

3-
maio 96

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR Rolando Melquiades
Pérez Naupa E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 26 / 02 / 96.

Rodmar Cardinali
ORIENTADOR

**Monitoramento e Diagnose de Cavitação
em Turbinas Hidráulicas Utilizando
Técnicas de Vibração e Acústica**

Autor: **Rolando Melquiades Pérez Naupa**
Orientador: **Prof. Dr. Rodmar Cardinali**

maio/96

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

**Monitoramento e Diagnose de Cavitação
em Turbinas Hidráulicas Utilizando
Técnicas de Vibração e Acústica**

Autor: Rolando Melquiades Pérez Ñaupá
Orientador: Prof. Dr. Rodmar Cardinali

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Mecânica dos Corpos Sólidos

Dissertação de mestrado apresentado à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1995
S.P. - Brasil

UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	7/UNICAMP
	P415m
V.	
TOMBO BC	27500
PROC	667/96
PREÇO	R\$ 21,00
DATA	26/04/96
N.º CPD	

CM-0008700 1-1

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

P415m

Pérez Ñaupa, Rolando Melquiades

Monitoramento e diagnose de cavitação em turbinas
hidráulicas utilizando técnicas de vibração e acústica./
Rolando Melquiades Pérez Ñaupa.--Campinas, SP:[s.n.],
1996

Orientador: Rodmar Cardinali.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

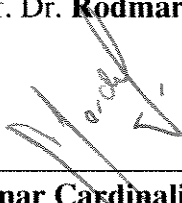
1. Cavitação. 2. Turbinas hidráulicas .
3*Monitoramento de cavitação. I. Cardinali, Rodmar.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Monitoramento e Diagnose de Cavitação em Turbinas Hidráulicas Utilizando Técnicas de Vibração e Acústica

Autor: **Rolando Melquiades Pérez Ñaupá**
Orientador: Prof. Dr. **Rodmar Cardinali**



Prof. Dr. Rodmar Cardinali (Orientador)
Instituição: FEM - UNICAMP



Prof. Dr. Arthur Palmeira Ripper Neto
Instituição: UFRJ (Universidade Federal de Rio de Janeiro)



Prof. Dr. Robson Pederiva
Instituição: FEM - UNICAMP

Campinas, 10 de Novembro de 1995

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha esposa Gladys, a meu filho Franz, a minha filha Carol , a meus pais e a meus irmãos.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas e instituições às quais dou meu reconhecimento:

Ao Professor Rodmar Cardinali, pelo apoio, orientação e confiança em mi depositadas, no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Professor Robson Pederiva, pelos esclarecimentos à minhas duvidas na parte experimental do trabalho.

A todo o pessoal do Departamento de Projeto Mecânico que me brindou todo o apoio, desde minha chegada a UNICAMP.

À CESP (Centrais Elétricas de São Paulo), por terem permitido o uso da sua infraestrutura e de seus equipamentos no desenvolvimento da parte experimental, em especial a seus Engenheiros Antônio Carlos T. Okada, Hamilton H. Tiba e Rui Riyo Ueda.

À CAPES pelo apoio econômico mediante uma bolsa de estudos durante este trabalho de pesquisa.

A minha faculdade "*Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional del Centro del Perú*" pelo apoio para a realização de meu estudo de mestrado.

*Aprender amanha é bom, mas aprender hoje é
muito melhor.*

Sumário

1. Introdução	1
1.1 Motivação do Trabalho	1
1.2 Definição e Apresentação do Problema.	2
1.3 Delimitação do Trabalho.	3
1.4 Formulação de Hipóteses.	4
1.5 Objetivos do Trabalho.	4
2. Revisão da Literatura	5
2.1 A Cavitação como fenômeno físico.	5
2.2 Utilização de Técnicas de Vibração e de Acústica para Análise da Cavitação.	6
2.3 Aplicação das Técnicas de Vibração e de Acústica na Análise da Cavitação em Máquinas Hidráulicas	7
2.4 Monitoramento e Diagnose de Turbinas Hidráulicas .	9
3. Turbinas Hidráulicas de Reação	11
3.1 Generalidades.	11
3.2 Tubo de Sucção em Turbinas de Reação.	17
3.3 Formação do Vórtice de Núcleo no Tubo de Sucção	18
4. Fundamentos da Acústica	21
4.1 O Som como Fenômeno Físico	21
4.2 Propagação do Som em Fluidos	21
4.3 Propagação do Som em Sólidos	24
4.4 Propagação do Som em Diferentes Meios.	26
4.5 Radiação do Som por Vibração	27

4.6 O Som em Turbinas	28
5. Cavitação	32
5.1 A Cavitação como Fenômeno Físico.	32
5.2 Parâmetros Associados à Cavitação.	33
5.3 Classificação Geral dos Tipos de Cavitação em Fluxos.	34
5.4 Cavitação em Turbinas Hidráulicas de Reação.	36
6. Técnicas de Vibração e de Acústica na análise de Cavitação em Turbinas	47
6.1 Generalidades	47
6.2 Instrumentos e Equipos Necessários	51
6.3 Aquisição dos Sinais Associados à cavitação em Turbinas	51
6.4 Analise dos Sinais Medidos	53
6.5 Determinação do Início (<i>Inception</i>) e o Nível da Cavitação.	54
6.6 Dependência dos Parâmetros Acústicos Medidos.	55
6.7 Implementação do Sistema de Aquisição Digital e Processamento de Sinais	56
7. Aplicação dos Métodos em uma Turbina Francis	59
7.1 Descrição do Ensaio	59
7.2 Equipamentos e Instrumentos Utilizados.	60
7.3 Procedimentos	60
7.4 Resultados.	62
8. Direcionamento para a Implementação de um Sistema de Monitoramento e Diagnose de Cavitação em Turbinas.	76
8.1 Generalidades	76
8.2 Fundamentos de Monitoramento e Diagnose Aplicados a Cavitação em Turbinas	77
9. Conclusões e Sugestões .	82
9.1 Conclusões.	82
9.2 Sugestões.	83
Referências Bibliográficas	

Resumo

PEREZ NÁUPA, Rolando Melquiades, *Monitoramento e Diagnose de Cavitação em Turbinas Hidráulicas Utilizando Técnicas de Vibração e Acústica*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1995. 86 p. Tese (Mestrado).

Em medições de som propagados em meios fluido e sólido e, em faixas de frequências adequadas, a potência acústica e os parâmetros relacionados com as energias de vibração ou de acústica (RMS da aceleração ou pressão acústica) são diretamente proporcionais aos níveis de cavitação. Este trabalho descreve os métodos para avaliar estes parâmetros e sua posterior utilização na detecção e avaliação do nível da cavitação apresentadas em turbinas hidráulicas de reação (Francis, Kaplan, etc.). Estes métodos são aplicados em uma turbina Francis de 160 MW da Usina Hidroelétrica de Ilha Solteira (capacidade total de 3200 MW), que são administradas pela CESP (Centrais Elétricas de São Paulo, Brasil). Os resultados experimentais das medições do som no tubo de sucção da turbina mostram que o som propagado no sólido detecta satisfatoriamente a cavitação que ocorre dentro da turbina.

Com base nos resultados experimentais obtidos também são dados direcionamentos para a implementação destes métodos num sistema de monitoramento e diagnose de cavitação para turbinas hidráulicas.

Palavras Chave

- Cavitação em Turbinas, Monitoramento e Diagnose de Cavitação.

Abstract

PEREZ ÑAUPA, Rolando Melquiades, *Monitoramento e Diagnose de Cavitação em Turbinas Hidráulicas Utilizando Técnicas de Vibração e Acústica*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1995. 86 p. Tese (Mestrado)

In measurements of noise as fluid and structural borne, in adequate frequency bands, the acoustic power and parameters related to the vibration and acoustic energy (RMS of acceleration or acoustic pressure) are directly proportional to cavitation levels. This work describes the different methods to evaluate these parameters and, their utilization to detect and to evaluate the level of cavitation in hydraulic reaction turbines (Francis, Kaplan, etc.). These methods are applied in a Francis turbine of 160 MW of the Hydroelectric power plant of Ilha Solteira (with total capacity of 3200 MW) which belong CESP (Centrais elétricas de São Paulo, Brazil). The experimental results of noise measurements on draft tube shows that the measurements of structural borne noise detects satisfactorily the cavitation which occurs inside the turbine.

Also, are given guidelines for the implementation of these methods for monitoring and for the diagnostic of cavitation in hydraulic machines.

Key Words

-Cavitation in Turbines, Monitoring and Diagnosis of Cavitation.

Lista de Figuras

3.1	Triângulo de velocidades na entrada e na saída da turbina para diferentes estados de carga.	12
3.2	A camada limite com suas três zonas características .	13
3.3	Forças sobre uma pá.	14
3.4	Distribuição das velocidades na passagem pelas pás.	14
3.5	Variação da potência e a eficiência da turbina em relação com a queda e a vazão.	16
3.6	Esquema da Turbina com o tubo de sucção.	18
3.7	Vórtice de núcleo no tubo de sucção para diferentes estados de carga e de números de cavitação.	19
4.1:	Balanço de energia no processo de transmissão de energia entre dois meios diferentes.	26
5.1	Curva de variação da eficiência, do torque e da potência em relação ao número de cavitação.	38
5.2	Mapeamento dos principais tipos de cavitação apresentados em turbinas Francis em função das condições de funcionamento, como queda e, vazão.	39
5.3	Influencia da rugosidade na cavitação.	43
6.1:	Avaliação da cavitação numa pá ideal.	48
6.2:	Avaliação de cavitação em bombas, utilizando medições do som no fluido e na estrutura.	49
6.3:	Distribuição dos pulsos devida a cavitação.	49
6.4	Avaliação da cavitação em turbinas, medindo som na estrutura, utilizando transdutores de emissão acústica,	50
6.5:	Avaliação da cavitação em turbinas, medindo som na estrutura, utilizando acelerômetros.	50

6.6	Fluxograma do processo de análise da cavitação	58
7.1	Disposição dos instrumentos e equipos utilizados na parte experimental.	61
7.2:	RMS da aceleração, sem injeção de ar algum, obtidas em diferentes datas	63
7.3:	Curva de variação do RMS (aceleração) / máximo(RMS(aceleração)), da eficiência com respeito a potência.	64
7.4	Distribuição dos pulsos da aceleração em cada estado de carga, sem injeção de ar nenhum .	65
7.5:	RMS da aceleração para diferentes ensaios sem e com diferentes tipos de ar.	66
7.6:	Diferença de distribuição de pulsos no sinal medido com acelerômetro para estados de carga diferentes com e sem injeção de ar. Sem ar nenhum, (sa). Com ar de estabilização, (ca). Com ar anticavitacional, (caa).	67
7.7:	RMS da pressão Acústica para ensaios sem e com injeção de ar de estabilização.	70
7.8:	Distribuição de pulsos no sinal medido com hidrofone para ensaios sem injeção de ar nenhum	71
7.9:	Diferença de distribuição de pulsos no sinal medido com hidrofone para estados de carga diferentes com e sem injeção de ar de. estabilização	73
8.1:	Monitoramento de desempenho da turbina respeito à cavitação, observando o nível relativo de cavitação.	79
8.2	Níveis de cavitação para diferentes condições de queda e de abertura do distribuidor.	80
8.3	Variação do nível de cavitação causada pela erosão gradual das pás. Curvas obtidas em medições periódicas e em condições constantes de queda.	81

Nomenclatura

Letras Latinas

A - Área	$[m^2]$
C - Coeficiente, constante.	
c - Velocidade de propagação da onda	$[m / s]$
D - Diâmetro do rotor da turbina	$[m]$
E - Modulo de elasticidade	$[N / m^2]$
g - Aceleração da gravidade	$[m / s^2]$
H - Queda	$[m]$
I - Momento de inércia de área	$[m^4]$
M - Número de Mach	
n - Velocidade de Rotação	$[s^{-1}]$
P - Potência	$[kg \ m^2 / s^3]$
p - Pressão	$[N / m^2]$
Q - Vazão	$[m^3 / s^2]$
t - Tempo	$[s]$
u - Componente da Velocidade do fluido na direção tangencial	$[m / s]$
w - Velocidade Relativa do fluido	$[m / s]$
v - Velocidade absoluta do fluido	$[m / s]$
y - Deformação	$[m]$

Letras Gregas

η	Eficiência	
ρ	Densidade	$[kg / m^3]$
σ	Número de: cavitação, Thoma.	

Subscritos

- 1 - Seção do fluxo à entrada da turbina
- 2 - Seção do fluxo à saída da turbina
- u - Direção tangencial

Siglas

DPM - Departamento de Projeto Mecânico
FEM - Faculdade de Engenharia Mecânica
UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas
CESP - Centrais Elétricas de São Paulo

Capítulo 1

Introdução

1.1 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

A cavitação origina uma serie de problemas nas usinas hidroelétricas. Estes problemas são: erosão das turbinas, vibração da estrutura, redução de potência e eficiência, ruído, etc. Destes problemas o mais crítico é a erosão. A erosão devido à cavitação ocasiona elevados custos na manutenção e na recuperação das turbinas e, além disso, grandes perdas econômicas devido às paradas prolongadas nesses períodos de manutenção e recuperação. Por isso, existe a necessidade de monitorar e controlar a cavitação nas usinas hidroelétricas.

As usinas hidroelétricas têm a necessidade de algum tipo de sistema que lhes permita monitorar a cavitação *on line* ou de forma periódica. Este sistema deve ser de fácil implementação, baixo custo, e adaptabilidade a uma usina hidroelétrica com muitas unidades (como a usina de Ilha Solteira). Por isso, baseado neste fato o presente trabalho pretende encontrar métodos que monitorem a cavitação nas turbinas a baixo custo e que satisfaçam a realidade de nosso meio.

O desenvolvimento do presente trabalho poderia ser implementado e, assim, complementar os sistemas de monitoramento e diagnose para turbinas hidráulicas já existentes. Na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas tem-se desenvolvidos sistemas de monitoramento e diagnose para turbinas hidráulicas Cardinali R. [5], Scudeller [31]. Espera-se que a aplicação do presente trabalho ajude a

detecção de cavitação, contribua ao conhecimento do histórico da máquina com respeito a cavitação, estabelecer tempos limites de operação, etc.

1.2 DEFINIÇÃO E APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Basicamente a cavitação é um fenômeno físico que consiste na formação de bolhas de vapor ou cavidades em fluxos de fluidos líquidos. Esta formação ocorre em pontos localizados de baixa pressão, posteriormente, as bolhas se movimentam para lugares de maior pressão onde implodem violentamente. As implosões destas bolhas provocam ondas de alta energia que ocasionam erosão.

Durante a maior parte de seu tempo de operação as turbinas de reação estão altamente propensas a apresentar cavitação. Geralmente as turbinas das usinas hidroelétricas funcionam em diferentes condições de operação que dependem de variáveis como a demanda de energia, da queda e da vazão. Em função destas variáveis, as turbinas são reguladas mediante mudanças das condições de fluxo na entrada da turbina. A medida que estas mudanças das condições de fluxo estejam mais afastadas das condições nominais, maior é a probabilidade de aparecer cavitação nas turbinas, especialmente em condições de sobrecarga. Isto é mais evidente em turbinas Francis comparado com turbinas Kaplan.

Ainda que as turbinas hidráulicas são projetadas para funcionar com níveis admissíveis de cavitação, é necessário tomar certas ações de controle para minimizar a cavitação e, adicionalmente, também diminuir os problemas que ela acarreta. Assim, é necessário conhecer as faixas adequadas das condições de operação das turbinas, onde os níveis de cavitação são menores que um valor limite admissível, detectar o início da cavitação, avaliar seu nível e, quando possível, diagnosticar sua causa.

Dado que um corpo com alto grau de rugosidade submerso em um fluxo provoca cavitação, é esperado, que com o aumento do tempo de operação a erosão gradual das pás da turbina provoque maiores níveis de cavitação, além disso, as faixas adequadas de operação serão cada vez mais estreitas. Por isso, adicionalmente à detecção e avaliação da cavitação e ao conhecimento da faixa adequada de operação (onde o nível de cavitação é admissível),

também é necessário monitorar a variação destes em função do tempo total de operação da turbina. Para condições constantes de queda e grau de abertura do distribuidor, uma análise estatística da variação do início da cavitação e de seu nível em função do tempo de operação permitiria obter informações sobre o histórico a respeito da erosão (*damage clock*) da turbina para propósitos de programação de manutenção.

1.3 DELIMITAÇÃO DO TRABALHO

Com o objetivo de ter uma melhor compreensão do tema na primeira parte se dão os fundamentos teóricos de máquinas hidráulicas, acústica e cavitação.

Na segunda parte faz-se uma descrição das diferentes técnicas de vibração e acústica para análise de cavitação. Estes métodos são basicamente a medição do som no fluido e na estrutura.

Posteriormente, com o objetivo de comprovar a validade dos métodos mencionados são realizados experimentos numa turbina hidráulica Francis. As medições são feitas no tubo de sucção, utilizando-se acelerômetros e hidrofones.

Finalmente, baseado nos resultados experimentais são dados as diretrizes para a implementação de um sistema de monitoramento e diagnose de cavitação em turbinas hidráulicas de reação.

1.4 FORMULAÇÃO DE HIPÓTESES

Existem outros fatores secundários que influenciam na aparição de cavitação. Estes fatores podem ser: temperatura, conteúdo de gás e ar dissolto, viscosidade, etc. No presente trabalho, à exceção do grau de rugosidade todos os demais fatores não são considerados.

Dado que a cavitação caracteriza-se por ser implosões das bolhas em períodos de tempo de curta duração (do ordem de milisegundos), considera-se que as componentes do espectro do som associado à cavitação estão em faixas de alta frequência.

As implosões que se produzem durante a cavitação irradiam energia acústica de alta frequência que se propaga no fluido e atingem a estrutura provocando a vibração da mesma. Baseado neste fato, considera-se que existe uma função de transferência que relaciona a energia acústica liberada pela cavitação e o nível de vibração da estrutura que contem o fluido.

1.5 OBJETIVOS DO TRABALHO

Aplicar as técnicas de vibração e acústica no monitoramento e diagnose de cavitação em turbinas hidráulicas de reação. O monitoramento deve ser em forma periódica ou *on line*. O sistema deve permitir:

- A determinação do início de cavitação.
- A avaliação de seu nível atingido, e
- Diagnosticar a possível causa da cavitação apresentada. Durante o funcionamento da turbina, a cavitação pode apresentar-se devido a mudanças das condições do fluxo como a variação da queda ou devido a um estado avançado de erosão.

Aplicar os métodos descritos a casos reais, especificamente numa turbina Francis da Usina Hidroelétrica de Ilha Solteira.

Dar direcionamentos para a implementação de um sistema de monitoramento e diagnose de cavitação em turbinas hidráulicas de reação. Este sistema deve ser de fácil implementação e boa adaptação às diferentes condições de operação.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 A CAVITAÇÃO COMO FENÔMENO FÍSICO:

A obra de Knapp [23] (1970), pode ser considerada como uma referência clássica da cavitação. Ele estudou a cavitação como um fenômeno físico geral. Sua obra mostra os fundamentos teóricos da cavitação e também inclui muitos resultados experimentais relacionados a cavitação.

Em 1986 Hamilton M. F. [16] com seu trabalho experimental, demonstrou que o som associado ao processo de cavitação é em alta frequência e superior a 10 KHz. Adicionalmente, mostra a discrepância de seus resultados experimentais com os resultados teóricos obtidos pela equação de Raileigh-Plesset. O tempo necessário do colapso das bolhas obtido experimentalmente é de 2 a 3 vezes maior que o tempo dado pela equação de Raileigh-Plesset. Assim, também o raio máximo das bolhas observado experimentalmente é de 2 a 4 vezes maior o raio dado pela mesma equação.

Em 1989 Zhang Y. J., Li S. C. e Hammit F. G. [38] considerando a compressibilidade das bolhas de vapor e resultados experimentais trataram de encontrar expressões que modelava a potência acústica emitida pela explosão de uma simples bolha. Com o modelo estatístico de um trem de pulsos aleatórios (modelo de Morozov), modelaram a cavitação e determinaram uma expressão para a distribuição estatística da amplitude dos pulsos, o que mostrou boa aproximação com os resultados experimentais mostrados por Soyama[33], Fry[12] e Arai[1]. Adicionalmente, baseado no mesmo modelo estatístico, tentaram determinar uma expressão

que avaliasse a energia acústica necessária que pudesse ocasionar um certo grau de dano. A expressão determinada mostrou ampla divergência com resultados experimentais.

Em 1989 Higuchi H., Arndt R.E. e Rogers M. F. [18] estudaram a cavitação *tip vortex* e sua relação com outros tipos de cavitação. Foram estudados, experimentalmente, diferentes estados de cavitação que mostraram a variação gradual da forma e dos tipos de cavitação em um modelo de pá submerso em uma corrente de fluxo. Foi observado desde o início de uma cavitação *tip vortex* até uma cavitação de superfície bem avançada. O início da cavitação *tip vortex* em baixos ângulos de ataque se caracterizou pela aparição de uma continua cavidade ou uma alongada bolha intermitente. Em altos ângulos de ataque a cavitação *tip vortex* começou a ser acompanhada com a cavitação de superfície. O som observado na cavitação *tip vortex* incipiente teve características de ter pulsos de alta amplitude com alta frequência e de rápida atenuação e, adicionalmente, pulsos de baixa amplitude com baixa frequência e sem atenuação. Quando a cavitação tipo superfície ocorre, esta mostrou ser uma fonte de som dominante sobre qualquer som do tipo de cavitação *tip vortex*.

Em 1990 Guelich J. F. [15] usando conceitos da acústica e mecânica de fluidos determinou expressões e relações das propriedades acústicas, físicas e geométricas das bolhas de vapor que surgem na cavitação. Adicionalmente, utilizou estas relações para o caso específico de bombas hidráulicas. Os resultados de suas análises teóricas mostraram boa correlação com os resultados experimentais.

2.2 UTILIZAÇÃO DE TÉCNICAS DE VIBRAÇÃO E DE ACÚSTICA PARA ANÁLISE DA CAVITAÇÃO:

Em 1982 De M. e Hammit F.[6] utilizaram a técnica de medição acústica para correlacionar a profundidade de erosão com a intensidade de cavitação em tubos de venturi. Este trabalho demonstrou que a variação da potência acústica é proporcional ao número de pulsos explodidos. Adicionalmente, introduziram uma constante (denominada por eles como “eficiência de erosão à cavitação”) que relaciona a energia acústica com a energia de erosão. Mediante esta constante, trataram de explicar que uma parte da energia acústica é responsável

pela erosão. Esta constante depende diretamente das propriedades do material (dureza e resistência etc.) .

Em 1984 Lush [25] procurou encontrar uma relação entre a erosão devido a cavitação com o nível de pressão acústica emitida pela cavitação em provetas de alumínio. A relação obtida mostrou baixos índices de correlação.

Stoffel B. e Schuller W, [37] num fluxo com cavitação, fizeram um estudo da dependência das medidas obtidas por transdutores que medem o som no fluido ou na estrutura de acordo com a posição do transdutor, tipo de transdutor e outros parâmetros. Sugeriram o uso de uma função de transferência que relaciona diretamente a intensidade ou potência acústica com os parâmetros medidos (vibração, pressão acústica etc.). Esta função pode ser determinada experimentalmente.

2.3 APLICAÇÃO DAS TÉCNICAS DE VIBRAÇÃO E DE ACÚSTICA NA ANÁLISE DA CAVITAÇÃO EM MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Em 1982 Beyer [2] utilizou pela primeira vez a técnica de Emissão Acústica para identificar o início da cavitação (*inception cavitation*) em modelos de turbinas hidráulicas Francis. Neste trabalho foi utilizada a técnica de RMS para detectar o início da cavitação. Beyer demonstrou que a cavitação começa muito antes da perceptível queda de potência da turbina e que esta queda de potência perceptível corresponde a um nível de cavitação muito mais avançado.

Em 1982 Nulty [27] utilizou a metodologia acústica para detectar o início da cavitação em modelos de bombas hidráulicas centrífugas. Medindo o som no fluido, mediante transdutores de pressão e hidrofones, determinou a pressão acústica em função do número de cavitação. O início da cavitação foi detectado pela elevação abrupta da pressão acústica quando se diminuía o número de cavitação. Demonstrou-se, experimentalmente, que a queda de performance da bomba ocorre muito depois do início da cavitação.

EPRI [10] em 1987 mediu o som emitido pela cavitação em turbinas hidráulicas sobre a estrutura do tubo de sucção com acelerômetros de alta frequência. A potência acústica irradiada pela cavitação foi obtida pelo uso de uma função de transferência que relaciona a aceleração com a potência acústica. Esta função de transferência é avaliada experimentalmente com uma fonte de som de potência conhecida que excita a estrutura da turbina objeto de estudo. No trabalho foram apresentados muitos dados experimentais obtidos em hidroelétricas de pequeno porte (425 KW e 2.5 MW).

Em 1988 Jones R.K e March P. A. [20] apresentaram um monitoramento computadorizado da cavitação em turbinas. A detecção de cavitação é determinada pelo monitoramento da eficiência total e do coeficiente de cavitação no tubo de sucção. A detecção da cavitação por este método não é muito confiável porque o coeficiente de cavitação em turbinas não fornece uma exata informação das características do fluxo, já que este é muito complexo através da turbina, e no tubo de sucção devido a formação do vórtice de núcleo. Além disso, uma variação da eficiência é notória só em avançados estados de cavitação.

Em 1990 Soyama [35] fez um estudo do processo progressivo da erosão em bombas centrífugas. Demonstrou que o processo de erosão está ligado ao tipo de cavitação. Neste trabalho se demonstrou que a cavitação tipo *vortex longitudinal* é mais erosiva. O regime de erosão depende do tamanho e do caráter instável da cavitação *vortex longitudinal*.

