

# Recirculação em bombas centrífugas \*

(\*\*) WARREN H. FRASER  
ENG<sup>o</sup> HIDRÁULICO CHEFE  
WORTHINGTON DIVISION  
McGRAW-EDISON COMPANY  
HARRISON, NJ, USA

## RESUMO

O fenômeno da recirculação nas bombas centrífugas é uma inversão do escoamento na entrada (sucção) ou na saída (descarga) das palhetas do rotor. Através de análises e testes é possível determinar o tipo de escoamento que deve existir para que se produzam os resultados observados e prever o ponto de recirculação. Todos os rotores apresentam um ponto de recirculação na sucção e outro ponto de recirculação na descarga, ambos bem definidos e, dependendo do tamanho e velocidade da bomba, os efeitos de recirculação podem ser bastante danificadores não só com respeito à operação como também para a vida do rotor e da carcaça. Os sintomas associados com a recirculação são bastante específicos e estão listados junto com o mecanismo causador do sistema. Muitos destes problemas podem ser evitados quando da especificação ou projeto, se forem empregadas velocidades específicas de sucção ( $S_s$ ) com valores baixos e limitando a faixa de

operação da bomba a vazões acima do ponto de recirculação.

## NOMENCLATURA

$B_2$  — largura da passagem hidráulica do rotor no diâmetro externo (descarga).

$C_{m2}$  — velocidade meridiana na descarga do rotor.

$D_1$  — diâmetro do olho do rotor.

$D_2$  — diâmetro externo do rotor (descarga).

$F_1$  — área entre as palhetas na sucção do rotor (normal à velocidade meridiana média).

$F_2$  — área entre as palhetas na descarga do rotor (normal à velocidade meridiana média).

$h_1$  — diâmetro do cubo do eixo na região do olho do rotor.

$U_1$  — velocidade periférica no olho do rotor.

$U_2$  — velocidade periférica na descarga do rotor.

$v_e$  — velocidade axial do fluido no olho do rotor.

$\beta_1$  — ângulo do diagrama vetorial de entrada (sucção ver fig. 5).

$\beta_2$  — ângulo do diagrama vetorial de saída (descarga — ver fig. 5).

$N_s$  — velocidade específica.

$S_s$  — velocidade específica de sucção.

NPSH — carga hidráulica (altura) na sucção.

## INTRODUÇÃO

Recentemente, um dos problemas mais freqüentes e intrigantes encontrados nas bombas centrífugas é o da recirculação. A recirculação pode ser definida como uma reversão do escoamento nas extremidades das palhetas, tanto na entrada (sucção) como na saída (descarga). Vários pesquisadores observaram e relataram a existência de uma reversão do escoamento no olho do rotor sob certas condições de operação da bomba. Outros observaram e relataram a existência de uma reversão na descarga do rotor sob certas condições de operação da bomba. Embora estas observações se situem, cronologicamente, espalhadas pelos últimos 20 anos, houve pouco interesse em estudar a recirculação como problema que afetasse seriamente a operação das bombas.

(\*) Apresentado no Winter Annual Meeting da American Society of Mechanical Engineers Washington, DC, USA 15 a 20 de novembro de 1981.

(\*\*) Traduzido por Guilherme M. Rodrigues, Eng<sup>o</sup> Hidráulico Senior, Worthington Bombas Ltda.

Sabemos que as instabilidades e danos por cavitação na extremidade de sucção das palhetas que não possam ser associadas à falta de NPSH são causadas pela operação da bomba na zona de recirculação da sucção. Também ficou assente que os danos por cavitação na extremidade de descarga das palhetas do rotor é atribuída à operação na zona de recirculação da descarga.

É importante que se faça distinção entre recirculação da sucção e da descarga — distinção esta importante na análise da operação e do projeto da bomba. A vazão à qual ocorre a recirculação de sucção é dependente do projeto da entrada do rotor (sucção); a vazão à qual ocorre a recirculação da descarga é dependente do projeto da saída do rotor (descarga). A carcaça influi na intensidade da recirculação mas não no ponto de recirculação. Além disso, a análise e as experiências nos levam à conclusão que a recirculação na sucção e na descarga irão fatalmente ocorrer em alguma vazão, pois são inerentes ao processo de geração de altura de uma bomba centrífuga. Sendo esta premissa verdadeira, e acreditamos que seja, passa a ser da responsabilidade do projetista da bomba determinar as características de recirculação de qualquer projeto dado da mesma forma que pode controlar e prever as características da altura, vazão, eficiência e no NPSH.

Já foram apresentados vários artigos sobre as causas da recirculação, as condições que devem existir para determinar a reversão do escoamento, a magnitude das forças envolvidas para danificar as superfícies metálicas, as pulsações de pressão que são associadas à recirculação e as forças axiais e radiais impostas ao conjunto girante da bomba e aos mancais. Antes que se determine parâmetros de projeto consistentes e confiáveis, é necessário estabelecer um modelo matemático ou teoria para explicar os fatos e características típicas da recirculação. Alcançou-se uma compreensão mais profunda do fenômeno por comparação entre possíveis modelos matemáticos e as evidências físicas medidas em bombas nos laboratórios e no campo. Somente após o exame e a análise de centenas de casos e experiências é que podemos agora não só definir os sintomas associados à recirculação como também estabelecer relações matemáticas que tornem possível ao projetista calcular o ponto de recirculação e controlar a vazão onde a recircula-

ção ocorre através de alterações de projeto.

Listamos, abaixo, os sintomas físicos e anormalidades associadas com a recirculação.

Sintomas associados à recirculação de descarga:

1. Danos por cavitação no lado de pressão da palheta, na descarga.
2. Movimentação axial do conjunto girante, com ou sem danos ao mancal de escora.
3. Trincas e quebra das paredes na descarga do rotor.
4. Quebras de eixo na extremidade oposta ao acoplamento das bombas de dupla sucção.
5. Erosão por cavitação da lingueta ou palhetas de difusor da carcaça.

Sintomas associados à recirculação:

1. Erosão do lado de pressão das palhetas do rotor na sucção causada por cavitação.
2. Erosão por cavitação das palhetas estacionárias na sucção (sino de sucção e dispositivos análogos).
3. Ruído crepitante intermitente na sucção; difere da cavitação por NPSH insuficiente, que é um ruído contínuo.
4. Pulsações na tubulação de sucção.

