

---

# Ensaio de Cavitação nas Bombas Hidráulicas

ENG. BELA PETRY\*

---

\* Engenheiro Consultor diplomado pela Escola Politécnica da Universidade de Budapeste.

## 1 — INTRODUÇÃO

Nas primeiras décadas deste século, várias das primeiras turbinas Kaplan instaladas manifestaram graves distúrbios, tais como: ruídos excessivos, vibrações, queda de rendimento e desgaste rápido de algumas partes da turbina. A intensidade dos distúrbios chegou, em alguns casos, a impedir a utilização da máquina.

Fenômenos semelhantes foram observados nas bombas hidráulicas de fluxo, particularmente nas bombas de alta rotação específica, i.é, nas bombas axiais e mistas, bombas estas que surgiram após a invenção da turbina Kaplan. O esclarecimento destes fenômenos tornou-se imperativo.

O modo de aparição destes fenômenos, como ruído, oscilações de pressão, de vazão, de potência, levou os técnicos ao reconhecimento de que o escoamento através da bomba entrava em estado crítico, não obedecendo mais as regras habituais.

Já nos anos 1930-31 foram realizadas experiências com três bombas axiais de 7 m<sup>3</sup>/s de vazão, instaladas na elevatória de drenagens Seru, e, nos anos 1931-32, com três bombas iguais da elevatória de irrigação Abu el Mena, ambas no Egito.

A foto 1.a. mostra uma destas bombas ao lado do modelo reduzido, que serviu para os ensaios de laboratório. A fotografia 1.b. mostra os rotores destas bombas. O projeto, os ensaios do modelo, assim como a fabricação das três primeiras bombas, foram efetuados nos anos 1926-1929 na fábrica fornecedora: GANZ & CIA., Budapeste. Montagem e ensaios, inclusive testes de cavitação (veja item 2), foram executados pelo pessoal da firma Ganz & Cia.

Os ensaios de recepção e o início do serviço regular da estação elevatória ocorreram nos anos 1930-31.

A bomba representada pela foto 1.a. era uma bomba bastante grande na época. De execução robusta (peso de uma bomba: ca. 100 toneladas), carcaça do tipo bipartida com duas curvas de sucção, difusor em forma de espiral (secção de saída de 2400 mm Ø), era de construção semelhante às grandes bombas centrífugas desenvolvidas no fim do século XIX e no começo do século XX e instaladas em sistemas de drenagem e de irrigação, acionadas por máquinas a vapor de baixa rotação (40-100 rpm) que eram, nessa época, disponíveis para este tipo de serviço.

A foto 2 representa três bombas axiais, para montagem com eixo vertical de difusor axial e dotadas de dispositivo de regulação do ângulo das pás do rotor durante a operação, permitindo a variação da vazão de 3,5 m<sup>3</sup>/s a 7 m<sup>3</sup>/s, com rendimentos acima de 80%. O projeto e a fabricação foram realizados no ano 1939, pela mesma firma. (6)

As fotos 1.a. e 2 testemunham o desenvolvimento das bombas axiais dentro de um período de cerca de 10 anos.

A foto 1.c. obtida na ocasião da realização dos serviços de manutenção, cerca de 18 anos após o início do serviço regular das bombas (foto 1.a.) mostra uma pás perfurada por efeito de cavitação. As pás, de aço fundido, foram recondiçionadas por soldagem.

## 2 — O FENÔMENO DE CAVITAÇÃO

Durante as experiências mencionadas no item 1, foi observado que, em certas condições,

o funcionamento da bomba entrava num estado crítico, caracterizado por ruído e vibração. Foi observado também que o ruído e a vibração podiam ser minimizados e até eliminados pela introdução de pequena vazão de ar através de uma torneira instalada no tubo de sucção. O ar, sendo muito mais leve do que a água, escoou do interior da bomba para os locais de baixa pressão, após o que se encaminha, com o escoamento principal, para os locais de pressão mais elevada, sendo aí comprimido, suavizando os ruídos.

Surgiu então a idéia de que a causa do fenômeno era o repetido ciclo de evaporação e condensação da água. A introdução de ar, geralmente, não deve ser considerada como remédio contra a cavitação; no caso, meramente possibilitou o esclarecimento do fenômeno. A introdução do ar poderá ser prejudicial, se as partes da bomba expostas à cavitação não tiverem sido fabricadas em aços-ligas especiais, pois o oxigênio dissolvido no ar pode enfraquecer a superfície metálica da bomba e o desgaste pelo efeito mecânico da condensação da água torna-se mais rápido.