Em 1991 March P. e Jones K. [26] apresentaram uma melhora a seu trabalho anterior [20] propondo o monitoramento da cavitação em turbinas através do método de emissão acústica. Adicionalmente, apresentaram experimentos mostrando que as explosões das bolhas excitam as altas frequências dos componentes os quais podem ser medidos com transdutores de emissão acústica. Também foram apresentados os dados medidos e processados em turbinas Francis e Kaplan. As análises de monitoramento da eficiência e da emissão acústica foram feitas em função do grau de abertura do distribuidor da turbina.

Em 1991 Derakhshan O. , Houghton R., Jones K. e March P. [7], utilizaram o método do RMS (*Root Mean Square*) da emissão acústica para monitorar a cavitação. Foi mostrado nível de RMS da emissão acústica em função do grau de abertura do distribuidor. Além disso, mostraram a mesma montagem experimental mencionada na referencia anterior [26]. Esta

montagem experimental simula o processo da cavitação e a erosão numa placa mediante um arco elétrico. Adicionalmente, foram mostrados dados experimentais obtidos numa turbina Kaplan de outra usina hidroelétrica.

Em 1991 Soyama[33] fez o monitoramento da cavitação em bombas mediante a aplicação de técnicas de acústica e de vibração. Nos gráficos de parâmetros acústicos e de vibração com a NPSH (*Net Positive Suction Head*), a cavitação foi monitorada pela determinação de pontos notáveis que correspondem ao início da cavitação e à queda de performance (queda da vazão de bombeio em aproximadamente 3%). A potência acústica foi medida no fluido e na estrutura, através de hidrofones e transdutores de emissão acústica, e o nível de vibração através de acelerômetros. É sugerido o uso de acelerômetros e transdutores de emissão acústica porque detectam melhor o ponto de queda de performance, o que corresponde ao ponto de máxima erosão.

Em 1992 Soyama [34] Fez um estudo da velocidade de erosão em bombas. Foi sugerido uma aplicação da relação entre a velocidade de erosão e a potência acústica medida. Esta potência acústica é avaliada considerando somente os pulsos de alta amplitude (alta energia) e desprezando os pulsos de baixa energia. A implementação deste método para avaliação da erosão precisa de um abundante banco de dados.

2.4 MONITORAMENTO E DIAGNOSE DE TURBINAS HIDRÁULICAS

Em 1992 Egusquiza E. e Saura J. [9] mostraram os fundamentos para fazer análise e diagnosticar problemas nas usinas hidroelétricas incluindo os problemas originados pela cavitação. Neste trabalho se deram valores característicos das frequências onde ocorrem os mais conhecidos problemas nas usinas elétricas.

Cardinali R.[5] em 1992 descreveu os métodos tradicionais de monitoramento e diagnose de aplicação geral e, adicionalmente, propôs métodos específicos de monitoramento e diagnose para serem aplicados em turbinas hidráulicas. Ainda que seja específico para problemas rotativos, os conceitos e fundamentos descritos podem ser extensivos para problemas devidos à cavitação.

Scudeller W. [31] em 1993, desenvolveu um *software* para ser usado na manutenção preditiva, especificamente para ser aplicado em turbinas hidráulicas. Este *software* permite monitorar, diagnosticar e prever os problemas de vibração. Os métodos de monitoramento e diagnose da cavitação podem ser adicionadas a este *software*.

Capítulo 3

Turbinas Hidráulicas de Reação

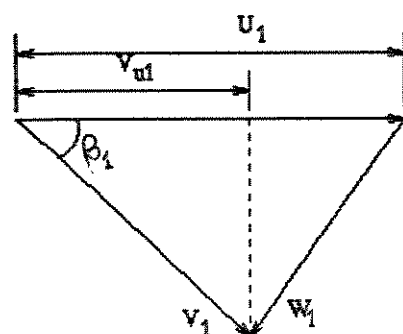
3.1 GENERALIDADES

Em condições ideais de fluxo unidimensional e sem fricção, a transferência de energia entre um fluxo de fluido e as máquinas hidráulicas é, de acordo com a equação de Euler, dado por :

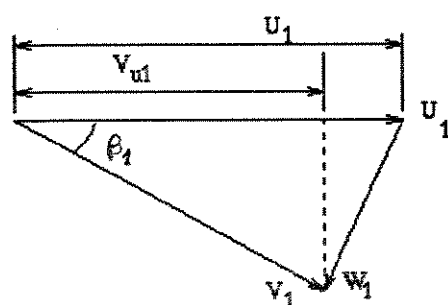
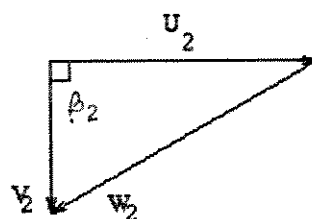
$$P = \rho \ Q g H = \rho \ Q (u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}) \quad (1)$$

Onde :

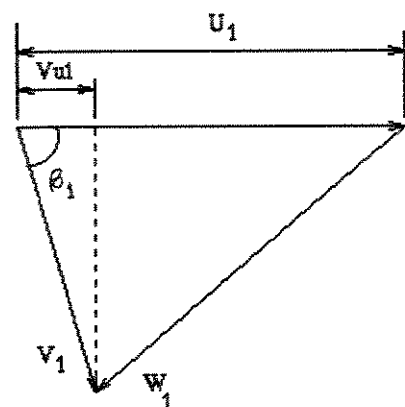
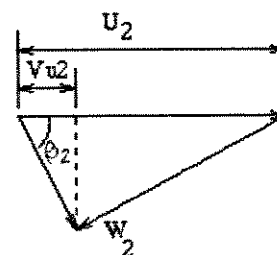
P:	Potência teórica entregue pelo fluido à turbina;
ρ :	Massa específica;
Q:	Vazão;
g	Aceleração da gravidade;
H:	Queda;
u:	Componente tangencial da Velocidade do fluido;
v:	Velocidade do fluido;
1 e 2	São os índices que correspondem à entrada e à saída da turbina, respectivamente e
$v_{u1} \ v_{u2}$	Componentes das velocidades absolutas na direção tangencial.



(a) Triângulo de velocidades a plena carga



(b) Triângulo de velocidades a carga parcial



(c) Triângulo de velocidades a sobre carga

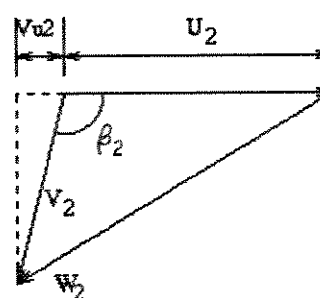


Figura 3.1 Triângulos de velocidades na entrada e na saída da turbina para diferentes estados de carga.

Os esquemas dos triângulos de velocidades à saída e à entrada da turbina hidráulica (figura 3.1) mostram os vetores das velocidades utilizados na equação (1).

Uma série de fenômenos hidráulicos ocorrem no fluxo que atravessa a turbina. Estes fenômenos são principalmente a turbulência e a formação de camada limite. Estes fenômenos hidráulicos fazem com que o fluxo real difira do fluxo ideal. O fluxo resultante é turbulento e tridimensional.

O fenômeno da formação e descolamento da camada limite ocorre quando se tem um corpo submerso dentro de um fluxo. Devido à viscosidade do fluido aparecem esforços de cisalhamento distribuídos sobre a superfície do corpo. Em consequência, um gradiente de velocidade muito bem pronunciados aparece nas vizinhanças do corpo submerso. O alcance deste gradiente de velocidades é em uma região denominada espessura da camada limite. O tamanho desta espessura da camada limite depende da viscosidade do fluido, da rugosidade do material e da velocidade do fluxo. A camada limite tem três zonas bem diferenciadas as quais são: região laminar (borda de ataque), região turbulenta e uma região de transição entre as regiões laminar e turbulenta, (Figura 3.2).

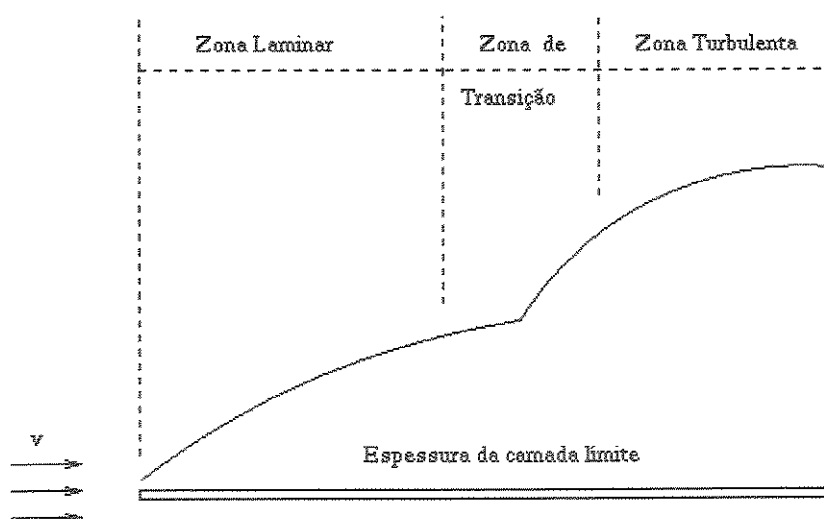


Figura 3.2 Camada limite com suas três zonas.

Pode-se modelar a pá da turbina como uma pá ideal submersa num fluxo de água. Sobre a pá resultam duas forças ortogonais chamadas de força de arrasto e de empuxo mostradas na figura 3.3. A força de arrasto é devida às forças de cisalhamento que surgem em torno das superfícies que estão associadas ao fenômeno da “camada limite”. A força de empuxo é devida a existência de diferenças de pressões entre as duas superfícies da pá que surgem como resultado de campos de velocidades diferentes sobre as superfícies das pás, mostradas na figura 3.4. A força empuxo resultante das diferenças de pressões é que produz a potência expressa pela equação de Euler, [equação 1].



Figura 3.3 Forças sobre uma pá.

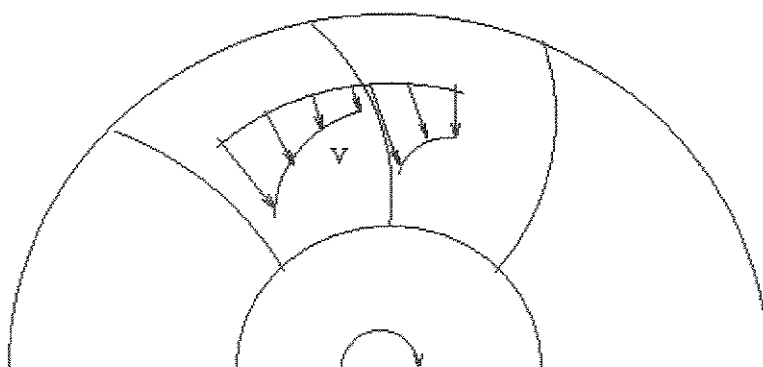


Figura 3.4: Distribuição das velocidades na passagem pelas pás.

Considerando as perdas de energia devido a fricção, separação e turbulências associadas ao desenvolvimento da camada limite, a formula de Euler é expressa pela relação:

$$P = \eta_t \rho Q g H = \eta_{mec} \eta_{vol} \rho Q (u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}) \quad (2)$$

Com :

$$\eta_t = \eta_{mec} \eta_{hid} \eta_{vol} \quad (3)$$

Onde :

P: Potência desenvolvida pela turbina.

H Queda.

η_t : Eficiência total da turbina

η_{mec} : Eficiência Mecânica total devido a perdas por fricção no eixo.

η_{hid} Eficiência hidráulica.

η_{vol} Eficiência volumétrica devido a fluxo secundário de recirculação.

Geralmente, as turbinas não funcionam a carga nominal porque a demanda de energia é variável. A regulação é feita variando-se a vazão mediante abertura ou fechamento das pás do distribuidor. No regime a plena carga, os ângulos de ataque das pás e a posição das pás guias que distribuem o fluxo são ótimas e, assim, o angulo na saída é $\beta = 90^\circ$. No regime de funcionamento a carga parcial ou a sobrecarga, os ângulos de ataque e a posição do distribuidor não são ótimas, assim, o angulo na saída é $\beta \neq 90^\circ$. Em consequência, na saída existe uma componente tangencial da velocidade absoluta, conforme mostra a figura 3.1 . Em carga parcial a componente tangencial coincide com a direção de rotação, ao contrario do que acontece com o funcionamento a sobrecarga, onde a componente tangencial é oposta ao giro do rotor.

A eficiência total da turbina depende da queda e da vazão. A eficiência diminui quando a queda e a vazão diferem das condições que correspondem à potência nominal. Esta diminuição é porque a componente tangencial da velocidade à saída da turbina não é aproveitada, (equação[1]). A figura 3.5 mostra as dependências da potência e rendimento com a vazão e

queda. Nesses gráficos pode-se perceber que a eficiência da turbina não é constante e varia para cada estado de carga.

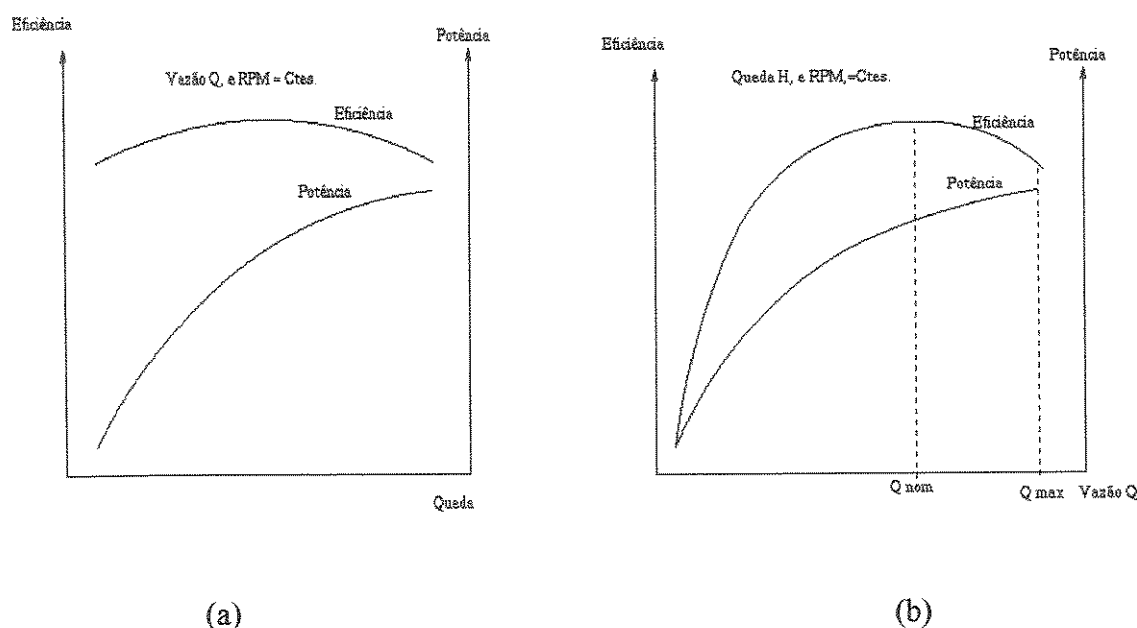


Figura 3.5: Variação da potência e a eficiência com a queda (a) e com a vazão (b).

A regulação da carga nas turbinas Kaplan não ocasiona tantos problemas, quando comparadas com as turbinas Francis. Nas turbinas Kaplan, tem-se a regulação do distribuidor e adicionalmente, pode-se regular diretamente os ângulos de ataque das pás para cada potência. Nas turbinas Francis é feita a regulação somente pela abertura ou fechamento gradual do distribuidor. Assim, para amplas faixas de potência se terão nas turbinas Francis inadequados ângulos de ataque e maiores distúrbios no fluxo comparadas com as Turbinas Kaplan. Pelo exposto, pode-se concluir que a turbinas Kaplan têm funcionamento melhor em amplas faixas de potência comparado-se com as turbinas Francis que tem funcionamento ótimo em estreitas faixas de potências. Por isso, também, quando as demandas de potência são muito variadas e as disponibilidades de volume e queda são muito variadas as turbinas Kaplan são mais adequadas para números específicos iguais.

3. 2 TUBO DE SUCÇÃO EM TURBINAS DE REAÇÃO

O tubo de sucção é um componente muito importante em uma usina hidroelétrica com turbinas a reação (Francis e Kaplan). Consiste em um tubo em forma de tronco cônico, com secção transversal que aumenta gradualmente desde a saída da turbina. Tem a finalidade de converter a velocidade de saída do fluxo do rotor em pressão, para reduzir as perdas de saída. Assim, o tubo de sucção se alarga para baixo de maneira que o retardamento do fluxo cause uma redução da pressão após o rotor, e com isto aumente a diferença de pressão útil na máquina. Nos rotores de alta velocidade este ganho é apreciável.

O ganho na diferença de pressão não é ilimitado porque quando se aumenta o comprimento na direção vertical do tubo de sucção aparece o fenômeno de cavitação o que é necessário contornar. Algumas das soluções adotadas prevêm o prolongamento do tubo de sucção em forma horizontal.

Na instalação da turbina é dada muita atenção a altura de suspensão, H_s definida como a altitude acima do nível de jusante a que se encontra a turbina (figura 3.6). Como primeira tentativa de evitar cavitação nas turbinas, a altura de suspensão deve ser tal que a pressão estática na saída do rotor seja maior ou igual à pressão de vaporização. O número de Thoma (analisado em maior detalhe em 4.4.1) ajuda a determinar a altura de suspensão adequada que deve ter a turbina. Assim, a altura de suspensão deve ser:

$$H_s \leq H_a - H_v - \sigma_{Thoma} H \quad (4)$$

Onde:

H_s Altura de suspensão.

H_a Altura correspondente à pressão atmosférica.

H_v Altura correspondente à pressão de vaporização da água.

H Diferença de altura entre montante e jusante.

σ_{Thoma} Número de Thoma.

O Número de Thoma é determinado experimentalmente e fornecido pelos fabricantes .

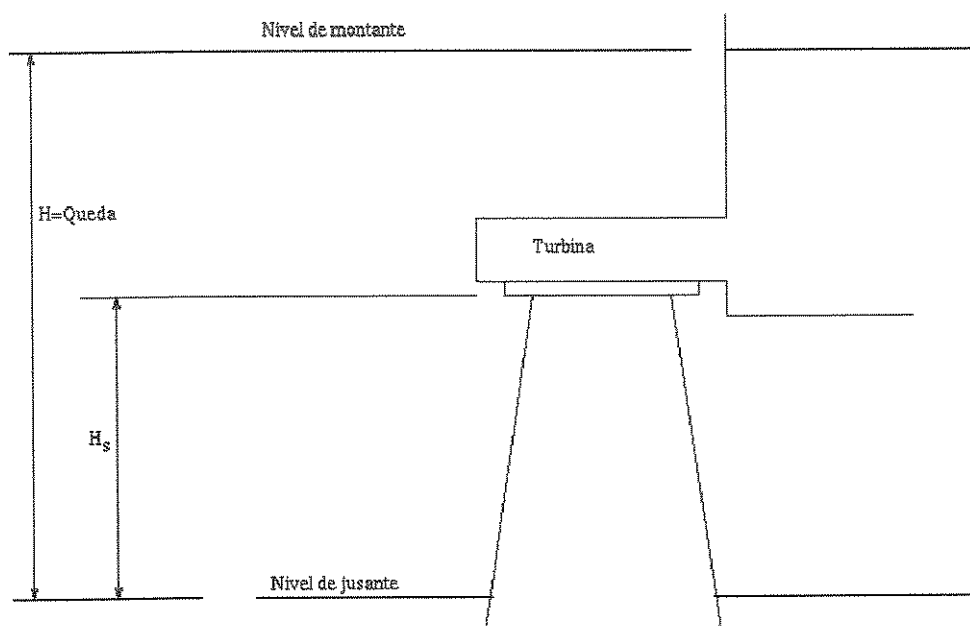


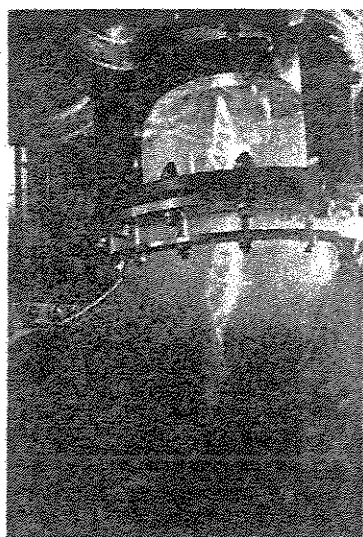
Figura 3.6 Esquema da Turbina com o tubo de sucção.

3.3 FORMAÇÃO DO VÓRTICE DE NÚCLEO NO TUBO DE SUÇÃO

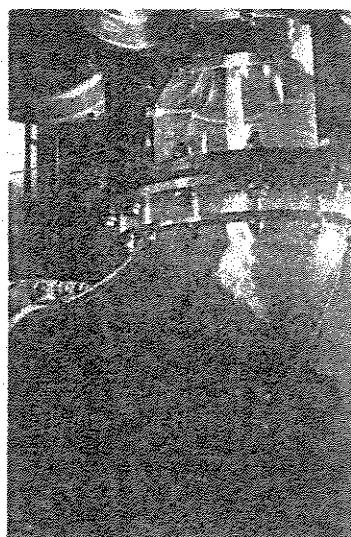
Durante o funcionamento fora das condições nominais da turbina forma-se um vórtice de núcleo (algumas vezes se formam dois vórtices em estados de carga muito baixos) que nasce na saída da turbina e atravessa o tubo sucção. O vórtice de núcleo gerado é uma helicóide que gira em torno do eixo do tubo de sucção. Além disso, na helicóide se tem linhas de corrente (ou filamentos) girando em torno do próprio eixo do núcleo da helicóide.

Para cargas parciais o vórtice gira na mesma direção do rotor, e para sobrecargas o vórtice gira em sentido contrário ao rotor. Este vórtice de núcleo é devido à componente tangencial da velocidade absoluta na saída da turbina, (figura 3.1). A formação do núcleo de vórtice é mais notório quando a carga se afasta mais da carga nominal como mostra a figura 3.7 .

Nas proximidades do eixo da helicóide existem forças centrífugas que dão origem a um gradiente de pressões em direção ao centro deste eixo. Desta maneira, a pressão diminui na direção perpendicular ao eixo da helicóide. Quando a pressão média na entrada do tubo de sucção é baixa, existe a possibilidade de que a pressão na helicóide alcance a pressão de saturação e, assim, se formará uma cavidade com mistura de vapor e gás em torno do eixo da helicóide.



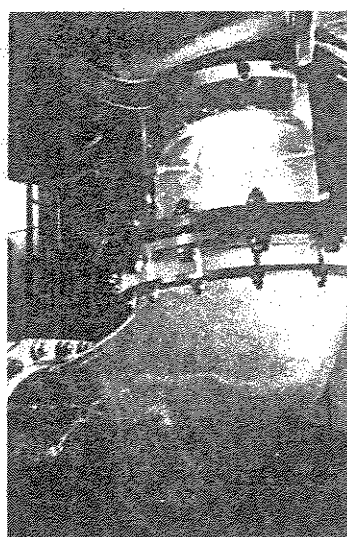
(a) $Q/Q_0 = 1.16, \sigma = 0.12$



(b) $Q/Q_0 = 0.77, \sigma = 0.10$



(c) $Q/Q_0 = 0.65, \sigma = 0.10$



(d) $Q/Q_0 = 0.46, \sigma = 0.10$

Figura 3.7 Vórtice de Núcleo no tubo de Sucção para diferentes estados de carga e de número de cavitação [14].

A frequência de rotação, f_3 , do vórtice de núcleo é entre as faixas de $1/2$ a $1/5$ da frequência de rotação da turbina, [3],[14],[28].

O volume e a pressão da cavidade formada dependem do grau de abertura das pás, do número de cavitação e das propriedades do líquido.

O fluxo através do tubo de sucção é diferente para tubos de sucção retos e tubos de sucção curvados [14]. O campo de pressões em tubos de sucção curvados horizontalmente tem dois componentes, um campo rotante e um campo síncrono. Em tubos de sucção retos só existe o campo de pressões rotante.

O campo de pressão do tipo síncrono aparece devido ao vórtice de núcleo atingir o cotovelo do tubo de sucção em dois lugares diferentes (devido à rotação do vórtice), o que cria um campo de pressão oscilante com a mesma frequência de rotação do vórtice. Assim, devido a esta pressão de oscilação síncrona, são observadas flutuações da pressão média na seção da entrada do tubo de sucção. Este campo de pressão é mais notório em cargas parciais baixas ou em sobrecargas.

Este campo de pressão síncrona no vórtice de núcleo merece ser considerado com muita atenção, pois é uma fonte de excitação que pode provocar vibração da estrutura e vibração das pás do distribuidor, e, além disso, provocar oscilações do fluxo, da potência elétrica, da velocidade de rotação da turbina, do torque disponível, das carga axiais e radiais nos mancais etc. [14], [28].

Capítulo 4

Fundamentos de Acústica

4.1 O SOM COMO FENÔMENO FÍSICO

O ouvido capta a sensação de som. Este órgão percebe as flutuações de pressão do ar em suas vizinhanças. O som em forma de flutuações de pressão teve que ser transmitido (geralmente em diferentes meios) desde sua origem até chegar ao ouvido. O ouvido humano é sensível a estas flutuações de pressão dentro de faixas aceitáveis de frequências e amplitudes.