## DESCRIÇÃO

Apesar do grande volume de pesquisas no campo da cavitação e dos danos por cavitação feitas nos últimos 50

anos, ainda não houve nenhuma explicação simples do mecanismo necessário para produzir as forças requeridas para destruir as superfícies metálicas. Que as forças existem é inegável; que sejam oriundas do colapso de cavidades vazias ou cheias de vapor parece irrefutável. Mas a formação das bolhas de vapor requerem que, em algum ponto, as pressões do fluido sejam reduzidas à pressão de vapor do líquido. E é o impacto decorrente do colapso destas bolhas que produz as forças necessárias à destruição da superfície metálica. É difícil imaginar como a pressão local na descarga de um rotor produzindo 600 m ou mais de altura manométrica pode ser reduzida à pressão de vapor do líquido.

Somente se introduzirmos o conceito de recirculação — isto é, se houver escoamento entrando e saindo do rotor no mesmo espaço entre duas palhetas — podemos atingir as velocidades necessárias para atingir a cavitação. Devido à ação de cisalhamento na interface entre o escoamento dirigido para dentro do rotor e o que se dirige para fora, as velocidades relativas criam um vórtice de alta velocidade e, desde que a pressão no núcleo do vórtice seja inferior à pressão de vapor do fluido, haverá cavitação.

O resultado é o ruído, a vibração e a erosão por cavitação das superfícies metálicas das paredes e das palhetas. A figura 1 mostra os danos de um vórtice devido à recirculação.



Fig. 1 — Erosões causadas pela cavitação

## RECIRCULAÇÃO DA SUÇÃO

A recirculação da sucção é uma forma de escoamento que produz uma inversão no gradiente de pressões no olho do rotor — o líquido é dirigido para fora do olho na periferia com a velocidade se aproximando da periférica no olho. Ao mesmo tempo o fluido se aproxima e entra no olho do rotor na parte interna do anel de fluido e sendo ejetado pelo anel externo do olho do rotor. Isto é uma manifestação fora das palhetas em consequência de uma reversão do fluxo entre as próprias palhetas. Obviamente que os escoamentos positivos e negativos não podem ocorrer ao mesmo tempo e no mesmo lugar dentro da região das palhetas. O escoamento resultante pode ser descrito com escoamento positivo perto do cubo do rotor e escoamento negativo ou para fora do rotor na parte próxima a ponta da palheta na parte externa do olho. O resultado é um vórtice na face de pressão da palheta perto do bordo de entrada e aproximadamente na linha média do escoamento, que está "preso" à palheta e roda com ela. Temos então um vórtice com o centro a uma pressão reduzida, rodando junto com a superfície de metal e deslocando eficientemente a camada limite na região de mais baixa pressão do sistema.

Resultado: forte erosão por cavitação na linha de fluxo média (lado de pressão da palheta), de uma ou todas as palhetas. A inutilidade de tentar eliminar a cavitação no núcleo do vórtice pela aplicação de um múltiplo razoável ou mesmo praticável do NPSH requerido é visível quando imaginamos que o campo de pressões externas deve aumentar-se a tal ponto que chegue a eliminar o núcleo de vapor do vórtice e elevando a pressão acima da pressão de vapor do líquido bombeado.

A figura 2 mostra um pedaço de palheta de rotor de ferro fundido na sucção, com erosão por cavitação atravessando toda a espessura de parede desde o lado de pressão até o de depressão.

## NPSH E CAVITAÇÃO

A similaridade entre as aparências da erosão por cavitação e por NPSH insuficiente pode muitas vezes levar a conclusões errôneas quanto à causa da erosão. A um observador inexperiente podem parecer idênticas, mas o ponto mais interessante é que os mecanismos que causam a erosão são inteiramente diferentes. No caso da

recirculação, a erosão progride do lado de pressão da palheta para o lado de depressão. No caso de cavitação por NPSH insuficiente a erosão inicia no lado de depressão da palheta e prossegue através do metal para o lado de alta pressão. A figura 3 mostra a

erosão em um rotor de ferro fundido cinzento que operou com NPSH inadequado.

Em contraste com a figura 2, a diferença no aspecto da erosão é bastante aparente.

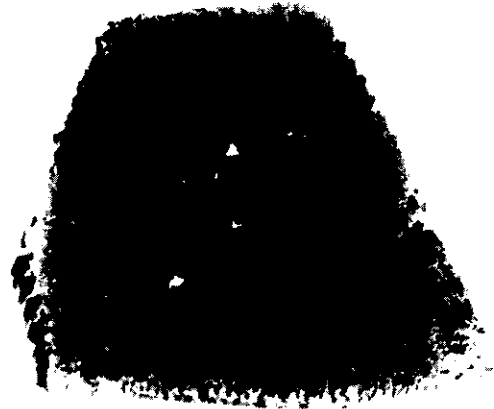


Fig. 2 — Pedaço de palheta de rotor na sucção mostrando a erosão no lado de pressão devida à recirculação da sucção



Fig. 3 — Erosão por cavitação devida a NPSH insuficiente

## ANÁLISE E DEFINIÇÃO MATEMÁTICA

Para melhor entender o mecanismo de escoamento envolvido na recirculação, imaginemos o campo de pressões teórico em um rotor de bomba centrífuga. Inicialmente há um disco girante de fluido com a pressão aumentando do cubo até a periferia do disco. Isto é simplesmente um vórtice forçado e representa a condição de escoamento nulo — nenhuma energia entra e nenhuma energia sai. O próximo passo é introduzir o fluido no cubo do vórtice,

deixando-o ser acelerado pelo vórtice, passar através do disco girante e ser descarregado com uma certa velocidade terminal. À medida em que o fluido passa através do vórtice do disco girante, o vórtice propriamente dito vai reduzir sua velocidade à medida que a energia acumulada é convertida na energia necessária para acelerar o fluido que entra. Mas desejamos manter uma descarga constante, portanto é necessário introduzir uma fonte externa de energia para compensar a energia cedida pelo disco de fluido girante ao fluido que passa através

