

LUIS PAULO PEIXOTO VIEIRA JÚNIOR

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA PRESENÇA DE CAVITAÇÃO EM
TURBOBOMBAS SUJEITAS À ALTERAÇÃO DE ROTAÇÃO DO ROTOR

Monografia apresentada ao
Departamento de Engenharia Mecânica
da Escola de Engenharia da
Universidade Federal do Rio Grande
do Sul, como parte dos requisitos para
obtenção do diploma de Engenheiro
Mecânico.

Orientador: Prof. Sérgio Frey

Porto Alegre
2004



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA PRESENÇA DE CAVITAÇÃO EM
TURBOBOMBAS SUJEITAS À ALTERAÇÃO DE ROTAÇÃO DO ROTOR**

LUIS PAULO PEIXOTO VIEIRA JÚNIOR

**ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Prof. Doutor Flávio José Lorini
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica**

BANCA EXAMINADORA:

**Porto Alegre
2004**

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço ao meu orientador, *Prof. Dr. Sérgio Luís Frey*, por toda a dedicação e empenho para que este estudo fosse realizado da melhor maneira possível, e por me permitir a utilização do LAMAC para a construção das rotinas computacionais.

Ao *DEMEC – Departamento de Engenharia Mecânica* – por proporcionar aos seus alunos um ensino gratuito de alta qualidade, e pela preocupação em formar engenheiros de grande caráter profissional.

Aos meus pais *Luis Paulo e Joice*, por sempre me exigirem ao máximo e por fazerem com que eu nunca me deixasse abater pelos “espinhos” no caminho.

“Não há linguagem mais universal e mais simples, mais livre de erros e de obscuridades, isto é, mais digna de expressar as relações invariáveis das coisas naturais [...] [A matemática] parece ser uma faculdade da mente humana destinada a suplementar a brevidade da vida e a imperfeição dos sentidos”

Joseph Fourier, Teoria analítica do calor, 1822

VIEIRA, L. P. **Simulação computacional da presença de cavitação em turbobombas sujeitas à alteração de rotação do rotor.** 2004. 27f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

RESUMO

Ao analisar-se bombas e turbinas hidráulicas com significativo tempo de uso, invariavelmente as superfícies das pás do rotor encontram-se recobertas de minúsculas crateras, dando ao material uma aparência esponjosa. Estes danos não são originados pela erosão por abrasão ou má qualidade do rotor, mas sim pelo fenômeno conhecido como cavitação, o qual pode ocorrer em turbomáquinas que trabalham com líquidos. A cavitação vem acompanhada de um ruído característico e, mesmo antes de provocar danos erosivos ao rotor, altera as características de funcionamento das máquinas hidráulicas, tais como redução de sua vazão, de sua potência no eixo e de seu rendimento. Este trabalho - introduzindo a cinemática, as perdas energéticas e rendimentos, a semelhança dimensional e características de funcionamento de máquinas de fluxo hidráulicas – tem por objetivo o desenvolvimento de uma ferramenta computacional para análise e simulação da cavitação em turbomáquinas hidráulicas. O **Turbosim_pump**, como é chamado o simulador, gera curvas características de uma bomba centrífuga sujeita a alteração de rotação, calcula os parâmetros para o ponto nominal de cada diâmetro do rotor estudado, e ainda calcula o *NPSH* disponível de uma instalação a fim de evitar a cavitação. A ferramenta é desenvolvida em linguagem Fortran90, no Laboratório de Mecânica dos Fluidos Aplicada e Computacional (LAMAC) do Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS

PALAVRAS-CHAVE: Cavitação, Turbomáquinas, Semelhança Dimensional, Curvas Características, Simulação Computacional

VIEIRA, L. P. **Computational simulation of cavitation appearance in hydraulic pumps under rotation change**. 2004. 27f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

ABSTRACT

Analyzing hydraulic pumps and turbines that has been working for a long period, constantly the surfaces of the rotor's blades appears with some small craters, giving the material a spongy aspect. Those damages are not caused by abrasion or bad quality rotor's material, but by the phenomenon known as cavitation, which occurs in hydraulic turbomachines. The characteristic noise is one of the indications that cavitation started, and even before causing damages to the rotor, it changes the turbomachines performance characteristics, such as decrease of flow, power and efficiency. This work – introducing the kinematics, energetic losses and efficiency, physical similarity and working characteristics of turbomachines - has as its main objective the development of a computational tool for the analysis and simulation of cavitation in hydraulic pumps. Known as **Turbosim_Pump**, this tool generates characteristic of a hydraulic pump under a rotation change, calculates parameters for the nominal point in each rotor's diameter, and also calculates the *NPSH* available in a hydraulic installation, to avoid cavitation. The tool is developed in Fortran90 language at the Laboratory of Applied and Computational Fluid Mechanics – LAMAC – of the Mechanical Engineering Department of UFRGS.

KEYWORDS: Cavitation, Turbomachines, Physical Similarity, Characteristics Curves, Computational Simulation.

SUMÁRIO

RESUMO	5
ABSTRACT.....	6
1. INTRODUÇÃO	8
1.1. DEFINIÇÃO DE CAVITAÇÃO	8
2. MODELAGEM MECÂNICA	10
2.1. TEORIA DOS MODELOS	10
2.1.1 LEIS DE VARIAÇÃO	11
2.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS DOS GERADORES DE FLUXO.....	12
2.3. NPSH E ALTURA GEOMÉTRICA DE SUCCÃO	13
2.3.1 COEFICIENTE DE CAVITAÇÃO	13
2.3.2 NPSH DISPONÍVEL.....	14
2.3.3 NPSH REQUERIDO	15
2.3.4 ALTURA DE SUCCÃO MÁXIMA	16
3. SIMULADOR COMPUTACIONAL.....	17
4. RESULTADOS NUMÉRICOS.....	18
4.1. CURVAS CARACTERÍSTICAS E NPSH REQUERIDO	18
4.2. NPSH DISPONÍVEL E ALTURA DE SUCCÃO GEOMÉTRICA MÁXIMA	20
5. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS.....	21
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	22
APÊNDICE I – CINEMÁTICA E RENDIMENTOS DE TURBOBOMBAS.....	23
ANEXO I – PERDAS DE PRESSÃO POR ATRITO EM TUBULAÇÕES - KSB	26
ANEXO II – CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA SULZER – K 6.1100.051/1	27

1. INTRODUÇÃO

Na manutenção de bombas ou turbinas hidráulicas, muitas vezes a superfície metálica das pás do rotor encontra-se recoberta de minúsculas crateras, as quais em casos extremos dão ao material uma aparência esponjosa. Este tipo peculiar de erosão porosa ocorre mesmo em máquinas que trabalham com líquidos totalmente isentos de partículas abrasivas ou em materiais tão nobres como o aço inoxidável. Na realidade, trata-se de uma das conseqüências do fenômeno da cavitação, o qual ocorre em máquinas de fluxo hidráulicas sob determinadas condições de operação (figura 1). Além do efeito abrasivo, a cavitação provoca redução da vazão, da potência no eixo e do rendimento, causando vibrações perigosas para a estrutura da máquina.

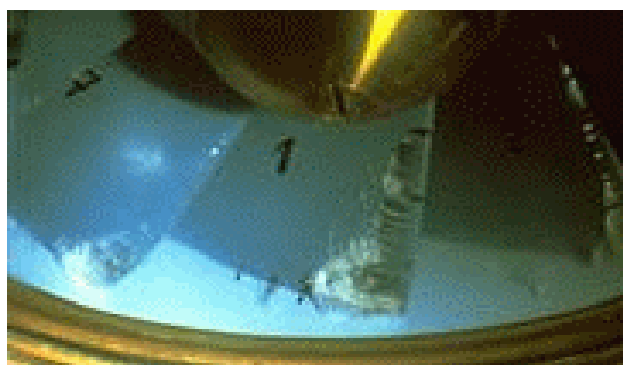


Figura 1 - Cavitação em rotor de bomba e região erodida. (IMHMF, França)

1.1. DEFINIÇÃO DE CAVITAÇÃO

Em linhas gerais, a cavitação consiste na formação e subsequente colapso, ao longo do escoamento de um líquido, de bolhas ou cavidades preenchidas por vapor de líquido. De maneira mais formal, pode-se defini-la como a formação de cavidades macroscópicas em um líquido, a partir de núcleos gasosos microscópicos (CANAVELIS, 1967). O crescimento destes núcleos microscópicos acontece por vaporização, dando origem ao aparecimento da cavitação, sempre que a pressão em um ponto qualquer do escoamento atingir valores iguais ou inferiores à pressão de vaporização do líquido na temperatura em que ele se encontra.

