

C3. CAVITAÇÃO

Aqueles que se enamoram da prática sem conhecimento se assemelham ao marujo que entra no navio sem timão e bússola, e que nunca sabe onde está.

Leonardo da Vinci

3.1.	Introdução	116
3.2.	Conceituação	116
3.3.	Ocorrência de cavitação.....	117
3.3.1.	Identificação da ocorrência de cavitação	119
3.3.2.	Combate à cavitação	119
3.4.	Parâmetros de cavitação.....	121
3.4.1.	NPSH (Net Positive Suction Head)	121
3.4.2.	Desenvolvimento de cavitação.....	124
3.4.3.	Carga de segurança a cavitação.....	127
3.4.4.	Coeficiente de Thoma	127
3.4.5.	Fator ou coeficiente de cavitação.....	127
3.5.	Pré-avaliação dos parâmetros de cavitação	128
3.5.1.	Turbinas	128
3.5.2.	Bombas-turbina	128
3.5.3.	Bombas	128
3.6.	Dados adicionais	130
3.7.	Problemas.....	133
3.8.	Bibliografia.....	139

3.1. Introdução

O estudo de cavitação pode ser dividido em dois ramos. O fenomenológico, onde interessa a identificação e o combate à cavitação e seus efeitos e o teórico, onde interessa o equacionamento do fenômeno visando a sua quantificação no tangente às condições de equilíbrio, desenvolvimento e colapso das bolhas e a erosão consequente. Evidentemente um estudo completo envolve ambos os ramos. Neste capítulo a análise da cavitação será apenas quantitativa, fenomenológica, sem maiores preocupações com o seu equacionamento, objeto de trabalhos específicos.

Cavitação é um fenômeno de ocorrência limitada a líquidos, com consequências nefastas tanto para o escoamento em si, quanto para as regiões sólidas ao seu redor. Máquinas e instalações hidráulicas estão sujeitas a cavitação em regiões de baixa pressão. Estas regiões podem ser as faces de sucção de máquinas, a entrada de bombas e saída de turbinas, os condutos de sucção de bombas ou tubos de sucção de turbinas, as faces de jusante de válvulas, ou quaisquer regiões do escoamento líquido onde ocorrem pressões próximas daquela de vaporização do líquido, à temperatura local do escoamento.

3.2. Conceituação

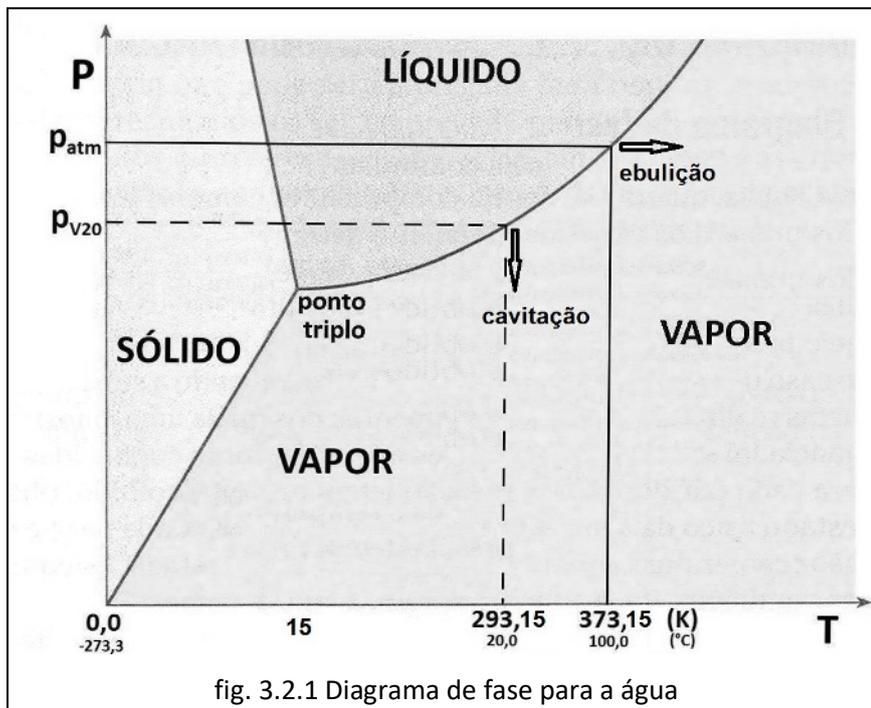
A cavitação caracteriza-se pela formação de uma fase de vapor de líquido em regiões submetidas a pressões reduzidas, mantida a temperatura do meio constante. Do ponto de vista dos processos físicos e termodinâmicos envolvidos, a cavitação e a ebulição são fenômenos semelhantes. Diferencia-os apenas o fato de um processo ser consequente à elevação de temperatura, mantida a pressão constante, a ebulição; e o outro ser consequente à redução de pressão, mantida a temperatura constante, a cavitação.

Em equilíbrio termodinâmico a vaporização ocorre à pressão de vapor do líquido, sendo verificado experimentalmente com fluidos em repouso que a fase transitória de vaporização é muito curta. Durante esta fase, não maior que alguns centésimos de segundo, a taxa de vaporização é maior que a de condensação. Ao final desse pequeno intervalo de tempo as taxas de vaporização e condensação se equilibram.

Os processos de cavitação, de interesse no estudo das máquinas e instalações hidráulicas, estão longe de uma condição de equilíbrio termodinâmico, o que leva à exigência de pressões locais inferiores às de vaporização. Por outro lado para que ocorra a vaporização em qualquer condição torna-se necessária a presença de gás no meio líquido, para que o vapor tenha para onde migrar

A figura 3.2.1 mostra um diagrama de fase $T-p$ da água, com as condições de cavitação e de ebulição. Sendo um fenômeno restrito a líquidos, a cavitação ocorrerá apenas a partir de temperaturas superiores àquelas do ponto triplo, quando será possível a mudança da fase líquida para a fase de vapor.

O retorno do vapor à fase líquida continua sendo chamado de condensação, como no caso de ocorrência de ebulição. Deve-se, ainda, evitar confundir cavitação com o seu efeito mais nocivo em equipamentos, a erosão superficial.



À temperatura de 293,15 K, ou 20° C, a pressão de vapor da água equivale a $p_{v20(abs)} = 2,37 \cdot 10^3 \text{ Pa}$, aproximadamente - 9,5 m, e o volume específico do vapor à mesma temperatura é $v = 57,8 \text{ m}^3/\text{kg}$. Assim, a massa específica nestas condições será $\rho_v = 0,017 \text{ kg/m}^3$. À mesma temperatura, a massa específica da água líquida é igual a $\rho_L = 998,3 \text{ kg/m}^3$, mais de 58.700 vezes superior. Na região de cavitação, durante os processos de vaporização e condensação, a massa específica do fluido varia entre a massa específica do vapor e a massa específica do líquido. O trabalho realizado para a mudança de fase, isto é, a variação de massas específicas de cerca de 58.700 vezes, permite avaliar o nível de energia envolvido no processo.

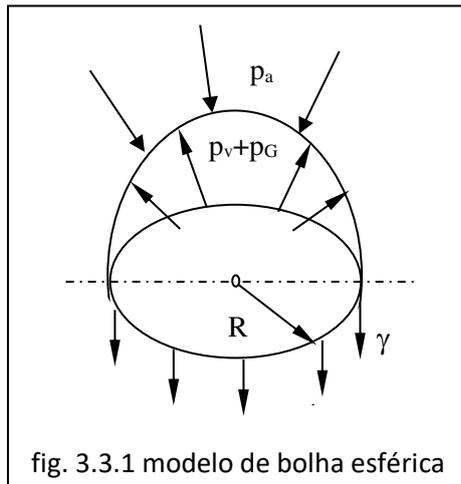
3.3. Ocorrência de cavitação

A ocorrência de cavitação está condicionada à presença de núcleos livres de gás no meio fluido e que participam como indutores da vaporização nas regiões submetidas à pressão de vapor do líquido. A cavitação irá apenas ocorrer se estes núcleos se tornarem instáveis e crescerem quando submetidos a uma redução de pressão. O escoamento será, então, composto por uma fase líquida e uma segunda fase líquida entremeada por microbolhas preenchidas com gás e vapor de líquido.

Formadas nas regiões de baixa pressão do escoamento, as microbolhas de vapor e gás são por ele carregadas e, atingindo campos de pressão mais elevada, podem explodir ou colapsar (implodir).

A região de cavitação apresenta a formação e colapso de um sem número de microbolhas de vapor e gás, induzindo vibrações em amplo espectro de frequências. Como consequência desta implosão desenvolve-se um micro jato que, incidindo sobre superfícies sólidas, erode-as. As explosões das microbolhas em nada interferem no escoamento ou sobre as superfícies sólidas circundantes.

Admitida forma esférica para uma microbolha isolada, conforme fig. 3.3.1, pode-se analisar as forças agentes sobre ela, visando identificar as condições de seu equilíbrio. Esta condição é dada por (3.3.1), com os gases e o vapor admitidos com o comportamento de um gás perfeito.