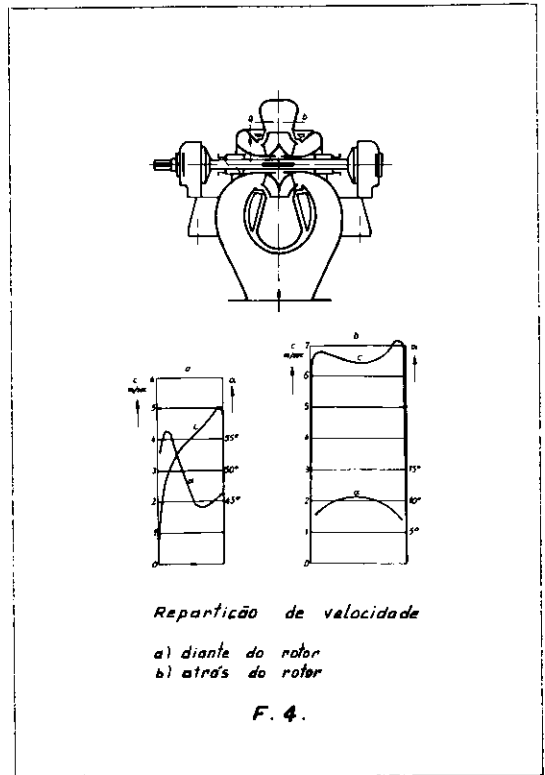
As observações expostas permitem conceituar o fenômeno do seguinte modo (6):

Quando, num determinado local de uma bomba em operação, a pressão atinge o valor da pressão de vapor do líquido bombeado, então neste local o líquido entra em ebulição e começa a evaporar-se. As bolhas de vapor, ultrapassando o lugar de baixa pressão e encaminhando-se para a região de pressão mais elevada, condensam-se e o líquido ocupa o vazio deixado pelas bolhas, podendo atingir também as superfícies metálicas da bomba, provocando, como conseqüência, a erosão do local.

Um ensaio bastante simples permite a visualização e a compreensão do fenômeno:

Um recipiente contém água à temperatura ambiente e pressão atmosférica. Um tubo conduzindo vapor de água é mergulhado no recipiente com a extremidade inferior aberta, permitindo o borbulhamento de vapor que, ao condensar, provoca ruído bem semelhante ao que acompanha o funcionamento de uma bomba em cavitação.

O processo de cavitação é acompanhado de outros processos irreversíveis que se fanifestam pela diminuição mensurável da potência útil ou do rendimento da bomba. Dignos de mencionar são os vários ensaios que demonstraram uma pequena atenuação dos efeitos da cavitação (5.6.). Provavelmente este efeito é obtido quando as bolhas de vapor, de pequeno tamanho, permitem a homogeneização do fluxo, reduzindo as velocidades maiores e aumentan-



do as velocidades menores na secção onde a cavitação se inicia.

A cavitação é um dos fenômenos mais importantes nas bombas hidráulicas de fluxo e embora a sua descrição, assim como a sua definição, já exista há mais de 40 anos, não foi estabelecido até hoje nenhum método adequado e eficaz para o seu controle. A literatura sobre o problema, cultivada pelos melhores especialistas do ramo (7. 8. 9.) é muito rica em trabalhos valiosos mas não fornece, ainda, os métodos exatos para a prevenção do fenômeno.

Pergunta-se por quê:

a) Será por causa das diversidades entre os sistemas utilizados?

b) Será que as definições de conceito atualmente utilizadas não são suficientemente claras?

c) Será que os esforços e ambições são concentrados no sentido de estabelecer um pré-cálculo teórico completo de escoamento através da bomba, em vez de elaborar um método simples e de fácil compreensão para obter resultados satisfatórios por meio de ensaios?

d) Será que as fórmulas básicas e os métodos de ensaios de cavitação, sendo inutilmente complicados, atrasam o desenvolvimento dos métodos para o controle do fenômeno?

### 3 — REVISÃO DE CONCEITOS

O objetivo deste trabalho é o de recomendar métodos para o controle e a prevenção da cavitação nas bombas hidráulicas de fluxo. Será obtido procurando responder às perguntas a), b), c) e d) anteriores.

Para responder a estas perguntas deverão ser analisados os conceitos básicos relacionados com o fenômeno de cavitação.