do disco. Imaginemos, ainda, que hajam linhas concêntricas de mesma energia e mesma pressão, desde o cubo até a periferia do vortex. Temos então uma transferência uniforme de energia através do disco de fluido girante e um campo uniforme de pressões na periferia e na largura do disco girante de fluido. Os campos de pressão e energia são fixos, simétricos, estáveis e inalterados — apenas o próprio fluido se modifica à medida em que se move através do campo fixo de pressões. Uma bomba assim seria uma máquina verdadeiramente espantosa. Poderia operar ao longo de uma larga faixa de vazões com eficiências elevadas, exigiria pequenos valores de NPSH requerido mais o mais importante é que operaria sem pulsações de pressão, instabilidade, ruído ou vibração em condições de vazão reduzida. Não podemos construir esta máquina porque não há nenhum meio conhecido de transmitir a energia de rotação ao fluido sem o emprego de um rotor com palhetas — e o rotor com palhetas introduz vórtices e os vórtices produzem turbulência no disco girante de fluido. A turbulência não só aumenta a complexidade do mecanismo de transferência de energia do rotor para as partículas do fluido como ele também distorce a simetria dos níveis de energia em um dado ponto do caminho do fluido no interior do rotor. Em algum ponto os níveis de energia podem se apresentar desbalanceados ao ponto de que o escoamento para a descarga não possa ser mantido e há uma reversão do escoamento. Quando o equilíbrio fica instável, no caso de escoamentos simétricos a tendência seria do escoamento todo inverter de sentido. No caso dos escoamentos assimétricos, devido ao efeito das palhetas do rotor, a reversão do escoamento ocorre sob a forma de redemoinhos localizados ou vórtices na face de pressão das palhetas. A capacidade à qual esta reversão ocorre é denominada "ponto de recirculação". O ponto de equilíbrio entre pressão centrífuga e a altura dinâmica determinam o ponto de recirculação. Quando o campo de pressões centrífuga excede a altura dinâmica, o gradiente é da sucção para a descarga. Quando a altura dinâmica excede o campo de pressões centrífuga o gradiente se inverte. Este ponto de equilíbrio, no entanto, passa a ser o critério para a recirculação. Fisicamente, podemos visualizar a reversão como uma pequena fonte e um pequeno sumidouro de fluido muito próximos. Uma pequena parcela do escoamento total se desvia do caminho do escoamento

principal e passa da fonte ao sumidouro dentro de uma célula fechada que gira com o rotor. O escoamento da descarga para a sucção que alimenta o vórtice é chamado de recirculação da descarga se a célula for localizada na ponta de descarga das palhetas do rotor, e de recirculação da sucção se a célula for localizada na parte de entrada ou sucção da palheta do rotor.

Já vimos que os distúrbios nos níveis de energia que produzem recirculação da sucção e descarga não são relacionados um com o outro. Suponhamos que se aumente arbitrariamente o diâmetro do olho do rotor e que se determine o efeito desta mudança na recirculação de sucção e descarga. É óbvio que em algum ponto as células de recirculação da sucção e da descarga vão se influenciar mutuamente. No presente momento, não podemos prever o ponto em que esta interação vai ocorrer, mas através de um grande número de testes, sabemos empíricamente que quando a relação entre o diâmetro da sucção e da descarga iguala ou excede a 0,5 a recirculação na sucção é, na verdade, a vazão à qual a recirculação na descarga ocorre. Porque isto ocorre, não sabemos; mas uma prova interessante deste efeito pode ser notada quando se testa um rotor com cortes sucessivos no diâmetro externo. Os testes iniciais com relação entre diâmetros da sucção e da descarga menores que 0,5 mostram uma vazão constante à qual a recirculação de sucção passa a ocorrer à medida em que se corta o diâmetro externo e a relação atinge e excede a 0,5, uma mudança curiosa ocorre na estabilidade do regime de escoamento no olho do rotor. Os sinais iniciais de reversão do escoamento no olho do rotor ocorrem já a uma capacidade correspondente ao ponto de recirculação da descarga sempre que esta for maior que a recirculação da sucção. É como se a turbulência do vortex da recirculação da descarga penetrasse

ao longo da face de pressão da palheta e fosse atirado para fora pelo olho do rotor. De certa forma, a recirculação da descarga perturba o campo de pressões na entrada da palheta e a recirculação da sucção e da descarga são na verdade a mesma coisa. Esta é a razão pela qual, quando cortamos certos rotores além de um certo diâmetro, estes ficam barulhentos — a vazão de recirculação aumenta repentinamente para o valor da recirculação da descarga à medida em que a relação de diâmetros da sucção e da descarga aumenta e passa de 0,5. Este valor tem um interesse especial para o projetista do rotor, já que quando projetamos para velocidades específicas maiores, o valor da relação deve exceder 0,5 para alcançarmos valores aceitáveis de velocidade específica de sucção. O projetista, então, deverá jogar com as variáveis da recirculação de descarga, NPSH, eficiência e estabilidade da curva uma contra a outra de forma a obter o melhor projeto, porém ele já perdeu a variável recirculação da sucção que permite flexibilidade adicional nas velocidades específicas mais baixas. Isto é um conceito muito importante e explica porque as velocidades específicas de sucção mais baixas podem ser projetadas para maiores valores da velocidade específica de sucção e com uma margem mais ampla entre a vazão nominal e a ponta de recirculação da sucção, ao contrário das velocidades específicas mais altas — digamos  $n_s = 38$  (1968) em diante.

Aceitando a proposição que a recirculação é o ponto de reversão do escoamento e que este ponto ocorre quando o campo de pressões centrífuga e o campo de pressões dinâmico são iguais, então podemos determinar a recirculação da descarga de qualquer rotor se soubermos o seguinte: — diâmetro externo do rotor  $D_2$ , largura da passagem hidráulica  $B_2$  e a área de descarga entre as palhetas do rotor  $F_2$ . Veja figuras 4 e 5 para ilustração destes valores.

