

VIBRAÇÕES EM TURBINAS FRANCIS  
COM ÊNFASE EM  
VÓRTICE DE NÚCLEO

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

*Este exemplar corresponde  
à versão final de Tese depositada  
por José Geraldo Trani Brandão e  
aprovada pela comissão julgadora  
em 02/07/87*

*J. T.*  
HANS 1040 WFSER

"VIBRAÇÕES EM TURBINAS FRANCIS

COM ÊNFASE EM

VÓRTICE DE NÚCLEO"

*La causa "Vórtice"*

José Geraldo Trani Brandão

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia  
de Campinas - UNICAMP, como parte dos re-  
quisitos exigidos para obtenção do título  
de MESTRE EM ENGENHARIA MECANICA.

Campinas

-1987-

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

Tese de : MESTRADO


Título da Tese: "VIBRAÇÕES EM TURBINAS FRANCIS COM ÊNFASE EM  
VÓRTICE DE NÚCLEO"

Autor: José Geraldo Trani Brandão

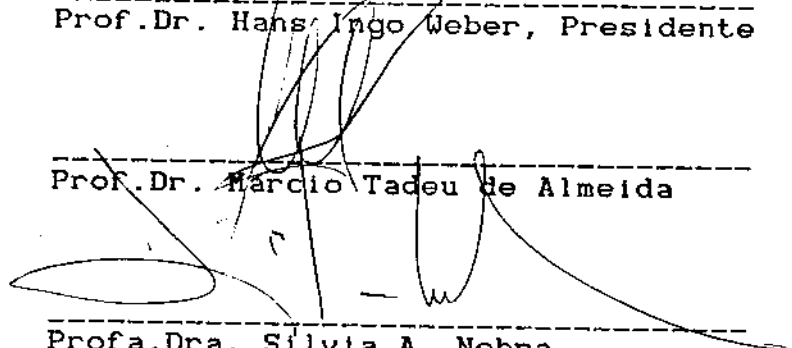
Orientador: Hans Ingo Weber

Co-orientador: Márcio Tadeu de Almeida

Aprovado por:




-----  
Prof.Dr. Hans Ingo Weber, Presidente



-----  
Prof.Dr. Márcio Tadeu de Almeida

-----  
Profª.Dra. Sílvia A. Nebra



-----  
Prof.Dr. Sylvio Reynaldo Bistafa

Campinas, 02 de Julho de 1987

Em memória de meu pai. A minha  
mãe Ruth e a minha esposa Sirlei,  
pelo apoio e incentivo para superar  
as barreiras e desencontros surgi-  
dos durante todo o Mestrado.

## AGRADECIMENTOS

Este trabalho só foi possível devido ao bom relacionamento entre o Prof. Dr. José Roberto de França Arruda e o Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida (EFEI), pelo grande interesse em pesquisar o fenômeno e por ter a EFEI um excelente laboratório de máquinas hidráulicas. Este trabalho foi realizado sob a coordenação do Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida a quem eu expressei aqui os meus sinceros agradecimentos pois sem a sua ajuda o mesmo não seria concretizado.

Ao Prof. Nelson Mansanares Filho da EFEI, pelo apoio inestimável no suporte dado no equacionamento do fenômeno.

A Profa. Dra. Silvia A. Nebra, pelo interesse demonstrado e sugestões dadas durante o desenvolvimento do trabalho.

Ao Prof. Dr. Hans Ingo Weber, por ter assumido a orientação deste trabalho, a partir do momento que o Prof. Dr. José Roberto de França Arruda necessitou afastar-se para o exterior.

## RESUMO

No Brasil grande parte das Usinas Hidrelétricas utilizam Turbinas Francis, onde existe uma grande quantidade de fenômenos vibratórios que trazem sérios problemas estruturais.

As vibrações tornam-se problemáticas quando as mesmas operam em carga parcial, e o fenômeno, aqui denominado de "Vórtice de Núcleo", se destaca excitando as estruturas em baixa frequência.

Este problema tornou-se mais crítico a partir da época em que se começou a utilização de Turbinas Francis da nova geração, denominadas Turbinas Francis Rápidas.

Objetivando estudar o fenômeno na sua forma de excitação, na faixa de operação em que o mesmo atua com maior intensidade e, se possível, fornecer subsídios para o projeto destas máquinas hidráulicas, o fenômeno foi modelado e testado em um banco experimental de ensaio com um modelo reduzido, onde se pode verificar a sua validade.

## ABSTRACT

The most of Hydroelectric Power Plants, in Brazil, use Francis Turbines, where a lot of vibrating phenomenons result in serious structural problems.

The vibrations cause so much trouble, mainly, when the turbines operate under part loads and the phenomenon, here named the "Vortex Core", appears exciting the structures at low frequencies.

The problem caused by the vibrations became more critical since the first use of the new generation Francis Turbines called Fast Francis Turbine.

With the purpose of studying the excitation provoked by Vortex Core phenomenon, in the operation range where it drives the turbine with its highest intensity, and if possible, to give more information for the design of these hydraulic machines, the phenomenon was modeled and tested in an experimental set up using a small turbine where the validity of the mathematical model was checked.

## NOMENCLATURA

- A = área da secção transversal do tubo de sucção [m<sup>2</sup>].
- B = abertura das pás diretrizes [%] ou [mm].
- a = parâmetro adimensional definido pela equação 3.11.
- b = parâmetro adimensional definido pela equação 4.13.
- C = velocidade absoluta do fluido no rotor [m/s].
- c = centro do vórtice.
- E = energia cinética do escoamento [J/kg].
- e = excentricidade do vórtice de núcleo (distância do centro geométrico do vórtice ao centro do tubo) [m].
- F = força atuante [N].
- f = frequência de precessão do vórtice dentro do tubo de sucção [Hz].
- G = parâmetro adimensional definido pela equação 2.23.
- g = aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>].
- H = altura efetiva de queda [m].
- h = parâmetro adimensional definido na equação 3.15.
- i = (-1)<sup>1/2</sup>.
- m =  $v_m/v_z$ , parâmetro adimensional definido pela eq. 4.6.
- M =  $v_m/V_z$ , parâmetro adimensional definido pela eq. 4.4.
- N = frequência de rotação do rotor [cps].
- $nq_A$  = velocidade específica de Addison.
- n = versor normal a superfície do volume de controle.
- Q = descarga (vazão) [m<sup>3</sup>/s].



- $q = Q/Q_p$ , parâmetro adimensional (fator de vazão).  
 $R$  = raio externo do rotor [m].  
 $R_t$  = raio do tubo de sucção [m].  
 $R_v$  = raio do vórtice de núcleo [m].  
 $r$  = distância radial [m].  
 $r_e$  = raio interno na saída do rotor [m].  
 $T = v_\theta/V_z$ , parâmetro adimensional definido pela eq. 4.5.  
 $U$  = resultante da velocidade do fluido no volume de controle [m/s].  
 $u$  = velocidade tangencial do rotor [m/s].  
 $u_i$  = velocidade do fluido na direção x, como referencial o tubo de sucção ( $V_x = -u_i$ ) [m/s].  
 $V$  = velocidade complexa do fluido [m/s].  
 $\bar{V}$  = velocidade complexa conjugada do fluido ( $\bar{V} = V_x - iV_y$ ) [m/s].  
 $V_z = Q/\pi R_t^2$ , velocidade do escoamento no tubo de sucção com a hipótese da descarga ocorrer preenchendo todo o tubo  
 $v$  = velocidade do fluido devido a vazão fora do vórtice de núcleo [m/s].  
 $v_i$  = velocidade do fluido na direção y, como referencial o tubo de sucção ( $V_y = -v_i$ ) [m/s].  
 $v_z = Q/\pi (R_t^2 - R_v^2)$ , velocidade do escoamento no tubo de sucção com a hipótese da descarga ocorrer fora do vórtice [m/s].  
 $w$  = velocidade relativa do fluido no rotor [m/s].

- $x, y, z$  = coordenadas do sistema de eixos fixos do modelo.  
 $x^*, y^*, z^*$  = coordenadas do sistema de eixos móveis do modelo.  
 $Y$  = energia específica [J/kg].  
 $z$  = ponto do plano complexo ( $z=x+iy$ ).  
 $z_0$  = posicionamento do vórtice de núcleo num ponto genérico

## SÍMBOLOS GREGOS

- $\alpha$  =  $Rv/Rt$ , parâmetro adimensional.  
 $\beta$  = ângulo construtivo da pá do rotor [graus].  
 $\gamma$  = curva fechada.  
 $\Gamma$  = circulação do vórtice [rad/s].  
 $\Gamma^*$  = intensidade do vórtice [rad/s].  
 $\epsilon$  =  $e/Rt$ , parâmetro adimensional.  
 $\delta$  =  $Xc/Rt$ , parâmetro adimensional.  
 $\zeta$  = plano complexo do mapeamento conforme.  
 $\eta$  = eixo imaginário do plano  $\zeta$ .  
 $\xi$  = eixo real do plano  $\zeta$ .  
 $\rho$  = densidade do fluido [Kg/m<sup>3</sup>].  
 $\phi$  = potencial de velocidade.  
 $\Omega$  =  $\omega/\omega_p$ , parâmetro adimensional (fator de velocidade).  
 $\omega$  = velocidade angular do rotor [rad/s].

## INDICES INFERIORES

- a - vórtice 1.
- b - vórtice 2.
- c - centro do vórtice de núcleo.
- e - entrada do rotor.
- f - fluido.
- m - média.
- mr - direção meridional.
- p - condição de operação de projeto, condição nominal.
- s - saída do rotor.
- T - total.
- t - tubo de sucção.
- u - direção tangencial.
- v - centro geométrico do vórtice de núcleo.
- vc - volume de controle.
- x - direção do eixo x.
- y - direção do eixo y.
- z - direção do eixo z, (longitudinal ao tubo de sucção).
- 1 - entrada do volume de controle (tubo de sucção).
- 2 - saída do volume de controle (tubo de sucção).
- 3 - lateral do volume de controle (tubo de sucção).
- $\Gamma$  - circulação.
- $\theta$  - direção tangencial ao vórtice.

## INDICES SUPERIORES

- ' - condição de sobrecarga.
- '' - condição de subcarga.

# INDICE

Capítulo I	- "CONSIDERAÇÕES CINEMATICAS SOBRE A FORMAÇÃO DOS VÓRTICES DE NÚCLEO".....	1
1.2	- Formação do Vórtice de Núcleo.....	8
1.3	- Instabilidade do Vórtice de Núcleo....	13
1.4	- Casos Históricos Nacionais.....	16
1.5	- Caso Histórico do Exterior.....	26
1.6	- Soluções Usualmente Adotadas.....	28
	BIBLIOGRAFIA I.....	35
Capítulo II	- "MODELO MATEMATICO DETERMINÍSTICO PARA A OBTENÇÃO DA FREQUENCIA DO VÓRTICE DE NÚCLEO".....	39
	BIBLIOGRAFIA II.....	52
Capítulo III	- "DETERMINAÇÃO DA FORÇA PRODUZIDA PELO VÓRTICE DE NÚCLEO".....	54
III.1-	Equacionamento da Força de Interação do Vórtice de Núcleo com o Tubo de Sucção.....	56
III.2-	Desenvolvimento da Equação da Circulação.....	60
	BIBLIOGRAFIA III.....	65

Capítulo IV	- "DIMENSÃO DO VÓRTICE DE NÚCLEO".....	67
	BIBLIOGRAFIA IV.....	79
Capítulo V	- "DESCRIÇÃO DA PARTE EXPERIMENTAL".....	81
V.1	- Descrição do Banco de Ensaio.....	81
V.2	- Características Dinâmicas do Tubo de Sucção.....	91
V.3	- Descrição do Procedimento Experimental	96
V.4	- Especificação dos Instrumentos Utili- zados.....	98
Capítulo VI	- "RESULTADOS OBTIDOS".....	101
VI.1	- Ensaio 1.....	101
VI.2	- Ensaio 2.....	111
VI.3	- Resumo dos Resultados Obtidos.....	119
Capítulo VII	- "COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES".....	120
VII.1-	Comentários e Conclusões sobre o Mode- lo.....	120
VII.2-	Comentários e Conclusões Experimentais -Parte Dinâmica.....	129

# CAPITULO I

## "CONSIDERAÇÕES CINEMATICAS SOBRE A FORMAÇÃO DOS VÓRTICES DE NÚCLEO"

### I.1 INTRODUÇÃO

Os problemas de vibrações em instalações hidrelétricas são muitos, e surgem de várias fontes e formas. As vibrações se propagam interferindo tanto no rendimento das turbinas quanto nos geradores e em muitos casos causam problemas sérios na própria estrutura de concreto. Estes problemas impõem ao grupo de máquinas das usinas hidrelétricas restrições na operação das mesmas, o que significa restrição da potência máxima, instabilidade em regime de carga parcial e sobrecarga. Em algumas máquinas a instabilidade torna-se tão forte que é impossível trabalhar em determinadas condições de carga.

O fenômeno aqui estudado, a que nós denominamos de VÓRTICE DE NÚCLEO, é muito conhecido e é problema para a maioria das usinas hidrelétricas em que se utilizam TURBINAS FRANCIS.

Estes problemas são mais pronunciados quando a turbina é FRANCIS. No caso de turbinas KAPLAN, isto não é tão

evidente porque as suas pás são reguláveis e, desta forma, pode-se manter as condições de projeto.

Em todas as turbinas hidráulicas, constata-se a existência de excitações periódicas proveniente do tubo de sucção. Este fato se destaca nas turbinas FRANCIS, de uma maneira geral, não importando as suas características.

Nas próximas figuras temos a forma do vórtice de núcleo para várias condições de carga da turbina e com as respectivas causas observadas. A figura 1.1 mostra uma turbina FRANCIS operando à vázio ou em carga muito baixa. Observa-se um vórtice de núcleo que preenche praticamente todo o tubo de sucção.

O ruído de cavitação aparece em cargas muito baixas e as oscilações de pressão são pequenas, mas crescem à medida que se aumenta a abertura do distribuidor. A operação nesta faixa ocorre sem problemas.

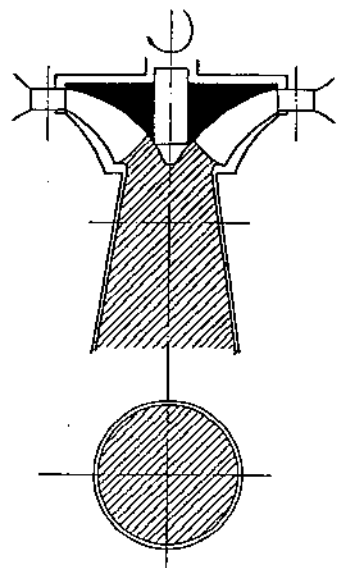


Fig. 1.1 Formação do Vórtice de Núcleo para cargas muito baixas [7].



Para uma faixa de 30 a 40% de plena carga temos um vórtice de núcleo excêntrico de forma helicoidal. A resposta da máquina a esta condição é uma grande oscilação da pressão e potência. Recomenda-se não operar nesta condição (ver figura 1.2).

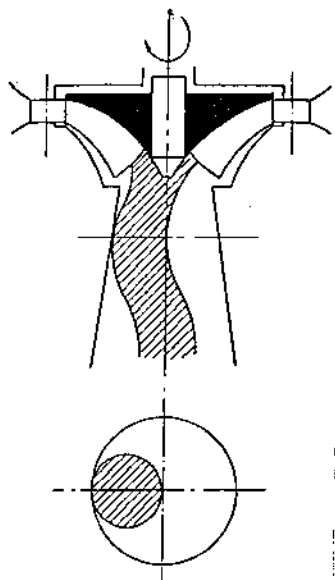


Fig. 1.2 Formação do Vórtice de Núcleo para a faixa de 30 a 40% de plena carga [7].

Na faixa de 40 a 55% de plena carga, ilustrada na figura 1.3, o vórtice de núcleo aparece na forma helicoidal de passo menor que no caso anterior e grandes oscilações de pressão são detectadas, e recomenda-se também não operar nesta faixa.

Na faixa de 70 a 80% de plena carga o comportamento do vórtice de núcleo é estável, como podemos observar na figura 1.4, as oscilações da pressão são pequenas e sua operação neste intervalo é recomendável.

A operação na faixa de melhor rendimento da máquina de 75 a 85% de plena carga não se registra oscilação da pressão, e o seu funcionamento é suave. Veja a figura 1.5.

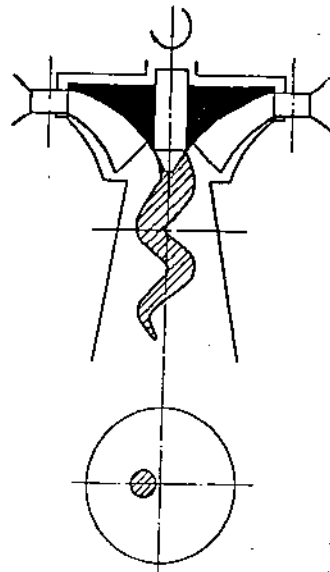


Fig. 1.3 Formação do Vórtice de Núcleo para faixa de 40 a 55% de plena carga [7].

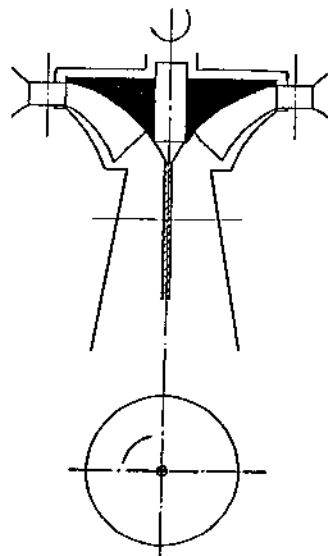


Fig. 1.4 Formação do Vórtice de Núcleo para faixa de 70 a 80% de plena carga [7].

Vê-se na figura 1.6 um vórtice de núcleo com a máquina trabalhando em sobre carga, ou seja, acima da condição nominal. As oscilações de pressão são pequenas e o vórtice de núcleo aumenta de diâmetro logo após a saída do rotor.

Quando o tubo de sucção não tem aeração, ou quando esta é insuficiente, o ruído proveniente é alto e forte, o que pode provocar vibrações em todo o conjunto da máquina, oscilações periódicas do eixo, flutuação de pressão no tubo de sucção e adução, oscilação do empuxo axial hidráulico e oscilação na potência gerada.

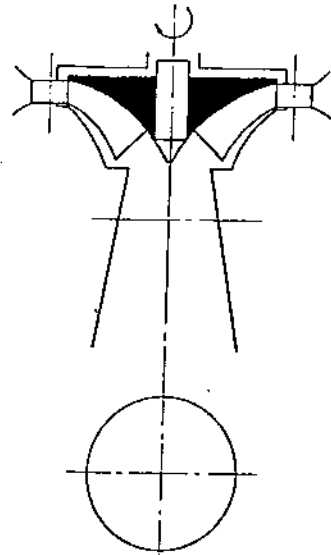


Fig. 1.5 Formação do Vórtice de Núcleo para faixa de 75 a 85% de plena carga [7].

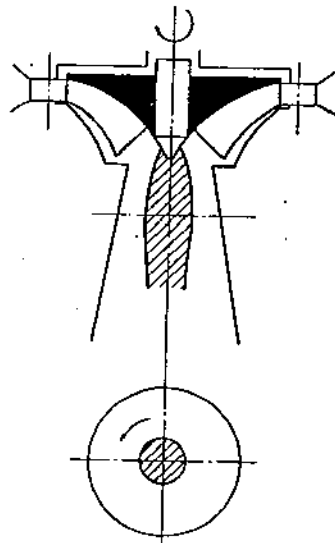


Fig. 1.6 Formação do Vórtice de Núcleo para a condição de sobrecarga [7].

Todos estes efeitos, causados pelo fluxo perturbado no tubo de sucção, estreitam a faixa de operação da máquina, determinando-se assim, uma "faixa crítica" que se caracteriza geralmente entre 30 a 60% de plena carga, na qual é impraticável a sua operação.

Este fluxo perturbado no tubo de sucção é consequência do VÓRTICE de NÚCLEO, que possui movimento de rotação em torno do seu centro e um movimento de precessão em torno do centro do tubo de sucção.

Os primeiros esforços na direção de estudar estes problemas de vibração, devido ao vórtice de núcleo, foram realizados teoricamente por Lord Kelvin em 1880 [1] e outros posteriormente, tais como: Gray e Mathews em 1922 [2], J. Ackeret em 1932 [3], S. Uchimam e S. Kito em 1930 [4].

As frequências que eles obtiveram foram todas proporcionais à frequência de circulação da água (rotação) e não coincidentes com a frequência real observada. Todas estas teorias foram baseadas em um tubo cilíndrico uniforme. É difícil estimar a frequência de vibração para uma forma complicada do tubo de sucção por estes métodos.

W. J. Rheingans em 1940 [5], gravou uma oscilação bastante regular no tubo de sucção que foi observada na faixa central de operação. Também observou que a frequência de oscilação era fortemente proporcional à velocidade de rotação da turbina.

A partir de então, observa-se na literatura alguns estudos específicos deste tipo de problema, mas nenhum ex-

pressivo no sentido de equacioná-lo. Somente em 1962 um pesquisador japonês da Universidade de Osaka, M. Murakami publicou um trabalho na ASME [6], no qual ele enfoca um modelamento matemático para o estudo de vibrações no tubo de sucção de turbinas.

Em 1965 um outro pesquisador japonês, Yutaka Hosoi do Hitachi Research Laboratory, HITACHI Ltd, em um trabalho publicado na Hitachi Review [7] em 1965 chegou a várias conclusões importantes: a frequência do vórtice de núcleo varia de acordo com a descarga da máquina, com a velocidade de rotação do rotor e altura de queda, dimensões do rotor da máquina, e ainda estas relações são diretamente proporcionais a componente periférica da máquina.

Os trabalhos mais recentes nesta área estão sendo desenvolvidos pelo "Work Group on the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions" pertencente ao IAHR (International Association for Hydraulic Research). Deste grupo destacamos o pesquisador Rafael Guarga, atualmente professor visitante da Universidade do Uruguai, e seus principais trabalhos estão relacionados com o escoamento helicoidal provocado pela formação do vórtice, [17], [18], [19] e [20]. Dos trabalhos na referência [17] o pesquisador, a partir da teoria de vórtices pares equacionou o fenômeno, e relacionou experimentalmente a excentricidade do vórtice de núcleo com a frequência, com um modelo de pás fixas e sem rotação. Verifica-se que o seu modelo é bastante consistente e leva a resultados satisfatórios [23].

## 1.2 FORMAÇÃO DO VÓRTICE DE NÚCLEO

São muitas as publicações que atribuem ao vórtice de núcleo o efeito de instabilidade durante a operação da máquina dentro de determinada faixa.

Apesar de ser um fenômeno extremamente complicado quando se trata da sua formulação teórica matemática, pode-se entender facilmente a forma com que o fenômeno nasce e se desenvolve ao longo do tubo de sucção.

Uma forma bastante sucinta de dar uma explicação consiste em fazer uma análise num triângulo de velocidades. Nos casos a seguir tomaremos um diagrama de velocidades para uma linha de corrente média na saída do rotor.

Em uma determinada carga tem-se o ponto de melhor rendimento, no qual a direção da velocidade absoluta é perpendicular a direção tangencial  $C_s$ , como podemos observar na figura 1.7. Neste ponto, o fluxo não apresenta componente tangencial.

Fora do ponto de melhor rendimento, a velocidade absoluta possui um ângulo diferente de 90 [graus] com a direção tangencial e, desta forma, aparece uma componente da velocidade absoluta nesta direção  $[C'_{su}]$  ou  $[C''_{su}]$ .

Estas componentes tangenciais fazem com que a água possua um rodopio na saída da turbina dando origem à formação do vórtice de núcleo.

Ocorre junto ao fenômeno "vórtice de núcleo", um outro fenômeno, chamado "cavitação", que também varia com o

ponto de operação da máquina.

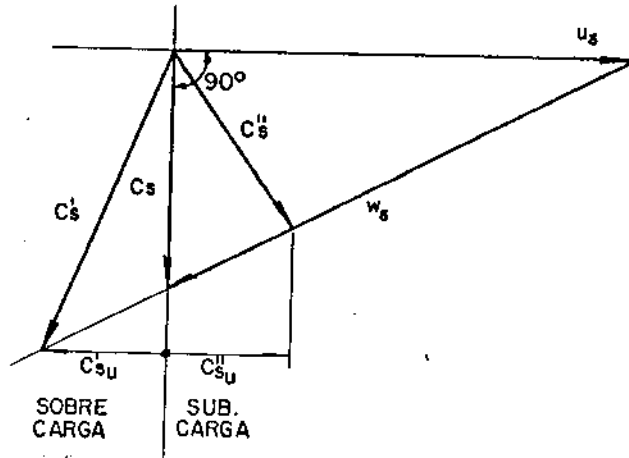


Fig. 1.7 Diagrama de Velocidade para uma linha de corrente média.

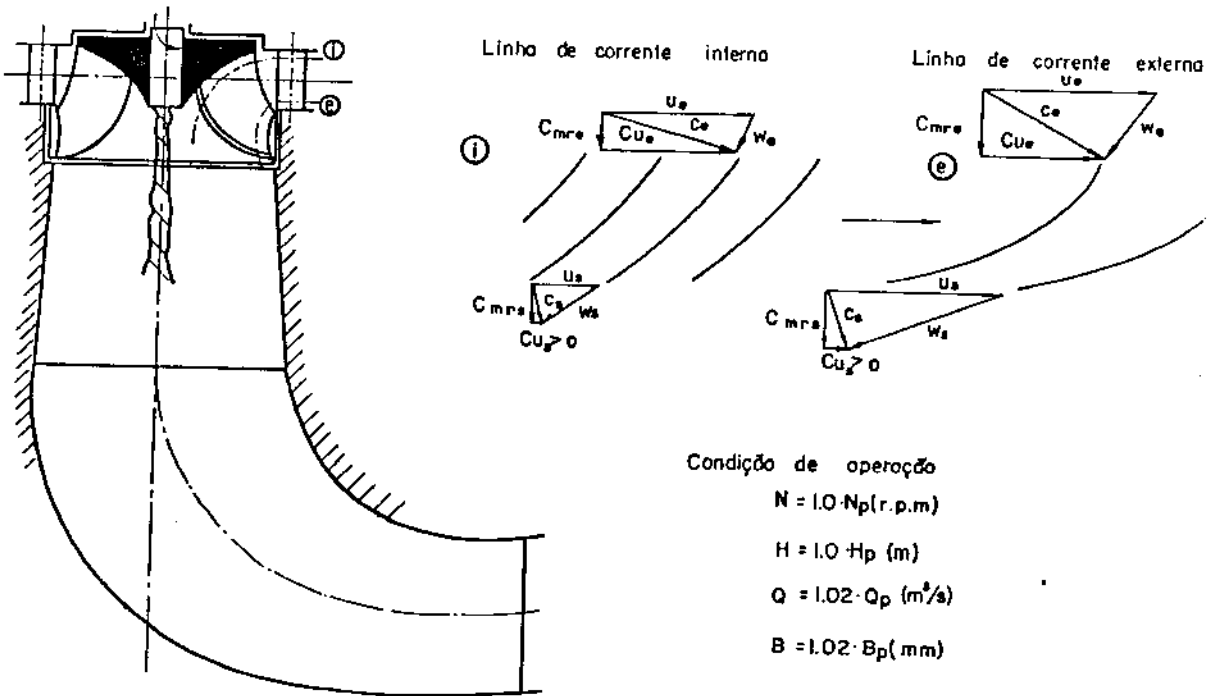


Fig. 1.8 Turbinas Francis operando próximo ao ponto de projeto (ponto nominal) [20].

A figura 1.8 mostra uma turbina Francis trabalhando

do próximo ao ponto ótimo de funcionamento. Mostra também os triângulos de velocidade na entrada e na saída do rotor para duas linhas de corrente, uma interna e outra externa.

Podemos observar um pequeno vórtice de núcleo nesta condição, que é devido a uma pequena componente tangencial na saída. Uma grande componente tangencial na entrada do rotor é observada, devido ao fato da máquina ser radial.

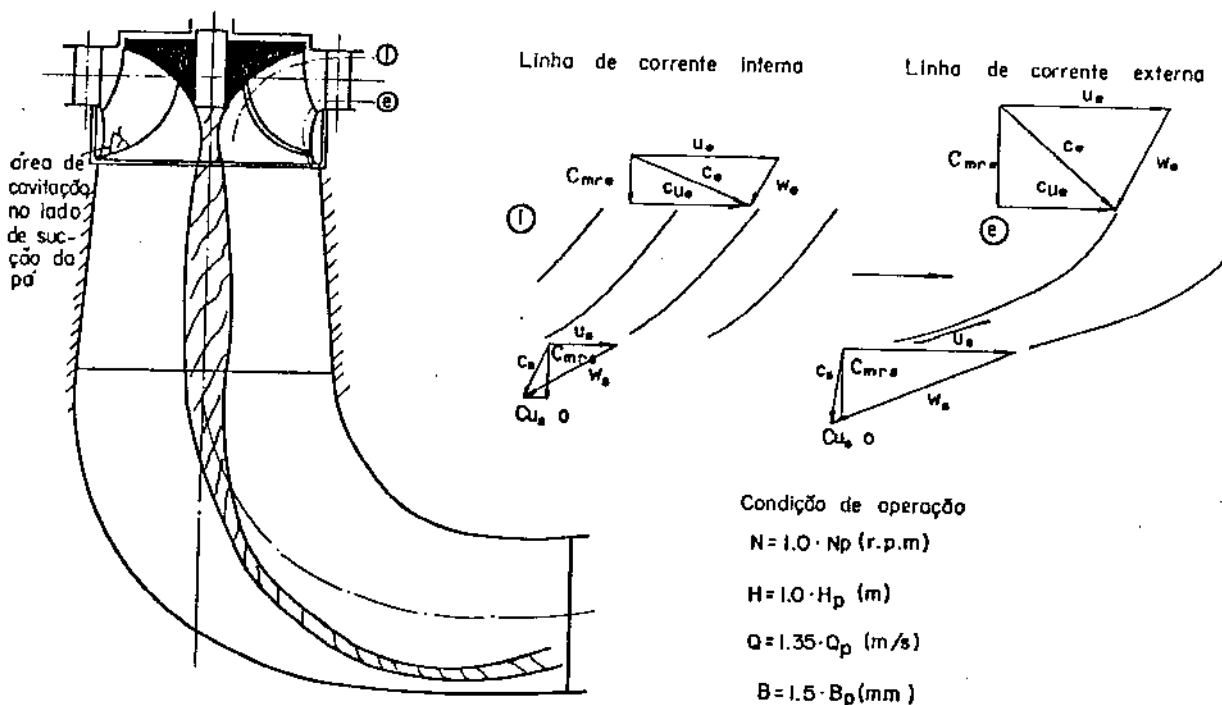


Fig. 1.9 Turbina Francis operando acima do ponto de projeto [20].

Um ponto de operação, acima do ponto de melhor rendimento, pode ser visto na figura 1.9 em que a máquina opera com  $Q > Q_p$ ,  $H = H_p$  e  $B = B_p$ . Neste caso, o sentido da componente da velocidade absoluta na direção tangencial é oposto ao da própria velocidade tangencial na saída da máquina, isto



ocasiona um sentido de giro do vórtice de núcleo oposto ao do rotor da turbina, como podemos observar na figura abaixo.

Verifica-se que a cavitação neste caso ocorre no lado de sucção da pá.

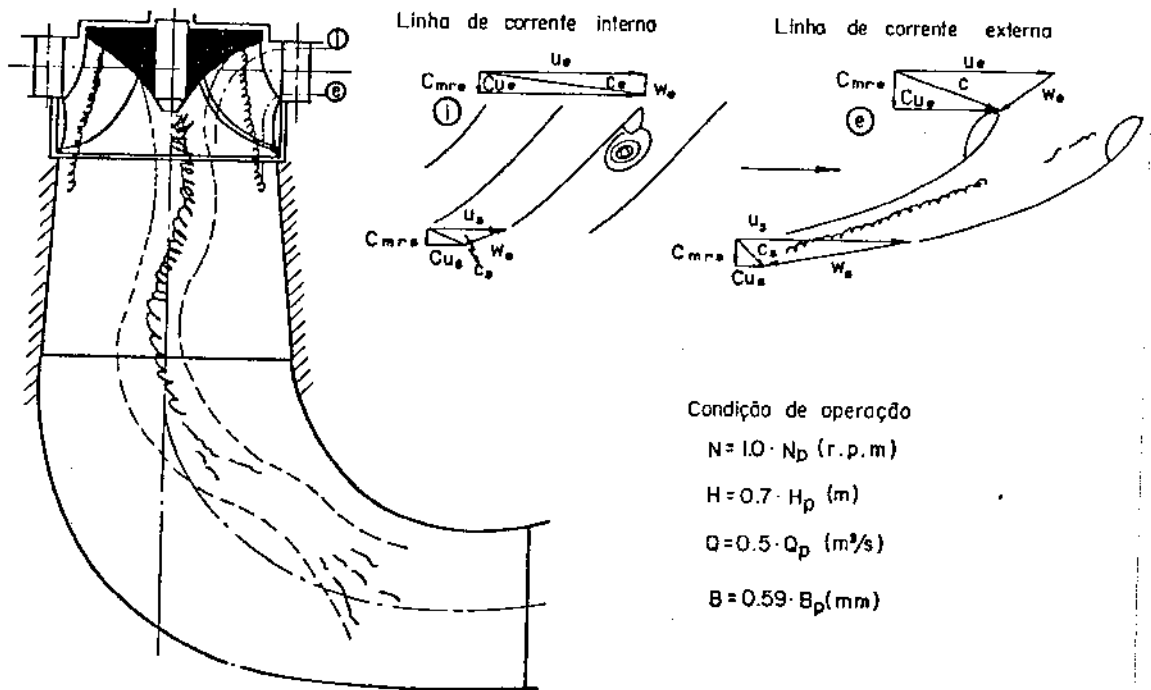


Fig. 1.10 Turbina Francis operando abaixo do ponto de projeto [20].

Uma condição de operação abaixo do ponto de melhor rendimento está mostrada na figura 1.10. Na condição de cargas parciais a máquina se comporta de forma mais instável e os efeitos provocados pelo vórtice de núcleo são mais significativos devido a sua maior velocidade de precessão.

Nesta condição a operação é extremamente instável e a cavitação se mostra presente na forma de turbilhões livres, estes se originam na parte inferior da pá na entrada do

rotor da máquina.