#### 3.1 — Pressão. O problema de variação da pressão atmosférica

Na norma ABNT (2) a pressão ( $p$ ) é medida na escala absoluta e definida como a soma da pressão atmosférica, cuja indicação é dada pelo barômetro ( $p_b$ ) e a pressão manométrica ou efetiva ( $p_g$ ) cuja indicação é dada pelo instrumento de medida da pressão efetiva. Pressões manométricas superiores à atmosférica (indicação dada por manômetro) são positivas; pressões manométricas inferiores à atmosférica (indicação dada por vacuômetro) são negativas.

Ocorre, portanto, segundo a norma ABNT (2), que a pressão sendo medida na escala absoluta será sempre positiva. Não é necessária a distinção entre "bomba com sucção" e "bomba afogada" ou entre altura de sucção e altura de admissão. Só fica a admissão.

Nos ensaios de desempenho de bombas hidráulicas de fluxo, os valores de pressão são referidos a um plano horizontal dito "plano de referência". Com relação aos ensaios de cavitação, a definição do plano de referência conforme a norma ISO (3) é particularmente vantajosa. Conforme esta norma, o plano de referência é "o plano horizontal que passa pelo centro do círculo descrito pelo ponto exterior das arestas do rotor". No caso de bombas com rotor de duas entradas, "o plano de referência é o plano horizontal que passa pelo centro superior". "O fornecedor da bomba deve indicar a posição exata deste plano de referência, fixando-o com a geométrica da bomba".

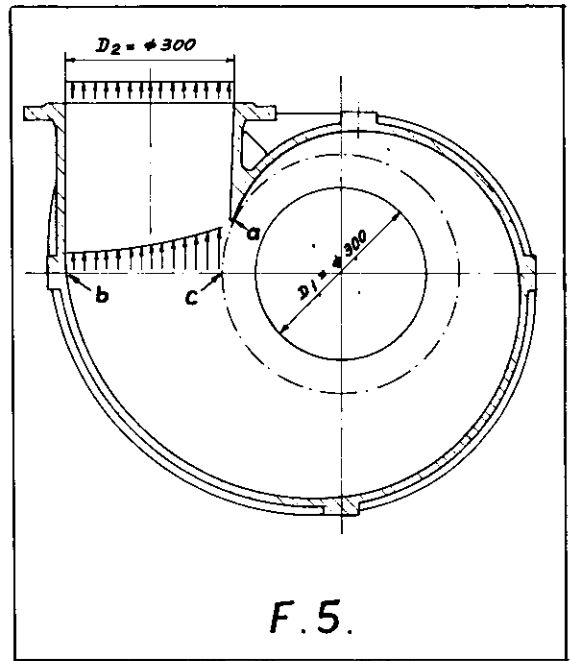
"z, designa a diferença entre a cota de um plano horizontal qualquer, considerado relativamente ao plano de referência. Seu valor é:

— positivo quando o plano considerado fica acima do plano de referência,

— negativo quando o plano considerado fica abaixo do plano de referência."

Para o controle do desempenho da bomba, os valores de pressão na secção de entrada  $p_1$  e na secção de saída  $p_2$  são observados. Por esta razão sejam as definições da norma ISO (3) complementadas com as seguintes definições:

Plano considerado de entrada da bomba é o plano horizontal, que passa pelo centro geo-



métrico da secção de entrada. Diferença entre a cota deste plano e a cota de referência é  $z_1$ .

Plano considerado de saída da bomba é o plano horizontal que passa pelo centro geométrico da secção de saída. Diferença entre a cota deste plano e a cota do plano de referência é  $z_2$ .

Quando se efetuar o ensaio de cavitação, a pressão na secção de entrada da bomba  $p_1$  deve ser transferida para o plano de referência. A pressão transferida  $p_1^*$  será

$$p_1^* = p_1 + \gamma (z_1)$$

$\gamma$  é o peso específico do líquido bombeado;  $z_1$  será positivo se o plano considerado da secção de entrada situar-se acima do plano de referência, e negativo em caso contrário.

A pressão transferida  $p_1^*$  pode ser determinada diretamente, se o manômetro for colocado no plano de referência e se o tubo de ligação entre a tomada de pressão e o manômetro estiver cheio de líquido idêntico ao bombeado.

Se uma mesma bomba puder ser instalada com eixo horizontal, vertical ou inclinado, então os valores de " $\Delta p$ " (veja item 3.3) obtidos com uma das montagens poderão ser utilizados para outras montagens, desde que o plano de referência não se altere. Em outras palavras, a bomba pode ser girada para qualquer posição ao redor de um ponto fixo. Este ponto fixo é o centro do círculo descrito pelo ponto exterior das arestas de entrada do rotor.