De acordo com o meio onde se propaga o som pode ser medido no fluido, (especificamente no ar ou num meio líquido) e sobre a estrutura. Dentro da turbina se tem todos estes casos de propagação. Os fenômenos hidráulicos associados ao fluxo como turbulências, cavitação, etc. provocam ondas de pressão que se propagam na água. As ondas de pressão que atingem à estrutura e as excitações mecânicas provocam a vibração da estrutura da turbina, assim a energia de vibração se propaga através da estrutura. O movimento vibratório da estrutura provoca oscilações do ar que rodeia a turbina irradiando som no ar

4.2 PROPAGAÇÃO DO SOM EM FLUIDOS

Os problemas de propagação acústica em fluidos podem ser analisados de três formas: ondas acústicas, raios acústicos e métodos energéticos. As ondas acústicas referem-se à propagação em meios homogêneos com contornos simples; os problemas podem ser abordados com a equação de propagação das ondas em uma, duas ou três dimensões (em alguns casos pode ser suficiente a análise unidimensional). O enfoque como raios acústicos é

usado quando se tem propagação em longas distâncias onde são consideradas as consequências de não homogeneidade do meio. O enfoque energético é utilizado quando existe um espaço fechado (campos anecoicos e campos reverberantes) onde os métodos estatísticos são adequados e, necessariamente, aplicados. Para nosso caso o enfoque da teoria das ondas é satisfatório.

A propagação do som é regida pela equação de ondas dado por:

$$c^2 \nabla^2 p = \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (5)$$

Onde:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

$$c^2 = \frac{\partial p}{\partial \rho} \quad (6)$$

p Pressão acústica em qualquer ponto, definida como:

$$p = p_t - p_a \quad (7)$$

p_t Pressão instantânea em qualquer ponto.

p_a Pressão atmosférica.

t Tempo

c Velocidade de propagação da onda no fluido.

ρ Massa específica do fluido onde se propaga a onda.

Para uma onda unidimensional, a solução geral desta equação diferencial é:

$$p = A \cos(\omega t - kx) + B \cos(\omega t + kx) \quad (8)$$

$$u = \frac{A}{\rho c} \cos(\omega t - kx) + \frac{B}{\rho c} \cos(\omega t + kx) \quad (9)$$

Onde :

u	Velocidade instantânea em qualquer ponto.
A e B	Constantes.
$\rho \cdot c$	Impedancia acústica.
k	Número de onda, que depende das propriedades do fluido.

Quando todas as variáveis acústicas de uma onda acústica são funções das coordenadas espaciais e , a fase de qualquer variável é constante num plano perpendicular a esta coordenada a onda é denominado como onda plana.

Alem dos parâmetros definidos são utilizados outros parâmetros que relacionam a energia envolvida no processo de transmissão, estes parâmetros são:

- DENSIDADE DE ENERGIA INSTANTÂNEA E SUA MÉDIA TEMPORAL ($\varepsilon_i, \varepsilon$)

A densidade de energia da onda acústica em um ponto em um instante qualquer é a energia instantânea por unidade de volume, este é expresso pela relação:

$$\varepsilon_i = \frac{1}{2} \rho_0 \left(u^2 + \frac{p^2}{\rho_0^2 c^2} \right) \quad (10)$$

A densidade de energia em qualquer ponto do fluido vem expressa pela média temporal da expressão anterior:

$$\varepsilon = \langle \varepsilon_i \rangle_t = \frac{1}{t} \int_0^t \varepsilon_i dt \quad (11)$$

- FLUXO DE ENERGIA ACÚSTICA INSTANTÂNEA POR UMA ÁREA UNITÁRIA NORMAL À PROPAGAÇÃO E A INTENSIDADE ACÚSTICA: (I_i, I)

O fluxo de energia acústica instantânea por uma área unitária normal à propagação é dado pela seguinte expressão:

$$I_i = pu \quad (12)$$

A intensidade acústica de uma onda acústica é definido como a média temporal da expressão anterior:

$$I = \langle pu \rangle_t = \frac{1}{t} \int_0^t pu \, dt \quad (13)$$

4.3 PROPAGAÇÃO DO SOM EM SÓLIDOS

As estruturas ao serem excitadas respondem com vibração que se propaga através da estrutura. A baixas frequências as estruturas se comportam como sistemas simples de massa mola. A altas frequências associadas ao som a estrutura suporta movimento ondulatorio onda [24], se estas ondas são de frequências relativamente altas (maiores que 100 KHz) recebem o nome de Emissão Acústica [3].

Os movimentos de ondas envolvidos na propagação do som em estruturas são classificadas em função da forma com que a energia se propaga, [24]. Estas podem ser ondas de: compressão longitudinal, flexão, esforço cortante e Rayleigh. As ondas de compressão aparecem quando a energia envolvida na propagação é a energia devida à deformação uniaxial, e, o movimento é paralelo à direção de propagação da onda. Para o caso das ondas de tipo cortante a energia envolvida é a energia de deformação a esforços cortantes. Ondas de flexão são apresentadas quando a energia que se propaga é a energia devida à deformação de flexão. O caso das ondas de Rayleigh (em placas de grande espessura) são similares às ondas do mar. o movimento das ondas tem dois componentes, uma componente paralela à superfície livre e a outra perpendicular a esta; nestas ondas a amplitude diminui na direção da espessura da placa.

Na referencia [24] se deduzem as equações diferenciais e suas respectivas soluções que regem a propagação das ondas longitudinais e de flexão. A solução da equação diferencial da onda longitudinal é:

$$u = A \cos(\omega t - kx) + B \cos(\omega t + kx) \quad (14)$$

A solução para a equação diferencial de onda de flexão é :

$$y = A \cos(\omega t - k_b x) + B \cos(\omega t + k_b x) + (C e^{-k_b x} + D e^{k_b x}) \cos(\omega t) \quad (15)$$

Onde:

u	Deformação longitudinal do ponto situado a uma distancia x.
y	Deformação de flexão de um ponto do eixo neutro situado a uma distancia x.
A, B, C e D	São constantes que dependem das condições de fronteira.
w	Frequência da onda.
t	Tempo
k, k _b	São os números de onda longitudinal e de flexão respectivamente.

Nestas equações os números de onda dependem das propriedades do material, assim se tem:

$$k = w \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (16)$$

$$k_b^2 = w \sqrt{\frac{A\rho}{EI}} \quad (17)$$

Onde:

A, I	Área e momento de inércia da seção transversal da barra.
ρ, E	Massa especifica e modulo de elasticidade do material.

Nestes processos de propagação existem perdas devido ao amortecimento. Este amortecimento é denominado amortecimento estrutural.

4.4 PROPAGAÇÃO DO SOM EM DIFERENTES MEIOS:

Em geral, o som durante sua propagação encontra diferentes meios. Num processo de propagação de som entre dois meios o que acontece basicamente é que uma parte continua

propagando-se e a outra se reflete. A determinação das equações que governam a transmissão em diferentes meios é feito tendo-se em consideração balanço de energia e condições de contorno na interface destes diferentes meios como mostra a figura 4.1. Assim, por exemplo, nas máquinas de fluxo a transmissão da energia acústica de alta frequência do lugar onde foi gerado até propagar-se no ar envolve o fluido mesmo, a carcaça e/ou demais componentes das máquinas como eixos, mancais, suportes, e o ar.

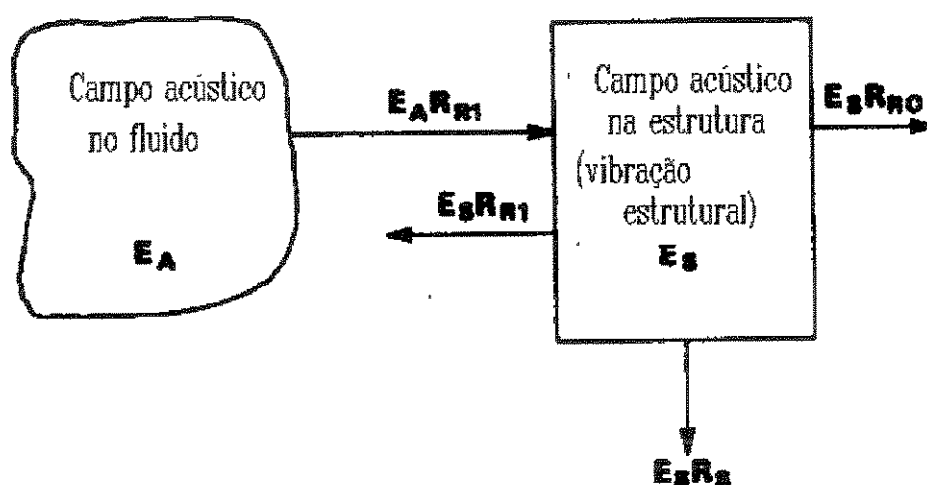


Figura 4.1: Balanço de energia no processo de transmissão de energia entre dois meios diferentes. Onde: $E_A R_{R1}$, Energia recebida pela estrutura; $E_S R_{R1}$, energia re-irradiada internamente, $E_S R_{R0}$, energia radiada externamente; $E_S R_S$, energia dissipada por amortecimento.

Existem muitos casos particulares de interface entre diferentes meios. Os mais gerais são: transmissão com incidência normal ou oblíqua de um fluido a outro fluido, transmissão através de uma camada delgada com incidência normal, transmissão com incidência normal ou oblíqua de um fluido a uma estrutura, etc. Estes casos são descritos nas referências [13] e [22].

4.5 RADIAÇÃO DE SOM POR VIBRAÇÃO

O fenômeno de radiação de som é muito complexo, o que dificulta a avaliação da energia de radiação. Geralmente envolve trabalho experimental.

Para casos de geometria simples pode-se desenvolver equações que descrevem a radiação, assim, nas referências [13] , [22] e [24], são dadas as expressões para casos simples tais como para uma esfera vibrante, um pistão, uma chapa, etc.

Para estruturas com geometria complexa, a potência acústica irradiada (W) é avaliada mediante o uso de parâmetros como a Resistência de Radiação R_{rad} , com o fator de perda de Radiação, η_{rad} e com a eficiência de radiação σ_{rad} que são determinados experimentalmente. A seguinte equação permite avaliar a potência acústica irradiada:

$$W = R_{rad} \langle \bar{u}^2 \rangle = wM\eta_{rad} \langle \bar{u}^2 \rangle = \rho cS\sigma_{rad} \langle \bar{u}^2 \rangle \quad (28)$$

Onde :

$\langle \bar{u}^2 \rangle$	Velocidade média quadrática, [m ² /s ²]
ρ	Massa específica do meio
c	Velocidade do som
S	Área de superfície da fonte vibrante.
w	frequência
M	Massa modal da fonte vibrante
$\langle \rangle$	Média temporal
—	Média espacial.

Uma fonte de som que irradia onda acústica que depende unicamente da distância radial da fonte, é conhecido como fonte monopolo. Se tiver duas fontes de som similares, em oposição de fase e separados por uma distância menor que o comprimento de onda é denominada fonte dipolo. Similarmente se tiver duas fontes dipolares em oposição de fase e separados por uma distância menor que o comprimento de onda é denominado como quadripolo. Num monopolo, as propriedades de radiação em todas as direções são iguais. Um dipolo tem propriedades direcionais, o máximo é na direção de seu eixo.

Geralmente em casos reais se tem múltiplas fontes relacionadas que irradiam som em forma simultânea. Estas situações podem ser modeladas como uma distribuição de monopolos, dipolos ou quadripolos.

4.6 O SOM EM TURBINAS

Na turbina existem diversas fontes de som. Estes podem ser originados pelos fenômenos hidráulicos associados à transferência de energia do fluido à turbina, forças magnéticas no gerador, a vibração da estrutura etc. Para o desenvolvimento do presente trabalho é de maior interesse o som associado aos fenômenos hidráulicos.

O som produzido num fluxo de fluido é devido principalmente aos campos de pressões instáveis que podem aparecer devido a distúrbios hidráulicos. Existem vários fenômenos que produzem estes distúrbios no fluxo, como exemplos, temos: turbulência, instabilidade da camada cortante, cavitação etc. Um caso típico com os fenômenos citados se apresentam numa pá da turbina submersa dentro do fluxo. Outra fonte de som é o vórtice de núcleo (descrito em 3.3) que se forma no tubo de sucção em baixas cargas.

Quando uma turbina hidráulica esta operando fora das condições de potência nominal, maiores distúrbios aparecem e estes aumentam quanto mais se afasta do estado de ponto de projeto. Estes distúrbios surgem como consequência de ângulos de ataque inadequados das pás da turbina, posição inadequada do distribuidor ou variações da queda respeito à queda nominal.

O som produzido devido aos fenômenos hidráulicos que ocorrem dentro da turbina se propaga no fluido e transmite energia acústica de alta frequência à estrutura. Por isso, o som devido aos fenômenos hidráulicos mencionados podem ser medidos no fluido ou na estrutura [11],[29].

Segundo os mecanismos referidos em 4.5, um campo instável de pressões num fluido compressível gera som como monopolos, dipolos e quadripolos ou por combinações destes.

Na cavitação o som gerado é de tipo monopolo. As bolhas de vapor estão em movimento oscilante e possuem um diâmetro típico em torno de 1 mm (em água fria) e seu comprimento de onda é aproximadamente de 15 mm com uma frequência de 100 KHz. Assim, o comprimento da onda é muito maior que o diâmetro da bolha de vapor em consequência a cavitação é um mecanismo gerador de som de tipo monopolo .

As forças flutuantes nas pás associadas à transferência de energia entre o fluido e a turbina (ou bomba) geram som como dipolos. A interação do fluido com as pás da turbina é semelhante ao caso de um sistema de partículas flutuantes atuando sobre uma placa ou viga.

Esforços cortantes não estacionários geram som de tipo quadripolos. Exemplos temos em: fluxos turbulentos, turbulência devido a corpos submersos.

Dada a importância do som irradiado pelas excitações hidráulicas, a eficiência de radiação de som em fluxos merece ser analisada. Se o comprimento da onda é maior que as dimensões do objeto gerador de som, a eficiência de radiação acústica depende do tipo de mecanismo de radiação [15], assim:

Para monopolos:

$$\eta_{\text{rad}} = S_w M \quad (19)$$

Para dipolos:

$$\eta_{\text{rad}} = 1/3 S_w^3 M^3 \quad (20)$$

Para quadripolos:

$$\eta_{\text{rad}} = 1/27 S_w^5 M^5 \quad (21)$$

Onde: S_w e M são os números de Strouhal e de Mach no fluxo objeto de análise.

Em forma global o som dentro de uma turbina hidráulica pode-se classificar como som com características periódicas e aleatórias [8] e [9]. As intermitência de larga escala, devidos principalmente aos vórtices são quase periódicos, e as flutuações finas são de características aleatórias.

4.6.1 SOM DE NATUREZA PERIÓDICA

Dentro da classificação de Mecanismos de geração periódicas temos flutuações de pressão devido a: interação das pás do rotor com distúrbios periódicos na entrada, rotação de cargas estáveis nas pás, interação do rotor com as guias e carcaça devido a campos potenciais [8] [9]. Estas fontes periódicas mostram frequências características.

As flutuações de pressão devida à interação das pás do distribuidor com as pás da turbina se originam devido a borda de ataque das pás do rotor que passa periodicamente pelas turbulências formadas em torno das pás do distribuidor. Estas flutuações tem a frequência de :

$$f_1 = z_b z_n n / (\text{max. fator comum de } z_b \text{ e } z_n) \quad (22)$$

As flutuações de pressão devido à interação da caixa espiral com as pás do rotor originam flutuações com a frequência:

$$f_2 = z_b n \quad (23)$$

As flutuações de pressão devido a vórtices de Karman em torno das pás do rotor. Este fenômeno é associado aos vórtices formados pelo desprendimento da camada limite. A estimativa da frequência é obtida mediante o número de Strouhal S_t .

$$S_t = f_4 s / w \quad (24)$$

As flutuações de pressão devido ao vórtice de núcleo formado no tubo de sucção da turbina tem uma frequência igual:

$$f_3 = (1/2 \text{ a } 1/5) n \quad (25)$$

Nas equações anteriores o significado dos termos são:

- n: rotação.
- z_b Número de pás rotantes.
- z_n Número de pás guias.

w Velocidade relativa à pá da turbina
s Espessura da pá da turbina.

4.6.2 SOM DE NATUREZA ALEATÓRIA

Dentro da classificação com características aleatórias tem-se o fluxo turbulento e sua interação com o rotor, turbulência devido a corpos submersos, separação da camada limite na entrada e na superfície da pá, cavitação, interação dos extremos das pás com a camada limite e fluxos secundários etc., [8], [9].

Capítulo 5

Cavitação

5.1 A CAVITAÇÃO COMO FENÔMENO FÍSICO

O processo de evaporação pode ser conseguido por duas formas, a primeira mantendo constante a pressão e aumentando a temperatura, ou da segunda maneira mantendo constante a temperatura e diminuindo a pressão. Destes dois processos descritos, o primeiro é denominado ebulição e o último é associado à cavitação.

Cavitação é o nome dado ao fenômeno que consiste basicamente na evaporação do líquido em pontos onde a pressão absoluta diminui até ser igual ou menor que a pressão de saturação do líquido. Nestes pontos de baixa pressão começará a aparecer pequenas bolhas de vapor as quais aumentarão com a diminuição da pressão.

Experimentalmente se demonstra que a cavitação começa com pressões ligeiramente superiores à pressão de saturação do líquido. Atualmente ainda não é muito bem conhecido o mecanismo do início da cavitação, mas se sabe que está associado com a existência de núcleos de gás microscópicos. Estes núcleos fomentam a formação de bolhas durante a cavitação. Uma teoria a este respeito sugere que estes núcleos estão presentes nos poros do material sólido que contem ao fluido[23].

A cavitação também depende de outros parâmetros que influenciam na sua aparição. A temperatura do fluido que influencia na pressão de vaporização. A quantidade de gás dissolvido (geralmente ar) que aumenta o conteúdo de núcleos gasosos no fluido. Efeitos

viscosos, que influenciam na formação de camada limite, e, além disso, da rugosidade do material exposto ao fluxo, que influencia na formação de camada limite e de núcleos gasosos.

A cavitação dentro de um fluxo de fluido tem três fases bem definidas em seu desenvolvimento. O início, quando as primeiras bolhas de vapor aparecem nos lugares onde a pressão é inferior à pressão de saturação. O crescimento, quando as bolhas aumentam de tamanho. O colapso, quando as bolhas se trasladam a lugares de alta pressão onde explodem energeticamente. Assim, devido ao movimento das bolhas as explosões podem ocorrer em muitos lugares das superfícies das pás.

Os crescimentos e explosões das bolhas produzem ondas de alta pressão. Cada ciclo dura somente alguns milisegundos mas as amplitudes da pressão são relativamente grandes (em torno de 4000 atm. [15], [23]).

O efeito erosivo da cavitação depende da magnitude do nível de cavitação e das propriedades de resistência a fadiga do material (resistência do material a um estado de cargas flutuantes).

5.2 PARÂMETROS ASSOCIADOS À CAVITAÇÃO

Existem parâmetros adimensionais que ajudam a determinar o estado de cavitação em fluxos relativamente simples. Entre estes parâmetros adimensionais temos:

- Coeficiente de Pressão, que relaciona a distribuição de pressões em torno de um corpo submerso. É definido como a relação entre a diferença da pressão local em um ponto e a pressão a montante com a pressão dinâmica correspondente:

$$C_p = \frac{2(P_l - P_0)}{\rho v^2} \quad (26)$$

Onde:

C_p : Coeficiente de pressão

P_l Pressão local em um ponto.

P_0 Pressão do fluxo a montante do corpo submerso.

- ρ : Massa específica do fluido.
 v Velocidade do fluido a montante.

Este coeficiente de pressão local é uma função da geometria do corpo submerso. No caso de uma pá vai depender do ângulo de ataque e da espessura da correspondente pá.

- Número de Cavitação¹, σ , que é definido como a relação entre a diferença da pressão estática e a pressão de vaporização com a pressão dinâmica do fluxo. É expresso pela relação:

$$\sigma = \frac{2(P_s - P_v)}{\rho v^2} \quad (27)$$

Onde:

- σ : Número de cavitação.
 P_s Pressão estática.
 P_v Pressão de vaporização.

- Número de início de cavitação, σ_i , que é o valor de σ quando a cavitação ocorre. É definido como:

$$\sigma_i = \frac{2(P_s - P_v)}{\rho v_i^2} \quad (28)$$

Onde:

- σ : Número de início de cavitação.
 P_s Pressão estática.
 P_v Pressão de vaporização.
 v_i Velocidade do fluido a montante quando a cavitação ocorre.

5.3 CLASSIFICAÇÃO GERAL DOS TIPOS DE CAVITAÇÃO EM FLUXOS

¹Este número tem o mesmo significado que o número de cavitação em turbinas definido em 3.4.1, mas numericamente diferem.

Knapp [23] fez uma classificação geral dos tipos de cavitação em: cavitação em movimento, fixa, de vórtice e vibratório.

- CAVITAÇÃO EM MOVIMENTO

Na cavitação em movimento as três fases da cavitação: o início, o desenvolvimento e a explosão ocorrem durante o movimento das bolhas no sentido do fluxo. Um exemplo comum deste tipo de cavitação tem-se num fluxo com secção transversal variando de convergente a divergente. Na parte convergente tem-se o aumento da velocidade com a redução de pressão. Quando a pressão desce até a pressão de saturação começam aparecer as primeiras bolhas de vapor e quanto maior for a diminuição da pressão maior será quantidade de bolhas produzidas. Logo as bolhas movimentam-se para secção divergente aumentando de volume. Quando chegam a lugares de alta pressão implodem violentamente. Neste tipo de cavitação as bolhas estão em movimento junto ao fluxo.

- CAVITAÇÃO FIXA

Um caso típico de cavitação fixa ocorre quando um corpo rígido é submerso em uma corrente de fluxo. A definição de *fixa* refere-se à situação na qual uma cavidade surge em torno de um corpo rígido submerso. Em torno desta cavidade formada, as bolhas movimentam-se no sentido do fluxo. Estas são maiores a montante e posteriormente desaparecem a jusante do corpo rígido submerso. A cavidade formada é estável se as condições do fluxo também o forem. Este tipo de cavitação é associado à formação e desprendimento de camada limite em torno dos corpos submersos. Como exemplo temos o caso de uma pá de turbina submerso dentro de um fluxo de água.

- CAVITAÇÃO TIPO VÓRTICE (*VORTEX CAVITATION*)

Este tipo de cavitação ocorre quando adicionalmente ao caso anterior existe um gradiente de pressão paralelo a superfície guia e normal ao fluxo. Este gradiente de pressões provoca fluxo com torvelinhos nos extremos laterais dos corpos submersos. Exemplos deste tipo cavitação tipo vórtice tem-se nos extremos das pás das turbinas ou propulsores (conhecido como *tip cavitation*). Este tipo de cavitação é muito mais erosiva [35]. Cavitação tipo vórtice também são encontradas nos núcleos dos vórtices os quais se formam em zonas de alto esforço cortante .

- CAVITAÇÃO TIPO VIBRATÓRIO

É um tipo de cavitação onde um particular elemento de um líquido sofre vários ciclos de cavitação. Ainda que exista um fluxo contínuo pode-se ter um campo de velocidades que faça com que um determinado elemento de líquido seja exposto a muitos ciclos de cavitação (num período de tempo do ordem de milisegundos). Na cavitação vibratória, as forças que causam a formação de cavidades e seu colapso são geradas por flutuações de pressão de alta amplitude e de alta frequência. Estas flutuações de pressão são devidas às superfícies submersas que vibram perpendicularmente a sua superfície e geram ondas de pressão no fluido.

De acordo com esta classificação geral pode-se observar que todos estes tipos de cavitação estão presentes nas turbinas. Os tipos de cavitação em movimento e fixa são encontradas quando o fluxo é obstruído a seguir numa direção, e assim, é desviado de sua direção inicial (a cavitação fixa esta associada ao fenômeno de desprendimento da camada limite). A cavitação tipo vórtice ocorre em zonas de interferência, por exemplo, nos extremos (pontas) das pás da turbina devido a existência de um gradiente de pressão paralela à superfície guia e normal ao fluxo (torvelinho nos extremos laterais das pás). Outro exemplo de cavitação tipo vórtice pode ser encontrada no núcleo do vórtice formado na saída da turbina.

5.4 CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS DE REAÇÃO

5.4.1 NÚMERO DE CAVITAÇÃO E NÚMERO DE THOMA.

O Número de Cavitação, σ , é dado pela relação:

$$\sigma = \frac{H_a - H_{min} - H_s}{H} \quad (29)$$

Onde:

H_a Altura correspondente à pressão atmosférica.

H_{min} Altura correspondente à pressão mínima na saída da turbina.

H_s Altura de suspensão.

H Diferença de altura entre montante e jusante.

Este número fornece uma estimativa da pressão média na saída da turbina para certas condições de carga .

O número de Thoma é expresso pela relação:

$$\sigma_{\text{Thoma}} = \frac{H_s - H_v - H_s}{H} \quad (30)$$

Onde:

H_v Altura correspondente à pressão de vaporização da água.

Uma primeira forma de evitar a cavitação é fazendo que as turbinas trabalhem com o número de cavitação maior ou igual ao número de Thoma ($\sigma \geq \sigma_{\text{Thoma}}$). No geral, as usinas são projetadas para trabalhar em diversas condições de carga mas sempre dentro deste limite.