Nas três condições, aqui apresentadas, a rotação supos-se que foi mantida constante.

Na condição de carga nominal a altura foi um pouco alterada  $H=0.7H_p$ , variando-se bastante a vazão. Nas outras duas condições, a altura se manteve na condição nominal. Sendo assim, dentro de determinados limites, podemos analisar o comportamento da máquina com relação a descarga. Esta representa o parâmetro de maior influência entre todos os outros em questão.

Podemos assim considerar que à instabilidade está diretamente ligada a descarga, a qual é definida através da abertura das pás diretrizes.

Em condição de sobrecarga, o vórtice de núcleo permanece praticamente centrado no tubo de sucção, com pequenas oscilações, como se vê na figura 1.11. No caso de cargas muito baixas o vórtice de núcleo também é centrado mas gira no sentido contrário ao da condição de sobrecarga.

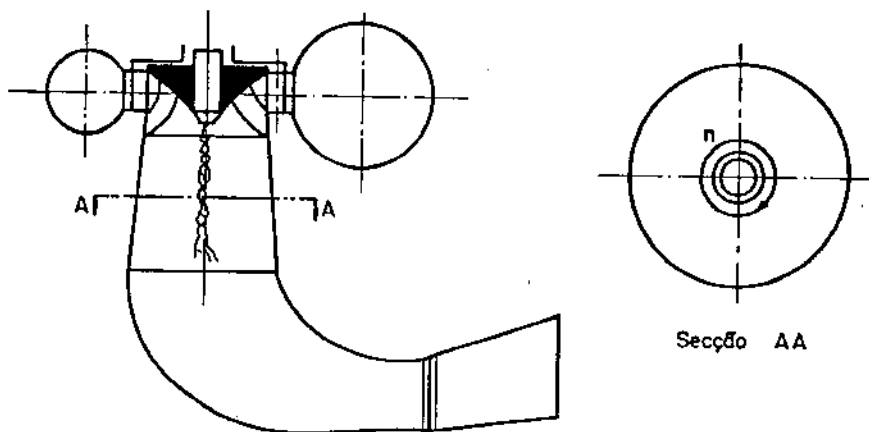


Fig. 1.11 Posicionamento do Vórtice de Núcleo em sobrecarga.

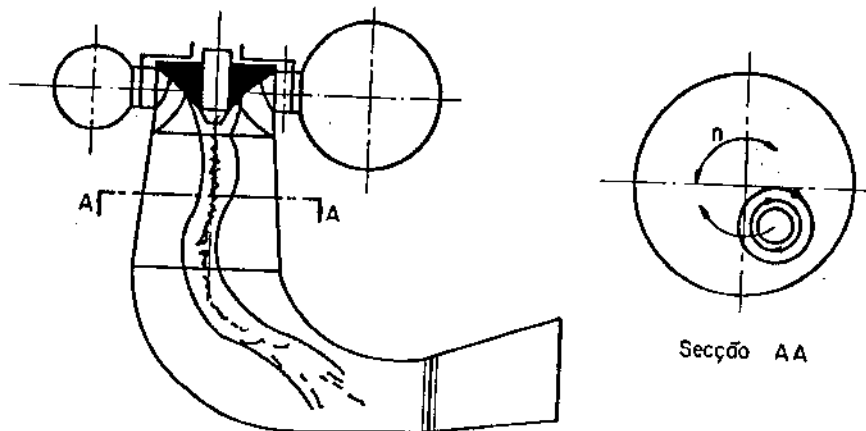


Fig. 1.12 Posicionamento do Vórtice de Núcleo em subcarga.

O vórtice de núcleo se comporta de forma instável com o movimento de precessão ao redor do centro do tubo de sucção. Na figura 1.12, mostra-se o sentido da circulação do vórtice e da precessão.

### 1.3 INSTABILIDADE DO VÓRTICE DE NÚCLEO

Com relação ao movimento de precessão do vórtice de núcleo, pode-se verificar a sua instabilidade considerando que, em uma dada posição fora do tubo de sucção denominada de A, a pressão seja menor que a pressão em outro ponto B, conforme mostrados na figura 1.13.

Nestas condições, a velocidade relativa no ponto A,  $W_a$ , é maior que a velocidade média  $W$  e, do lado oposto, no ponto B, a velocidade  $W_b$  é menor que a média. Assim, as velocidades absolutas  $C_a$  e  $C_b$  tornam-se muito diferentes, como é

mostrado na figura 1.14. O deslocamento do centro do vórtice  $O$  do centro do tubo de sucção, pois  $C_b$  é maior que  $C_a$ , provoca um movimento de precessão indicado pela letra  $P$  na figura 1.14.

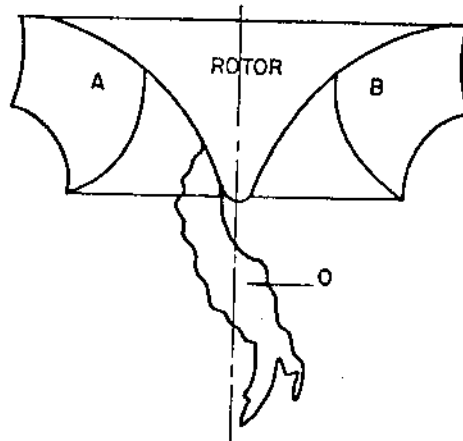


Fig. 1.13 Posição de possíveis pontos onde temos diferença de pressão.

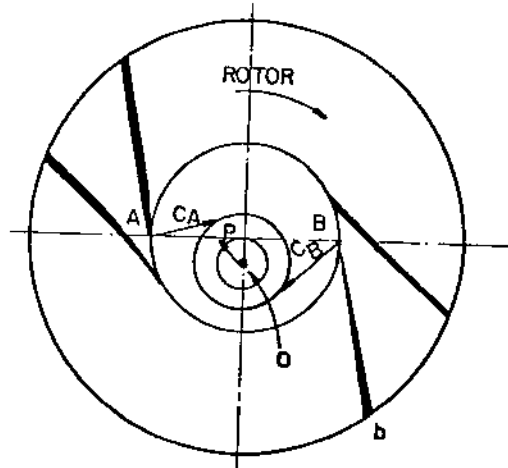


Fig. 1.14 Corte transversal indicando a direção das velocidades absolutas.

O movimento de precessão é instável e, dependendo da variação de pressão no tubo de sucção, pode ocorrer no sentido da rotação do rotor ou no sentido oposto. Mas existe uma tendência do sentido da precessão ser no mesmo sentido da rotação do rotor trabalhando em subcargas e no sentido oposto

do rotor trabalhando em sobrecargas. Isto é devido ao próprio sentido de rotação do vórtice de núcleo, nestas condições, embora possa também ser influenciado por fatores externos.

Este movimento ao atingir o cotovelo do tubo de sucção, conforme figuras 1.15 e 1.16, provoca uma variação na distribuição do fluxo. Isto acarreta uma mudança do coeficiente de descarga na secção do cotovelo do tubo de sucção.

Esta mudança no coeficiente de descarga influencia de forma bastante acentuada na flutuação de pressão. E esta flutuação se propaga para a caixa espiral chegando até mesmo, em alguns casos, ao tubo de adução.

Essa flutuação de pressão, quando periódica, terá a mesma frequência do vórtice de núcleo. Isto ocasiona uma variação e queda de potência disponível, variações no torque do eixo da máquina, etc, caracterizando a denominada "faixa de instabilidade hidráulica" da máquina.

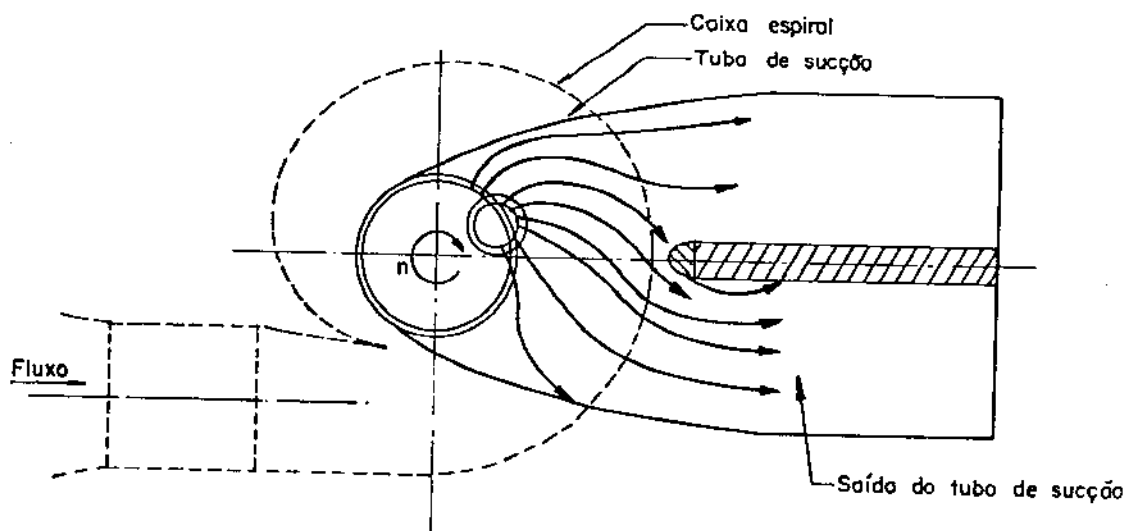


Fig. 1.15 Distribuição do fluxo no cotovelo do tubo de sucção num instante t.

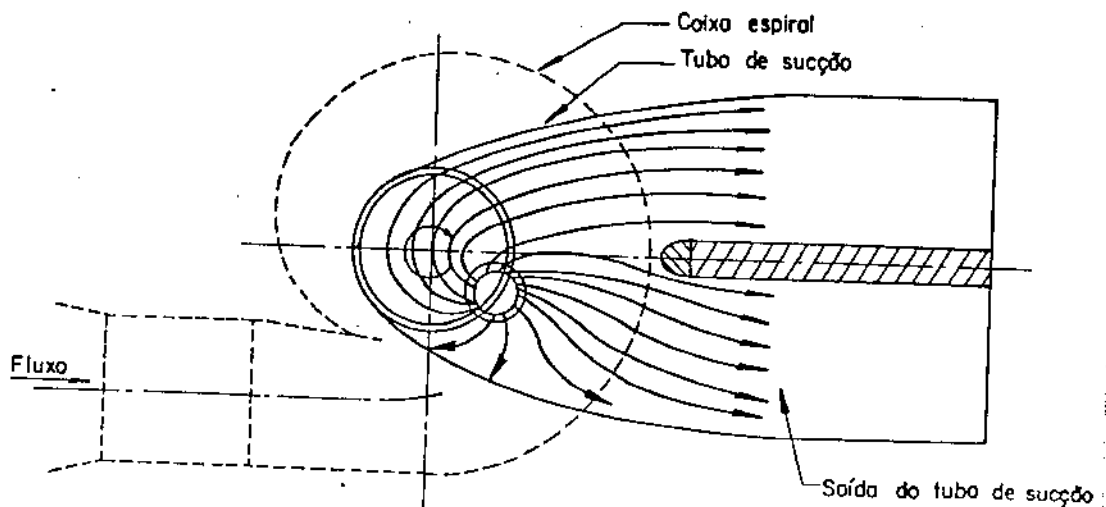


Fig. 1.16 Distribuição do fluxo no cotovelo do tubo de sucção num instante  $t+dt$ .

#### 1.4 CASOS HISTÓRICOS NACIONAIS

##### 1.4.1 "CESP"—"COMPANHIA ENERGÉTICA DE SÃO PAULO"

A CESP começou a operar máquinas Francis com grandes potências e, ao mesmo tempo, de elevada velocidade específica a partir da década passada. Essas são classificadas como Turbinas Francis rápidas. Em consequência do uso dessas turbinas, nos últimos anos, o problema da instabilidade causada por vórtice de núcleo se tornou importante e motivo de algumas experiências e estudos na Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira.

O projeto da usina de Ilha Solteira consta de 20 máquinas de igual potência. As quatro primeiras unidades são de fornecimento de um consórcio japonês, as doze intermediárias de um consórcio europeu e as quatro últimas de um con-

sórcio francês [8].

Nas máquinas de 1 a 4 (consórcio Japonês) existem tubulações para aeração das tampas das turbinas e do tubo de sucção e tubulação para equilíbrio de pressão.

No entanto, a pressão existente na tampa da turbina só permite a entrada de ar forçado por compressores. Posteriormente, foram instalados pontos de injeção de ar anti-cavitação junto ao anel de desgaste inferior.

Já as máquinas do consórcio europeu (as de 5 a 16) são equipadas com um sistema de admissão de ar. O ar de estabilização é admitido em cargas parciais de 0 a 110MW.

Acima de 140 e até 160MW o ar de cavitação é admitido por meio de eletro-válvulas e com controle por relés de potência, e esta admissão é feita automaticamente.

#### 1.4.1.1 PROBLEMAS APRESENTADOS

Nas operações das máquinas de 5 a 16 não foram encontrados problemas de instabilidade da potência. Os principais problemas de vibração ocorreram nas máquinas japonesas que são as de 1 a 4.

Desde o início de operação da máquina número 1 (japonesa), cuja saída d'água se verifica junto a parede lateral do Edifício de Comando Centralizado, foram notadas vibrações anormais neste prédio.

Foram realizadas medidas que demonstraram, numa faixa de carga de 120 a 160MW (carga nominal) na turbina número 1, que as vibrações já eram perceptíveis. Essas vibra-

ções aumentavam com a diminuição da carga e atingiam ao máximo ao redor de 50 a 60MW.

A lage da sala de comando vibrava com uma frequência quase constante de 13Hz, mas com amplitudes variáveis, indicando uma excitação de características aleatórias de intensidade variável.

Com a carga de 160MW não foram observadas vibrações fora do normal nas turbinas de 1 a 4 e nos seus arredores. Com cargas reduzidas a 30% da plena carga, um aumento das perturbações foi observado, principalmente no escoamento no tubo de sucção dessas máquinas.

Com cargas abaixo de 110MW foram constatadas vibrações nas tubulações localizadas no cone de sustentação e tampa da turbina, inclusive com rupturas frequentes.

O escoamento na superfície do canal de fuga se apresentava borbulhando e turbulento, com erupções periódicas de intensidades variáveis e em lugares diferentes. Com a diminuição da carga estas erupções deslocaram-se para jusante, junto ao hall de montagem, na altura do prédio de comando.

As perturbações, que variavam com a carga da turbina, tinham origem no tubo de sucção. A transição do escoamento confinado no canal de fuga aberto era provocada pelas erupções e pela formação do vórtice de núcleo. Essa excitação é transmitida às lages do prédio de comando.

#### 1.4.1.2 SOLUÇÕES ADOTADAS

Foram realizadas modificações para admissão de ar



no sistema de sucção, de forma a diminuir a massa rodopiante, e conseqüentemente, diminuir a diferença de pressão em ambos os lados da parede de bifurcação do tubo de sucção.

Testes de injeção forçada de ar foram realizados na tampa da turbina por compressores em diversas condições de carga.

Para estabilização do fluxo foram feitos 12 furos, localizados no início da parede divisória do tubo de sucção em ambos os lados, diminuindo a amplitude da pulsação e tranquilizando o escoamento no canal de fuga.

#### I.4.1.3 RESULTADOS OBTIDOS

A furação na parede divisória provocou uma redução do nível de vibração entre 70 a 90MW e abaixo de 40MW. A baixa eficiência pode ser atribuída à pequena relação entre a área perfurada e a área total da parede (essa relação foi estabelecida aproximadamente de 1,4%). Por motivos estruturais não foi possível que se realizassem aberturas maiores, mas este caminho poderá ser estudado com mais cuidado.

Verificou-se que os resultados são da mesma ordem de grandeza, tanto para a aeração do tubo de sucção como para a injeção junto ao anel inferior. Constatou-se uma queda bastante acentuada no nível de vibração em toda a faixa de potência abaixo de 100MW. E os menores níveis de vibração foram obtidos com a injeção conjunta no anel inferior e no tubo de sucção.

#### 1.4.2 "FURNAS CENTRAIS ELÉTRICAS S.A."

Logo após a entrada em operação comercial das primeiras unidades geradoras de uma usina do sistema FURNAS, equipadas com turbinas Francis de eixo vertical, com potência nominal de 170MW, 112,5rpm e 60m de queda, foram constatadas oscilações de potência na faixa de 35 a 65% de plena carga [9].

Essas oscilações de potência, na faixa compreendida entre 45 e 65% da potência máxima, se tornaram periódicas com período de 2 segundos tanto para operação individual como para operação em conjunto.

Tendo em vista ser a frequência de oscilação de potência de aproximadamente 0,5Hz, pequena em relação às frequências normalmente produzidas pela ação de excitações provenientes do sistema elétrico, foi concluído que tais oscilações eram produzidas pela flutuação do torque no eixo da unidade, decorrente de distúrbios hidráulicos na turbina provocados por vórtices de núcleo.

##### 1.4.2.1 SOLUÇÃO ADOTADA

Foi solicitado ao fabricante que fizesse uma análise. Observações e registros simultâneos da flutuação de pressão de modelos reduzidos em diversos pontos da turbina, e registros da flutuação do torque no eixo da máquina foram realizados. Com estes resultados, decidiu-se partir para uma alternativa que consistiu na instalação de 3 prismas no revestimento metálico do tubo de sucção, como está mostrado no

final deste capítulo na Tabela 1.1.

#### 1.4.2.2 RESULTADOS OBTIDOS

Os prismas reduziram substancialmente as vibrações em relação a unidade não modificada, principalmente, na região compreendida entre 170 e 270[mm] de abertura das palhetas do distribuidor.

A amplitude máxima da oscilação da potência foi alterada de 43% da amplitude máxima medida na unidade não modificada. A instalação de tais prismas, no modelo, produziu uma redução de 50% nas amplitudes das flutuações de pressão no tubo de sucção em cargas parciais, devido às componentes do vórtice de núcleo.

#### 1.4.3 "CHESF"—"COMPANHIA HIDRELÉTRICA DE SÃO FRANCISCO"

O sistema CHESF, se sobressai dos demais sistemas operando no Brasil, pelo fato de possuir um comportamento típico em sua curva de carga, onde se verifica uma demanda em determinados pontos da ordem de 58% da demanda máxima. Isto significa que as turbinas devem acompanhar essa variação de demanda. E sendo as turbinas instaladas predominantemente do tipo Francis, decorrem de imediato as dificuldades de operação das mesmas para evitar as faixas críticas.

Existe uma tendência de utilização das máquinas de potência unitária elevada e velocidades específicas cada vez maiores [10]. Com isto, os riscos de cavitação são maiores e os problemas de vórtices de núcleo se agravam de forma bas-

tante acentuada.

Uma melhor especificação para as usinas do complexo CHESF atenderem à demanda seria a utilização de Turbinas Francis com menor potência unitária, e em maior número de unidades por usina. Isto permitiria a adoção de unidades com velocidades específicas baixas e que, portanto, apresentariam uma curva de rendimento "achatada", o que atenderia a esta demanda tão variada. Mas por razões econômicas foi eliminada essa possibilidade.

Temos abaixo um relato dos problemas apresentados nas usinas da CHESF e as medidas corretivas adotadas em cada caso.

#### 1.4.3.1 USINA DE BOA ESPERANÇA

No início da operação, da primeira unidade geradora já surgiram problemas de ruído excessivo, atribuído ao fato do nível do canal de fuga encontrar-se muito baixo. Para a correção foi construída uma ensecadeira estrangulando cerca de 2/3 do canal de restituição e, desta forma, conseguiram reduzir o ruído.

Em estudos posteriores ficou comprovado que a turbina estava um pouco afogada, trabalhando com contra-pressão. Após 17.000 horas de operação contínua, foram constatadas trincas na coroa superior e prolongando-se radialmente para fora e para baixo chegando, em alguns casos, na parte superior das palhetas.

Na inspeção de outra máquina, após 14.500 horas de

operação, observou-se a existência de trincas aproximadamente nos mesmos locais em que apareceram na primeira unidade.

Em ensaios observou-se que as variações registradas em diversos pontos da máquina estavam rigorosamente associadas às oscilações de pressão registradas no tubo de sucção, provenientes das irregularidades no fluxo causado pelo vórtice de núcleo.

A solução foi encontrada com a adoção de três medidas conjuntas, corretamente usadas, como a injeção de ar, fixação de nervuras no tubo de sucção e elevação do nível de jusante.

Nesta usina estão instaladas duas turbinas Francis de 54MW que operam com nervuras fixas no tubo de sucção para amenizar o problema do Vórtice de Núcleo. Uma outra tentativa, quando da sua entrada em operação com estudos em modelos reduzidos, foi alterar a forma do cone defletor.

#### 1.4.3.2 USINA DE PAULO AFONSO III

Esta usina é constituída de quatro unidades de 216MW cada uma. Foram notadas fortes vibrações axiais quando a mesma foi posta a operar com abertura do distribuidor a partir de 86%, mantendo-se a queda de 87m, que é a faixa de condição de potência garantida em contrato pelo fabricante.

Bons resultados foram apresentados no que diz respeito ao amortecimento das pulsações provocadas pelos vórtices de núcleo no tubo de sucção, fixando-se no tubo uma estrutura para areação, mas a mesma não resistiu aos esforços

aplicados, e foi arrancada pelo fluxo passante através do tubo.

#### 1.4.4 "ELETROSUL"- "ELETRICIDADE DO SUL"

Durante os ensaios de operação da primeira unidade geradora da Usina Hidrelétrica de Salto Santiago, equipado com turbinas Francis de eixo vertical, (potência nominal de 338,5MW, 120rpm, 106m de queda), foram constatadas instabilidades acentuadas e com características restritivas à operação da unidade, em larga faixa de cargas [11].

Essas instabilidades apareciam sobre a forma de flutuações de pressão no tubo de sucção e na caixa espiral, com amplitudes de pico a pico atingindo valores máximos de até 24% da queda, além das oscilações de potência da unidade.

Fortes implosões no tubo de sucção também foram constatadas, com alto nível de ruído, e que ocasionavam vibrações acentuadas, inclusive na estrutura da casa de força. Tais instabilidades impunham uma estreita margem para operação satisfatória da unidade, tendo sido liberada para operar a partir de 85% da potência nominal.

Após algumas análises chegou-se à conclusão de que não estava em funcionamento o sistema previsto inicialmente para aeração natural da turbina. Após identificada a causa e verificada as várias possibilidades, optou-se por um novo sistema de aeração.

Com o novo sistema de aeração foi constatado o to-

tal desaparecimento das implosões no tubo de sucção, além de significativa redução dos níveis de flutuação de pressão e oscilação de potência, permitindo liberação para a operação normal da unidade geradora.

#### 1.4.5 "COPEL"—"COMPANHIA PARANAENSE DE ELETRICIDADE"

Na Usina Hidrelétrica de Foz do Areia do sistema COPEL foram realizadas medidas de flutuação de pressão no tubo de sucção durante a operação da máquina número um. Em cargas parciais, estas flutuações de pressão mostraram ser elevadas. A causa do problema foi atribuída a condição do fluxo no tubo de sucção devido à frequência da flutuação de pressão ser típica do vórtice de núcleo.

A máquina possui um sistema de aeração natural em sua tampa, que não se mostrou suficientemente eficaz. Desta forma uma outra tentativa foi realizada com injeção de ar comprimido através da junta de sucção, e separadamente na tampa da máquina e ainda na parede superior reta do tubo de sucção. Isto, entretanto, mostrou pouco eficácia que foi atribuído à limitada vazão do compressor de apenas 20m<sup>3</sup>/min.

Nos estudos em modelo foram constatados os efeitos das aletas fixadas no tubo de sucção, e uma significativa redução da flutuação de pressão no mesmo e na caixa espiral. Com estas medidas tornou-se menos crítico a operação da máquina na condição de operação em cargas parciais.

## 1.5 CASO HISTÓRICO DO EXTERIOR - "FUJI ELETRIC CO., LTD"

Num trabalho intitulado "Pressure Surge in the Draft Turbine Francis" [13], dois engenheiros adotaram uma outra solução para amenizar os efeitos provocados pela oscilação de pressão no tubo de sucção devido ao vórtice de núcleo.

Alguns autores, como é descrito no trabalho, demonstram que existe uma forte influência na formação do vórtice no tubo de sucção devido a sua conicidade de saída.

Os ensaios foram realizados em um modelo de turbina Francis com velocidade específica de  $46,1[\text{rpm}\cdot\text{m}^3/\text{s}\cdot\text{m}]$ , para o ponto de eficiência ótima. O diâmetro de entrada do rotor é de 380mm e este possui 13 pás.

Foi medida a pulsação de pressão no teste com uma altura de 40m e com uma mudança na altura de sucção. A potência de saída do modelo era de 264KW sob uma velocidade de rotação de 999rpm.

A forma do tubo de sucção é mostrada na figura 1.17a, onde o ângulo  $2\theta$  era de 9 graus no cone, o qual é um valor normal para um difusor cônico convencional.

A alteração proposta foi de mudar o ângulo  $2\theta$ , que passou para 15 graus, como observa-se na figura 1.17b. Esta modificação atenuou as oscilações de pressão no tubo de sucção devido ao vórtice de núcleo.



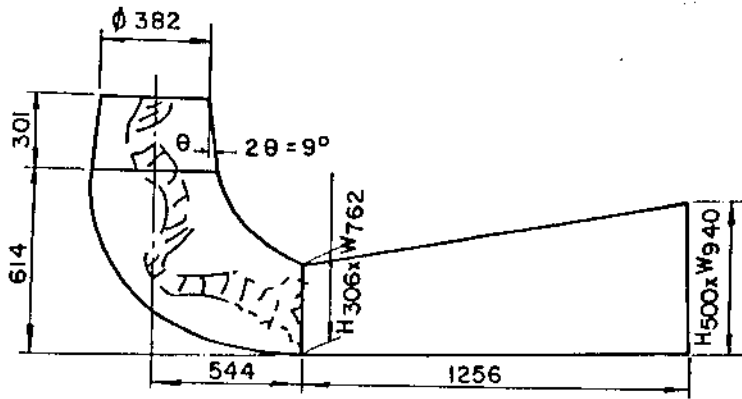


Fig. 1.17a Tubo de sucção original (  $2\theta = 9$  graus).

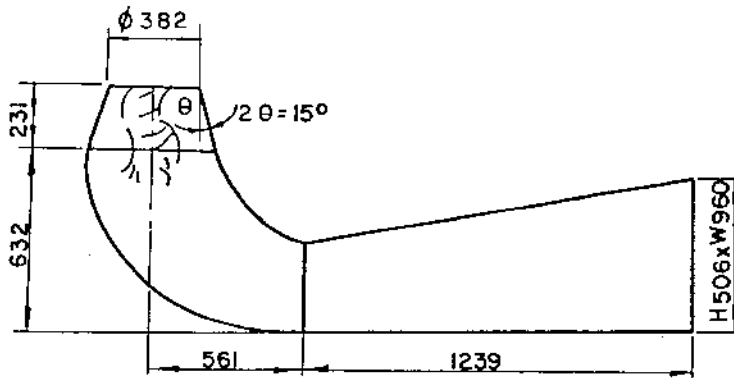


Fig. 1.17b Tubo de sucção alterado (  $2\theta = 15$  graus).

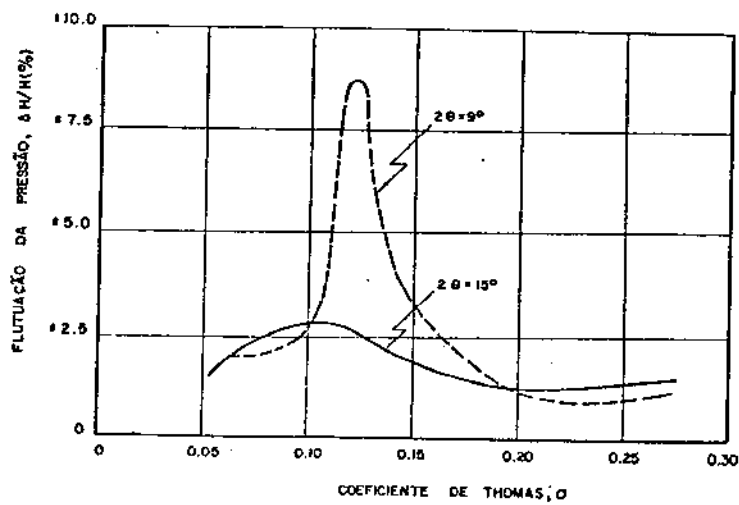


Fig. 1.18 Flutuação da pressão em relação ao índice de cavitação.

Na figura 1.18, pode-se observar a melhoria que a medida causou em termos de flutuação de pressão.

## 1.6 SOLUÇÕES USUALMENTE ADOTADAS

As soluções que estão aqui comentadas são as mais usuais na tentativa de corrigir os efeitos perturbadores no tubo de sucção proveniente do vórtice de núcleo.

### 1.6.1 INJEÇÃO DE AR

É uma solução imediata para vários casos onde tem-se perturbações no tubo de sucção e em muitos casos é a única possibilidade.

Com a injeção de ar insuflado em quantidade suficiente consegue-se preencher o núcleo do vórtice bloqueando-o e, com isto reduzindo o efeito de bombeamento que ocorre dentro do mesmo. Tal procedimento pode ser anti-econômico devido à queda de rendimento.

Se a eliminação total das oscilações de pressão não for possível, obtém-se pelo menos uma transformação das oscilações periódicas em aperiódicas, evitando-se com isto que a máquina seja submetida a esforços cíclicos que podem atuar diretamente na vida útil da máquina.

A injeção de ar pode ser feita de muitas maneiras, embora existam algumas disposições já consagradas com resultados práticos bastante satisfatórios, conforme mostrado na

figura 1.19, que diminuem a cavitação, a vibração, o ruído, e a oscilação de pressão.

O local para injeção de ar deve ser bem escolhido, caso contrário, pode trazer conseqüências danosas ao rendimento da máquina.

A admissão de ar através do anel de cavitação e/ou pela cruzeta, pode servir para minimizar a cavitação e as pulsações de pressão, tendo um efeito de amortecimento.

A quantidade de ar é importante, e resultados práticos mostram que o volume de ar deve ser da ordem de 0,25 a 1% da descarga plena, na pressão atmosférica. É claro que esta faixa é flexível e não é geral podendo, em alguns casos, serem necessárias descargas maiores que 1%.

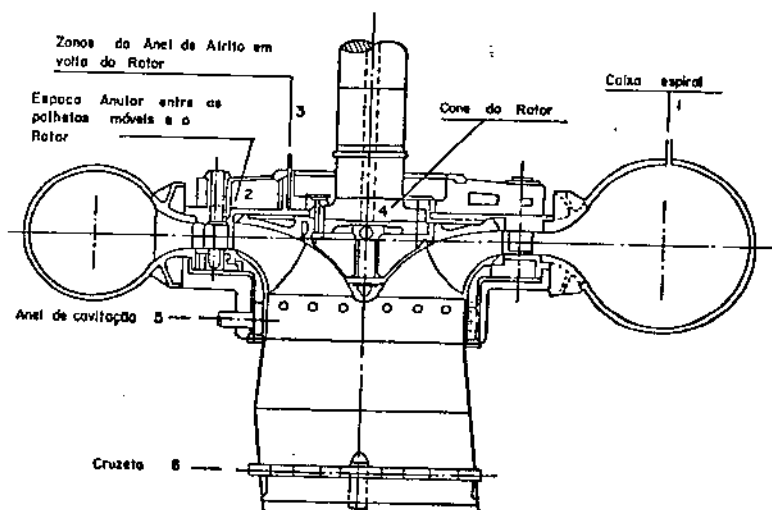


Fig. 1.19 Locais clássicos de injeção de ar.

A injeção de ar através da cruzeta é limitada para turbinas pequenas e pouco afogadas, devido a grandes esforços que as mesmas estão submetidas, exigindo um rigoroso dimensionamento.

### 1.6.2 RECURSOS GEOMÉTRICOS

Consiste na fixação de diferentes formas de estruturas no interior do tubo de sucção, com o objetivo de impedir a rotação da água e, com isto, manter o vórtice de núcleo teoricamente centrado no tubo de sucção, ou ainda, destruir o vórtice para que seu efeito seja dispersado.

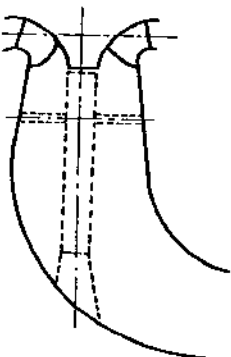
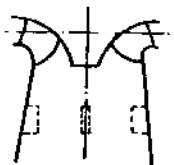
A tabela 1.1, alguns recursos geométricos utilizados e suas conseqüências, vantagens, desvantagens, forma e posição no tubo de sucção conforme referência [14].

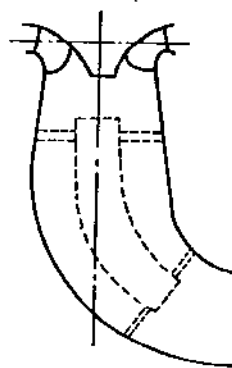
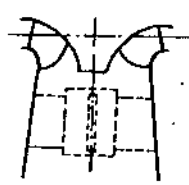
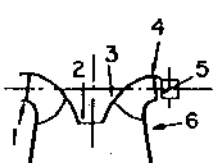
O caso do tripé e da cruzeta são utilizados para a injeção de ar e por estarem no interior do tubo de sucção estão sujeitos a grandes esforços.

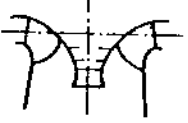
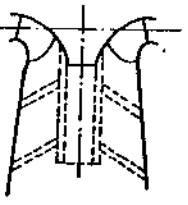
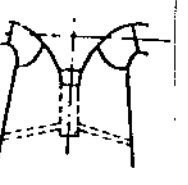
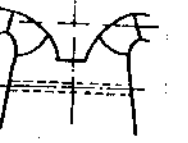
Os resultados obtidos de recursos geométricos tem mostrado uma eficiência muito grande no que se refere às oscilações de pressão. No entanto, são criados, com estas estruturas, regiões susceptíveis à cavitação e, portanto, medidas para o controle deste fenômeno são comumente empregadas em conjunto para obter-se um melhor resultado e controle do vórtice de núcleo.

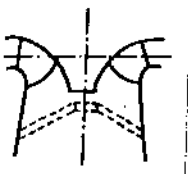
Tab. 1.1 Recursos utilizados para minimização dos efeitos provocados pelo vórtice de núcleo.