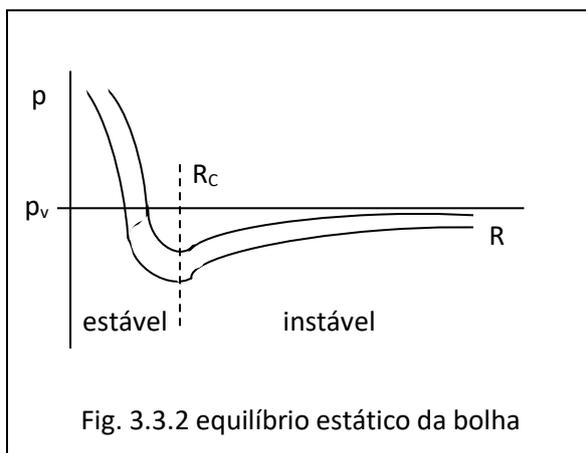
$$p_a + p_\gamma = p_v + p_G \quad (3.3.1)$$

onde o equilíbrio é dado pela ação das forças por unidade de área devidas à pressão externa à bolha p_a e à tensão superficial do líquido p_γ de um lado e a pressão interna devida ao vapor e ao gás, p_v e p_G , de outro. Em (3.3.1)

$$p_\gamma = \frac{2\gamma}{R} \quad ; \quad p_G = \frac{K}{R^3} \quad (3.3.2 \text{ a, b})$$

onde : p_a : pressão ambiente (externa à bolha) ; p_v : pressão de vapor do líquido ; p_v : pressão do gás ; γ : tensão superficial do líquido ; R : Raio da bolha ; K : constante universal dos gases perfeitos.

A figura 3.3.2 mostra as condições de equilíbrio estático de uma bolha em função do raio que ela desenvolve ao longo de sua vida.



Da fig. 3.3.2 verifica-se que a pressão adjacente à bolha apresenta um valor mínimo, inferior à pressão de vapor do líquido. Enquanto a pressão ambiente for superior a este mínimo e o raio inicial inferior ao raio associado a esta pressão, o núcleo permanece estável, tendendo a um raio de equilíbrio menor que o raio crítico R_c . Se, entretanto, a pressão ambiente atingir valores inferiores ao mínimo, a bolha perde a estabilidade dimensional,

crescendo até a explosão. A pressão limite de estabilidade é função do volume de gás no interior da bolha. Quanto menor o seu conteúdo menor será a pressão crítica e, assim, menor a possibilidade de ocorrer cavitação. Dessa forma conclui-se que a vaporização se torna impossível de ocorrer em líquidos puros, isentos de núcleos gasosos.

3.3.1. Identificação da ocorrência de cavitação

A ocorrência de cavitação em escoamentos induz a comportamentos e ruídos muito característicos, usados para a sua identificação. A ocorrência de cavitação em máquinas e instalações hidráulicas conduz a uma deterioração do escoamento local, sendo sempre prejudicial a ele. A erosão de partes sólidas, citada anteriormente, faz-se sentir apenas após longo período de ataque devido às reduzidas dimensões dos micro jatos e, com isso, aos reduzidos esforços por eles induzidos.

As principais indicações de ocorrência de cavitação são:

✓ ruído típico: a cavitação desenvolvida, caracterizada por frequências de formação e colapso de bolhas na faixa audível, leva à sensação de estar acontecendo um esfregar de areia sobre superfícies. Tal ruído pode ser usado para identificar escoamentos cavitantes. Note-se que, em certos casos, torna-se difícil diferenciar o ruído de cavitação dentre as muitas outras vibrações sonoras que ocorrem em instalações de movimentação de fluidos. Na fase inicial da cavitação as frequências se situam fora da faixa sensível ao ouvido humano.

✓ queda de desempenho: devido ao bloqueio parcial do escoamento líquido pelas bolhas de vapor e gás formadas, a partir de uma determinada intensidade de formação de bolhas verifica-se uma alteração para pior das condições de desempenho das máquinas e instalações. Tal prejuízo evidencia-se na redução da altura manométrica total devido ao aumento do coeficiente de sustentação do perfil consequente à sua mudança de forma e do descolamento do fluxo. Tal redução torna-se detectável apenas quando sob cavitação intensa, sendo o padrão de referência para determinação do parâmetro NPSH. Uma segunda evidência em bombas, de menor intensidade, transparece na redução da vazão ocasionada pelas mesmas razões expostas para a carga. A redução de altura manométrica total e de vazão numa máquina, devidas à cavitação, conduz a inevitável queda de rendimento.

✓ descolamento do escoamento: em conjunto com a instabilidade de alta frequência que caracteriza a nuvem de cavitação, o descolamento induz a uma operação instável da máquina. Esta instabilidade se evidencia em vibrações das partes girantes das máquinas.

✓ bloqueio da vazão em válvulas: elevadas velocidades locais, devido a uma grande redução de área de escoamento e pequena redução de vazão, induzem baixas pressões e o bloqueio do escoamento por parte da nuvem de cavitação. Normalmente isto ocorre devido à má seleção ou aplicação da válvula.

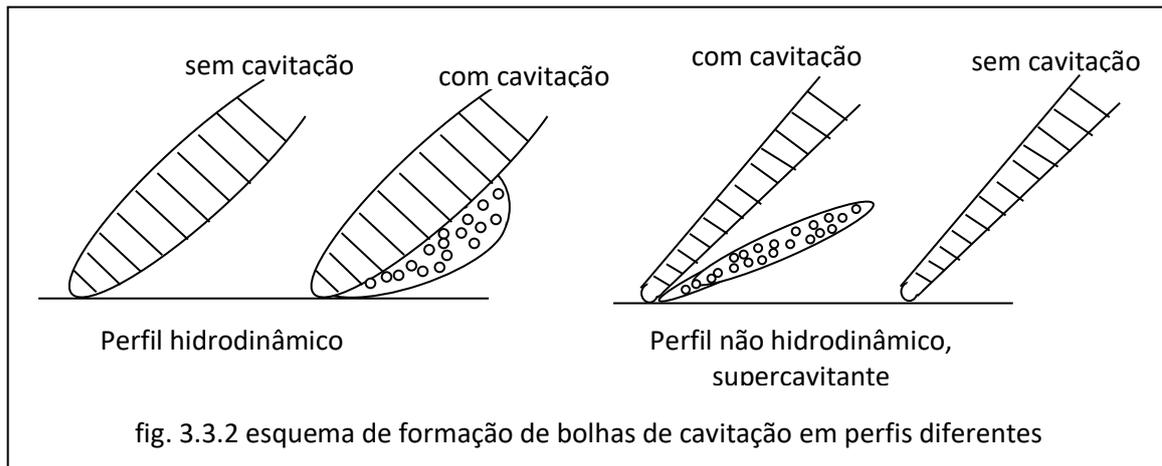
3.3.2. Combate à cavitação

Identificado o caráter nefasto da cavitação, deve-se lançar mão de procedimentos que permitam eliminá-la ou, pelo menos, reduzir seus efeitos. Na maioria dos casos, porém, torna-se impossível a eliminação da ocorrência de cavitação, podendo-se apenas tentar minimizar os efeitos de sua ação.

Os procedimentos de combate à cavitação são de vários tipos, tais como:

- **Aumento da pressão estática local:** este é o procedimento mais direto, onde a pressão local mais elevada irá contribuir para uma eliminação da ocorrência de cavitação. Apesar de ser um procedimento aparentemente simples, o aumento da pressão estática local corresponde, na maioria das vezes, a uma alteração na instalação (elevação do nível de reservatórios ou recalque de fluido a pressões superiores à local), o que pode não ser possível viabilizar.
- **Alteração na forma dos perfis:** uma alteração na forma hidrodinâmica dos perfis irá conduzir a uma mudança de comportamento do escoamento ao seu redor e com isso dos campos de velocidades e de pressões. O objetivo de tal procedimento será o de obter campos de velocidade com menor intensidade e, assim, campos de pressões mais elevadas. Devido à dificuldade de previsão teórica da ocorrência de cavitação sobre perfis, tal medida é tomada após a sua confecção, o que encarece em muito o projeto. Trabalhos recentes visam a solução numérica do escoamento e a consequente previsão de ocorrência de cavitação, mas ainda estão limitados pela complexidade do problema.
- **Escolha de material resistente:** este procedimento desconsidera as condições de escoamento, concentrando-se apenas na seleção do material mais resistente à ação erosiva das microbolhas implodidas. O ataque se mantém, ampliando-se apenas os intervalos de manutenção devido à maior resistência do material selecionado. Ligas de aço inoxidável (Cr-Ni) são as mais indicadas para tanto.
- **Injeção de ar comprimido:** essa medida é tomada especificamente para atenuar os efeitos da cavitação e da formação de vórtices à entrada de tubos de sucção de turbinas. O procedimento impõe um aumento localizado de pressão, enquanto o colchão de ar injetado pode auxiliar na proteção da superfície sólida contra o ataque erosivo das microbolhas implodidas. Porém, o aumento de gás no meio líquido oferece mais núcleos para receber o vapor gerado pela cavitação.
- **Supercavitação:** perfis supercavitantes induzem a ocorrência de cavitação desde o seu bordo de ataque. Estes perfis não apresentam quaisquer características hidrodinâmicas, revelando formas retilíneas comuns. Nestas condições a nuvem de microbolhas desenvolve-se longe da superfície sólida de tal forma que ao implodirem, as microbolhas não incidem sobre a superfície. Perfis supercavitantes impõem elevada dissipação ao escoamento fluido devido às suas características não hidrodinâmicas, não sendo aconselhável a sua aplicação em máquinas hidráulicas de fluxo. Apesar disso já se encontram alguns poucos centros de pesquisa estudando a aplicação de perfis supercavitantes em condições especiais de operação de turbinas.