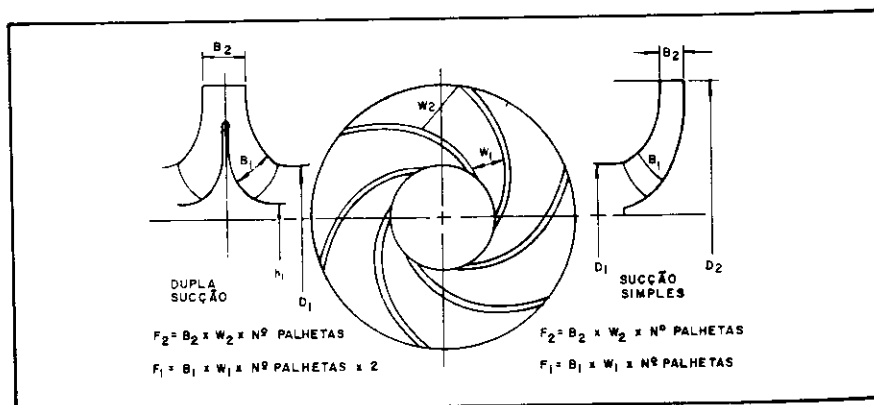


FIG. 4

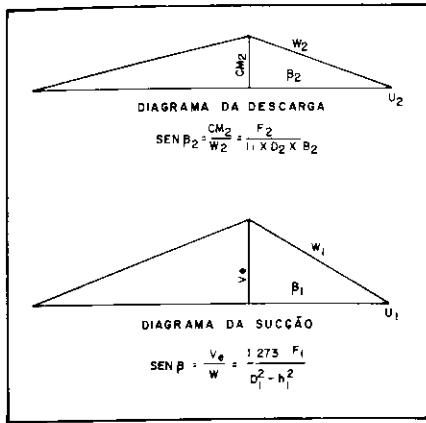


FIG. 5

$$\text{Sen } \beta_2 = \frac{F_2}{\pi \times D_2 \times B_2} \quad (1)$$

Determine  $\frac{C_{m2}}{U_2}$  da fig. 6

O escoamento em  $\text{m}^3/\text{s}$  no ponto de recirculação da descarga será igual a

$$Q = \frac{D_2^2 \times B_2 \times \text{RPM}}{6,089 \times 10^9} \times \frac{C_{m2}}{U_2} \quad (2)$$

O ponto de recirculação da sucção de qualquer rotor poderá ser determinado se os seguintes valores forem conhecidos: — diâmetro do olho  $D_1$ , diâmetro do cubo ou bucha do eixo  $h_1$  (quando o eixo se projeta através do olho) e a área de entrada entre as palhetas  $F_1$ . Veja fig. 4 para ilustração destes valores.

1) Se  $\frac{D_1}{D_2} < 0,5$

$$\text{Sen } \beta_1 = \frac{1,273 \times F_1}{D_1^2 - h_1^2} \quad (3)$$

Determine  $\frac{V_e}{U_1}$  da fig. 7.

então o escoamento em  $\text{m}^3/\text{s}$  no ponto de recirculação da sucção é igual a:

$$\frac{D_1 (D_1^2 - h_1^2) \times \text{RPM}}{2,43 \times 10^{10}} \times \frac{V_e}{U_1} \quad (4)$$

2) Se  $\frac{D_1}{D_2} \geq 0,5$

Sempre que  $D_1/D_2 \geq 0,5$  a recirculação da sucção é igual ao maior resultado das equações (4) e (2).

Como descrito na introdução, as equações precedentes foram desenvolvidas a partir da investigação experimental de centenas de bombas de tipos de projeto e velocidades específicas diferentes, bem como de considerações analíticas. Os seguintes exemplos incorporam estas equações com constantes numéricas incluindo a conversão de unidades.

Os seguintes exemplos demonstram a aplicação das equações:

### 1) Bomba de sucção axial simples

Velocidade	1750 rpm	
Vazão	0,11 $\text{m}^3/\text{s}$	(1750 gpm)
Altura	30,48 m	(100 ft)
NPSHR	5,18 m	(17 ft)
$N_s$	44,7	(2315)
$S_s$	168,8	(8744)
$D_2$	301,6 mm	(11.875 in)
$B_2$	47,6 mm	(1.875 in)
$F_2$	12258 $\text{mm}^2$	(19 $\text{in}^2$ )
$D_1$	165,1 mm	(6,5 in)
$h_1$	0	(0)
$F_1$	10967 $\text{mm}^2$	(17 $\text{in}^2$ )

$$\text{sen } \beta_2 = \frac{F_2}{\pi \times D_2 \times B_2} = 0,271 \quad (15,66^\circ) \quad (1)$$

$\frac{C_{m2}}{U_2} = 0,062$  da fig. 6

$$\text{Vazão} = \frac{D_2^2 \times B_2 \times \text{RPM}}{6,089 \times 10^9} \times$$

$$\times \frac{C_{m2}}{U_2} = 0,077 \text{m}^3/\text{s} \quad (1223 \text{gpm}) \quad (2)$$

$$\text{sen } \beta_2 = \frac{1,273 \times F_1}{D_1^2 - h_1^2} = 0,511 \quad (30,66^\circ) \quad (3)$$

$\frac{V_e}{U_1} = 0,175$  da fig. 7

$$\text{Vazão} = \frac{D_1 (D_1^2 - h_1^2) \times \text{RPM}}{2,43 \times 10^{10}} \times$$

$$\times \frac{V_e}{U_1} = 0,0567 \text{m}^3/\text{s} \quad (900 \text{gpm}) \quad (4)$$

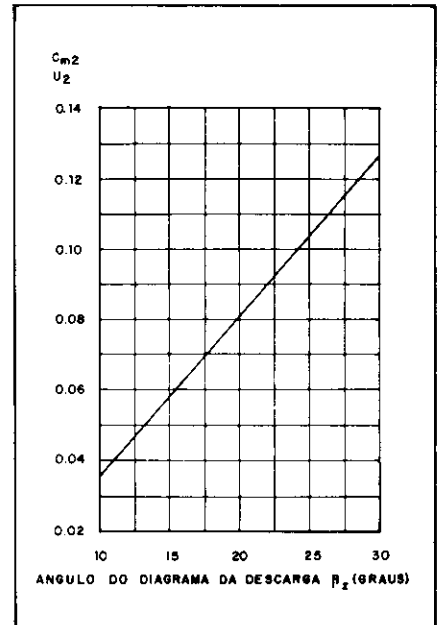


FIG. 6

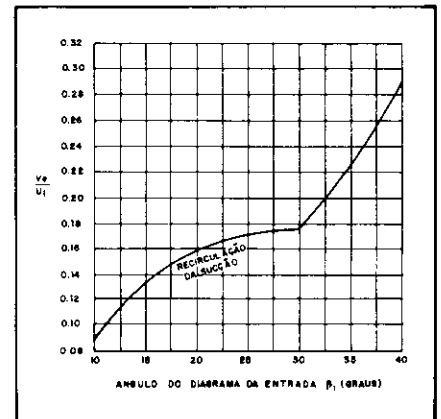


FIG. 7

$D_1/D_2 = 0,547 \geq 0,5$  donde o ponto de recirculação na sucção é o maior valor dentre os resultados (4) e (2) ou seja,  $0,077 \text{m}^3/\text{s}$  (1223 gpm).