NRI	RECURSOS	VANTAGEM	DESVANTAGEM
01	Operar fora da faixa de operação de interesse.	Minimizar as vibrações.	Redução de disponibilidade. Perda de produção de energia. Automação mais complicada.
02	Projeto de rotas com distribuição especificada de velocidade na saída do rotor.	Rodopio e assimetria de flutuação características, suscetível em certos limites.	As características de desempenho e cavitação são afetadas significativamente prejudicando a operação.
03	Projeto do tubo de sucção (ângulo do cone, contorno e comprimento).	Redução limitada da pulsação de pressão do tubo de sucção. Frequência natural influenciada pelo comprimento.	Perda do rendimento. Perigo de separação do fluxo.
04	Aletas ligadas a parede do tubo de sucção.	Redução da pulsação especialmente em carga parcial. Aumento da frequência de oscilação. Praticável para máquinas de todos os tamanhos.	As aletas estão sujeitas a cavitação, erosão e vibração. Perda de rendimento especialmente em unidades de alta velocidade específica.
05	Cilindro não rotativo, enrijecido com tripé.	Bons resultados com máquinas múltiplos estágios (eixos girantes) e bombas turbinas de simples estágio. Redução da pulsação de pressão. O tripé pode ser usado como ponto de injeção de ar.	Perda de rendimento, aumentando com a velocidade específica e carga. Tripé sujeito a forças laterais agindo sobre o cilindro. Não é praticável para grandes unidades.



<p>06</p>	<p>Cilindro coaxial com tripé.</p> 	<p>Redução das pulsações de pressão. Nenhuma influência significativa sobre o rendimento. Aumento na influência de oscilação. Tripé pode ser usado como ponto de injeção de ar.</p>	<p>Dificuldades estruturais limitadas para unidades de tamanho médio.</p>
<p>07</p>	<p>Combinação do cilindro ôco e asaletas prolongadas.</p> 	<p>Redução das pulsações de pressão.</p>	<p>Dificuldades estruturais. Perda de rendimento. Limitada para máquina de tamanho médio. Sujeito a cavitação.</p>
<p>08</p>	<p>Injeção de água para produzir um tripólio contrário.</p>	<p>Redução significativa da pulsação de pressão.</p>	<p>Grande perda de rendimento.</p>
<p>09</p>	<p>Pás montadas sobre o cone e girando com ele.</p>	<p>Geração de um vácuo parcial atrás das pás, possibilitando um baixo consumo de energia.</p>	<p>Não muito efetivo sem o afluxo de ar.</p>
<p>10</p>	<p>Injeção de pequenos volumes de ar de 0,1 a 0,2% da descarga corrente turbina em vários locais.</p> 	<p>Redução de ruído de alta frequência. Redução de erosão da cavitação quando o ar é injetado na montante, cavitação em 1, 4 e 5. Amortecimento da onda de choque do vórtice cavitante.</p>	<p>Normalmente pequena redução da amplitude de baixa frequência. Em alguns casos o aumento de amplitude por causa do efeito ressonante.</p>

11	<p>Injeção de ar em grandes volumes de ar, 0,5 à 3,0% da descarga.</p>	<p>Grande redução das pulsações de amortecimento de oscilações de potência.</p>	<p>Perda primária de rendimento. Perda secundária de rendimento devido à potência de compressão. Não é econômico.</p>
12	<p>Extensão do cone do rotor.</p> 	<p>Influência insignificante no rendimento.</p>	<p>Aumento das forças que agem sobre os mancais. Somente pequenos efeitos sobre o comportamento vibracional.</p>
13	<p>Extensão estacionária (longa) sobre o cone do rotor com dois tripés.</p> 	<p>Amortecimento eficaz. Os tripés podem ser usados como tubo de ventilação.</p>	<p>Menos efetivo sem injeção de ar que outros recursos.</p>
14	<p>Prolongamento do rotor de forma cônica "Sworke" com tripé.</p> 	<p>As vezes dá bom efeito de amortecimento. Tripé é útil como tubo de ventilação.</p>	<p>Menos efetivo sem injeção de ar que outros recursos.</p>
15	<p>Tubo contraven-tando o tubo de sucção.</p> 	<p>Solução relativamente barata. Pequenos efeitos sobre o rendimento.</p>	<p>Não é efetivo sem injeção de ar. Somente para unidades médias.</p>

16	<p>Tripé simples.</p> 	<p>Menos dificuldades estruturais do que com tubo.</p>	<p>Sem injeção de ar este recurso proporciona menor efeito que os outros recursos.</p>
----	---	--	--



## BIBLIOGRAFIA I

- [1] Kelvin, Lord; "VIBRATION OF A COLUMNAR VORTEX"; Philosophical Magazine; vol.5, 1880 pp 155.
  
- [2] Gray and Mathews; "A TREATISE ON BESSEL FUNCTIONS"; Macmillan Publications, London, England, 1922 pp 120-130.
  
- [3] Ackeret, J.; "ÜBER STATIONÄRE HOHLWIRBEL"; Ingenieur Archiv, vol.1, 1930 pp 399-402.
  
- [4] Uchimaru S. and Kito S.; "ON THE VIBRATIONS OF THE DRAFT TUBE OF A WATER TURBINE", Journal of the Faculty of Engineering Tokyo Imperial University, vol.18, Feb.1930
  
- [5] Rheingans W.J., "POWER SWING IN HYDROELECTRIC POWER PLANT" Transactions of the ASME, vol.62, 1940 pp 171-177.
  
- [6] Murakami, M.; "VIBRATION OF WATER-TURBINE DRAFT TUBE", Transactions of the ASME, Jan.1962 pp 36-42.
  
- [7] Hobol, Y.; "EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF PRESSURE SURGE IN DRAFT TUBES OF FRANCIS WATER TURBINES", Hitachi Review, Tokio 14(12), Nov. 1965.
  
- [8] Sub-Comitê de Operação e Manutenção de Sistemas Elétri-

cos, Informativo Técnico Nacional do Brasil - CESP, Out. 1978.

- [9] Rocha, G.A.; "OSCILAÇÃO DE POTÊNCIAS EM UNIDADES GERADORAS DE USINAS HIDRELÉTRICAS", V Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica- FURNAS 1979
- [10] Soares, M.A.V. & Silveira, R.S.; "OPERAÇÃO DE TURBINAS HIDRAULICAS FRANCIS EM DIVERSAS CONDIÇÕES DE CARGA", V Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica - CHESF 1979.
- [11] Siqueira, P.C.C. e outros; "INSTABILIDADE EM CARGAS PARCIAIS NAS TURBINAS DA USINA HIDRELÉTRICA DE SALTO SANTIAGO", VII Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica - ELETROSUL 1983.
- [12] TRABALHO DE CONSULTORIA DA "HITACHI LTDA" - TÓKIO para Usina Hidrelétrica de Foz do Areia - Sistema COPEL Jan 1981.
- [13] Kubota, T. & Aoki, H; "PRESSURE SURGE IN THE DRAFT TUBE OF FRANCIS TURBINE", Fuji Electric CO., LTD.
- [14] Grein, H; "VIBRATION PHENOMENA IN FRANCIS TURBINE; THEIR CAUSES AND PREVENTION", Escher Wyss News 1982 pp 37-42.

- [15] Glattfelder, A.H.; Grein, H. and Dorfler, P.; "INTENSE SYSTEM VIBRATIONS IN HYDRO PLANTS", Water Power & Dam Constructions, pp 34-37, March 1981.
- [16] Glattfelder, A.H.; Grein, H. and Dorfler, P.; "SYSTEM VIBRATIONS IN HYDRO PLANTS", Escher Wyss News 1/1981 e 1/1982 pp 27-31.
- [17] Guarga R.; "MODELO BIDIMENSIONAL DEL VORTICE SIN SIMETRIA AXIAL CREADO POR EL FLUJO HELICOIDAL DENTRO DE UN TUBO CILINDRICO (APLICACIONES A GEOMETRIAS CILINDRICAS Y CONICAS)"; XII Congresso Latino Americano de Hidráulica, S.Paulo, Brasil, Set. 1986.
- [18] Guarga R., Solorio A. y Rodal E.; "COMPORTAMIENTO OSCILATORIO COMPARADO DEL FLUIDO HELICOIDAL EN GEOMETRIAS CONICAS DIVERGENTES Y CILINDRICAS", XII Congresso Latino Americano de Hidráulica, São Paulo, Brasil, Set. 1986.
- [19] Guarga R. e outros; "LDV AND PRESSURES MEASUREMENTS IN SWIRLING CONFINED, TURBULENT AND NON-CAVITATING FLOWS" Work Group on the Behavior of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions", Mexico City, Mexico, Set 1985.
- [20] Guarga, R. e outros; "OSCILLATORY CHARACTERISTICS OF SWIRLING, CONFINED, TURBULENT AND NON-CAVITATING FLOWS"

Work Group on the Behavior of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions, Mexico City, México, Set 1985.

- [21] Cunha, P.M.R. & Pierri, R.A.; "DETECCAO E ESTUDOS DE SOLUÇÕES DE PROBLEMAS DE VIBRAÇÕES EM ESTRUTURAS DE USINAS HIDRELÉTRICAS", VI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica - CESP 1981
- [22] Thuss, W.; "LEIS GERAIS DAS MAQUINAS HIDRAULICAS", VOITH S/A MAQUINAS E EQUIPAMENTOS, I Seminário de Engenharia Hidromecânica, Mar. 1976.
- [23] Rafael Guarga - Comunicação Pessoal - XII Congresso Latino Americano de Hidráulica, São Paulo, Set. 1986.

## CAPITULO I I

### "MODELO MATEMATICO DETERMINISTICO PARA OBTENÇÃO DA FREQUENCIA DO VÓRTICE DE NÚCLEO"

A partir de observações experimentais, verifica-se a complexidade do fenômeno e a dificuldade de se construir um modelo matemático que retrate com realidade as características que o envolve, quando o mesmo estiver formado e em regime.

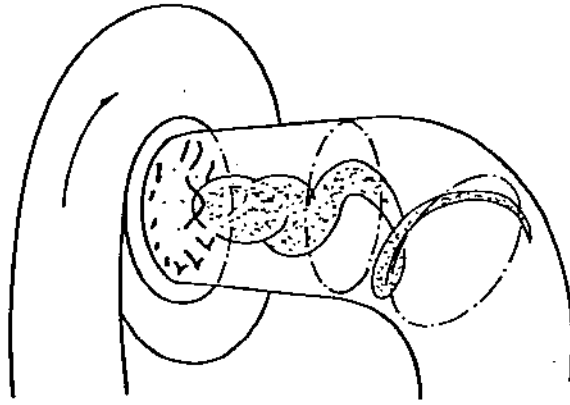


Fig. 2.1 Modelo Experimental.

A figura 2.1 mostra um modelo experimental onde se pode ver a natureza complicada da vibração do tubo de sucção da máquina. Na composição desta vibração destaca-se uma frequência que varia com a circulação no tubo de sucção, e conseqüentemente com a velocidade de rotação da máquina [1].

Como já foi observado em pesquisas realizadas anteriormente por Rheingans [1], pela introdução de pó de alumínio através de um tubo, aparece um fluxo helicoidal no final da descarga, o que ocasiona vibrações periódicas, proporcionando perigo quando a mesmas ocorrem próximo às faixas de algumas das frequências ressonantes do sistema. Este fato é importante devido as estruturas das usinas serem grandes e assim possuírem baixa frequência de ressonância.

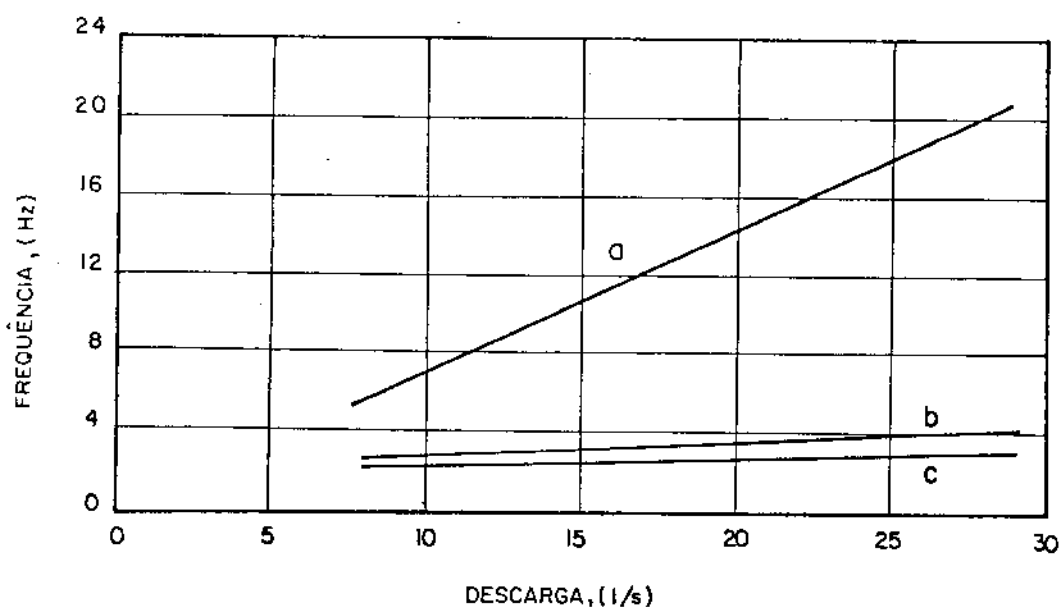


Fig. 2.2 Relação entre a frequência e a vazão para diferentes formas do tubo de sucção [5]; a:tubo cilíndrico, b:tubo conicamente divergente, c:tubo conicamente divergente com a extremidade convergente.

Um fato bastante significativo e que deve ser sempre levado em consideração, é a forma do tubo de sucção, que influencia na variação da frequência com o valor da descarga da máquina. Na figura 2.2, pode-se observar a variação linear

da frequência com a vazão.

O gráfico mostra a relação para três formas do tubo de sucção: a reta "a" é para um tubo cilíndrico, a reta "b" é para um tubo conicamente divergente, e a reta "c" é para um tubo conicamente divergente com um pequeno final convergente.

Pode-se ver que tanto os tubos "b" como "c" possuem baixas sensibilidades; já o tubo cilíndrico "a" é um tubo mais sensível, portanto uma pequena variação da vazão significa uma grande variação na frequência.

Se a rotação do fluido for bloqueada, ou desfeita, no tubo de sucção, a vibração reduz-se sensivelmente. A vibração é produzida pela rotação da excentricidade do vórtice do núcleo ao redor do centro do tubo, como foi discutido no capítulo I.

Para o desenvolvimento matemático da frequência do vórtice de núcleo vamos considerar a figura 2.3, que nos mostra um par de vórtices opostos e dispostos de forma simétrica em relação aos eixos coordenados. A posição do centro do vórtice do núcleo se encontra fora do centro geométrico do tubo de sucção com uma circulação igual e oposta a de seu vórtice par considerado pela teoria dos vórtices pares.

A figura 2.3, mostra esquematicamente a seção transversal do tubo de sucção perpendicular ao eixo axial.

Para o desenvolvimento do modelo considere o desenvolvimento do equacionamento de um vórtice no centro do sistema coordenado xy como mostra na figura 2.4.

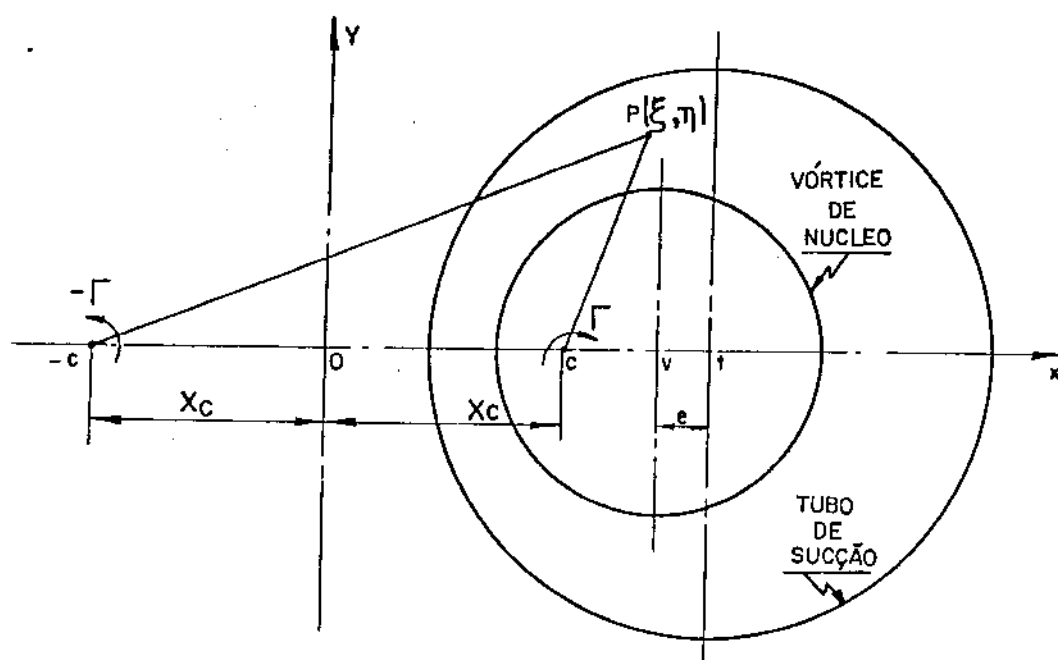


Fig. 2.3 Modelo físico para o desenvolvimento do modelo matemático.

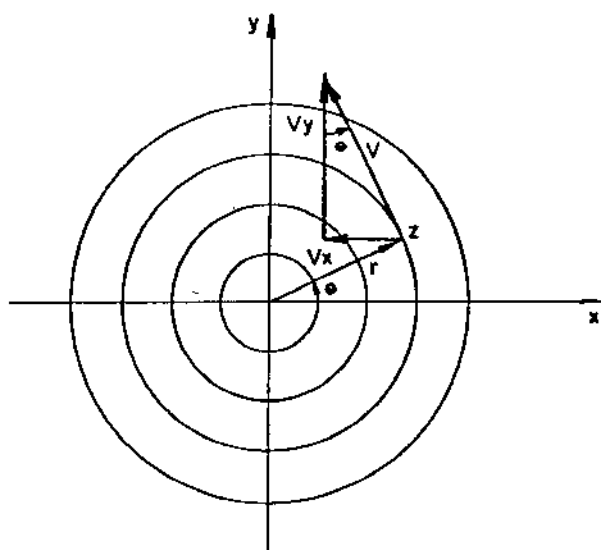


Fig. 2.4 Vórtice bidimensional centrado na origem dos eixos coordenados.



Considere um ponto  $z$  do vórtice distante de  $r$  do centro, e com velocidade  $V_\theta$ , então podemos escrever:

$$V_x = -V_\theta \sin \theta \quad \text{e} \quad V_y = V_\theta \cos \theta$$

A velocidade complexa conjugada é definida por

$$\bar{V} = V_x - i V_y = -V_\theta(\sin \theta - i \cos \theta) = i V_\theta e^{-i\theta}$$

Pela definição de circulação temos:

$$\Gamma^* = \oint \vec{V} \cdot d\vec{s} = \int_0^{2\pi} V_\theta r \, d\theta = 2\pi r V_\theta$$

então 
$$V_\theta = \frac{\Gamma^*}{2\pi r} \quad (V_r=0, \text{ pela definição de vórtice})$$

Logo 
$$\bar{V} = i \frac{\Gamma^*}{2\pi r} e^{-i\theta} = \frac{i \Gamma^*}{2\pi z}, \quad \text{com } z = r e^{i\theta}$$

Fazendo 
$$\Gamma = \frac{\Gamma^*}{2\pi}, \quad \text{temos } \bar{V} = \frac{i\Gamma}{z}$$

Mas a velocidade complexa conjugada também pode ser obtida a partir de sua relação com o potencial complexo  $W$  :

$$\bar{V} = \frac{dW}{dz} \quad \Rightarrow \quad \frac{dW}{dz} = \frac{i\Gamma}{z}$$

Assim, o potencial complexo de um vórtice de intensidade dado por  $\Gamma^* = \frac{\Gamma}{2\pi}$ , localizado em  $z=0$  é:

$$W = i\Gamma \int \frac{1}{z} dz = i\Gamma (\ln z + K) = \phi + i\psi \quad \dots (2.1)$$

onde  $K=0$ , se o vórtice está na origem das coordenadas.

No caso em que o vórtice estiver localizado num ponto genérico  $z=z_0$ , basta efetuar uma translação de eixos e obter:

$$W = i\Gamma \ln (z - z_0)$$

Conforme a figura 2.3, o modelo se baseia na superposição de dois vórtices: um com intensidade  $\Gamma/2\pi$  localizado em  $z=X_c$  e outro com intensidade  $-\Gamma/2\pi$  localizado em  $z=-X_c$ . Logo o potencial complexo resultante do modelo será:

$$W = i\Gamma \ln \left( \frac{z - X_c}{z + X_c} \right) \quad \dots (2.2)$$

A velocidade complexa resultante será, naturalmente

$$\bar{V} = \frac{dw}{dz} = \frac{i\Gamma}{z + X_c} + \frac{-i\Gamma}{z - X_c} \quad \dots (2.3)$$

onde  $\frac{i\Gamma}{z + X_c}$  e  $\frac{-i\Gamma}{z - X_c}$  representam as velocidades complexas conjugadas dos vórtices  $\Gamma$  e  $-\Gamma$ , respectivamente.

A equação (2.3) pode ser rearranjada na seguinte forma:

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dz} &= \frac{i\Gamma(z - X_c) - i\Gamma(z + X_c)}{z^2 - X_c^2} = \\ &= -\frac{2i\Gamma}{X_c} \frac{1}{\left(\frac{z}{X_c}\right)^2 + i^2} \end{aligned}$$

$$\text{Logo, } W = -2 \Gamma \operatorname{arctg} \left( -\frac{iz}{X_c} \right) \quad \dots (2.4)$$

A equação (2.4) é uma expressão alternativa à equação (2.2) para o potencial complexo  $w$ .

Define-se agora a seguinte variável

$$\zeta = 2 \operatorname{arctg} \left( -\frac{iz}{X_c} \right) \quad \dots (2.5)$$

ou

$$z = i X_c \operatorname{tg} \left( \frac{\zeta}{2} \right) \quad \dots (2.6)$$

resulta a seguinte expressão para o potencial complexo:

$$w = -\Gamma \zeta \quad \dots (2.7)$$

É importante observar que as equações (2.5) e (2.6) são formas alternativas derivadas de (2.2), que representam um interessante "mapeamento conforme" entre os planos  $z$  e  $\zeta$ . Note-se que o potencial complexo sempre pode ser escrito como:

$$w = \phi + i \psi \quad \dots (2.8)$$

onde  $\phi$  é o potencial de velocidades e  $\psi$  é a função corrente. Sendo  $\xi$  e  $\eta$  as componentes real e imaginária, respectivamente, da variável complexa  $\zeta$ , isto é,

$$\zeta = \xi + i \eta \quad \dots (2.9)$$

resulta, das equações (2.7), (2.8) e (2.9) que

$$\phi = -\Gamma \xi \quad . . . (2.10)$$

$$\Psi = -\Gamma \eta \quad . . . (2.11)$$

Logo, as linhas equipotenciais  $\phi = \text{cte}$  e as linhas de corrente  $\Psi = \text{cte}$  são vistas, no plano  $\zeta$ , como abcissas e ordenadas respectivamente. No plano  $z$ , a forma das linhas de corrente será analisada a seguir.

Pode-se escrever a equação (2.2) da seguinte forma:

$$\begin{aligned} w &= i \Gamma \ln \left[ \frac{|z - X_c|}{|z + X_c|} e^{i [\arg(z - X_c) - \arg(z + X_c)]} \right] = \\ &= i \Gamma \ln \left[ \frac{|z - X_c|}{|z + X_c|} \right] - \Gamma [\arg(z - X_c) - \arg(z + X_c)] = \\ &= \phi + i \Psi = -\Gamma \xi - i \Gamma \eta \end{aligned}$$

Tomando a parte imaginária da equação temos:

$$\ln \frac{|z - X_c|}{|z + X_c|} = -\eta \quad \Rightarrow \quad \ln \left[ \frac{(x - X_c)^2 + y^2}{(x + X_c)^2 + y^2} \right]^{1/2} = -\eta$$

ou

$$(x - X_c)^2 + y^2 = [(x + X_c)^2 + y^2] \cdot e^{-2\eta}$$

Desenvolvendo a igualdade e colocando os termos quadrados em evidência, temos:

$$y^2 + x^2 - 2 x X_c \cdot \frac{1 + e^{-2\eta}}{1 - e^{-2\eta}} + X_c^2 = 0$$

Das definições de seno-hiperbólico e cosseno-hiperbólico, chega-se a seguinte equação:

$$y^2 + x^2 - 2 \cdot x \cdot X_c \cdot \operatorname{cotgh} \eta \cdot X_c^2 = 0$$

Colocando na forma  $(y-y_0)^2 + (x-x_0)^2 = r^2$ , temos:

$$(x-x_0)^2 - r^2 = x^2 - 2 x X_c \operatorname{cotgh} \eta + X_c^2$$

$$\text{onde } x_0 = X_c \cdot \operatorname{cotgh} \eta \quad \text{e } r^2 = X_c^2 \cdot \operatorname{cosech}^2 \eta \quad \leftarrow$$

$$\text{assim: } y^2 + (x - X_c \cdot \operatorname{cotgh} \eta)^2 = X_c^2 \cdot \operatorname{cosech}^2 \eta \quad \dots (2.12)$$

Para um dado valor de  $\eta$  constante, a equação (2.12) representa um círculo cuja linha de centro é o eixo  $x$ , assim temos uma família de círculos definidos pelos valores de  $\eta$  e o potencial complexo  $w$  representa o fluxo de água devido a circulação  $\Gamma$  ao redor do vórtice de núcleo que é definido na equação (2.12) por  $\eta = \eta_v$  e as paredes do tubo de sucção é definido por  $\eta = \eta_t$ , como mostrado na figura 2.5.

$$\text{Como } x_0 = X_c \cdot \operatorname{cotgh} \eta \quad \text{e } r = X_c \cdot \operatorname{cosech} \eta$$

$$\text{então } \frac{X_c}{r} = \cosh \eta$$

$$\frac{X_c}{r} = \cosh \eta_t \quad \text{parede do tubo de sucção}$$

$$\frac{X_c}{r} = \cosh \eta v$$

fronteira do vórtice de núcleo

$$\frac{X_c}{r} = 1 \Rightarrow X_c = r$$

para  $\eta = 0$

$$\frac{X_c}{r} = 0 \Rightarrow r \rightarrow \infty$$

para  $\eta = 1$

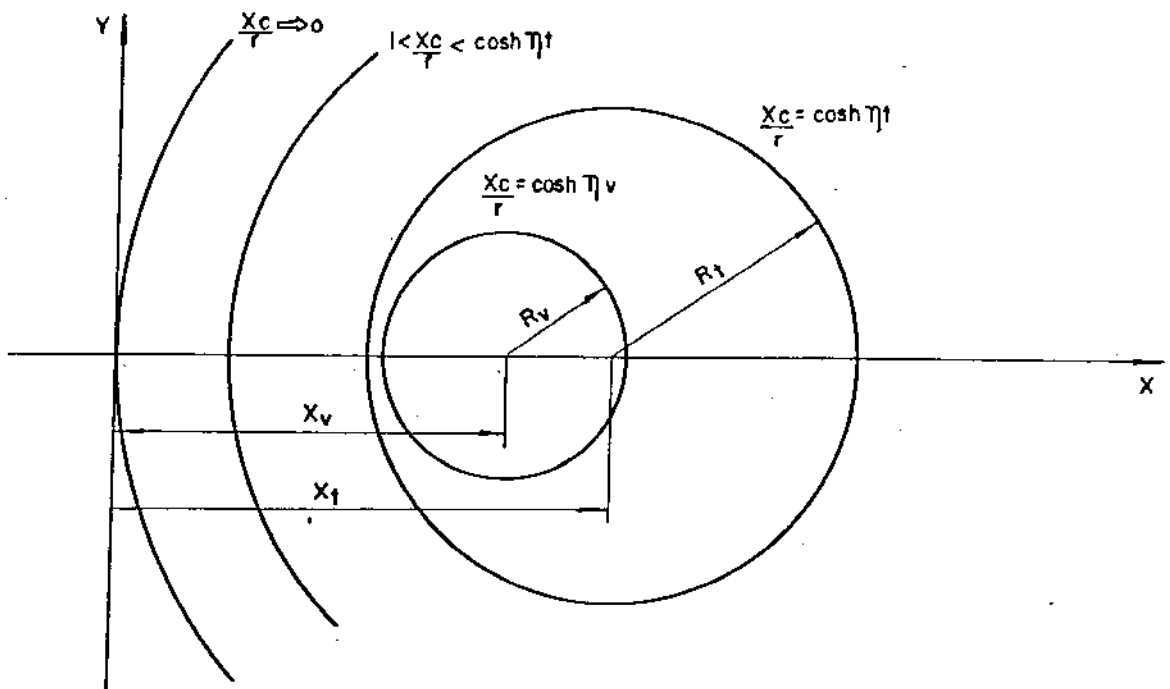


Fig. 2.5 Família de círculos definidos pela equação (2.12).

Com base na equação (2.12) pode-se determinar algumas relações importantes:

$$R_t = X_c \cdot \operatorname{cosech} \eta t \quad \dots (2.13)$$

$$R_v = X_c \cdot \operatorname{cosech} \eta v \quad \dots (2.14)$$

Da figura 2.3 e da equação (2.12),

$$\overline{ot} = x_o = X_c \cdot \operatorname{cotgh} \eta_t \quad \text{e} \quad \overline{oc} = X_c$$

Então  $\overline{ot} = X_c \cdot (\operatorname{cotgh} \eta_t - 1)$  . . . (2.15)

$$\operatorname{cosech} \eta_t = \frac{R_t}{X_c} = \frac{1}{\operatorname{senh} \eta_t} \Rightarrow \operatorname{sen} \eta_t = \frac{X_c}{R_t}$$

Como  $\operatorname{cosh}^2 \eta_t = 1 + \operatorname{senh}^2 \eta_t = \frac{R_t^2 + X_c^2}{R_t^2}$

$$\therefore \operatorname{cotgh} \eta_t = \frac{\sqrt{R_t^2 + X_c^2}}{X_c}$$

Finalmente substituindo na equação (2.15), tem-se

$$\overline{ct} = \sqrt{R_t^2 + X_c^2} - X_c \quad . . . (2.16)$$

Da figura 2.3:  $\overline{ot} - \overline{ov} = e$

$$\overline{ot} = X_c + \overline{ct} = X_c \cdot \operatorname{cotgh} \eta_t$$

$$\overline{ov} = X_c + \overline{cv} = X_c \cdot \operatorname{cotgh} \eta_v$$

Então  $e = X_c \cdot (\operatorname{cotgh} \eta_t - \operatorname{cotgh} \eta_v)$  . . . (2.17)

Utilizando das equações (2.13) e (2.14), chega-se a:

$$e = R_t \cdot \cosh \eta_t - R_v \cdot \cosh \eta_v \quad . . . (2.18)$$

Com as equações (2.13) e (2.14) em (2.18), temos:

$$e = \sqrt{R_t^2 + X_c^2} - \sqrt{R_v^2 + X_c^2} \quad . . . (2.19)$$

Desenvolvendo a equação (2.18) e isolando o valor de  $X_c$ :

$$X_c = \frac{\sqrt{(R_t^2 - R_v^2 - e^2)^2 - 4 e^2 R_v^2}}{2e} \quad . . . (2.20)$$

Com as relações anteriores, tem-se uma relação entre a constante  $X_c$  e as características geométricas do restante do modelo.

De acordo com a figura 2.3 e a referência [3], como as circulações dos vórtices são iguais em intensidade e de sentidos opostos, então o centro do sistema está no infinito e a velocidade do ponto  $c$  pode ser escrita como segue:

$$V_c = \frac{\Gamma}{2 X_c} \quad . . . (2.21)$$

O número de revoluções do vórtice de núcleo com relação ao centro do tubo de sucção por unidade de tempo é dado por:

$$f = \frac{V_{X_c}}{2\pi \frac{ct}{c}} = \frac{\Gamma}{2\pi R_t^2} \cdot \frac{R_t^2}{2 X_c \sqrt{R_t^2 + X_c^2} - X_c}$$



Pode-se escrever a frequência de uma forma simplificada

$$f = G \frac{\Gamma}{2 \pi R_t^2} \quad \dots (2.22)$$

Então:

$$G = \frac{R_t^2}{2 X_c} \left[ \sqrt{R_t^2 + X_c^2} - X_c \right]^{-1}$$

Substituindo a equação (2.19) tem-se:

$$G = \frac{R_t}{2 X_c} \left[ \frac{e}{R_t} + \sqrt{\frac{R_v^2}{R_t^2} + \frac{X_c^2}{R_t^2}} - \frac{X_c}{R_t} \right]^{-1}$$

$$G = \frac{1}{2 \delta \left[ \varepsilon + \sqrt{\alpha^2 + \delta^2} - \delta \right]} \quad \dots (2.23)$$

e  $\delta$  é dado pela seguinte equação:

$$\delta = \frac{\sqrt{(1 - \alpha^2 - \varepsilon^2)^2 - 4 \alpha^2 \varepsilon^2}}{2 \varepsilon} \quad \dots (2.24)$$

Da equação (2.22) a frequência do vórtice de núcleo  $\Gamma/2 \pi R_t^2$  representa o número de revolução da circulação da água. E o fator "G", indica a variação da frequência de acordo com a posição do mesmo em relação ao centro do tubo de sucção.