A figura 2 ilustra o escoamento na transição entre o rotor e o tubo de sucção de uma turbina hidráulica. No interior das pás do rotor, numa região próxima às arestas de saída - principalmente nas turbinas Francis rápidas, Hélice e Kaplan - aparecem zonas de baixa pressão decorrentes da aceleração convectiva do escoamento. Quando a pressão absoluta cai a valores inferiores à pressão de vaporização da água, formam-se bolhas de vapor a partir de núcleos microscópicos, contendo gases não dissolvidos na água ou vapor d'água, existentes em torno de matérias em suspensão (impurezas) ou em pequenas fissuras das fronteiras sólidas. A medida que são arrastadas para regiões de pressão mais elevada, as bolhas vão aumentando de tamanho até atingirem regiões de pressão superior à pressão de vaporização da água. Neste ponto, o vapor contido no interior das bolhas condensa-se bruscamente, deixando um espaço vazio, que é preenchido rapidamente pela água circundante, fenômeno denominado de *implosão de bolhas*.

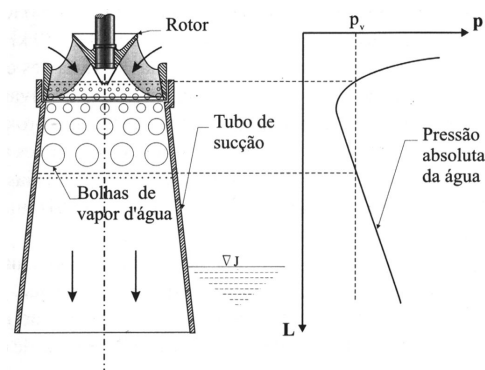


Figura 2 - Cavitação no dorso de um perfil de máquina de fluxo axial. (HENN, 2001)

O choque entre as partículas que ocupam o espaço deixado pela implosão das bolhas dá origem a uma onda de choque, fazendo surgir picos de altíssima pressão (60 a 200 Mpa), que se repetem com alta frequência (de 10 a 180 kHz). As superfícies metálicas que se encontram nas proximidades da zona de colapso das bolhas serão, então, atingidas por solitação de fadiga, acabando por desagregar partículas de material e formando pequenas crateras que caracterizam a erosão por cavitação.

A exemplo do observado na entrada do tubo de sucção de uma turbina hidráulica, a figura 3 ilustra o surgimento da cavitação junto ao perfil de uma pá de máquina de fluxo axial. As bolhas formam-se próximo ao bordo de ataque do perfil, devido ao baixo valor da pressão estática aliado à depressão oriunda da aceleração do escoamento, indo implodir a jusante (zona de erosão), próximo ao bordo de fuga do perfil, quando a pressão absoluta do líquido volta a superar a sua pressão de vaporização.

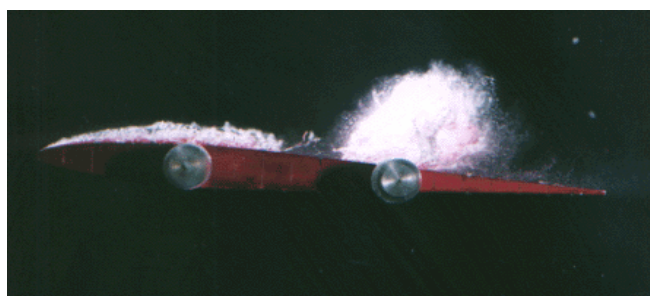


Figura 3 - Cavitação em perfil hidrodinâmico. (NAOE, Univ. of Tokyo, Japão)

Observações:

1. As bombas e turbinas hidráulicas de grande porte operam usualmente nos limites da cavitação, devido à necessidade de se trabalhar com rotações as mais elevadas possíveis para redução do gasto de material, aumento do rendimento e necessidade de atingir grandes alturas de sucção para reduzir o custo das obras de escavação.
2. Ensaios de laboratório permitem classificar os materiais segundo sua resistência à erosão por cavitação (HENN, 2001). Em geral, o aço inoxidável é aplicado no recobrimento por solda das zonas mais expostas à cavitação - como nas superfícies das pás do rotor - ou, mais raramente pelo elevado custo, na construção de todo o rotor. Mais recentemente, o

recobrimento dessas superfícies por plásticos à base de epoxy e poliuretano tem apresentado resultados bastantes satisfatórios.

2. MODELAGEM MECÂNICA

2.1. TEORIA DOS MODELOS

O ensaio de protótipos de máquinas de fluxos é por vezes oneroso e bastante complexo. O custo de construção de rotores de grandes turbinas hidráulicas pesando centenas de toneladas, bem como medições nas minúsculas turbinas a ar comprimido utilizadas nos equipamentos odontológicos, na grande maioria das situações inviabiliza testes em verdadeira grandeza. A resposta a estes problemas é encontrada na chamada *Teoria dos Modelos*. A condição por ela imposta é que os modelos – sejam reduzidos ou aumentados (figura 4)– devem ser geométrica, cinemática e dinamicamente semelhantes aos protótipos das máquinas estudadas (HENN, 2001).

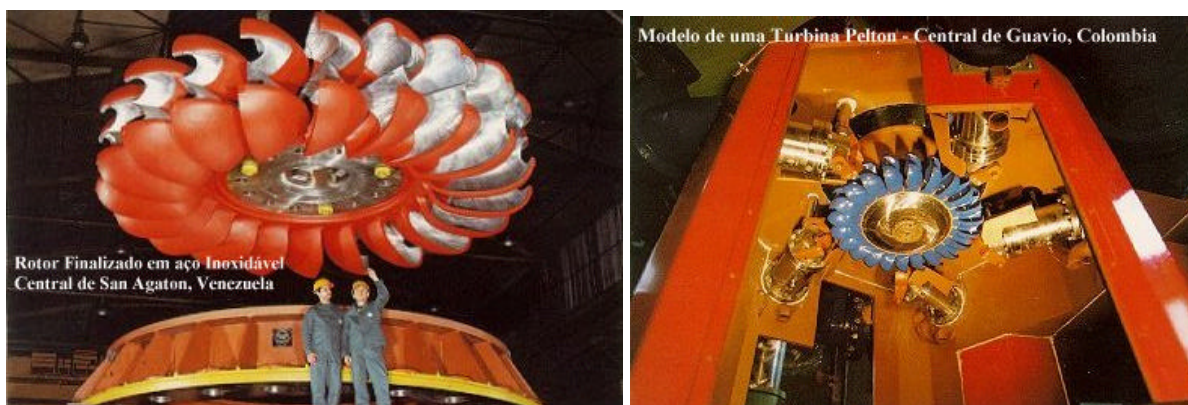


Figura 4 - Protótipo e modelo reduzido. (*site da UFSC*).

A *semelhança geométrica* implica na proporcionalidade de todas as dimensões lineares e angulares entre protótipo e modelo de uma turbomáquina, segundo um certo *fator de escala*. Já a *semelhança cinemática* implica que as velocidades e acelerações de pontos correspondentes sejam vetores paralelos e possuam uma relação constante entre seus módulos, segundo um dada *escala de velocidade*. Finalmente, a *semelhança dinâmica* impõe que tipos idênticos de forças aplicados em pontos correspondentes do modelo e protótipo sejam vetores paralelos e possuam uma relação constante entre seus módulos, segundo um dada *escala dinâmica*.

Da Teoria dos Modelos, obtém-se que duas máquinas serão dinamicamente semelhantes quando tiverem o mesmo número de Reynolds, Mach, Froude, Weber e Euler. Para evitar um grande número de condições a serem atendidas, são analisadas qual das forças é preponderante no fenômeno abordado. No caso das turbomáquinas, em geral, a igualdade do número de Reynolds é a condição mais relevante a ser imposta. Entretanto, a igualdade do Reynolds, bem como o escalamento da rugosidade, espessura e folgas entre modelo e protótipo nem sempre são exequíveis, influenciando, dessa maneira, o rendimento da máquina – o chamado *efeito de escala*. Logo, a experimentação com modelos não consegue prever com precisão o rendimento do protótipo, sendo obrigatório a aplicação de correlações empíricas para correção do

rendimento. No caso das bombas, a fórmula de Moody (STEPANOFF, 1957), fornece a expressão

$$\frac{1-h_{tp}}{1-h_{tm}} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^{1/4} \left(\frac{H_m}{H_p} \right)^{1/10} \quad (1)$$

onde h_{tp} é o rendimento total ótimo do protótipo, h_{tm} é o rendimento total ótimo do modelo, D_m o diâmetro característico do rotor do modelo em m - normalmente D_5 para rotores radiais e D_4 para rotores axiais (ver APÊNDICE I) -, D_p o diâmetro característico do rotor do protótipo em m, H_m a altura de elevação do modelo em m e H_p a altura de elevação do protótipo em m.

2.1.1 Leis de Variação

Na obtenção das *leis de variação* da vazão, salto energético e potência no eixo de uma turbomáquina, são empregadas as chamadas *leis aproximadas de semelhança*, as quais, ignorando a semelhança dinâmica, impõem apenas a semelhança geométrica e cinemática e supõem a igualdade de rendimentos entre modelo e protótipo. Considere-se, então, uma turbobomba girando a velocidade de rotação w em rps, salto energético específico w em J/kg, vazão Q em m³/s, diâmetro característico do rotor D em m, potência consumida no eixo P_e em W, componente meridiana da velocidade absoluta do fluido v_m em m/s, componente de turbilhão da velocidade absoluta do fluido v_u , em m/s e u a velocidade tangencial do rotor em m/s.