### 2) Bomba de sucção Axial simples

Velocidade	1750 rpm	
Vazão	0,11 $\text{m}^3/\text{s}$	(1750 gpm)
Altura	45,72 m	(150 ft)
NPSH	5,18 m	(17 ft)
$N_s$	32,97	(1708)
$S_s$	168,8	(8744)
$D_2$	349,2 mm	(13,75 in)
$B_2$	31,75 mm	(1,25 in)
$F_2$	10645 $\text{mm}^2$	(16,5 $\text{in}^2$ )
$D_1$	165,1 mm	(6,5 in)
$h_1$	0	(0)
$F_1$	10967 $\text{mm}^2$	(17 $\text{in}^2$ )

$$\text{sen } \beta_2 = \frac{F_2}{\pi \times D_2 \times B_2} = 0,305 \quad (17,8^\circ) \quad (1)$$

$$\frac{C_{m2}}{U_2} = 0,072 \text{ da fig. 6.}$$

$$\text{Vazão} = \frac{D_2^2 \times B_2 \times \text{RPM}}{6,089 \times 10^9} \times \frac{C_{m2}}{U_2} = 0,080 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (1274 gpm)} \quad (2)$$

$$\text{sen } \beta_1 = \frac{1,273 \times F_1}{D_1^2 - h_1^2} = 0,511 \text{ (30,66}^\circ\text{)} \quad (3)$$

$$\frac{V_e}{U_1} = 0,175 \text{ da fig. 7}$$

$$\text{Vazão} = \frac{D_1 (D_1^2 - h_1^2) \times \text{RPM}}{2,43 \times 10^{10}} \times \frac{V_e}{U_1} = 0,0567 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (900 gpm)} \quad (4)$$

$D_1/D_2 = 0,47 < 0,5$  onde o ponto de recirculação da sucção é da equação (4), ou seja,  $0,0567 \text{ m}^3/\text{s}$  (900 gpm).

### 3) Bomba de dupla sucção

Velocidade	1750 rpm	
Vazão	0,22 m <sup>3</sup> /s	(3500 gpm)
Altura	67,06 m	(220 ft)
NPSH	5,18 m	(17 ft)
N <sub>s</sub>	34,98	(1812)
S <sub>s</sub> (1/2 vazão)	168,8	(8744)
D <sub>2</sub>	393,7 mm	(15,5 in)
B <sub>2</sub>	44,45 mm	(1,75 in)
F <sub>2</sub>	19355 mm <sup>2</sup>	(30 in <sup>2</sup> )
D <sub>1</sub>	182,5 mm	(7.185 in)
h <sub>1</sub>	73 mm	(2.875 in)
F <sub>1</sub>	19355 mm <sup>2</sup>	(30 in <sup>2</sup> )

$$\text{sen } \beta_2 = \frac{F_2}{\pi \times D_2 \times B_2} = 0,352 \text{ (20,61}^\circ\text{)} \quad (1)$$

$$\frac{C_{m2}}{U_2} = 0,084 \text{ da fig. 6.}$$

$$\text{Vazão} = \frac{D_2 \times B_2 \times \text{RPM}}{6,089 \times 10^9} \times \frac{C_{m2}}{U_2} = 0,166 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (2636 gpm)} \quad (2)$$

$$\text{sen } \beta_1 = \frac{1,273 \times F_1}{D_1^2 - h_1^2} = 0,44 \text{ (26,1}^\circ\text{)} \quad (3)$$

$$\frac{V_e}{U_1} = 0,172 \text{ da fig. 7}$$

$$\text{Vazão} = \frac{D_1 (D_1^2 - h_1^2) \times \text{RPM}}{2,43 \times 10^{10}} \times \frac{V_e}{U_1} = 0,126 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (2000gpm)} \quad (4)$$

$D_1/D_2 = 0,463 < 0,5$  onde o ponto de recirculação da sucção é dado pela equação (4), ou seja,  $0,126 \text{ m}^3/\text{s}$  (2000 gpm).

### PROCESSOS EXPERIMENTAIS PARA DETERMINAÇÃO DA RECIRCULAÇÃO

É interessante notar que o mecanismo do escoamento é o mesmo para a recirculação da sucção e da descarga. Ocorre inicialmente uma reversão do escoamento, seja na sucção, seja na descarga, à medida em que a vazão é reduzida ou, como já foi demonstrado, para relações  $D_1/D_2$  maiores que 0,5, a descarga pode incidir na sucção e provocar valores mais altos de recirculação da sucção. Para demonstrar a ocorrência de recirculação e confirmar a validade das equações (1) a (4) há um procedimento direto e uma infinidade de processos indiretos que podem ser usados para avaliar as características de qualquer bomba centrífuga.

A primeira forma é a colocação de tomadas de pressão direcionais no escoamento, na sucção e na descarga do rotor. Praticamente, isto é mais fácil de ser feito na sucção que na descarga do rotor. A figura 8 mostra uma tomada deste tipo colocada no olho do rotor. A tomada é dirigida para dentro do olho do rotor e duran-

te o escoamento normal a leitura é essencialmente a pressão de esucção menos a altura devida à velocidade no olho do rotor. À medida em que a vazão é reduzida e a recirculação da sucção toma o olho do rotor, a tomada de pressão estará exposta à reversão do escoamento e vai acusar um aumento súbito da pressão, como mostrado na fig. 8A. Esta é a forma mais precisa que podemos determinar sem o investimento em uma bomba experimental para determinar a reversão do escoamento visualmente no olho do rotor.