A figura 3.3.2 mostra as nuvens de microbolhas formadas devido ao escoamento sobre perfis hidrodinâmicos e supercavitantes.



3.4. Parâmetros de cavitação

A identificação da sensibilidade de máquinas e instalações à cavitação é determinada por parâmetros numéricos apoiados em expressões matemáticas, empíricas ou não. Ao longo dos estudos sobre cavitação impuseram-se dois parâmetros de aplicação específica, apesar de semelhantes. Atualmente o parâmetro NPSH tem sua aplicação limitada às bombas hidráulicas, enquanto o número de cavitação σ , também chamado de coeficiente de Thoma, é aplicado em todos os demais casos. Como será visto em breve, o coeficiente de Thoma nada mais é que a adimensionalização do NPSH. Mais recentemente foi inserido um terceiro parâmetro para análise de cavitação em válvulas. O chamado fator ou coeficiente de cavitação corresponde ao número de Euler, estudado na Mecânica dos Fluidos.

3.4.1. NPSH (Net Positive Suction Head)

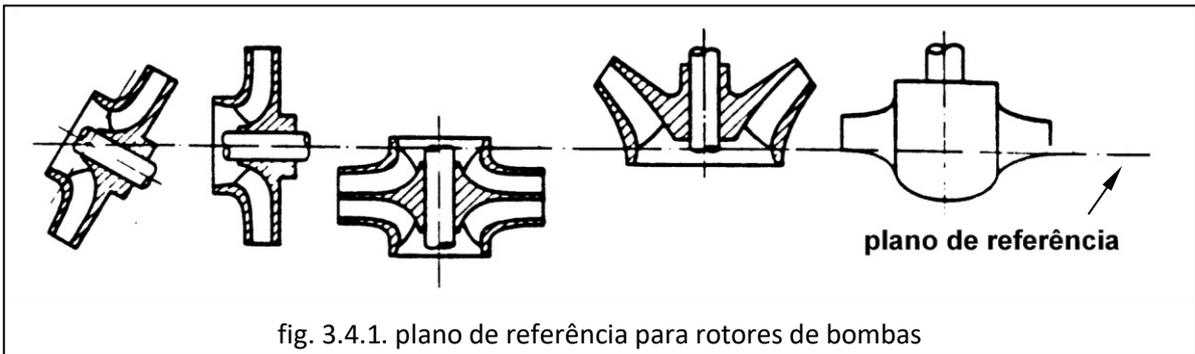
O NPSH foi definido ao início do século 20, mantendo-se como referência universal. O NPSH corresponde à carga absoluta (positiva) líquida tomada na face de sucção de uma máquina. Em bombas hidráulicas de fluxo esta seção corresponde ao flange enquanto que em turbinas ela corresponde à face de sucção do rotor. A palavra líquida indica ser o valor do NPSH igual à carga absoluta na face de sucção referida a um plano definido, subtraída de todos os efeitos atuantes na seção, no caso, a carga de vapor e a carga cinética.

A partir da medida das grandezas associadas ao escoamento, o cálculo do NPSH segundo aquela definição é possível a partir da expressão (3.4.1):

$$NPSH = \frac{p_{Eabs} - p_{Vabs}}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} \quad (3.4.1)$$

onde: p_{Eabs} : pressão na face de sucção da máquina (absoluta); p_{Vabs} : pressão de vapor do líquido à temperatura de operação (absoluta); v_E : velocidade média de escoamento na face de sucção da máquina.

O plano de referência para rotores de bombas hidráulicas de fluxo encontra-se na figura 3.4.1.



Nas figuras 3.4.2 e 3.4.3 verifica-se que a participação da altura de sucção H_s na determinação do NPSH depende da forma de instalação da máquina. Observa-se que em máquinas afogadas a altura de sucção contribui para um aumento da carga estática, reduzindo a sensibilidade do sistema à cavitação. Em máquinas não afogadas a altura de sucção reduz a carga estática à entrada da máquina, contribuindo para um aumento da sensibilidade do sistema à cavitação. Pode-se concluir então que a melhor convenção para a altura de sucção H_s está relacionada com a sua contribuição para a sensibilidade do sistema. O valor positivo associa-se à redução da sensibilidade, enquanto que o valor negativo da altura de sucção associa-se ao aumento de sensibilidade do sistema à cavitação. Em resumo, para sucção afogada a altura de sucção recebe o sinal positivo, para sucção não afogada esta altura recebe o sinal negativo.

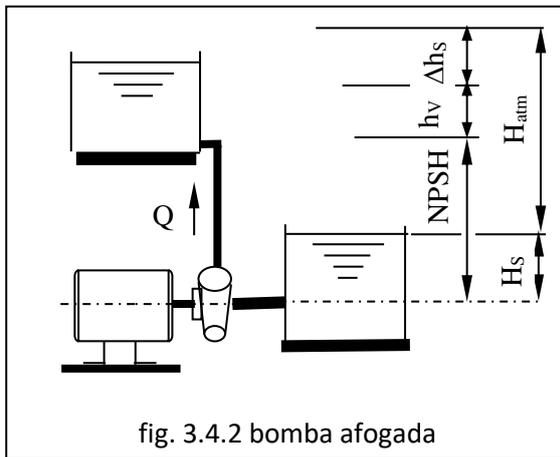


fig. 3.4.2 bomba afogada

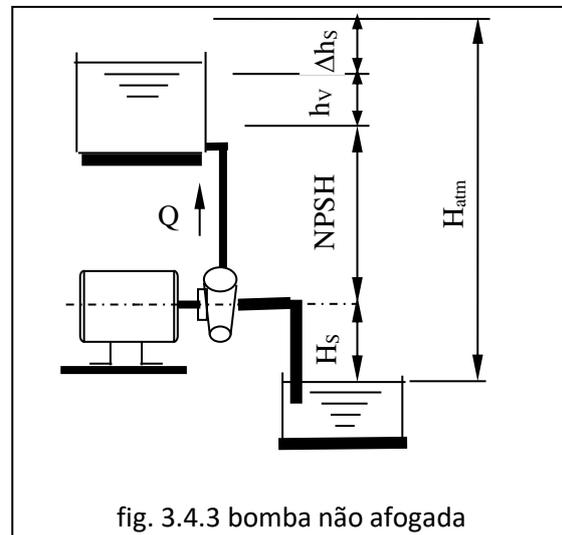


fig. 3.4.3 bomba não afogada

A expressão que permite o cálculo do valor do NPSH, obtida a partir das figuras 3.4.2 e 3.4.3 é:

$$NPSH = H_{atm} \pm H_s - \Delta h_s - h_v \quad (3.4.2)$$

onde H_{atm} : pressão atmosférica no plano de referência; H_s : altura de sucção; Δh_s : perda de carga na sucção e h_v : carga de vapor do líquido.

Sendo o NPSH uma carga absoluta, originária da pressão absoluta, deve-se conhecer a pressão atmosférica local para a sua determinação. Na ausência de um barômetro pode-se avaliar a pressão atmosférica local por meio de uma expressão empírica, dada pela equação (3.4.3) e que oferece um nível de precisão suficiente para cálculos de cavitação.

$$H_{atm} = \frac{P_{atm}}{\rho g} = 10,33 - 0,0012 h \quad (3.4.3)$$

onde: H_{atm} : carga barométrica (absoluta); P_{atm} : pressão barométrica (absoluta); h : altitude local, com relação ao plano de referência, normalmente o nível do mar.

O levantamento experimental da curva (NPSH x Q) para cada máquina deve ser feito a partir das condições impostas pelo escoamento. Esta curva é uma característica da máquina, podendo ser alterada apenas em caso de modificações geométricas no rotor, na carcaça das bombas ou na caixa espiral das turbinas hidráulicas. A partir das medidas feitas, o NPSH para cada vazão de operação pode ser calculado pela expressão (3.4.1).

Por outro lado, a máquina hidráulica sempre operará interligada a uma instalação. As condições operacionais da máquina são determinadas pela instalação e, entre outros parâmetros, o NPSH associado à condição operacional da máquina será função desta instalação. O NPSH da instalação é obtido a partir da equação (3.4.2).

Conclui-se, então, ser possível a determinação de dois valores de NPSH. O primeiro, experimental, resultado de medidas feitas em ensaio específico, calculado por (3.4.1). O segundo, dependente apenas da instalação onde a máquina irá operar, calculado a partir de (3.4.2).

O NPSH obtido pelo ensaio da máquina é chamado de NPSH requerido, por ser a carga absoluta na face de sucção da máquina por ela exigida para operação. De (3.4.1)

$$NPSH_r = \frac{P_{Eabs} - P_{Vabs}}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} \quad (3.4.4)$$

O NPSH obtido pela configuração da instalação é chamado de NPSH disponível, por ser a carga absoluta na face de sucção da máquina, para ela oferecida pela instalação. De (3.4.2)

$$NPSH_d = H_{atm} \pm H_s - \Delta h_s - h_v \quad (3.4.5)$$

Note-se que a alteração do $NPSH_r$, somente acontece se alterada a geometria da máquina, isto é, o projeto da máquina, enquanto que o $NPSH_d$ é alterado por mudança no projeto da instalação.

Da comparação entre o requerido pela máquina e o oferecido pela instalação são estabelecidos critérios de análise de ocorrência de cavitação. Tal comparação deve ser feita considerando o ensaio para determinação do $NPSH_r$. Em linhas gerais têm-se as três condições abaixo:

Se $NPSH_d < NPSH_r$, sempre ocorrerá cavitação, pois a instalação oferece menos do que o exigido pela máquina.