Quando se tratar da diferença de pressão entre a secção de saída  $p_2$  e a secção de entrada  $p_1$ , e mantendo-se o plano de referência, a diferença entre as pressões será:

$$p_2^* - p_1^* = [p_2 + \gamma(z_2)] - [p_1 + \gamma(z_1)] = (p_2 - p_1) + \gamma[(z_2) - (z_1)]$$

onde, como vimos, tanto  $z_1$ , como  $z_2$  poderão ser positivos e negativos.

A diferença de pressão ( $p_2 - p_1$ ) pode ser determinada com uma leitura só, sem o emprego das correções de transformação  $\gamma(z_2)$  e  $\gamma(z_1)$ , por um manômetro diferencial, se os tubos de ligação entre os dois pólos do manômetro e as duas tomadas de pressão estiverem cheios de líquido idêntico ao bombeado. O manômetro diferencial pode ser colocado em qualquer nível suficientemente baixo para evitar depressões exageradas nos tubos.

### 3.2 — O conceito de energia específica

A norma brasileira (2) define a "altura" com símbolo "h", como sendo a energia por unidade de **peso** do líquido. Assim sendo, o conceito está ligado com a aceleração de gravidade "g". Na norma, o valor é considerado constante,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ . A norma (2) fornece a relação entre "altura" e a pressão pelo conceito **altura de pressão** " $h_p$ " sendo,  $h_p = p/\gamma$  ou  $p = \gamma h_p$  onde  $\gamma$  é o peso específico do líquido.

A **altura de velocidade** " $h_v$ " é definida por:

$$h_v = \frac{v^2}{2g} \quad \text{ou} \quad v = \sqrt{2gh}$$

Quando, na norma brasileira, o sistema internacional (S.I.) vigorar, então o conceito de peso específico será eliminado e no seu lugar entrará o conceito da "densidade", conforme a relação:

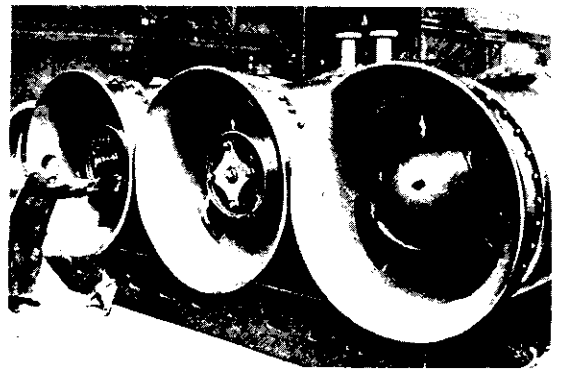
$$\gamma = g \cdot \rho \quad \text{ou} \quad \rho = \frac{\gamma}{g}$$

O conceito "altura" será eliminado e no seu lugar entrará o conceito de **energia específica** " $Y$ ", fisicamente entendida como energia por unidade da **massa** do **líquido**. Assim, ao invés de altura de pressão, temos a energia de pressão (ou energia potencial):  $Y_p$ .

$$Y_p = p/\rho \quad \text{ou} \quad p = \rho Y_p$$

e, ao invés de altura de velocidade, teremos a energia de velocidade (ou energia cinética):  $Y_v$ .

$$Y_v = \frac{v^2}{2} \quad \text{ou} \quad v = \sqrt{2Y_v}$$



A norma ISO (3) adota o sistema internacional (S.I.), mas conserva, em paralelo, o conceito altura também. Elimina o conceito peso específico, mas em seu lugar usa o produto: aceleração de gravidade com valor de  $g = 9,81 \text{ m/\rho}^2$  vezes a densidade

$$\rho = g \rho$$

A norma DIN (4) adota o Sistema Internacional, mas inclui os conceitos, símbolos, unidades do sistema técnico também. Portanto nessa Norma, ainda, é necessário o uso da aceleração da gravidade.

### 3.3 — Queda de pressão na bomba

No escoamento através da bomba hidráulica de fluxo sempre ocorre uma queda de pressão a partir da seção de entrada para o rotor. A diferença entre a pressão de entrada e a menor pressão, que ocorre no rotor, denomina-se **Queda de Pressão na Bomba** e indica-se com o símbolo  $\Delta p$ .  $\Delta p$  é uma qualidade da bomba.

Para melhor entendimento, convém comparar  $\Delta p$  com o rendimento  $\eta$  que é também uma qualidade da bomba:

$\Delta p$  caracteriza a capacidade de sucção;  $\eta$  caracteriza a economia em relação com a energia utilizada pela bomba.