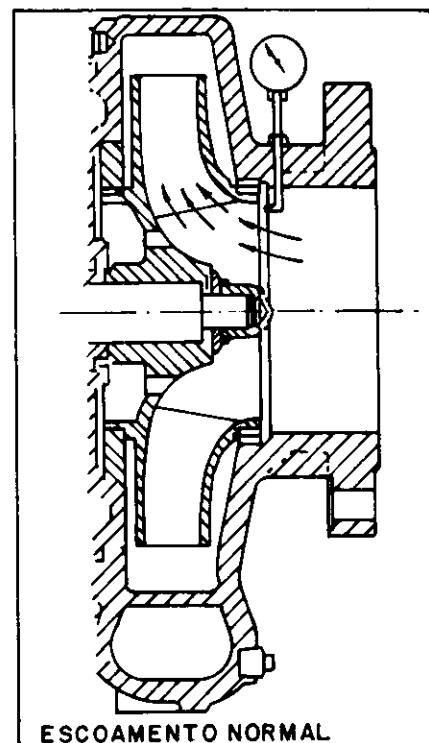


FIG. 8

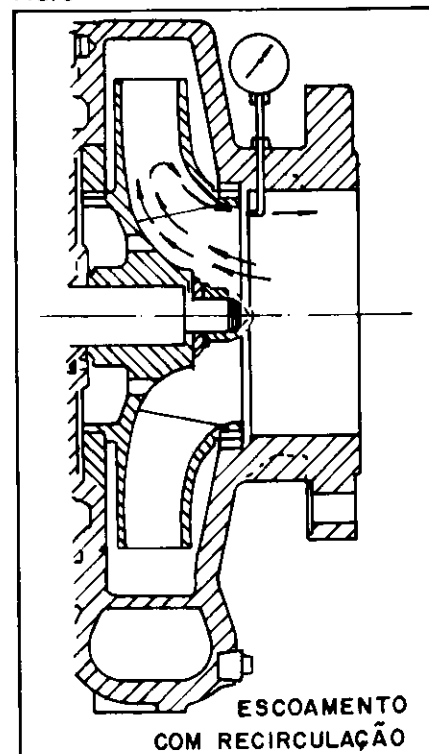


FIG. 8-A

A determinação da recirculação da descarga com uma tomada de velocidade é muito mais difícil. Primeiro a localização da tomada ao longo da periferia do rotor é crítica. A reversão do escoamento, aparentemente, ocorre próximo à lingueta da carcaça para o lado do montante. Há alguma evidência experimental que suporta tal afirmação, mas o problema se torna mais complexo quando consideramos um difusor com várias palhetas. Será que a reversão do escoamento ocorre ao mesmo tempo em tantos pontos quanto há palhetas no difusor? Ou será que se inicia próximo a uma palheta qualquer ao acaso? Não há evidência suficiente para que se responda a estas perguntas. Segundo, a localização da tomada ao longo da largura da palheta é crítica. Mais uma vez, não há evidência suficiente para determinar a posição exata onde a recirculação irá começar. Mas se não podemos prever os detalhes, podemos determinar a possível forma e a probabilidade de reversão do escoamento. Isto foi conseguido monitorando as pulsações de pressão no coletor de descarga ao invés de tentar reconstituir os complicados campos de escoamento com tomadas de pressão. Como mostrado na figura 9, as pulsações de pressão são uniformes ao longo da maior parte da faixa operacional. No ponto de recirculação da descarga, porém ocorre um aumento súbito e significativo das pulsações de pressão. Este procedimento provou ser um meio bastante efetivo e barato de colher dados em um grande número de bombas de produção durante o teste de performance nas instalações do fabricante. Similarmente o ponto de recirculação da sucção pode ser determinado pelo aumento correspondente nas pulsações de pressão medidas logo a montante do olho do rotor como mostrado na figura 9.

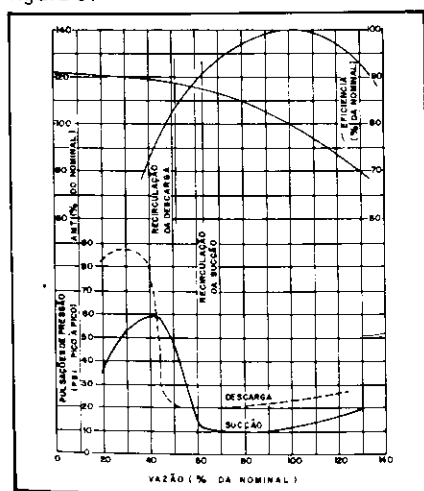


FIG. 9

## SINTOMAS E DIAGNÓSTICO

### 1) Erosão por cavitação da face de pressão na parte de sucção das palhetas do rotor.

*Causa:* A bomba está operando na zona de recirculação na sucção com escoamento entrando no rotor pela parte central do vórtice produzido no diâmetro do olho pela reversão do escoamento. A cavitação é causada pelo cubo cavitante de um vórtice localizado no espaço entre as palhetas. A figura 10 mostra o uso de um espelho para examinar o lado de pressão das palhetas quanto à erosão. A figura 11 mostra a sucção de um rotor de bomba de alimentação de caldeira com as palhetas fraturadas devido à erosão devida à recirculação da sucção.



FIG. 10 — Examinando o lado de pressão das palhetas na sucção quanto à erosão por recirculação

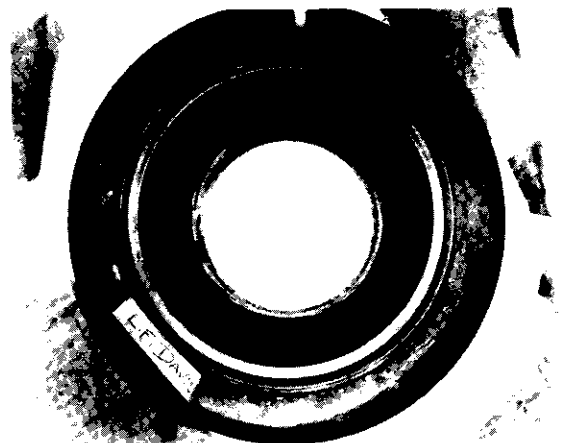


FIG. 11 — Palhetas quebradas devido à recirculação da sucção

### 2) Ruído crepitante periódico dentro e próximo à sucção da bomba.

*Causa:* Mesma do caso (1). A crepitação periódica é devida à formação e extinção de filamentos de vórtice produzido pelo cisalhamento entre o fluido entrando pelo centro e o anel de fluido saindo do olho do rotor.

### 3) Erosão por cavitação das palhetas na sucção da bomba.

*Causa:* Mesma do caso (1). Uma vez que a recirculação da sucção se inicia, toda redução na vazão da bomba vai forçar o redemoinho mais e mais a montante do olho do rotor. Qualquer obstrução na forma de palhetas ou outra obstrução irá produzir separação no lado de jusante do escoamento e reduzirá a pressão até que a cavitação ocorra.