Variando a velocidade de rotação da bomba até se atingir um dado valor w' , como os ângulos mantêm-se constantes, da semelhança cinemática tem-se que os triângulos de velocidade serão semelhantes e os módulos das velocidades guardam a mesma relação de proporcionalidade,

$$\frac{u'}{u} = \frac{v'_u}{v_u} = \frac{v'_m}{v_m} = k_C \quad (2)$$

onde k_C é escala de velocidades. Empregando a equação de Euler simplificada (APÊNDICE I) para máquinas de fluxo geradoras e considerando o rendimento hidráulico constante, tem-se que

$$w = h_h u v_u \quad \text{e} \quad w' = h_h u' v'_u \quad (3)$$

Tomando-se a razão entre as relações acima, decorre

$$\frac{w}{w'} = \frac{u v_u}{u' v'_u} \quad \therefore \quad \frac{w}{w'} = \frac{1}{k_C^2} \quad (4)$$

onde w' representa o salto energético específico para a máquina girando a uma velocidade angular w' . Explorando a similaridade geométrica – por se tratar da mesma máquina, $D=D'$ – pode-se determinar o valor da escala de velocidades k_C a partir da eq.(2) ,

$$k_c = \frac{u'}{u} = \frac{D'/2 w'}{D/2 w} = \frac{w'}{w} \quad (5)$$

Substituindo o valor de k_c na eq. (5), chega-se a *lei de variação do salto energético*,

$$\frac{w}{w'} = \left(\frac{w}{w'} \right)^2 \quad (6)$$

Da definição de vazão, para uma seção genérica da máquina e rendimento volumétrico constante, pode-se escrever

$$Q = h_v \frac{\rho D^2}{4} v_m \quad \text{e} \quad Q' = h_v \frac{\rho D'^2}{4} v'_m \quad (7)$$

onde Q' é a vazão recalçada pela bomba girando à velocidade angular w' . Tomando a razão das eqs.(7), obtém-se *lei de variação da vazão*,

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{v_m}{v'_m} = \frac{1}{k_c} \quad \therefore \quad \frac{Q}{Q'} = \frac{w}{w'} \quad (8)$$

Por fim, supondo constantes a massa específica do fluido de trabalho e o rendimento total da bomba, e empregando as eqs.(6) e (8), obtém-se a *lei de variação da potência no eixo*,

$$P_e = \frac{r Q w}{h_t} \quad \text{e} \quad P'_e = \frac{r Q' w'}{h_t} \quad \therefore \quad \frac{P_e}{P'_e} = \frac{Q}{Q'} \frac{w}{w'} = \left(\frac{w}{w'} \right)^3 \quad (9)$$

onde P'_e representa a potência fornecida ao eixo da bomba a uma velocidade angular w' .

2.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS DOS GERADORES DE FLUXO

O conhecimento das curvas características de turbomáquinas fornece subsídios importantes para a especificação e operação das bombas centrífugas, estabelecendo uma base confiável para o projetista de uma nova instalação e uma orientação segura para o usuário, quando este se depara com um problema de funcionamento.

Obtidas em ensaios laboratoriais, estas curvas descrevem o comportamento do equipamento para diferentes vazões e saltos energéticos, bem como possibilitam a análise dos fatores que as modificam. Na figura 5 observa-se uma representação típica destas curvas para uma bomba centrífuga, com velocidade de rotação constante, onde as curvas $w = f(Q)$, $P_e = f(Q)$ e $h_t = f(Q)$ – respectivamente curva de salto energético, potência no eixo e rendimento total em função da vazão – são traçadas para um mesmo sistema de coordenadas cartesianas, sob escalas diferentes. Os valores Q_n e w_n denominam-se *valores nominais* e devem coincidir com o ponto de rendimento máximo $h_{t \text{ máx}}$. Em bombas centrífugas é comum a substituição do salto energético w

pela altura manométrica total H , em m, dado pela expressão $H = w / g$, em que g é a aceleração da gravidade em m/s^2 .

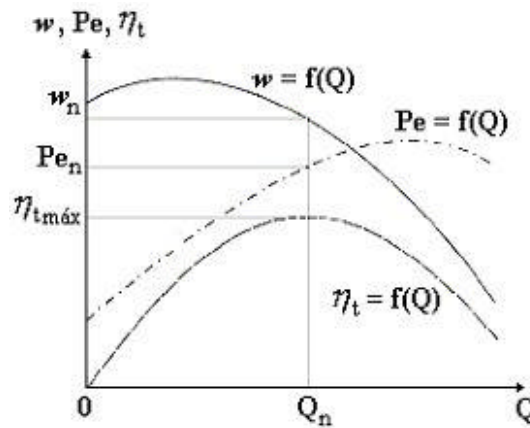


Figura 5 - Curvas características de bomba centrífuga com rotação constante. (HENN, 2001)

Para a determinação do ponto de trabalho é indispensável conhecer a *curva característica do sistema*, que é a representação da energia requerida para recalcar uma determinada vazão do fluido de trabalho, considerando a diferença de altura e a pressão interna dos reservatórios de sucção e descarga, bem como a perda de carga que ocorre nas tubulações. Pelo exposto conclui-se que, obrigatoriamente, o ponto de trabalho deve encontrar-se na interseção da curva do sistema com a curva $w = f(Q)$, conforme é ilustrado pela figura 6.

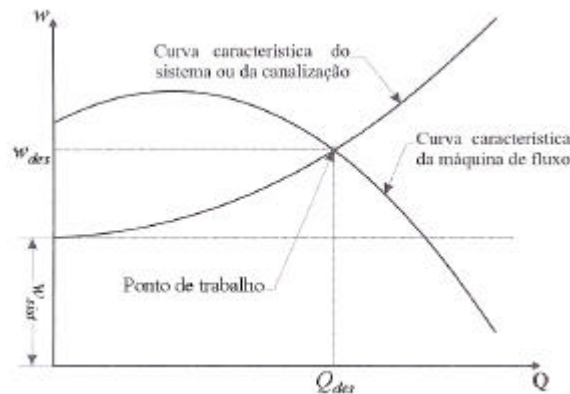


Figura 6 - Determinação do ponto de trabalho de bomba centrífuga. (HENN, 2001)

2.3. NPSH E ALTURA GEOMÉTRICA DE SUCCÃO

2.3.1 Coeficiente de Cavitação

Vários parâmetros são utilizados para caracterizar o início da cavitação. Quando se trata de máquinas de fluxo, utiliza-se um coeficiente que considera grandezas mais diretamente ligadas à estrutura da instalação, designado pelo coeficiente (adimensional) de Thoma σ ,

$$s = \frac{? p_s / g}{H} \quad (10)$$

onde H é a altura de queda da turbina ou altura de elevação da bomba, em m, Δp_s a depressão suplementar, em kgf/m², devido a aceleração convectiva localizada no rotor das máquinas hidráulicas e g o peso específico do fluido de trabalho, em kgf/m³. Este coeficiente depende fundamentalmente da forma do rotor, ou seja, de sua velocidade de rotação específica. Assim, o coeficiente de Thoma pode ser considerado como uma medida da sensibilidade de uma máquina à cavitação, variando com a velocidade de rotação específica w_Q .

O valor que este coeficiente assume quando do início a cavitação – designado por s_{\min} - é relacionado a rotação específica do rotor, com base em ensaios experimentais envolvendo protótipos e modelos de máquinas hidráulicas. A equação obtida por Pfleiderer & Petermann (1973), para bombas hidráulicas, prescreve:

$$s_{\min} = 2,9 \times 10^{-4} w_Q^{4/3} \quad (11)$$

2.3.2 NPSH Disponível

A energia disponível para conduzir o líquido através da canalização de sucção e no seu percurso pelo interior do rotor, sem risco de cavitação, pode ser definida como a energia total na sucção da bomba menos a energia correspondente à pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento. Esta energia disponível por unidade de peso é denominada de NPSH (*Net Positive Suction Head*),

$$\text{NPSH}_d = \frac{p_3}{g} + \frac{v_3^2}{2g} - \frac{p_v}{g} \quad (12)$$

onde NPSH_d é a energia específica disponível para introduzir o líquido na bomba sem que haja vaporização, em m de coluna de líquido, p_3 a pressão na boca de sucção da bomba, em kgf/m², v_3 a velocidade do líquido na boca de sucção da bomba, em m/s e g a aceleração da gravidade, em m/s². Uma vez que os valores da pressão e da velocidade na boca de sucção da bomba nem sempre são fáceis de serem obtidos, faz-se, alternativamente à eq.(12), um balanço de energia entre a superfície do reservatório de sucção e a boca de sucção da bomba, pontos 2 e 3 da figura 7, respectivamente:

$$\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{g} + z_2 = \frac{v_3^2}{2g} + \frac{p_3}{g} + z_3 + H_{ps} \quad (13)$$

onde v_2 é a velocidade do líquido na superfície do reservatório de sucção, em m/s, p_2 a pressão na superfície do reservatório de sucção, em kgf/m², H_{ps} a perda de carga na tubulação de sucção, em m e z_2 e z_3 as cotas dos pontos 2 e 3, respectivamente. Fazendo-se $z_3 - z_2 = H_{sg}$, - a denominada altura de sucção geométrica – e subtraindo p_v/g de ambos os membros da eq.(13), vem que