$\Delta p$  e  $\eta$  ambos têm valores variáveis, de um lado em função da vazão e, de outro, em função da rotação. A determinação dos valores de  $\Delta p$  e de  $\eta$  é realizado por ensaios, pois não existem ainda precálculos válidos para a determinação teórica.

A determinação dos valores de  $\Delta p$  é mais complicada, porque é ligada com um funcionamento crítico da bomba, enquanto os ensaios de rendimento se realizam em funcionamento regular da bomba.

Qualitativamente, quanto maior é  $\eta$  maior a economia operacional da bomba e quanto menor é  $\Delta p$  maior será a capacidade de sucção.

A cavitação só é perceptível através de seus efeitos; portanto os ensaios de cavitação devem ser realizados no regime instável de cavitação, num regime crítico de funcionamento.

A cavitação começa quando a menor pressão no rotor cai até o valor da pressão de vapor do líquido bombeado " $p_v$ ".

Reduzindo a pressão de entrada da bomba  $p_1$ , cujo valor durante os ensaios é observado (ou aumentando a pressão de vapor saturado do líquido  $p_v$  pelo aquecimento controlado do líquido) a cavitação pode ser provocada na bomba. Deste modo a  $\Delta p$  pode ser determinada como a diferença entre a pressão de entrada  $p_1$  [respectivamente  $p_1^*$ , veja item 3.1.] e a pressão de vapor do líquido bombeado  $p_v$ .

Ou seja:

$\Delta p = p_{1 \text{ min}} - p_v$   
ou, em expressão adimensional,

$$\Delta p = \frac{\Delta p}{p_{1 \text{ min}}} = 1 - \frac{p_v}{p_{1 \text{ min}}}$$

Os ensaios de cavitação (11) demonstram que a diferença entre os resultados calculados por meio de fórmulas existentes e os resultados obtidos pelos ensaios podem divergir tanto que a comparação entre os resultados do ensaio e do cálculo só pode servir para a classificação da bomba em relação à sua capacidade de sucção (8).

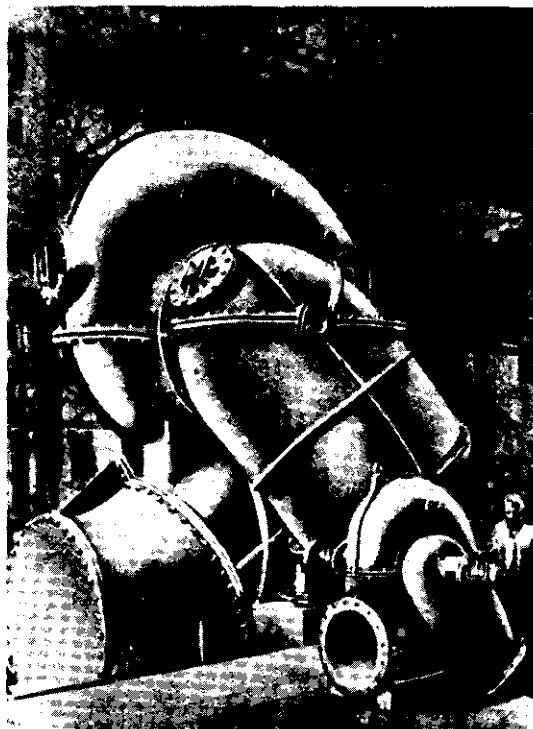
#### 4 — A IMPORTANCIA DOS ENSAIOS DE BOMBAS

Um especialista em bombas pode calcular e projetar uma bomba para uma determinada aplicação com a ajuda da literatura e dos próprios conhecimentos recolhidos na sua função profissional. Ele sabe de antemão que a bomba projetada atenderá com boa aproximação aos objetivos desejados, mas conhecerá realmente a bomba, seu produto, somente quando a experimentar por ocasião dos ensaios de classificação.

Os ensaios executados com uma determinada rotação fornecem valores que geralmente são representados em função da vazão, como curvas características de altura, rendimento, etc. Executado o mesmo procedimento com outras rotações, o desempenho da bomba fica conhecido na sua completa área de aplicação. Esses ensaios de classificação possibilitam a comercialização da bomba com dados característicos garantidos.

Os ensaios de recepção (ensaios de confirmação dos dados garantidos) são essencialmente a repetição de uma parte dos ensaios de classificação.

Os numerosos valores obtidos pelos ensaios podem servir, com a ajuda da literatura, para abrir caminho para:



a) determinar a correção de valores se as condições dos ensaios de recepção divergirem dos ensaios de classificação (9);

b) estabelecer valores empíricos visando melhorar os projetos de futuros tipos de bombas, principalmente da mesma série.