Se $NPSH_d = NPSH_r$, ocorrerá cavitação inevitavelmente, apesar da igualdade de valores. Tal fato é consequente à forma de determinação experimental do $NPSH_r$.

Se $NPSH_d > NPSH_r$, poderá ou não ocorrer cavitação, dependendo de quão maior for o valor disponível com relação ao requerido.

Por ser a determinação experimental do $NPSH_r$ possível apenas em condições de cavitação, pode-se ter a ocorrência de cavitação nas três condições acima. O desconhecimento deste fato leva alguns a considerar, erroneamente, a igualdade $NPSH_d = NPSH_r$ como indicação de inexistência de cavitação.

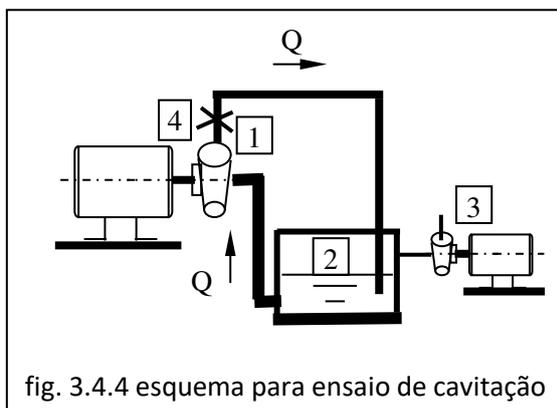
A forma de determinação do $NPSH_r$, a ser exposta no próximo parágrafo, permitirá um melhor entendimento das três afirmações acima.

Importante lembrar que a ocorrência de cavitação, ou vaporização do líquido devido a baixas pressões locais, nem sempre implica em erosão de superfícies quando da implosão das microbolhas, como será visto a seguir

3.4.2. Desenvolvimento de cavitação

O desenvolvimento da cavitação em máquinas e instalações hidráulicas será descrito a partir do ensaio mais comum para determinação do $NPSH_r$ requerido de uma bomba.

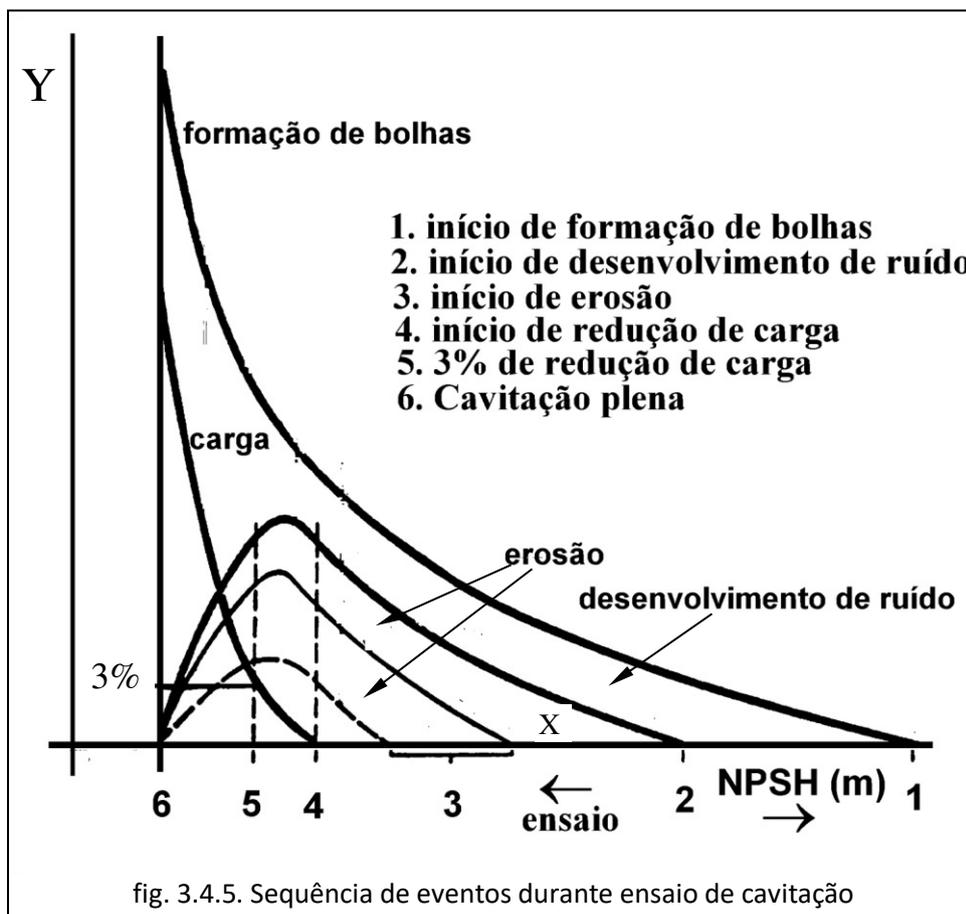
Este ensaio é levado a efeito em bancadas específicas, onde a bomba alimenta um circuito fechado, succionando não afogada de um reservatório hermético em cujo interior a pressão interna pode ser variada para menor por uma bomba de vácuo a ele conectada. A sucção não afogada é mais conveniente pois favorece a ocorrência de cavitação, desejada para o ensaio. A figura 3.4.4. mostra um esquema da instalação.



1. bomba a ser ensaiada
2. reservatório de sucção fechado e hermético
3. bomba de vácuo para variação de pressão interna no reservatório de sucção.
4. controle de vazão

O ensaio é desenvolvido reduzindo-se o $NPSH_d$ a partir da ausência de cavitação. A sequência de eventos está apresentada na fig. 3.4.5 e as várias fases até o valor desejado no ensaio são descritas abaixo.

1. o $NPSH_d$ é reduzido gradativamente, mantida a vazão constante, por meio da redução da pressão interna no reservatório de sucção;
2. a primeira manifestação da cavitação evidencia-se com a formação de bolhas no escoamento, em frequências inaudíveis para o ser humano;
3. reduzindo-se ainda mais o $NPSH_d$ chega-se à condição de início de geração de ruído, onde as frequências de formação e implosão das bolhas são audíveis. Até essa condição há cavitação sem erosão;
4. reduções subsequentes de $NPSH_d$ permitem atingir condições de início da erosão das superfícies em contato com as bolhas, em função da resistência mecânica do material. Até este evento, a menos do desenvolvimento do ruído típico e que pode facilmente ser coberto pelos ruídos naturais da instalação, não ocorre qualquer manifestação passível de detecção externa da ocorrência de cavitação;
5. próximo às maiores taxas de erosão e ruído inicia-se o primeiro evento de fácil detecção externa, a redução da altura total de elevação da bomba consequente à cavitação;
6. a partir da condição 5., observa-se que para pequenas reduções de $NPSH_d$ há uma queda acentuada da carga fornecida pela bomba.



3.4.3. Carga de segurança a cavitação

Com o objetivo de verificar a ocorrência de cavitação e para o dimensionamento de instalações, fabricantes de bombas podem fornecer uma carga adicional, h_{seg} , a ser somada à carga absoluta requerida pelo equipamento visando a determinação da carga absoluta disponível, segundo a equação abaixo:

$$NPSH_d = NPSH_r + h_{seg} \quad (3.4.6)$$

Tal carga de segurança deve viabilizar uma carga absoluta disponível maior que a carga requerida de tal forma a impedir a ocorrência de cavitação ou, ao menos, impedir que a erosão devida à cavitação ocorra. Neste último caso pode-se ter apenas a formação de bolhas ou bolhas e ruído. Na figura 3.4.5 tal condição corresponde a um $NPSH_{3\%}$ mínimo dado pelo ponto X.

3.4.4. Coeficiente de Thoma

O coeficiente de Thoma, σ , foi definido inicialmente por Dieter Thoma em 1925 num trabalho sobre cavitação em turbinas Kaplan, tornando-se o parâmetro de referência para cavitação em turbinas. A proposta de Thoma visou adimensionalizar o **NPSH**, tomando como parâmetro a altura de queda da turbina no ponto em análise. Em consequência da definição, os parâmetros **NPSH** e σ oferecem a mesma informação, porém o coeficiente de Thoma, adimensional, pode ser usado para caracterizar famílias de máquinas, o que não se consegue com o **NPSH**, dimensional.

$$\sigma = \frac{NPSH_r}{H} \quad (3.4.7)$$

A relação entre a rotação específica referida à vazão e a referida à cavitação é expressa por:

$$\sigma^{0,75} = \frac{n_q}{n_{qc}} \quad (3.4.8)$$

3.4.5. Fator ou coeficiente de cavitação

Além do NPSH e do coeficiente de Thoma tem-se também o coeficiente ou fator de cavitação como parâmetro de referência, este aplicado a outras estruturas hidráulicas, jamais a máquinas. Alguns autores preferem chamar o fator de cavitação também de coeficiente de Thoma. A letra σ ainda simboliza este fator.

$$\sigma = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v^2} = \frac{p_{aa} - p_{va}}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad (3.4.9)$$

onde: p_{aa} : pressão local (absoluta); p_{va} : pressão de vapor do líquido à temperatura de operação (absoluta); v : velocidade do escoamento; ρ : massa específica

A simples observação da equação (3.4.9) permite concluir ser o fator ou coeficiente de cavitação o número de Euler, estudado em Mecânica dos Fluidos.

