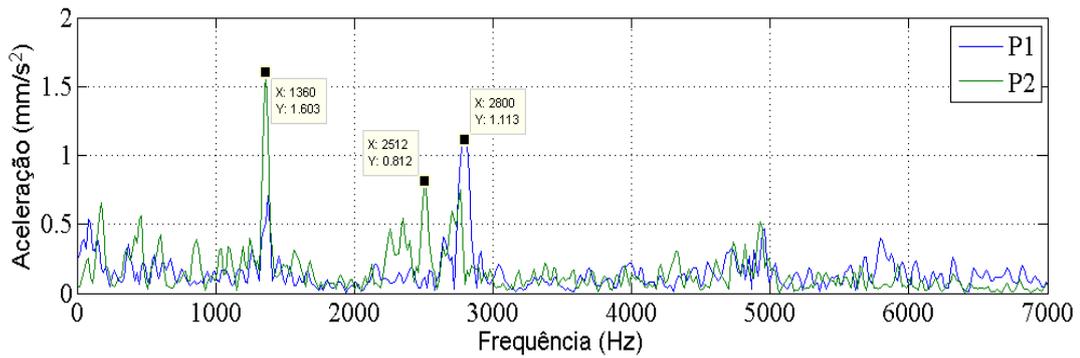
Na Figura 7.2 apresenta o espectro de vibração da turbina na condição nominal P1, com rotação em 1.015 [rpm] e 80% do distribuidor aberto, e a condição P2 com 70% do distribuidor aberto. Como já citado, a condição P1 é a referência, pois é o espectro da turbina na condição operacional, que normalmente não deve ter a presença de cavitação. Não se evidencia picos na faixa de 5 [Hz] a 15 [kHz], região de cavitação, bem como não foram observadas alterações nas condições de funcionamento da máquina quanto à percepção sonora e inspeção visual no tubo de sucção.

O pico de frequência que se destaca no espectro, em torno de 1.300 [Hz] é harmônica da frequência de passagem das pás do rotor e é inerente ao comportamento do escoamento do fluido.



**Figura 7.2.** - Espectros Condições P1 e P2 com abertura 70% distribuidor

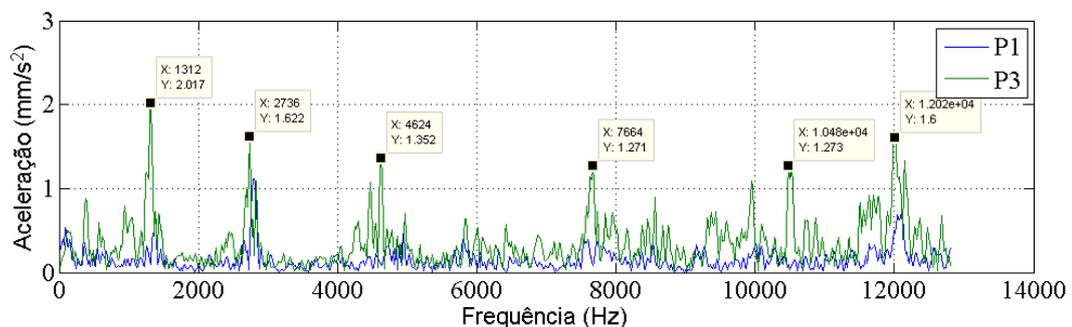
A Figura 7.3 detalha este espectro na faixa de frequência entre 0 e 7.000 [Hz] para uma análise mais acurada a respeito dos picos que foram identificados entre 2.000 [Hz] e 3.000 [Hz].



**Figura 7.3.** - Espectros Condições P1 e P2 – faixa 0 a 7.000 [Hz]

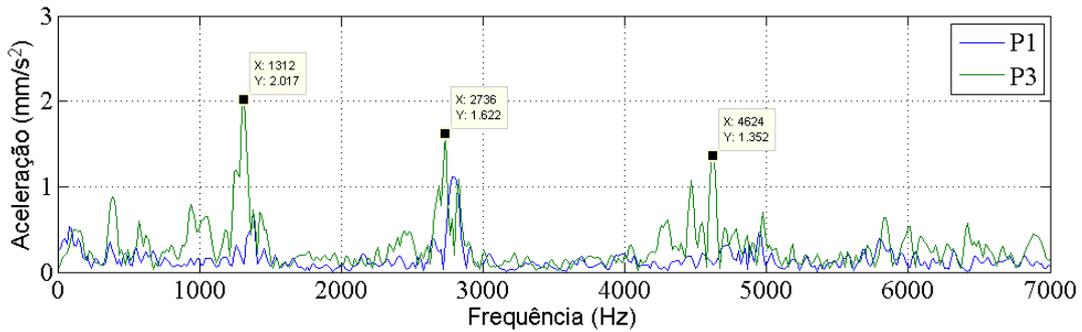
O pico de 2.800 [Hz] foi identificada na condição P1 e o pico de 2.500 [Hz] na condição P2. Como as condições são medidas em tempos distintos, há pequenas variações do comportamento do espectro no tocante à dinâmica do fluido no interior da turbina. Esses picos não foram associados à cavitação neste experimento, uma vez que não houve evolução da amplitude da condição P1 (referência) para a condição P2, bem como não foi identificado, como já citado, a ocorrência de cavitação ou formação de trança nas inspeções visuais e auditivas realizadas durante o ensaio.

Já na condição parcial de abertura de 50 [%] do distribuidor, condição de ensaio P3, o espectro varia de forma considerável com relação a condição de referência P1. Pode-se observar na Figura 7.4, picos distintos na faixa de frequência que ocorre o fenômeno de cavitação. Esta situação foi validada na inspeção visual e auditiva realizada durante o ensaio, no qual evidenciou-se cavitação e formação de trança no tubo de sucção.



**Figura 7.4** - Espectros Condições P1 e P3 com abertura 50% distribuidor

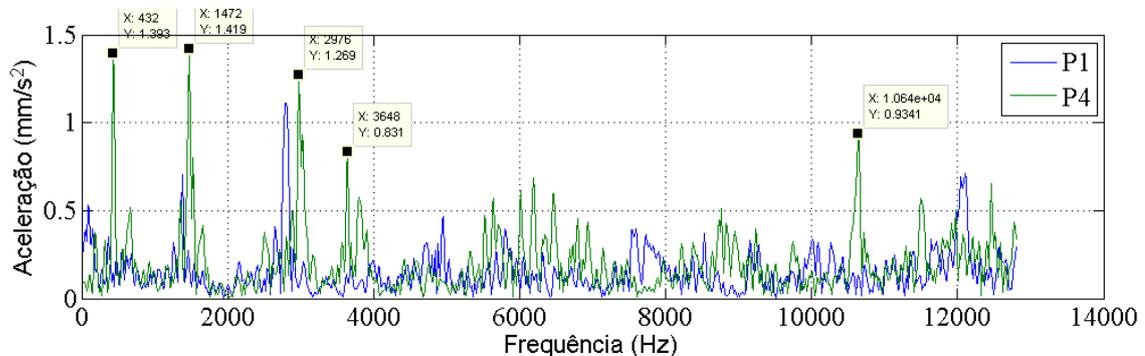
Conforme observado na Figura 7.5, as frequências identificadas são randômicas (não é harmônicas da rotação da turbina) com relação as frequências mecânicas, mas harmônicas com as frequências de passagens de pás, evidenciando que são picos relacionados ao comportamento do fluido. O aumento da amplitude da condição P3 comparado com P1 pode estar associado ao fenômeno da cavitação.



**Figura 7.5** - Espectros Condições P1 e P3 – faixa de 0 a 7.000 [Hz]

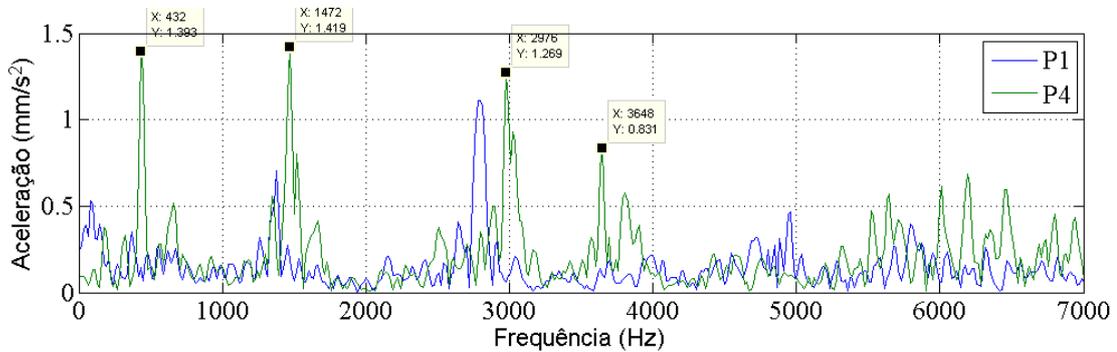
A Figura 7.6 apresenta o espectro de frequência da condição P4, agora analisando a condição de redução do nível à montante da turbina. Para ajustar a turbina nesta nova condição parcial de operação, para os parâmetros foram reajustados novamente para a condição P1, ou seja, rotação em 1.15 [rpm], vazão de 0,219 [l/s] e abertura do distribuidor em 80 [%]. Depois que o sistema estabilizou, a pressão do tanque a montante foi reduzida para 3,5 [mca], condição P4, simulando a redução do nível do reservatório.