#### 5 — ENSAIOS DE CAVITAÇÃO DA BOMBA

O comportamento em relação à cavitação, i.é., a capacidade de sucção, não é menos importante do que qualquer outra qualidade da bomba. A tarefa é determinar os valores de  $\Delta p$  da bomba para o campo completo da sua aplicação.

Até se iniciar o fenômeno de cavitação, ainda não existe nenhum efeito perceptível. Diminuindo sucessivamente a pressão de entrada, os efeitos de cavitação aparecem e sua intensidade aumenta sucessivamente. Para uma rotação constante  $n_1$ , uma vazão escolhida  $Q_1$ , a determinação da  $\Delta p$  exige várias regulações do sistema de ensaio e várias leituras dos instrumentos. Forma contraste com a determinação dos outros valores da bomba, onde só uma regulação e só uma leitura são necessárias. Por esta razão é muito importante que o método de ensaio de cavitação seja o mais simples possível.

A norma ISO (3) determina métodos em três alternativas para ensaios de cavitação. Este trabalho recomenda só uma delas, a qual

é a mais compreensível e a mais simples. Este método é o seguinte: Reduzir a pressão de entrada  $p_1$  até a proximidade do início de cavitação pré-calculada, abrir o registro do tubo de recalque para reconduzir a vazão ao valor de  $Q_1$ . Medir a pressão de entrada  $p_1$  e a diferença de pressão  $(p_2 - p_1)$ . Para a determinação do valor da  $(\Delta p)_1$  a vazão  $Q_1$  é mantida constante. Repetir o mesmo procedimento até que uma diminuição da diferença  $(p_2 - p_1)$  atinja ou ultrapasse um valor prescrito como limite. Com esta simplificação e a utilização de um único método de ensaio, seguindo as definições dos itens 3.2 e 3.3, os ensaios de cavitação da norma ISO (3) passariam para a seguinte redação simplificada: "Uma margem de segurança a convir no contrato deve ser acrescentada à  $\Delta p$ . Uma margem desta, que produz uma queda de  $(3+x)\%$  na potência útil da bomba trabalhando com uma vazão  $Q_1$  constante. O valor de  $x$  (adimensional) será:

$$x = 1/2 \omega Q^{1/2} \rho^{3/4} \frac{1}{(P_2 - P_1)^{3/4}}$$

com  $\omega$ , velocidade angular  $vd/s$ . Resultado valores para  $(3+x)\%$  da ordem de 3,2 a 5,5%. A  $\Delta p$  determinada pelo ensaio deve ser inferior à  $\Delta p$  garantida."

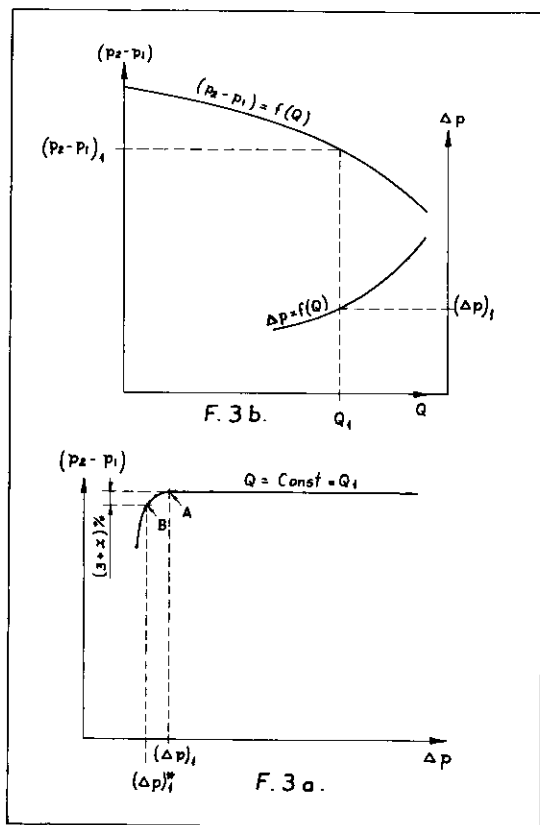
"Para decidir a margem de segurança é necessário levar em conta o tipo da bomba, o número de estágios, as propriedades físicas do líquido a bombear, os materiais de construção da bomba, assim como as condições de funcionamento previstas."