3.5. Pré-avaliação dos parâmetros de cavitação

Para a pré-avaliação das condições de cavitação em máquinas de fluxo pode-se lançar mão de expressões empíricas, obtidas a partir de levantamentos estatísticos feitos com máquinas em operação.

No tangente às várias turbinas e às bombas-turbina, as expressões (3.5.1) a (3.5.4) correspondem aos resultados encontrados em trabalhos publicados na revista Water Power & Dam Construction. Ressalte-se que esses valores se referem apenas ao ponto ótimo de operação e devem ser tomados como referência, nunca como valores definitivos. Os valores definitivos, específicos de cada máquina, devem ser obtidos a partir de análise experimental ou numérica, quando possível.

3.5.1. Turbinas

Os valores no ponto ótimo de operação do Coeficiente de Thoma mínimo para as formas construtivas de turbinas estão apresentados a seguir.

$$\text{Turbinas Francis} \quad \sigma = 4,68 \times 10^{-4} n_q^{1,41} \quad (3.5.1)$$

onde : n_q : rotação específica da turbina, no ponto ótimo.

$$\text{Turbinas Kaplan} \quad \sigma = 4,24 \times 10^{-4} n_q^{1,46} \quad (3.5.2)$$

onde : n_q : rotação específica da turbina, no ponto ótimo

3.5.2. Bombas-turbina

$$\frac{H_{b \text{ máx}}}{H_{b \text{ mín}}} < 1,05 \rightarrow \sigma = 4,35 \times 10^{-3} n_{qb}^{0,982} \quad (3.5.3)$$

$$\frac{H_{b \text{ máx}}}{H_{b \text{ mín}}} \geq 1,30 \rightarrow \sigma = 3,16 \times 10^{-3} n_{qb}^{1,15} \quad (3.5.4)$$

onde: n_{qb} : rotação específica da operação como bomba no ponto ótimo;

$H_{b \text{ máx}}$: altura manométrica total máxima da operação como bomba;

$H_{b \text{ mín}}$: altura manométrica total mínima da operação como bomba;

3.5.3. Bombas

Devido à grande variedade de bombas não é possível uma sistematização objetiva quanto a existente para turbinas. Assim, não será apresentada aqui qualquer proposta para pré-avaliação de NPSH requerido ou três por cento.

Famílias de bombas, identificadas pela rotação específica ou pela rotação específica referida à cavitação podem ainda ter o parâmetro $NPSH_{3\%}$ avaliado a partir de diagramas como os apresentados nas figuras 3.5.1 e 3.5.2. Por exigirem determinação experimental, de custo elevado de execução, tais diagramas estão limitados a um pequeno número de formas construtivas.

Nos diagramas das figuras 3.5.1 e 3.5.2 pode-se obter, a partir da vazão e da rotação nominal, os valores do $NPSH_{3\%}$ para o ponto de máximo rendimento da máquina. Note-se que a limitação a este ponto restringe ainda mais a aplicação da informação oferecida. Pode-se aplicá-la apenas sob forma qualitativa para operação da bomba fora do ponto ótimo, pois em carga parcial o valor do $NPSH_{3\%}$ será menor e em sobrecarga este valor será maior que no ponto ótimo.

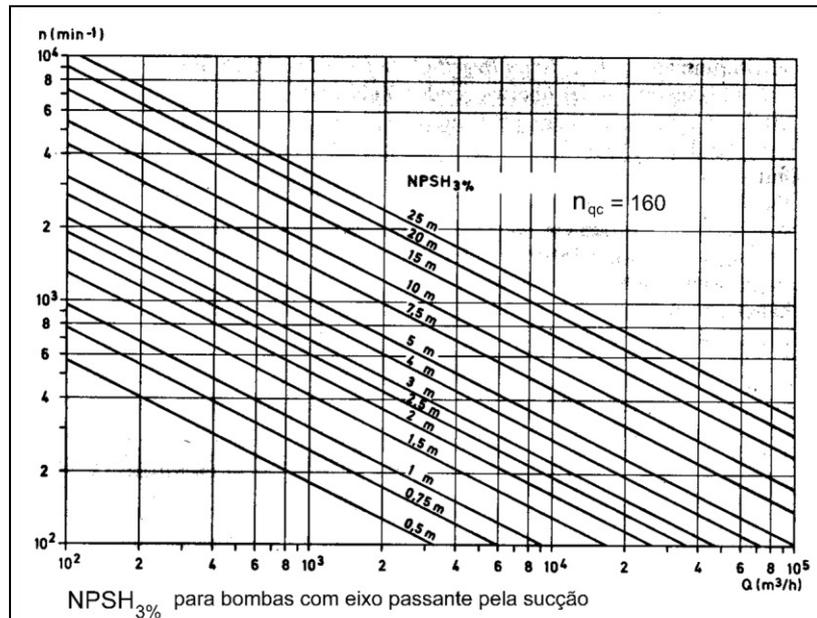


fig. 3.5.1 $NPSH_{3\%}$ em função da vazão e da rotação de uma bomba

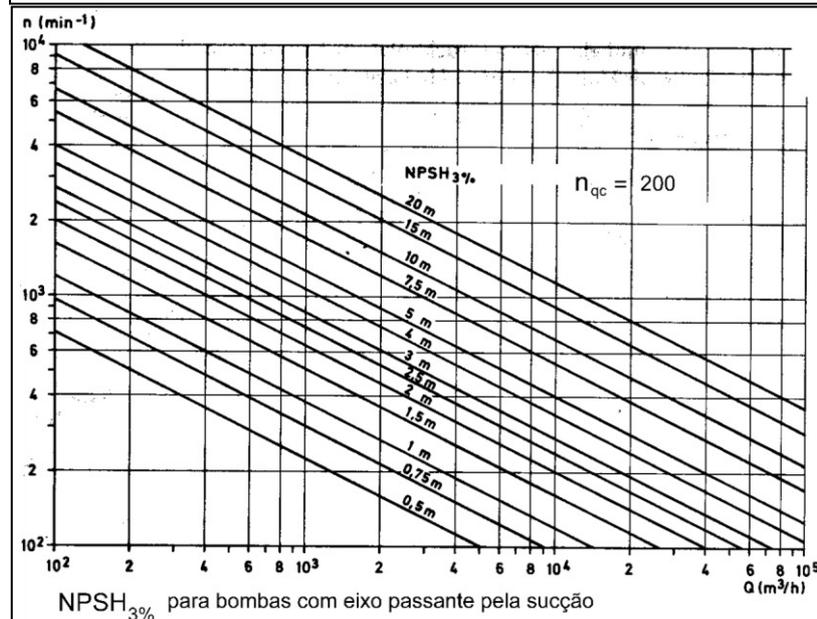


fig. 3.5.2 $NPSH_{3\%}$ em função da vazão e da rotação de uma bomba

3.6. Dados adicionais

temperatura	h_v (abs)	ρ
(°C)	(mca)	(kg / dm ³)
0	273,15	0,0611
1	274,15	0,0657
2	275,15	0,0706
3	276,15	0,0758
4	277,15	0,0813
5	278,15	0,0872
6	279,15	0,0935
7	280,15	0,1001
8	281,15	0,1072
9	282,15	0,1147
10	283,15	0,1227
11	284,15	0,1312
12	285,15	0,1401
13	286,15	0,1497
14	287,15	0,1597
15	288,15	0,1704
16	289,15	0,1817
17	290,15	0,1936
18	291,15	0,2062
19	292,15	0,2196
20	293,15	0,2337
21	294,15	0,2485
22	295,15	0,2642
23	296,15	0,2808
24	297,15	0,2982
25	298,15	0,3166
26	299,15	0,3360
27	300,15	0,3564
28	301,15	0,3778
29	302,15	0,4004
30	303,15	0,4241
31	304,15	0,4491
32	305,15	0,4753
33	306,15	0,5029
34	307,15	0,5318
35	308,15	0,5622
36	309,15	0,5940
37	310,15	0,6274
38	311,15	0,6624
39	312,15	0,6991
40	313,15	0,7375
41	314,15	0,7777
42	315,15	0,8198
43	316,15	0,8639
44	317,15	0,9100
45	318,15	0,9582
46	319,15	1,0086
47	320,15	1,0612
48	321,15	1,1162
49	322,15	1,1736
50	323,15	1,2335

temperatura	h_v	ρ
(°C)	(mca)	(kg / dm ³)
51	324,15	1,2961
52	325,15	1,3613
53	326,15	1,4293
54	327,15	1,5002
55	328,15	1,5741
56	329,15	1,6511
57	330,15	1,7313
58	331,15	1,8147
59	332,15	1,9016
60	333,15	1,9920
61	334,15	2,0860
62	335,15	2,1840
63	336,15	2,2860
64	337,15	2,3910
65	338,15	2,5010
66	339,15	2,6150
67	340,15	2,7330
68	341,15	2,8560
69	342,15	2,9840
70	343,15	3,1160
71	344,15	3,2530
72	345,15	3,3960
73	346,15	3,5430
74	347,15	3,6960
75	348,15	3,8550
76	349,15	4,0190
77	350,15	4,1890
78	351,15	4,3650
79	352,15	4,5470
80	353,15	4,7360
81	354,15	4,9310
82	355,15	5,1330
83	356,15	5,3420
84	357,15	5,5570
85	358,15	5,7800
86	359,15	6,0110
87	360,15	6,2490
88	361,15	6,4950
89	362,15	6,7490
90	363,15	7,0110
91	364,15	7,2810
92	365,15	7,5610
93	366,15	7,8490
94	367,15	8,1460
95	368,15	8,4530
96	369,15	8,7690
97	370,15	9,0940
98	371,15	9,4300
99	372,15	9,7760
100	372,15	10,1330