No laboratório, nessas condições, foi observada ruído característico de cavitação, sem formação de trança no tubo de sucção. Evidencia-se no espectro a elevação da amplitude dos picos na faixa de frequência característica do fenômeno de cavitação.

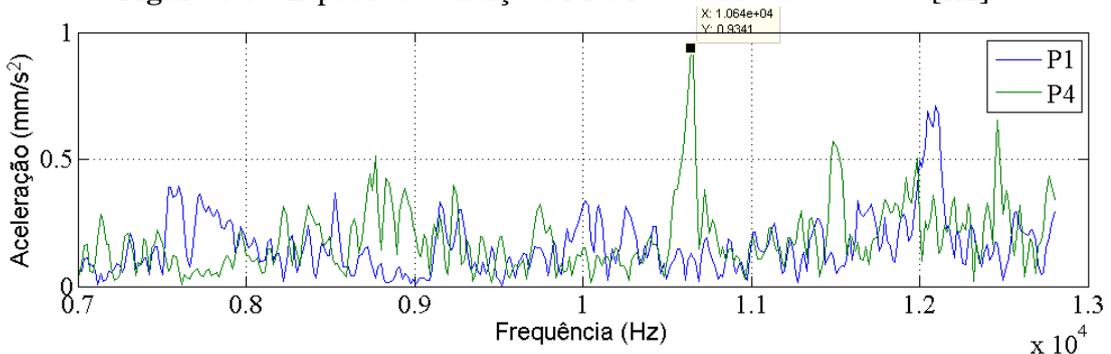


**Figura 7.6** - Espectros Condições P1 e P4 – redução do nível tanque a montante para 3,5 [mca]

As Figuras 7.7 e 7.8, apresentam com mais detalhes a diferença dos espectros nas condições P1 e P4. Destaca-se que os picos sinalizados são randômicos as frequências características dos componentes da plataforma, de forma que podem ser associados ao surgimento de um evento novo no ensaio.

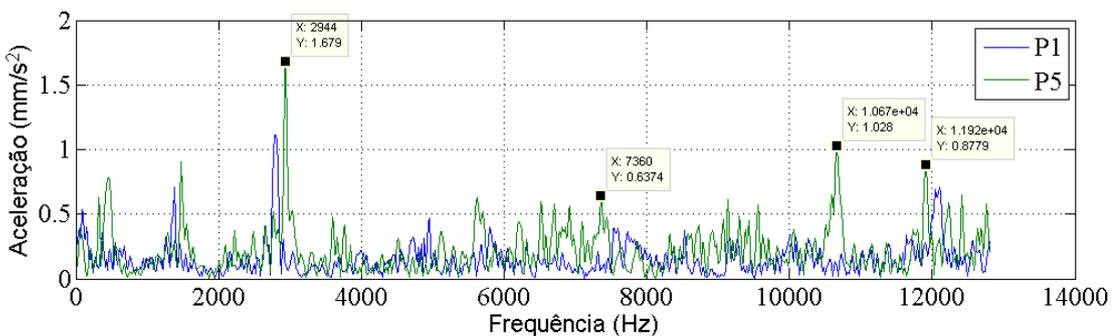


**Figura 7.7** - Espectros Condições P1 e P4 – faixa de 0 a 7.000 [Hz]



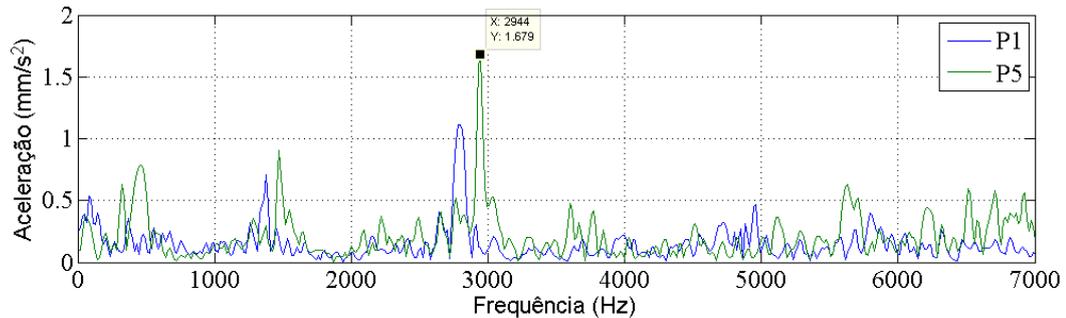
**Figura 7.8** - Espectros Condições P1 e P4 – faixa de 7.000 a 13.000 [Hz]

Na condição parcial P5, a pressão do tanque a montante foi reduzida para 3,0 [mca]. A condição de cavitação e formação de trança se destacam no espectro, conforme demonstrado na Figura 7.9, dentro das faixas de frequências características desses fenômenos.

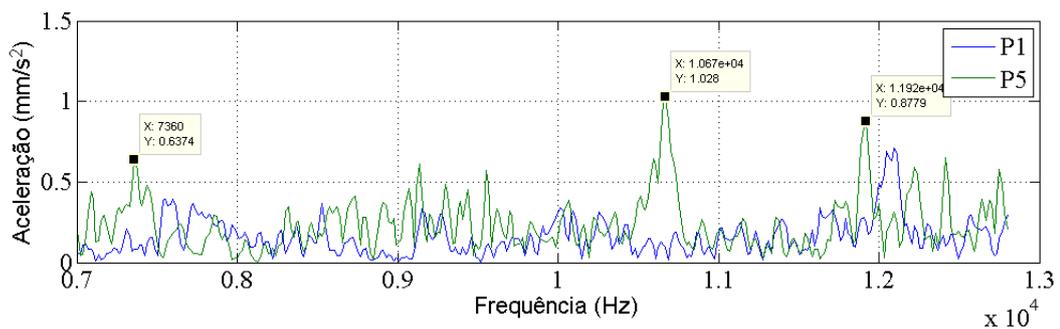


**Figura 7.9** - Espectros Condições P1 e P5 – redução do nível tanque a montante para 3,0 [mca]

Conforme observado nas Figuras 7.10 e 7.11, há um aumento significativo da amplitude, o que induz a caracterização da cavitação, uma vez que este fenômeno foi observado no laboratório durante a execução do ensaio.

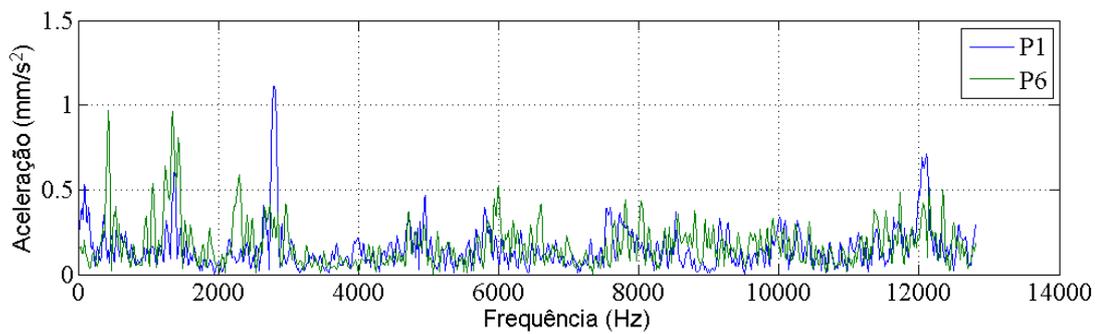


**Figura 7.10** - Espectros Condições P1 e P5 – faixa de 0 a 7.000 [Hz]



**Figura 7.11** - Espectros Condições P1 e P5 – faixa de 7.000 a 13.000 [Hz]

Na condição P6, apresentada na Figura 7.12, a turbina é reestabelecida nas condições operacionais de referência. Nota-se que o comportamento do espectro na faixa de alta frequência de 5 [kHz] a 15 [kHz] retorna próximo a condição P1. Isto indica que as variações identificadas nesta faixa de frequências de fato estão associadas a fenômenos que estão ocorrendo no fluido, uma vez que a condição P6, análoga a condição P1, está isenta de cavitação e trança no tubo de sucção.