Este trabalho sugere acrescentar à prescrição anterior o seguinte:

As várias regulações e várias leituras durante o ensaio de cavitação realizado com  $Q_1$ , e  $\eta_1$  constante, fornecem vários pontos de uma diferença  $(p_2 - p_1)$  em função da  $\Delta p$ . Traçando a curva por estes pontos (F.3a.) geralmente é possível achar com bastante nitidez um ponto A, onde a parte reta da curva se junta tangencialmente com a parte descendente. A parte reta representa o regime de funcionamento isento de cavitação e a parte descendente, o regime de cavitação. A abscissa do ponto A fornece o valor  $\Delta p = (\Delta p)_1$ , início da cavitação. A abscissa do ponto B fornece o valor  $\Delta p = (\Delta p)^*$ , para uma perda de energia de  $(3+x)\%$ . Com este método a margem de segurança pode ser definida como a diferença:

$$(\Delta p)_1 - (\Delta p)_1^*$$

F.3b. fornece a diferença de pressão  $(p_2 - p_1)_1$  para a vazão  $Q$  e apresenta um ponto da curva  $\Delta p = f(Q)$  com as coordenadas:  $Q_1$  e  $(\Delta p)_1$ .



## 6 — O ESCOAMENTO ATRAVÉS DAS BOMBAS HIDRÁULICAS DE FLUXO

Pormenores práticos do escoamento:

Bombas idênticas (do mesmo tipo) podem ser colocadas em sistemas hidráulicos com tubulação de admissão, e de recalque diferentes. Por esta razão, a bomba é limitada entre as suas secções de entrada e de saída (1). A entrada e a saída da bomba devem corresponder às normas de tubos.

O escoamento através da bomba começa na secção de entrada onde recebe do tubo de admissão o líquido com uma pressão média  $p_1$  e uma velocidade média  $v_1$ .

O escoamento continua com o percurso da secção de entrada da bomba até a entrada do rotor da bomba. Este caminho é bem diferente nos diversos tipos de bombas: com entrada axial, entrada radial, bombas bipartidas com rotor de dupla entrada, etc.

A foto 4 mostra o corte representativo de uma bomba bipartida com rotor de dupla entrada com as curvas de velocidade "c" e de ângulos "c" para o fluxo antes do rotor "a" e depois do rotor "b". "c" e "c" são valores empíricos, utilizados no método de aproximação para resolver o problema do fluxo tridimensional na bomba. O método consiste da substituição de fluxo tridimensional do líquido real por

dois fluxos bidimensionais do líquido ideal. Os ensaios deverão indicar se os dados de partida (as curvas "c" e "C") para os cálculos estão corretos, ou como estes dados devem ser modificados para que o projeto de um outro rotor fique coerente com o escoamento real na admissão e na saída do rotor.

Em geral a área da secção de entrada da bomba é grande, i.é, a velocidade  $v_1$  é pequena nessa secção relativamente à velocidade na entrada do rotor. Normalmente é essencial que a perda na tubulação de admissão seja pequena. Projetando uma secção de entrada de área relativamente grande, a bomba pode ser ligada diretamente ao tubo de admissão sem o emprego de uma peça de redução externa à bomba (questão de economia). Como a transformação de energia de pressão em energia de velocidade (efeito de bocal) pode ser feita com bom rendimento, convém incluir a redução na parte de admissão da carcaça da bomba.

O projeto da parte de admissão, i.é, o caminho entre a secção de entrada da bomba e a secção de entrada do rotor, merece muito cuidado, pois influi essencialmente na capacidade de sucção da bomba, i. é. em  $\Delta p$  (9).

No rotor ocorre a transformação de energia mecânica, aumentando o conteúdo energético do líquido, i.é, sua energia de pressão, acompanhada forçosamente do aumento da energia de velocidade.

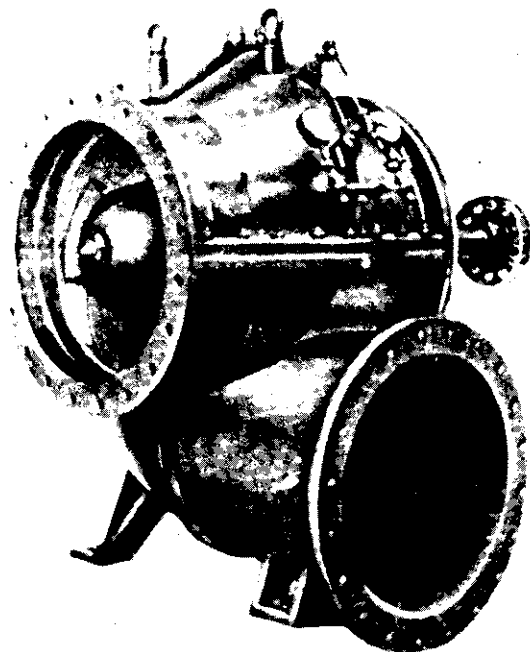
O escoamento continua no difusor, onde ocorre a transformação de uma parte da energia de velocidade, recebida durante o escoamento através do rotor, em energia de pressão. Para esta transformação o difusor apresenta as seguintes formas executivas:

a) **Difusor na forma espiral:** estende-se da aresta da lingueta do corpo espiral "a" até a secção final b-c (F.5).