### 4) Pulsações ("Surging") na sucção

*Causa:* Mesma do caso (1) exceto que envolve um escoamento bifásico com uma mistura de vapor e líquido. A instabilidade é decorrência da compressibilidade das bolhas de gás ou vapor produzidas na sucção da bomba pela recirculação. A probabilidade de ocorrência é mais alta nos sistemas projetados para valores de NPSH de 3 metros ou menos.

### 5) Danos por cavitação da face de pressão na ponta de descarga das palhetas do rotor.

*Causa:* A bomba está operando na zona de recirculação da descarga com uma parte do escoamento entrando de volta nos canais do rotor. A cavitação é devida aos vórtices localizados no espaço entre as palhetas.

### 6) Falhas mecânicas de pedaços das paredes do rotor com a quebra de pedaços entre as palhetas.

*Causa:* Mesma do caso (5). A magnitude e a frequência das pulsações de pressão causadas pelos vórtices cavitando na superfície das palhetas é suficiente para que as paredes do rotor quebrem por fadiga.

### 7) Erosão por cavitação à lingueta da voluta ou das palhetas do difusor.

*Causa:* Mesma do caso (5). A medida em que o escoamento se inverte na recirculação da descarga, a lingueta ou as palhetas do difusor passam a constituir uma obstrução ao escoamento do líquido. Ocorre então cavitação no lado voltado para o rotor das palhetas ou da lingueta, uma vez que esta face passa a ser local de depressões e separação do escoamento.

### 8) Oscilação axial do eixo com possíveis danos ao mancal de escora e aos selos mecânicos.

*Causa:* Mesma do caso (5). À medida em que o escoamento se inverte durante a recirculação da descarga, uma parte do escoamento se dirige para baixo ao longo das paredes externas do

rotor. Este escoamento tem uma componente rotacional elevada e aumenta a velocidade do vórtice existente entre o rotor e as paredes da carcaça causado pelo atrito fluido no rotor. O escoamento devido à recirculação não é estável e o equilíbrio do rotor fica prejudicado. Uma forma de reduzir este efeito está mostrado na figura 12. As projeções das paredes da carcaça contribuem para isolar as áreas entre as paredes da carcaça e do rotor da influência dos escoamentos altamente rotacionais causados pela recirculação e manter o equilíbrio axial do rotor.

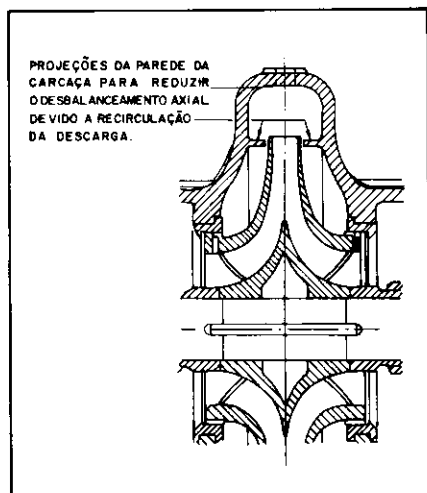


FIG. 12

### 9) Falha do eixo de bombas de dupla sucção ou múltiplos estágios.

**Causa:** A razão da falha da região que não transmite torques do eixo entre os rotores e o mancal do lado oposto ao acionamento (de escora) foi sempre um problema intrigante. Realizamos agora que este tipo de falha ocorre somente quando a bomba é operada por longo tempo na zona de recirculação da descarga. Células indicadoras de carga nos segmentos de mancais de escora de braço equalizador (tipo Kingsbury) indicaram que, na operação dentro da zona de recirculação da descarga, ocorrem reversões de empuxo com frequência de até 100000 ciclos por segundo. A figura 13 mostra a fratura em um eixo de 4 polegadas de diâmetro no lado oposto ao acionamento de uma bomba de alimentação de caldeira.

### PARÂMETROS DE APLICAÇÃO

Na prática o projetista não só deve desenvolver a análise detalhada requerida para a otimização e predição da performance da máquina como deve produzir um conjunto de parâmetros que definam os limites de aplicação.



FIG. 13 - Falha por fadiga de um eixo de bomba de alimentação de caldeira devido a oscilações do empuxo axial

Estes parâmetros devem ser simples no seu conceito, porém suficientemente amplos na aplicação para que possam ser usados para definir as limitações de uma classe de máquinas ao invés de um projeto específico. Os parâmetros mais úteis assumem a forma de relações adimensionais que são relacionadas com um projeto considerado ótimo. No caso das bombas centrífugas, os parâmetros mais familiares são a velocidade específica e a velocidade específica de sucção. Por exemplo, as curvas já bem conhecidas que mostram a relação entre velocidade específica e eficiência são de grande utilidade para o usuário de bombas centrífugas — este gráfico permite uma estimativa razoavelmente precisa da potência requerida em uma avaliação preliminar de uma instalação de bombeamento. As curvas que mostram a relação entre o NPSH, velocidade e vazão, baseadas em valores constantes da velocidade específica de sucção, permitem ao usuário a determinação da velocidade das bombas e motores nos estágios preliminares de avaliação. Devemos lembrar que estes parâmetros não são parâmetros de projeto. São de valor para o usuário na medida em que eles estabelecem limites ou diretrizes na seleção de bombas centrífugas.

Pelo que vimos é importante que, além da velocidade específica e da velocidade específica de sucção, devemos criar parâmetros que definam a probabilidade de incidência da recirculação da sucção. Parece-nos razoável que a velocidade específica de sucção, a velocidade específica e a relação entre o diâmetro do cubo e o diâmetro do

olho do rotor sejam parâmetros significantes. Uma tal relação poderia ser apresentada sob a forma das curvas mostradas nas figuras 14 e 15. Estas curvas são úteis na seleção inicial e na aplicação de bombas centrífugas. Maior precisão requereria um conhecimento detalhado do projeto do rotor.