A figura 5.1 ilustra a variação da potência, do rendimento e da vazão em função do número de cavitação. Experimentalmente pode-se obter estas curvas variando-se a altura de suspensão H_s , mantendo-se constante a queda e o grau de abertura do distribuidor. Para valores relativamente grandes de σ percebe-se que a potência, o rendimento e a vazão permanecem quase constantes. Conforme diminui-se o valor de σ , atinge-se um estado em que os parâmetros mencionados mostram um ligeiro aumento e em seguida apresentam quedas apreciáveis. O número de cavitação que corresponde ao estado onde estes diagramas mostram quedas aproximadamente de 3% dos parâmetros mencionados é denominado, algumas vezes, como número de Thoma. Estas quedas mostradas são características da cavitação. Antigamente se considerava que estas quedas de 3% dos parâmetros mencionados correspondiam ao início da cavitação, mas atualmente se sabe que correspondem a um estado de cavitação já bem avançado.

Diagramas completos do número de cavitação para uma turbina podem ser obtidos realizando ensaios para cada condição de queda e de abertura do distribuidor.

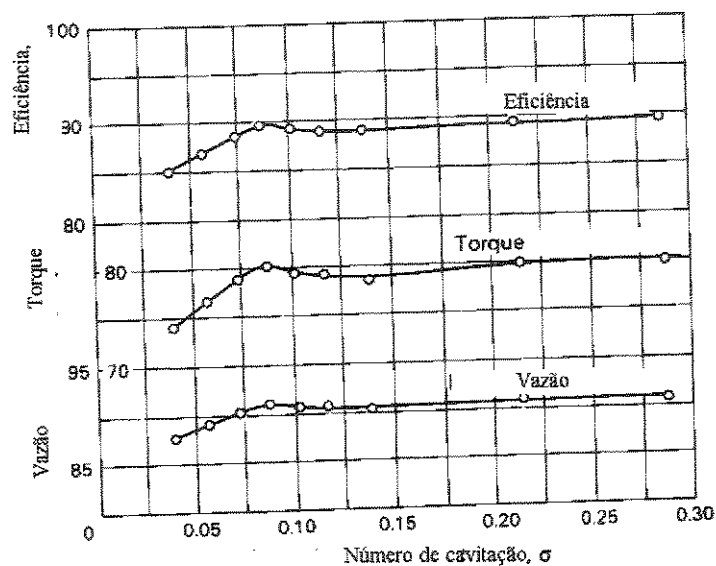


Figura 5.1 Curva de variação da eficiência, do torque, e da potência e da vazão em relação ao número de cavitação, em turbinas hidráulicas [23].

5.4.2 INFLUÊNCIA DA CAVITAÇÃO NA POTÊNCIA E NO RENDIMENTO DA TURBINA

Por análise dimensional, fazendo-se uso do teorema de Buckingham, a potência e o rendimento da turbina podem ser expressos pelas relações:

$$\frac{HP}{\rho w^3 D^5} = f_1\left(\frac{Q}{w D^3}, \frac{Hg}{w^2 D^2}, \sigma\right) \quad (31)$$

$$\eta_{total} = f_2\left(\frac{Q}{w D^3}, \frac{Hg}{w^2 D^2}, \sigma\right) \quad (32)$$

Onde :

HP: Potência da turbina.

η_{total} : Rendimento da turbina

Q: Vazão.

w: Velocidade de rotação da turbina.

g: Gravidade.

D: Diâmetro do rotor da turbina.

H: Queda.

ρ : Massa específica da água.

σ : Número de Cavitação.

Dos resultados experimentais obtidos [23] que são mostrados na figura 5.1, pode-se concluir que a cavitação influencia notoriamente na potência e no rendimento da turbina (queda da potência e do rendimento) quando o número de cavitação se aproxima ao valor do número de Thoma ($\sigma \cong \sigma_{\text{Thoma}}$). Mas, deve-se ter em conta que para $\sigma > \sigma_{\text{Thoma}}$ já poderiam haver cavitações independentes de σ_{Thoma} (seção [5.4.4]) que estariam causando problemas de erosão e de vibração mas que não mostram influencia notória na potência e no rendimento. Henry [17] fez um mapeamento dos principais casos de cavitação que se apresentam em turbinas (figura 5.2). Este mapeamento demonstra claramente que se pode apresentar cavitação ainda que o número de Thoma seja o adequado, assim a existência de cavitação dependerá das condições de operação (queda, vazão).

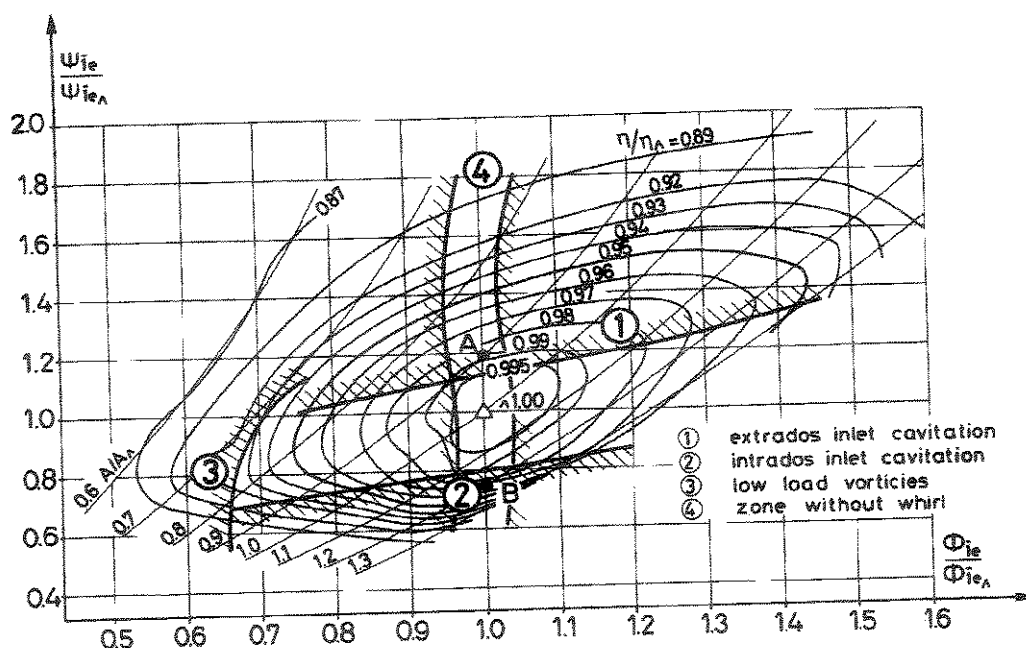


Figura 5.2 Mapeamento dos principais tipos de cavitação apresentados em turbinas Francis em função das condições de funcionamento, como queda e, vazão. Onde: ϕ_{ie}/ϕ_{ien} ; Ψ_{ie}/Ψ_{ien} ; η_{ie}/η_{ien} e A_{ie}/A_{ien} são as relações de vazão, queda, rendimento e grau de abertura do distribuidor respeito a seus respectivos valores nominais, [17].

5.4.3 CAVITAÇÃO QUE DEPENDE DE σ_{Thoma} .

Este tipo de cavitação apresenta-se quando a turbina trabalha em condições de fluxo com um Número de Cavitação menor que o Número Thoma. Neste caso, a cavitação apresenta-se nas regiões de baixa pressão do lado de sucção da saída da pá da turbina. Além disso, pode-se ter cavitação na zona final da coroa exterior da turbina e, também, no início do tubo de sucção.

5.4.4 CAVITAÇÃO QUE NÃO DEPENDE DE σ_{Thoma}

Ainda que se tenha o número de cavitação maior que o número de Thoma ($\sigma > \sigma_{Thoma}$), pode-se ter vários tipos de cavitação.

A Cavitação de entrada no lado de pressão da pá ocorre em sobrecargas com quedas maiores que a queda nominal e em uma ampla faixa de vazão. Este tipo de cavitação é muito perigosa porque pode produzir erosões fortes em pouco tempo de exposição. É difícil detectar este tipo de cavitação pois sua aparição ocorre em pontos de máxima eficiência [17].

A cavitação de entrada no lado de sucção da pá se apresenta em cargas parciais com baixa queda. Este tipo de cavitação é menos perigosa que a anterior porque existe um certo afastamento das bolhas das paredes das pás [17].

A cavitação de vórtices ocorre entre as pás da turbinas quando esta trabalha em cargas parciais. O processo se desenvolve devido as irregularidades do fluxo, torvelinhos devido a inadequados ângulos de ataque o que induzem um fluxo fortemente tridimensional através das pás da turbina [17].

5.4.5 OUTROS TIPOS DE CAVITAÇÃO

Além dos já mencionados casos de cavitação pode-se ter outros tipos de cavitação:

A cavitação induzida pela turbulência de Von Karman que se formam na borda de saída da pá. Sua aparição depende da forma da pá e do ângulo de ataque. Sua aparição nas turbinas dependem das condições de carga e com valores baixos de σ .

Outro tipo é a cavitação de vórtice de núcleo. Em estados de cargas parciais ou de sobrecargas da turbina forma-se um vórtice de núcleo na saída da turbina, se a pressão no núcleo do vórtice for menor ou igual que a pressão de vaporização o núcleo deste vórtice será cavitante (capítulo 3, [3.3]). A intensidade de cavitação deste vórtice de núcleo depende da magnitude de σ e da intensidade do vórtice formado (proporcional à diferença da carga relativa à carga nominal da turbina).

5.4.6 CLASSIFICAÇÃO DOS TIPOS DE CAVITAÇÃO EM TURBINAS EM FUNÇÃO DO LUGAR ONDE APARECEM.

A referência [10] apresenta uma classificação para turbinas Kaplan e para turbinas Francis em função do lugar onde esta é produzida. Esta classificação é a seguinte:

Cavitação de Pontas ou de folga (*Gap or Tip Cavitation*) :

Ocorrem nos extremos das pás e nas paredes da carcaça da turbina. É de tipo contínuo e gera som de tipo intermitente (*popping noise*) e de explosão com características aleatórias.

Cavitação de Espaço (*Slot Cavitation*):

Localiza-se entre a raiz das pás e o cubo da turbina Kaplan.

Cavitação nas Superfícies das pás da turbina (*Sheet Cavitation*):

Este tipo de cavitação pode ser classificada ainda em: *Leading-edge Sheet Cavitation*² e a Cavitação de espessura (*Thickness Cavitation*). A *Leading-edge Sheet Cavitation* forma-se a partir das bordas de ataque das pás da turbina. A cavitação de espessura ocorre nas superfícies das pás.

A cavitação tipo *leading-edge Sheet* tem a característica de ser não uniforme (especialmente) e por isso é instável (no tempo) relativo as pás do rotor. O ângulo de ataque varia com a rotação do rotor. Quando o ângulo de ataque chega a ser grande, uma cavidade forma-se na borda de ataque. Aumentando-se a rotação do rotor o ângulo de ataque diminui e,

² A tradução poderia ser Cavitação de Superfície devido à borda de ataque. Devido a não ter uma tradução mais exata se seguiu usando o termo original. Na referência [33] este tipo de cavitação é denominada como *longitudinal vortex cavitation*

em consequência, a cavidade vai desaparecendo. Este tipo de cavitação também é conhecido como *intermitent leading-edge Sheet Cavitation*. Pela descrição feita pode-se dizer que presumivelmente a extensão da cavitação *leading -edge Sheet Cavitation* varia com a rotação do rotor. Adicionalmente, a amplitude da cavitação pode variar com a rotação e ser modulada com a frequência de rotação ou com a frequência do passagem das pás. É modulada com a frequência de rotação se todas as pás cavitam de forma igual. É modulada com frequência de passagem das pás quando uma pá cavita mais ou cada pá apresenta diferente grau de cavitação.

A Cavitação de espessura está associada com a espessura da pá. As pás mais grossas apresentam maior redução de pressão (maior coeficiente de sustentação) que as pás mais delgadas. Este tipo de cavitação não é muito comum em turbinas hidráulicas devido a que a espessura das pás são relativamente delgadas.

Cavitação de Vórtice no Cubo (*Hub -Vortex Cavitation*):

Pode-se formar na saída do cubo da turbina Kaplan. Nas turbinas Francis este tipo de cavitação é conhecido como Cavitação de Vórtice de Núcleo. Em ambos os casos tem a forma de um chaminé de vapor que desprende-se do cubo do rotor da turbina. O vórtice (redemoinho) é devido à componente tangencial da velocidade na saída do fluxo. Esta componente tangencial aparece quando a turbina funciona em regime parcial ou em sobrecarga. Este tipo de cavitação é muito mais freqüente em turbinas Francis que em turbinas Kaplan pois estas últimas tem suas pás ajustáveis à posição mais adequada para cada carga, e assim, são reduzidos os vórtices. Este tipo de cavitação ocasiona altos níveis de vibração e de som ao atravessar o tubo de sucção da turbina (capítulo 3, [3.3]).

5.4.7 A EROSÃO EM TURBINAS E BOMBAS DEVIDO À CAVITAÇÃO

A cavitação causa erosão e este a sua vez contribui para que os níveis de cavitação sejam maiores, isto porque um maior grau de rugosidade nas superfícies provoca maiores níveis de cavitação, a figura 5.3 mostra este fato. Por isso, os dois fenômenos merecem ser controlados.

A erosão é um processo que depende muito das cavitações locais. Durante a operação das turbinas e de acordo com o seu regime de funcionamento se tem diferentes variedades de fluxo e, assim, muitos dos tipos de cavitação descritos na seção anterior [5.4.6], mas de todos estes tipos de cavitação só alguns são erosivos [33], [34], [35],[36], [12]. Numa escala de

poder erosivo o mais erosivo é a cavitação de espessura. Entretanto a aparição deste tipo é pouco freqüente em turbinas hidráulicas [10]. O som emitido por este tipo de cavitação é de uma intensidade parecida a uma corrente de pedras e areia. Outro tipo de cavitação erosivo também é a *leading-edge Sheet Cavitation*, pois a que sua aparição em turbinas hidráulicas é muito comum e merece ser considerado adequadamente [10], [33],[34],[35],[36].

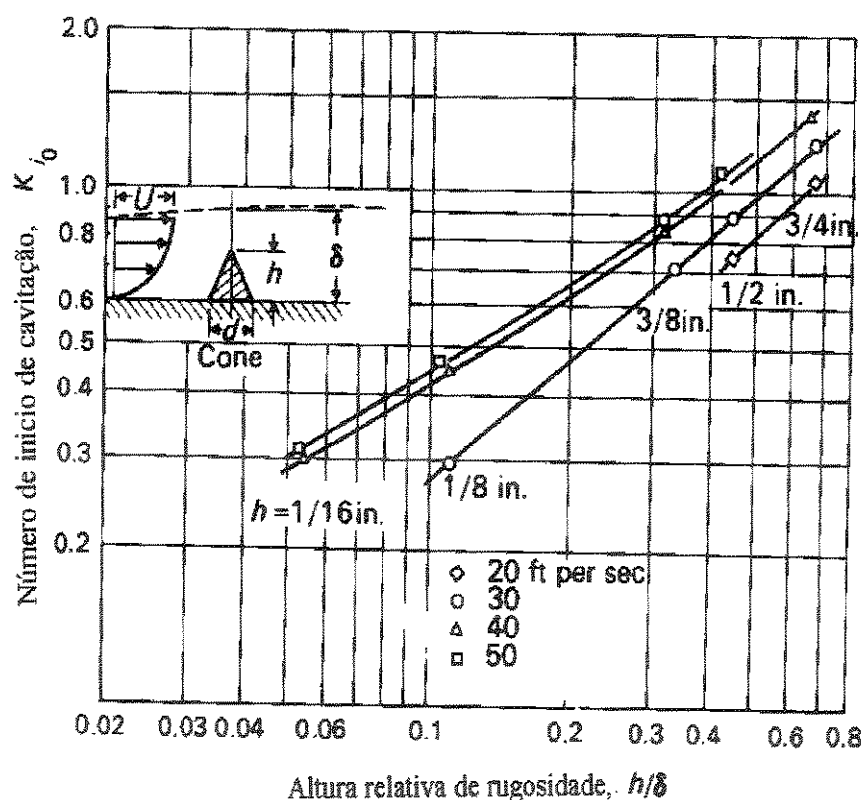


Figura 5.3: Influencia da rugosidade na cavitação. [23].

Dado que as formas geométricas das pás do rotor da turbina e do distribuidor influem na ocorrência de cavitação, os trabalhos de recuperação das pás devem ser feitos de tal forma que recuperem no possível suas características geométricas originais como são: forma original e grau de rugosidade, e assim ter níveis de cavitação baixos depois de um trabalho de recuperação. Pelo exposto, a recuperação implica o uso de técnicas adequadas de recuperação e mão de obra qualificada.

Geralmente, as zonas de maior erosão não coincidem com os lugares de pressão mínima. Isto acontece porque as bolhas de vapor da cavitação se originam em zonas de baixa pressão, se movimentam e implodem em zonas de pressão maiores que a pressão de vaporização.

A direção de maior profundidade da erosão não necessariamente tem a ver com as condições do fluxo adjacente a esta região de erosão, depende mais da resistência local do material já que este não é isotrópico

5.4.8 LIMITAÇÃO DO USO DOS PARÂMETROS TRADICIONAIS PARA IDENTIFICAR CAVITAÇÃO EM TURBINAS DURANTE SEU REGIME DE FUNCIONAMENTO

Os parâmetros de coeficiente de pressão e coeficiente de cavitação (definidos pelas equações 9, 10 e 11) estão relacionadas com pressões e velocidades localizadas em pontos específicos e por isso aplicáveis para o caso de fluxos simples (campo de velocidades de tipo unidimensional). Pelo exposto, não podem ser usados nas turbinas porque nestas máquinas tem-se fluxos tridimensionais complexos com campos de pressão e de velocidades de tipo tridimensional.

Os números de cavitação, σ , e o número de Thoma, σ_{Thoma} , em turbinas, definidas pelas equações 12 e 13, não podem ser usados para detectar a cavitação em turbinas hidráulicas quando trabalham em condições reais, pelas razões descritas nos parágrafos seguintes.

Os números de cavitação e de Thoma são obtidos experimentalmente com modelos em laboratório, mantendo-se constantes o grau de abertura do distribuidor e a queda. Isso significa que se tem uma diagrama de curvas para cada combinação de queda e de posição do distribuidor. Por isso, seria inviável sua aplicação nas turbinas pois elas trabalham em condições de potência variável.

Pelo exposto anteriormente (capítulo 5, [5.4.4]) se sabe que a aparição de alguns tipos de cavitação são independentes do número de Thoma, σ_{Thoma} . Por isso, ainda que se tenha um adequado número de Thoma (as máquinas são projetadas para trabalhar com números de Thoma adequados em seu amplo domínio de condições de operação) poderiam ocorrer certos tipos de cavitação. Realmente, o número de Thoma é a característica da instalação da turbina

para que a pressão média na saída da turbina seja maior que a pressão de vaporização, porém não dão informação das cavitações que podem aparecer devido aos fenômenos hidráulicos complexos nas pás e entre as mesmas.

Os números de Thoma variam muito pouco durante o regime de funcionamento das turbinas. As turbinas trabalham com pouca variação da altura de suspensão, H_s .

Atualmente para poder avaliar o nível de cavitação mais exata se faz uso de técnicas acústicas e de vibração. A análise e aplicação destas técnicas são descritas nos seguintes capítulos 6 e 7.

5.4.9 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS E ACÚSTICAS DO SOM DEVIDO À CAVITAÇÃO

As bolhas de vapor que surgem devido à cavitação tem as seguintes propriedades:

- O tamanho das bolhas aumentam com a diminuição do número de cavitação (aumento do nível de cavitação)
- A energia potencial das bolhas de vapor aumenta proporcionalmente à terceira potência da velocidade do fluido e proporcionalmente ao tamanho das bolhas.
- A velocidade de implosão das bolhas depende linearmente da velocidade.
- O número de bolhas depende da velocidade do fluido, (nível de cavitação).
- Na implosão das bolhas de vapor, uma considerável porção da energia potencial armazenada nas bolhas é transformado em energia acústica, esta energia acústica provoca fortes pulsações acústicas dentro do fluxo.

O som e a vibração da estrutura devido à cavitação tem as seguintes características:

- O som devido à cavitação tem dois tipos de componentes principais, as implosões e as flutuações das cavidades. As oscilações das cavidades são devido às turbulências e ao fluxo instável e ocorrem numa faixa de frequências menores que 10 KHz. As implosões ocasionam som com frequências de 10KHz até 1 MHz.
- As medidas de intensidade de vibração e do nível de som aumentam com o número de explosões das bolhas e a pressão de implosão respectivamente.

No caso de bombas e turbinas hidráulicas tem-se que o número de Strouhal baseado na frequência angular é da ordem de 1.0. O número de Mach pode variar entre 0.01-0.08, baseado em que a velocidade relativa na entrada das pás se mantêm entre 15-100 m/s.

Das considerações anteriores e com análise nas equações 31 a 35, pode-se concluir que, um fluxo com fontes monopolos é muito mais predominante sobre as outras fontes de som devido à alta dependência da eficiência acústica com o número de Mach (Número de Mach $\ll 1$). Assim, o som devido à cavitação que gera som de tipo monopolo é predominante com relação as outras fontes de sons gerados [14], além disso, agrega-se o fato de ocorrer em faixas de frequências altas.

Capítulo 6

Técnicas de Vibração e de Acústica na Análise de Cavitação em Turbinas

6.1 GENERALIDADES

As implosões das bolhas de vapor na cavitação são fontes que irradiam som em forma de ondas, estas se propagam no fluido e ao atingirem a estrutura parte da energia acústica de alta frequência é transmitida à estrutura provocando a vibração da mesma. Assim, o som associado à cavitação pode ser medido na estrutura ou no fluido. Nos métodos acústicos basicamente se mede a pressão acústica e posteriormente se pode determinar a intensidade, potência acústica. Nos métodos vibracionais se mede a aceleração e a emissão acústica.

Em múltiplos trabalhos foi demonstrado que em frequências associadas à cavitação, os valores dos parâmetros relacionados à energia de vibração e de acústica e suas respectivas variações mostram boa correlação com os níveis e variações da cavitação, [7], [15], [26], [27], [33], [34], [36], [37]. Estes parâmetros podem ser o RMS: da pressão acústica, da intensidade acústica, da potência acústica, da aceleração ou da emissão acústica. Nos parágrafos seguintes se destacam os resultados mais importantes das referências mencionadas.

Stoffel B. , Schuller W. [36] realizaram experiências com uma pá ideal submersa num fluxo unidimensional. O som no fluido foi medido com hidrofone. Os valores de RMS dos parâmetros medidos foram obtidos fazendo-se uma varredura dos números de cavitação. A figura 6.1 mostra os resultados obtidos por eles. Nos resultados observa-se boa correlação dos níveis de RMS do som no fluido e na estrutura com os níveis de cavitação, também, pode-se observar que o início da cavitação é caracterizado pela elevação abrupta dos valores de RMS.

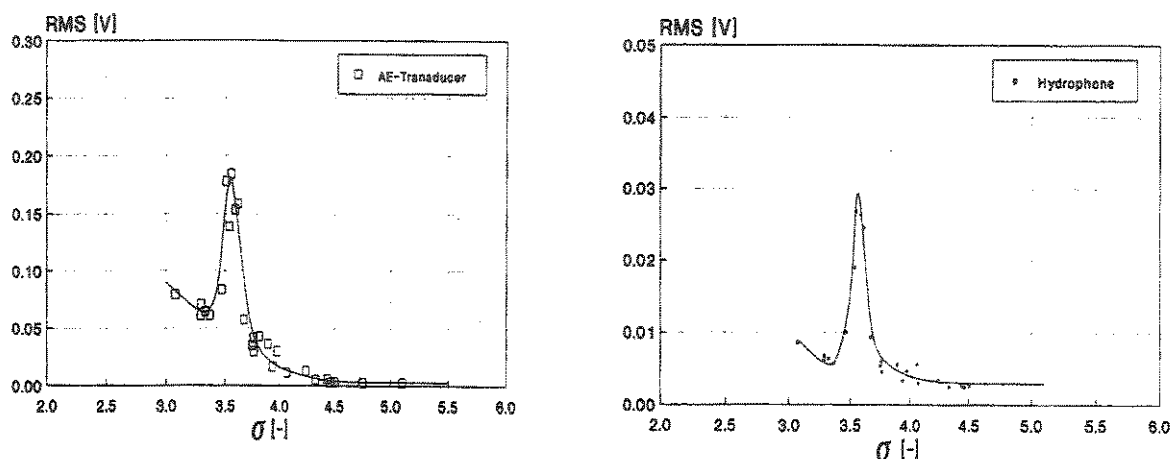


Figura 6.1: Avaliação da cavitação numa pá ideal, Stoffel[36], medindo som no fluido e na estrutura produzido pela cavitação numa pá ideal. σ , é o numero de cavitação (V, é volts).

Também foram feitos ensaios com bombas hidráulicas de tipo centrifugas, Soyama [33] realizou experimentos com este tipo de bombas. O som foi medido mediante acelerômetros e hidrofones. A metodologia do ensaio consistiu em fazer uma varredura do NPSH (*Net Positive Suction Head*) e coletar os valores de RMS para cada valor de NPSH. Adicionalmente, são mostrados que a cavitação é caracterizada pela elevação dos valores de RMS, gráficos de distribuição de amplitude dos pulsos são utilizados para demonstrar este fato. As figuras 6.2 e 6.3 reproduzem os resultados obtidos por Soyama[33].

As turbinas também foram objetos de análise, foram feitas medições na estrutura com a utilização de transdutores de emissão acústica e acelerômetros. A metodologia empregada nas turbinas consistiu na obtenção dos parâmetros de energia de vibração ou de acústica por varredura da potências. As referencias [7],[26] mostram os resultados do RMS da emissão acústica obtidas com um transdutor colocado no tubo de sucção. Nas referencias [10] e [32] são mostrados os resultados de níveis de potência acústica e de vibração mediante medições com acelerômetros colocados na coroa e no distribuidor da turbina respectivamente, em ambos casos são utilizadas a técnica do envelope. Na referencia [10] é utilizada uma função de transferencia que relaciona a potência acústica e a vibração. Esta função de transferencia foi obtida experimentalmente medindo num ponto sobre a coroa da turbina a aceleração que resulta ao colocar uma fonte de som de potência conhecida na pá da turbina. Os resultados experimentais obtidos nestas referencias são reproduzidas nas figuras 6.4 e 6.5.