Com a secção b-c começa a parte de ligação entre o difusor e a secção de saída da bomba.

A F.5 que representa o corpo espiral de uma bomba semi-axial (bomba mista) com alta rotação específica, mostra a repartição bastante heterogênea da velocidade na secção b-c. A ligação entre a parte espiral e a secção de saída deve ser feita de maneira que na secção de saída a repartição seja possivelmente homogênea. Desta tendência resulta que nas bombas de alta rotação específica (bombas semi-axiais e axiais) o diâmetro das secções de entrada e de saída são iguais e assim a componente correspondente ao ganho de energia de velocidade é nula e não contribui como energia útil.

b) **Difusor na forma de coroa de guia.** A maior parte da transformação de energia ocor-



re nesta parte da carcaça da bomba. Com respeito à parte seguinte, que tem a finalidade de conduzir o líquido saindo da coroa de guia até a secção de saída da bomba, prevalecem no projeto a economia no custo de fabricação e o aspecto estético da máquina, resultando uma secção de saída relativamente grande.

Finalmente, na secção de saída da bomba o líquido escoa com uma pressão de  $p_2$  e uma velocidade  $v_2$ .

O escoamento através da bomba como acima descrito é tridimensional. As partículas do líquido (10) chegando do tubo de admissão passam pelos diversos pontos da secção de entrada da bomba com velocidades que diferem entre si em valor e em direção e diferem da velocidade média  $v_1$  e, aí, as pressões também diferem entre si e da pressão média  $p_1$ . As variações nos valores das velocidades e das pressões, a instabilidade da camada limite nas diversas partes da bomba, a influência do número Reynolds, ou melhor do "número Reynolds da própria bomba" (2), a influência mútua entre a parte de admissão, o rotor e difusor, dificultam, até o presente, o estabelecimento do cálculo teórico completo do escoamento na bomba.

## 7 — CONCLUSÕES

Com a finalidade de acelerar o desenvolvimento do controle de cavitação nas bombas hidráulicas de fluxo, este trabalho sugere o seguinte:

- 7.1 — Aceitar a pressão absoluta com o conceito "pressão" (item 3.1).
- 7.2 — Aceitar as definições e fórmulas altura e energia específica (item 3.2).
- 7.3 — Aceitar a "queda de pressão" " $\Delta p$ " como uma qualidade da bomba indicativa da ocorrência do fenômeno da cavitação (item 3.3).
- 7.4 — Aceitar os limites de cavitação assim como o procedimento para os ensaios de cavitação nas bombas hidráulicas de fluxo descrito no item 5, não incluindo, portanto, o termo correspondente à velocidade  $v_c$ .

---

**BIBLIOGRAFIA**

1. NORMA ABNT N.º P-TB-68 1970.
  2. NORMA ABNT N.º P-MB-778 1975
  3. NORMA ISO N.º 2548 1973
  4. NORMA DIN N.º 1944 1968
  5. HIDRAULIC INSTITUTE STANDARDS 1969
  6. Petry, B. — **Bombas para drenagem e para irrigação contra enchentes e contra secas**, Budapeste, 1942.
  7. Pfleiderer, C — **Stroemungsmaschinen**, Berlin/Goettingen/Heidelberg, 1952
  8. Ruetschl, K. — **Die Pflleiderer-Saugzahl als Gutegrad der Saugfaehigkeit von Kreiselpumpen**. Schweizerische Bauzeitung, 1960
  9. Stepanoff, A. — **Radial und Axialpumpen**, Berlin/Goettingen/Heidelberg, 1959
  10. Pekrun, — **Entwicklungstendenzen bei den Zentrifugalpumpen PUMPS-POMPES-PUMPEN**, 1971 junho
  11. Schmiedl, E. — **Untersuchungen an einer Halbaxialen Spiralgehaeuse-pumpe mit Laufraedern verschiedener Schaufelzahl und Austrittswinkel**. Dissert, Technische Hochschule Braunschweig, 1971
  12. Nyiri, A. — **Projeto de rotores das máquinas hidráulicas**. Comunicações GANZ-MAVAG, Budapeste, 1969.
- 