## BIBLIOGRAFIA I I

- [1] Hosoi, Y.; "EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF PRESSURE SURGE IN DRAFT TUBES OF FRANCIS WATER TURBINES", Hitachi Review, Tokio 14(12), Nov. 1965.
- [2] Rheingans, W.J.; "POWER SWING IN HYDROELECTRIC POWER PLANT", Transactions of ASME, vol.62, 1940 pp 171-177.
- [3] Lamb, H; "HYDRODYNAMICS", Dover Publications, London, England, sixth edition, 1932 pp 221.
- [4] Churchill, R.V.; "VARIÁVEIS COMPLEXAS E SUAS APLICAÇÕES" MacGraw-Hill, Rio de Janeiro, 1975.
- [5] Streeter, V.L.; "MECÂNICA DOS FLUIDOS", MacGraw-Hill, Rio de Janeiro, 1978.
- [6] Murakami, M.; "VIBRATION OF WATER-TURBINE DRAFT TUBES", Transactions of the ASME, Jan.1962 pp 36-42.
- [7] Guarga, R.; "MODELO BIDIMENSIONAL DEL VORTICE SIN SIMETRÍA AXIAL CREADO POR EL FLUJO HELICOIDAL DENTRO DE UN TUBO CILINDRICO (APLICACIONES A GEOMETRIAS CILINDRICAS Y CONICAS)", XII Congresso Latino Americano de Hidráulica, São Paulo, Brasil, Set.1986.

- [8] Hughes, W.F. & Brighton, J.A.; "DINAMICA DOS FLUIDOS"  
Coleção Schaum, McGraw-Hill do Brasil, Rio de Janeiro,  
RJ, 1974
- [9] Knethe, A.M. & Chow, C.Y.; "FOUNDATIONS OF AERODYNAMICS  
: BASES OF AERODYNAMICS", John Willey & Sons, Inc., New  
York, 1976.
- [10] Karamchetick, K.; "PRINCIPLES OF IDEAL FLUID AERO-  
DYNAMICS", John Willey, Inc.;New York, 1966.

## CAPITULO III

### "DETERMINAÇÃO DA FORÇA PRODUZIDA PELO VÓRTICE DE NÚCLEO"

As forças que serão tratadas neste capítulo são provenientes da rotação da água e a excentricidade do vórtice de núcleo em relação ao centro do tubo de sucção, que se inicia na entrada do mesmo, e se desenvolve ao longo de seu comprimento, produzindo um conjunto de reações transversais que agem na descarga do tubo fazendo com que esta seja uma fonte de excitação de vibração do tubo de sucção. Desta forma não será considerado no desenvolvimento matemático a existência de forças no sentido longitudinal, considerando apenas a rotação do vórtice de núcleo.

A força aqui estudada se encontra no plano transversal do tubo de sucção, mas a sua amplitude e direção são desconhecidas, contudo faremos uma estimativa considerando para tanto a mudança de posição do vórtice de núcleo, que interage com o tubo de sucção. Consideremos a disposição do vórtice de núcleo, em relação ao tubo de sucção, conforme mostra a figura 3.1.

Devido à rotação do vórtice de núcleo, há uma tendência à formação de vapor d'água no meio a um vácuo no centro do vórtice, desta feita, será considerada a seguinte hi-

hipótese: que toda a descarga d'água no tubo de sucção seja através da área A, como podemos verificar na figura 3.1, que é a área da secção transversal do tubo de sucção descontada a área transversal do vórtice de núcleo, não existindo assim vazão através da superfície limite do vórtice de núcleo.

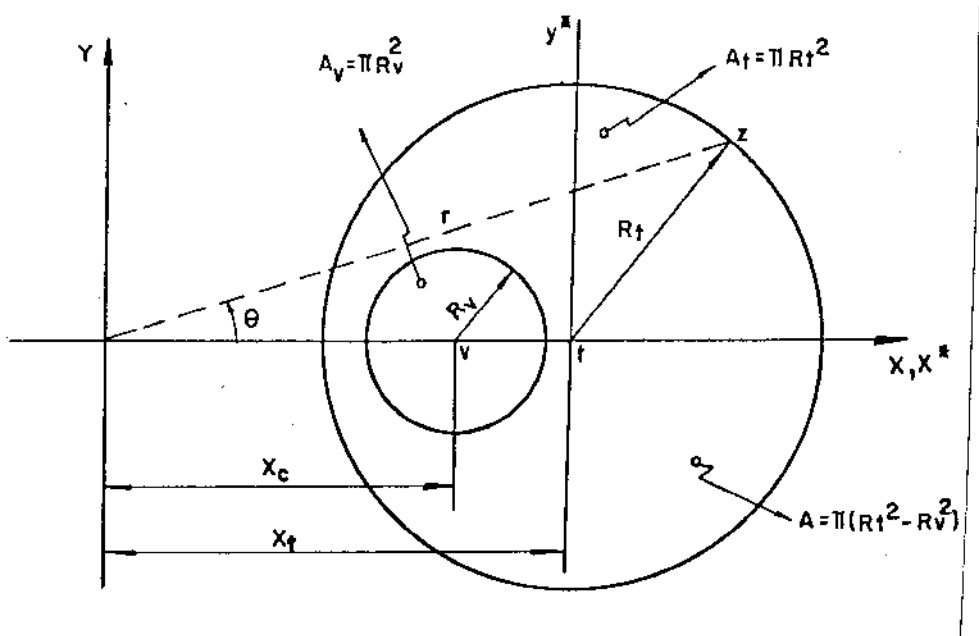


Fig. 3.1 Esquema do sistema Vórtice-Tubo de Sucção.

Esta hipótese implica que a velocidade d'água na direção longitudinal do tubo de sucção, ou seja, na direção z, normal ao plano xy é dada por:

$$v_z = \frac{Q}{\pi(R_t^2 - R_v^2)} \quad \dots (3.1)$$

### III.1 EQUACIONAMENTO DA FORÇA DE INTERAÇÃO DO VÓRTICE DE NÚCLEO COM O TUBO DE SUÇÃO

Para o desenvolvimento matemático da força, utilizou-se da equação da variação de movimento, tomando-se um volume de controle conveniente com o caso estudado. Considerou-se para tanto, que todo o volume de controle é o próprio tubo de sucção, de tal modo que, quando na entrada d'água no tubo o vórtice de núcleo encontra-se desenvolvido, e praticamente inexistente no seu final (o movimento de precessão juntamente com o vórtice de núcleo considerou-se desprezível).

A força agindo sobre o fluido no interior ao volume de controle é dado por:

$$F_f = \oint_{A_{vc}} \rho \vec{U}(\vec{U} \cdot \vec{n}) \, dA$$

onde:  $A_{vc}$  é a área do volume de controle e  $\vec{U}$  é a velocidade do fluido no volume de controle ( $\vec{U} = V_x \vec{i} + V_y \vec{j} + V_z \vec{k}$ ).

Como podemos verificar na figura 3.2, mostra o volume de controle e as posições dos vetores  $\vec{n}$ , nas direções normais a superfície do mesmo.

A força que o fluido exerce sobre o tubo é dada pela reação, assim:

$$F_t = -F_f$$

onde  $F_t$  é a força que o fluido exerce sobre o tubo de sucção ( $F_t = F_x \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \vec{k}$ ).

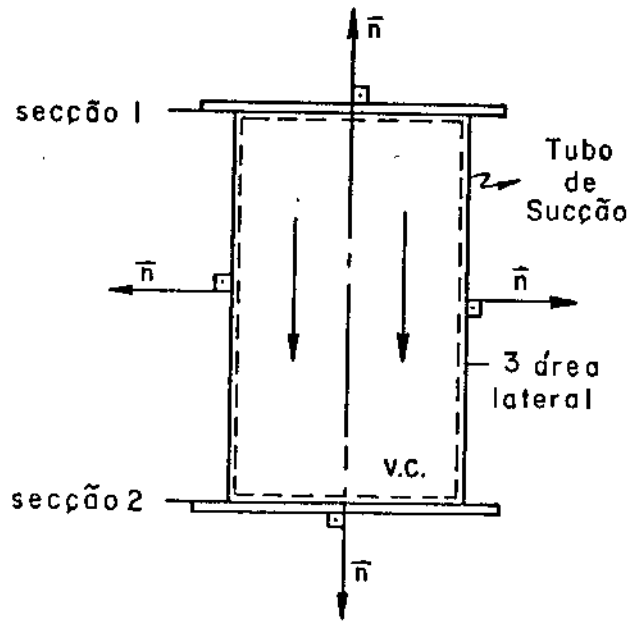


Fig. 3.2 Volume de Controle para a determinação da força de interação entre o fluido e o tubo de sucção.

Esta força pode ser escrita da seguinte forma:

$$F_f = \rho v_z \int_{A_1} \vec{U}_1 \cdot d\vec{A}_1 - \rho v_z \int_{A_2} \vec{U}_2 \cdot d\vec{A}_2 + \rho v_x \int_{A_3} \vec{U}_3 \cdot d\vec{A}_3 + \rho v_y \int_{A_3} \vec{U}_3 \cdot d\vec{A}_3$$

Suas componentes são assim definidas:

$$F_x = \rho v_z \int_{A_1} v_{x1} \cdot dA_1 - \rho v_z \int_{A_2} v_{x2} \cdot dA_2$$

$$F_y = \rho v_z \int_{A_1} v_{y1} \cdot dA_1 - \rho v_z \int_{A_2} v_{y2} \cdot dA_2$$

Hipóteses:  $v_{x2} \cong 0$ ,  $v_{y2} \cong 0$  e como  $A_1 = A_2 = A$

Assim as forças nas respectivas direções x e y, são dadas pelas seguintes equações:

$$F_x = \rho v_z \int_A V_x dA = \rho v_z \int_A (-u_i) dA$$

$$F_y = \rho v_z \int_A V_y dA = \rho v_z \int_A (-v_i) dA$$

A força resultante será:  $F_t = F_x - i F_y$

$$F_t = -\rho v_z \int_A (u_i - i.v_i) dA \quad \dots (3.2)$$

Substituindo a equação (2.3) em (3.2), tem-se:

$$F_t = -\rho v_z \left[ \int_{A_t} \frac{i \Gamma}{z + X_c} dA_t - \int_{A_v} \frac{i \Gamma}{z + X_c} dA_v \right]$$

onde:  $I_1 = \int_{A_t} \frac{i \Gamma}{z + X_c} dA_t$  e  $I_2 = \int_{A_v} \frac{i \Gamma}{z + X_c} dA_v$

Para a solução da integral  $I_1$ , temos  $z = z^* + X_t$

$$I_1 = i \Gamma \int_0^{R_t} \int_0^{2\pi} \frac{r dr d\theta}{z + X_c} = i \Gamma \int_0^{R_t} \int_0^{2\pi} \frac{r dr d\theta}{z^* + X_t + X_c}$$

onde podemos chamar  $X_t + X_c = k$

então  $I_1 = i \Gamma \int_0^{2\pi} \frac{d\theta}{z^* + k} \int_0^{R_t} r dr$



como  $z^* = R_t e^{i\theta} \Rightarrow d\theta = \frac{dz^*}{iz^*}$

$$I_1 = \frac{\Gamma R_t^2}{2} \oint_{\gamma} \frac{dz^*}{z^*(z^* + K)}$$

onde  $\gamma$  é a curva fechada definida por:

$$|z^*| = R_t$$

Pelo Teorema dos Resíduos segue que:

$$I_1 = \frac{\Gamma R_t^2}{2} 2\pi i \sum \text{Res} [f(z)] = \frac{\Gamma R_t^2 \pi i}{K}$$

Como  $z=0$  é um polo de ordem 1, é a única singularidade de  $f(z)$  na região definida por  $\gamma$ , encontramos:

$$f(z^*) = \frac{1}{z^*(z^* + K)} \Rightarrow \text{Res}_{z=0} [f(z)] = \frac{1}{z^* + K} \Big|_{z^*=0} = \frac{1}{K}$$

Finalmente, temos:  $I_1 = \frac{\Gamma R_t^2 \pi i}{X_t + X_c}$

Analogamente a integral  $I_2$ , pode-se chegar a:

$$I_2 = \frac{\Gamma R_v^2 \pi i}{X_v + X_c}$$

Então a equação da força será:

$$F_t = -\rho v_z \pi \Gamma i \left[ \frac{R_t^2}{X_t + X_c} - \frac{R_v^2}{X_v + X_c} \right] \quad \dots (3.3)$$

Com base na equação (2.15) e em considerações geométricas tiradas da figura 2.3 podemos concluir que:

$$X_v = \sqrt{R_t^2 + X_c^2} - e \quad e \quad X_t = \sqrt{R_t^2 + X_c^2} \quad \dots (3.4)$$

Do fator entre colchetes da equação (3.3) e da equação (3.4) vem:

$$\frac{R_t^2}{\sqrt{R_t^2 + X_c^2} + X_c} - \frac{R_v^2}{\sqrt{R_t^2 + X_c^2} + X_c - e}$$

Substituindo-se as equações (2.12), (2.13) em (2.17)

$$R_t \cosh \eta_t - R_v \cdot \cosh \eta_v = e$$

Então  $F_t = -i \rho v_z \pi \Gamma e$

Donde  $F_x = 0 \quad e \quad F_y = -\rho v_z \pi \Gamma e \quad \dots (3.5)$

### III.2 DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DA CIRCULAÇÃO

Na condição de operação de projeto, ou seja, no ponto nominal de operação, podemos verificar que no triângulo de velocidades na saída do rotor da máquina, mostra que, a componente da velocidade absoluta na direção tangencial é nula, este fato indica a não existência do vórtice de núcleo, como já foi detalhadamente discutido no Capítulo I. Considere a figura 3.3.

Nas condições ideais de funcionamento a velocidade meridional da água no escoamento de saída do rotor é uniforme e independente da distância radial, assim pode-se escrever:

$$C_{sp} = u_{sp} \cdot \text{tg } \beta_s = \omega \cdot r \cdot \text{tg } \beta_s = \frac{Q_p}{A_s} \quad \dots (3.6)$$

onde:  $A_s$  é a área efetiva de saída do rotor da turbina.

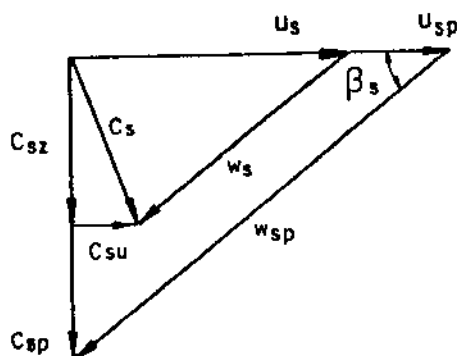


Fig. 3.3 Triângulo de Velocidades na saída do rotor.

É evidente que a turbina foi projetada para trabalhar na condição apresentada na equação (3.6), mas é difícil mantê-la nesta condição devido a oscilação da demanda ou mesmo por falta de nível disponível nos reservatórios à montante.

A componente da velocidade absoluta na saída do rotor na direção meridional na condição nominal é maior que a componente da velocidade absoluta na direção meridional numa condição qualquer, (quando a máquina opera em subcargas e em sobrecargas), então podemos escrever a seguinte relação entre as vazões nominal e uma qualquer.

$$C_{sz} = \frac{Q}{A_s} \quad \text{e} \quad C_{sp} = \frac{Q_p}{A_s}$$

definindo  $q = \frac{Q}{Q_p}$ , então  $C_{sz} = q \cdot C_{sp} \quad \dots (3.7)$

Da mesma forma podemos definir uma relação entre a rotação

nominal e uma rotação qualquer.

$$u_s = \omega \cdot r \quad \text{e} \quad u_{sp} = \omega_p \cdot r$$

definindo  $\Omega = \frac{\omega}{\omega_p}$ , então  $u_s = \Omega \cdot u_{sp}$  . . . . (3.8)

Da figura 3.3 conclui-se dos triângulos:

$$C_{su} = u_s - C_{sz} \cotg \beta_s = \Omega \cdot u_{sp} - q \cdot C_{sp} \cdot \cotg \beta_s$$

$$C_{su} = \omega r(1 - q/\Omega) \quad . . . . (3.9)$$

O valor de  $C_{su}$  que provoca a formação do vórtice de núcleo, então calcula-se o valor médio da circulação  $\Gamma = r \cdot C_{su}$  com  $r_s < r < R_s$ , como pode-se ver na figura 3.4.

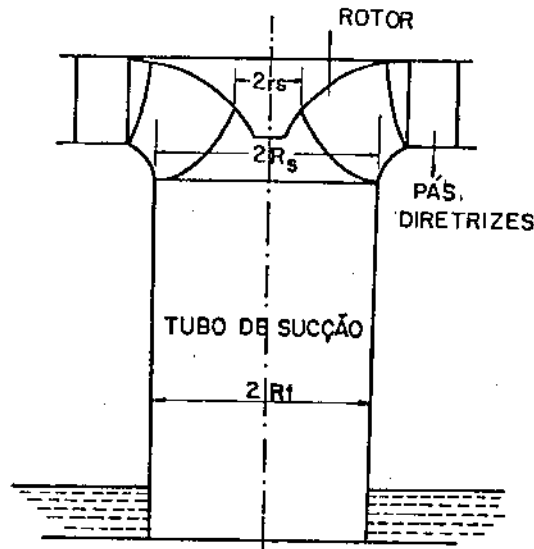


Fig. 3.4 Esquema do corte longitudinal do rotor e tubo de sucção.

$$\Gamma_{rs} = \omega \cdot r_s^2 \cdot [1 - (q/\Omega)]$$

$$\Gamma_{R_S} = \omega \cdot R_S^2 \cdot [1 - (q/\Omega)]$$

Então a circulação média pode ser dado pela equação:

$$\Gamma_m = \omega [1 - (q/\Omega)] R_S^2 \cdot a \quad \dots (3.10)$$

onde:  $a = [1 + (r_s/R_S)^2] / 2 \quad \dots (3.11)$

Ou ainda podemos escrever a circulação média em função da rotação do rotor.

$$\Gamma_m = 2 \pi N [1 - (q/\Omega)] \cdot R_S^2 \cdot a \quad \dots (3.12)$$

Para uma turbina real a circulação em função da condição da operação é dada pela equação (3.12), fazendo a substituição na equação (3.5) e considerando que  $e = R_t - R_v$ , o valor da força de vibração do tubo de sucção é dada como segue:

$$F_t = 2 \pi \rho v_z e N [1 - (q/\Omega)] R_S^2 / R_t \quad \dots (3.13)$$

Das equações (3.1), (3.7) em (3.13), temos que:

$$F_t = 2 \pi N \rho Q_p a h q [1 - (q/\Omega)] R_S^2 / R_t \quad \dots (3.14)$$

onde: o parâmetro adimensional  $h = \frac{1}{1 + \alpha} \quad \dots (3.15)$

De uma maneira geral, a velocidade da turbina é mantida constante quando a carga é alterada, isto devido a frequência de trabalho dos geradores, assim o valor de  $\Omega = 1$ .

Os valores de  $F$  para vários  $\beta_{sm}$  tem um máximo aproximadamente em  $q=1/2$  e torna-se zero perto  $q=1$  e  $q=0$ , conforme mostrado abaixo, desde que se considere o valor de  $h=cte$ , o que é uma hipótese para um caso aproximado.

$$\frac{dF}{dq} = 0 \Rightarrow q = 1/2$$

Então tem-se:  $F_{tm\bar{x}} = \frac{\pi}{2} \rho h Q_0 a \frac{R_s^2}{R_t}$

Estes valores severos de vibração no tubo de sucção devido ao vórtice de núcleo pode ser esperado para abertura aproximadamente igual a metade das pás diretrizes, o que nos dá boa aproximação pois na faixa onde o vórtice de núcleo se torna crítico a variação de seu diâmetro não é tão acentuada.

## BIBLIOGRAFIA I I I

- [1] Churchill, R.V.; "VARIÁVEIS COMPLEXAS E SUAS APLICAÇÕES"  
MacGraw-Hill, Rio de Janeiro, 1975.
- [2] Bran, R.& Souza, Z.; "MAQUINAS DE FLUXO", Ao Livro Téc-  
nicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro, 1979.
- [3] Pfleiderer, C.& Petermann, H.; "MAQUINAS DE FLUXO", Li-  
vros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janei-  
ro, 1979.
- [4] Shames, I.H.; "MECANICA DOS FLUIDOS-ANALISE DE ESCOAMEN-  
TO", Edgard Blücher Ltda, São Paulo, 1973.
- [5] Streeter, V.L.; "MECANICA DOS FLUIDOS", MacGraw-Hill,  
Rio de Janeiro, 1978.
- [6] Dorfler, P.; "MATHEMATICAL MODEL OF THE PULSATIONS IN  
FRANCIS TURBINES", Escher Wyss News, 1/2 1980 pp 101-106.
- [7] Hosel, Y.; "EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF PRESSURE SURGE  
IN DRAFT TUBES OF WATER TURBINES", HITACHI REVIEW, VOL 14  
n.12 1965 pp 2-12.
- [8] Murakami, M.; "VIBRATIONS OF WATER TURBINE DRAFT TUBES",

Transactions of the ASME, Jan.1961 pp 36-42.

[9] Macintyre, A.J.;" MAQUINAS MOTRIZES HIDRAULICAS", Ed.Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, RJ, 1983.



## CAPITULO IV

### "DIMENSÃO DO VÓRTICE DE NÚCLEO"

Alguns pesquisadores já calcularam o diâmetro do vórtice de núcleo como [1] e [2] de várias formas, contudo a maioria segue a mesma linha de raciocínio, o princípio da mínima energia cinética, que estabelece um padrão de estabilidade, de tal modo que, o sistema atinge uma configuração que possibilita ser estimado o seu diâmetro.

Shogeuji e Shimoyama [1] calcularam a velocidade média do vórtice de núcleo da água no tubo de sucção e a partir deste cálculo chegaram a uma equação de energia, com a qual determinou-se a condição de energia cinética mínima para uma estimativa das dimensões, em várias condições de operação.

A Energia Cinética Total por Unidade de Massa, será função da velocidade média do escoamento.

$$EC_T = f(v_m)$$

Vamos definir um parâmetro adimensional M, como segue:

$$M = \frac{v_m}{V_z} \quad , \quad \text{onde} \quad V_z = \frac{Q}{\pi R_t^2}$$

Desta forma, a energia cinética total pode ser escrita da forma abaixo:

$$E_{CT} = \frac{1}{2} v_m^2 = \frac{M^2 Q}{2 \pi^2 R_t^4} \quad \dots (4.1)$$

A equação (4.1) pode ser considerada a energia cinética média total do escoamento potencial plano na região externa ao vórtice de núcleo.

Um efeito não foi considerado no cálculo da energia, a excentricidade, aparentemente esta desconsideração traz um prejuízo ao modelo, contudo a energia cinética de rotação que é dada pela circulação é aqui considerada e tem um valor mais significativo que a energia de precessão.

A energia cinética total pode ser calculada através da soma das energias cinética média do escoamento potencial na região externa ao vórtice de núcleo devido a circulação, mais a energia cinética do escoamento meridional uniforme ao longo do tubo de sucção.

A energia cinética média do escoamento potencial na região externa ao vórtice de núcleo devido a circulação, pode ser calculada como segue:

$$E_{CT} = \frac{v_e^2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\Gamma}{r}\right)^2 \quad \text{e} \quad E_{CTm} = \frac{1}{A} \int_A E_{CT} dA$$

$$E_{CTm} = \frac{\Gamma^2}{2 \pi (R_t^2 - R_v^2)} \int_0^{2\pi} \int_{R_v}^{R_t} \frac{1}{r} dr d\theta = \frac{\Gamma^2}{R_t^2 - R_v^2} \ln \frac{R_t}{R_v}$$

$$E_{C_{\Gamma_m}} = -\frac{\Gamma^2}{R_t^2 - R_v^2} \ln \alpha \quad \dots (4.2)$$

Energia cinética do escoamento meridional uniforme ao longo do tubo de sucção é dado por:

$$E_{C_{\Gamma_m}} = \frac{v_z^2}{2} = \frac{1}{2} \left[ \frac{Q}{\pi (R_t^2 - R_v^2)} \right]^2 \quad \dots (4.3)$$

Energia cinética média total, será a soma das equações (4.2) e (4.3)

$$\frac{M^2}{2} \cdot \frac{Q^2}{\pi^2 R_t^4} = \frac{Q^2}{2 \pi^2} \cdot \frac{1}{R_t^4 (1 - \alpha^2)} - \frac{\Gamma^2}{R_t^2 (1 - \alpha^2)} \ln \alpha$$

$$M^2 = \frac{1}{(1 - \alpha^2)^2} - 2 \left[ \frac{\pi \Gamma R_t^2}{Q} \right]^2 \cdot \frac{\ln \alpha}{(1 - \alpha^2)}$$

Tomando o triângulo da figura 4.1, tem-se:

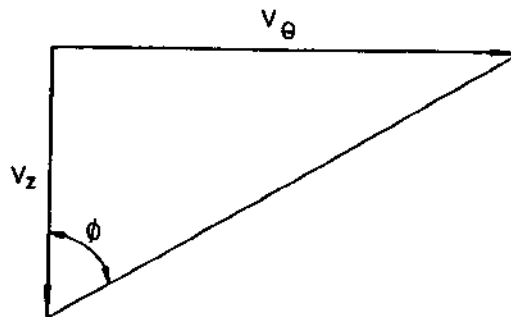


Fig. 4.1 Triângulo de velocidades de superposição de efeitos.

$$T = Tg \phi = \frac{v_0}{vz} = \frac{\pi \Gamma Rt}{Q}$$

Então:  $M^2 = \frac{1}{(1 - \alpha^2)^2} - 2 T^2 \frac{\ln \alpha}{(1 - \alpha^2)}$  . . . (4.4)

A condição mínima de energia é dada por:

$$\frac{dM}{d\alpha} = 0 \quad \text{determina o mínimo valor de } T.$$

$$T^2 = \frac{2 \alpha^2}{(1 - \alpha^2) \cdot (1 - \alpha^2 + 2 \alpha^2 \ln \alpha)}$$
 . . . (4.5)

Para certos valores conhecidos de T estimados pela equação (4.5), M é uma função contínua de  $\alpha$ . E  $\alpha$  varia no intervalo  $0 < \alpha < 1$ , onde o valor de M será sempre maior que zero.

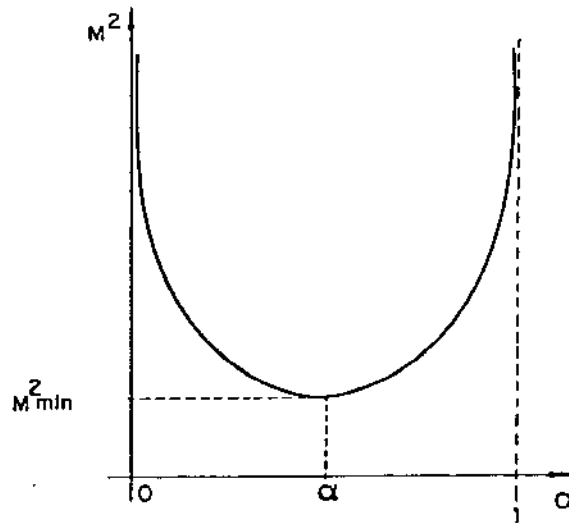


Fig. 4.2 Comportamento de M em relação a  $\alpha$ .

Podemos verificar que  $\lim_{\alpha \rightarrow 0} M^2 = \infty$  e  $\lim_{\alpha \rightarrow 1} M^2 = \infty$ ,  $0 < \alpha < 1$ , como pode-se verificar na figura 4.2.

Com os valores de T estimados a partir da equação (4.5) e M estimado pela equação (4.4) para um dado valor de T e  $\alpha$ , isto baseado em que o vórtice de núcleo se estabiliza na condição de energia cinética média no tubo de sucção, torna-se mínima.

Definindo  $m = \frac{v_m}{v_z}$ , parâmetro adimensional, que se relaciona com M através da seguinte equação, deduzida com as definições anteriores:

$$m = (1 - \alpha^2) \cdot M \quad \dots (4.6)$$

Das equações (4.4) e (4.6), temos que:

$$m^2 = 1 - 2(1 - \alpha^2) \cdot T^2 \cdot \ln \alpha \quad \dots (4.7)$$

A relação entre T e  $\alpha$ , m e  $\alpha$  estão mostradas nas figuras 4.3 e 4.4, onde podemos verificar a sensibilidade dos valores de T e m para valores de  $\alpha$  próximos a 1.

A energia cinética devido a circulação na saída do rotor varia em função do raio, e existe um valor médio de velocidade que corresponde a uma energia média que podemos obter uma equação correspondente a equação (4.7), utilizando para tanto a equação da circulação em função das condições de operação e de um raio qualquer da definição da  $\Gamma$ .

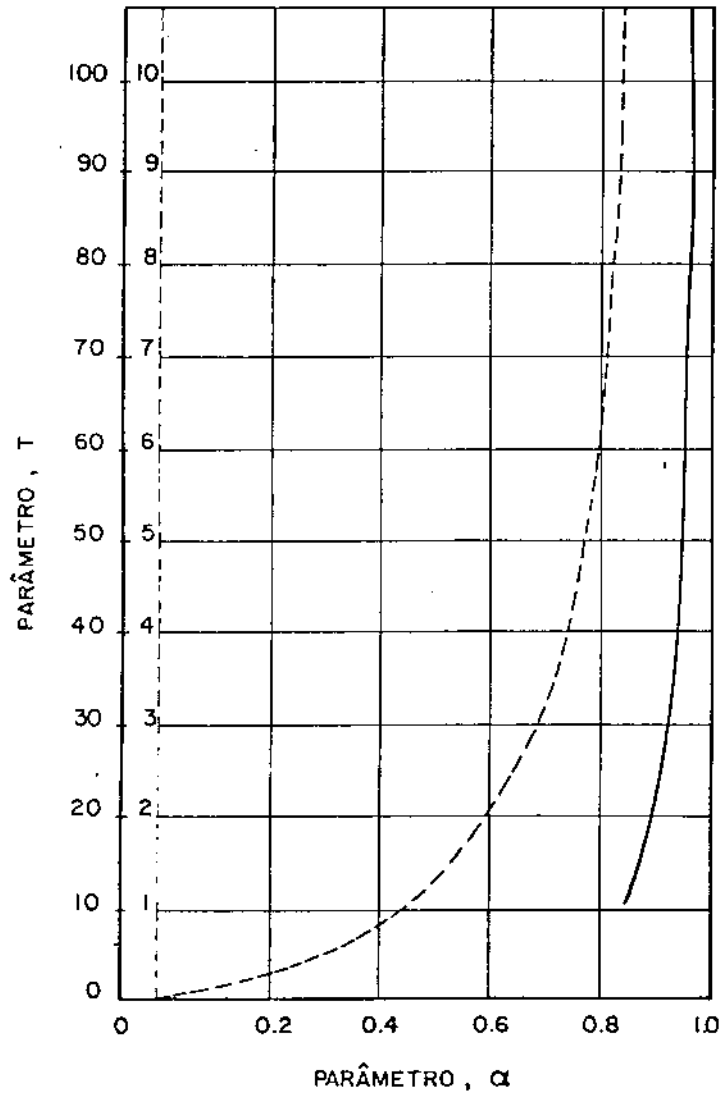


Fig. 4.3 Comportamento de T com relação a  $\alpha$ .

$$E_{C_{\Gamma m}} = \frac{1}{A} \int_A E_{C_{\Gamma}}(r) dA = \frac{\Gamma}{2\pi(R_s^2 - r_s^2)} \int_{r_s}^{R_s} \int_0^{2\pi} \omega^2 r^4 (1-q/\Omega)^2 d\theta \frac{dr}{r}$$

$$E_{C_{\Gamma m}} = \frac{\omega^2}{4} (1-q/\Omega)^2 (R_s^2 - r_s^2) \dots (4.8)$$

$$E_{C_m} = \frac{v_z^2}{2} \dots (4.9)$$

Como previamente definido  $m = v_m/v_z$

$$EC_T = \frac{v_m^2}{2} = \frac{m^2 \cdot v_z^2}{2} \quad \dots (4.10)$$

Fazendo (4.10) igual a soma de (4.8) com (4.9), então

$$m^2 = 1 + \left(\frac{\omega}{v_z}\right)^2 \cdot \left[ (1-q/\Omega)^2 \cdot \frac{R_s^2 + r_s^2}{2} \right] \quad \dots (4.11)$$

De posse da equação (4.11), podemos estimar  $m$  se as condições de operação da máquina forem especificadas. Então, com  $m$  podemos convergir a um valor de  $\alpha$ , que por sua vez define a dimensão do vórtice de núcleo junto a parte superior do tubo de sucção, que para o modelo aqui estudado o diâmetro do tubo de sucção é constante. Mas a equação (4.11) depende de  $v_z$ , que é função do diâmetro do vórtice de núcleo.

A velocidade meridional definida pelo triângulo de velocidade na saída do rotor da turbina ( $C_{sz}$ ) é aproximadamente igual a velocidade definida pelo fluxo através do tubo de sucção  $v_z$ .

$$C_{sz} = q \cdot C_{sp} = u_{sp} \cdot \text{tg } \beta_s = q \cdot \omega \cdot r_m \cdot \text{tg } \beta_{sm}$$

onde:  $r_m = \frac{r_s + R_s}{2}$  e  $\beta_{sm}$  é o valor de  $\beta_s$  junto ao raio médio do rotor  $r_m$ .

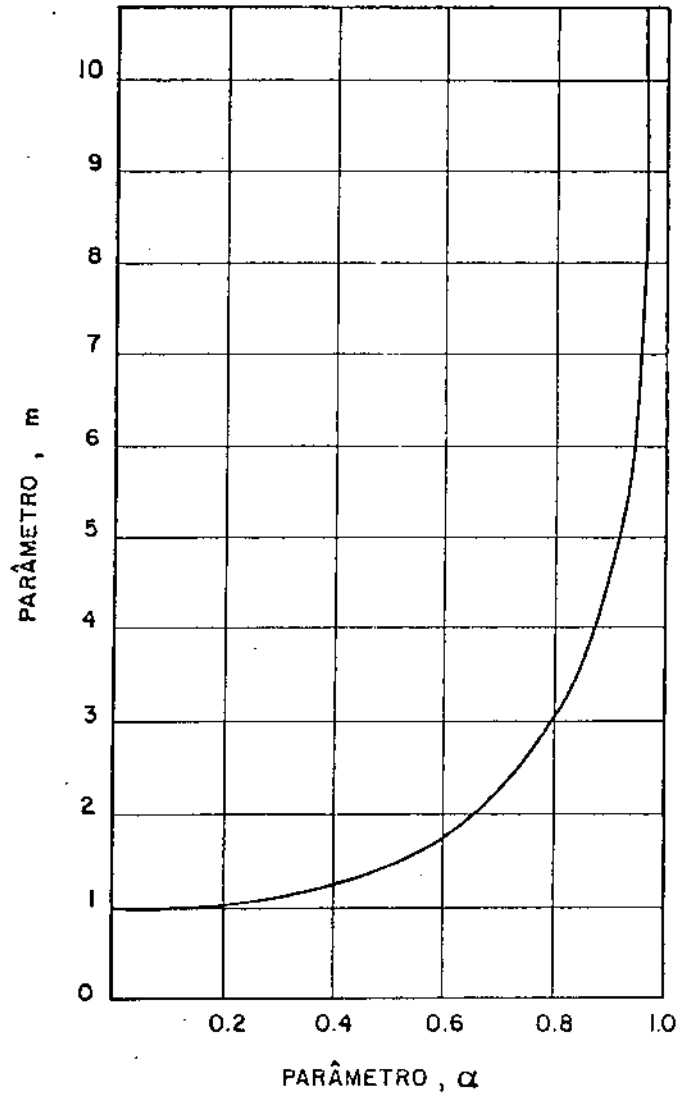


Fig. 4.4 Comportamento de  $m$  com relação a  $\alpha$ .