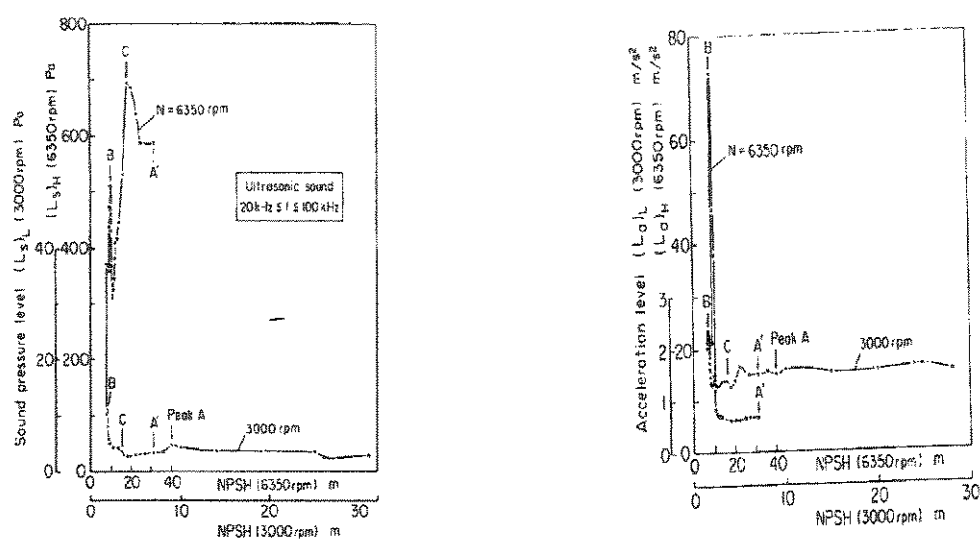


Figura 6.2: Avaliação de cavitação em bombas, utilizando medições de som no fluido e na estrutura, Soyama [33].

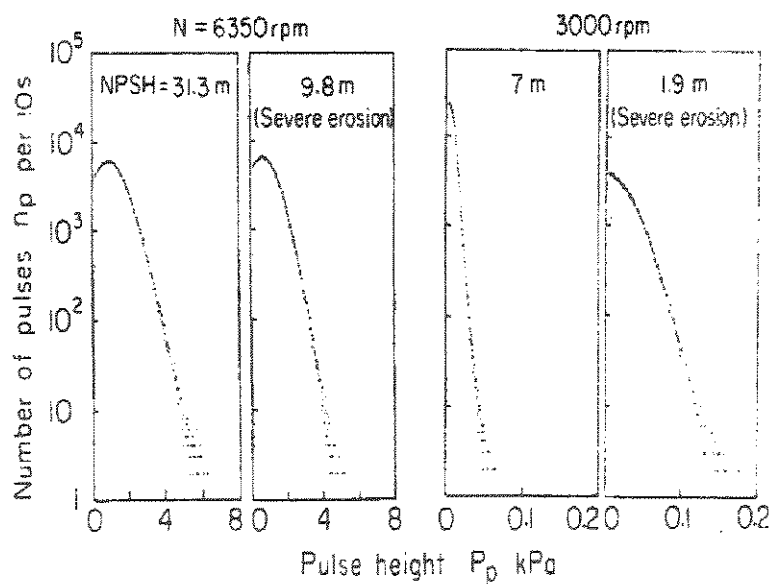


Figura 6.3: Distribuição dos pulsos devida a cavitação, Soyama [33].

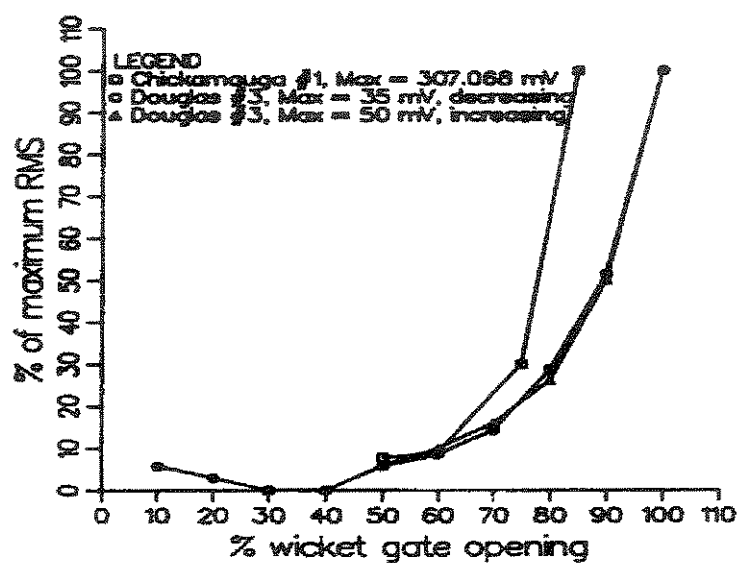


Figura 6.4: Avaliação da cavitação em turbinas, medindo som na estrutura, utilizando transdutores de emissão acústica, [7].

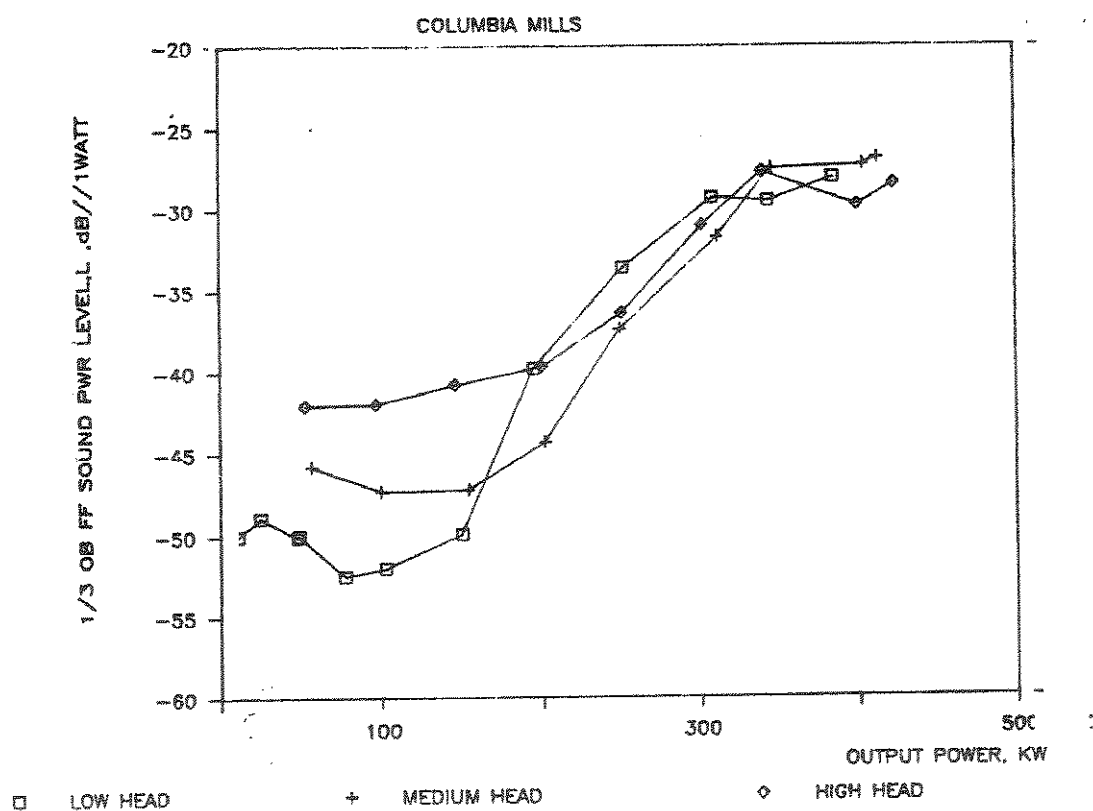


Figura 6.5: Avaliação da cavitação em turbinas, medindo som na estrutura, utilizando acelerômetros [8].

6.2 INSTRUMENTOS E EQUIPAMENTOS NECESSÁRIOS

Como os sinais acústicos emitidos pela cavitação estão no domínio de alta frequência, os instrumentos usados devem ser capazes de atingir estes domínios de alta frequência. Em múltiplos trabalhos [7],[10],[15],[26],[32],[33],[34],[35],[36],[37] se sugerem as faixas de frequências adequadas no análise das sinais.

Para medir a pressão acústica no fluido pode-se utilizar hidrofones que cubram frequências até 100 KHz, por exemplo o hidrofone 8103 da B&K é adequado.

A medição do som sobre a estrutura pode-se fazer em duas faixas de frequências. as vibrações numa faixa de frequências de (10 - 20) KHz e a emissão acústica numa faixa de frequências de 100 KHz até 1 MHz. Os transdutores utilizados devem cobrir estas faixas de frequências. Assim por exemplo, os acelerômetros ENDEVCO 2225 H5A e 2474 da B&K e o transdutor de emissão acústica (*AE transducers*) AE tipo 8312 da B&K atingem estas frequências respectivamente.

Dependendo da forma analógica ou digital da aquisição e análise precisa-se ter equipos diferentes. Se é analógico precisa-se, um circuito analógico que permita a avaliação do RMS. Se os processos são feitos em forma digital necessita-se de um computador equipado com um conversador analógico digital que permita adquirir os sinais em faixas adequadas de amostragem para os diferentes transdutores que sejam utilizados.

6.3 AQUISIÇÃO DOS SINAIS ASSOCIADOS À CAVITAÇÃO EM TURBINAS

Para efeitos de análise do comportamento da turbinas com respeito à cavitação, faz-se uma varredura das potências (ou da abertura do distribuidor) desde um mínimo até um máximo. Em cada estado de abertura do distribuidor deve ser feito o processo de aquisição e posteriormente sua análise. O diagrama de fluxo de informação mostrado na figura 6.6 mostra o processo de aquisição e análise dos sinais medidos em forma digital. Também pode-se fazer de forma analógica e o fundamento é o mesmo.

Nos ensaios por varredura de potências, a turbina deve ser operada com incrementos graduais de potência (ou de abertura do distribuidor). Este consiste em operar desde um grau de abertura mínimo (potência mínima) até um grau de abertura que corresponda a cargas ligeiramente superiores à carga nominal (por exemplo 105% ou 110% da carga nominal). Durante a varredura de potências mantém-se constante as mesmas condições de queda e de número de Thoma, principalmente a queda porque no geral o número de Thoma varia muito pouco.

A consideração do grau de abertura do distribuidor como variável independente em lugar da potência é de maior utilidade nas análises de cavitação em turbinas. Isto é devido a que, quando se aumenta o tempo total de operação da turbina e em condições constantes de queda e do número de Thoma, a turbina mostrara variação de sua potência e de seu rendimento devido à erosão causada pela cavitação.

A filtragem dos sinais na faixa de frequências de interesse tem como objetivo isolar o som devido à cavitação de outras fontes estranhas [7],[11],[14],[27]. O som produzido pela turbina tem múltiplos componentes como as excitações hidráulicas (mencionadas em 6.1.1). excitações de tipo mecânico (vibração devido a excitações mecânicas, por exemplo, desbalanceamento) e também devido à cavitação. Assim, o som devido à cavitação pode ser extraído por filtragem aproveitando que as outras fontes tem faixas de frequências muito baixas comparadas com o som devido à cavitação, que tem frequências altas. A filtragem entre (10-100) KHz deve ser feito em medições feitas com hidrofone, para o transdutor AE entre (100 KHz - 1 MHz) e para o caso de acelerômetros entre (10 - 20)KHz.

Se a aquisição dos sinais é digital, este deve ser feita com frequências de amostragem adequadas às faixas de frequências de análise. Estas devem ser, para hidrofones superior a 200,000 amostras por segundo, para acelerômetros superior a 40 000 amostras/seg e, no caso do transdutor AE superior a 2 000 000 amostras/seg .

6.4 ANÁLISE DOS SINAIS MEDIDOS

Em cada estado de carga são analisados os dados adquiridos. Posteriormente à análise dos dados em cada um dos estados de carga, os parâmetros de energia de vibração e acústica são plotados em função do domínio das potências varridas, conforme é mostrado na figura 7.2.

As análises consistem na determinação da distribuição dos pulsos, avaliação do RMS dos sinais de vibração e de acústica, cada um destes serão descritos posteriormente. Além, das avaliações indicadas também pode-se acompanhar os valores do rendimento total que pode ser obtido paralelamente durante o processo de aquisição de dados.

6.4.1 AVALIAÇÃO DO RMS DO SINAL DEVIDO À CAVITAÇÃO.

A avaliação do RMS do sinal acústico em um intervalo de tempo apropriado, pode-se fazer de forma analógica ou digital.

Em forma digital pode-se avaliar mediante a relação:

$$RMS(s) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (s_i)^2} \quad (33)$$

Onde:

s_i É o sinal de tipo digital.

n É o número de pontos adquiridos.

6.4.2 AVALIAÇÃO DA INTENSIDADE ACÚSTICA

A intensidade acústica pode-se determinar mediante a medição da pressão acústica fazendo-se uso dos instrumentos como o hidrofone. A intensidade acústica é expressa pela relação:

$$I = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{p_i^2}{\rho c} \quad (34)$$

Onde:

- I É a intensidade acústica.
- t Tempo de aquisição do sinal.
- p_i Sinal medido do hidrofone.
- ρ Massa especifica da água.
- c Velocidade das ondas acústicas na água.
- n Número total de pontos adquiridos.

Outra forma de avaliar a intensidade acústica é utilizando a media quadrática (RMS) da pressão acústica obtida pela equação anterior.

$$I = \frac{1}{\rho c} \left[RMS(p) \right]^2 \quad (35)$$

6.4.3 DETERMINAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE PULSOS DOS SINAIS

Um diagrama de distribuição de pulsos é um gráfico que mostra a distribuição estatística da amplitude dos pulsos em função de suas amplitudes, tal como mostra a figura 7.4 .

Com o objeto de verificar que a elevação dos valores do RMS das sinais obtidos é devido à cavitação se determina a distribuição do número de pulsos. Esta forma de verificação é baseado no fato que na cavitação se tem um aumento do número de pulsos com alta amplitude, assim, um aumento do nível de cavitação implicará num aumento na quantidade de pulsos de alta amplitude.[6] [12][33].

6.5 DETERMINAÇÃO DO INICIO (*INCEPTION*), E O NÍVEL DA CAVITAÇÃO:

Na faixa de frequências associadas à cavitação, os parâmetros relacionados à energia de vibração ou de acústica tais como: potência acústica, RMS dos sinais medidos (pressão acústica, aceleração e emissão acústica) determinam o nível de cavitação no fluxo. Gráficos dos parâmetros mencionados são obtidos mediante varreduras de variáveis como: número de cavitação, NPSH em bombas ou da potência nas turbinas. Nestes gráficos, o início da

cavitação é caracterizado pela elevação abrupta dos parâmetros relacionados à energia de vibração ou de acústica [7], [10],[14], [23],[24],[28],[31],[32]. A partir do início da cavitação se terão estados de maior cavitação o que implica a elevação dos níveis de energia de vibração e de energia acústica.

No caso de turbinas hidráulicas, os gráficos de potência acústica o de RMS das sinais de vibração ou de acústica são obtidos por uma varredura de potência(ou do grau de abertura do distribuidor). Nestes gráficos, quando se aumenta o grau de abertura do distribuidor desde um estado mínimo de carga, os parâmetros mencionados permanecem invariáveis até um estado de carga onde os parâmetros mencionados aumentam bruscamente, este fato caracteriza o início da cavitação. A maiores aberturas do distribuidor a cavitação aumentará e as energias de vibração e de acústica também aumentarão.

Devido a que a cavitação caracteriza-se pela aparição e aumento do número de pulsos de alta amplitude, uma análise dos gráficos de distribuição de pulsos ajudará a confirmar que o aumento dos parâmetros relacionados à energia de vibração e acústica correspondem ao aumento do nível de cavitação.

6.6 DEPENDÊNCIA DOS PARÂMETROS ACÚSTICOS MEDIDOS

Os valores dos parâmetros medidos dependem de vários fatores como: do tipo de transdutores utilizados, lugar de colocação dos mesmos, tipos de equipamentos utilizados no processo de aquisição, [32].

De todos estes, o que merece ser considerado com mais atenção é o lugar onde deve ser colocado o transdutor. Para cada posição diferente do transdutor se tem diferentes medidas, isto é muito notório em medições acústicas no fluido ou sobre a estrutura. Em cada posição do sensor existe uma diferente função de transferência que depende do processo de propagação e radiação das ondas [10],[32].

Devido às formas construtivas das turbinas , os transdutores não podem ser colocados próximos aos lugares críticos onde ocorre cavitação. Geralmente, estes são instalados nos

lugares acessíveis que se encontram relativamente afastados uma certa distancia da turbina. O fato de colocar os sensores mais afastados da saída da turbina implica que os sinais dos parâmetros medidos (especialmente os acústicos) tenham atenuação e adicionalmente influencia das reflexões das ondas. Estes fatores devem ser observados com muita atenção porque podem mascarar os resultados.

Os problemas mencionados no parágrafo anterior são maiores em turbinas Francis comparados com turbinas Kaplan. Isto, porque nas turbinas Francis os sensores são colocados no tubo de sucção [7],[23] e nas turbinas Kaplan são colocados na coroa exterior da turbina [7][10][23], porem os transdutores na turbina Kaplan estão mais próximos dos lugares onde ocorrem cavitação, assim os sinais obtidas nos sensores colocados nesta turbina terão menos problemas de distorção e atenuação.

6.7 IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA DE AQUISIÇÃO DIGITAL E PROCESSAMENTO DE SINAIS

No presente trabalho é implementado um sistema digital de aquisição e processamento. Um conjunto de subrotinas são implementadas tal que permita fazer a aquisição, filtragem digital, processamento dos sinais para obter o RMS dos sinais medidos e determinação de distribuição dos pulsos. A figura 6.6 mostra o fluxo de informação deste sistema implementado.

6.7.1 DIAGRAMA DE FLUXO DO SISTEMA IMPLEMENTADO.

O sistema pode ser dividido em duas fases bem definidas. A primeira é o processo de aquisição e a segunda é a fase de análise dos dados. (figura 6.6) .

A primeira fase de aquisição consiste na aquisição dos sinais medidos pelos sensores na forma digital mediante um conversor a/d . Os sinais digitais adquiridos são guardados em disco para posterior análise.

A segunda fase compreende o filtragem digital dos sinais adquiridos, avaliação do RMS dos sinais obtidos (da pressão acústica e da aceleração) e determinação de distribuição dos pulsos. (frequência estatística das amplitudes dos pulsos).

Posteriormente, os dados obtidos nas análises podem ser guardados para formar um banco de dados que permitem a realização de monitoramento e diagnose da cavitação das turbinas.

6.7.2 DESCRIÇÃO DAS SUBROTINAS IMPLEMENTADAS

SUBROTINA AQUISIC

A subrotina “aquisic” permite fazer a aquisição dos dados mediante uma placa de conversão analógica digital. Os dados adquiridos são armazenados no disco rígido do computador em código binário.

Dado que no presente trabalho utilizou-se uma placa conversora A/D da marca *National Instruments*, esta subrotina foi implementada com as funções do programa NIDAQ 4.6.1 que controlam a placa de aquisição da marca mencionada.

SUBROTINA PROCESS

Esta subrotina lê o arquivo que contem os dados adquiridos, faz o processo de filtragem digital, determina o RMS dos sinais adquiridos e determina a distribuição das amplitudes de pulsos. Estes resultados são guardados em disco em um arquivo que pode ser parte de um banco de dados que contém o histórico da máquina. Neste programa todos os processos são feitos por blocos devido à grande quantidade de pontos adquiridos.

A subrotina “process” possui as funções: filtra, RMS e Contador. A função filtra permite fazer o filtragem digital; o filtro digital utilizado é do tipo Yulewalk de ordem 8; as constantes do filtro usadas neste programa foram obtidas previamente mediante o *software* Matlab; o processo de filtragem é feito por blocos de dados. A função “RMS” permite determinar a media quadrática do sinal. A função “Contador” permite determinar a distribuição das amplitudes dos pulsos do sinal.

Com os resultados obtidos em cada estado de carga são plotados os gráficos de intensidade acústica, intensidade acústica erosiva, potência e rendimento total em função do grau de abertura das pás. Destes gráficos é possível determinar o início da cavitação, os níveis de cavitação bem desenvolvida, e as faixas de funcionamento da turbina sem ou com certo grau de cavitação admissível.

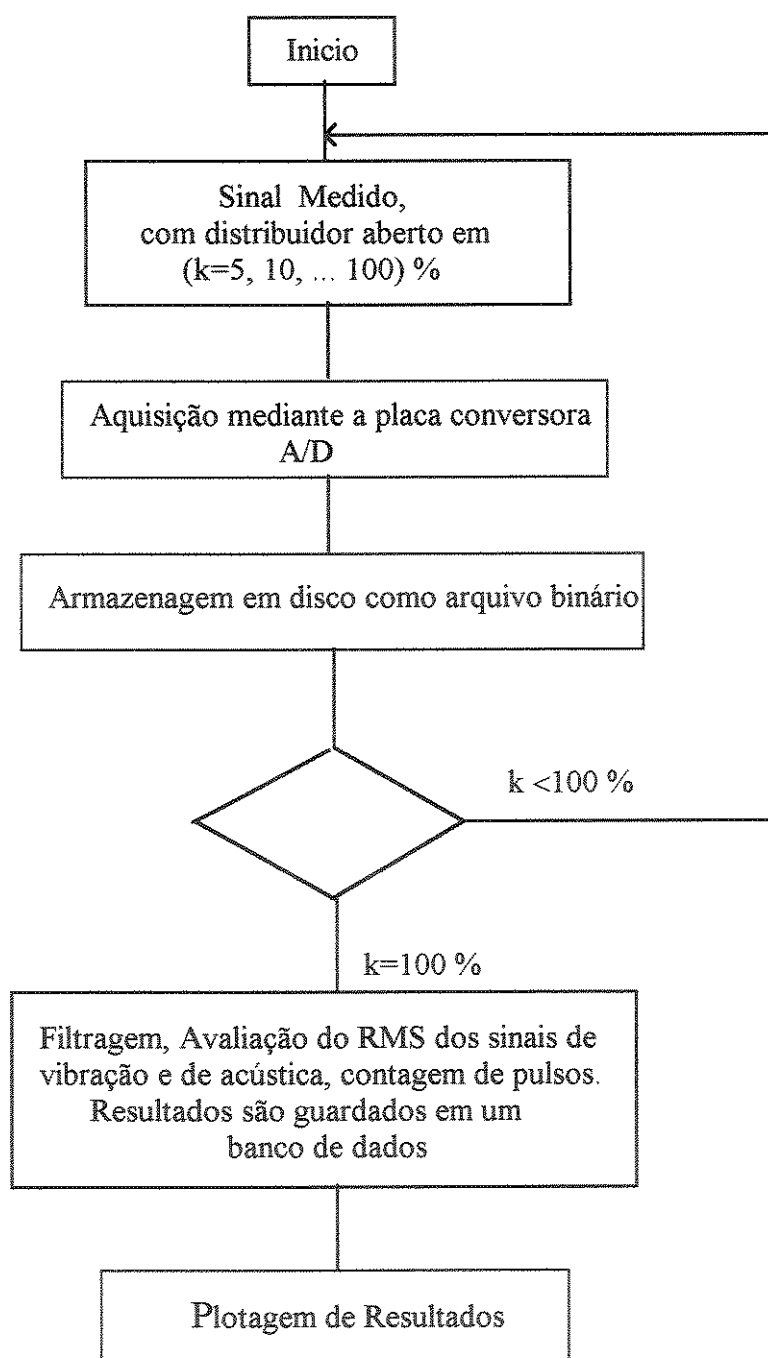


Figura 6.6 Fluxograma do processo de análise da cavitação.

Capítulo 7

Aplicação dos Métodos em uma Turbina Francis

7.1 DESCRIÇÃO DO ENSAIO

O trabalho experimental foi feito na turbina número cinco, tipo Francis, de 160 MW, da Usina Hidroelétrica de Ilha Solteira, administrada pela CESP (Centrais Elétricas de São Paulo). A usina está situada na cidade de Ilha Solteira no Estado de São Paulo.

Foram realizados dois ensaios na mesma turbina, em datas diferentes, (2 de Agosto e 27 de Setembro do ano 1995).

Os ensaios foram realizados nas seguintes condições:

- Os sinais foram adquiridos no fluido usando um hidrofone e sobre a estrutura mediante o uso de um acelerômetro.
- Os ensaios foram feitos com número de Thoma, σ_{thoma} , e queda H , constantes.
- Para efeitos de comparação e mostrar a influência de injeção de ar, os ensaios foram feitos sem e com injeção de ar.
- Os ensaios foram feitos com cargas diferentes desde um mínimo de 10MW até 160MW, com incrementos de carga de 10MW (Este procedimento diferente daquele indicado em 6.3 foi feito porque na turbina não se tinha uma escala adequada para poder determinar as posições exatas do distribuidor). Em cada estado de carga foram obtidos os sinais medidos pelo acelerômetro e pelo hidrofone.

7.2 EQUIPAMENTOS, INSTRUMENTOS E DEMAIS RECURSOS UTILIZADOS

- A turbina tem as seguintes características:

Ano de fabricação: 1969.
 Fabricante: ASGEM COEMSA.
 RPM: 85.7 RPM.