### CONCLUSÃO

Não há dúvidas que muitas instalações de bombas operam hoje seja continuamente seja intermitentemente na recirculação da sucção ou da descarga, especialmente as bombas projetadas para altas velocidades específicas de sucção. A história destas bombas mostrará uma coleção de danos por cavitação, ruído, oscilação do conjunto girante falhas do eixo ou pulsações, variando de intensidade e frequência dependendo do projeto e da aplicação da bomba. Muitos destes problemas podem ser evitados projetando-se a bomba para uma velocidade específica de sucção menor e limitando-se a faixa de operação a vazões acima do ponto de recirculação. A análise da recirculação revelou várias relações interessantes. A primeira é que, tanto mais alta a velocidade específica de sucção, mais próximo da vazão de projeto será o ponto de recirculação da sucção. Há sempre uma grande tentação de se projetar para se obter as maiores eficiências e as mais altas velocidades específicas de sucção. Reconhecemos agora que esta corrida no sentido das altas velocidades específicas de sucção e altas eficiências criaram projetos muito limitados na



sua faixa de operação – tão limitados na realidade que os problemas da recirculação sejam inevitáveis. Fica suficientemente claro que tanto o proje-

tista como o usuário das bombas centrífugas devem estar em posição de avaliar os riscos associados com a operação próxima ou dentro da recircula-

ção contra os lucros antecipados em consumo de potência e menor NPSH requerido.

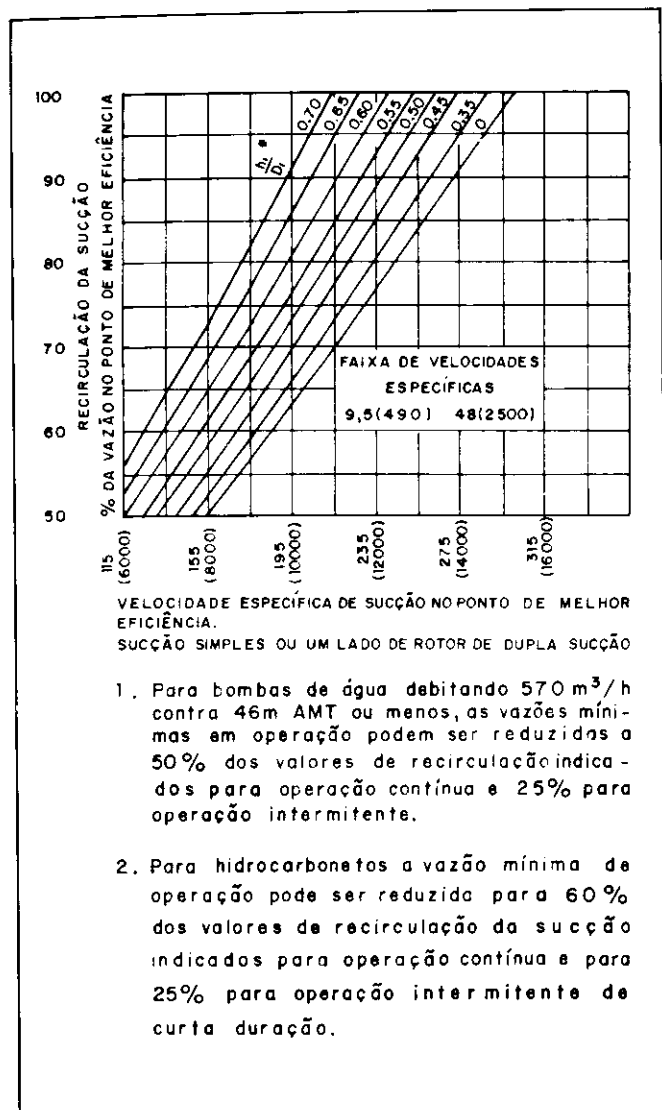


FIG. 14

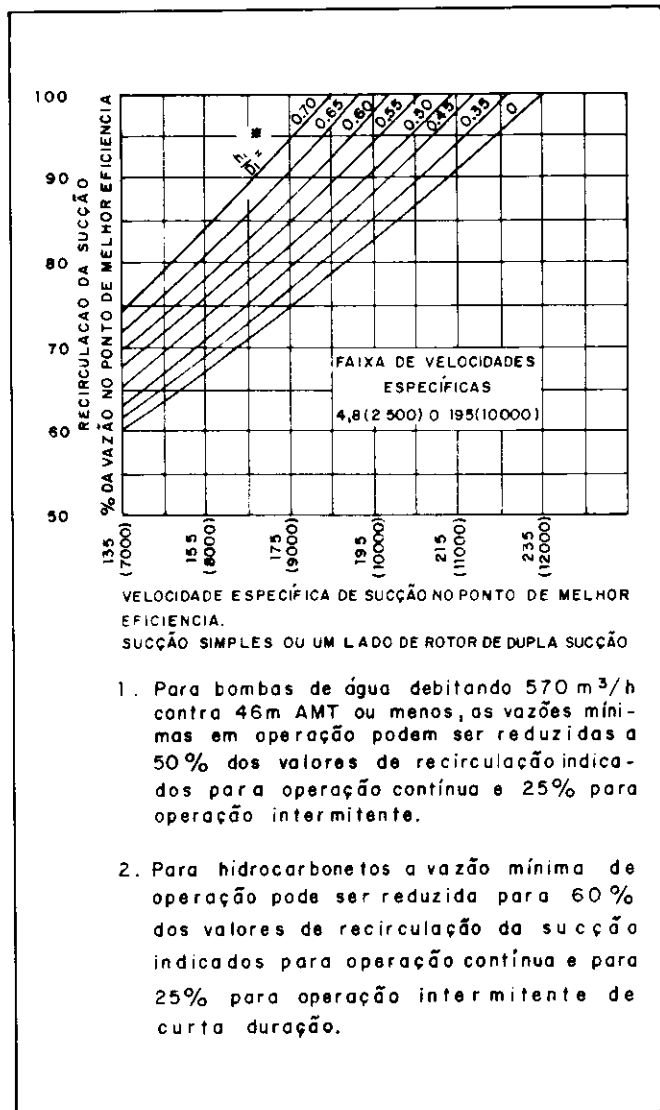


FIG. 15

## REFERÊNCIAS

1. SEN, M. e BREUGHEMANS, F. Reverse Flow, Prerotation and Unsteady Flow in Centrifugal Pumps. Paper nº 3.1, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, U.K.
2. TAYLOR, I. Controls for High Energy Centrifugal Pumps to Prevent Pulsation and Cavitation Erosion, ASME Book Nº 100098.
3. TANAKA T. An Experimental Study of Backflow Phenomene in a High Specific Speed Propeller Pump, ASME, Fluid Engineering Conferences, March 1980.
4. KUBOTA, T. e KUSHIMOTO, S., Visual Observations of Internal Flow Through High Head Pump Turbines, Joint Symposium on Design and Operation of Fluid Machinery, 1978.