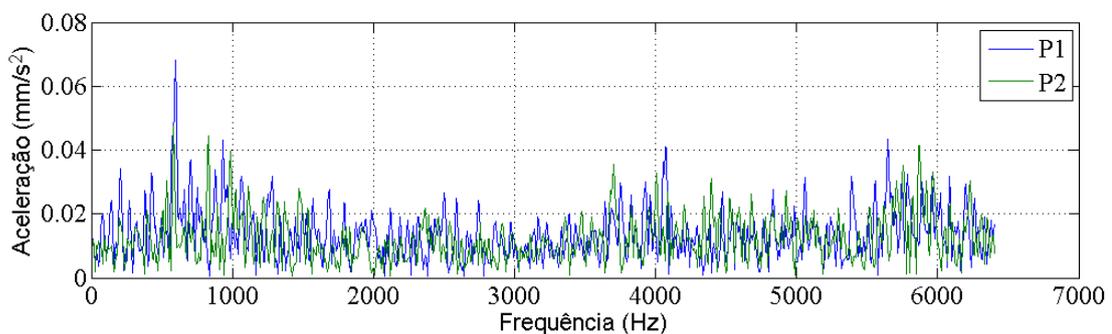
**Figura 7.12** - Espectros Condições P1 e P6 – condição operacional de referência

### 7.2.2. Identificação das frequências associadas a cavitação no 3º ensaio

#### a.) Condição de variação abertura do distribuidor

Pelo ensaio anterior, observou-se que as alterações nos espectros decorrentes de cavitação, nas condições parciais, ocorreram de forma mais acentuada, em termos de amplitude, entre 2.000 [Hz] e 6.000 [Hz]. Por este motivo optou-se neste ensaio, coletar e avaliar os espectros de frequências próximos a esse intervalo em específico.

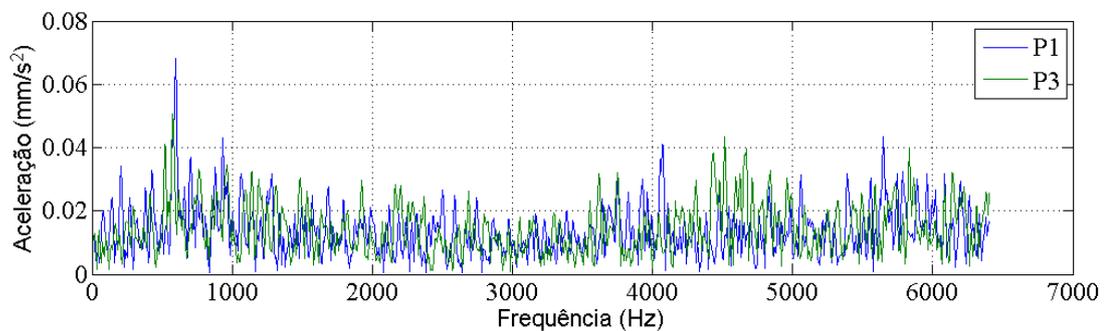
Conforme demonstrado na Figura 7.13, não houve diferenças significativas entre os espectros coletados na condição P1 (referência) e na condição P2 (abertura do distribuidor em 70%). Esta condição foi comprovada na ausência de cavitação e formação de trança no tubo de sucção inspecionada na execução do ensaio.



**Figura 7.13** - Espectros Condições P1 e P2 com abertura 70% distribuidor

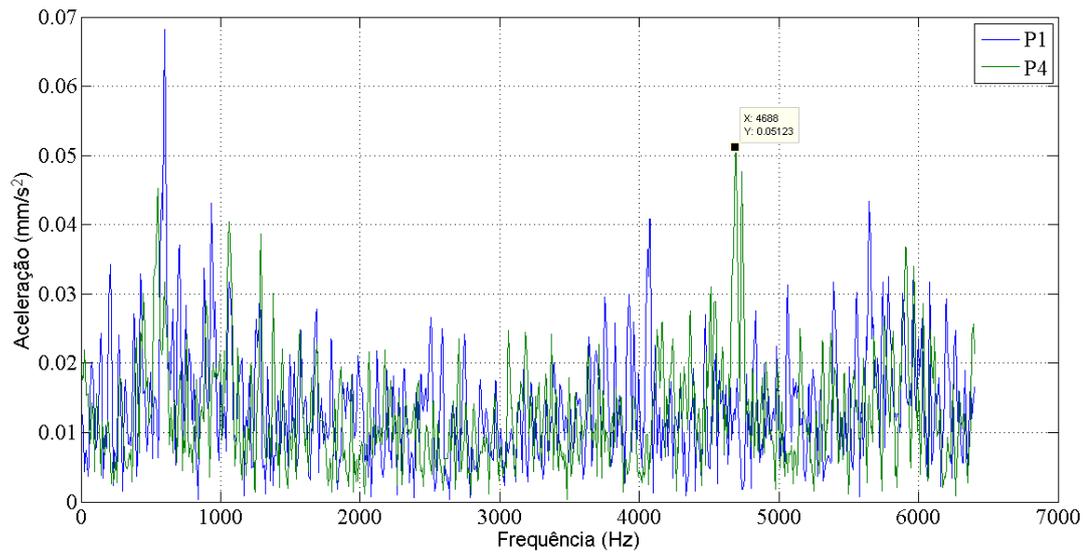
Já na condição P3, conforme Figura 7.14, com 60% de abertura do distribuidor, identifica-se a presença de ruído de cavitação e formação de trança, mas com intensidade diferente às situações identificadas no ensaio anterior.

Isto de certa forma pode ser evidenciado nos espectros coletados, onde não há picos de destaque, comparando P3 com P1, mas já se evidencia o aumento da amplitude das frequências entre 4.000 [Hz] e 5.000 [Hz], faixa de ocorrência do fenômeno de cavitação de acordo com os estudos avaliados.



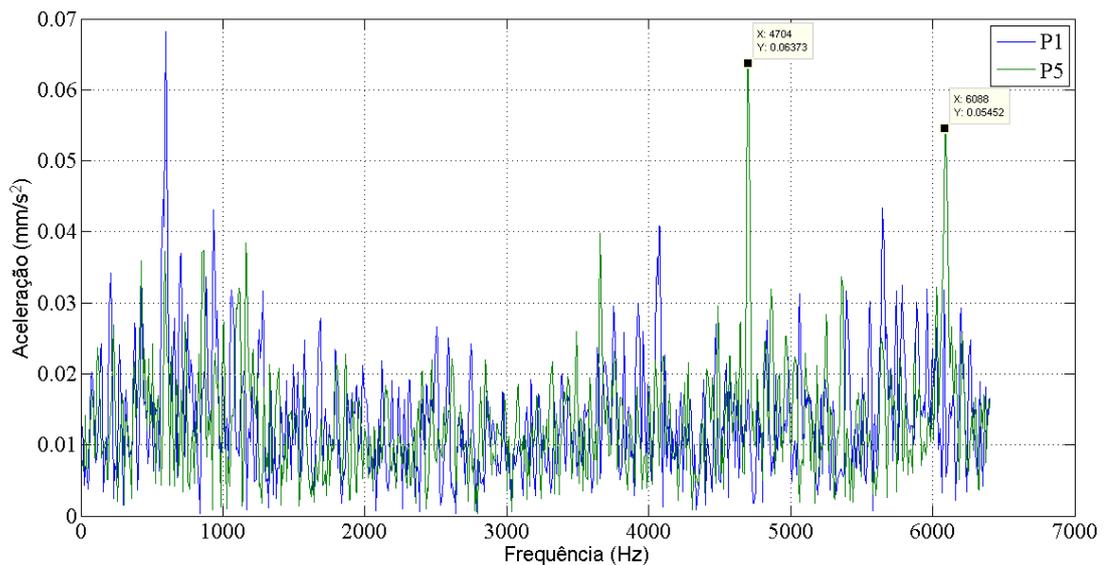
**Figura 7.14** - Espectros Condições P1 e P3 com abertura 60% distribuidor

Na Figura 7.15 é possível avaliar a evolução do espectro na condição P4, com 50% de abertura do distribuidor. Destaca-se um pico de frequência de 4.688 [Hz]. Durante a execução do ensaio nessas condições, observou-se cavitação e formação de trança, com o uso de estetoscópio e inspeção visual na janela de inspeção no tubo de sucção.



**Figura 7.15** - Espectros Condições P1 e P4 com abertura 50% distribuidor

Com abertura de 40% no distribuidor, condição P5 apresentada na Figura 7.16, destaca-se o pico de frequência identificada na condição parcial anterior, bem como o surgimento de novos picos em torno de 5.000 [Hz]. Evidencia-se de forma experimental que os picos de frequências associadas a cavitação tendem a ocorrer na faixa de 3.000 [Hz] a 5.000 [Hz] para o modelo em análise no LHEP, nas condições operacionais estabelecidas para este estudo.