tab. 3.6.1

carga absoluta de vapor e massa específica da água em função da temperatura

ρ :
massa específica

h_v :
carga absoluta de vapor

continua

temperatura		h_v (abs)	ρ
(°C)	(°F)	(mca)	(kg / dm ³)
102	375,15	10,878	0,9567
104	377,15	11,668	0,9552
106	379,15	12,504	0,9537
108	381,15	13,390	0,9522
110	383,15	14,327	0,9507
112	385,15	15,316	0,9491
114	387,15	16,362	0,9476
116	389,15	17,465	0,9460
118	391,15	18,628	0,9445
120	393,15	19,854	0,9429
122	395,15	21,145	0,9412
124	397,15	22,504	0,9396
126	399,15	23,933	0,9379
128	401,15	25,435	0,9362
130	403,15	27,013	0,9346
132	405,15	28,670	0,9328
134	407,15	30,41	0,9311
136	409,15	32,23	0,9294
138	411,15	34,14	0,9276
140	413,15	36,14	0,9258
145	418,15	41,55	0,9214
150	423,15	47,60	0,9168
155	428,15	54,33	0,9121
160	433,15	61,81	0,9073
165	438,15	70,08	0,9024
170	433,15	79,20	0,8973
175	448,15	89,24	0,8921
180	453,15	100,27	0,8869
185	458,15	112,33	0,8815
190	463,15	125,51	0,8760

temperatura		h_v	ρ
(°C)	(°F)	(mca)	(kg / dm ³)
195	468,15	139,87	0,8704
200	473,15	155,50	0,8647
205	478,15	172,43	0,8588
210	483,15	190,77	0,8528
215	488,15	210,60	0,8467
220	493,15	231,98	0,8403
225	498,15	255,01	0,8339
230	503,15	279,76	0,8273
235	508,15	306,32	0,8205
240	513,15	334,78	0,8136
245	518,15	365,23	0,8065
250	523,15	397,76	0,7992
255	528,15	432,46	0,7916
260	533,15	469,43	0,7839
265	538,15	508,77	0,7759
270	543,15	550,58	0,7678
275	548,15	594,96	0,7593
280	553,15	642,02	0,7505
285	558,15	691,86	0,7415
290	563,15	744,61	0,7321
295	568,15	800,37	0,7223
300	573,15	859,27	0,7122
305	578,15	921,44	0,7017
310	583,15	987,00	0,6906
315	588,15	1056,1	0,6791
320	593,15	1128,9	0,6669
325	598,15	1205,6	0,6541
330	603,15	1286,3	0,6404
340	613,15	1460,5	0,6102
350	623,15	1653,5	0,5743
360	633,15	1867,5	0,5275
370	643,15	2105,4	0,4518
374	647,3	2212,0	0,3154

tab. 3.6.1

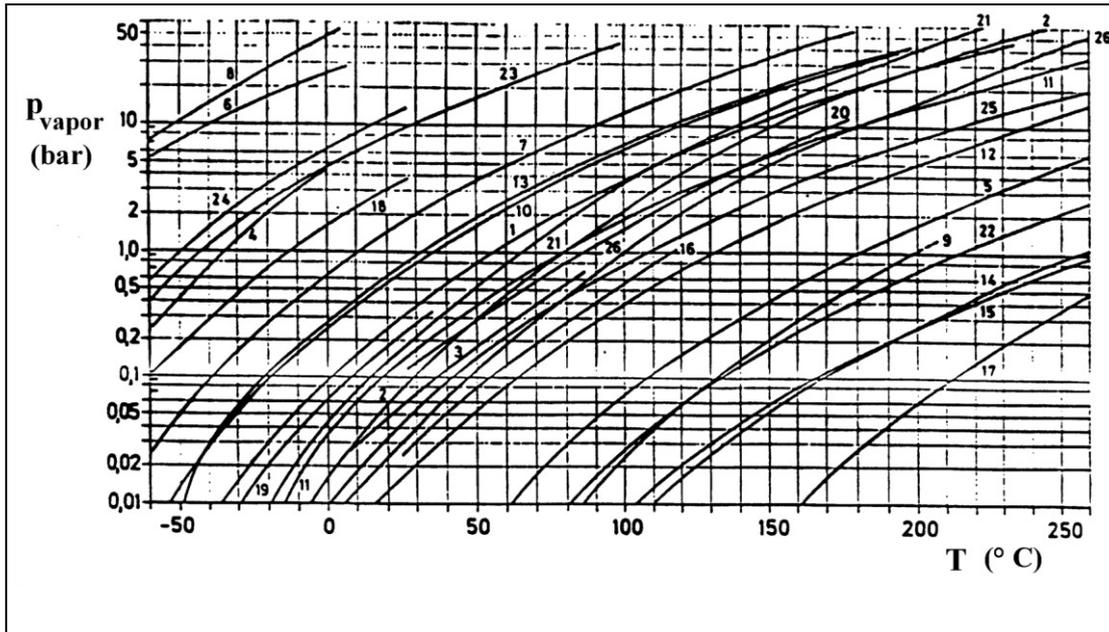
carga absoluta de vapor e massa específica da água em função da temperatura

ρ :

massa específica

h_v :

carga absoluta de vapor



1.Acetona	2.Alcool etílico	3.Acido fórmico
4.Amonia	5.Difenilamina	6.Etano
7.Etilclorido	8.Etileno	9.Etileno glicol
10.Gasolina	11.Benzeno	12.Clorobenzeno
13.Éter difenílico	14.Difenil	15.Dowtherm A
16.Ácido acético	17.Glicerina	18.Isobutano
19.Hexano	20.Querosene	21.Alcool metílico
22.Naftaleno	23.Propano	24.Propileno
25.Tolueno	26.Água	

fig. 3.6.1 pressão de vapor de vários líquidos em função da temperatura

$$1,0 \text{ bar} = 1,0 \times 10^5 \text{ Pa}$$

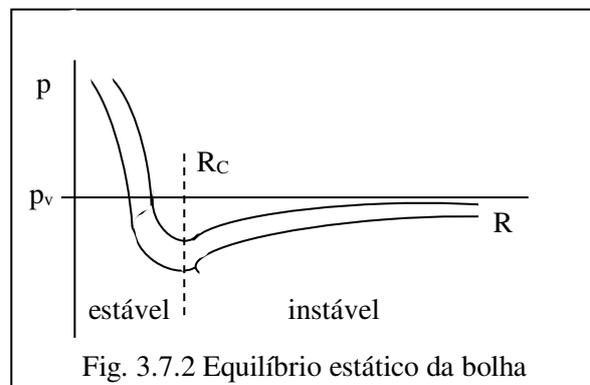
3.7. Problemas

3.7.1 A tabela 3.7.1 mostra seis valores diferentes calculados para a massa de vapor, X , gerado por cavitação em escoamento de água a 20 °C, conseqüente a manobra de válvula em tubulações de diferentes diâmetros D . Os casos, de 1 a 6, **DEVEM SER ANALISADOS SEPARADAMENTE**, pois não se interrelacionam.

1. O resultado seria aceito por você? Justificar a resposta.
2. Desenvolver uma função (equação) para obter a massa vaporizada a partir da condição de um comprimento máximo, L , ocupado pelo vapor e que é igual a $Y D$.

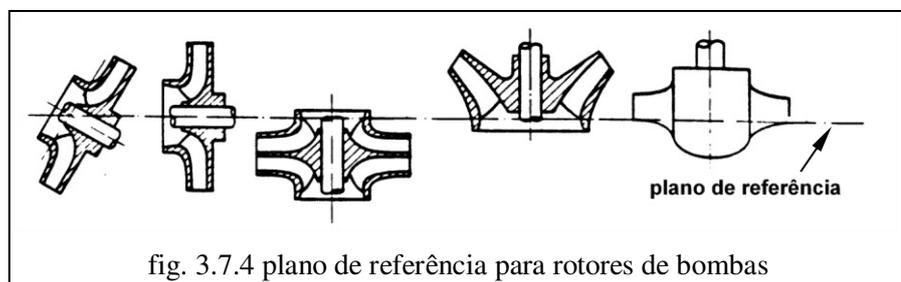
Tabela 3.7.1		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
	D (m)	1,000	0,785	0,589	0,393	0,0196	0,098
	X (kg)	1,000	0,100	0,010	0,0010	0,00010	0,000010

3.7.2 Discutir quais das duas condições de equilíbrio da bolha, instável ou estável, encontradas na fig. 3.7.2, apresenta maiores riscos de danos por cavitação. Justificar a resposta.



3.7.3 **Fato verídico:** Por motivos de atraso na entrega da obra, um engenheiro propôs a escolha de uma bomba sem a análise das condições de cavitação à qual ela poderia vir a ser submetida. Argumentava ele que "depois da bomba operando corrige-se eventuais problemas". Você não aceitou e exigiu a análise das condições de cavitação. Expor a sua argumentação técnica.

3.7.4 A partir da definição do parâmetro NPSH, e da fig. 3.7.4, discutir a condição de instalação da bomba – afogada e não afogada –



e, com isso, a influência da altura de sucção H_s sobre a sensibilidade à cavitação das bombas hidráulicas de fluxo.