Dados de potência vazão e queda fornecidos pelo fabricante:

Queda (m)	48	46	40	35	32
Vazão m ³ /s	375	389.5	464	447	430
Potência Nominal Cv)	225 000	225 000	222 000	185 000	162 000

- Hidrofone da Bruel Kjaer, tipo 8103.
- Acelerômetro da ENDEVCO, tipo 2225 H5A, com frequência natural de 110 KHz.
- 02 Condicionadores de Sinal da Bruel Kjaer, tipo 2635.
- Placa de Aquisição da National Instruments AT-MIO-16F-5.
- Banco de Filtros, (para filtragem analógico).
- *Software* NIDAQ 4.6.1 (que contém as subrotinas que controlam o processo de aquisição dos dados).
- Microcomputador 486DX2 de 66MHz com 16 Mb de memória RAM.

7.3 PROCEDIMENTOS

Os sensores, instrumentos e demais equipamentos foram instalados segundo a disposição mostrada na figura 7.1. O hidrofone e o acelerômetro foram instalados no tubo de sucção próximos da saída da turbina.

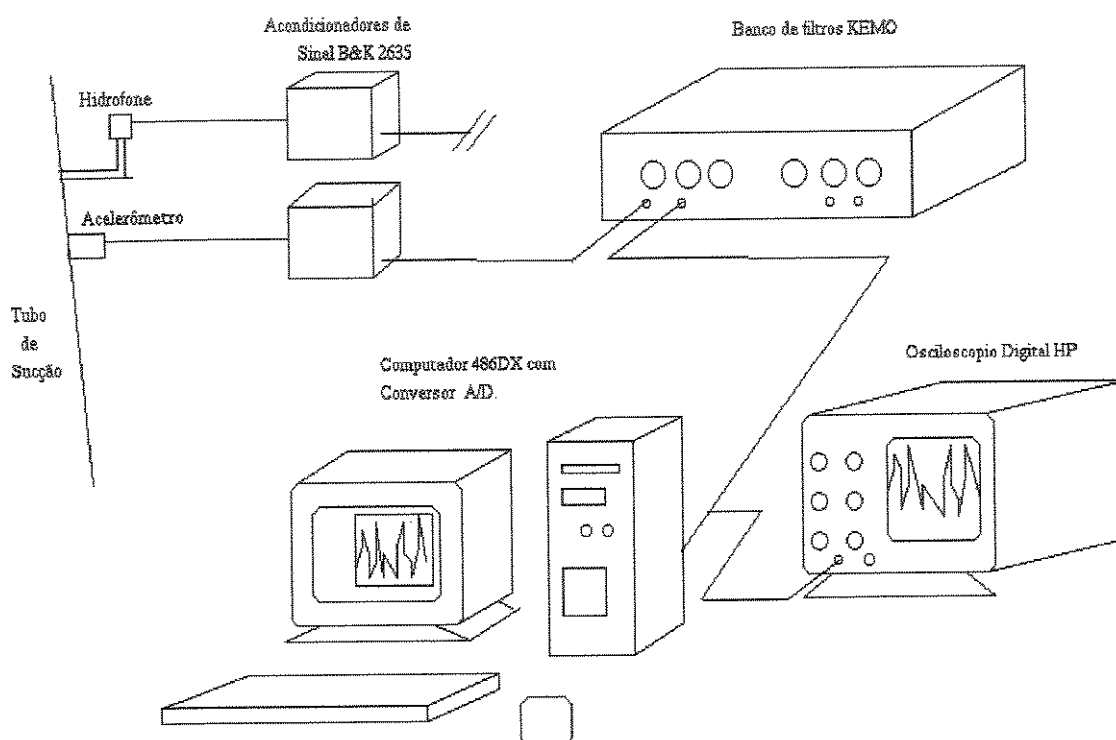


Figura 7.1 Disposição dos instrumentos e equipamentos utilizados na parte experimental

As turbinas da Usina de Ilha Solteira estão equipadas com sistemas de injeção de ar de dois tipos. Um sistema de injeção de ar para estabilização do fluxo em cargas baixas e de outro sistema de injeção de ar anticavitacional. Com o objetivo de comprovar a validade dos ensaios e também observar os efeitos da injeção de ar com respeito à cavitação na turbina foram realizados ensaios sem e com injeção de ar de tipos anticavitacional e de estabilização. Em cada ensaio as turbinas foram operadas com carga gradual crescente desde uma carga mínima de 10 MW até a carga nominal 160 MW com intervalos de 10 MW. Em cada estado de carga foram adquiridos os sinais medidos pelo acelerômetro e pelo hidrofone.

Os sinais antes de ser adquiridos, foram filtrados em forma analógica mediante um banco de filtros. Os sinais do acelerômetro foram filtrados com filtro passa banda de 10-20 KHz e os sinais do hidrofone com filtro passa alto de 20 KHz.

Na aquisição, os sinais do hidrofone foram obtidos a uma taxa de 200,000 amostras/seg, cada medição foi feita em um intervalo de 10 segundos que é o tempo suficiente para a faixa de frequências que precisamos (20 KHz-100 KHz). Os sinais do acelerômetro foram obtidas a uma taxa de 60,000 amostras/seg e cada medição foi feita em um intervalo de 10 segundos. Dado que as taxas de aquisição são muito altas, os dados adquiridos foram guardados em código binário para que o espaço ocupado no disco seja o menor possível.

Préviamente à análise dos dados, estes precisam ser convertidos de código binário para volts e, posteriormente, serem convertidos em unidades de engenharia utilizando a sensibilidade combinada do transdutor e do condicionador de sinais.

Os sinais adquiridos foram processados mediante o programa "Process". Este processamento foi feito na sequência seguinte: Filtragem digital dos sinais, avaliação do RMS dos sinais adquiridos e obtenção da curva de distribuição de pulsos. A filtragem digital dos sinais foram feitos com um filtro digital de 8 pólos de tipo Yulewalk, para o hidrofone com um filtro passa alto de 20 KHz-100KHz e para o acelerômetro com um filtro passa banda de 10 KHz - 20 KHz.

7.4 RESULTADOS:

7.4.1 RESULTADOS DA MEDIÇÃO FEITA COM O ACELERÔMETRO:

CURVA DO RMS DA ACELERAÇÃO E DISTRIBUIÇÃO DE NÚMERO DE PULSOS COM ENSAIOS SEM INJEÇÃO DE AR

Na curva de RMS da aceleração (figura 7.2), em condições de cargas baixas, os níveis de RMS da aceleração se mantêm em valores baixos. A partir de 80 MW o RMS da aceleração se eleva abruptamente. Este estado caracteriza o surgimento do início da cavitação (*inception*), [7],[10],[23], [28]. Nas cargas superiores a 80 MW, o nível de cavitação aumenta com o aumento da carga, até chegar a 110 MW onde se estabiliza e permanece quase constante até 130 MW. De 130MW até 150 MW o nível de cavitação diminui ligeiramente devido a estabilização do fluxo isto como consequência de ter alcançado a máxima eficiência (figura

7.3). Nas cargas próximas ou superiores a 160MW o nível de cavitação aumenta novamente, e nesta condição ocorre cavitação associada a sobrecarga.

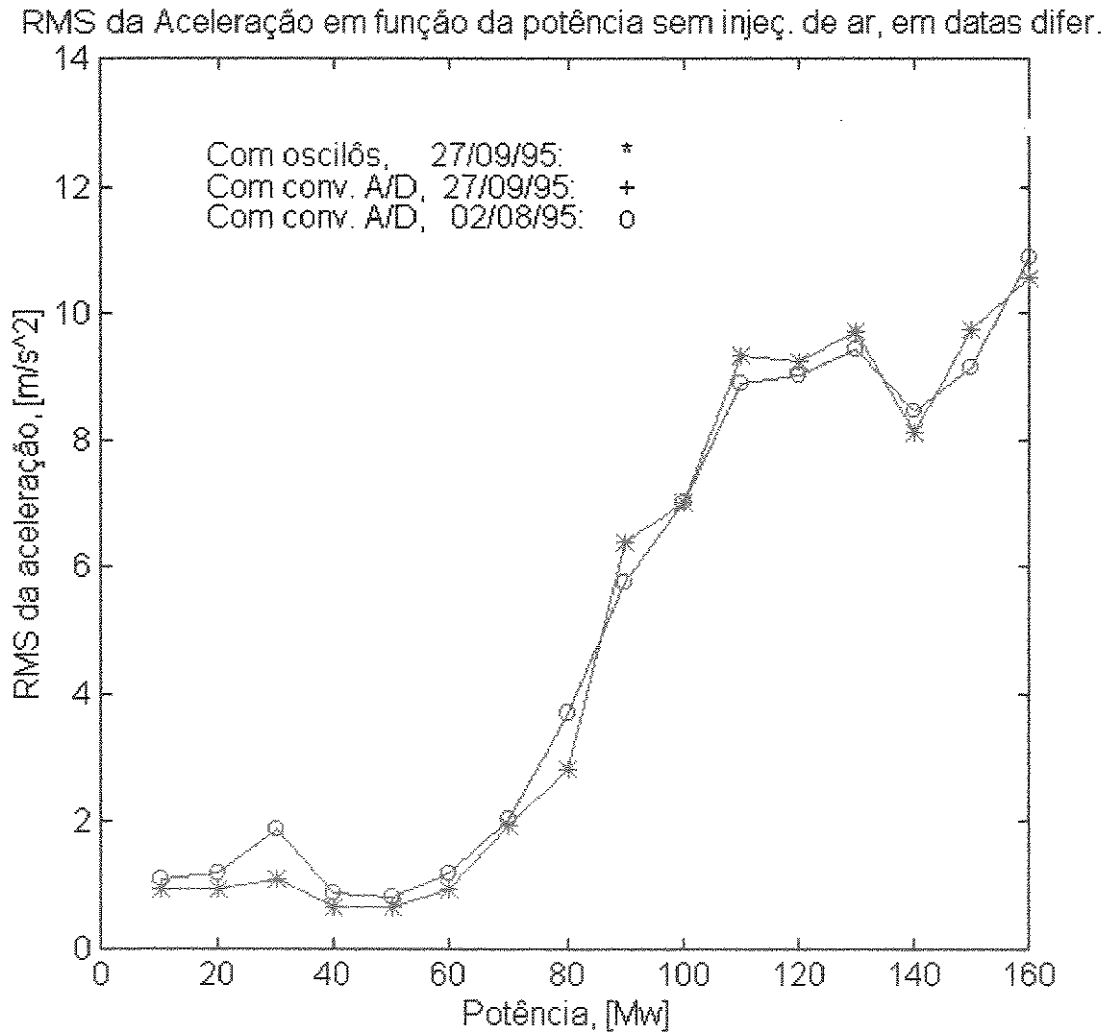


Figura 7.2: RMS da aceleração, sem injeção de ar algum, obtidas em diferentes datas. Tempo de aquisição com conversor A/D = 10 s. Tempo de Avaliação do RMS utilizando osciloscópio = 2 min.

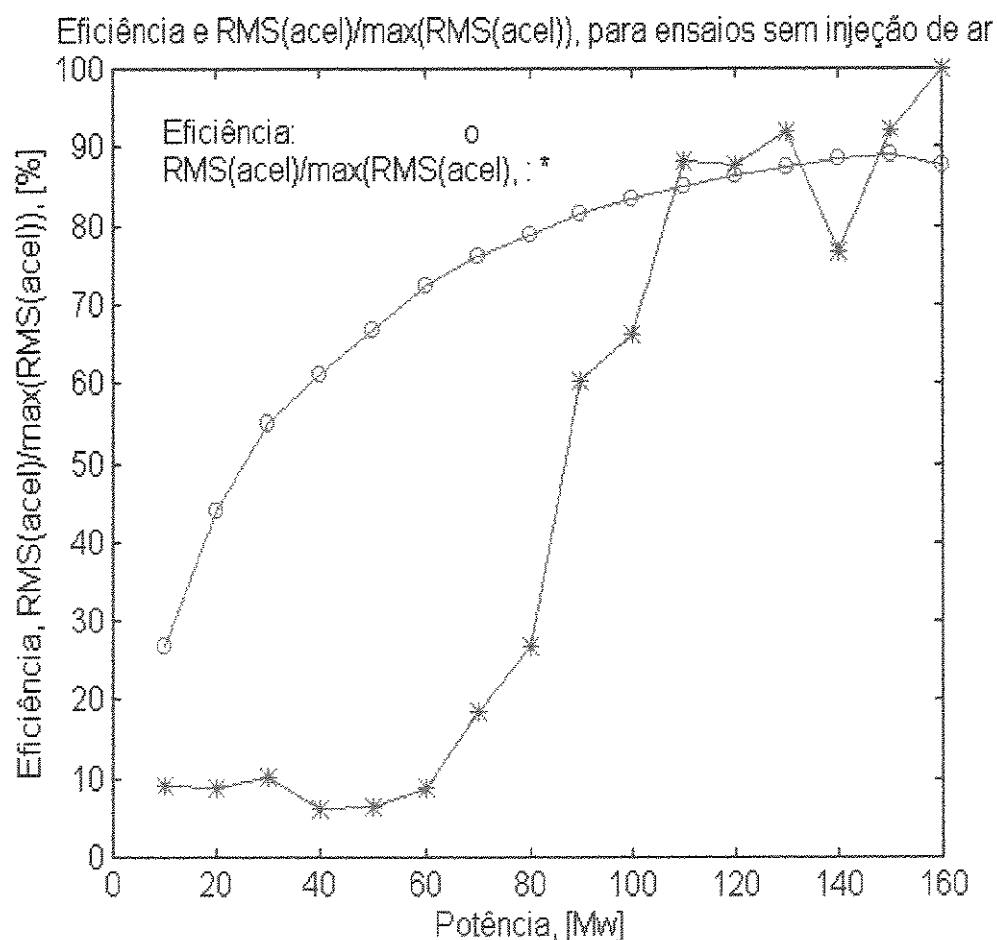


Figura 7.3: Curva de variação do $\text{RMS}(\text{aceleração})/\max(\text{RMS}(\text{aceleração}))$, da eficiência em relação a potência. A eficiência é calculada pela equação (1).

Nos gráficos de distribuição de pulsos com ensaios sem injeção de ar (figura 7.4) pode-se observar que desde 90 MW (posterior à aparição do início da cavitação) o número de pulsos com maior amplitude aumentam notavelmente, e assim, para cargas superiores, este aumento de pulsos é maior. Este aumento do número de pulsos indica maiores níveis de cavitação.

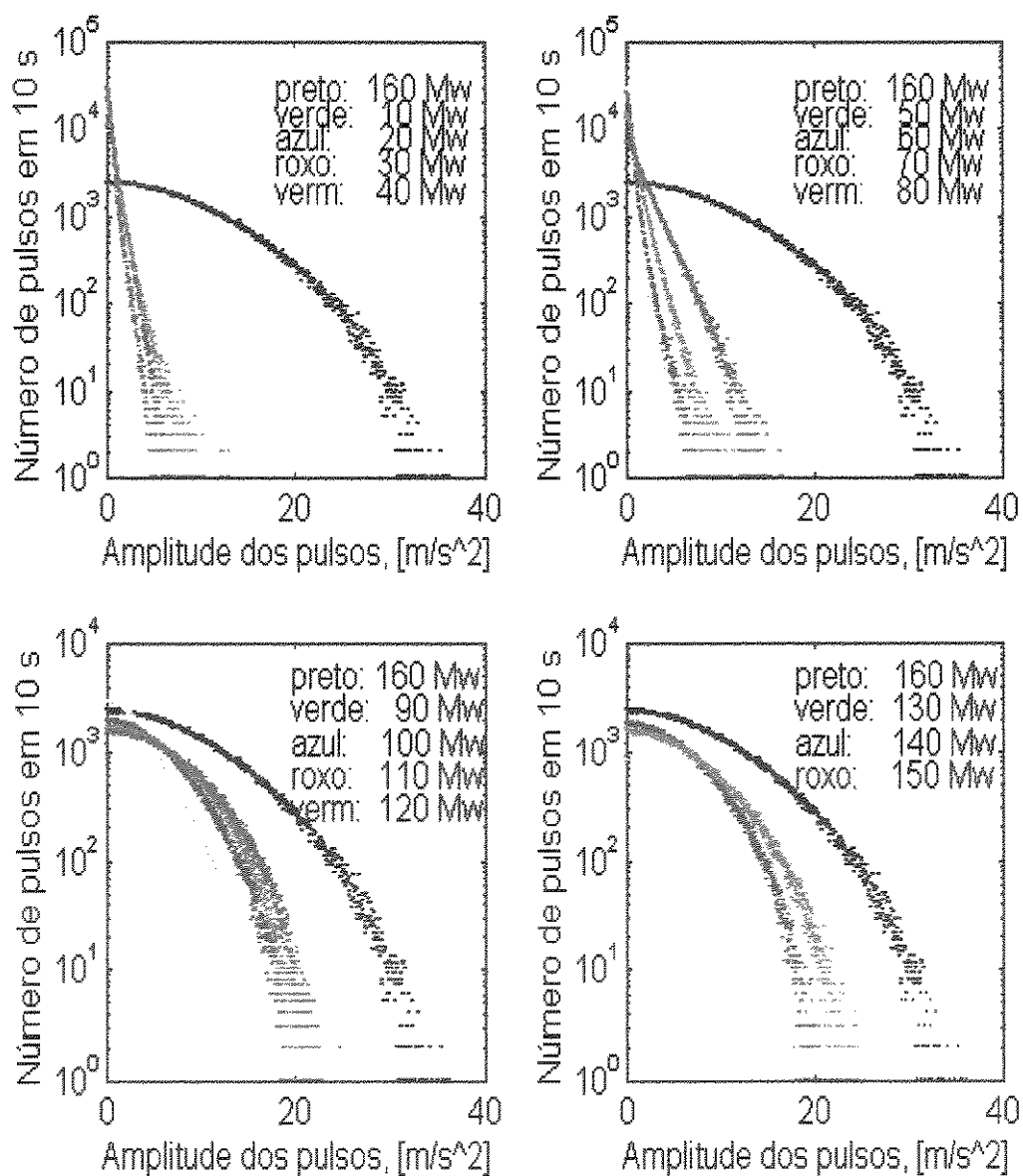


Figura: 7.4 Distribuição dos pulsos da aceleração em cada estado de carga, sem injeção de ar nenhum .

CURVA DO RMS DA ACELERAÇÃO E DISTRIBUIÇÃO DO NÚMERO DE PULSOS EM ENSAIOS COM INJEÇÃO DE AR

Na figura 7.5 pode-se observar que a injeção de ar anticavitacional tem o efeito de diminuir notavelmente os níveis de RMS da aceleração. Em consequência, isto indica que realmente atenua a cavitação. Em ensaios com injeção de ar de estabilização se observa que, para estados de carga acima de 80 MW, o nível de RMS tem ligeira atenuação dos níveis comparado com o ensaio sem injeção de ar (Posteriormente se observará que sua utilidade é para estabilizar o fluxo no tubo de sucção em baixas cargas).

Fazendo-se uma comparação entre as curvas de distribuição de pulsos de ensaios com e sem injeção de ar para um mesmo estado de carga se observa que sem injeção de ar se tem pulsos de maiores amplitudes e que aumentam em número com a carga da turbina (figura 7.6).

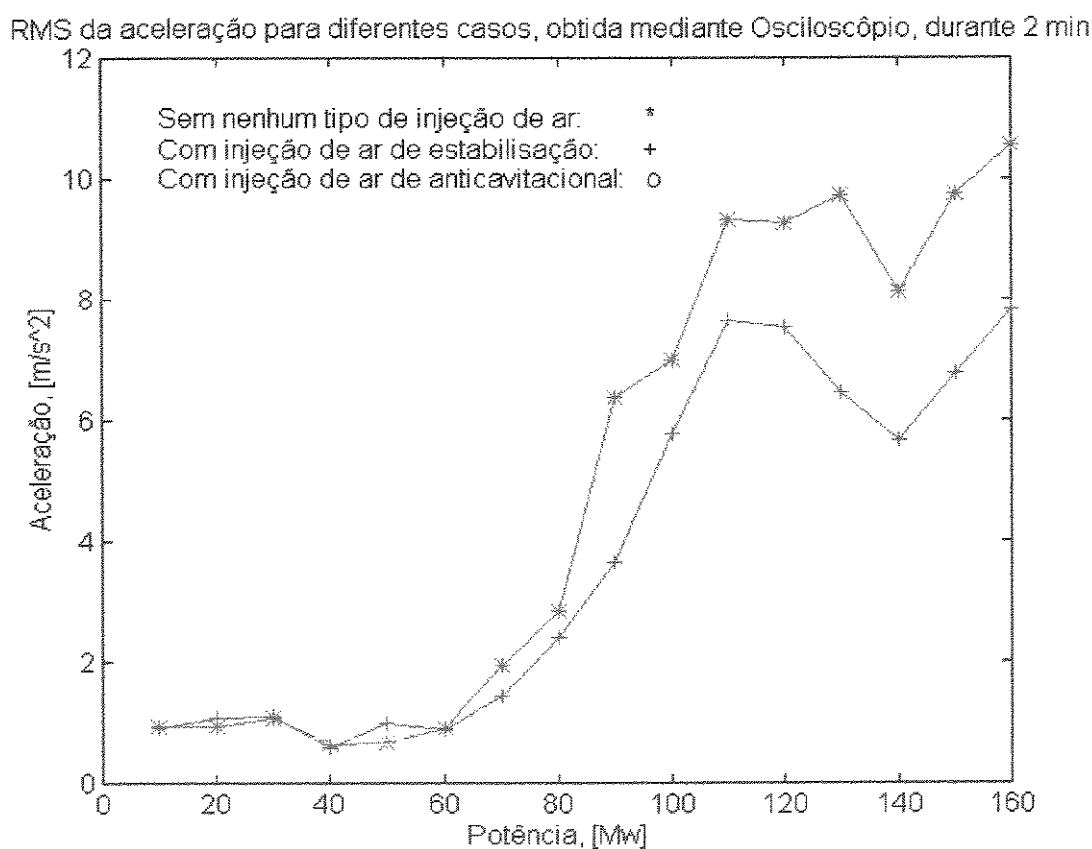


Figura 7.5: RMS da aceleração para diferentes ensaios sem e com diferentes tipos de ar.