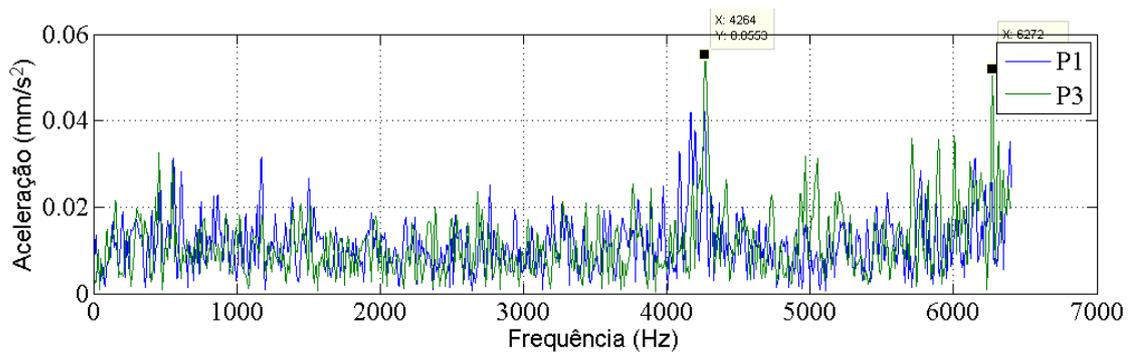


**Figura 7.16** - Espectros Condições P1 e P5 com abertura 40% distribuidor

Conforme o roteiro estabelecido para os ensaios, concluída as análises na condição parcial provocada pelo fechamento da abertura do distribuidor, inicia-se uma segunda etapa, reduzindo a pressão na entrada da turbina.

**b.) Condição de variação do nível do reservatório a montante, reduzindo a pressão de entrada na turbina**

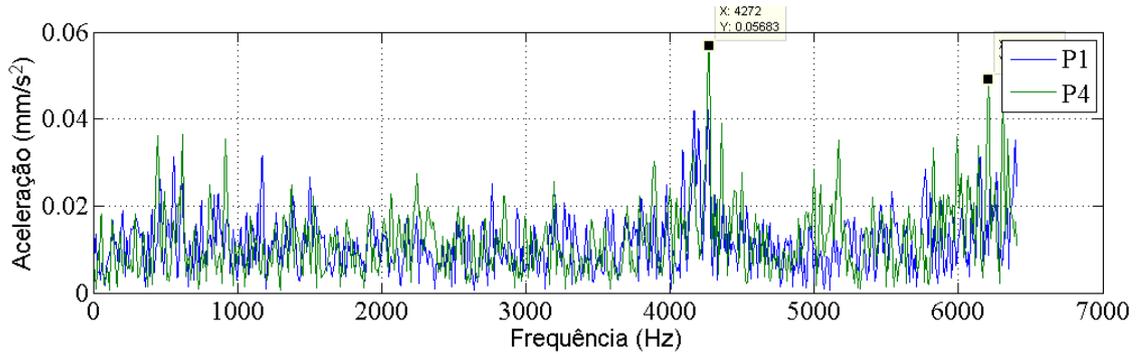
A condição P3, indicada na Figura 7.17, representa a condição parcial de pressão de 4,0 [mca], sendo que a condição P1 é a condição referencial estabelecida de pressão no tanque a montante do modelo a ser analisado em 5,0 [mca]. Na situação P3 a turbina encontra-se, na inspeção visual e com estetoscópio no laboratório, em condição de cavitação e com trança no tubo de sucção.



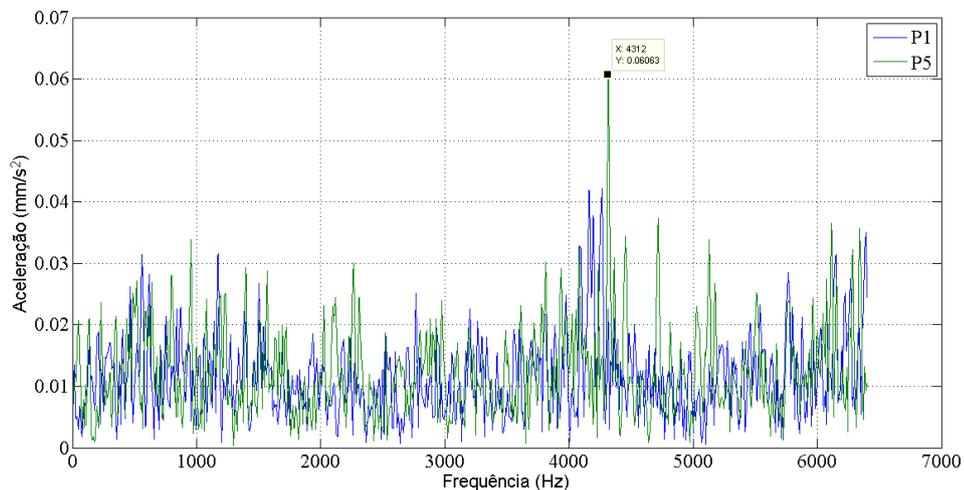
**Figura 7.17** - Espectros Condições P1 e P3 - redução do nível tanque a montante para 4,0 [mca]

Nesta condição observa-se o destaque, já esperado, de pico de frequência na faixa entre 4.000 [Hz] e 5.000 [Hz].

O mesmo ocorre nas condições de ensaios subsequentes, P4 e P5, com redução da pressão na entrada da turbina de 3,5 [mca] e 3,25 [mca], respectivamente, conforme as Figuras 7.18 e 7.19. Em ambos os casos, assim como na condição P3, a turbina estava cavitando e com trança no tubo de sucção. Evidencia-se a evolução dos picos de frequências em torno de 5.000 [Hz].

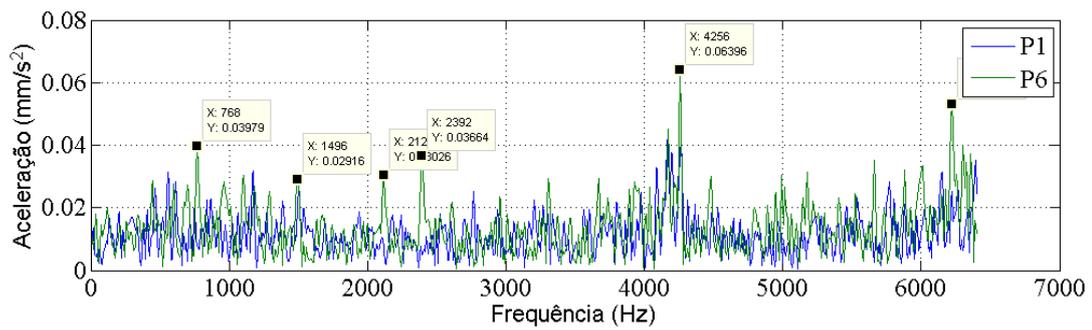


**Figura 7.18** - Espectros Condições P1 e P4 - redução do nível tanque a montante para 3,5 [mca]

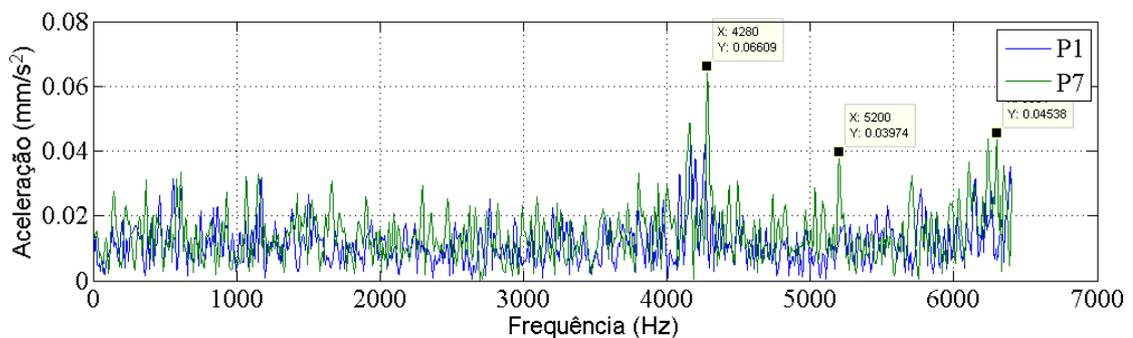


**Figura 7.19** - Espectros Condições P1 e P5 - redução do nível tanque a montante para 3,0 [mca]

De forma recorrente, observa-se o mesmo comportamento para as condições parciais de operação P6 e P7, com pressão na entrada da turbina de 2,5 [mca] e 2,0 [mca] respectivamente, conforme as Figuras 7.20 e 7.21. Observa-se que outros picos randômicos surgem no espectro, provavelmente, em função da intensidade da cavitação.