Fazendo as devidas substituições na equação (4.11), tem-se:

$$m^2 = 1 + \left[ \frac{1-q/\Omega}{q} \right]^2 \cdot \frac{b}{\text{tg}^2 \beta_{sm}} \quad \dots (4.12)$$

e

$$b = 2 \left\{ \left[ 1 + (rs/R_S)^2 \right] / (1 + rs/R_S)^2 \right\} \quad \dots (4.13)$$



O valor da razão  $r_s/R_s$  é definida no projeto da turbina e depende diretamente da velocidade específica da turbina do tamanho da máquina, potência gerada, etc.

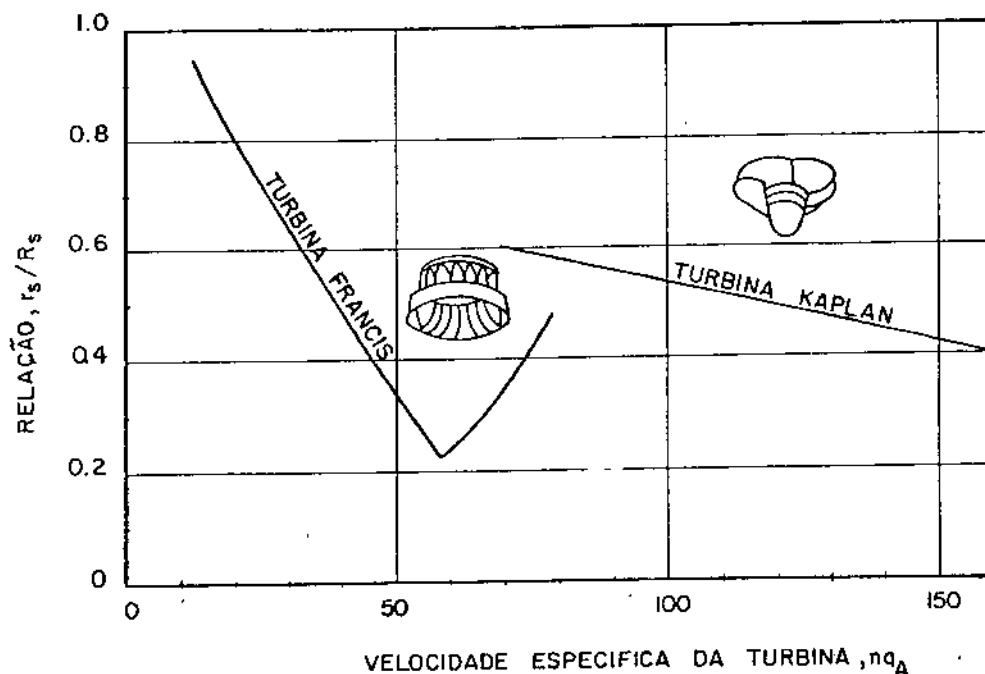


Fig. 4.5 Relação entre  $r_s/R_s$  e  $nq_A = 10^3 Q^{1/2}/Y^{3/4}$ , [5].

Na figura 4.5, pode-se observar a razão dos raios do rotor na sua saída com a velocidade específica, depois de um dado valor da velocidade é aconselhável o uso dos rotores Kaplan, devido a variação da altura efetiva de queda.

A figura 4.6 mostra a relação dos valores assumidos por "a" e "b" com a razão dos raios de saída do rotor e na figura 4.7, temos a relação entre  $\alpha$  e  $q$ ,  $m$  e  $q$  respectivamente para vários valores de  $\beta_{sm}$ , para tanto foi assumido que  $b = 1$ , onde  $r_s/R_s = 0,5$  que é um valor típico para máquinas FRANCIS e  $\Omega = 1$ , é que a velocidade da turbina seja constante, como estas operam nas usinas hidrelétricas.

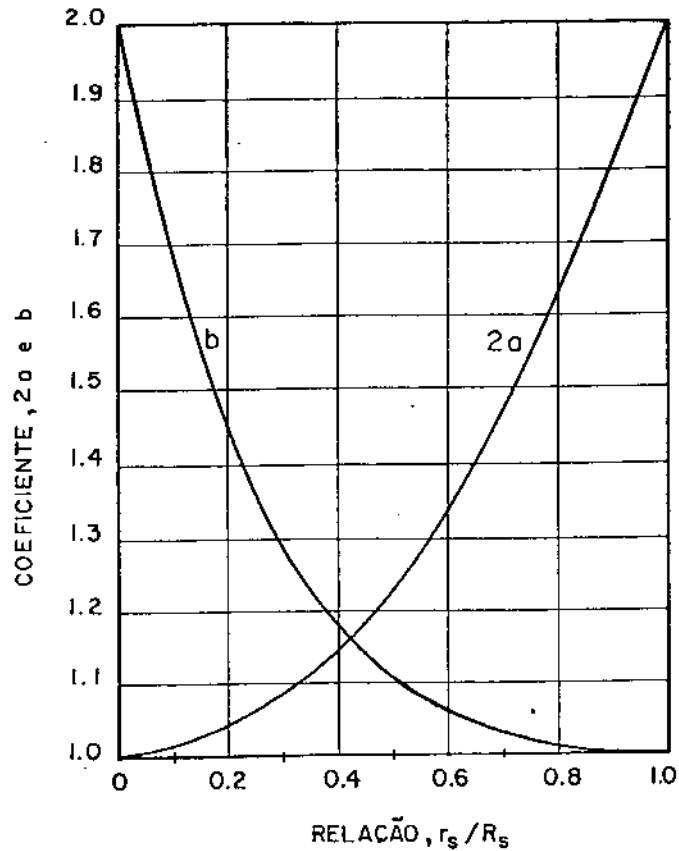


Fig. 4.6 Relação entre  $r_s/R_s$  com  $a$  e  $b$ .

Usando a equação (4.12) onde podemos calcular o valor do parâmetro  $m$  em função do ângulo médio da saída do rotor  $\beta_{sm}$ , raios externos e internos na saída do rotor ( $r_s$  e  $R_s$ ), e do fator de vazão ( $q$ ), das características geométricas do rotor e assim caracterizando o ponto de operação da máquina.

Com as equações (4.5) e (4.6), podemos iterar o valor de  $\alpha$  até convergir no valor de  $m$  correspondentes. Desta forma calcula-se o raio do vórtice com a condição de operação em relação aos fatores acima mencionados.

Com os dados  $q$ ,  $R_s$ ,  $r_s$ ,  $\beta_{sm}$ ,  $\Omega$ ,  $N$ ,  $R_t$  podemos determinar na figura 4.7 o valor de  $m$ . Com  $m$  na figura 4.3,

também podemos determinar a partir dos dados anteriores o valor de  $\alpha$  e conseqüentemente  $R_v$ .

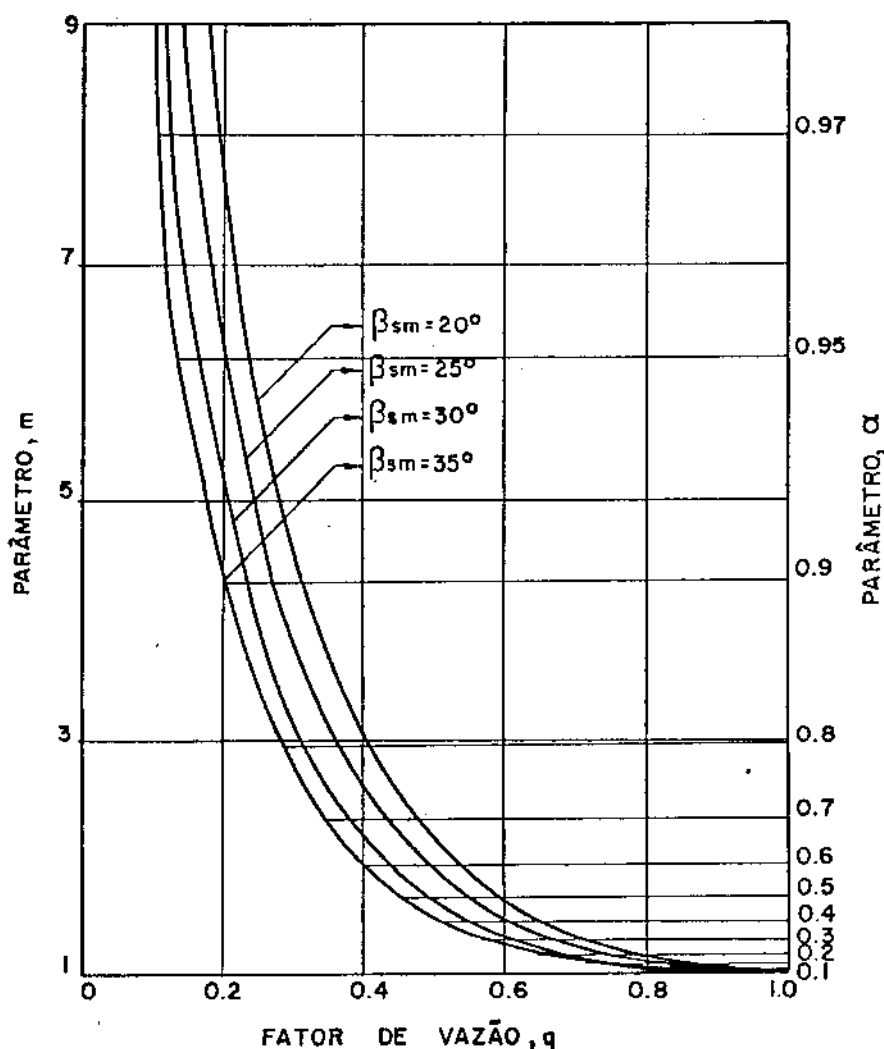


Fig. 4.7 Relação entre  $\alpha$  e  $q$ ;  $m$  e  $q$ .

Por exemplo o rotor que foi utilizado no experimento possui as seguintes características  $R_s = 67,5[\text{mm}]$ ;  $r_s = 25[\text{mm}]$ ;  $\beta_{sm} = 41,5[\text{graus}]$  e  $R_t = 68[\text{mm}]$  que foi assim dimensionada para trabalhar com  $N_p = 30[\text{Hz}]$ , o procedimento segundo os gráficos e algumas equações é:

a) supondo  $q = 0,5$  na figura 4.7 com  $\beta_{sm} = 41,5[\text{graus}]$ , de-

termina-se  $m = 1,5$ .

b) com  $m = 1,5$  na figura 4.3 tira-se  $\alpha = 0,55$ .

c) com  $\alpha$  calcula-se  $Rv$  pela definição de  $\alpha$ .

d) podemos à partir de então fixar o valor de  $\varepsilon$  e calcularmos a frequência do vórtice de núcleo através das equações (2.22), (2.23) e (2.24).

## BIBLIOGRAFIA IV

- [1] Shogeuji, K. & Shimoyama, Y.; "On the Flow of Water Through the Draft Tube of a Water Turbine", Journal of the Faculty of Engineering Tokyo Imperial University, vol 18, Feb., 1930.
  
- [2] Bran, R. & Souza, Z.; "MAQUINAS DE FLUXO", Ao Livro Técnicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro, 1979.
  
- [3] Pfleiderer, C. & Petermann, H.; "MAQUINAS DE FLUXO", Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 1979.
  
- [4] Shames, I.H.; "MECANICA DOS FLUIDOS-ANALISE DE ESCOAMENTO", Edgard Blücher Ltda, São Paulo, 1973.
  
- [5] Dorfler, P.; "MATHEMATICAL MODEL OF THE PULSATIONS IN FRANCIS TURBINES", Escher Wyss News, 1/2 1980 pp 101-106.
  
- [6] Hosel, Y.; "EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF PRESSURE SURGE IN DRAFT TUBES OF WATER TURBINES", HITACHI REVIEW, VOL14 n.12 1965 pp 2-12.
  
- [7] Murakami, M.; "VIBRATIONS OF WATER TURBINE DRAFT TUBES", Transactions of the ASME, Jan. 1961 pp 36-42.

[8] Macintyre, A.J.;" MAQUINAS MOTRIZES HIDRAULICAS", Ed.Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, RJ, 1983.

## CAPITULO V

### "DESCRIÇÃO DA PARTE EXPERIMENTAL"

#### V.1 DESCRIÇÃO DO BANCO DE ENSAIO

A parte experimental desta tese foi realizada no Laboratório Hidromecânico Didático Científico (LHDC) para Pequenas Centrais Hidrelétricas ou Laboratório "RICHARD BRAN" da Escola Federal de Engenharia de Itajubá, concluído a sua construção em 1984.

O LHDC, faz parte, de um projeto mais amplo de apoio federal ao programa nacional para pequenas centrais hidrelétricas (PNPCH), que será composto dos seguintes laboratórios: Laboratório Hidrodinâmico Didático Científico (LHDC), Laboratório Hidrodinâmico para Engenharia de Produto (LHEP) e Laboratório Eletro-mecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LEPCH).

O objetivo específico do LHDC é realizar ensaios demonstrativos, de recepção e de operação, em Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH) e tem seus componentes, para atendimento dos cursos técnicos de extensão e de especialização que preparará todo o pessoal necessário ao PNPCH.

Para tanto, o LHDC permite: demonstração da utili-

zação em PCH de equipamentos gerais elétricos e mecânicos; demonstração prática de roteiros e critérios para operar uma PCH; demonstração do comportamento de escoamento nos vários componentes das PCHs; medidas hidráulicas, mecânicas, e elétricas diversas; ensaios de recepção e de rotina em PCHs e em seus componentes a fim de obter curvas características e seu controle no tempo racionalizando a operação e manutenção.

O LHDC está mostrado nas fotos de 5.1 a 5.9 em vários ângulos diferentes.

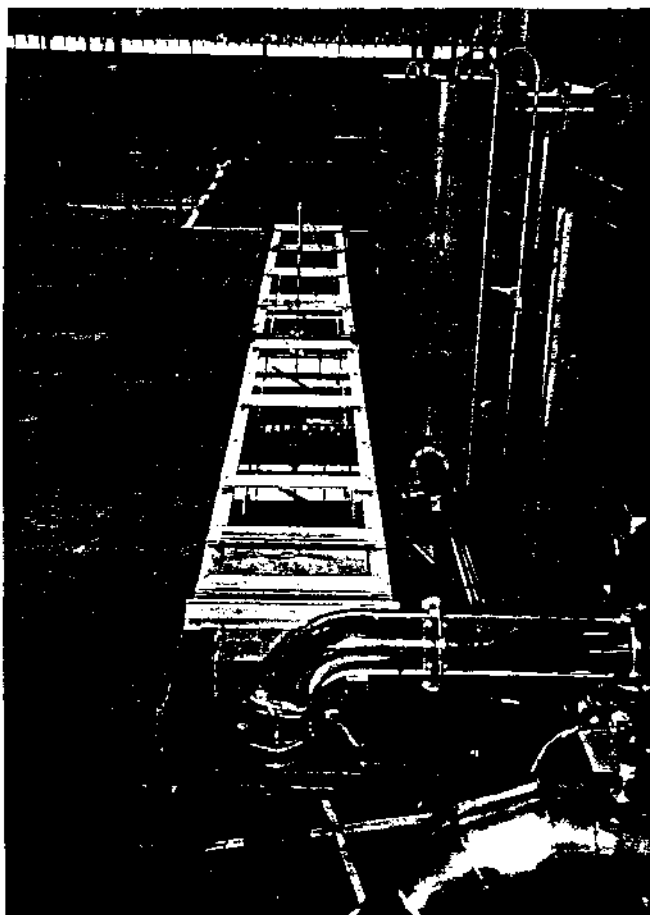


Foto 5.1 Vista superior da extremidade onde estão localizadas as turbinas, donde podemos ver, o "Tubo de Sucção" e o Cotovelo de acrílico.



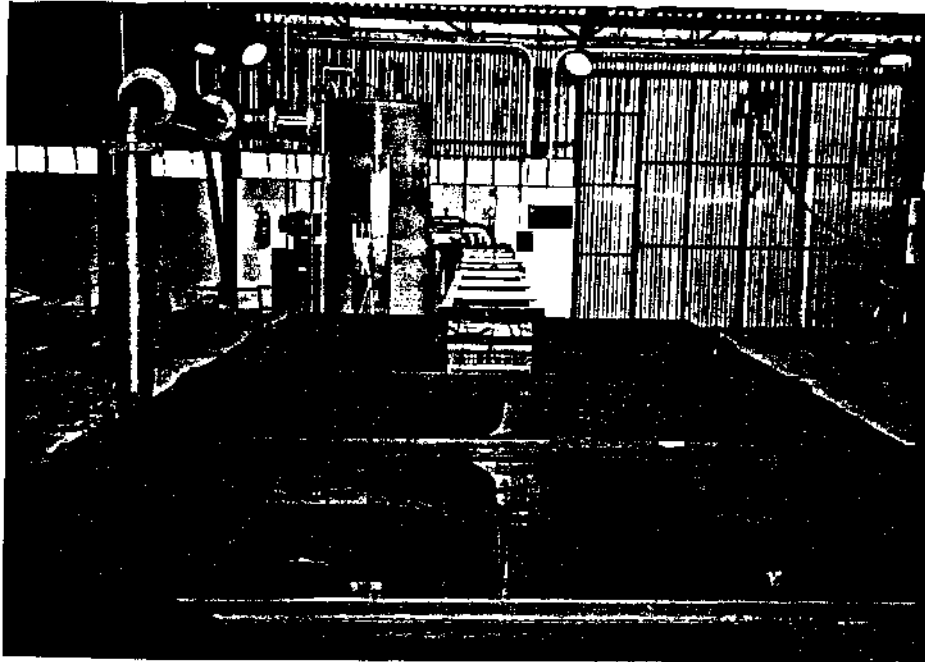


Foto 5.2 Vista superior da extremidade oposta da Foto 5.1, do lado do Tanque de Sucção.

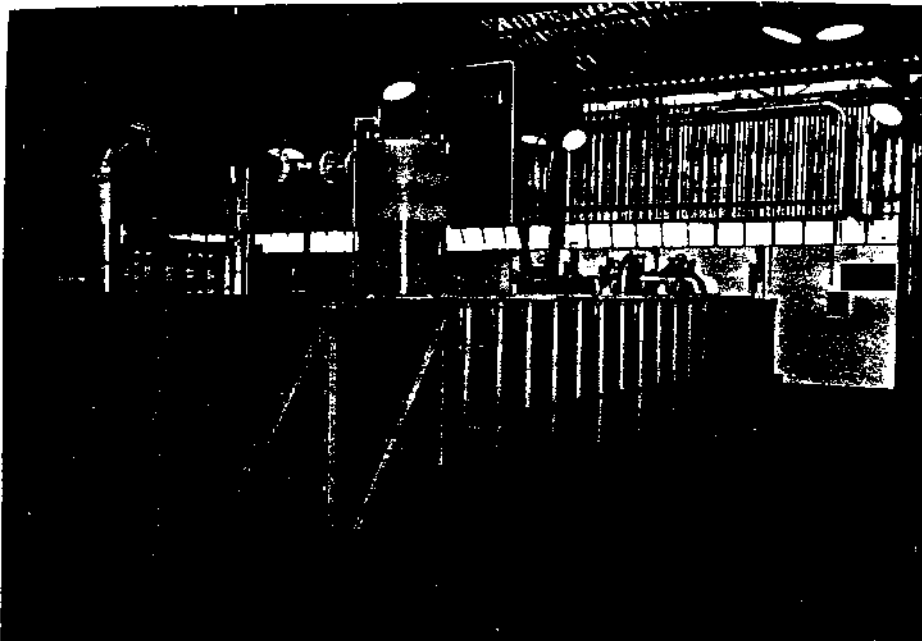


Foto 5.3 O banco visto em diagonal da esquerda (Ref. Foto 5.1) tomada do Tanque de Sucção.

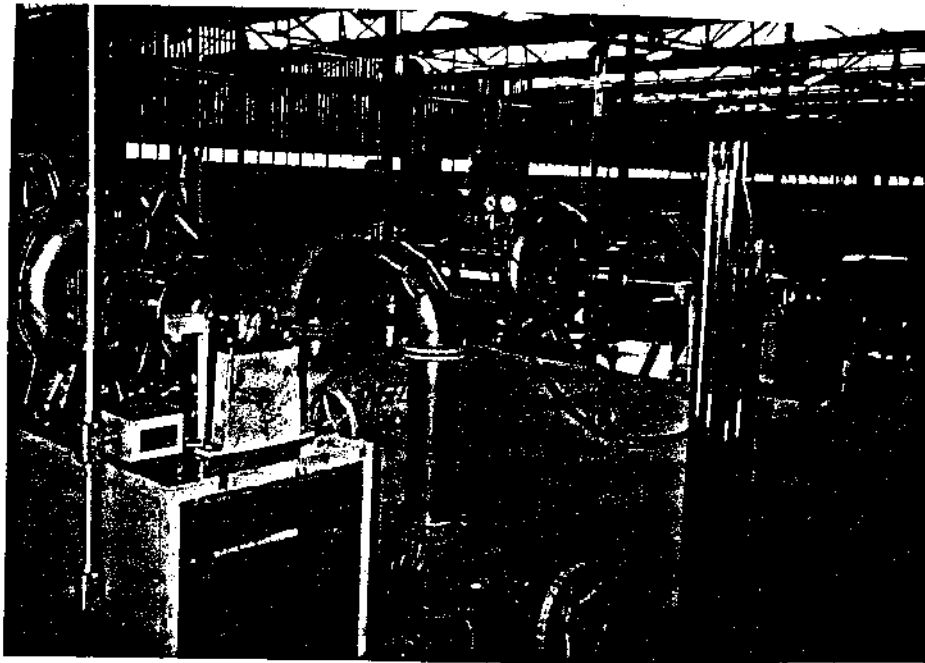


Foto 5.4 A esquerda o Grupo Turbina-Freio e à direita Turbina-Regulador-Gerador).obs:na ocasião o freio de sapata estava sendo substituído por um hidráulico.



Foto 5.5 Vista em diagonal à esquerda (Ref.Foto5.1),mostrando o Tanque de Pressão e o Grupo Moto-bomba.

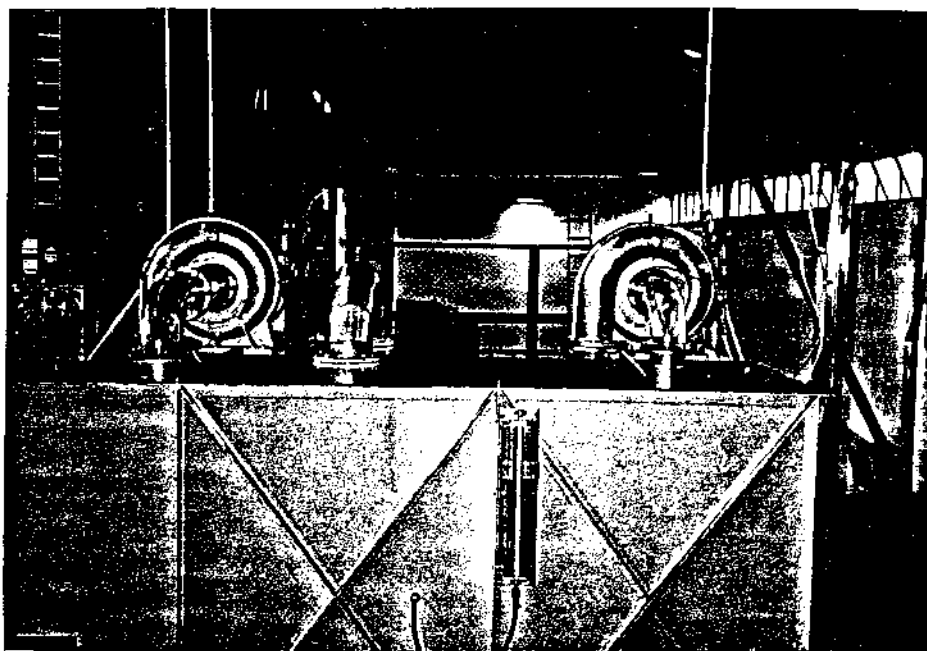


Foto 5.6 Vista lateral esquerda, destacando as duas turbinas do banco.

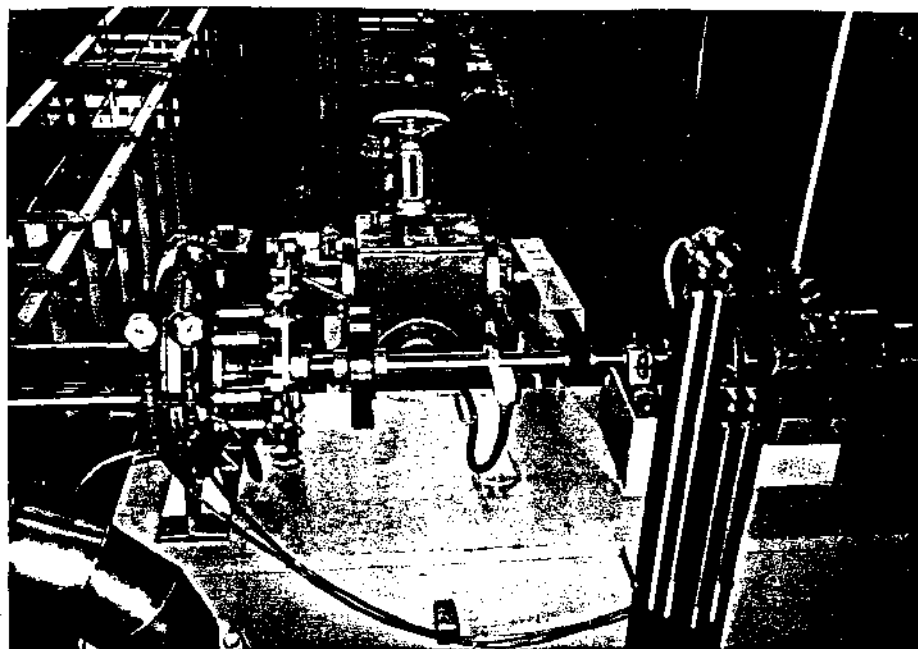


Foto 5.7 Vista superior do Grupo Turbina-Regulador-Gerador.

A figura 5.1, mostra um esquema do módulo do LHDC, que simula as condições de operação em uma hidrelétrica, e

também propicia a determinação de vários diagramas para a caracterização da máquina, possibilitando uma grande versatilidade de ensaios alterando as variáveis envolvidas na sua operação, de forma satisfatória, para se verificara influência destas variáveis no rendimento, em fenômenos de escoamento, etc.

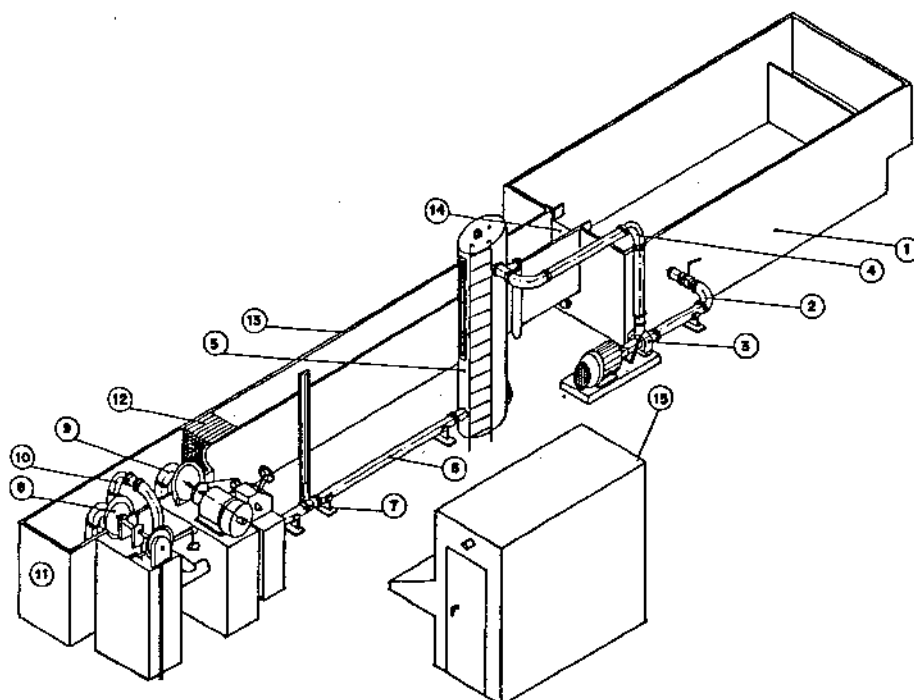


Fig.5.1 Esquema do Lab. Hidromecânico Didático e Científico.

1. Tanque de sucção.
2. Encanamento de sucção.
3. Grupo moto-bomba.
4. Encanamento de recalque.
5. Tanque de pressão.
6. Encanamento de medidas.
7. Venturímetro.
8. Grupo turbina-freio.
9. Grupo turbina-regulador-alternador.
10. Encanamento de retorno.

11. Tanque de descarga.
12. Tranquilizador.
13. Canal de vidro.
14. Vertedouro.
15. Quadro de comando elétrico.

Como pode-se ver no esquema, o laboratório é composto de um tanque chamado de tanque de sucção, o qual é o reservatório que armazena a água, e através do grupo moto-bomba a água é bombeada para o reservatório de alta pressão e este simula a altura de queda de acordo com a pressão neste controlador (nível à montante).

O encanamento de medida proporciona determinar através do Venturímetro a vazão no tubo de adução da turbina, o que na figura é chamado de tubo de medida.

Podemos operar de duas formas: com a "ROTAÇÃO CONSTANTE", gerando energia elétrica e fornecendo esta energia em paralelo para a CEMIG. Com o grupo turbina-regulador-alternador, é possível fazer uma simulação da operação da máquina, operando como se estivesse em uma usina hidrelétrica, variando assim a vazão, a altura de adução, a abertura das pás diretrizes, etc, para a mesma velocidade de rotação da turbina. Com o grupo turbina-freio pode-se fazer um ensaio com a "ROTAÇÃO VARIÁVEL", assim a carga é aplicada a máquina através do freio e, desta forma, pode-se conseguir as mais diversas condições de operação da turbina para o estudo das influências de diversas variáveis nas condições de operação da turbina.

O tanque de descarga é o reservatório que simula o nível à jusante, o tranquilizador é para quebrar as ondas perturbadoras do escoamento antes do mesmo entrar no canal de vidro, onde o mesmo é utilizado para fazer algumas demonstrações de fenômenos hidráulicos.

No quadro de comando elétrico, mostrado na foto 5.8, nós podemos medir desde a potência elétrica gerada, ângulo de fase, potência reativa, rotação da máquina, etc, e é neste quadro que temos as informações para controle do módulo.

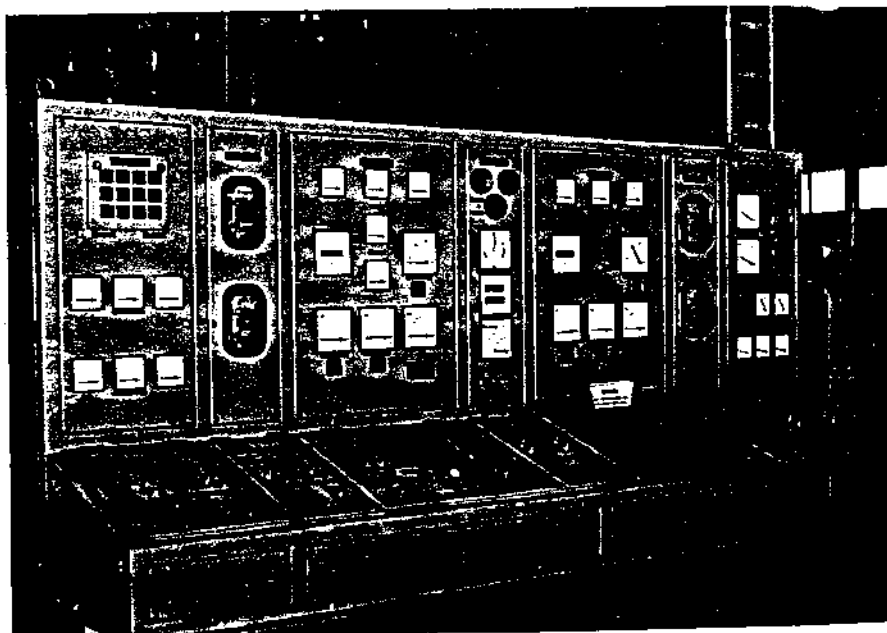


Foto 5.8 Quadro de comando elétrico.

Para a realização da parte experimental desta tese, foi necessário a confecção de um tubo de acrílico de diâmetro interno igual ao tubo de sucção da turbina e comprimento igual a 500[mm], para que diminuísse a influência do efeito do cotovelo do tubo de sucção no escoamento, com o mesmo foi possível aumentar a distância da saída da máquina até o

cotovelo, de tal modo que propiciou um melhor desenvolvimento do escoamento. Este tubo foi construído no próprio Laboratório RICHARD BRAN. Como podemos ver na foto 5.9, o tubo em que estamos nos referindo está entre a saída da turbina e o cotovelo do grupo turbina-regulador-gerador.