3.7.5 **Fato verídico:** Um engenheiro, funcionário de uma empresa usuária de bombas, questionou um seu colega, funcionário de um fabricante de bombas, em virtude do que considerou operação

inadequada de uma determinada bomba em uso em sua empresa. Sua argumentação foi a seguinte: "eu projetei a instalação da bomba impondo a igualdade entre a carga absoluta no flange de sucção da bomba requerida pelo fabricante e a mesma carga disponível para a instalação, e a bomba cavitou desde o início da operação. ISSO É UM ABSURDO!". O fabricante argumentou que tal cavitação era inevitável e deveria ser esperada, criando com isso um impasse. Analisar o problema e tomar uma decisão técnica com relação à discussão. Justificar a decisão.

3.7.6 Expor a vantagem da utilização do coeficiente de Thoma sobre o NPSH para análises referentes à cavitação em quaisquer máquinas ou instalações.

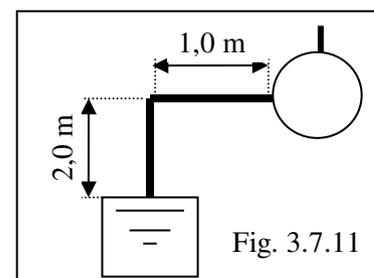
3.7.7 Fato verídico: Um engenheiro instalou na Grande S. Paulo uma bomba hidráulica de fluxo para recalcar água a temperatura entre 90 e 95 °C. Para "evitar riscos de cavitação", afogou a bomba 0,2 m. O NPSH 3% era desconhecido e a perda de carga na sucção desprezível. Colocada em operação, a instalação parou depois de algum tempo devido à perfuração da carcaça da bomba, provocada por cavitação. Discutir a atuação técnica do engenheiro. Estimar o NPSH_{3%} da máquina.

3.7.8 Fato verídico: Ao operar uma bomba hidráulica de fluxo instalada não afogada cerca de 3,0 m, um engenheiro notou que ela não recalrava água. Ao se aproximar da bomba notou um ruído estranho em forma de chiado e que, segundo a sua avaliação, era consequente à entrada de ar devido a falha de vedação no corpo da bomba. A instalação foi desmontada e uma nova vedação montada. Nada se alterou. O engenheiro, então, decidiu substituir todas as vedações da instalação. Nada se alterou. Discutir a ocorrência e dar a solução ao problema. Justificar tecnicamente.

3.7.9 Uma instalação de recalque opera com água à temperatura de 303 K a 700,0 m de altitude e a sua tubulação de sucção impõe uma perda de carga igual a 2,5 m. Calcular a altura de sucção para o ponto de funcionamento dado pela vazão $Q = 500,0 \text{ m}^3/\text{h}$; carga $H = 40,0 \text{ m}$, de forma a não ocorrer cavitação. Admitir 0,5 m como carga adicional de segurança e o coeficiente de Thoma igual a 0,07.

3.7.10 Ao navegar em alta velocidade e à profundidade h_1 um submarino emite ruído devido à ocorrência de cavitação nas pás do(s) hélice(s). Propor e justificar uma alternativa para que o comandante do submarino possa manter a velocidade e eliminar a cavitação nas pás.

3.7.11 Na instalação da figura 3.7.11 ao lado deseja-se saber se há perigo de cavitação para a bomba recalçando $150,0 \text{ dm}^3/\text{s}$. Para esta vazão o NPSH_r é igual a 2,5 m e a bomba está instalada ao nível do mar. Da instalação são conhecidos : diâmetro do conduto de sucção $d_s = 250,0 \text{ mm}$; coef. de perda de carga localizada $k_s = 3,5$; coef. de



perda de carga distribuída do conduto $f = 0,02$; temperatura da água $T = 298$ K. Caso ocorra cavitação, atuar sobre o sistema para eliminá-la.

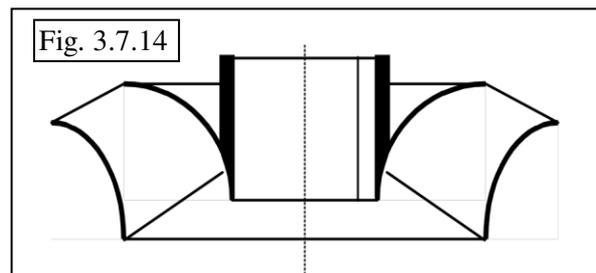
3.7.12 Uma turbina deve operar sob altura de carga 38,0 m; vazão de 140,0 m³/s; cota de instalação de 90,0 m com um rendimento útil igual a 90,0%. Determinar a rotação mais conveniente para que não haja cavitação, satisfazendo as melhores condições técnico-econômicas.

3.7.13 Uma turbina instalada na cota 300,0 m opera no ponto ótimo sob altura de queda igual a 18,0 m e vazão igual a 104,0 m³/s. A temperatura média da água é igual a 297 K. Pretende-se operar a máquina à rotação de 200,0 rpm. Devido aos custos de escavação de um lado e aos custos da máquina de outro, deve-se ter uma altura de sucção próxima de 3,0 metros. Verificar se a instalação proposta é viável e, caso contrário definir a nova rotação para que venha a sê-lo.

3.7.14 Uma bomba hidráulica de fluxo de projeto e execução qualificados apresenta sérios problemas de erosão operando com água limpa e no ponto ótimo, dado por : $H = 12,0$ m; $Q = 0,2$ m³/s; $n = 1750$ rpm ; $\eta = 65$ %.

.1. Expor a possível origem da erosão observada. Justificar a resposta.

.2. A partir da determinação da forma construtiva da bomba, indicar na fig. 3.7.14 ao lado as regiões onde o fenômeno que provoca a erosão se inicia e onde a erosão deve estar ocorrendo. Justificar a resposta.



A partir das informações acima, foram propostas

as possíveis soluções abaixo indicadas. Analisar a sua viabilidade e justificar as suas decisões.

.3. i. Abrir a carcaça da bomba e reduzir o diâmetro externo do rotor em 10 mm.

.4. ii. Aumentar o diâmetro da tubulação de recalque (após a bomba) da instalação.

.5. iii. Aumentar o diâmetro da tubulação de sucção (antes da bomba) da instalação.

3.7.15 Uma bomba hidráulica de fluxo pode ser instalada afogada ou não afogada. A partir destas duas formas de instalação, responder a questão .1 e analisar e justificar a análise para as afirmações .2 e .3 abaixo.

.1. Esboçar uma instalação de bomba não afogada. Indicar na figura e identificar todos os componentes da instalação.

.2. Para uma mesma instalação é sempre mais conveniente ter instaladas bombas não afogadas, pois é assim minimizada a probabilidade de ocorrência de cavitação.

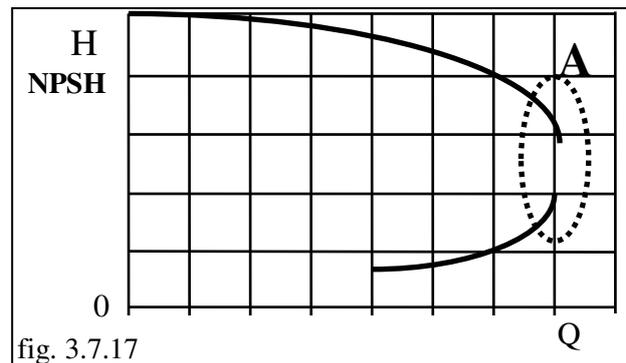
.3. Para uma mesma instalação o aumento de potência do motor elétrico da bomba é um fator de redução do risco de cavitação.

3.7.16 Da História: Durante a segunda guerra mundial os submarinos da Marinha Alemã levaram a pique um elevado número de navios aliados. Com a invenção do radar e do sonar e seu uso exclusivo por parte dos aliados, os submarinos passaram a ser localizados e afundados. Em 1940 apenas 22 submarinos haviam sido destruídos; seu número aumentou para 35 no ano seguinte, 85 em 1942 e em 1943 atingiu-se o máximo de 287 submarinos afundados. Os comandantes navais alemães não conseguiam entender a origem da precisão dos ataques aliados aos seus submarinos por desconhecer os novos métodos de detecção usados pelos aliados. Para uma estória: Na tentativa de reverter a situação um projetista propôs a fabricação de um submarino revolucionário, caracterizado pela alta velocidade de deslocamento, viabilizada por uma hélice de pequeno diâmetro e alta rotação. Pretendia ele permitir aos submarinos atacar e bater em retirada em velocidades superiores às dos destróieres aliados. A flotilha experimental foi aniquilada muito rapidamente.

- .1. Identificar e justificar a única forma construtiva da hélice, comparando-a com a forma construtiva de um rotor de bomba hidráulica de fluxo.
- .2. Discutir os possíveis problemas (hidráulicos) que permitiam a identificação dos submarinos ao trafegar em alta velocidade.

3.7.17 A fig.3.7.17 ao lado mostra as curvas característica $H(Q)$ e de $NPSH(Q)$ de uma bomba hidráulica de fluxo instalada num sistema qualquer. Considerar apenas o trecho ressaltado no destaque **A**.

- .1. Expor e justificar as razões da ocorrência de queda abrupta da carga para um aumento mínimo de vazão.