**Figura 7.20** - Espectros Condições P1 e P6 - redução do nível tanque a montante para 2,5 [mca]



**Figura 7.21** - Espectros Condições P1 e P7 - redução do nível tanque a montante para 2,0 [mca]

Desta forma, evidencia-se que os espectros característicos de cavitação são randômicos (sem definição exata), mas a comparação dos espectros com uma referência permite identificar uma faixa de frequência no qual a ocorrência desses picos é maior.

A evolução dos picos de frequências na faixa de frequência de 3.000 [Hz] a 5.000 [Hz], nas condições de operação estabelecidas neste estudo, indicam a ocorrência de cavitação na turbina. Como o estudo avaliou diferentes condições parciais de operação, no tocante a abertura do distribuidor e de pressão de entrada da turbina, pode-se associar a evolução dos espectros com os diferentes relações de queda ( $H/H_0$ ) e vazão ( $Q/Q_0$ ), parâmetros utilizados nas centrais hidrelétricas para operação e controle.

## CAPÍTULO 8 - Correlação dos espectros de vibração com as condições operacionais

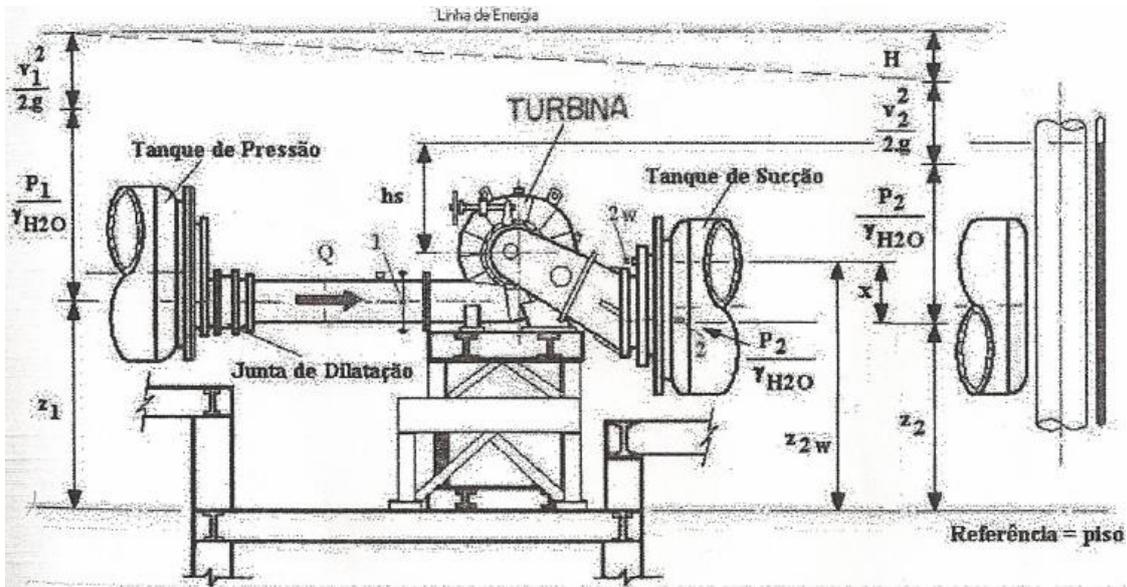
### 8.1. Cálculo de altura de queda líquida

A proposta é correlacionar os espectros de vibração analisados com a altura de queda líquida e vazão, principais parâmetros utilizados nas centrais hidrelétricas para definição dos procedimentos operacionais. Desta forma pretende-se determinar as relações de queda ( $H/H_0$ ) e vazão ( $Q/Q_0$ ), para condição analisada e interpolar os espectros de frequência, estabelecendo uma correlação em 3D, de parâmetro operacional, frequência e amplitude.

De acordo com Alencar (1999), conforme norma ABNT NB 10280/88, a altura de queda líquida pode ser calculada da seguinte forma:

$$H = \frac{(P_1 - P_2)}{\gamma_{H_2O}} + \frac{(C_1^2 - C_2^2)}{2 \cdot g} + (Z_1 - Z_2) \quad (8.1)$$

Onde H é a altura de queda líquida, em [m],  $P_1$  é a pressão média na entrada da turbina, em [N/m<sup>2</sup>],  $P_2$  é a pressão média na saída da turbina,  $\gamma_{H_2O}$  é o peso específico da água,  $C_1$  é a velocidade média na entrada da turbina, no ponto 1, conforme Figura 8.1, em [m/s],  $C_2$  é a velocidade média na saída da turbina, no ponto 2, em [m/s],  $Z_1$  é a cota do ponto de aquisição de pressão na entrada em relação ao piso ( $z_1$ ) e  $Z_2$  é a cota do ponto de aquisição de pressão na saída em relação ao piso ( $z_2$ ).



**Figura 8.1** – Esquema básico para determinação da altura de queda disponível na Turbina LHEP

Fonte: Alencar (1999)

As velocidades de entrada e saída no rotor podem ser calculadas da seguinte forma:

$$C_I = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_e^2} \quad (8.2)$$

$$C_{II} = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_s^2} \quad (8.3)$$

Onde  $Q$  é a vazão, em  $[m^3/s]$ ,  $D_e$  é o diâmetro de entrada do rotor e  $D_s$  o diâmetro de saída.

Desta forma a Equação 8.1 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$H = \frac{(P_1 - P_2)}{\gamma_{H_2O}} + \frac{8}{\pi^2 \cdot g} \cdot \left( \frac{1}{D_e^2} - \frac{1}{D_s^2} \right) \cdot Q^2 + (Z_1 - Z_2 + x) \quad (8.4)$$

Onde  $x$  é a diferença de cota entre a tomada de pressão e o ponto de interesse na saída da turbina, que no caso é imediatamente na saída do rotor da turbina

Desta forma, para o cálculo das alturas de quedas líquidas para cada condição de operação parcial, foram adotados os seguintes parâmetros:

**Tabela 8.1.** Parâmetros para cálculo de altura de queda líquida para o modelo Turbina Francis instalado no LHEP

Diâmetro do Rotor ( $D5_e$ )	[m]	0,31
Diâmetro de entrada (d1)	[m]	0,315
Diâmetro de saída (d2)	[m]	0,31
Cota do ponto de aquisição de pressão na entrada em relação ao piso (z1)	[m]	1,754
Cota do ponto de aquisição de pressão na saída em relação ao piso (z2)	[m]	2,0665
Diferença entre a tomada de pressão e o ponto de interesse na saída da turbina (x)	[m]	0,13
Gravidade local (g)	[m/s <sup>2</sup> ]	9,785
Temperatura da água (t)	°C	18
Massa específica da água	[Kg/m <sup>3</sup> ]	988,592
Peso específico da água	[N/m <sup>3</sup> ]	9771,223

Desta forma, obtém-se as seguintes relações de queda ( $H/H_0$ ) e vazão ( $Q/Q_0$ ), para as condições parciais analisadas nos ensaios n.º 2 e n.º 3, conforme as Tabelas 8.2 e 8.3, nos quais foram coletados os espectros de vibração associados à cavitação:

**Tabela 8.2.** Identificação das relações de vazão e de queda no 2º ensaio.

<b>Ensaio n.º2</b>	<b>Pressão Entrada [mca]</b>	<b>Pressão Saída [mca]</b>	<b>Rotação [rpm]</b>	<b>Vazão [m³/s]</b>	<b>Altura de Queda Líquida [mca]</b>	<b>Relação <math>\frac{Q}{Q_0}</math></b>	<b>Relação <math>\frac{H}{H_0}</math></b>
<b>Referência</b>	5,0	-7,0	1015	0,219	12	1	1
<b>Variando abertura distribuidor</b>							
<b>P1</b>	5,8	-6,5	1015	0,220	11,79	1,012	0,99999
<b>P2</b>	5,0	-7,0	1015	0,200	11,80	0,832	1,00038
<b>P3</b>	5,0	-7,0	1015	0,159	11,80	0,530	1,00106
<b>Variando altura a montante</b>							
<b>P4</b>	3,5	-6,8	1015	0,220	10,04	1,012	0,85192
<b>P5</b>	3,0	-7,0	1015	0,219	9,79	0,920	0,82995
<b>P6</b>	5,0	-6,8	1015	0,219	11,59	1,004	0,98303