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} \quad (14)$$

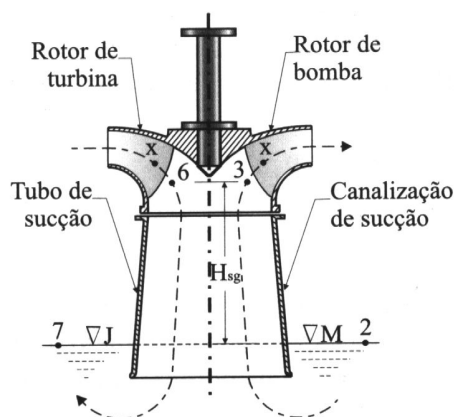


Figura 7 - À direita do eixo vertical da figura, corte longitudinal esquemático da canalização de sucção e do rotor de uma bomba centrífuga. (HENN, 2001)

Finalmente, comparando as eqs.(12) e (14), obtém-se uma expressão para o NPSH disponível em função dos parâmetros do reservatório de sucção,

$$\text{NPSH}_d = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (15)$$

2.3.3 NPSH Requerido

Cada bomba requer uma certa quantidade de energia NPSH na boca de sucção para que não haja cavitação, denominada NPSH_b . Esta energia de segurança à cavitação depende, fundamentalmente, das características construtivas da máquina e das propriedades do fluido bombeado, como por exemplo sua viscosidade. A determinação de NPSH_b , em geral, é feita experimentalmente, mas pode também ser calculada com Pfeleiderer & Petermann (1973) introduzindo a expressão

$$\text{NPSH}_b = I_1 \frac{w_3^2}{2g} + I_2 \frac{v_3^2}{2g} \quad (16)$$

onde w_3 é a velocidade relativa do escoamento, medida na boca da sucção diante da aresta de entrada do rotor, em m/s. Nas bombas existentes no mercado podem ser estimados, dentro de amplos limites e com base em resultados experimentais com pás de diferentes formas e entrada sem choque de corrente fluida no rotor, os valores $I_1 = 0,3$ e $I_2 = 1,2$. Ainda da eq.(16), observa-se que o NPSH requerido é função das velocidades v_3 e w_3 e, portanto, aumenta com um aumento da vazão de bombeamento. Por este motivo, o seu valor é geralmente obtido a partir de uma curva característica, $\text{NPSH} = f(Q)$, fornecida pelo fabricante.

Em vista das considerações acima, conclui-se que o projeto da linha de sucção de uma bomba, de maneira a evitar o risco de cavitação, implica em que o NPSH requerido pela bomba, na vazão de operação, seja menor que o NPSH disponível calculado para a instalação,

$$\text{NPSH}_d \geq \text{NPSH}_b \quad (17)$$

convindo prever uma certa margem de segurança, levando em conta oscilações de temperatura do líquido, variação da pressão no reservatório de sucção e presença de impurezas no líquido bombeado.

Observação: O aumento da viscosidade do fluido bombeado reduz o campo de funcionamento da bomba sem risco de cavitação, pois além de aumentar o valor do NPSH_b diminui o NPSH_d , pelo acréscimo da perda de carga na canalização.

2.3.4 Altura de Sucção Máxima

Ainda na figura 7, pode-se caracterizar um ponto genérico x , normalmente próximo ao bordo de ataque das pás, onde, em virtude de aceleração do escoamento decorrente da redução da seção de passagem do fluido provocada pela espessura das pás, a pressão do líquido em escoamento atingirá o seu menor valor. Designada por Δp_s a depressão suplementar entre os pontos 3 e x da figura, escreve-se:

$$\frac{p_x}{g} = \frac{p_3}{g} - \frac{\Delta p_s}{g} \quad (18)$$

Substituindo, na eq.(18), o valor de p_3/g da eq.(14), tem-se que

$$H_{sg} = \frac{p_2}{g} - \frac{p_x}{g} - \frac{\Delta p_s}{g} = H_{ps} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} \quad (19)$$

Aplicando, agora, à eq.(19), a definição do coeficiente de Thoma introduzida na eq.(10),

$$H_{sg} = \frac{p_2}{g} - \frac{p_x}{g} - sH - H_{ps} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} \quad (20)$$

Da eq.(20), conclui-se que o máximo valor da altura de sucção geométrica, $H_{sg\max}$, é alcançado quando a p_x diminui até o valor de p_v , dando-se início ao fenômeno de cavitação. Neste momento, o coeficiente de Thoma assume o valor particular s_{\min} e, desprezando o termo $v_2^2/2g$, tem-se

$$H_{sg\max} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - s_{\min}H - H_{ps} - \frac{v_3^2}{2g} \quad (21)$$

Ainda da eq.(21), para condição limite de cavitação, pode considerar-se que $H_{sg} = H_{sg\max}$ quando $NPSH_d = NPSH_b$ na eq.(17). Portanto, substituindo este limite na eq.(21), obtém-se

$$NPSH_b = \frac{P_2}{\gamma} - H_{sg\max} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{P_v}{\gamma} \quad (22)$$

Substituindo na equação (22) o valor de $H_{sg\max}$ fornecido pela eq.(21) e ainda desprezando o termo $v_3^2/2g$, vem que

$$NPSH_b = s_{\min} H \quad (23)$$

3. SIMULADOR COMPUTACIONAL

Nesta seção será introduzido o algoritmo **Turbosim_Pump** com a finalidade de simular o desempenho mecânico de turbobombas sujeitas ao fenômeno da cavitação. Dando continuidade a linha de pesquisa em simulação numérica de máquinas de fluxo do Laboratório de Mecânica dos Fluidos Aplicada e Computacional (LAMAC) do Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS (MENNA, 2003), este algoritmo – baseado na cinemática das turbomáquinas, suas perdas energéticas e na Teoria dos Modelos – é capaz de gerar as curvas características de uma turbobomba sujeita a alteração de rotação, calcular o rendimento total para os diversos diâmetros do rotor considerados, calcular ponto de projeto para cada rotação, estimar o NPSH requerido pela bomba para diversas rotações e diâmetros do rotor, calcular a rotação específica para cada rotação e diâmetro do rotor, selecionar o tipo de turbobomba adequado e simular o risco de cavitação através do cálculo do NPSH disponível de algumas instalações de interesse estudadas. A ferramenta computacional gerada pelo algoritmo descrito no quadro 1 foi implementada em FORTRAN90, sendo todos os testes numéricos realizados com os recursos computacionais do LAMAC.

*Observação: a ferramenta **Turbosim_Pump** foi apenas baseada na linha de pesquisa iniciada por Menna em 2003, sendo o algoritmo novo totalmente reconstruído para a realização deste trabalho envolvendo turbobombas.*

Quadro 1 - Algoritmo **Turbosim_Pump**

Objetivo: Análise do risco de cavitação em uma turbobomba sujeita à alteração de rotação.

Entrada de dados

1. Parâmetros da bomba: tipo da turbomáquina, massa específica do fluido de trabalho, rotação original, nova rotação desejada.
2. Parâmetros da linha de sucção: pressão atmosférica no reservatório de sucção, peso específico do fluido de trabalho, pressão de vaporização do fluido à temperatura de operação e perda de pressão na sucção.
3. Os pontos da curva $H \times Q$ e $P_e \times Q$ da bomba, e os respectivos graus dos polinômios a serem ajustados pelo método dos Mínimos Quadrados.

Passo #1. Ajuste de Mínimos Quadrados das curvas características $H \times Q$ e $P_e \times Q$ para os diversos diâmetros do rotor, na rotação original da bomba.

- Passo #2.** Determinação das curvas do rendimento total $h_t \times Q$ para os diversos diâmetros do rotor, na rotação original.
- Passo #3.** Determinação dos pontos de projeto, para os diversos diâmetros do rotor, na rotação original.
- Passo #4.** Cálculo da rotação específica, para os diversos diâmetros do rotor, na rotação original.
- Passo #5.** Seleção do tipo da turbobomba adequado, para os diversos diâmetros do rotor, na rotação original.
- Passo #6.** Cálculo do Coeficiente de Thoma mínimo, para os diversos diâmetros do rotor da bomba selecionada, na rotação original.
- Passo #7.** Estimativa do NPSH requerido pela bomba selecionada, para os diversos diâmetros do rotor, na rotação original.
- Passo #8.** Determinação, via Leis de Variação, das curvas características $H \times Q$ e $P_e \times Q$, para os diversos diâmetros do rotor, na nova rotação da bomba.
- Passo #9.** Repetir do **Passo #3** ao **Passo #7**, para nova rotação do rotor da bomba
- Passo #10.** Dimensionamento da linha de sucção: cálculo da altura de sucção geométrica máxima para as instalações consideradas.