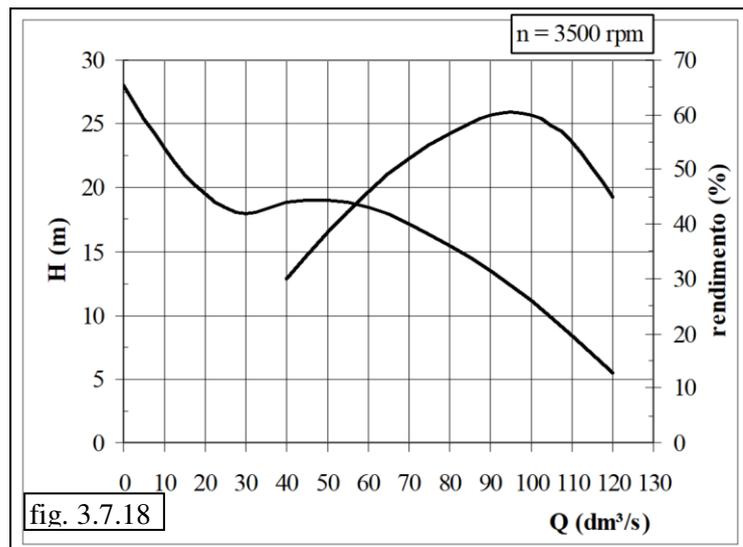
- .2. Pode-se operar a bomba no trecho de curva ressaltado? Por que? Quais as consequências de tal operação?
- .3. Discutir as medidas efetivamente possíveis de serem aplicadas para operar o sistema com a máxima vazão da bomba cujas curvas estão na fig. 3.7.17.

3.7.18 A bomba cujas curvas estão na fig. 3.7.18. foi operada durante longo tempo recalcando vazões ao redor de $120,0 \text{ dm}^3/\text{s}$.

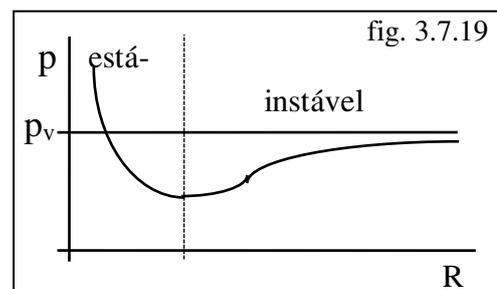
.1. Determinar a forma construtiva do rotor da bomba hidráulica de fluxo em análise. Indicar na figura e justificar os valores usados para os cálculos.

.2. Justificar as conseqüências da operação prolongada da bomba sob $120 \text{ dm}^3/\text{s}$ ou pouco mais.

.3. Após tempo suficiente de operação, o que foi observado no rotor da bomba, em qual região e por que?



3.7.19 A figura 3.7.19. mostra as condições de estabilidade dimensional de uma bolha de vapor de formato esférico, em função da pressão. Apoiado na figura, explique, porque a condição instável apresenta menores riscos de danos por cavitação.



3.7.20 Admitir uma bomba hidráulica de fluxo, BHF, operando segundo as curvas da figura 3.7.20.

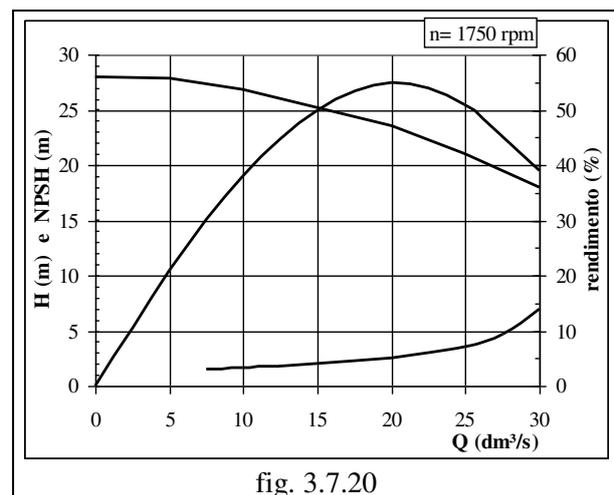
.1. Determinar a forma construtiva ou tipo do rotor da bomba hidráulica de fluxo em análise. Indicar na figura e justificar os valores usados para os cálculos.

.2. A curva da carga absoluta na face de sucção da bomba se inicia na vazão de $7,5 \text{ dm}^3/\text{s}$. Isto significa não ser possível ocorrer cavitação para vazões inferiores a $7,5 \text{ dm}^3/\text{s}$. Justificar a afirmação correta.

.3. Pode-se afirmar que não ocorrerá cavitação

quando a bomba cujas curvas estão indicadas na figura 3.7.20 operar no ponto de máximo rendimento? Justificar a resposta.

.4. Pode-se afirmar que não ocorrerá cavitação quando a bomba operar afogada? Justificar a resposta.



3.7.21 Duas pessoas conversavam sobre um problema técnico. Não havendo concordância entre ambos, você foi procurado para arbitrar a questão.

O problema: **As pás de um rotor de turbina hidráulica, de forma construtiva desconhecida, apresentaram danos de erosão após alguns anos de operação.**

As posições: **A** – só pode ser cavitação **B** – pode não ser cavitação.

.1. A opinião correta é de **A** **B**

.2. Exigidas explicações, você, objetiva e sucintamente, expôs suas razões.

Posteriormente você recebeu os dados a seguir, referentes ao ponto ótimo e às condições operacionais da turbina em questão e esclareceu definitivamente a pendência.

$H = 61,0 \text{ m}$; $\eta = 82 \%$; $D_2 = 450 \text{ mm}$; $n = 650 \text{ rpm}$; $h_v = 0,3 \text{ m}$; $Q = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$

.3. Você escolheu três destes dados para com um parâmetro calculado com eles caracterizar o tipo de rotor da turbina.

.4. A forma construtiva da máquina é:

.5. Com a forma construtiva do rotor conhecida foi possível explicar a origem dos danos.

3.7.22 Uma bomba foi operada durante longo tempo recalando vazões ao redor da máxima encontrada em sua curvas características, H_xQ e $NPSH_xQ$.

.1. Quais as possíveis consequências, para a bomba, desta condição de operação? Por que?

.2. O que foi observado no rotor da bomba após a sua desmontagem, em qual região e por que ?

.3. Por que ocorre uma queda abrupta da carga para um aumento mínimo de vazão, quando ultrapassada a vazão máxima da bomba?

3.8. Bibliografia

CHAPMAN, R.B., PLESSET, M.S. Nonlinear Effects in the Collapse of a Nearly Spherical Cavity in a Liquid, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, mar. 1972, p. 89-96 **American Society of Mechanical Engineers**, 1972

D'AGOSTINO, L., SALVETTI, M. A. (Ed.) **Fluid Dynamics of Cavitation and Cavitating Turbopumps** Springer, Viena, 2007, 351 p.

DURRER, H. Cavitation Erosion and Fluid Mechanics **Sulzer Tecnical Review**. Winterthur, vol. 68, mar. 1986, p. 55-61, 1986.

EISENBERG, P **Cavitation** (filme) Encyclopaedia Britannica, Chicago, 1969.

EISENBERG, P **Cavitation** (video)

https://www.youtube.com/watch?v=K_w3gcvA87I&list=PL0EC6527BE871ABA3&index=16&feature=plpp_video

GIBSON, D.C. The Kinetic and Thermal Expansion of Vapor Bubbles, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, mar. 1972, p. 142-146 **American Society of Mechanical Engineers**, 1972

GREIN, H. Cavitation – an Overview **Sulzer Research Number 1974** p. 87-111, 1974

HANSEN, A. T., KALIDE, W. **Kraft- und Arbeitsmaschinen** Carl Hanser, Muenchen, 1971

HERGT, P. **Cavitation in Centrifugal Pumps** KSB, Frankental, ?, 11 p.

HOLL, J.W. Nuclei and Cavitation, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, dec. 1970, p. 681-688 **American Society of Mechanical Engineers**, 1970

ISAY, W.H. **Kavitation** Schiffarts, Hamburg, 1981

KLING, C.L., HAMMITT, F.G. A Photographic Study of Spark-Induced Cavitation Bubble Collapse, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, dec. 1972, p. 825-833 **American Society of Mechanical Engineers**, 1972

LOGAN, E, JR. (ed.) **Handbook of Turbomachinery** Marcel Dekker, N. York, 1994

MACINTIRE, A. J. **Máquinas Motrizes Hidráulicas** Guanabara Dois, R. de Janeiro, 1983

PLESSET, M.S. Temperature Effects in Cavitation Damage, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, sep. 1972, p. 559-566 **American Society of Mechanical Engineers**, 1972

PFLEIDERER, C., PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo** Livros Técnicos e Científicos, R.J., 1979

RAABE, J. **Hydraulische Maschinen und Anlagen** VDI, Duesseldorf, 1989

RAABE, J. **Hydro Power** VDI, Duesseldorf, 1985

SMITH, R.H., MESLER, R.B. A Photographic Study of the Effect of an Air Bubble on the Growth and Collapse of a Vapor Bubble Near a Surface, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, dec. 1972, p. 933-942 **American Society of Mechanical Engineers**, 1972

STEPANOFF, A. J. Cavitation in Centrifugal Pumps with Liquids other than Water, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, jan. 61, p. 79-90 **American Society of Mechanical Engineers**, 1961

STEPANOFF, A. J. Cavitation Properties of Liquids, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, apr. 64, p. 195-200 **American Society of Mechanical Engineers**, 1964

SUEZAWA, Y. et al. Studies in Cavitation Erosion, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, sep. 1972, p. 521-532 **American Society of Mechanical Engineers**, 1972