**Tabela 8.3.** Identificação das relações de vazão e de queda no 3º ensaio.

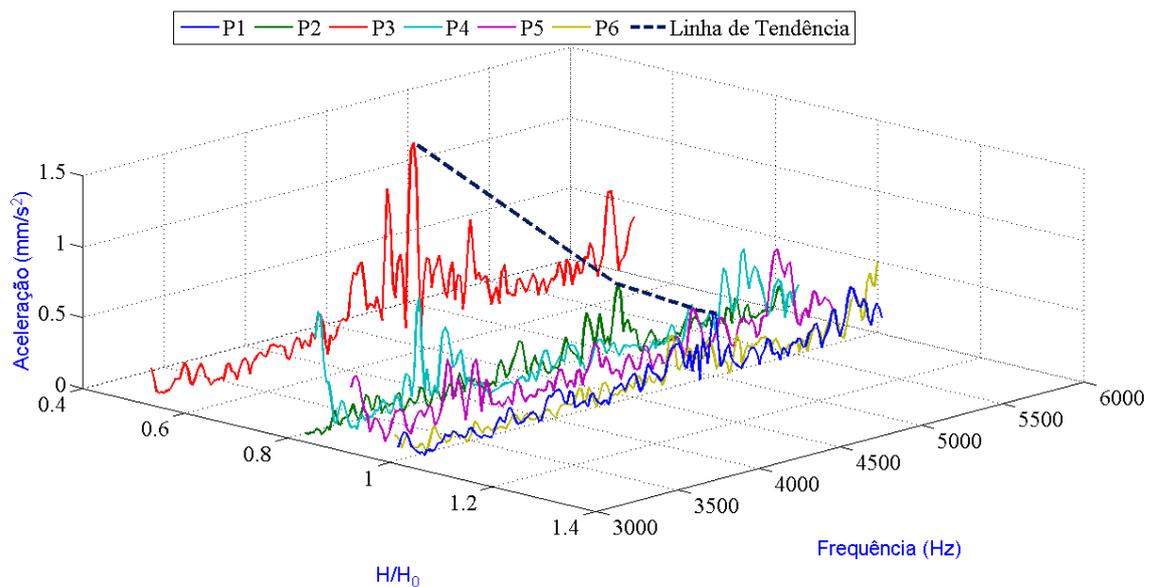
<b>Ensaio n.º 3</b>	<b>Pressão Entrada [mca]</b>	<b>Pressão Saída [mca]</b>	<b>Rotação [rpm]</b>	<b>Vazão [m³/s]</b>	<b>Altura de Queda Líquida [mca]</b>	<b>Relação <math>\frac{Q}{Q_0}</math></b>	<b>Relação <math>\frac{H}{H_0}</math></b>
<b>Variando abertura distribuidor</b>							
<b>P1</b>	4,5	-6,5	1015	0,219	10,79	1,004	0,91518
<b>P2</b>	4,5	-6,5	1015	0,203	10,79	0,862	0,91550
<b>P3</b>	4,5	-6,5	1015	0,179	10,80	0,665	0,91596
<b>P4</b>	4,5	-6,5	1015	0,158	10,80	0,521	0,91627
<b>P5</b>	4,5	-6,5	1015	0,125	10,81	0,326	0,91672
<b>P6</b>	4,5	-6,5	1015	0,219	10,79	1,004	0,91518
<b>Variando altura a montante</b>							
<b>P1</b>	5,5	-6,5	1015	0,259	11,78	1,389	0,99911
<b>P2</b>	4,75	-6,8	1015	0,252	11,33	1,318	0,96109
<b>P3</b>	4	-6,8	1015	0,245	10,58	1,244	0,89766

<b>P4</b>	3,5	-6,8	1015	0,241	10,09	1,207	0,85533
<b>P5</b>	3,25	-6,8	1015	0,237	9,84	1,166	0,83422
<b>P6</b>	2,5	-6,8	1015	0,228	9,09	1,075	0,77082
<b>P7</b>	2	-6,8	1015	0,217	8,59	0,973	0,72865
<b>P8</b>	0,5	-6,8	1015	0,205	7,09	0,868	0,60167

## 8.2. Correlação entre relações de vazão e de queda com os espectros de vibração

Correlacionando os espectros gerados com as relações de queda e vazão em cada situação analisada é possível obter uma representação tridimensional que destaca o fenômeno da cavitação em função da altura de queda líquida e da vazão na turbina.

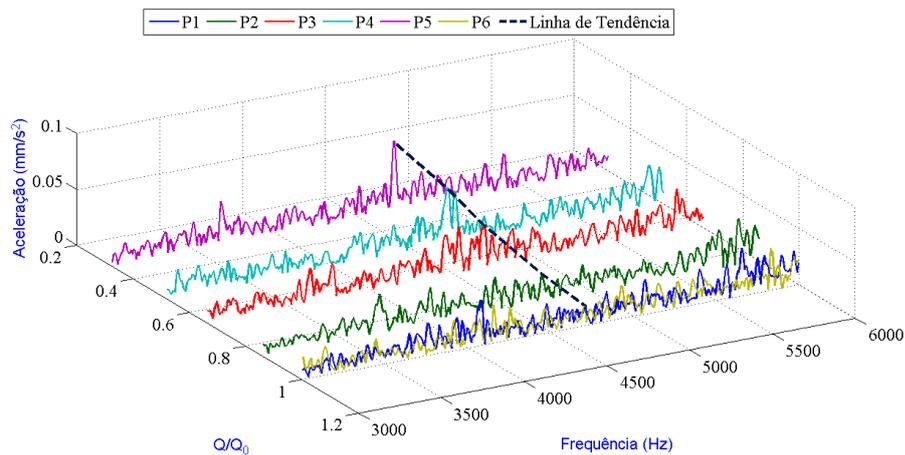
Na Figura 8.2 é representada a evolução do espectro de frequências na condição de ensaio de redução da abertura do distribuidor e variação da pressão de entrada da turbina, correlacionando com a relação de vazão da turbina. Conforme diminui relação de vazão, as amplitudes das frequências aumentam na faixa onde foram identificadas cavitação, em torno de 5.000 [Hz].



**Figura 8.2** – Evolução do espectro de frequência nas condições do ensaio n.º 2

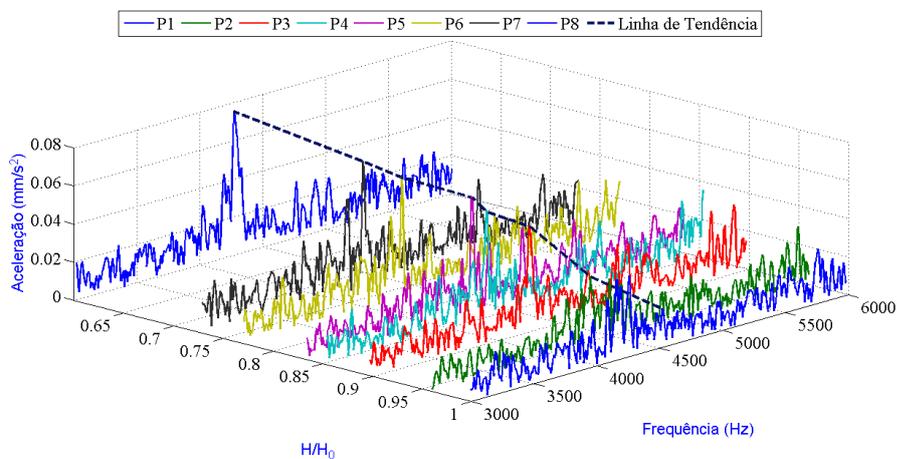
Esta correlação fica mais clara quando se correlacionam os dados do ensaio n.º3, no qual foi possível adquirir mais dados, conforme apresentado nas Figuras 8.3 e 8.4.

Na Figura 8.3 é apresentado a correlação dos espectros de vibração na condição de fechamento da abertura do distribuidor.



**Figura 8.3** – Correlação do espectro de frequência com a relação operacional de queda  $Q/Q_0$

Na Figura 8.4 é apresenta a correlação dos espectros de vibração com o parâmetro operacional de relação de queda. Pode-se observar que os picos na faixa de frequência em torno de 5.000 [Hz] variam, em função da cavitação. Observou-se que conforme reduz a relação de queda, a amplitude dos picos aumenta.



**Figura 8.4** – Correlação do espectro de frequência com a relação operacional de queda  $H/H_0$

## CAPÍTULO 9 - Conclusões e recomendações

Destaca-se neste estudo a importância da análise do fenômeno da cavitação em turbinas hidráulicas afim de evitar efeitos indesejáveis como erosão, altas vibrações e queda no rendimento de Turbinas Francis, tipo de máquina amplamente utilizada.

Como resultado encontrado na análise de cavitação do modelo de turbina instalado no LHPCH, observou-se que é possível identificar uma faixa de frequências características de cavitação e associa-la à parâmetros operacionais. Essa identificação da assinatura de vibração da máquina e as faixas de operação que mais incidem, permite à concessionária tomada de soluções para antever o problema ou minimizá-lo.

Com este trabalho foi possível estabelecer uma metodologia de ensaios de cavitação no LHPCH correlacionando dados de operação com espectros de vibração. Todos os ensaios foram realizados com a instrumentação disponível na Universidade. Foi elaborada uma rotina de ensaio e a caracterização dos parâmetros necessários para provocar a cavitação no modelo instalado. Houve um intenso trabalho no laboratório para ajustar a plataforma de ensaios, que estava parada e com necessidade de revisão de todo circuito hidráulico e da própria turbina.