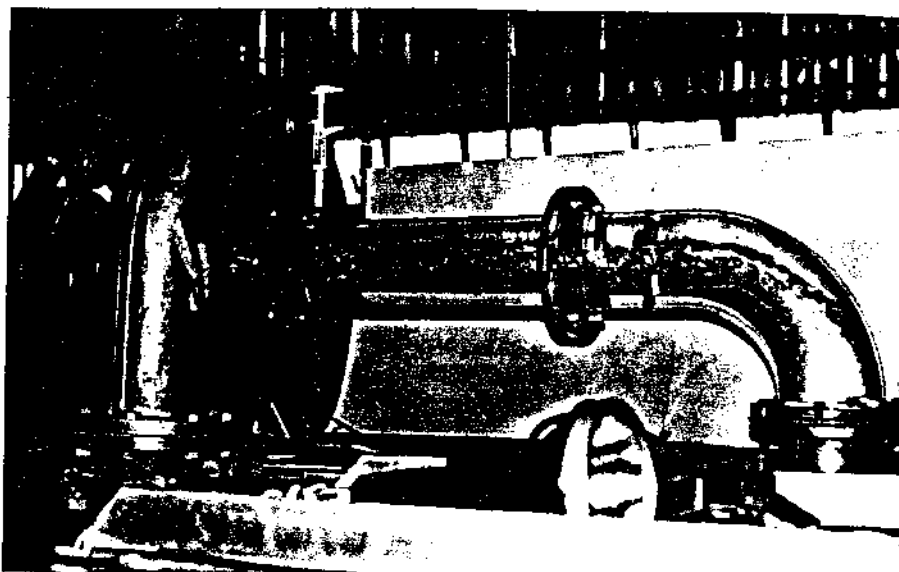


Foto 5.9 Detalhe do tubo de acrílico na saída da máquina.

A turbina do laboratório foi projetada para gerar em condição nominal de 5,5[cv] de potência elétrica, uma vazão nominal de projeto de 0.056[m<sup>3</sup>/s], a rotação da máquina é de 1800[rpm], a altura nominal de projeto à montante é de 10[m] e uma velocidade específica de 235 (que a classifica como uma turbina Francis Rápida, turbina da nova geração).

O rotor da máquina possui 9 pás, com diâmetro externo de saída de 135[mm], como pode-se ver na figura 5.2.

Foi também adaptado no tubo de sucção um paquímetro na extremidade do tubo de sucção próximo a saída da máquina (Foto 5.10), onde medimos os valores "ab" e "cd" como mostrado na figura 5.3.

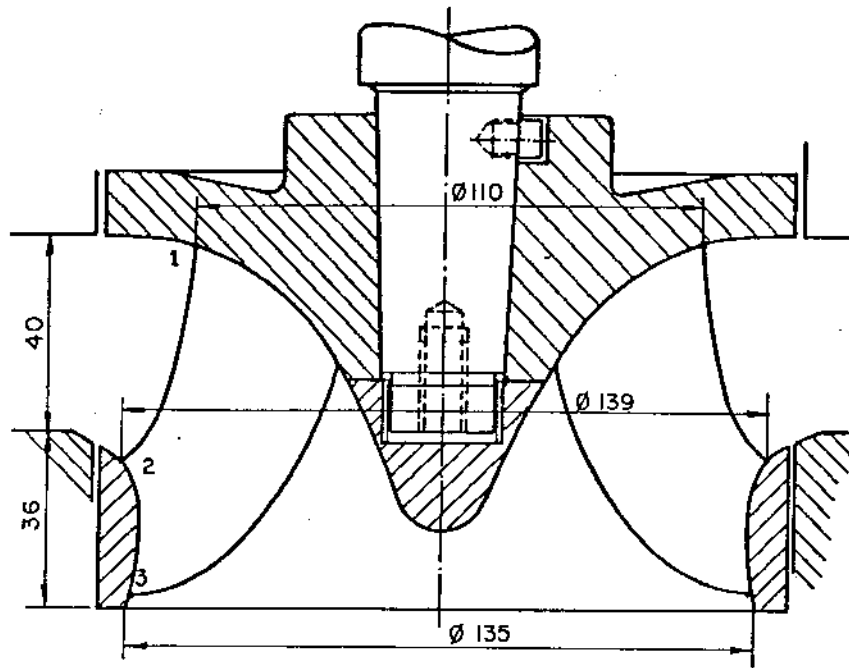


Fig. 5.2 Rotor da Turbina do Modelo do LHDC.

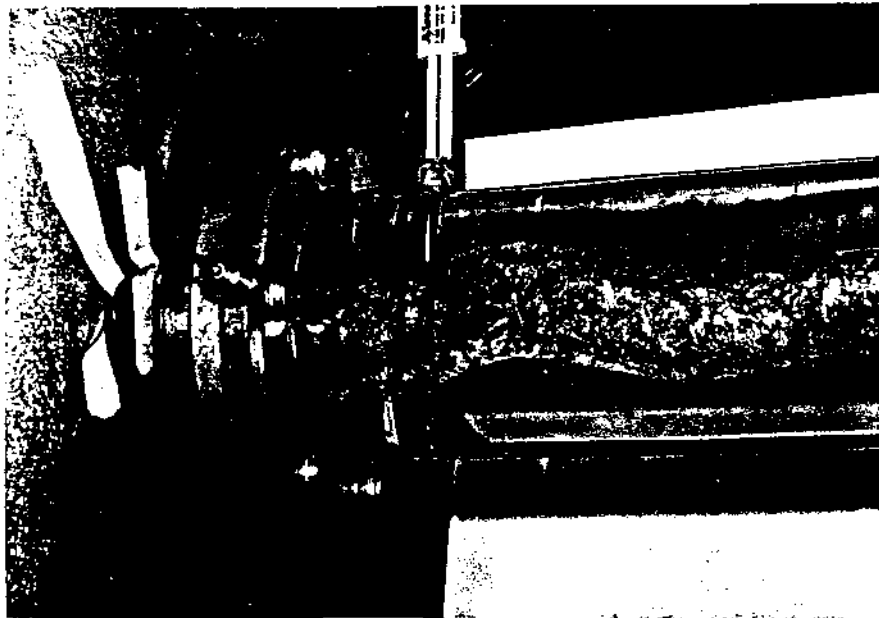


Foto 5.10 Adaptação do paquímetro no Tubo de Acrílico.



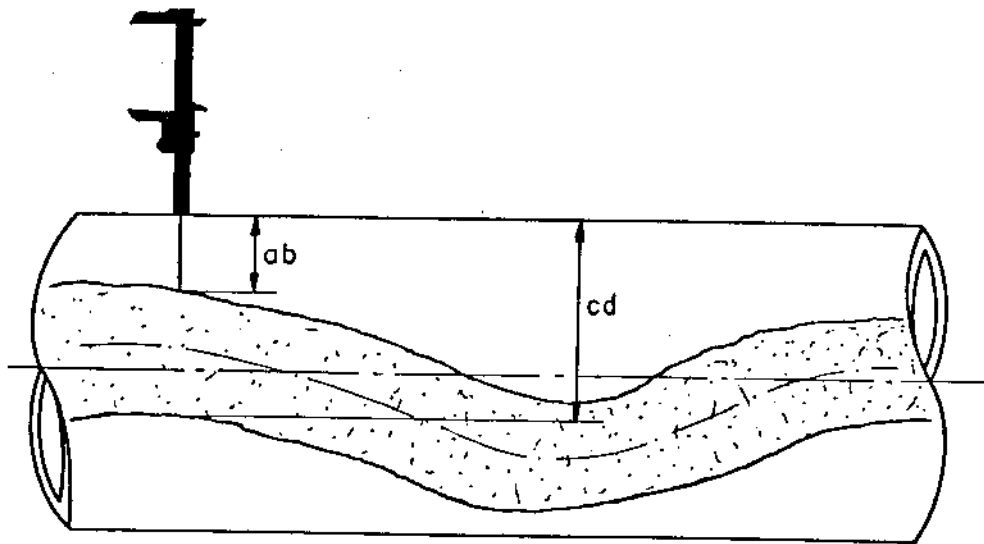


Fig.5.3 Esquema experimental para a medida do Raio do Vórtice e sua Excentricidade.

Com "ab" e "cd", podemos determinar a excentricidade e raio do vórtice a partir das seguintes equações:

$$R_v = \frac{cd - ab}{2} \quad \dots (5.1)$$

$$e = 79,5 - ab - R_v \quad \dots (5.2)$$

## V.2 CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO BANCO - TUBO DE SUCCÃO

Para análise dinâmica do banco foi tomada a resposta do banco, com o tubo de sucção sem água e com água, provocada pela excitação de um pulso.

### V.2.1 TUBO DE SUCCÃO SEM AGUA

Na foto 5.11, temos a resposta no tempo do tubo de sucção sem água sujeito a um pulso de excitação. Um parâmetro dinâmico da resposta do sistema que o caracteriza é fator de amortecimento que ficou por volta de 0,16. Na foto 5.12 temos a resposta em frequência na faixa de 0 a 200[Hz].

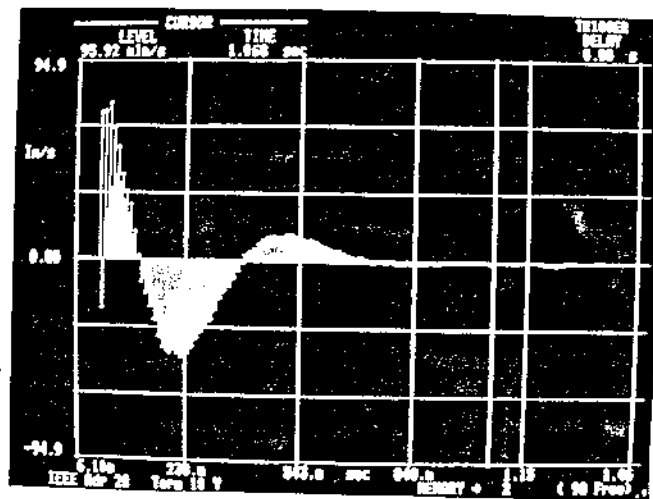


Foto 5.11 Resposta no Tempo do Tubo de Sucção sem Água.

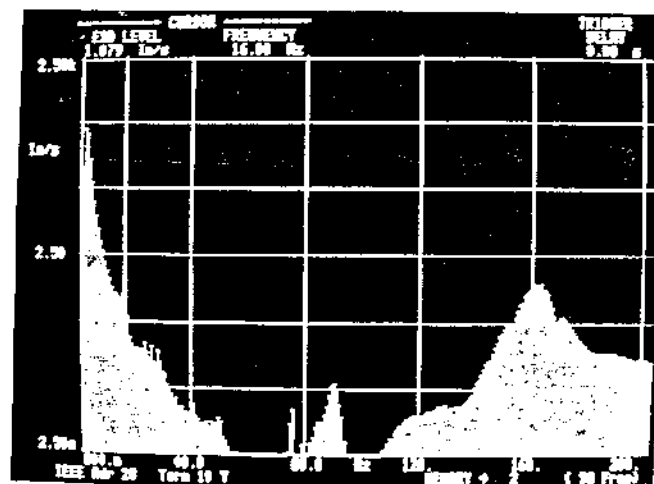


Foto 5.12 Resposta em Frequência do Tubo de Sucção sem Água.

Nesta foto 5.12 vê-se algumas frequências que se destacaram como:  $f_2 = 16,00[\text{Hz}]$ ;  $f_3 = 90,40[\text{Hz}]$  e uma outra frequência bem mais alta  $f_4 = 161,60[\text{Hz}]$ . Na foto 5.13, foi

registrado um zoom na faixa de 0 a 40[Hz], podemos verificar melhor a frequência de 16,00[Hz] e refinarmos o valor da frequência mais baixa que se destacou é  $f_1 = 1,92$ [Hz].

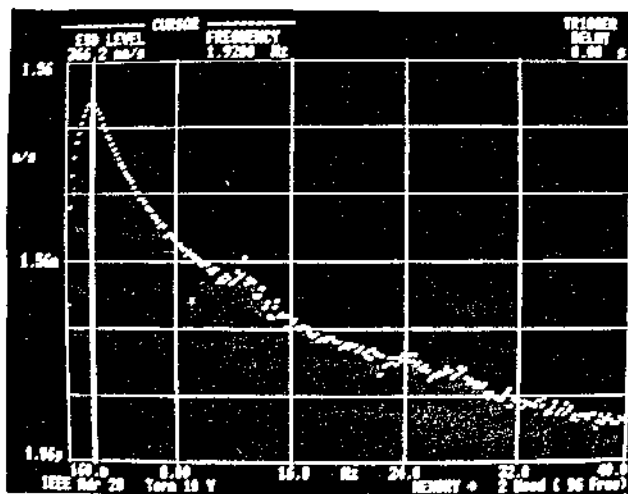


Foto 5.13 Resposta em Frequência do Tubo de Sucção sem Água, com Zoom.

#### V.2.2 TUBO DE SUCCÃO COM ÁGUA

A turbina foi colocada em funcionamento à vazio apenas para encher o tubo de sucção. Quando o mesmo estava completamente cheio a turbina foi desligada e executamos as tomadas das respostas que estão mostradas como segue.

Na foto 5.14 temos a resposta no tempo devido a um pulso de excitação. A resposta em frequência na faixa de 0 a 200[Hz] é observada na foto 5.15, onde obtivemos algumas frequências características do tubo de sucção do banco de ensaio. O tubo de sucção respondeu com um fator de amortecimento de 0,20.

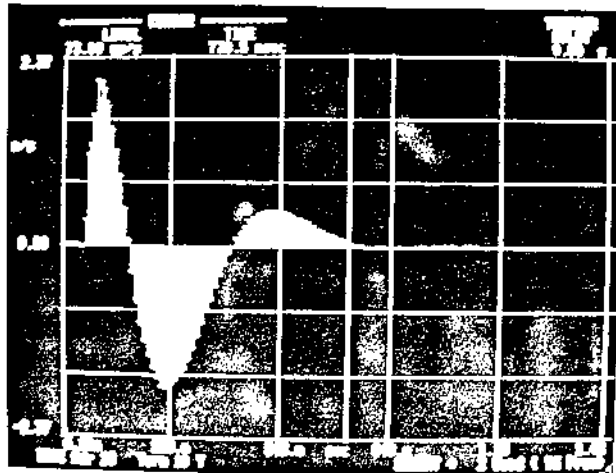


Foto 5.14 Resposta no Tempo do Tubo de Sucção com Água.

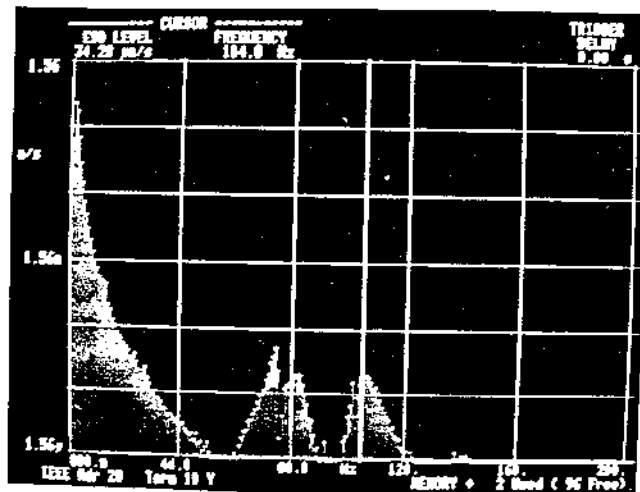


Foto 5.15 Resposta em Frequência do Tubo de Sucção com Água.

Na foto 5.16 temos um zoom da resposta em frequência da foto 5.15 na faixa de 0 a 40[Hz]. As frequências que mais se destacaram, caracterizando o tubo de sucção com água foram  $f_1' = 1,76[\text{Hz}]$ ;  $f_2' = 12,80[\text{Hz}]$ ;  $f_3' = 74,00[\text{Hz}]$ ;  $f_4' = 80,00[\text{Hz}]$  e  $f_5' = 104,80[\text{Hz}]$ .

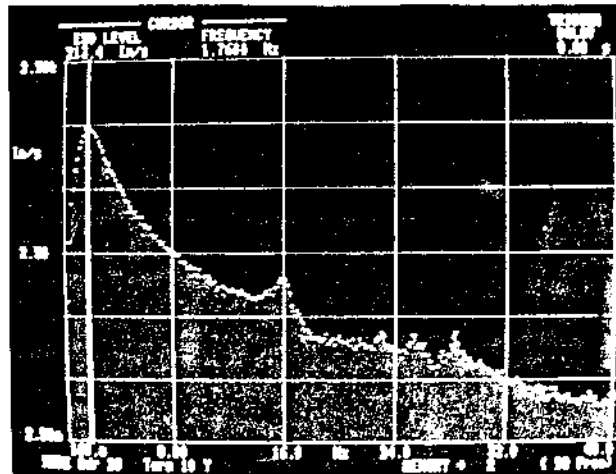


Foto 5.16 Resposta em Frequência do Tubo de Sucção com Água, com zoom.

Na tabela 5.1 mostrada abaixo, podemos verificar as alterações que ocorrem com o tubo de sucção, com e sem água.

Tab.5.1 Frequências Naturais do Tubo de Sucção.

Freq	Tubo Sem Água	Tubo Com Água
1	1,92	1,76
2	16,00	12,80
3	90,40	74,00
4	161,60	80,00
5	-----	104,80

Observe que com o tubo cheio de água, as frequências naturais reduziram devido ao aumento de massa do sistema. Não foi medido o último valor de frequência do tubo sem água, pois a frequência máxima do espectro foi limitada em 200[Hz].

### V.3 DESCRIÇÃO DO PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Logo que a turbina foi posta em funcionamento e se estabeleceu a condição nominal com a mesma ligada ao gerador, registrou-se a resposta em frequência para posterior comparação, pois como já dito anteriormente, nesta condição não temos o "vórtice de núcleo".

Para cada condição em que se tenha um vórtice de núcleo bem definido, foi medido a sua excentricidade e seu raio, como já explicado neste capítulo. Além disso, foi lido no vertedouro o nível do escoamento e, com a curva calibrada do vertedouro determina-se a vazão. Esta curva é mostrada na figura 5.4.

Para melhor definir o ponto de funcionamento foi também tomado a abertura das pás diretrizes, os níveis do manômetro diferencial à montante, para se estabelecer a altura de adução, a potência elétrica produzida e entregue à CEMIG, o nível do reservatório à jusante para estabelecer a altura de sucção. Fotografado o vórtice de núcleo, foi registrado o espectro de frequência em todas as condições de operação em que se conseguiu um vórtice de núcleo bem definido.

Praticamente foram estabelecidos os pontos de operação para as medidas, levando-se em consideração apenas a abertura das pás diretrizes e a definição do vórtice de núcleo, com um período de no mínimo de três a quatro minutos para que o escoamento se desenvolvesse e estabilizasse com uma boa definição do fenômeno.

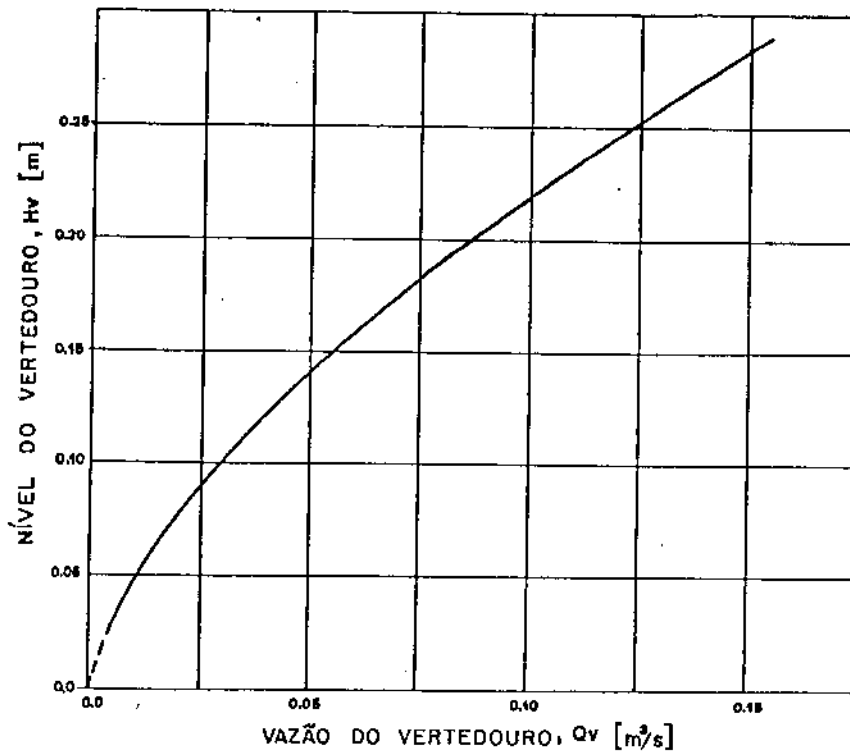


Fig. 5.4 Curva de Calibração do Vertedouro que estabelece a relação entre o nível do vertedouro e sua vazão.

Para calcular a frequência do vórtice de núcleo a partir dos dados experimentais seguiu-se o seguinte procedimento:

-----  
 | COM OS VALORES DE |  
 | "ab" E "cd" CALCULA-SE |  
 | "Rv" E "e" A PARTIR |  
DAS EQUAC8ES 5.1 E 5.2

|  
|

|  
|  
-----  
| COM OS VALORES DE "Rv", |  
| "e" E "Rt", NA |  
| EQUAÇÃO 2.24 DETERMINA- |  
-SE O VALOR DE "δ"

|  
|  
-----  
| COM "Rv", "e" E "δ", NA |  
| EQUAÇÃO 2.23 OBTEMOS |  
O VALOR DE "G"

|  
|  
-----  
| COM O VALOR DE "Hv", NO |  
| GRAFICO 5.4 OBTEMOS "Q" E |  
| COM "Qp", CONSIDERANDO  $\Omega = 1$ , |  
| "Rs", "rs" E "N", NA EQUA- |  
| ÇÃO 3.12, CALCULA-SE O VALOR |  
DA CIRCULAÇÃO "Γ"

|  
|  
-----  
| COM A CIRCULAÇÃO "Γ" E "G" |  
| NA EQUAÇÃO 2.22, TEM-SE |  
| FINALMENTE O VALOR DA |  
FREQUÊNCIA DO VÓRTICE DE NÚCLEO

#### V.4 ESPECIFICAÇÃO DOS INSTRUMENTOS UTILIZADOS

Os experimentos foram realizados em três conjuntos de medidas e em cada conjunto foi realizada com uma alteração dos equipamentos, e as medidas foram realizadas em várias condições de operação:



O primeiro conjunto de medidas não foi considerado, pois o mesmo realizou-se com o objetivo de um ensaio prévio, para determinar a forma mais conveniente para se proceder durante o ensaio, levando-se em conta parâmetros que não são possíveis de ser previamente planejados.

O segundo conjunto de medidas, que será chamado no texto de ENSAIO 1, foi realizado com o Acelerômetro Brüel & Kjaer 4384, com um Medidor de Vibrações Brüel & Kjaer 3513, e os espectros foram registrados com um Registrador de Sinais da Brüel & Kjaer 2315 com o papel de registro QP 110, este ensaio foi realizado utilizando o regulador automático do sistema turbina-regulador-alternador.

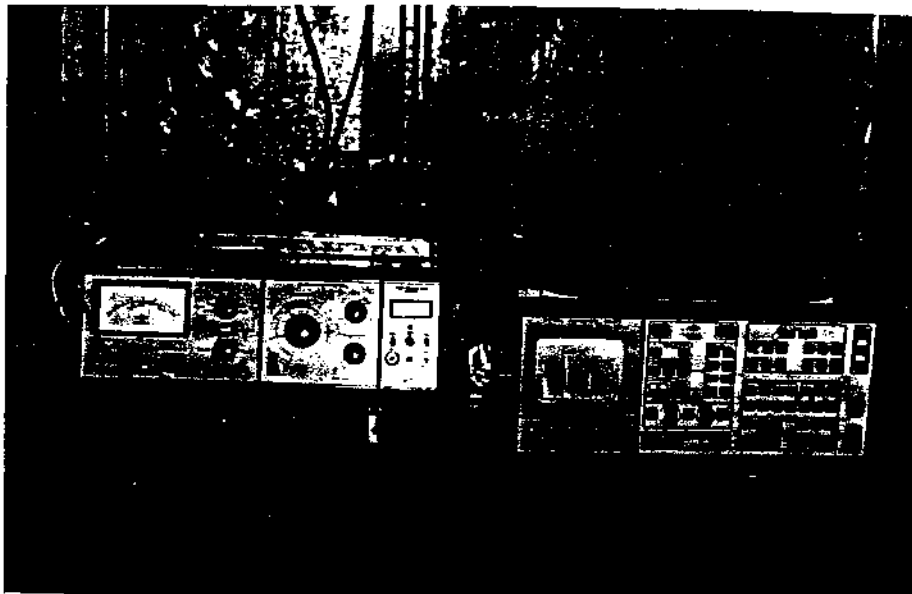


Foto 5.17 A direita temos o Medidor de Vibração B & K 3515 e à esquerda o Analisador B & K 2515.

O terceiro conjunto de medidas, que chamaremos de ENSAIO 2, foi realizado com o Acelerômetro B & K 4384, o Analisador de Vibração B & K 2515, o Registrador de Sinais B & K

2316 utilizando para tanto um papel especial QP 120, este ensaio foi realizado sem o regulador automático de velocidade.

As fotos 5.17 e 5.18, mostram os equipamentos utilizados na parte experimental.

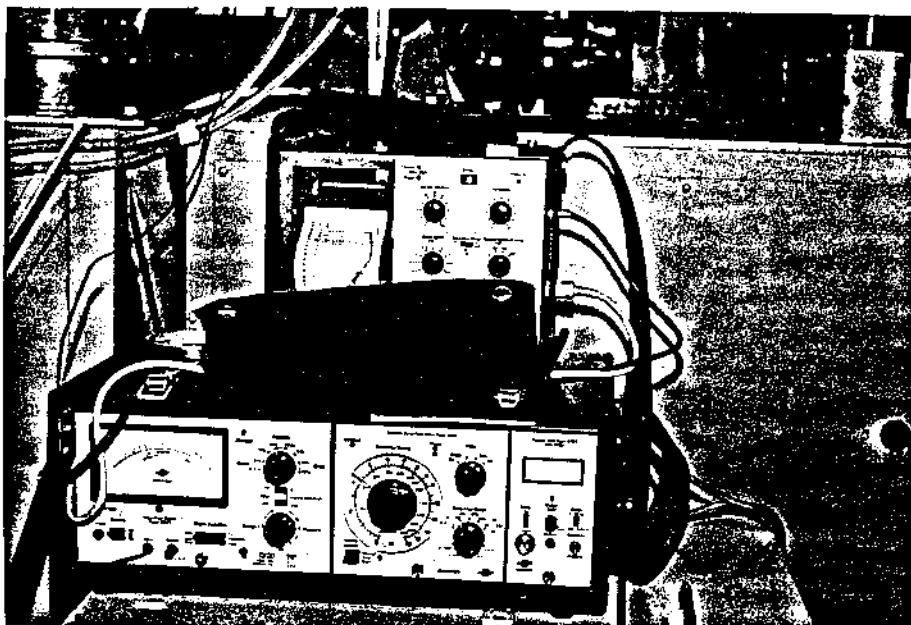


Foto 5.18 Atrás do B & K 3515, vemos o Registrador de Sinais B & K 2316.

## CAPITULO VI

### "RESULTADOS OBTIDOS"

#### VI.1 ENSAIO 1

Este ensaio foi realizado com o controle automático do sistema regulador de velocidades, e desta forma, houve influência em baixa frequência, devido ao sistema mecânico do regulador que excita a estrutura da máquina na faixa de frequência que é de nosso interesse.

Na tabela 6.1, estão todos os dados medidos na condição de operação da máquina. O ensaio se desenvolveu a partir da condição de operação nominal ou condição de projeto e, então foi gradativamente sendo diminuída a vazão e mantidos os outros parâmetros, de tal forma, a se tentar uma real condição de operação de uma Usina Hidrelétrica onde as máquinas são obrigadas a trabalhar em condições de cargas parciais.

Com os valores "ab" e "cd" e com a vazão nas diversas condições dos vórtice de núcleo, dados na tabela 6.1, com o fato de que a velocidade de rotação da turbina foi mantida constante e com as características geométricas do rotor como do tubo de sucção, foram calculados todos os parâmetros

necessários para se encontrar a frequência de precessão do vórtice de núcleo, como anteriormente explicado (Capítulo V). Os resultados, inclusive os parciais, estão mostrados na tabela 6.2.

Tabela 6.1 Dados Experimentais Medidos do Ensaio 1.

PUNTO DE OPERAÇÃO	ab [mm]	cd [mm]	Hv [mm]	Hm		Hj [mm]	POTÊNCIA GERADA [KW]	ABERTURA DAS PASAS DIRETRAS [%]
				L <sub>1</sub> [cm]	L <sub>2</sub> [cm]			
1.1 NOM.	--	--	14,3	36,3	113,3	10,5	3,00	55
2.1 SUB.	--	--	13,5	36,8	112,8	11,4	2,80	50
3.1 SUB.	71,2	82,8	9,5	37,0	112,5	15,5	1,00	30
4.1 SUB.	64,8	88,8	8,6	37,0	112,5	16,4	0,65	25
5.1 SUB.	57,4	94,4	7,9	36,9	112,6	17,2	0,40	20
6.1 SUB.	55,3	94,1	6,0	37,4	112,2	19,1	0,00	12
7.1 SUB.	47,4	99,2	4,8	36,2	113,0	20,4	0,00	05

Onde: Hv é o nível do vertedouro.

Hm é o nível à montante e Hj é a altura à jusante.

L<sub>1</sub> e L<sub>2</sub> são as medidas no manômetro diferencial.

Tabela 6.2 Valores Obtidos com o Modelo Matemático a partir dos Dados Experimentais do Ensaio 1.

PONTO DE OPERAÇÃO	Rv [mm]	e [mm]	$\delta$	G	q	F	f [Hz]	B [%]
1.1 NOM.	--	--	---	--	1,00	--	---	55
2.1 SUB.	--	--	---	--	0,92	0,0376	---	50
3.1 SUB.	6,8	2,5	13,482	1,0014	0,54	0,2246	7,74	30
4.1 SUB.	12,0	2,7	12,179	1,0017	0,48	0,2539	8,75	25
5.1 SUB.	18,5	3,6	8,715	1,0033	0,44	0,2734	9,44	20
6.1 SUB.	19,4	4,8	6,465	1,0059	0,36	0,3125	10,82	12
7.1 SUB.	25,9	6,2	4,627	1,0115	0,19	0,3955	13,77	05

Nas próximas páginas temos as fotos de cada ponto de funcionamento com a sua respectiva assinatura (Espectro de Freqüência), para caracterizar os pontos de operação e melhor encontro das informações, estão repetidos novamente em cada ponto os principais parâmetros de identificação, para facilidade de análise.

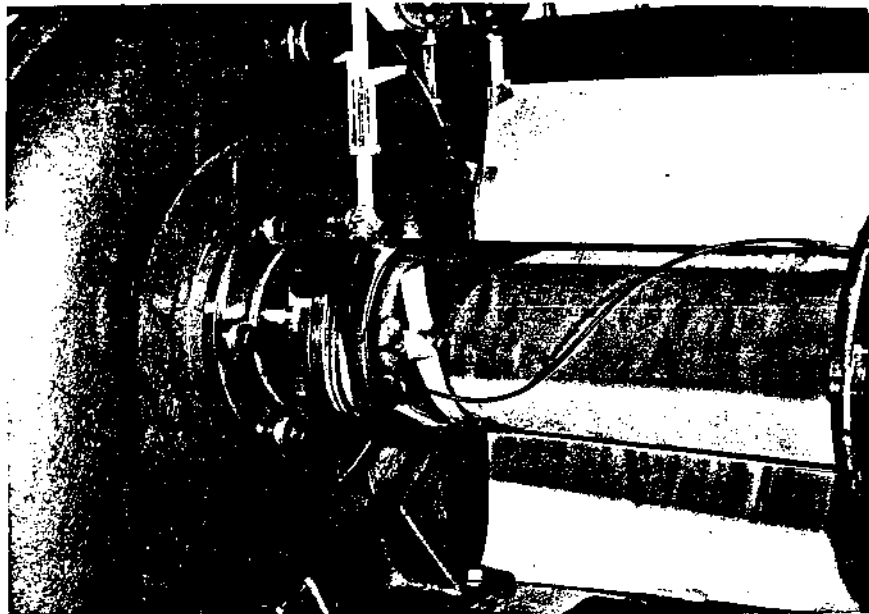


Foto 6.1 PONTO 1.1: Operando na Condição Nominal.

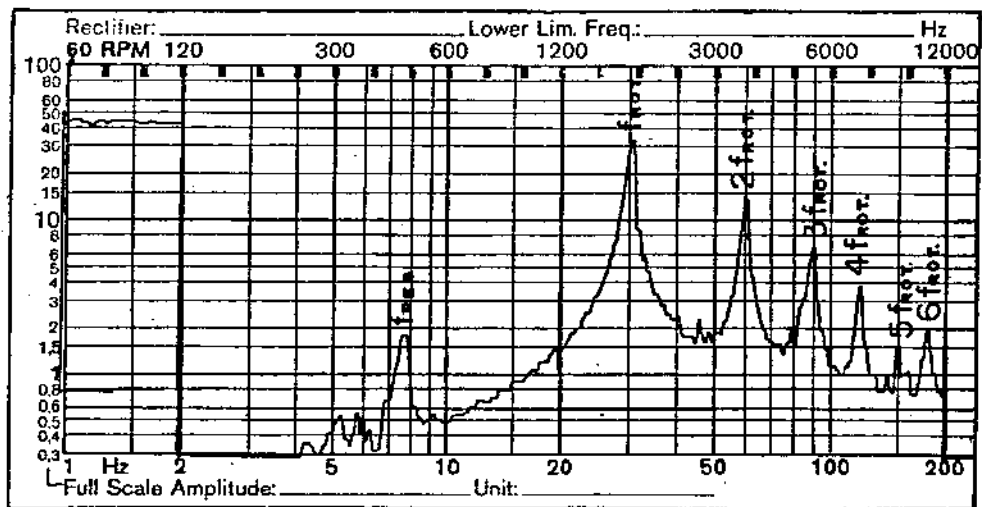


Fig. 6.1 ASSINATURA DO PONTO 1.1:  $q=1$ ;  $B=55\%$  e sem Vórtice de Núcleo.