4. RESULTADOS NUMÉRICOS

4.1. CURVAS CARACTERÍSTICAS E NPSH REQUERIDO

Os gráficos das figura 8 e 9 mostram as curvas características $H \times Q$, $P_e \times Q$ e $NPSH_b \times Q$, ajustadas pelo módulo de mínimos quadrados do código **Turbosim_Pump**, para a bomba centrífuga **SULZER - K 6.1100.051/1**, parametrizadas para quatro diâmetros do rotor ($f = 270, 250, 230$ e 210 mm), na rotação original de 1750 rpm (ver ANEXO II). Já a curva $h_t \times Q$ foi determinada pelo simulador através da eq.(A.10), também para todos os diâmetros do rotor.

A mesma bomba sofre uma alteração de rotação para 1120 rpm, em virtude da troca de seu motor elétrico. Através da utilização das leis de variação introduzidas nas eqs.(6), (8) e (9), o simulador gera novas curvas características para H , Q , P_e e h_t , além do $NPSH_b$ estimado para cada rotação do rotor, ilustradas nas figura 10 e 11. Conforme pode ser observado, a altura de recalque H decai quadraticamente com a diminuição da rotação de 1750 para 1120 rpm, enquanto que a vazão e a potência consumida no eixo da bomba decaem, respectivamente, linear e cubicamente (figuras 8 e 10).

Em seguida, no quadro 2 são apresentadas as grandezas características dos pontos de projeto correspondentes para $w = 1750$ e 1120 rpm, a saber vazão, altura de recalque e potência no eixo nominais, rendimento total máximo e uma estimativa para o $NPSH$ requerido pela bomba baseado na eq.(23), considerando os diversos diâmetros do rotor

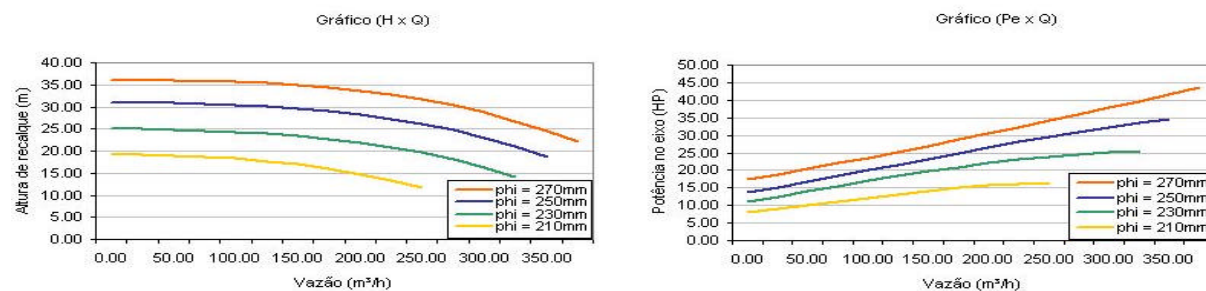


Figura 8 – Curvas características $H \times Q$ e $P_e \times Q$, para rotação original de 1750 rpm

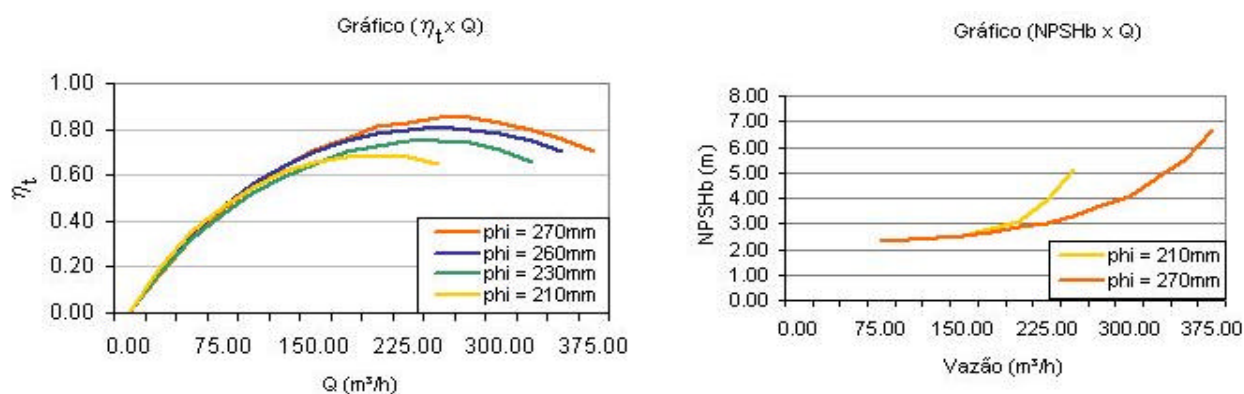


Figura 9 – Curvas características $h_t \times Q$ e $NPSH_b \times Q$, para rotação original de 1750 rpm

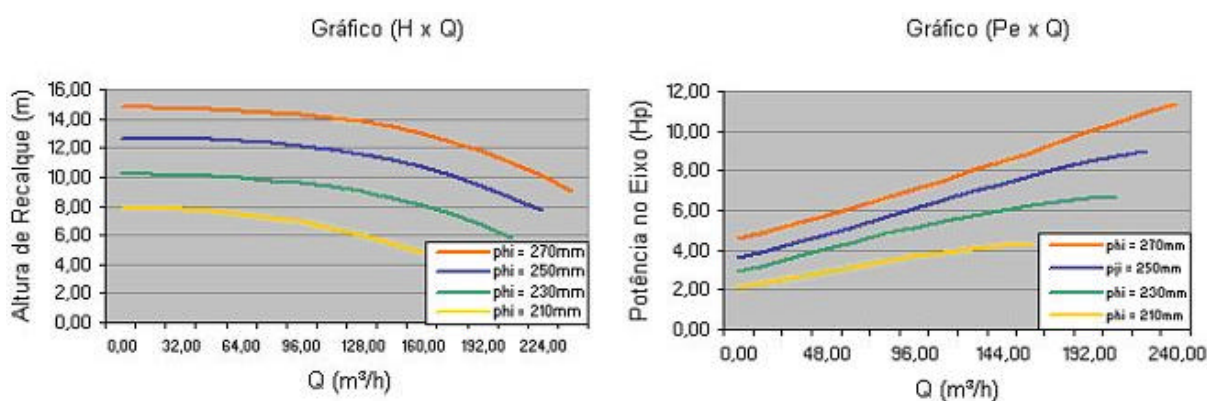


Figura 10 – Curvas características $H \times Q$ e $Pe \times Q$, para nova rotação de 1120 rpm

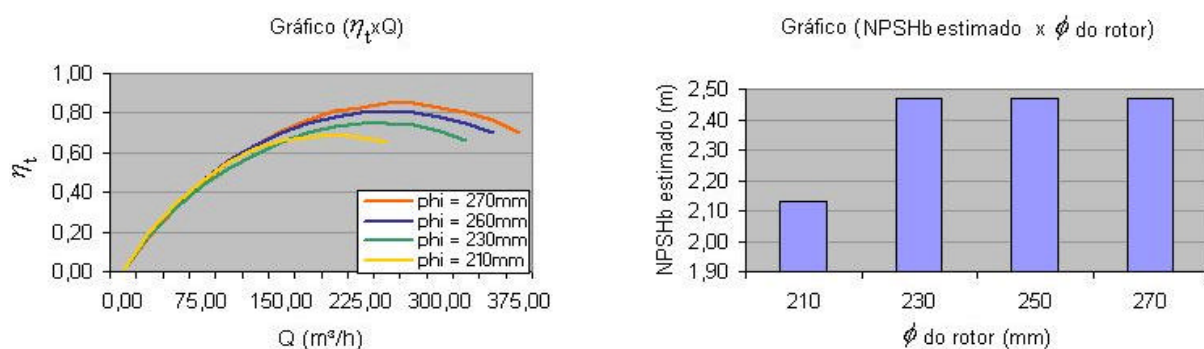


Figura 11 – Curvas características $h_t \times Q$ e $NPSH_b(estimado) \times \phi$, para nova rotação de 1120 rpm

Quadro 2 – Pontos de projeto correspondentes para $\omega = 1750$ e 1120 rpm.