Este trabalho demonstrou a metodologia de obtenção do espectro de vibração associado à cavitação utilizando dois parâmetros que representam as condições operacionais de centrais hidrelétricas em situação de escassez hídrica (falta de água no reservatório), a saber: (1) restrição na abertura do distribuidor e (2) redução do nível do reservatório à montante.

Com os ensaios realizados foi possível identificar as frequências características do modelo, bem como das frequências associadas à cavitação, validadas empiricamente por meio da inspeção sonora e visual. Pelos ensaios realizados foi possível identificar cavitação tipo borda de pá e trança no tubo de sucção.

Com a variação da altura de queda bem abaixo da altura de projeto, como ocorrido na condição P6 e P7 do 3º ensaio, há indício de cavitação de borda de pá no lado de pressão, um dos tipos mais agressivos de cavitação que provoca erosões severas nas pás. Os elevados gradientes da relação de vazão, obtida com a variação da abertura do distribuidor, observado na condição P5 do 3º ensaio, caracteriza cavitação em bolha em movimento, que é um tipo grave e barulhento de cavitação, que reduz significativamente a eficiência da turbina. A condição P8

do 3º ensaio, evidencia-se significativa variação em ambas as relações analisadas, altura e queda, o que indica com base na literatura, a ocorrência de formação de vórtices na saída da turbina e tubo de sucção.

Com as correlações realizadas identificou-se a assinatura de vibração provocada pela cavitação em um modelo de turbina hidráulica Francis, sob várias condições de operação, por meio de acelerômetros e de transdutores de pressão. Este estudo permitirá estabelecer um protocolo de manutenção preditiva com o propósito de prevenir os danos produzidos pelo fenômeno da cavitação. Como demonstrado na revisão bibliográfica já várias abordagens e considerações específicas relacionadas ao tema.

## 9.1 Recomendações

- Deverão ser analisados outros modelos de turbinas hidráulicas no LHPCH para verificação das condições de cavitação associadas à assinatura de vibração do conjunto;
- Deverá ser realizado um estudo focando os picos de frequência em torno de 10.000 Hz, uma vez que há na literatura evidências que esta faixa também pode representar o fenômeno da cavitação. Uma proposta interessante de estudo seria a verificação se as frequências identificadas nesta faixa podem ser harmônicas dos picos em torno de 5.000Hz;
- Deverá ser melhorada a metodologia de correlação da cavitação com os espectros de vibração, por meio da análise de um modelo numérico pré-definido em CFD;
- Realizar estudos de análise econômica do impacto da cavitação nos custos de operação das turbinas hidráulicas nas centrais hidrelétricas, especificamente na questão do rendimento;

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABBOT, P. A., AND MORTON, D. W., *Hydro acoustics Facilities, Instrumentational Experimental Techniques, Proceedings of the ASME Annual Meeting*, Atlanta, Georgia, USA, American Society of Mechanical Engineers, NCA-Vol. 10, 2003. pp. 75-84

ABRAMAN – *Melhores Práticas de Manutenção Preditiva*. Disponível em [http://www.engfaz.com.br/docs/Melhores\\_Praticas\\_Manutencao\\_Preditiva.pdf](http://www.engfaz.com.br/docs/Melhores_Praticas_Manutencao_Preditiva.pdf) Acesso em 23 de setembro de 2015.

AFFONSO, L.O.A – *Equipamentos Mecânicos: análise de falhas e solução de problemas* – 1ª Ed. Petrobrás. 2002. 372p.

ALENCAR, H.S. – *Análise do Comportamento de Turbinas Hidráulicas para operar com rotação variável*. 1999. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 1999.

ANEEL, Resolução Normativa n.º 394 de 04/12/1998

ARAÚJO, A. C. M. *Comercialização de energia elétrica para os consumidores finais no novo modelo*. 2001. 164p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção). Universidade Federal Fluminense, Niteroi, 2001.

AVELLAN, F. - *Introduction to cavitation in hydraulic machinery* – The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics Timisoara, Romania, October 21 - 22, 2004.

BAJIC, B.. *Methods for vibro-acoustic diagnostics of turbine cavitation*. Journal of Hydraulic Research, v. 41, n. 1.,p. 87-96, 2003.

BENNEKOM, A., Berndt, F., Rassool, M. N., *Pump Impeller Failures – a Compendium of Case Studies*. Engineering Failure Analysis 8, 2001, pp. 145-156.

BRENNEN, C. E., *Cavitation and Bubble Dynamics*. Oxford University Press, 1995.

DULAR, M;STOFFEL, B;SIROK, B; *Development of a cavitation erosion model*, Darmstadt University of Technology, Germany, 2006, p. 642-655.

ESCALER, X.; FARHAT, M.; EGUSQUIZA, E.; AVELLAN F. *Vibration Cavitation Detection Using Onboard measurements*. In: CAV 2003 Fifth International Symposium on Cavitation. Proceedings. Osaka, Japan, November 1-4, 2003. P. 1-7

ESCALER, X., EGUSQUIZA, E., FARHAT, M., AVELLAN, F., COUSSIRAT, M., *Detection of cavitation in Hydraulic Turbines*. Mechanical Systems and Signal Processing 20, 2006, pp. 983-1007.

ESCALER, X., FARHAT, M., AUSONI, P., EGUSQUIZA, E., AVELLAN, F., *Cavitation Monitoring of Hydroturbines: Test in a Francis Turbine Model*. Sixth International Symposium on Cavitation, The Netherlands, 2006.

ESCALER, X., FARHAT, M., EGUSQUIZA, E., AND AVELLAN, F. *Dynamics and Intensity of Erosive Partial Cavitation*, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 129, 2007, pp. 886-893

FARHAT M, BOURDON P, GAGNE J-L, REMILLARD L. *Improving hydro turbine profitability by monitoring cavitation aggressiveness*. CEA Electricity '99 conference and exposition, 1999. p. 1–15.

FLASPÖHLER, T.. *Design of the runner of a Kaplan turbine for small hydroelectric power plants*. Tese Doutorado. Tampere: University of Applied Sciences, 2007

FOX, R. W., MACDONALD, A. T., *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 5ª edição. Livros Técnicos e Científicos – LTC, 2001, pp. 322-355.

FRANC, J.P., AVELLAN, F., BELAHADJI, B., BILLARD, J.Y., BRIANÇON-MARJOLLET, L., FRÉCHOU, D., FRUMAN, D.H., KARIMI, A., KUENY, J.L., MICHEL, J.M. *La Cavitation: Mécanismes Physiques et Aspects Industriels*. Grenoble: Presses Universitaires de Grenoble, 1995.

GADAG,S.; SRINIVASAN,M.N. - *Cavitation erosion of laser-melted ductile iron*, Journal of Materials Processing Technology, p. 150-163.

HART D, WHALE D. *Review of cavitation–erosion resistant weld surfacing alloys for hydroturbines*. Disponível em: <<http://www.environmental-expert.com/Files%5C19758%5Carticles%5C10738%5CCaviTec.pdf>> Acesso em 20 de setembro de 2015

HORTA,C.A.; GONÇALVES,C;CALAINHO,J.A.G.;LOMÔNACO,F.G.- *Cavitação em turbinas hidráulicas do tipo francis e kaplan no brasil*. CONEM.Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, 2000.

HUIXUAN S.; ZHAOHUI L., YAXIONG B. *An online cavitation monitoring system for large Kaplan turbines* IEEE 2007;1 –16

KOIVULA, T., *On Cavitation in Fluid Power*. Proc. Of 1ª PFNI-PhD Symp, Hamburg 2000, pp. 371-382.

KNAPP R.T., DAILY J.W., HAMMIT F.G., *Cavitation*. Ed. McGraw-Hill Book Co., Inc., NY, USA, 1970, 551 pp

KUMAR, P.; SAINI, R.P. *Study of cavitation in hydro turbines—A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews. v. 14; pp 374–383; 2010.

MACINTYRE, A. J., *Máquinas Motrizes Hidráulicas*, Guanabara Dois, 1983.

M. KAYE, M. FARHAT, S. NATAL AND F. AVELLAN. *Classification of Cavitation in Hydraulic Machines using Vibration Analysis*. , Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, vol. 1, 2002, p. 475-482

MOREIRA, R. H. C. e KAKAZU, T. K. – *Cavitação em bocal de uma turbina Pelton*. 2010. Dissertação. Universidade Estadual de Campinas, Campinas,2010.

NAUPA, R. M. P. – *Monitoramento e Diagnose de Cavitação em Turbinas Hidráulicas Utilizando Técnicas de Vibração e Acústica* – Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas, Campinas,1995.

ORTIGOSA, A.S.P. - *Metodologia para análise estrutural, estática e dinâmica de ventiladores centrífugos*. Dissertação. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

PETERMANN, H., PFLEIDERER, C., *Máquinas de Fluxo*. Livros Técnicos e Científicos - LTC, 1979, pp. 75-77.