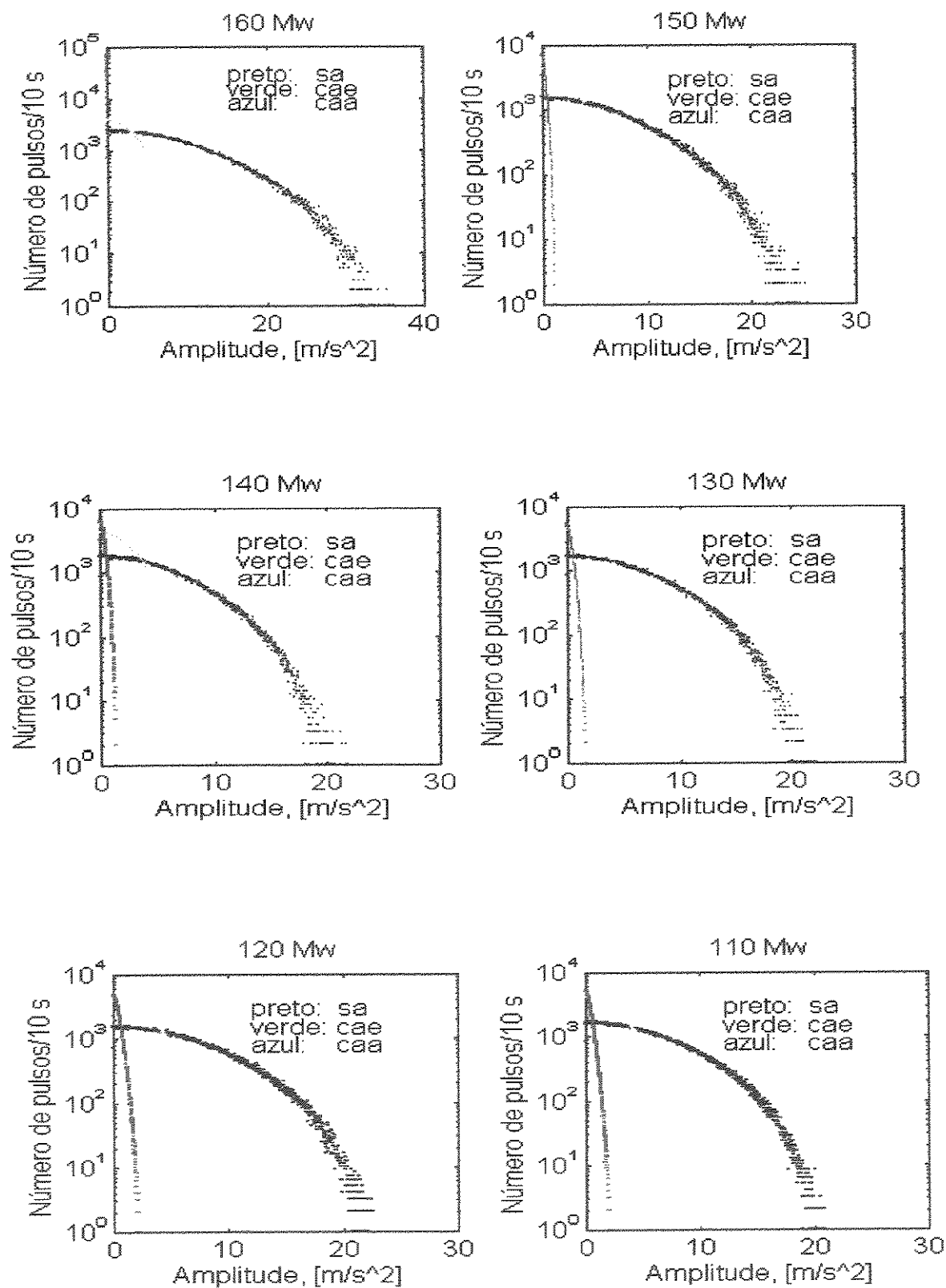


Figura 7.6 (I)

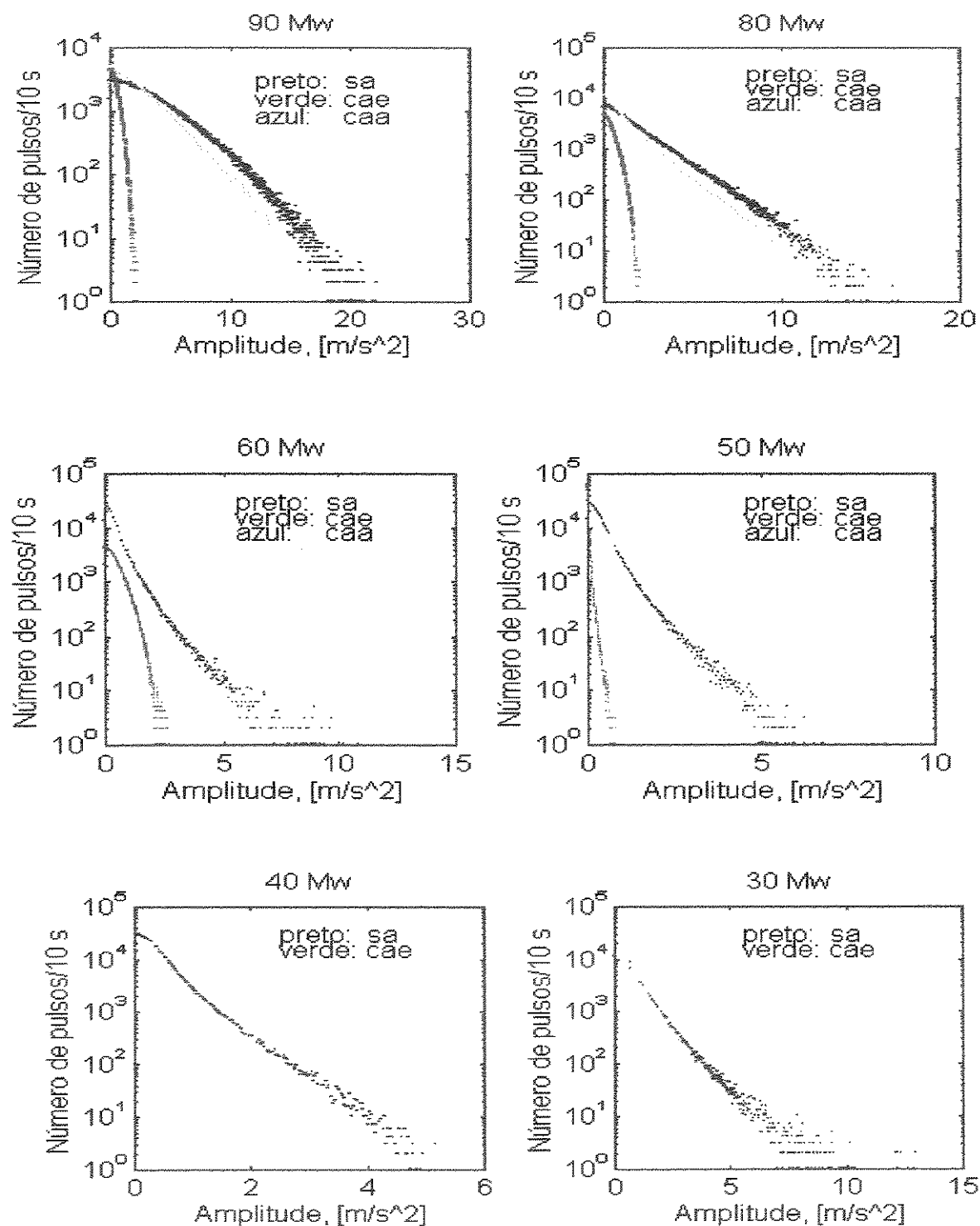


Figura 7.6 (2)

Figura 7.6: Diferença de distribuição de pulsos no sinal medido com acelerômetro para estados de carga diferentes com e sem injeção de ar. Sem ar nenhum, (sa). Com ar de estabilização, (ca). Com ar anticavitacional, (caa).

7.4.2 RESULTADOS DA MEDIÇÃO FEITA COM HIDROFONE:

No gráfico do RMS da pressão acústica medido com o hidrofone nos ensaios sem injeção de ar (figura 7.7) se observa que se tem valores mínimos desde 10 MW até 20 MW e posterior a 20 MW começa a aumentar até chegar a um máximo em 60 MW. Após a 60 MW com o aumento da carga, o RMS da pressão acústica começa a diminuir até atingir o mínimo em torno de 110 MW . Nesta condição permanece quase estável na faixa de 110 MW a 160MW.

Os resultados obtidos mostram o máximo em aproximadamente em 40% da carga nominal que corresponde aproximadamente ao mesmo estado onde o vórtice de núcleo é mais intenso, este estado foi observado em múltiplos trabalhos mediante a utilização de transdutores de pressão, por exemplo Henry [17] detectou claramente este vórtice de núcleo.

Nos gráficos de distribuição de pulsos com ensaios sem injeção de ar (figura 7.8) pode-se observar que para estados de carga diferentes que 60 MW se tem menores quantidades de pulsos de alta amplitude, quando comparados com que se tem a 60 MW.

Os sinais medidos pelo hidrofone com injeção de ar mostram um gráfico de RMS que apresenta um valor quase estável . A injeção de ar estabiliza o fluxo complexo que se tem no tubo de sucção. Nestes ensaios com injeção de ar, os gráficos de distribuição de pulsos (figura 7.9) pode-se observar que a distribuição dos pulsos são semelhantes em quase todas as faixas de potências.

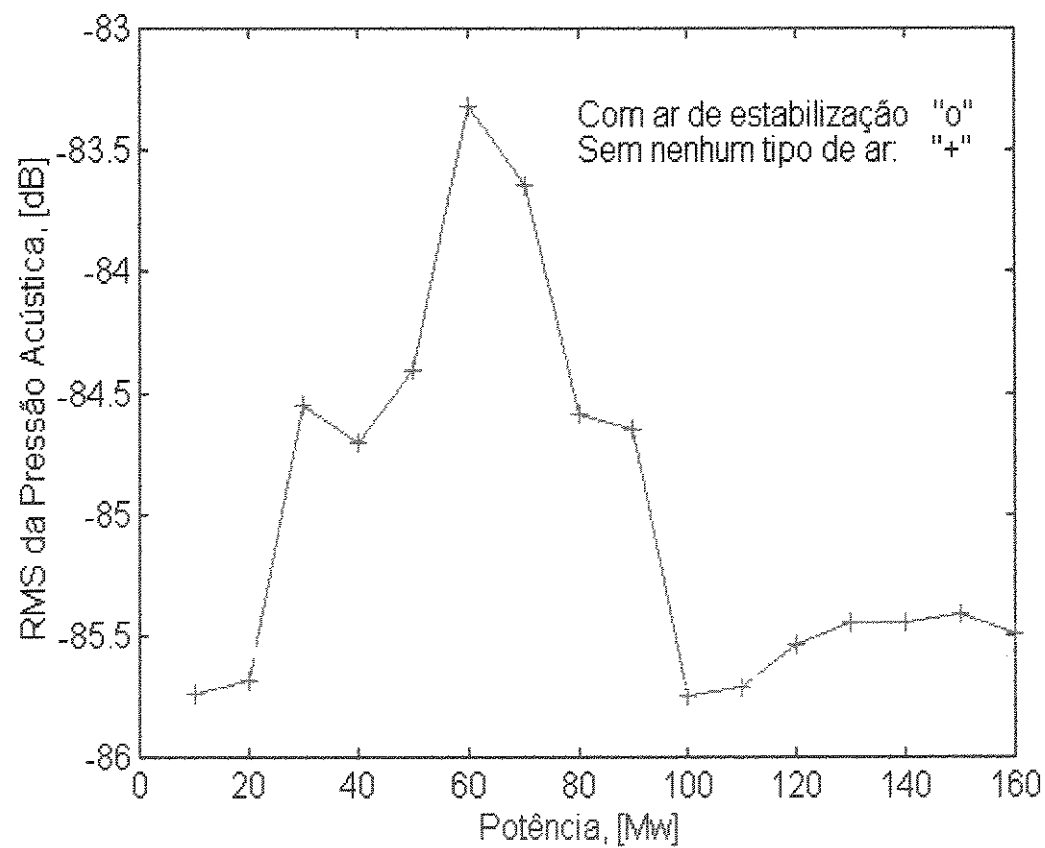


Figura 7.7: RMS da pressão Acústica para ensaios sem e com injeção de ar de estabilização.

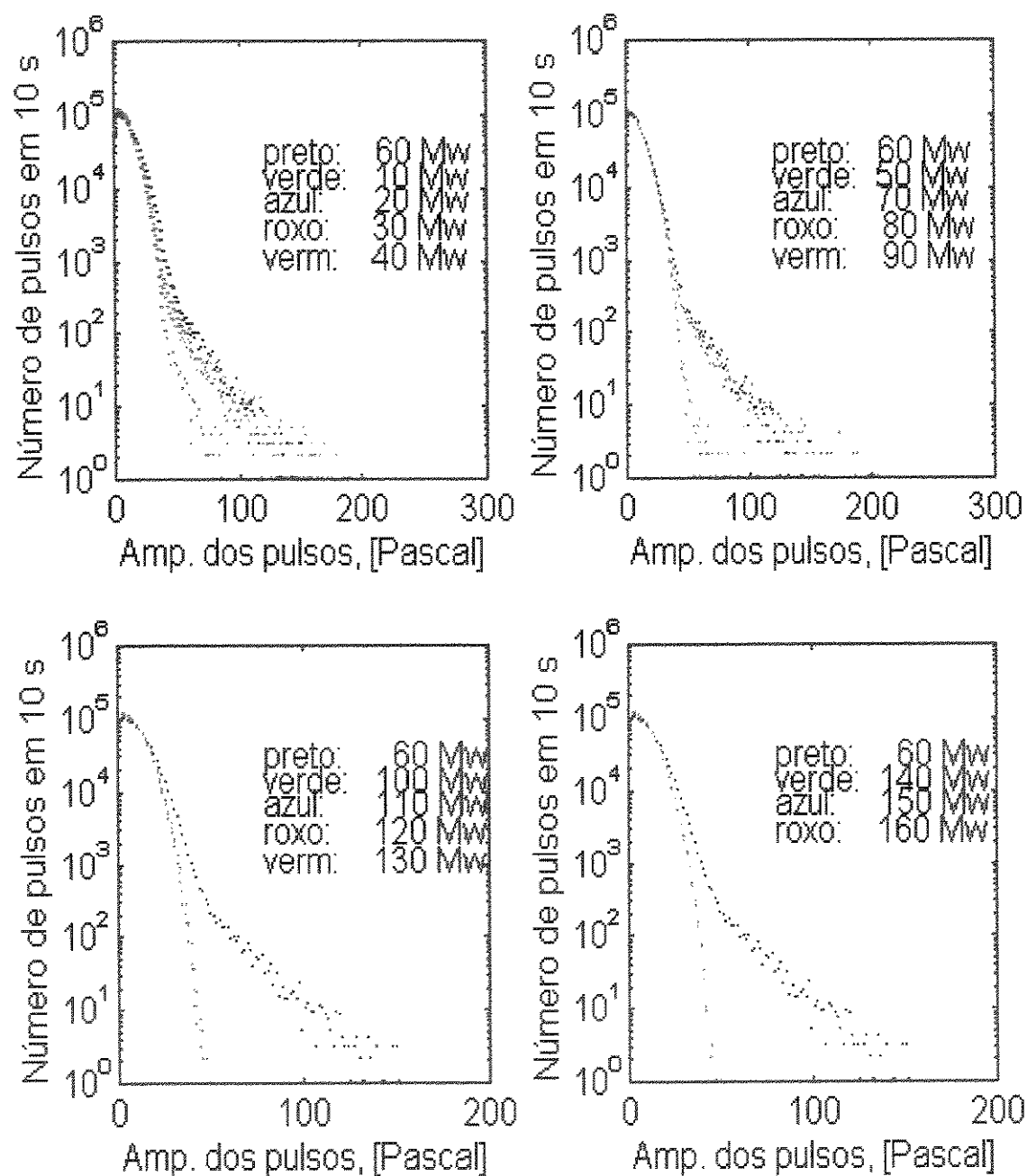


Figura 7.8: Distribuição de pulsos no sinal medido com hidrofone para ensaios sem injeção de ar nenhum.

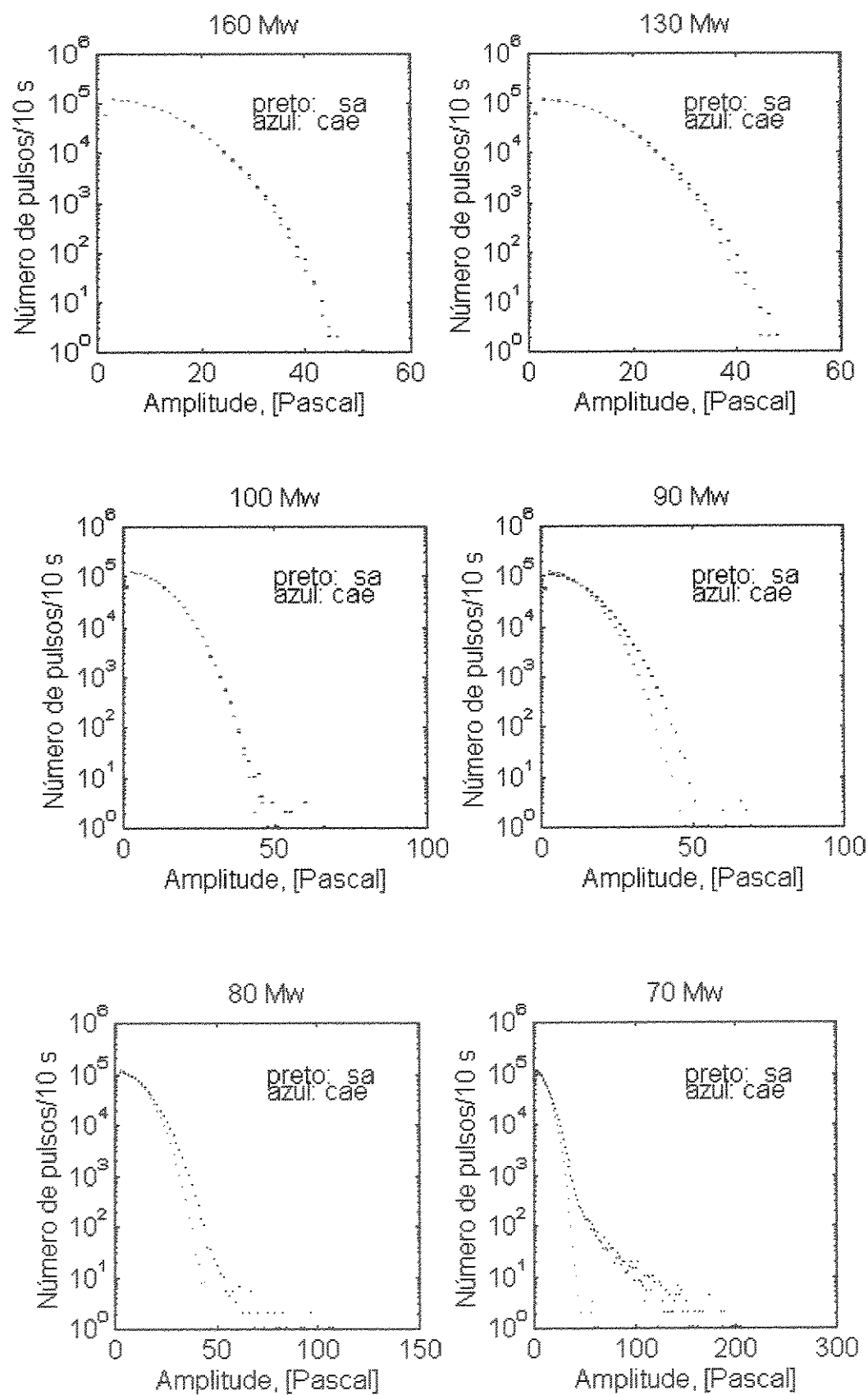


Figura 7.9 (1)

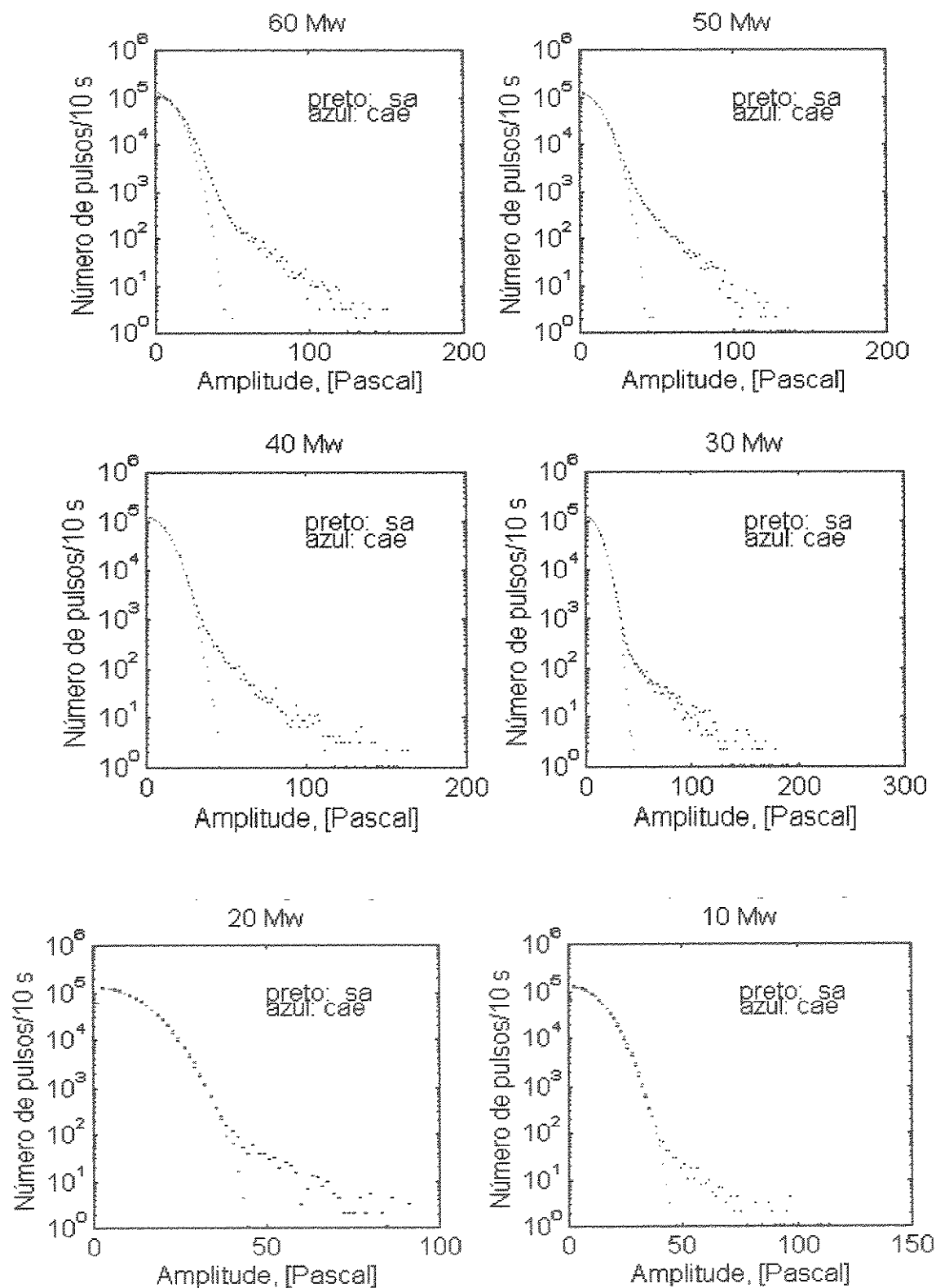


Figura: 7.9 (2)

Figura 7.9: Diferença de distribuição de pulsos no sinal medido com hidrofone para estados de carga diferentes com e sem injeção de ar. Sem ar nenhum, (sa). Com ar de estabilização, (ca).

7.4.3 INTERPRETAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS

Na turbina se produzem vários tipos de cavitação e em diferentes pontos da turbina (cap. 4, 4.4.5), especificamente dentro da própria turbina e no tubo de sucção. É de maior interesse a cavitação que ocorre dentro da turbina

A cavitação excita as frequências altas da estrutura da turbina (a cavitação é uma fonte de emissão acústica). Estas excitações se transmitem através da estrutura. Nos ensaios sem injeção de ar a elevação abrupta do nível de RMS da aceleração em 80 MW correspondem ao início da cavitação.

A cavitação dentro da turbina é caracterizada pelo surgimento de pulsos de alta amplitude nas medições feitas com acelerômetros a partir dos estados de carga superiores a 80 MW, o que pode ser observado na figura 7.4. O surgimento de pulsos de maior amplitude para estados de carga maiores é também evidente nesta figura.

A cavitação pode ser atenuada pela injeção de ar anticavitacional. O efeito da injeção de ar de tipo anticavitacional é a diminuição notavelmente do nível de RMS da aceleração e do número de pulsos de alta amplitude. As figuras 7.5 e 7.6 mostram o mencionado.

No tubo de sucção se forma o vórtice de núcleo (cap. 2.3). Este vórtice de núcleo é muito mais intenso segundo a carga se afasta das condições de carga nominal da turbina e não existe em cargas nominais. O eixo da helicóide do vórtice formado pode ser cavitante se a pressão for menor ou igual à pressão de vaporização (cavitação fora da turbina, especificamente no tubo de sucção). Por isso, o hidrofone colocado no tubo de sucção capta o campo de pressões do vórtice e, possivelmente, a cavitação que ocorre no vórtice do núcleo. Isto explica porque o RMS da pressão acústica medida pelo hidrofone colocado no tubo de sucção apresenta um valor máximo em estados de carga muito menores que a carga nominal. Neste caso o máximo se produz em 60 MW.

O RMS dos sinais obtidos com hidrofone nos ensaios realizados com injeção de ar de estabilização mostram como a injeção de ar de estabilização atenua as excitações devido à formação do vórtice de núcleo. A figura 7.7 mostra o efeito da injeção de ar de estabilização

no RMS da pressão acústica. A figura 7.9 mostra como as amplitudes dos pulsos de pressão acústica se reduzem devido a injeção de ar de estabilização.

Capítulo 8

Direcionamento para a Implementação de um Sistema de Monitoramento e Diagnose de Cavitação em Turbinas

8.1 GENERALIDADES

Nas turbinas hidráulicas, a cavitação e a erosão são dois fenômenos bem relacionados e dependentes entre si. A cavitação provoca erosão das pás em forma gradual conforme foi mostrado na seção (4.4.7) e esta erosão gradual por sua vez provoca maiores níveis de cavitação ainda que as condições de contorno do fluxo como a queda e o grau de abertura do distribuidor permaneçam constantes. Este fato foi demonstrado por Knapp [23] mediante experiências cujos resultados são mostrados na figura 5.1. Nesta figura pode-se observar que um maior grau de irregularidade na superfície das pás provocará maiores números de cavitação.

A erosão é um problema que ocasiona uma elevação dos custos totais numa usina hidroelétrica. Estes custos envolvem custos de recuperação, custos de paradas e, adicionalmente, também pode-se agregar custos adicionais ocasionados pela compra de energia de outros centros de geração (este é o caso da Usina Hidroelétrica de Ilha Solteira).

Os fatos mencionados justificam a implementação de um sistema de monitoramento e diagnose de cavitação em turbinas hidráulicas de reação.

8.2 FUNDAMENTOS DE MONITORAMENTO E DIAGNOSE APLICADOS A CAVITAÇÃO EM TURBINAS

Scudeller [31] descreveu os diferentes tipos de monitoramento. Estes ordenados em forma hierárquica são monitoramento da situação, da condição, do desempenho, dos diagnósticos e dos prognósticos.

O monitoramento da situação é o nível mais baixo e indica se um componente ou sistema está funcionando. O monitoramento da situação equivale a responder à pergunta “O componente esta funcionando?” mediante respostas de tipo sim ou não.

O monitoramento da condição indica se um componente esta trabalhando corretamente. Este tipo de monitoramento envolve a determinação das condições de funcionamento mediante a medição e/ou processamento de certas medições. Igual ao caso anterior implica também responder com um sim ou não.

O monitoramento de desempenho implica responder a pergunta "quanto corretamente a máquina está funcionando?. Este tipo de monitoramento envolve a quantificação do desempenho mediante a avaliação de certos parâmetros (como a eficiência ou outros relacionados a ela, nível de vibração, etc.).

O monitoramento com diagnósticos tem como objetivo determinar as causas das falhas monitoradas nos níveis inferiores. Este monitoramento considera os dados armazenados em forma de banco de dados para determinar a condição atual e comparar as diversas condições correspondentes à máquina sem falhas.

O monitoramento de Prognósticos tenta determinar o tempo provável em que começara a falha da máquina. Neste monitoramento os dados armazenados e a situação atual são projetadas para predizer as futuras situações ou condições.