$w = 1750$ rpm						
f (mm)	Q nominal (m³/h)	H nominal (m³/h)	Pe nominal (HP)	w_o	h_t máximo	$NPSH_b$ estimado
270	250	31,65	34,17	104	0,846	4,48
250	250	26,12	29,57	120	0,806	4,48
230	250	19,67	23,87	148	0,752	4,48

210	200	14,78	15,65	165	0,690	3,86
$w = 1120 \text{ rpm}$						
f (mm)	Q nominal (m ³ /h)	H nominal (m ³ /h)	Pe nominal (HP)	w_Q	h_t máximo	$NPSH_b$ estimado
270	160	12,96	8,91	104	0,846	2,47
250	160	10,70	7,75	120	0,806	2,47
230	160	8,06	6,26	148	0,752	2,47
210	128	6,05	4,10	165	0,690	2,13

Da comparação ente a figura 9 e o quadro 2, observa-se uma diferença entre os valores do $NPSH_b$ estimado pelo simulador e os fornecidos pala curva característica da bomba . Tomando–se como exemplo o valor de $NPSH_b$ estimado de 4,48m, para o ponto de projeto de $w = 1750 \text{ rpm}$ e diâmetro do rotor $f = 270\text{mm}$, observa-se que para este mesmo ponto a curva da figura 9 indica um valor de $NPSH_b = 3,25\text{m}$. A explicação reside no fato que a eq.(23) – empregada na estimativa do $NPSH_b$ – despreza a energia cinética na boca de sucção da bomba e baseia-se em correlações empíricas para obtenção do valor do coeficiente de Thoma mínimo, s_{\min} . Entretanto, vale observar que esta discrepância é no sentido conservativo da eq. (17), visto o $NPSH_b$ estimado sugerir valores sempre maiores que o prescrito pela curva de $NPSH_b$ da figura 9.

4.2. NPSH DISPONÍVEL E ALTURA DE SUCCÃO GEOMÉTRICA MÁXIMA

Visando a análise do início do fenômeno da cavitação em turbobombas, foi simulado pelo código **Turbosim-Pump** diversas configurações da linha de sucção da instalação descrita na figura 12, onde H a altura de recalque e H_{sg} a altura de sucção geométrica, ambas em m de coluna d'água. A bomba da figura recalca água à temperatura de 50°C de um reservatório localizado ao nível do mar ($patm = 10330 \text{ kgf/m}^2$) para um reservatório de descarga a uma altura H . Estando a bomba centrífuga descrita no ANEXO II - para as rotações 1750 e 1120 rpm - sujeita a canalizações de sucção de diâmetros $D = 150, 200$ e 250mm , cujo comprimento equivalente total é de 50m - ver tabela de perda de pressão da KSB no ANEXO I) - o simulador desenvolvido determina as alturas de sucção geométrica máximas admitidas para as diversas configurações consideradas, de modo que o fenômeno de cavitação não se manifeste.

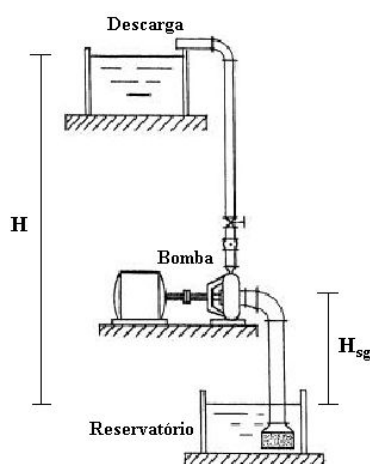


Figura 12 – Instalação hidráulica para o estudo da altura de sucção geométrica máxima.

Os quadros 3 e 4 apresentam, respectivamente para $w = 1750$ e 1120 rpm, os resultados da altura de sucção geométrica máxima para os diversos diâmetros da canalização de sucção considerados, com a bomba operando no seu ponto de projeto e com quatro diferentes diâmetros de rotor. Cabe ressaltar que foram apenas apresentados os resultados para os diâmetros mínimo e máximo do rotor da bomba, visto que os valores intermediários de f geraram $NPSH$ requerido muito próximo ao valor obtido para $f = 270$ mm.

Quadro 3 – Resultados obtidos pelo simulador para rotação do rotor = 1750 rpm.

f do rotor (mm)	D da tubulação = 150mm			D da tubulação = 200mm			D da tubulação = 250mm		
	H_{ps} (m)	$V_3^2/2g$ (m)	H_{sgmax} (m)	H_{ps} (m)	$V_3^2/2g$ (m)	H_{sgmax} (m)	H_{ps} (m)	$V_3^2/2g$ (m)	H_{sgmax} (m)
270	5,000	0,790	-1,080	1,650	0,249	2,806	0,400	0,102	4,203
210	3,250	0,510	1,571	0,750	0,159	4,420	0,250	0,065	5,010

Quadro 4 – Resultados obtidos pelo simulador para rotação do rotor = 1120 rpm

f do rotor (mm)	D da tubulação = 150mm			D da tubulação = 200mm			D da tubulação = 250mm		
	H_{ps} (m)	$V_3^2/2g$ (m)	H_{sgmax} (m)	H_{ps} (m)	$V_3^2/2g$ (m)	H_{sgmax} (m)	H_{ps} (m)	$V_3^2/2g$ (m)	H_{sgmax} (m)
270	2,125	0,322	4,270	0,500	0,102	6,110	0,170	0,042	6,503
210	1,55	0,208	5,290	0,500	0,065	6,650	0,115	0,027	6,913

Quando a rotação é diminuída, os valores de H_{sgmax} aumentam, pois os valores de $NPSH_b$ diminuem por serem função das velocidades absoluta e relativa do fluido na entrada do rotor (ver equação (16)).

Observa-se dos quadros 3 e 4 que, para $f = 270$ mm, $w = 1750$ rpm e $D = 150$ mm, o valor de H_{sgmax} foi negativo, sugerindo uma instalação *afogada* da bomba. Este tipo de instalação - muito empregada nas bombas de alta rotação específica ou que bombeiam líquidos de temperatura elevada - possibilita o escoamento por gravidade do líquido para o interior do rotor, além de permitir o *escorvamento* da bomba mesmo sem a presença de uma válvula de pé na tubulação de sucção, reduzindo assim as perdas na linha de sucção.

Analisando os valores de H_{ps} (perda de carga na sucção) obtidos nos quadros 3 e 4, verifica-se que estes alcançam seu mínimo para a configuração da linha de sucção $f = 210$ mm e $D = 150$ mm, com a bomba girando a 1120rpm. Este valor mínimo de H_{ps} produz o valor máximo da H_{sgmax} , o que vai de acordo com a eq.(21). Uma redução na perda H_{ps} pode ser obtida pela adoção, na canalização de sucção, de grandes diâmetros e do menor número possível de acessórios como joelhos, curvas, válvulas, etc.

5. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

A ferramenta computacional **Turbosim_Pump**, concebida com base nos conhecimentos da cinemática, rendimentos, semelhança dimensional e características de funcionamento de turbobombas, é capaz de gerar curvas características de uma bomba centrífuga sujeita a alteração de rotação, calcular os parâmetros para o ponto nominal de cada diâmetro do rotor estudado, e ainda calcular o $NPSH$ disponível de uma instalação a fim de evitar a cavitação.

Num primeiro estágio, o desenvolvimento da ferramenta computacional traz a facilidade de simular o desempenho de turbobombas operando em diferentes rotações de seu rotor. Para a obtenção das novas curvas características associadas a esta alteração de rotação, o código apoia-se no seu módulo de ajuste de curvas pelo método dos mínimos quadrados, o qual possibilita, dado o conjunto de pontos de suporte, ajustar curvas polinomiais de grau n e pós processá-las utilizando uma planilha *Excell*. Em seguida, a ferramenta estuda, através da simulação de algumas situações de interesse, a ocorrência do fenômeno de cavitação. Baseado nos cálculos do *NPSH* requerido para os diversos diâmetros e rotações analisados, o programa simula as respectivas alturas de sucção geométrica máximas, em função de diversos diâmetros da linha de sucção. De posse dos resultados de *NPSH* requerido e disponível, a ferramenta detecta o início da cavitação tanto em instalações com altura de sucção positiva quanto em instalações afogadas.

Em suma, o programa computacional **Turbosim_Pump** mostra-se uma ferramenta interessante na seleção e instalação de turbobombas. Como desenvolvimentos futuros, pode-se propor a implementação de rotinas gráficas de visualização das curvas ajustadas pelo programa, assim como um módulo de otimização dos parâmetros característicos obtidos.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADDISON, H. **Centrifugal and other rotodynamic pumps**. London: Chapman & Hall, 1966.

CANAVELIS, R., **Contribution à l'étude de l'érosion de cavitation des les turbomachines hydrauliques**, Bulletin de la direction des études et recherches, No. 2, Paris, 1967.

HENN, E. A. L. **Máquinas de Fluido** –Ed. UFSM, Santa Maria, 2001.

MENNA, A. R., **Desenvolvimento de um Simulador para Turbomáquinas Geradoras: Avaliação de Alternativas para uma Bomba Centrífuga de Transferência de Ácido Sulfúrico**, Trabalho de Diplomação do Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS, Porto Alegre, 2003.