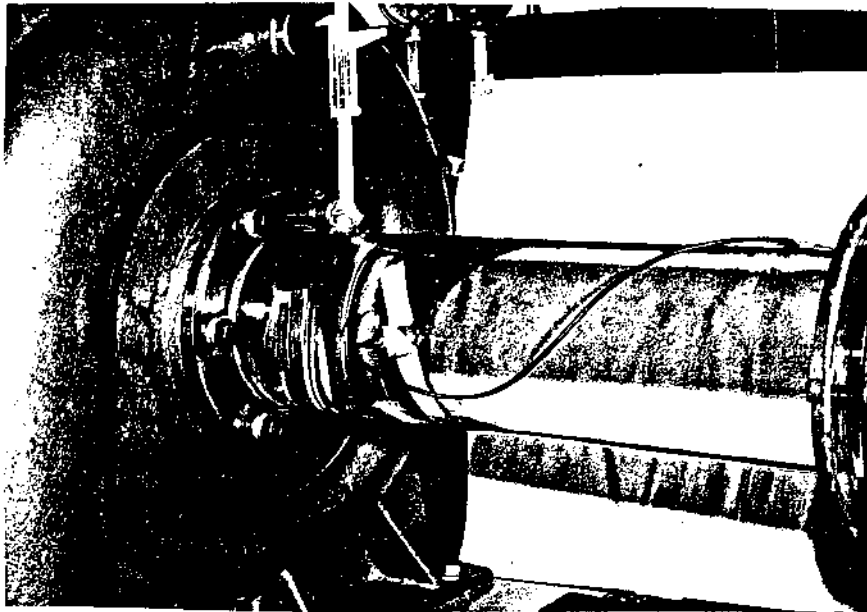


Foto 6.2 PONTO 2.1: Operando em Subcarga.

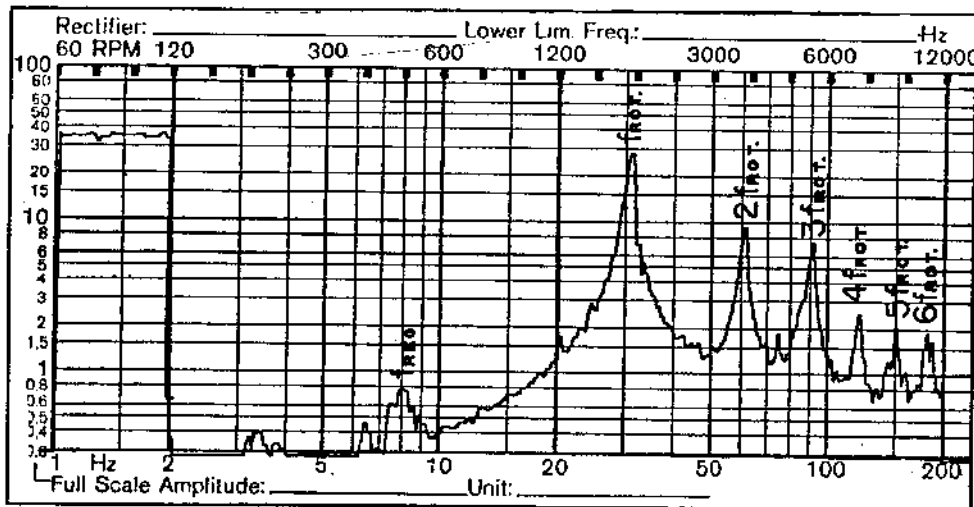


Fig. 6.2 ASSINATURA DO PONTO 2.1:  $q = 0,92$ ;  $B = 50\%$  e sem Vórtice de Núcleo.

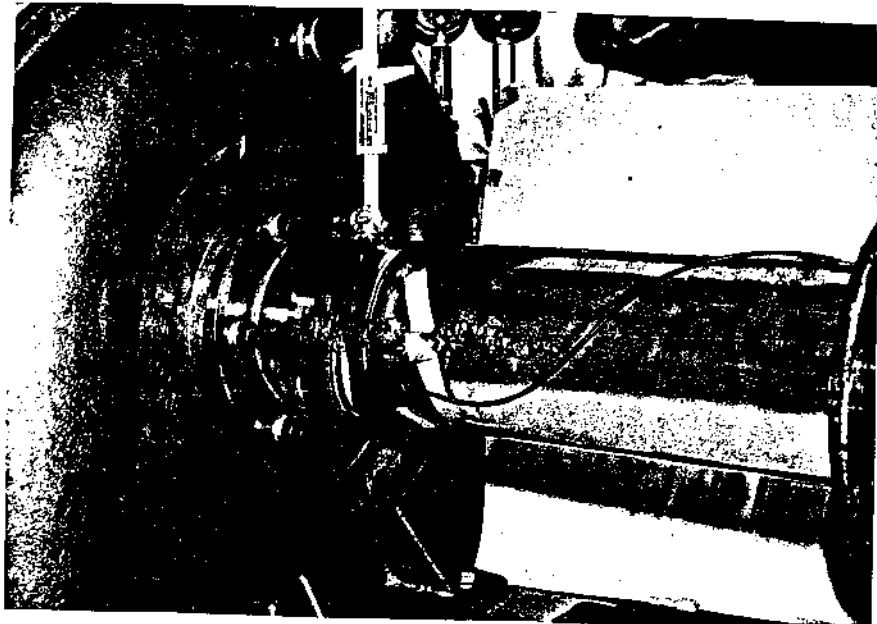


Foto 6.3 PONTO 3.1: Operação em Subcarga.

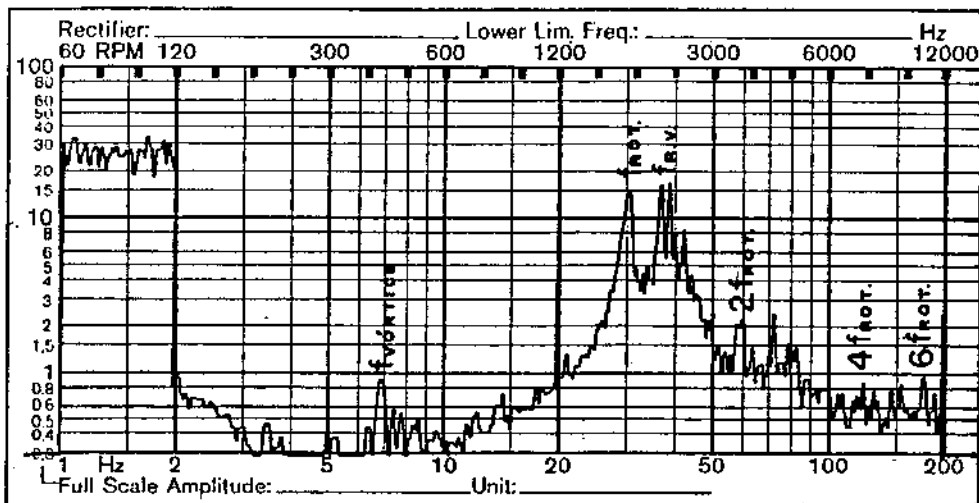


Fig. 6.3 ASSINATURA DO PONTO 3.1:  $q=0,54$ ;  $B=30\%$ ;  $R_v=5,8\text{mm}$ ;  
 $e=2,5\text{mm}$ ;  $f_{med.}=6,8\text{Hz}$  e  $f_{exp.}=7,7\text{Hz}$ .



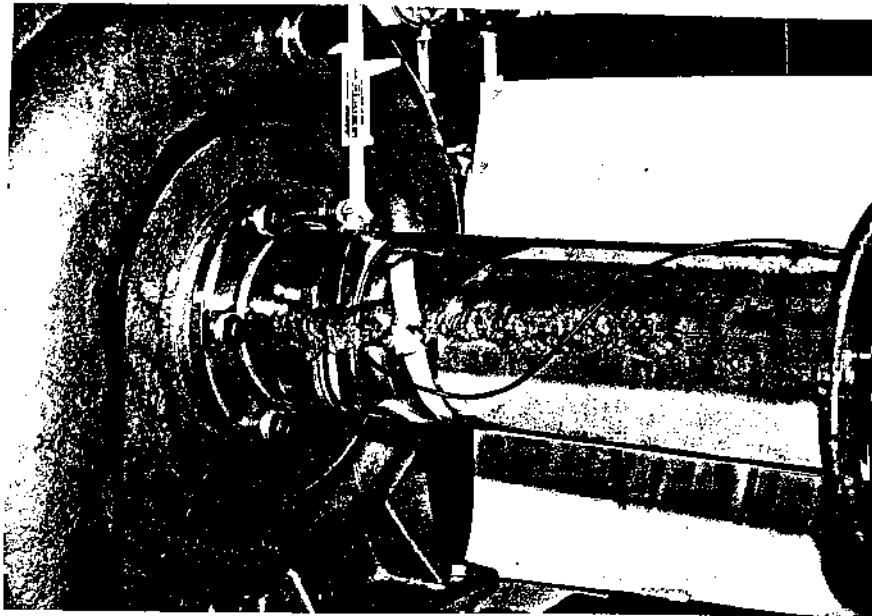


Foto 6.4 PONTO 4.1: Operando em Subcarga.

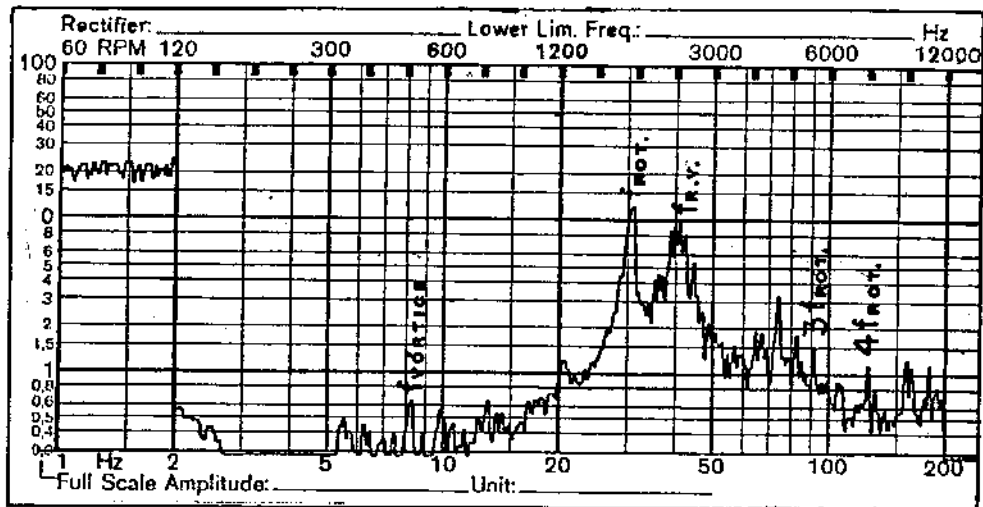


Fig. 6.4 ASSINATURA DO PONTO 4.1:  $q=0,48$ ;  $B=25\%$ ;  $R_v=12,0\text{mm}$ ;  
 $e=2,7\text{mm}$ ;  $f_{med.}=8,3\text{Hz}$  e  $f_{exp.}=8,8\text{Hz}$ .

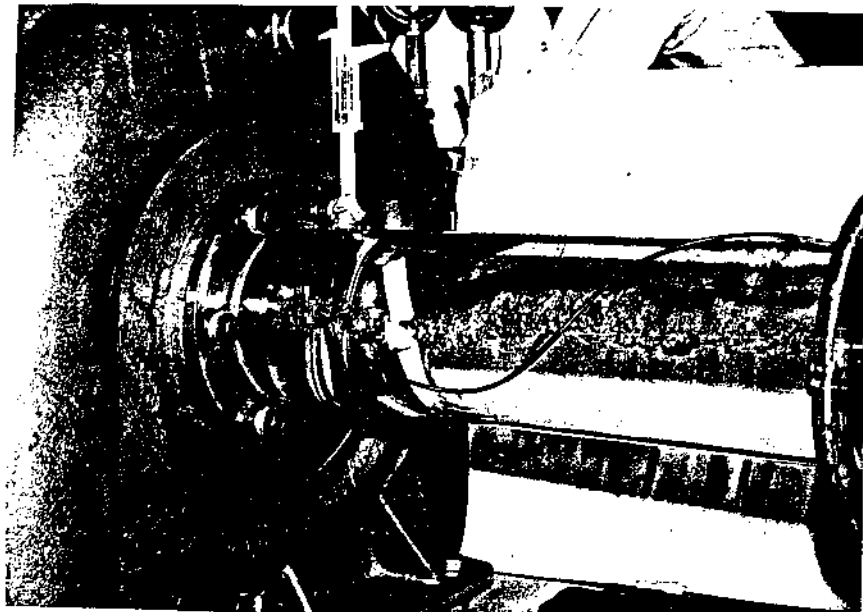


Foto 6.5 PONTO 5.1: Operando em Subcarga.

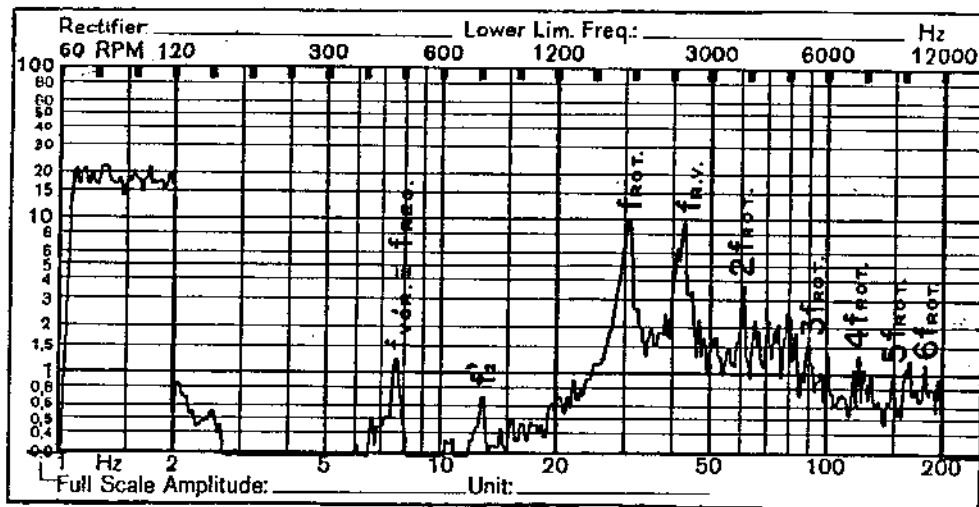


Fig. 6.5 ASSINATURA DO PONTO 5.1:  $q=0,44$ ;  $B=20\%$ ;  $R_v=18,5\text{mm}$ ;  $e=3,6\text{mm}$ ;  $f_{med.}=7,6\text{Hz}$  e  $f_{exp.}=9,4\text{Hz}$ .

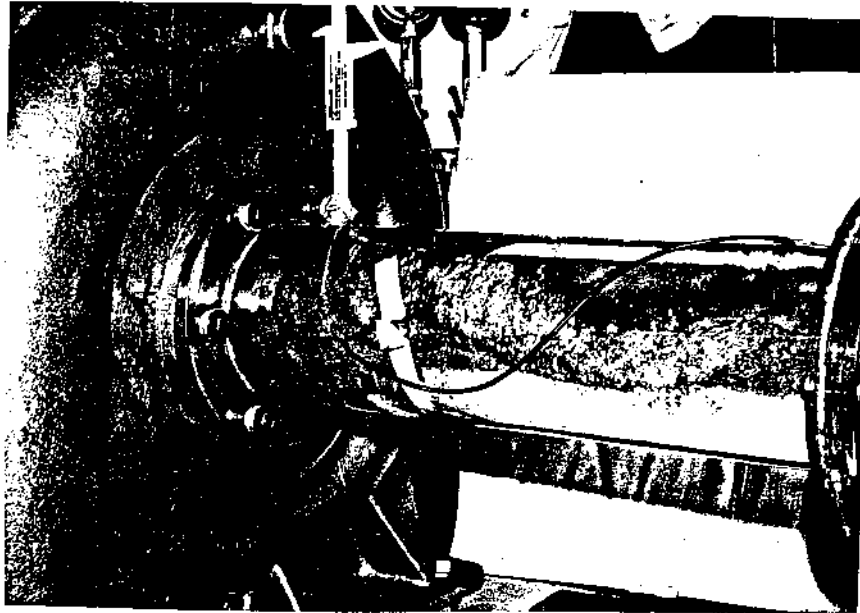


Foto 6.6 PONTO 6.1: Operando em Subcarga.

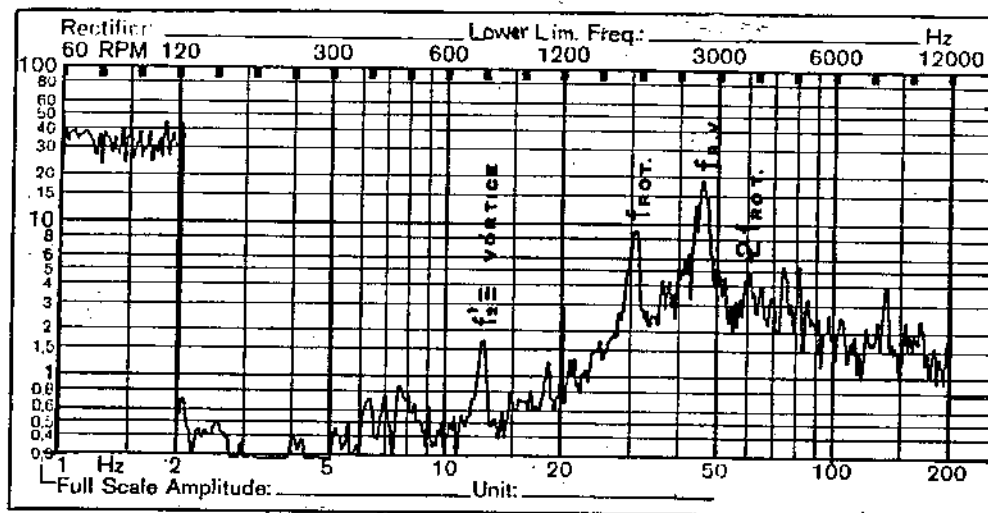


Fig. 6.6 ASSINATURA DO PONTO 6.1:  $q=0,36$ ;  $B=12\%$ ;  $R_v=19,4\text{mm}$ ;  
 $e=4,8\text{mm}$ ;  $f_{med.}=12,9\text{Hz}$ ;  $f_{exp.}=10,8\text{Hz}$ .

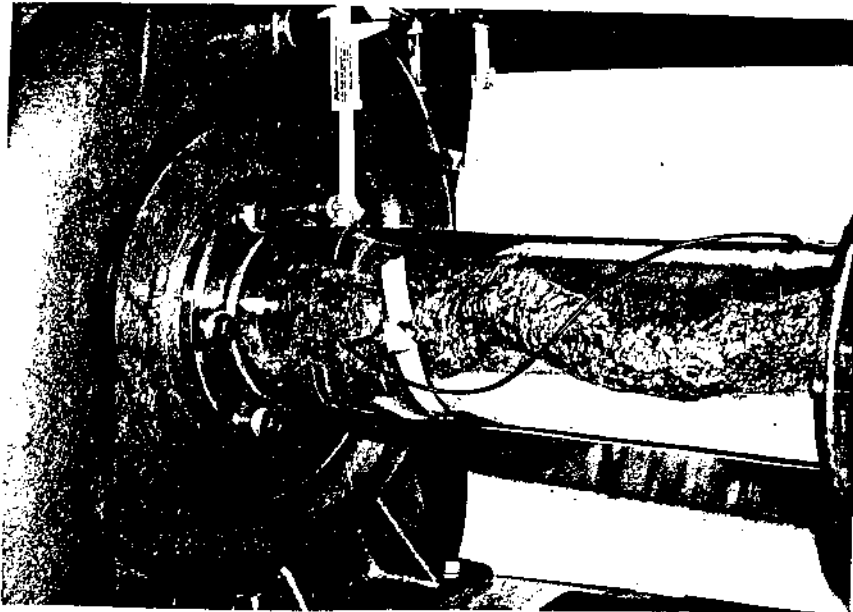


Foto 6.7 PONTO 7.1: Operando em Subcarga.

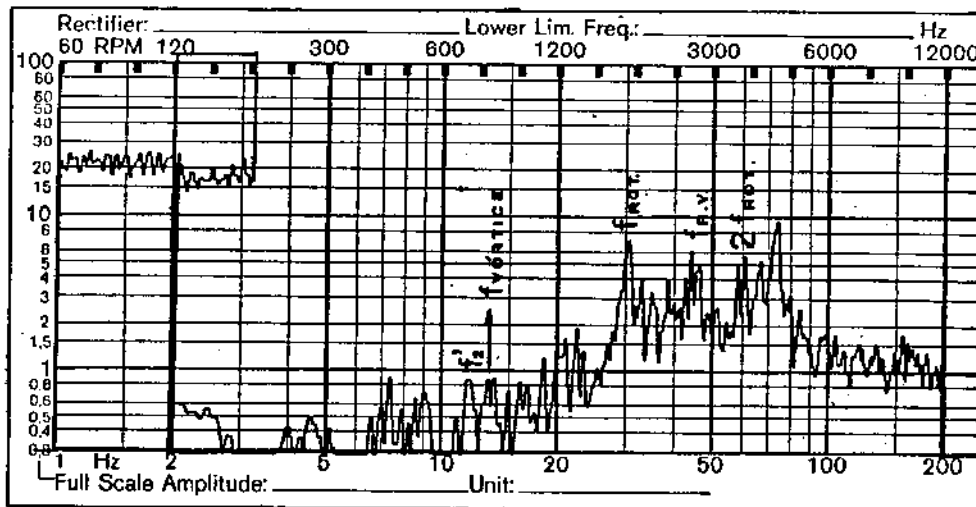


Fig. 6.7 ASSINATURA DO PONTO 7.1:  $q=0,19$ ;  $B=5\%$ ;  $R_v=25,9\text{mm}$ ;  
 $e=6,2\text{mm}$ ;  $f_{med.}=13,2\text{Hz}$  e  $f_{exp.}=13,8\text{Hz}$ .

## VI.2 ENSAIO 2

No Ensaio 2 foi tentado uma alternativa para se eliminar as influências em baixa frequência devido ao regulador, desta feita, realizou-se este ensaio com o controle manual do regulador. O procedimento das medidas foram os mesmos do ensaio 1, partindo da condição nominal e fechando até a condição de carga parcial relativamente baixa. Na tabela 6.3 temos os dados experimentais deste ensaio.

Tabela 6.3 Dados Experimentais Medidos do Ensaio 2.

PUNTO DE OPERAÇÃO	ab [mm]	cd [mm]	Hv [mm]	Hm		Hj [mm]	POTÊNCIA GERADA [KW]	ABERTURA DAS PAS ZES [%]
				L <sub>1</sub> [cm]	L <sub>2</sub> [cm]			
1.2 NOM.	--	---	14,6	37,0	112,5	9,7	3,50	55
2.2 SUB.	72,0	84,4	11,6	36,5	113,0	13,2	2,10	40
3.2 SUB.	68,7	85,7	9,6	37,3	112,1	15,3	1,25	30
4.2 SUB.	67,5	86,5	8,6	37,0	112,5	16,3	0,85	25
5.2 SUB.	56,5	95,1	10,2	36,5	113,0	18,0	0,30	15
6.2 SUB.	52,5	97,9	6,3	37,0	112,5	8,9	0,00	12

Com os dados experimentais e repetindo o mesmo procedimento do Ensaio 1, obtemos os valores que estão ordenados na tabela 6.4, onde se encontram os parâmetros envolvidos no cálculo da frequência.

Tabela 6.4 Valores Obtidos com o Modelo Matemático a partir dos Dados Experimentais do Ensaio 2.

PONTO DE OPERAÇÃO	Rv [mm]	e [mm]	$\delta$	G	q	$\Gamma$	f [Hz]	B [%]
1.2 NOM.	--	--	---	--	1,00	---	---	55
2.2 SUB.	6,2	1,3	25,927	1,0004	0,55	0,2197	7,57	40
3.2 SUB.	8,5	2,3	14,534	1,0012	0,52	0,2344	8,08	30
4.2 SUB.	9,5	2,5	13,315	1,0014	0,48	0,2539	8,75	25
5.2 SUB.	19,3	3,7	8,417	1,0035	0,36	0,3125	10,79	15
6.2 SUB.	22,7	4,3	6,986	1,0051	0,31	0,3369	11,66	12

As fotos e as assinaturas (Espectro de Frequência) dos pontos do Ensaio 2, estão mostradas nas próximas páginas, com os respectivos parâmetros para identificação das condições que cada ponto de operação representa.



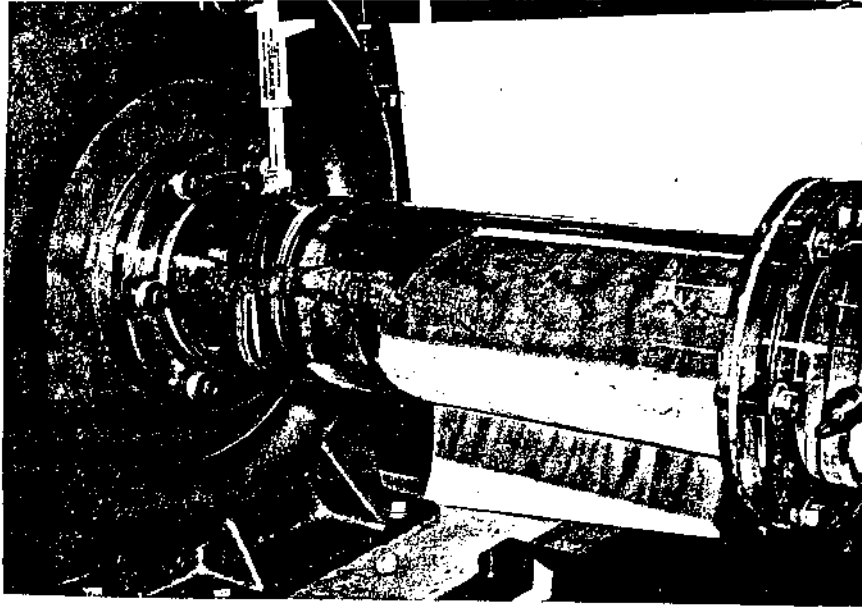


Foto 6.10 PONTO 2.2 Operando em Subcarga.

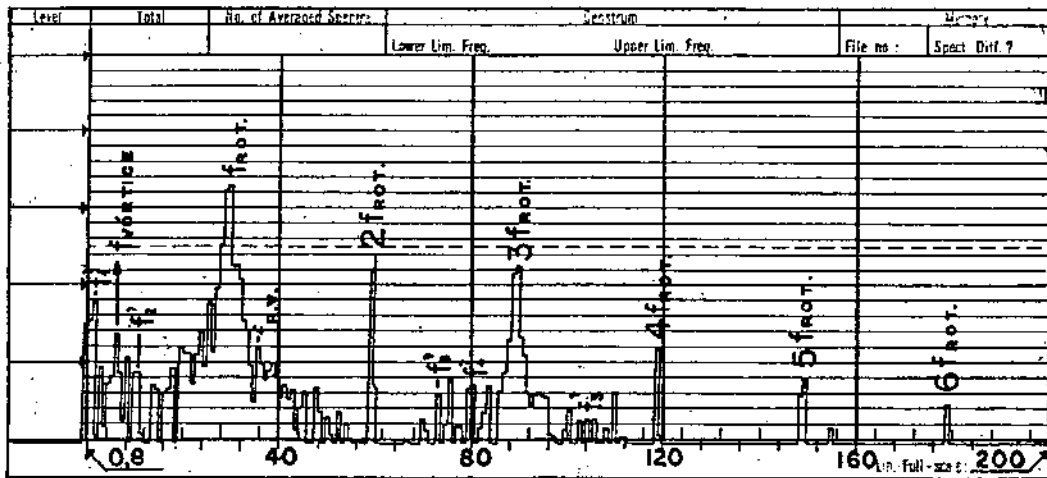


Fig. 6.10 ASSUNATURA DO PONTO 2.2:  $q=0,55$ ;  $B=40\%$ ;  $R_v=6,2\text{mm}$ ;  $e=1,3\text{mm}$ ;  $f_{med.}=6,8\text{Hz}$  e  $f_{exp.}=7,6\text{Hz}$ .



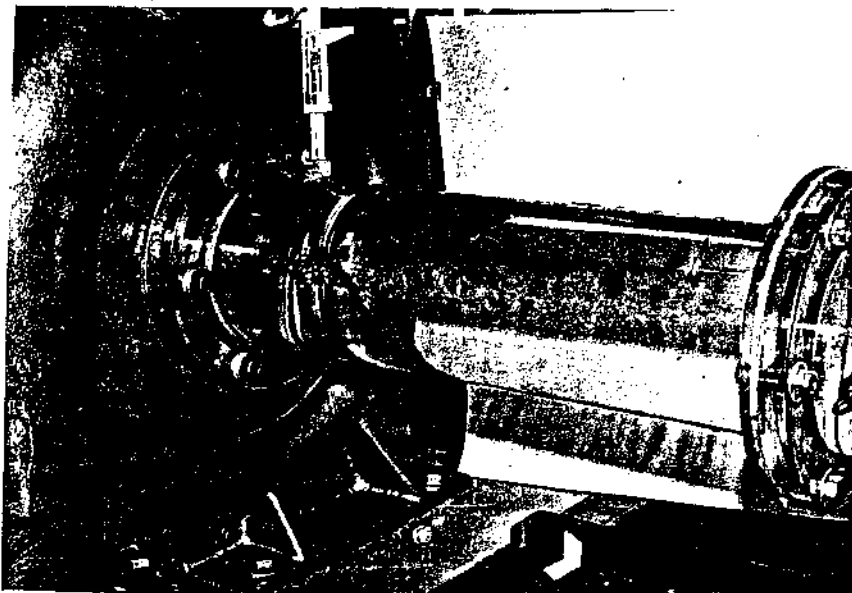


Foto 6.11 PONTO 3.2: Operando em Subcarga.

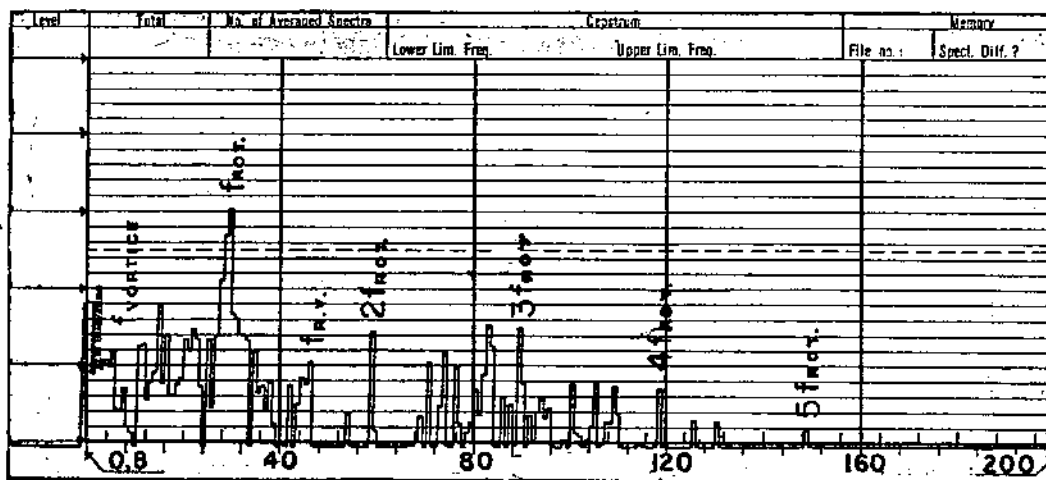


Fig. 6.11 ASSINATURA DO PONTO 3.2:  $q=0,52$ ;  $B=30\%$ ;  $R_v=8,5\text{mm}$  e  $e=2,3\text{mm}$ ;  $f_{med.}=7,8\text{Hz}$  e  $f_{exp.}=8,1\text{Hz}$ .

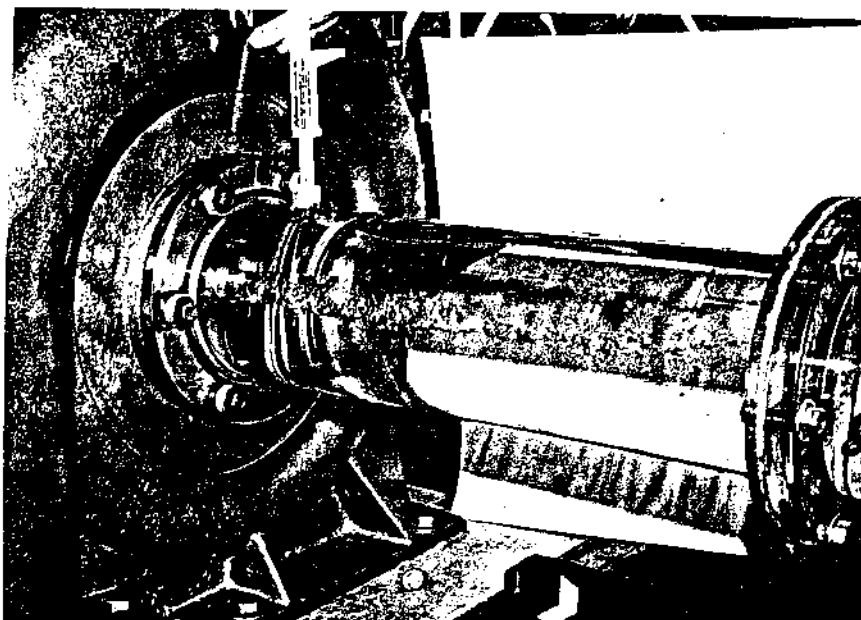


Foto 6.12 PONTO 4.2: Operando em Subcarga.

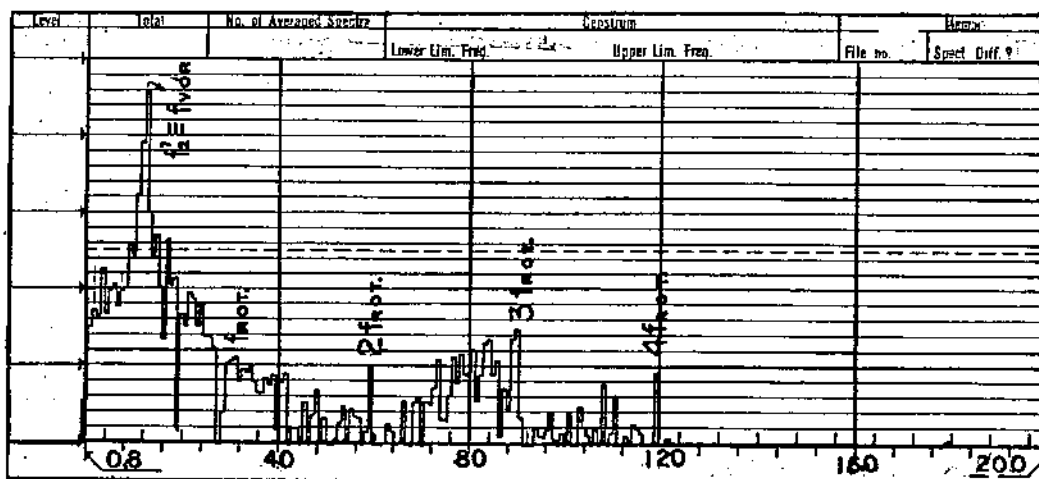


Fig. 6.12 ASSINATURA DO PONTO 4.2:  $q=0,25$ ;  $B=48\%$ ;  $R_v=9,5\text{mm}$ ;  $e=2,5\text{mm}$ ;  $f_{med.}=12,8\text{Hz}$  e  $f_{exp.}=8,8\text{Hz}$ .