De todos os tipos de monitoramento mencionados, os três últimos são adequados para aplicar a problemas de cavitação em turbinas hidráulicas. Assim teríamos:

- Monitoramento de desempenho da turbina com respeito à cavitação:

- Monitoramento de diagnose da cavitação apresentada.
- Monitoramento de prognósticos de falha devido a cavitação.

Monitoramento de desempenho da turbina com respeito à cavitação:

Conhecidas as condições de operação das turbinas como a queda, potência e o nível relativo de cavitação (RMS da aceleração ou de emissão acústica são proporcionais ao nível de cavitação) durante a operação da turbina, pode-se observar se a unidade esta operando em condições de cavitação. Assim, uma medição *on line* dos parâmetros mencionados permitiria monitorar se a turbina esta cavitando num nível incipiente, moderado ou severo. Este monitoramento é feito por comparação com valores de referencia contidos no banco de dados. A figura 8.1 ilustra a forma em que se faria este tipo de monitoramento.

Monitoramento de diagnose de cavitação

O objetivo deste monitoramento é diagnosticar se a cavitação apresentada é devido a um estado avançado de erosão das pás da turbina ou devido a câmbios das condições de queda. Fundamenta-se estas possíveis causas nos fatos que uma superfície com erosão ou uma variação da queda podem provocar cavitação conforme foram mencionados em 4.4.7 e em 4.4.4 respectivamente.

Dado que a turbina opera em condições diferentes de operação, o diagnose *on line* da cavitação pode-se fazer interpolando o nível obtido nas condições de funcionamento atuais com resultados obtidos em ensaios com a turbina sem erosão para condições diferentes de queda. Estes resultados devem fazer parte do banco de dados. Por exemplo, a figura 8.2 mostra os resultados para diferentes valores da queda.

O Monitoramento de Erosão e de Prognósticos

Este tipo de monitoramento deve ser feito mediante medições periódicas em condições de queda constante. Estas medições consistiriam em uma varredura de abertura de pás restringida a uma faixa de maior interesse (em torno da potência nominal), isto devido às razões econômicas mencionadas anteriormente. Uma variação dos parâmetros de vibração e acústica com o tempo de operação dariam uma estimativa do grau de erosão das pás da turbina e poderiam prognosticar o tempo de parada.

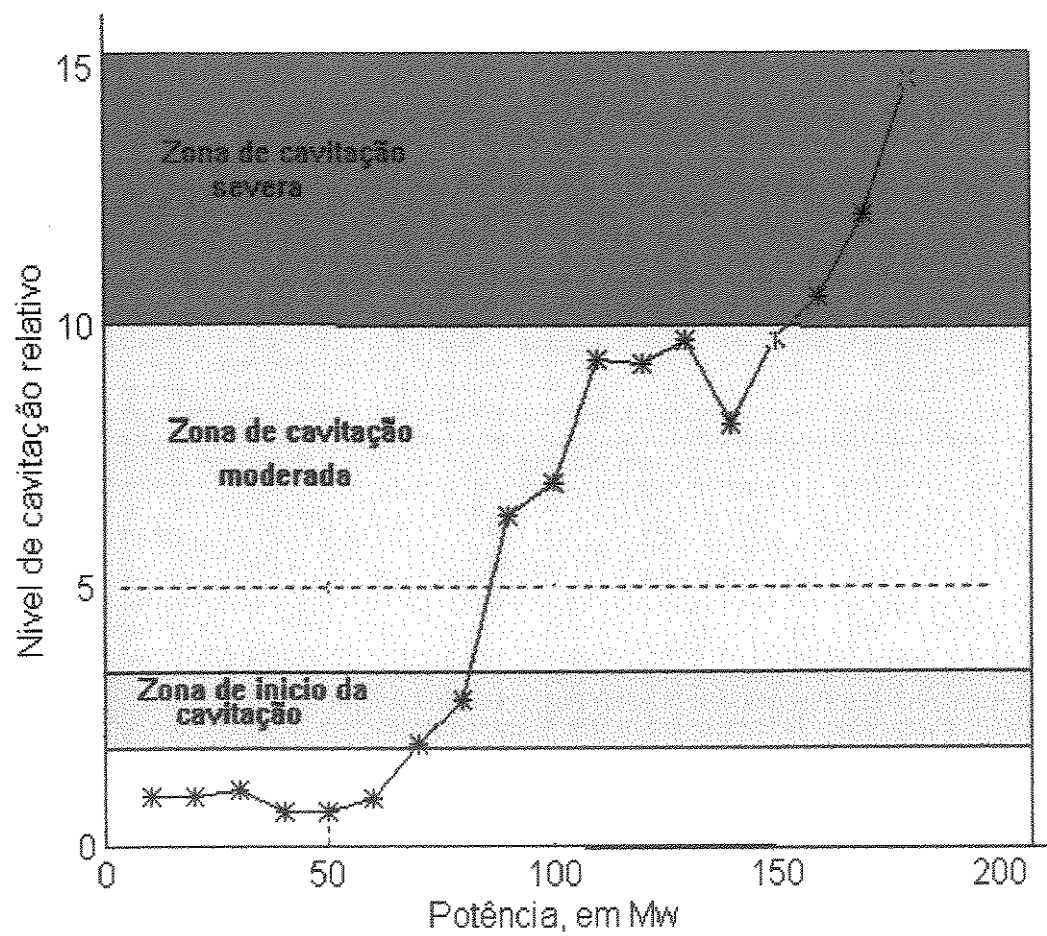


Figura 8.1: Monitoramento de desempenho da turbina respeito à cavitação, observando o nível relativo de cavitação.

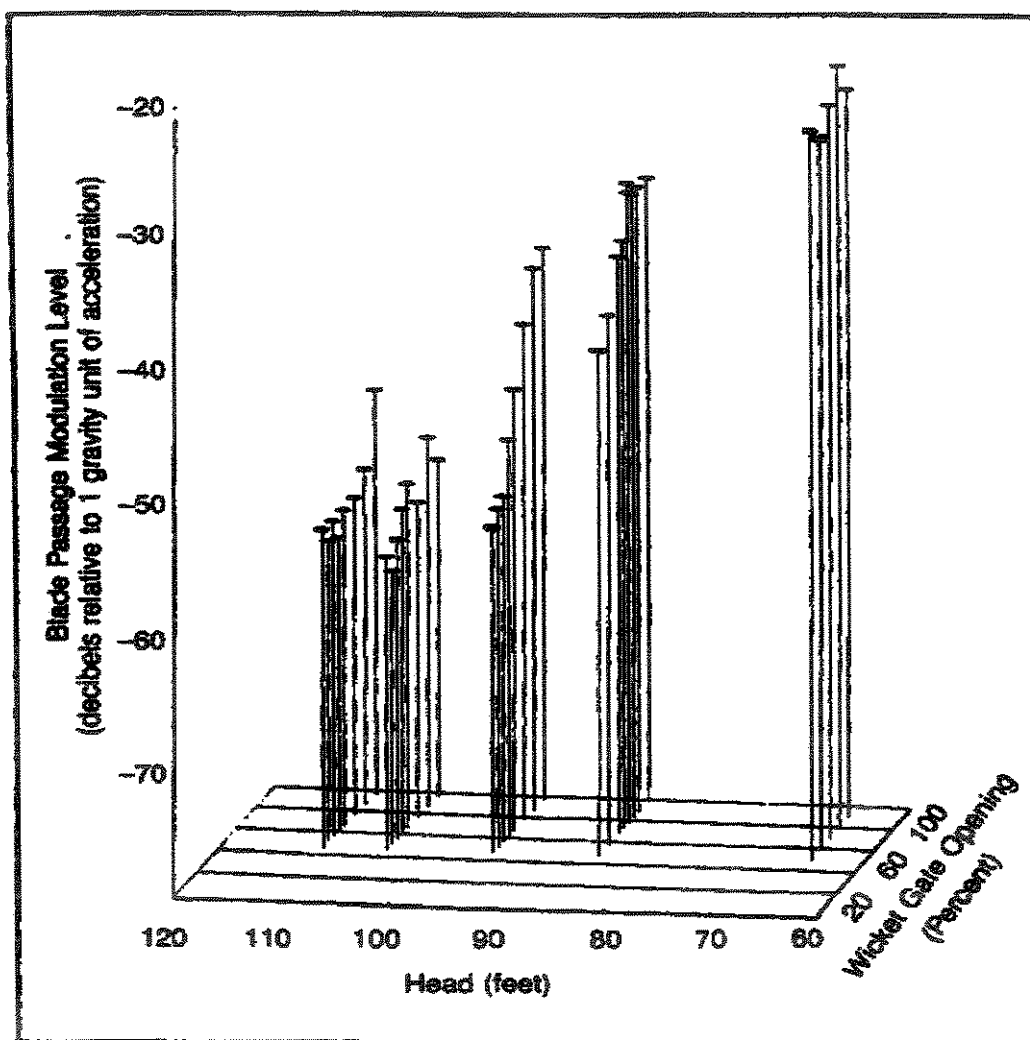


Figura 8.2 Níveis de cavitação para diferentes condições de queda e de abertura do distribuidor [32].

O prognóstico de tempo de parada será possível fazendo-se uma divisão das turbinas segundo seu regime de operação. Dado que a demanda de energia em uma usina elétrica é geralmente variável tem-se dois tipos de turbinas uma operando como máquinas base que suportam a carga base e outras que operam em cargas variáveis em função da demanda variável. Este fato sugere uma divisão das máquinas em função de seu regime de operação e assim conhecendo seu regime de trabalho é possível fazer o prognóstico de tempo de parada da turbina para fazer trabalhos de recuperação das pás erosionadas.

Um conjunto de dados obtidos em medições periódicas desde a condição sem erosão formaria um banco de dados que facilitaria este tipo de monitoramento. A figura 8.3 ajuda a mostrar a variação do nível de cavitação com respeito ao tempo de operação.

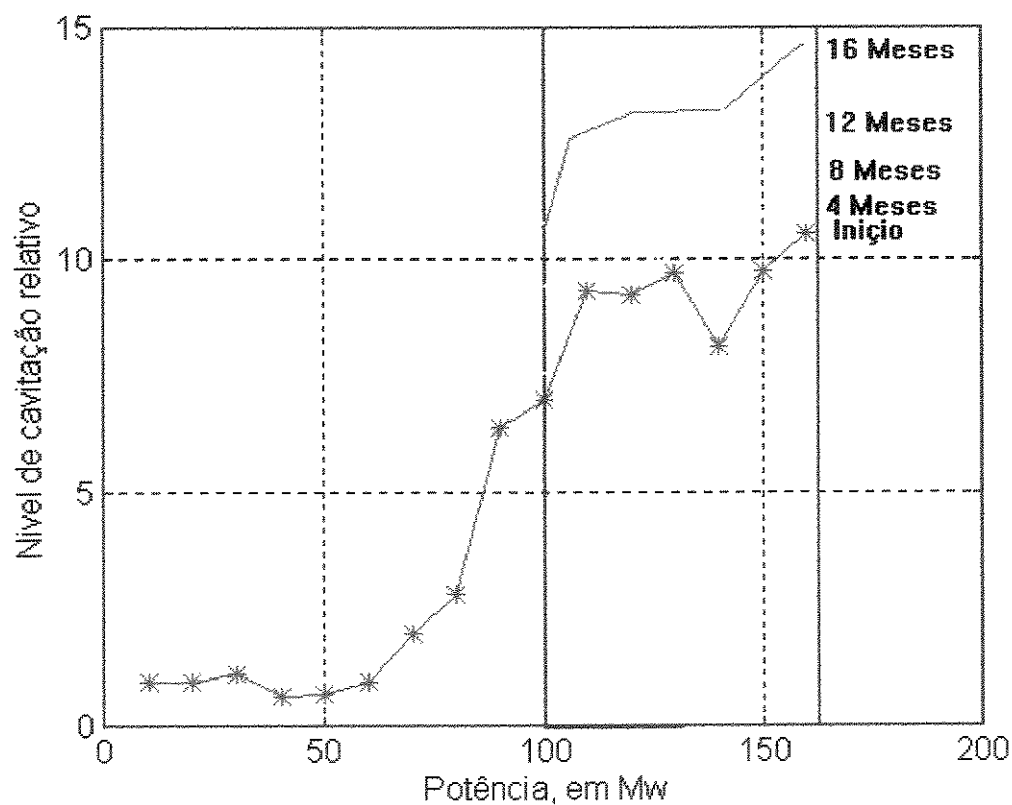


Figura 8.3 Ilustração esquemática da provável variação do nível de cavitação causada pela erosão gradual das pás. Estas curvas obtidas poderiam ser obtidas mediante medições periódicas e em condições constantes de queda .

Capítulo 9

Conclusões e Sugestões

9.1 CONCLUSÕES

Os métodos de vibração e acústica são adequados como métodos indiretos para avaliar a cavitação em turbinas em função da carga.

Na turbina ocorre cavitação em diferentes lugares e de diversos tipos que dependem das condições do fluxo para cada estado de carga e do número de cavitação. Por exemplo, cavitação nas pontas e nas superfícies das pás. Também, ocorre cavitação no tubo de sucção especificamente no fluxo do vórtice de núcleo que atravessa o tubo.

Nas medições realizadas com o acelerômetro instalado no tubo de sucção demonstra-se que a aceleração mede melhor a cavitação que ocorre dentro da turbina. Isto, porque as implosões das bolhas devidas à cavitação excitam a estrutura, transmitem-se através desta e podem ser captadas pelo acelerômetro colocado no tubo de sucção. Estas medições coincidem com resultados experimentais obtidos com transdutores de emissão acústica [7], [23] e com acelerômetros [10] todos colocados similarmente no tubo de sucção.

Com o hidrofone instalado no tubo de sucção não se pode detectar a cavitação que ocorre nas pás da turbina, mas pode-se detectar a cavitação que ocorre no tubo sucção, especificamente no fluxo com vórtice de núcleo que se forma a cargas parciais.

O surgimento do início da cavitação pode ser detectada pela elevação abrupta do nível do RMS, tanto do sinal medido do acelerômetro como do hidrofone, mas fazendo-se a distinção que o acelerômetro detecta a cavitação que ocorre dentro da turbina e o hidrofone detecta o que ocorre no tubo de sucção, ainda que ambos sensores são colocados no tubo de sucção

Os estados de máxima cavitação são caracterizados pelos máximos valores alcançados do RMS do nível de vibração ou da pressão acústica. No caso do máximo do RMS da aceleração da vibração corresponde ao caso de máxima cavitação que ocorre nas pás da turbina. No caso do RMS da pressão acústica medida com o hidrofone corresponde ao máximo nível de cavitação que ocorre no tubo de sucção (este tipo de cavitação ocorre fora da turbina).

Nos estados de cavitação pode-se observar um aumento do número de pulsos de maior amplitude. No início da cavitação começam a surgir os pulsos com maior amplitude, estes pulsos de maior amplitude aumentam em número com o aumento de nível de cavitação.

Também deve-se ressaltar que a injeção de ar anticavitacional diminui as amplitudes dos pulsos em uma ampla faixa de cargas, diminuindo os efeitos da cavitação. Mas, sua aplicação deve ser dentro de condições adequadas, pois pode levar a outros efeitos como a queda da eficiência[13].

Dos resultados das medições efetuadas com o acelerômetro (som sobre a estrutura), pode-se dizer que as turbinas mostram as seguintes características em relação à cavitação:

- O início da cavitação dentro da turbina monitorada pode ser detectada pelo acelerômetro e ocorre em torno de 55% a 60% da carga nominal (o que coincide com outros dados experimentais feitos, [7],[10],[23].
- Após o início da cavitação, quando a carga continua aumentando, o nível de cavitação aumenta até um certo valor máximo que corresponde a um estado de 80% da carga nominal.
- De 80% até 95% da carga nominal este nível de cavitação permanece quase estável, como consequência de ter alcançado a máxima eficiência da turbina.

- Para cargas superiores ao estado de 95 % da carga nominal, os níveis de cavitação novamente se incrementam. A cavitação surgida nestes estados de carga estão associados a sobrecarga.
- Os pulsos de alta amplitude associados à cavitação aumentam de número e de amplitude com o aumento do nível da cavitação (que aumenta com a carga).

9.2 SUGESTÕES

Para avaliar e monitorar o avanço da erosão devida à cavitação devem ser feitos ensaios periódicos em condições da queda e de número de Thoma constantes.

Os gráficos de intensidade acústica, RMS da pressão acústica e aceleração, potência e rendimento devem ser traçados em função da porcentagem de abertura do distribuidor. Considerando este como variável independente se pode mostrar com maior clareza as variações do RMS da pressão acústica (ou a intensidade acústica) da aceleração, da potência e do rendimento em função do tempo de operação da turbina. Pode-se assim monitorar periodicamente a cavitação pela variação destes parâmetros.

É possível implementar um sistema de monitoramento e diagnose de cavitação baseado nos métodos descritos neste trabalho. A realização das medições periódicas permitiriam avaliar a variação dos parâmetros de vibração, acústicos, da potência e do rendimento e, posteriormente, serem guardados em um banco de dados. Este banco de dados permitiria a determinação de tempos limites de operação, prever falhas, programar paradas das turbinas etc. Adicionalmente, este sistema pode-se integrar a um sistema global (maior) de monitoramento e diagnose de usinas elétricas.

Dado que é de maior interesse a cavitação que ocorre dentro da turbina, recomenda-se o uso do acelerômetro para monitorar e diagnosticar a cavitação que ocorre dentro da turbina.

O acelerômetro deve ser colocado em lugares mais próximos à saída da turbina. Isto é devido a que o sinal pode ser atenuado e influenciado também por reflexões. Este aspecto é

muito importante para ser considerado no caso das turbinas Francis e menos importante nas turbinas Kaplan.

Construção de um modulo simples constituído por um circuito que filtre (10 KHz-20 KHz) e avalie o RMS dos sinais obtidas pelo acelerômetro. Este circuito permitiria processar os dados de forma bem simplificada.

No trabalho experimental deve ser considerado o uso de outros instrumentos de medição para acompanhar e constatar os resultados obtidos neste trabalho. Estes instrumentos poderiam ser, por exemplo, transdutores de Emissão Acústica (entre 100KHz-1MHz). Este sensor permitiria analisar os sinais do som devido à cavitação na estrutura em faixa de frequências da emissão acústica.

Também, sugere-se pesquisas que determinem métodos para localizar e identificar os diferentes tipos de cavitação que se apresentem nas turbinas. Isto devido ao fato que existem uma ampla variedade de tipos de cavitação localizadas que podem ou não produzir erosões localizadas.

Referencias Bibliográficas

1. ARAI C., An Acoustic Detection Method of Cloud Cavitation, Journal of Fluids Engineering - ASME, vol 106, p:466-476, December 1984.
2. BEYER R. J., SMITH T.G. Acoustic Emission Characteristics of a model Francis Turbine under Cavitating and Non-Cavitating Conditions, 1982.
3. BRANDAO, Vibrações em Turbinas Francis com Ênfase em Vórtice de núcleo, tese (mestrado), UNICAMP, Brasil, 1987.
4. BRUEL&KJAER Acoustic Emission Pulse Analyzer, Acoustic Emission Measuring Equipment, Catalogue of B&K, group 17, p:671-684.
5. CARDINALI R. Modelagem e Aplicações de Diagnóstico de Máquinas Rotativas Verticais, Tese (Doutorado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Brasil, 1992.
6. DE M. K., HAMMIT F. G., New Method for Monitoring and Correlating Cavitation Noise to Erosion Capability, Journal of Fluids Engineering - ASME, vol 104, p:434-442, December 1982.
7. DERAKHSHAN O., HOUGHTON R., JONES K., MARCH P., Cavitation Monitoring of Hydroturbines with RMS Acoustic Emissions Measurements, ASTM Publications: ASTM STP 1077: Acoustic Emission: Current Practice and Future Directions, Philadelphia, EE UU, p: 305-315, 1991.

8. EGUSQUIZA E., Noise of Hydraulic Machinery, Publication of Hydraulic Machinery Book Series - Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery - Ohashi E. editor, Edit Avebury Technical, 1991. p:251-283.
9. EGUSQUIZA E., SAURA J., Analysis and Diagnostic of Francis Turbine Problems, 16th Symposium of the IAHR, 14th to 16th September 1992, São Paulo, Brazil, 1992. p:227-235.
10. ELECTRIC POWER RESEARCH INSTITUTE (EPRI), Acoustic and Vibration Techniques for Cavitation Monitoring, EPRI AP-5385, Project 2602-3, Final Report, September 1987.
11. FAGERLUND A. C., CHOU D. C. , Sound Transmission Through a cylindrical Pipe Wall, Journal of Engineering for Industry - ASME, vol 103, p:355-360, November 1981.
12. FRY S. A., The damage Capacity of Cavitating Flow From Pulse Height Analysis, Journal of Fluids Engineering-ASME, vol 111, p:502-509, December 1989.
13. GERGES S.N.Y. , Ruído: Fundamentos e Controle, Imprensa da Universidade Federal Santa Catarina, Primeira edição, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 1992.
14. GUARGA R., FANELLY M. A., NISHI M., System Instability Caused by Hydraulic Machinery, Publication of Hydraulic Machinery Book Series - Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery - Ohashi E. editor, Edit Avebury Technical, 1991. p:175-249.
15. GUELICH J.F., Cavitation Noise in Centrifugal Pumps, Vibration and Wear in High Speed Rotating Machinery, p:87-112, 1990.
16. HAMILTON M. F., THOMPSON D. E., BILLET M. L., An Experimental Study of Travelling - Bubble Cavitation Noise, Journal of Fluids Engineering-ASME, vol 108, p:241-247, June 1986.

17. HENRY P. , Hydraulic Machinery Model Testing, The Current State of Technology in Hydraulic Machinery, Edited by Adrian P. Boldy, Duan Chang Guo, Book series in Hydraulic Machinery, 1989, p:63-84.
18. HIGUCHI H., ARNDT R. E., ROGERS M. F., Characteristics of Tip Vortex Cavitation Noise, Journal of Fluids Engineering-ASME, vol 111, p:495-501, December 1989.
19. HOLNER C. J., HEYMAN F. J., Transmission of Sound Through Pipe Walls in the Presence of flow, Journal of Sound and Vibration, vol 70(2) p: 275-301. 1980.
20. JONES R. K., MARCH P.A., Hydroturbine Efficiency and Cavitation Monitoring, p 884-889, 1991.
21. KADAMBI V., PRASAD M., An Introduction to Energy Conversion, Turbomachinery, Vol III, John Wiley & Sons Inc. N. Y., third edit., 1982.
22. KINSLER L.E., FREY A.R., COPPENS A. B., SANDERS J.V., Fundamentals of Acoustic, John Wiley & Sons Inc. N. Y., third edit., 1982.
23. KNAPP R.T., DAILY J.W., AND HAMMIT F.G., Cavitation, McGraw-Hill Book Company, New York, 1970.
24. LYON H. R., Machinery Noise and Diagnostic, Butterworth Publishers, USA, 1987.
25. LUSH P. A., ANGELL B., Correlation of Cavitation Erosion and Sound Pressure Level, Journal of Fluids Engineering-ASME, vol 104, p:347-351, September 1984.
26. MARCH P., JONES K., Laboratory and Field Experience with Cavitation Monitoring of Hydroturbines, p:2001-2010, 1991.
27. MCNULTY P.J., PEARSALL I.S. Cavitation Inceptions in pumps, Journal of Fluids Engineering - ASME, vol:104, p:99-104, March 1982.

28. NETSCH H., Structural Vibration due to Hydraulic Excitation, Publication of Hydraulic Machinery Book Series - Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery - Ohashi E. editor, Edit Avebury Technical, 1991. p:101-133.
29. NORTON M. P., BULL M. K., Mechanism of the Generation of external Acoustic radiation from Pipes to Internall Acoustic Radiation from pipes to Internal Flow Disturbance , Journal of Sound and Vibration , vol. 94(1), p:105-147, 1984.
30. PFLEIDERE C., PTERMAN H., Máquinas de Fluxo, Edit. Editora Livros Técnicos e científicos S. A., Brasil, 1979.
31. SCUDELLER W., Estudo e Implementação de Critérios para Monitoramiento Contínuo de Máquinas Hidroelétricas, Tese (Mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Brasil, 1993.
32. SHANAHAN T. B., Acoustic Emission Cavitation Testing at Guri Dam Power House, Venezuela, Concepts for the Future, Hydrovision 94, p:3-10.
33. SOYAMA H., TANI K.,KATO H., OBA R.,ITO Y. The severe Erosion Monitoring by Detecting Cavitation Noise, NCA-Vol 10, Hydroacoustic Facilities, Instrumentation, and Experimental Techniques, publications of the ASME, Editors: T. Farabee and R.E. Arndt, Book No H00712- 1991. p: 37-41.
34. SOYAMA H., KATO H., OBA R., Cavitation Observations of Severely Erosive Vortex Cavitation Arising in a Centrifugal Pump, Journal IMechE, p:103-110, 1992.
35. SOYAMA H., ITO Y., ICHIOKA T. URANISHI K.,KATO H., OBA R., Hard-Erosion-Progress in a Typical Centrifugal Pump, especially with respect to marked effects of Upstream Cavitators, IAHR, Symposium 1990, Belgrade Yugoslavia. p : 1- 12.

36. STOFFEL B., SCHULLER W., Investigations in Respect to Determination of Cavitation Intensity by the Means of Acoustic Signals, Pub. of Institute for Hydraulic Machines and Systems - Technical University of Darmstadt, Germany.
37. ZHANG Y.J., LI S.C., HAMMIT F.G., Statistical Investigation of Bubble Collapse and Cavitation Erosion Effect, Journal Wear Nro 133, p:257-265, 1989.