PFLEIDERER C. ; PETERMMANN H., **Máquinas de Fluxo**, Livro Técnico, Rio de Janeiro 1979.

SHEPHERD D.G., **Principles of Turbomachinery**, Macmillan, New York 1969.

WHITE, F.M, **Mecânica dos Fluidos**, Mcgraw-Hill, Rio de Janeiro 2002.

APÊNDICE I – CINEMÁTICA E RENDIMENTOS DE TURBOBOMBAS

Um escoamento complexo, como o que ocorre no interior de uma bomba centrífuga, poderá ser considerado permanente se observado de um sistema fixo ao seu rotor (referencial inercial). Esta abordagem, quando aplicada ao rotor de uma máquina de fluxo, possibilita o estabelecimento da cinemática do escoamento no interior de rotor, a qual é formulada pelo denominado Triângulo de Velocidades (HENN, 2001).

$$\mathbf{v} = \mathbf{w} + \mathbf{u} \quad (\text{A.1})$$

onde \mathbf{v} representa a velocidade absoluta do fluido de trabalho (m/s); \mathbf{w} , a sua velocidade relativa (m/s) e \mathbf{u} , a velocidade periférica de um dado ponto do rotor (m/s). A velocidade absoluta considera o movimento da partícula fluida do ponto de vista de um observador fixo a carcaça da máquina de fluxo (descrevendo a trajetória $AE'B'$ da Figura A.1), enquanto que na velocidade relativa, o observador está solidário ao rotor, acompanhando o deslocamento da partícula ao longo de suas pás (descrevendo a trajetória AEB da Figura A.1). A velocidade periférica é dada pelo produto vetorial $\omega \times \mathbf{r}$, onde ω é a velocidade angular (em Hz) da máquina com o vetor posição \mathbf{r} (em m) do ponto do escoamento considerado em relação ao referencial móvel. Na figura A.1, definimos ainda α como o ângulo entre as velocidades \mathbf{u} e \mathbf{v} , e β o ângulo entre \mathbf{w} e o sentido negativo de \mathbf{u} .

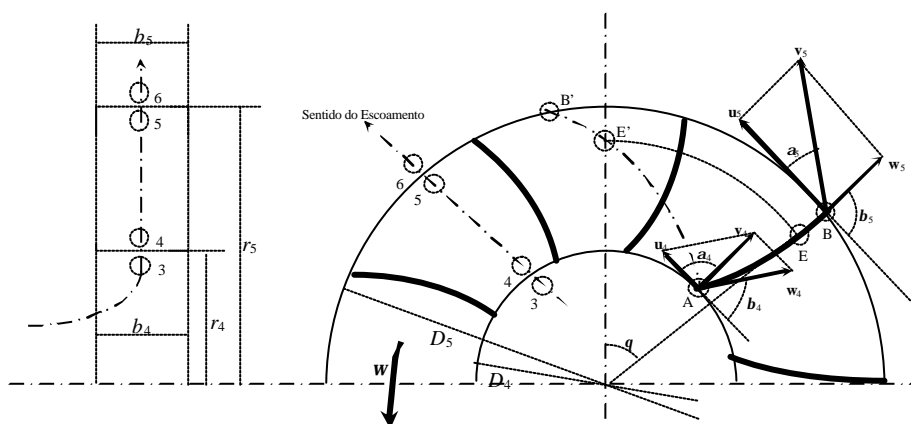


Figura A.1 - Escoamento através do rotor de uma bomba centrífuga. (Fonte: HENN, 2001)

A equação (A.1), além de relacionar as velocidades envolvidas no rotor da máquina, também introduz parâmetros de vital importância para seu projeto, como as componentes meridiana v_m (m/s) e de turbilhão v_t (m/s) da velocidade absoluta \mathbf{v} . A primeira está ligada à capacidade Q (m³/s) da máquina. Para bombas centrífugas, escreve-se:

$$v_m = \frac{Q}{\rho D b} \quad (\text{A.2})$$

onde D (m) é o diâmetro de um dado ponto do rotor e b (m) a largura de suas pás. Já a componente de turbilhão está relacionada ao salto energético da máquina através da equação de Euler desenvolvida na próxima seção.

A figura A2 mostra o triângulo de velocidades para máquinas de fluxo, apresentando a disposição de suas componentes.

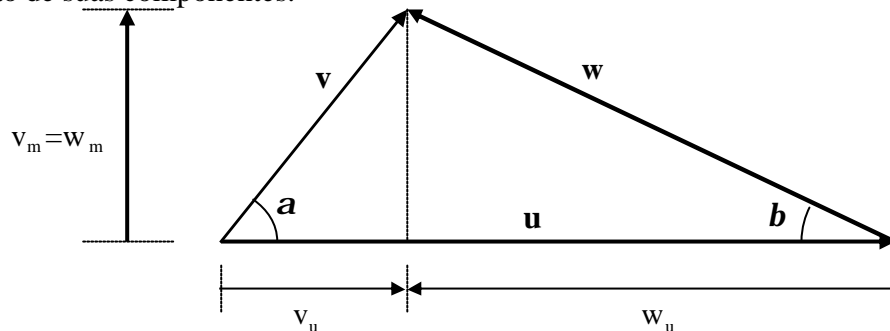


Figura A.2 - Triângulo de velocidades genérico para máquina de fluxo. (Fonte: HENN, 2001)

A.1 EQUAÇÃO DE EULER PARA TURBOMÁQUINAS

A análise ideal das máquinas de fluxo supõe um rotor com número infinito de pás, e conseqüentemente canais de espessuras infinitesimais entre as mesmas, condições estas que permitem assumir um escoamento unidimensional ao longo das pás. Assim, o aumento de pressão no interior de uma bomba centrífuga ideal, desprezando variações de energia potencial, pode ser decomposto em duas transformações de energia independentes, porém simultâneas. Uma delas é a transformação da pressão estática (w_{est} , em J/kg), expressa por

$$w_{est} = \frac{p_5 - p_4}{\rho} = \frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_4^2 - w_5^2}{2} \quad (A.3)$$

onde p_5 e p_4 são as pressões na saída e entrada do rotor, respectivamente, em Pa, ρ é a massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3 e demais grandezas com o significado acima descrito. O primeiro termo da equação (A.3) traduz o aumento da pressão decorrente da força centrífuga sobre o fluido de trabalho, enquanto que o segundo expressa a transformação de energia cinética em estática no interior do rotor.

Outra forma de aumento da energia de pressão é pela transformação da energia de velocidade, ou energia específica de pressão dinâmica (w_{din} , em J/kg):

$$w_{din} = \frac{v_5^2 - v_4^2}{2} \quad (A.4)$$

onde v_5 e v_4 tem o significado acima mencionado. Através da aplicação das relações trigonométricas dos triângulos de velocidade da entrada e da saída do rotor da máquina (Figuras A.1 e A.2) chega-se a dita equação de Euler para máquinas de fluxo,

$$w_{\infty} = w_{est} + w_{din} = u_5 v_{u5} + u_4 v_{u4} \quad (A.5)$$

onde w_∞ é o salto energético específico de um rotor ideal, em J/kg, e v_{u4} e v_{u5} têm o significado acima descrito. Baseado em w_∞ define-se o torque T_∞ exercido pelo rotor ideal sobre o fluido de trabalho, com relação ao eixo de rotação, em J,

$$T_\infty = rQ(r_5 v_{u5} - r_4 v_{u4}) \quad (\text{A.6})$$

com r , Q , r e v_{u5} e v_{u4} já definidas anteriormente. A potência P_∞ (W) necessária para acionar o eixo de um rotor ideal, responsável pelo acréscimo de energia w_∞ , é dada por:

$$P_\infty = wT_\infty = rQw_\infty \quad (\text{A.7})$$

com r , Q , w , T_∞ e w_∞ já definidas anteriormente.

A.2 PERDAS DE ENERGIA EM MÁQUINAS DE FLUXO

Nas máquinas de fluxo com rotores de número finito de pás – ditas *reais* – deve-se considerar as perdas na transferência de energia entre o rotor e o fluido de trabalho, classificadas como perdas *internas* e *externas*. Dentre as perdas internas, destacam-se: (a) as *perdas hidráulicas* (e_p) decorrentes do atrito do fluido com as paredes da carcaça e rotor da máquina, da dissipação energética por mudança brusca de seção e direção de seus canais e do choque do fluido com o bordo de ataque das pás quando a máquina opera fora de seu ponto de trabalho; (b) as *perdas por fugas* provenientes dos vazamentos (\dot{m}_f) do fluido através da folga entre anéis de desgaste (rotor e carcaça) e furos de balanceamento hidráulico; (c) as *perdas por atrito de disco* (P_A) em função de o rotor trabalhar imerso no fluido de trabalho; (d) as *perdas por ventilação* em máquinas de admissão parcial (HENN, 2001). As *perdas externas ou mecânicas* decorrem do atrito nos mancais e dispositivos de vedação por contato.