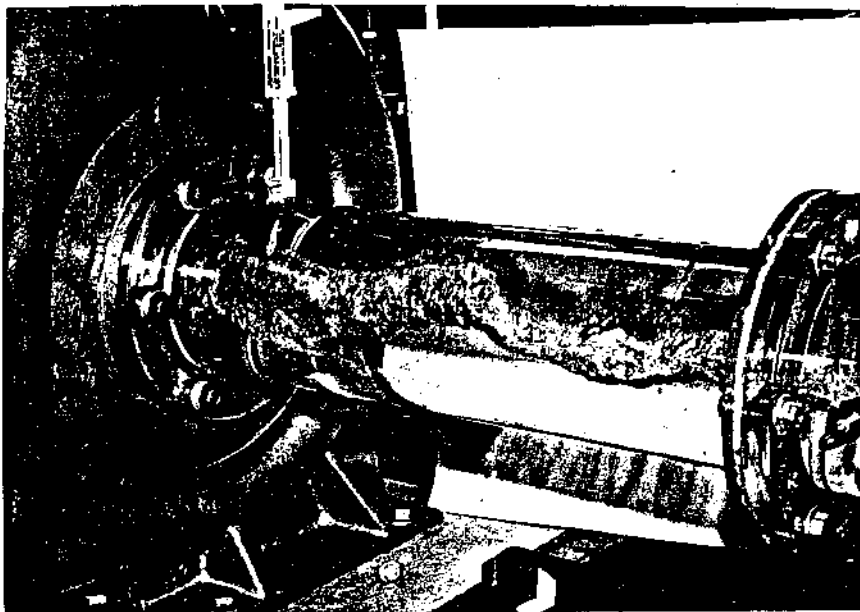


Foto 6.13 PONTO 5.2: Operando em Subcarga.

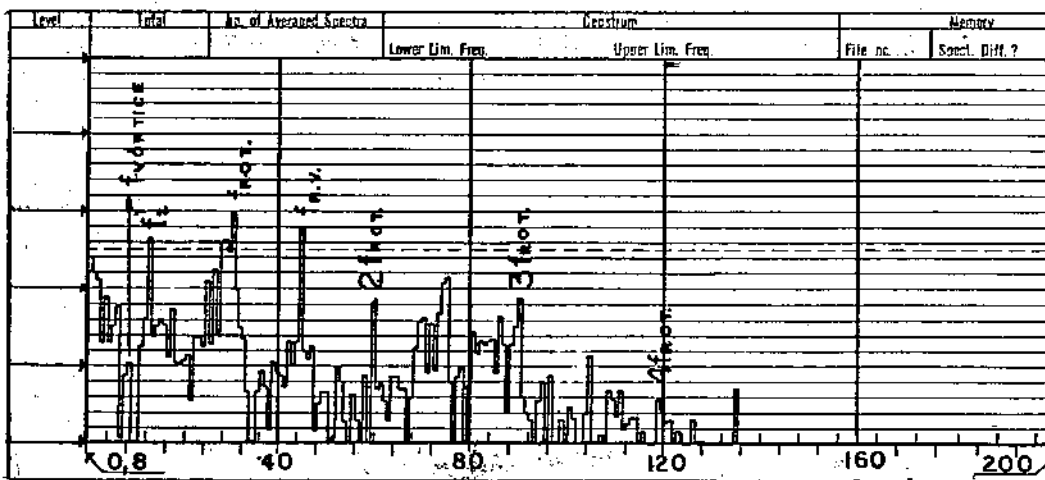


Fig.6.13 ASSINATURA DO PONTO 5.2:  $q=0,36$ ;  $B=15\%$ ;  $R_v=19,3\text{mm}$ ;  
 $e=3,7\text{mm}$ ;  $f_{med.}=8,8\text{Hz}$  e  $f_{exp.}=10,8\text{Hz}$ .



### VI.3 RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS

Na tabela 6.5 temos um resumo dos resultados obtidos de forma a termos uma visão global dos ENSAIOS.

Tab. 6.5 Resumo dos Resultados dos Ensaios.

PONTOS	ENSAIO 1			ENSAIO 2		
	f med	f exp	erro %	f med	f exp	erro %
2	---	---	---	6,8	7,6	10,5
3	6,8	7,7	11,7	7,8	8,1	3,7
4	9,3	8,7	6,9	12,8	8,8	45,4
5	7,6	9,4	8,6	8,8	10,8	18,5
6	12,9	10,8	18,5	12,5	11,7	6,8
7	13,2	13,8	4,3	---	---	---

onde: f med. é a frequência medida no espectro.

f exp. é a frequência experimental obtida através dos valores do raio do vórtice e excentricidade no ensaio.

## CAPITULO VII

### "COMENTARIOS E CONCLUSÕES"

#### VII.1 COMENTARIOS E CONCLUSÕES SOBRE O MODELO

Este modelo como todo modelo possui suas deficiências, e não retrata com fidelidade a realidade do fenômeno. Algumas hipóteses foram consideradas à título de simplificação ou aproximação, fazendo com que um ou outro efeito não seja nem mesmo considerado.

Uma simplificação que com certeza honerou o modelo, foi a hipótese de se considerar um escoamento potencial, o que na realidade isto não ocorre.

No caso do desenvolvimento da equação da força do vórtice foi desprezado a energia devido à precessão que não causou grandes prejuízos, pois a energia da circulação foi considerada, e esta representa a maior parte da energia do vórtice de núcleo.

O modelo aqui mostrado é bidimensional, e para se obter um modelo que retrate melhor o fenômeno, talvez seja necessário desenvolver um modelo tridimensional.

Dos parâmetros considerados no modelamento, podemos dizer de uma forma geral, que a influência dos mesmos na

frequência do vórtice de núcleo depende da condição de operação da máquina.

Tanto o raio do vórtice como a excentricidade tendem à valores maiores em cargas parciais mais baixas. A medida que a máquina trabalha mais proxima da condição à vazio, verifica-se que o fenômeno torna-se mais evidente e mais definido e com frequências maiores.

No entanto, quando a máquina encontra-se à vazio o vórtice preenche todo o tubo de sucção e a excentricidade torna-se zero, existindo nesta faixa a condição de que a frequência tende a aumentar em cargas baixas e torna-se zero à vazio.

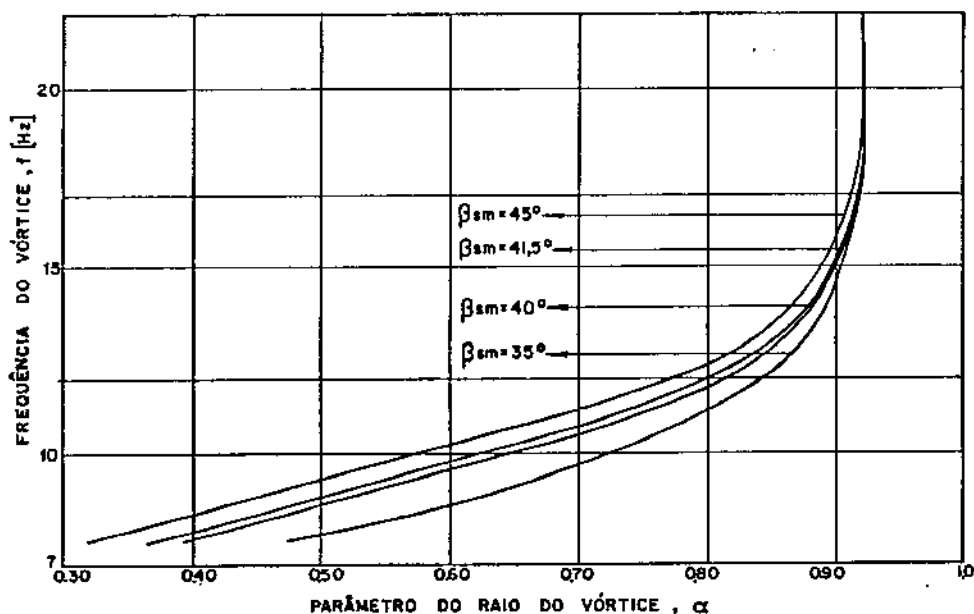


Fig. 7.1 Comportamento de frequência do vórtice com o parâmetro  $\alpha$ , para determinados valores de  $\beta_{sm}$ .

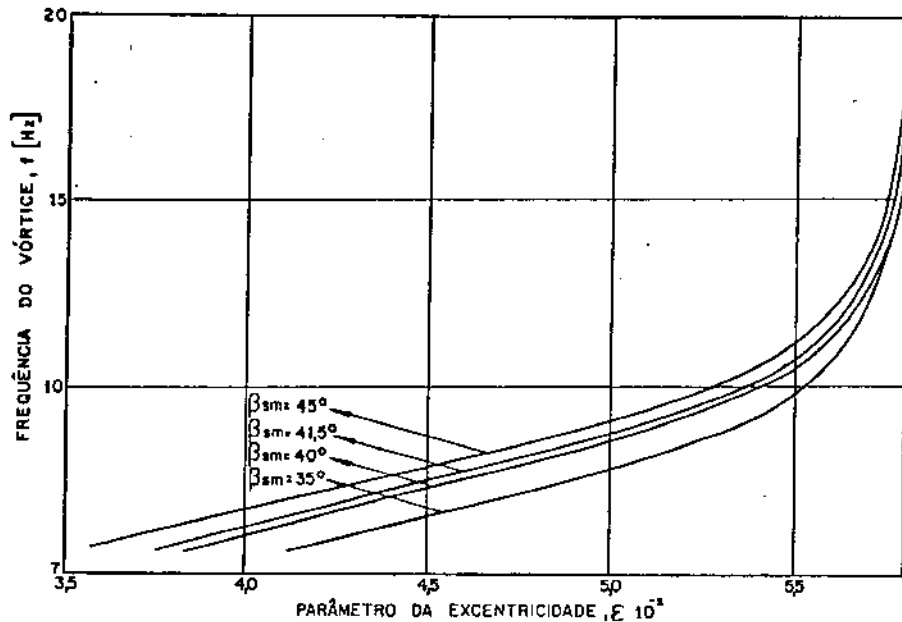


Fig. 7.2 Comportamento de frequência do vórtice com o parâmetro  $\epsilon$ , para determinados valores de  $\beta_{sm}$ .

Nos gráficos anteriores podemos verificar a influência da excentricidade do raio do vórtice na frequência, e se considerarmos todos os outros parâmetros como sendo os mesmos e variarmos o ângulo médio de saída, no modelo matemático podemos ver pelos gráficos 7.1 e 7.2, que a variação do valor de  $\beta_{sm}$  proporciona pouco significado dentro de determinados limites e quase nenhum em outros.

O ângulo  $\beta_{sm}$  da máquina utilizada nos ensaios é de 41,5 graus. Como a máquina foi dimensionada para operar em uma dada velocidade, este ângulo não pode variar muito pois se não foge completamente a condição de projeto da máquina.

Na figura 7.3, tem-se a variação da força atuante do vórtice no tubo de sucção, com o parâmetro  $q$ , fator de va-



ção, em toda a faixa de operação, calculada a partir do modelo matemático.

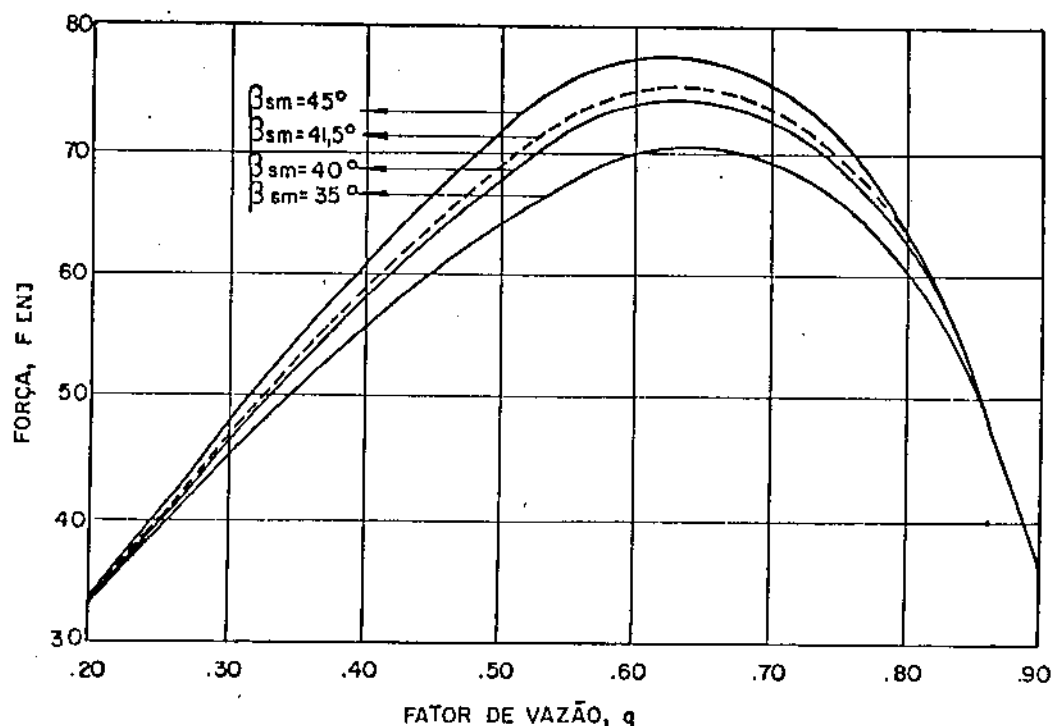


Fig. 7.3 Comportamento da Força atuante do vórtice de núcleo no tubo de sucção com o fator vazão em toda a faixa de operação.

Podemos verificar que a força tende a valores baixos em cargas próximas a nominal devido a tendência do escoamento na direção meridional e em cargas baixas devido a tendência do vórtice ocupar todo o tubo de sucção, com isto, a força tende a zero.

Um outro fator de influência no modelo matemático, é o fato de que a rotação do rotor é considerada igual a rotação do vórtice, esta é uma boa aproximação para as máquinas lentas, mas não é o caso das Turbinas Francis Rápidas.

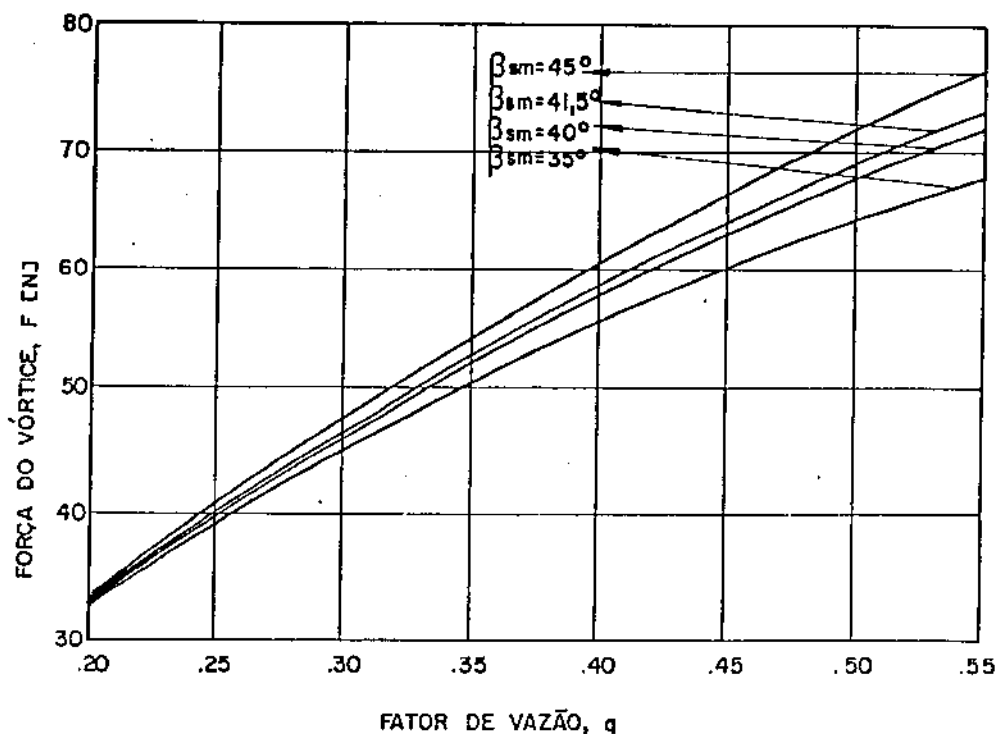


Fig. 7.4 Comportamento da Força atuante do vórtice de núcleo no tubo de sucção com o fator de vazão na faixa de operação onde existe o vórtice de núcleo.

Nos ensaios verificou-se uma frequência acima da frequência de rotação da máquina, esta frequência foi identificada provavelmente como a frequência de rotação do vórtice, e julgamos necessário uma verificação especial, para fazermos tal afirmação.

Junto com o fenômeno vórtice de núcleo existe um outro fenômeno como foi comentado no Capítulo I, a "cavitação", que possui características aleatórias, e a sua faixa de frequência de atuação é muito grande e abrange inclusive a faixa de frequência do vórtice de núcleo e frequência das estruturas suporte da estrutura.

Um fator importante que foi observado durante os

ensaios é a estabilização da vazão com a máquina em paralelo com a CEMIG, o vórtice de núcleo fica um pouco instável dificultando as medidas do raio do vórtice ( $R_v$ ) e da excentricidade ( $e$ ), o que ocasiona uma variação na frequência chamada de frequência experimental, que é obtida com uma formulação matemática, mas com os dados experimentais de ( $R_v$ ) e ( $e$ ).

O grande problema dos ensaios foi no que diz respeito aos valores medidos de "ab" e "cd", que são usadas para determinar os valores de " $R_v$ " e " $e$ ", pois os mesmos foram medidos como explicado no Capítulo V. O erro que se comete quando se lê com o paquímetro dentro do escoamento é muito grande devido a excentricidade do vórtice e a extremidade do mesmo ser pouco definida na maioria das condições de operação.

#### VII.1 INFLUÊNCIA DO COTOVELO

No modelo matemático foi considerado o tubo de sucção reto, e que o volume de controle para o desenvolvimento da equação da força atuante do vórtice nas paredes do tubo de sucção é limitado pelas próprias paredes do tubo reto. E também o fenômeno torna-se pouco expressivo quando o mesmo atinge o final da parte reta do tubo de sucção em cargas não muito baixas.

No nosso caso tomamos as medidas dos parâmetros experimentais na parte reta do tubo de sucção. No entanto, o tubo de sucção da turbina ensaiada possui um cotovelo, e como

Já foi abordado no Capítulo I, existe uma influência do cotovelo na frequência do vórtice de núcleo.

Na figura abaixo, considerando  $R_{cot.}/R_t < 1,5$ , isto significa, um tubo de sucção com uma curvatura acentuada para os padrões de curvaturas dos tubos de sucção.

Onde:  $R_{cot.}$  - é o raio de curvatura do cotovelo do tubo de sucção.

$R_t$  - é o raio do tubo de sucção.

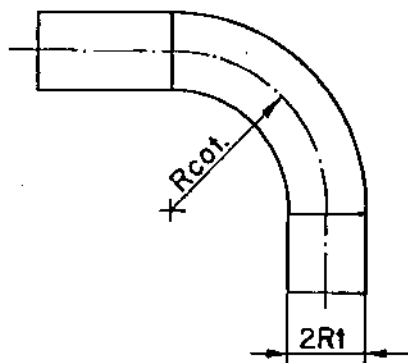


Fig. 7.5 Esquema do tubo de sucção.

A frequência de vibração aumenta devido ao efeito produzido pelo cotovelo com relação ao vórtice de núcleo, que existe somente na parte reta do tubo antes do cotovelo, e praticamente desaparece junto a curvatura. Este fato pode ser observado removendo a parte reta do tubo junto a turbina.

Quando o tubo de sucção é curvado suavemente, isto significa  $R_{cot.}/R_t > 3,0$ , a frequência de vibração independe da curvatura e o vórtice de núcleo não desaparece junto ao cotovelo, mas ele continua até o final do tubo.

Para  $R_{cot.}/R_t < 1,5$ , a excitação da vibração do

tubo de sucção pelo vórtice de núcleo se dá junto a extremidade mais baixa da porção vertical do tubo, conforme esquema da figura 7.5.

Já para  $R_{cot.}/R_t > 3,0$ , a frequência é influenciada pela porção horizontal do tubo. Quando o valor de  $R_{cot.}/R_t$  estiver na faixa de 1,5 a 3,0, deve-se considerar que o tubo de sucção vibra com um destes dois modos. Em alguns casos, observa-se no tubo de sucção, um aumento considerado da flutuação da pressão correspondente a frequência de excitação.

Tomando a equação (2.22) da frequência do vórtice de núcleo e substituindo na a equação (3.10), tem-se:

$$f = G.N.a. \left[ 1 - q/\Omega \right] \cdot (R_s/R_t)^2 \quad \dots (7.1)$$

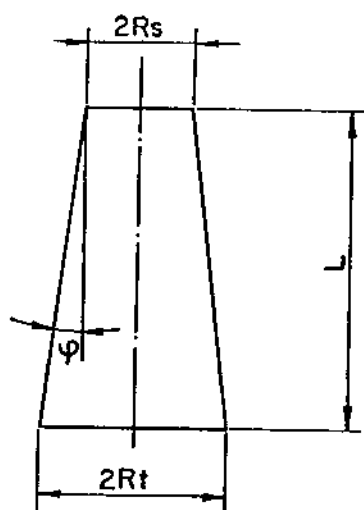


Fig. 7.6 Esquema do tubo de sucção cônico.

considerando o tubo cônico como na figura 7.6, temos que:

$$j = \left[ 1 + L/R_s \cdot 1/\text{tag } \psi \right]^2 \quad \dots (7.2)$$

então:  $f^* = G.N.(a/j) \cdot [1 - q/\Omega]$  . . . (7.3)

onde  $f^*$  é a frequência do vórtice de núcleo se o tubo for um tubo cônico.

Geralmente ocorre é que a turbina trabalha na rotação nominal e conseqüentemente com a velocidade constante. Tal variação de descarga da máquina é esperada, proveniente da oscilação da demanda.

Como mencionamos previamente, se  $\Omega = 1$ , a força de interação do vórtice com o tubo possui um valor máximo em torno  $q=0,5$ , isto considerando que  $h=cte$ , a vibração é severa, e é determinada pela equação (3.12), então um vórtice de núcleo deve desenvolver-se no tubo de sucção, tornando a força no tubo máxima.

Para uma primeira aproximação do valor da frequência, consideraremos  $G=1$ ,  $q=0,5$  (que representa um valor para a curvatura média  $\beta_{sm}$  no raio médio na saída da máquina), então:

$$f^* = (a/2.j) \cdot N \quad . . . (7.4)$$

No caso do tubo de sucção ser cilíndrico, temos:  $j=1$ , então um valor médio de  $r_s/R_s$  para uma turbina Francis mais usuais fica em torno de 0,35, desta forma, temos  $a=0,56$ , então:

$$f = N/3,56 \quad . . . (7.5)$$

Rheingans [5] Ref.Bibl.Cap.1, forneceu uma fórmula empírica para a frequência do tubo de sucção:

$$f = N/3,6 \quad . . . (7.6)$$

Dos cálculos teóricos obtem-se para o modelo de turbina utilizada para as condições citadas acima a seguinte relação:

$$f = N/3,8 \quad . . . (7.7)$$

As equações apresentadas tem aproximadamente os mesmos valores, o que nos leva a concluir que a equação de Rheingans, é uma boa aproximação, mas como valor médio.

## VII.2 COMENTARIOS E CONCLUSSES EXPERIMENTAIS-PARTE DINAMICA

Os resultados obtidos são razoáveis, contudo o modelo deve proporcionar melhores resultados para máquinas lentas e o com tubo de sucção reto, sem cotovelo.

Na tabela abaixo, é apresentado de uma forma comparativa as frequências medidas, com as frequências teóricas calculadas através de uma relação entre o raio e a excentricidade do vórtice tirada das medidas experimentais.

Tab. 7.1 Resultados Comparativos das Frequências Medidas e as Frequências Calculadas com uma Equação Ajustada pelos Ponto Experimentais Medidos nos Ensaios.

Abertura das Pás Diret. %	ENSAIO 1			ENSAIO 2		
	fmed.	fcal.	erro %	fmed.	fcal.	erro %
40	---	---	---	6,8	7,6	10,5
30	6,8	7,8	12,8	7,8	8,2	4,9
25	9,3	8,9	4,5	12,8	8,9	43,8
20	7,6	9,7	21,6	---	---	---
15	---	---	---	8,8	11,8	26,5
12	12,9	11,8	9,3	12,5	15,2	17,7

No gráfico da figura 7.7, temos o comportamento da vazão com a frequência do Vórtice de Núcleo, para a turbina ensaiada, e os pontos experimentais dos dois Ensaios.

Verifica-se um aumento da frequência do vórtice de núcleo a medida que a potência gerada diminui e uma diminuição desta frequência quando a mesma tende para valores próximos a nominal.

Podemos verificar que existe um erro considerável,



mas até certo ponto já esperado, pois houve muita dificuldade em medir com precisão os valores que definem a dimensão do vórtice ( $R_v$ ) e sua excentricidade ( $e$ ).

Com pontos " $R_v$ " e " $e$ ", obtidos experimentalmente, foi traçado uma equação que retrata esta relação através de uma regressão dos mínimos quadrados. Esta equação está mostrada no gráfico da figura 7.9.

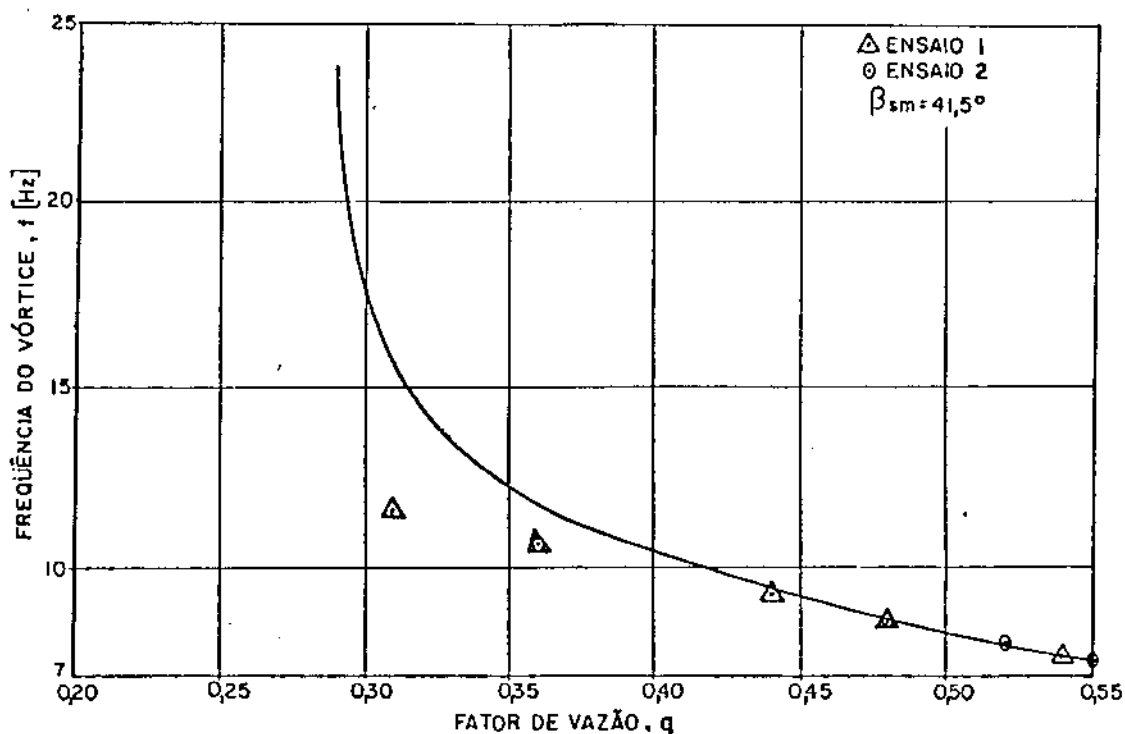


Fig. 7.7 Comportamento de Frequência do Vórtice de Núcleo com o Fator de Vazão.

Para cada máquina existe uma relação " $R_v \times e$ ", esta relação mostrada na figura 7.9 é para a máquina ensaiada. Porém através de um modelo matemático mais complexo, acredito que é possível de alguma forma determinar analiticamente uma equação que descreva essa relação.

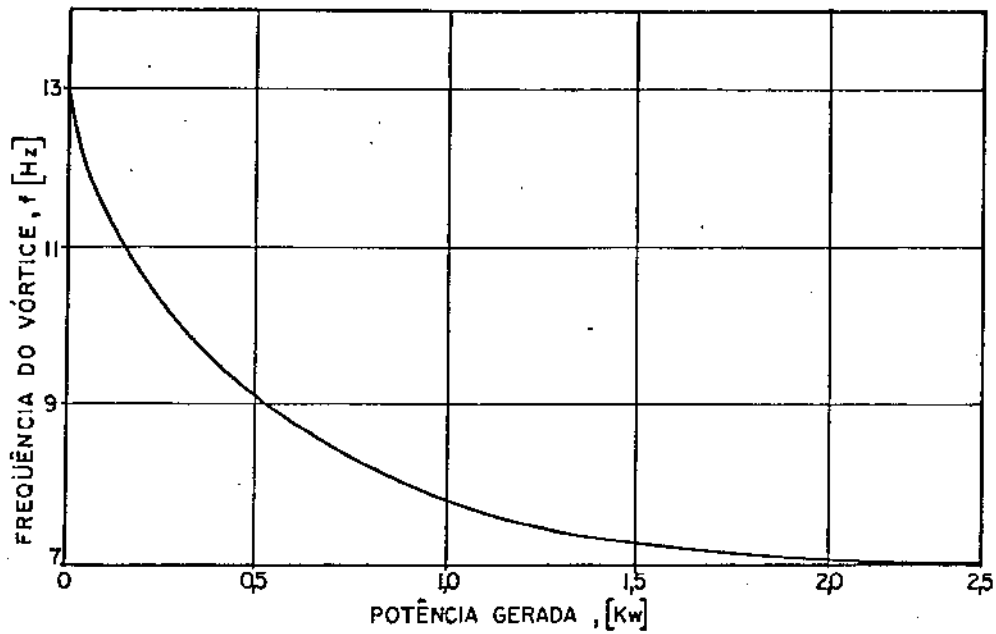


Fig. 7.8 Comportamento da Frequência do Vórtice de Núcleo com a Potência Gerada.

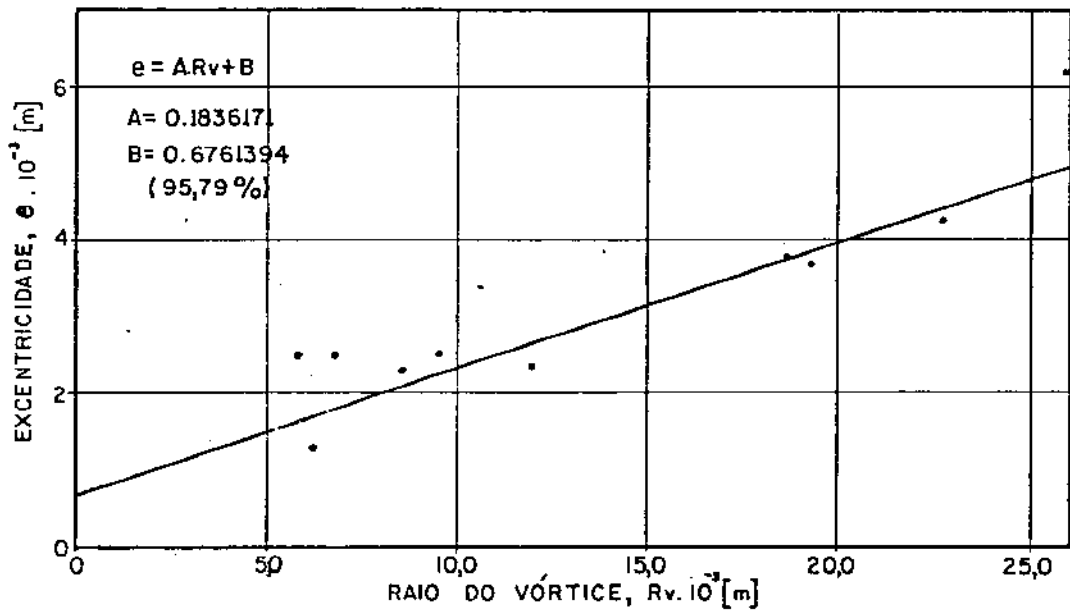


Fig. 7.9 Relação entre o Raio e a Excentricidade do Vórtice de Núcleo.

A força não foi medida experimentalmente, mas foi calculada através do modelo matemático com auxílio da equação que relaciona o raio e a excentricidade do vórtice, que foi mostrada na figura 7.3, onde podemos observar que o ponto de máxima força foi obtido para uma condição de vazão onde o fator de vazão é aproximadamente 0,63 e não 0,50 como foi deduzido na teoria com algumas aproximações.

Para dar continuidade a este trabalho é necessário que seja feito uma melhoria das condições de análise dos sinais. Poderia utilizar para essa análise somente a faixa de frequência de interesse, obtendo uma densidade espectral de potencia com um número grande de médias. Desta maneira a frequência ficará com maior destaque, e poderá ser identificada com maior clareza.

Uma outra opção, seria construir um tubo de sucção que tenha sua rigidez variável, de tal modo, que quando a máquina for posta para trabalhar em uma determinada condição de carga, esta rigidez seja variada até que o mesmo ressoe com a frequência de excitação do vórtice de núcleo. Logo, a frequência de ressonância será a frequência procurada (do vórtice de núcleo).