PORTER, B.E – *Turnkey test-stands for wind turbines gearboxes* – disponível em <http://www.bksv.com/doc/bn1060.pdf> Acesso em 23 de setembro de 2015

SANTOS, R.C.L - *Análise de cavitação de uma turbina hidráulica do tipo Kaplan*. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

SHI, H.; LI, Z.; BI, Y. *An On-line Cavitation Monitoring System for Large Kaplan Turbines*. IEEE. Xplore, 2007. Disponível em: [http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs\\_all.jsp?arnumber=4275489&tag=1](http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp?arnumber=4275489&tag=1). Acesso em [19-08-2010].

SIROK, B; KERN, I; HOCEVAR, M; NOVAK, M. *Monitoring of the Cavitation in the Kaplan Turbine*. ISIE'99 - Bled, Slovenia. p. 1224- 1228.

SOARES, R. L. – *Projeto Conceitual de uma Turbina Hidráulica a ser utilizada na Usina Hidrelétrica Externa de Henry Borden* – Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

SOUZA, Z. – *Projeto de Máquinas de Fluxo – Tomo I – Base Teórica e Experimental*. 1ª edição, Interciência. Rio de Janeiro, 2011, 195p

SOUZA,Z; SANTOS,AHM; BORTONI, EC – *Centrais Hidrelétricas: implantação e comissionamento* – 2ª edição, Interciência. Rio de Janeiro, 2009. 520p.

TIAGO FILHO, G.L. – *Cavitação em turbinas hidráulicas*, Apostila, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 1990, 40p

ULITH,P., - *Seleção e Dimensionamento de Turbinas Francis*, 1º Seminário de Engenharia Hidromecânica, VOITH, São Paulo, 08 a 13 de dezembro de 1976

VIVIER,L. – *Turbines Hydrauliques et Leur Régulations*, Éditions Albin Michel, Paris, 1966.

## ANEXO A – Rotina de programação MATLAB

```

%
% gráficos dos ensaios de vibração livre
% ensaios Plataforma de ensaio LHPCH
%
% preparação do ambiente
close all
clear all
clc
S=99.3049;
%Resposta de Amplitude para Frequência de 1 Hz
load P1_12800
t1=t;
%X=20*log10(abs(X)); % aceleração
x1=x;
freq1=freq;
%Z=find(freq1 >=0&freq1<400);
Z=find(freq1 >=2000&freq1<12800);
%Z=find(freq1 >=0&freq1<12800);
X1=X*S;
Z1=Z;
%

%Resposta de Amplitude para Frequencia de 20 Hz
load P2_12800
t2=t;
%X=20*log10(abs(X)); % aceleração
x2=x;
freq2=freq;
%Z=find(freq2 >=0&freq2<400);
Z=find(freq2 >=0&freq2<200);

```

```

%Z=find(freq2 >=0&freq2<400);
X2=X*S;

% %Resposta de Amplitude para Frequencia de 30 Hz
load P3_12800
t3=t;
%X=20*log10(abs(X)); % aceleração
x3=x;
freq3=freq;
%Z=find(freq3 >=0&freq3<100);
Z=find(freq3 >=0&freq3<200);
%Z=find(freq3 >=0&freq3<400);
X3=X*S;

%
%Resposta de Amplitude para Frequencia de 50 Hz
load P4_12800
t4=t;
%X=20*log10(abs(X)); % aceleração
x4=x*25;
freq4=freq;
%Z=find(freq4 >=0&freq4<100);
Z=find(freq4 >=0&freq4<200);
%Z=find(freq4 >=0&freq4<400);
X4=X*S;

%
%
%Resposta de Amplitude para Frequencia de 80 Hz
load P5_12800
t5=t;
%X=20*log10(abs(X)); % aceleração
x5=x;
freq5=freq;

```

```

%Z=find(freq5>=200&freq5<400);
%Z=find(freq5 >=2000&freq5<4000);
Z=find(freq1 >=10000&freq1<12800);
X5=X*S;
%
%
%Resposta de Amplitude para Frequencia de 100 Hz
load P6_12800
t6=t;
%X=20*log10(abs(X)); % aceleração
x6=x;
freq6=freq;
%Z=find(freq6 >=200&freq6<400);
%Z=find(freq6 >=2000&freq6<4000);
Z=find(freq1 >=10000&freq1<12800);
X6=X*S;
%
%
%Resposta de Amplitude para Frequencia de 130 Hz
load P7_12800
t7=t;
%X=20*log10(abs(X)); % aceleração
x7=x*25;
freq7=freq;
%Z=find(freq7>=0&freq7<100);
%Z=find(freq7 >=2000&freq7<4000);
Z=find(freq1 >=10000&freq1<12800);
X7=X*S;

%Espectro de Frequência

Z=find(freq1>=0&freq1<12400);

% ENSAIO- Variação do distribuidor

```

```

n=length(freq1(Z));

%Entrada dos coeficientes de vazão (phi/phi0)
C1=ones(n,1)*1.012;
C2=ones(n,1)*0.832;
C3=ones(n,1)*0.530;
C4=ones(n,1)*1.012;
C5=ones(n,1)*0.850;
C6=ones(n,1)*0.920;
C7=ones(n,1)*1.004;

%text(X,Y,Z,str).

%H/H0
H1=ones(n,1)*0.99;
H2=ones(n,1)*1.00;
H3=ones(n,1)*1.00;
H4=ones(n,1)*1.02;
H5=ones(n,1)*0.85;
H6=ones(n,1)*0.83;
H7=ones(n,1)*0.98;

%*****

figure
plot3(H4,freq4(Z),X4(Z),H2,freq2(Z),X2(Z),H3,freq3(Z),X3(Z),H5,freq5(Z),X5(Z),H6,freq6(
Z),X6(Z),H7,freq7(Z),X7(Z),'linewidth',1.5)
grid on
xlabel('\fontsize{16} H/H_{0}','color','b');
ylabel('\fontsize{16} Frequência (Hz)','color','b');
zlabel('\fontsize{16} Aceleração (mm/s^2)','color','b');
h=legend('P1', 'P2','P3','P4','P5','P6',1);

```

```

%Plotagem de todos os pontos de operação
plot(freq1(Z1),X1(Z1),freq2(Z2),X2(Z2),freq3(Z3),X3(Z3),freq4(Z4),X4(Z4),freq5(Z5),X5(Z
5),freq6(Z6),X6(Z6));
plot(freq1(Z1),X1(Z1),freq5(Z5),X5(Z5),freq6(Z6),X6(Z6));
plot(freq5,X5,freq6,X6,freq7,X7);
plot(freq1(Z1),X1(Z1),freq7(Z7),X7(Z7));
xlabel('Frequência (Hz)','color','b');
ylabel('Aceleração (mm/s^2)','color','b');
h=legend('P1', 'P2','P3','P4','P5','P6',4);
h=legend('P5','P6', 'P7',1);
set(h,'Interpreter','none')
title('Espectro de Frequência de uma Turbina Francis');

% figure
plot(freq1(Z1),X1(Z1),'r');
xlabel('Tempo (s)','color','b')
ylabel('Velocidade (mm/s)','color','b')
set(h,'Interpreter','none')
title('Resposta em Frequência do Ponto P1','color','b');
%
% figure
plot(freq2(Z2),X2(Z2),'r');
xlabel('Frequência (Hz) (s)','color','b')
ylabel('Aceleração (mm/s^2)','color','b')
title('Resposta em Frequência do Ponto P2','color','b');
%
% figure
plot(freq3(Z3),X3(Z3),'r');
xlabel('Frequência (Hz) (s)','color','b')
ylabel('Aceleração (mm/s^2)','color','b')
title('Resposta em Frequência do Ponto P3','color','b');

%
% figure

```

```
plot(freq4(Z4),X4(Z4),'r');
xlabel('Frequência (Hz) (s)','color','b')
ylabel('Aceleração (mm/s^2)','color','b')
title('Resposta em Frequência do Ponto P4','color','b');
%
% figure
plot(freq5(Z5),X5(Z5),'r');
xlabel('Frequência (Hz) (s)','color','b')
ylabel('Aceleração (mm/s^2)','color','b')
title('Resposta em Frequência do Ponto P5','color','b');
% figure
plot(freq6(Z6),X6(Z6),'r');
xlabel('Frequência (Hz) (s)','color','b')
ylabel('Aceleração (mm/s^2)','color','b')
title('Resposta em Frequência do Ponto P6','color','b');

% figure
plot(freq7(Z7),X7(Z7),'r');
xlabel('Frequência (Hz) (s)','color','b')
ylabel('Aceleração (mm/s^2)','color','b')
title('Resposta em Frequência do Ponto P7','color','b');
```