Afim de quantificar as perdas de energia acima, definem-se os respectivos rendimentos: rendimento hidráulico (h_h), rendimento volumétrico (h_v) e rendimento de atrito de disco (h_a).

$$h_h = \frac{w}{w + e_p} \quad ; \quad h_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_f} \quad ; \quad h_a = \frac{(w + e_p)(\dot{m} + \dot{m}_f)}{(w + e_p)(\dot{m} + \dot{m}_f) + P_A} \quad (\text{A.8})$$

com e_p (J/kg); \dot{m} e \dot{m}_f (kg/s), e P_A (W) definidas anteriormente. A partir das equações (A.8), introduz-se o chamado *rendimento interno* (h_i) da máquina, com P_i (W) denotando a potência interna da máquina efetivamente entregue ao fluido:

$$h_i = \frac{P}{P_i} = h_h h_v h_a \quad (\text{A.9})$$

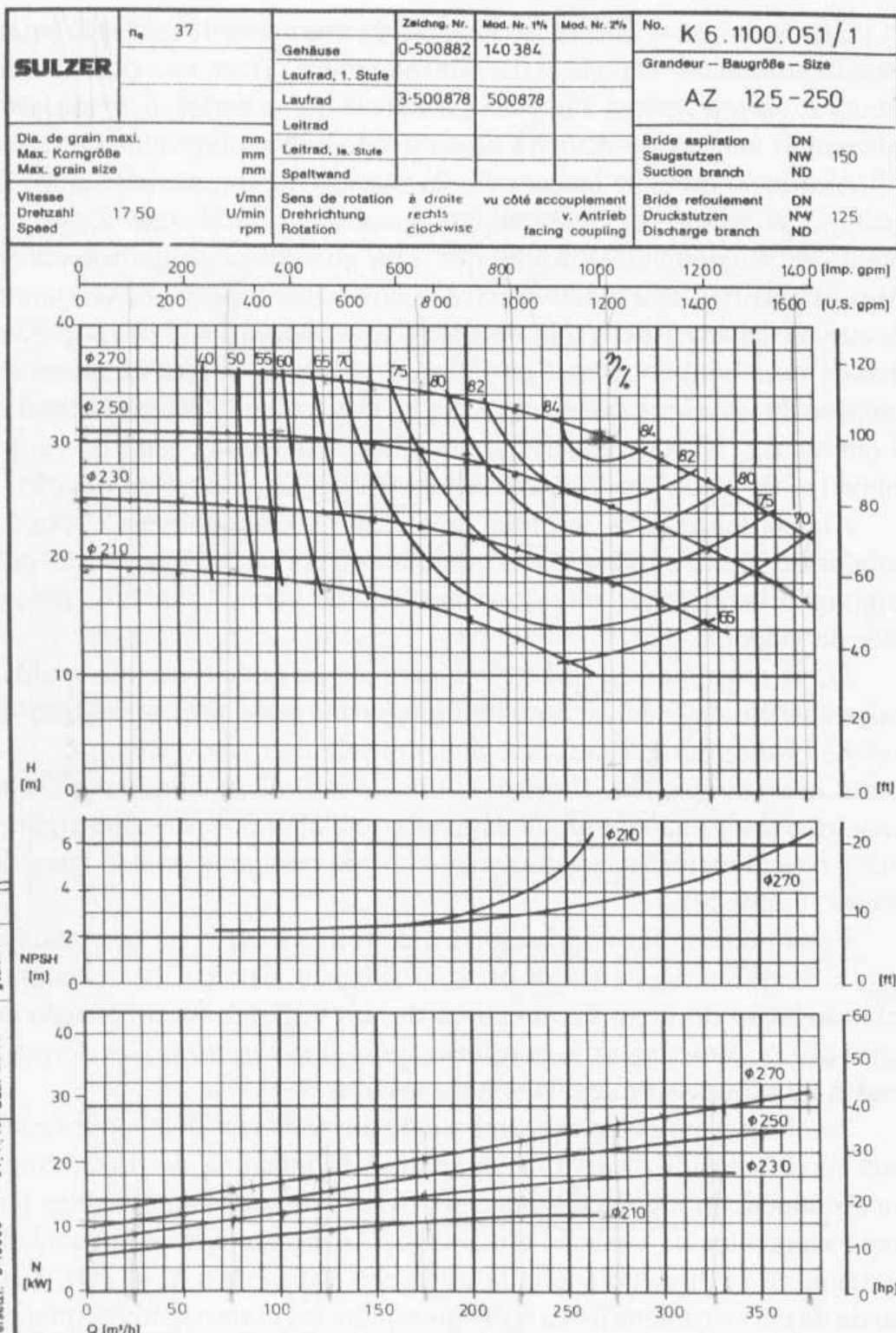
Finalmente, considerando também o *rendimento mecânico* $h_m = P_i/P_e$ onde P_e (W) é a potência entregue no eixo da máquina pelo equipamento acionador, defini-se o *rendimento total*

$$h_t = \frac{rQw}{P_e} = h_m h_i h_h h_v h_a \quad (\text{A.10})$$

ANEXO I – PERDAS DE PRESSÃO POR ATRITO EM TUBULAÇÕES - KSB

Tabela 1			PERDAS DE PRESSÃO POR ATRITO EM TUBULAÇÕES													KSB
			Valores para tubos novos de ferro fundido ou galvanizados em metros por 100 m de tubo													
VAZÃO			DIÂMETRO NOMINAL													
lts./seg.	lts./min.	m ³ /hora	20mm ¾ pol.	25 1	32 1. ¼	40 1. ½	50 2	65 2. ½	80 3	100 4	125 5	150 6	200 8	250 10	300 12	
0,28	16,7	1	7,5	2,70	0,75	0,22	0,08									
0,42	25,0	1,5	16,0	5,00	1,50	0,50	0,17									
0,56	33,4	2	27,0	10,00	2,70	0,80	0,28	0,07								
0,84	50,0	3	58,0	21,50	5,00	1,80	0,60	0,16	0,05							
1,11	66,6	4	100,0	27,00	10,00	3,00	1,05	0,27	0,10							
1,39	83,4	5		55,00	15,50	4,70	1,60	0,42	0,15	0,05						
1,67	100	6		80,00	22,00	6,80	2,20	0,60	0,20	0,07						
2,22	133	8			37,00	11,50	3,90	1,00	0,35	0,13						
2,78	167	10			56,00	17,00	5,70	1,50	0,50	0,20	0,06					
3,47	209	12,5			85,00	26,00	8,50	2,30	0,80	0,28	0,09					
4,16	250	15														
4,86	291	17,5				37,00	12,50	3,30	1,10	0,40	0,13	0,05				
5,55	334	20				47,00	16,00	4,20	1,40	0,50	0,17	0,06				
6,95	416	25				63,00	21,50	5,70	2,00	0,70	0,23	0,09				
8,34	500	30				95,00	33,00	8,50	3,00	1,10	0,35	0,13				
							45,00	12,00	4,20	1,50	0,50	0,20	0,05			
9,72	584	35					61,0	16,00	5,70	2,00	0,65	0,24	0,06			
11,10	666	40					78,0	20,50	7,00	2,50	0,80	0,30	0,08			
12,50	750	45					100,0	28,00	9,00	3,10	1,00	0,40	0,10			
13,90	834	50						32,00	11,00	3,80	1,25	0,50	0,12			
16,70	1000	60						45,00	16,00	5,50	1,80	0,70	0,16	0,05		
19,5	1170	70						60,00	21,00	7,20	2,40	0,90	0,21	0,07		
22,2	1335	80						76,00	28,50	9,20	3,10	1,20	0,27	0,09		
25,0	1500	90							34,00	12,00	3,90	1,40	0,35	0,12		
27,8	1670	100							40,00	14,00	4,70	1,80	0,42	0,14		
33,4	2000	120							58,00	20,00	6,60	2,50	0,60	0,20	0,08	
38,9	2335	140							80,00	27,00	9,00	3,30	0,80	0,26	0,10	
44,5	2670	160								35,00	11,50	4,25	1,00	0,34	0,13	
50,0	3000	180								43,00	14,00	5,30	1,25	0,42	0,17	
55,6	3335	200								50,00	17,50	6,50	1,50	0,50	0,20	
69,5	4165	250								80,00	26,50	10,00	2,30	0,80	0,32	
83,4	5000	300									36,00	14,00	3,30	1,10	0,45	
97,2	5835	350										19,00	4,50	1,50	0,60	
111,0	6670	400											5,80	1,90	0,80	
125,0	7515	450											7,00	2,40	1,00	
138,7	8340	500												2,90	1,20	

ANEXO II – CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA SULZER – K 6.1100.051/1



SP

ersetzt: D 10066 - 27.11.77 Dat.: 22.4.76
gez.: D.A.