

2 – BOMBAS INDUSTRIAIS

2.1 CONTEUDO PROGRAMÁTICO

1. TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA POR MEIO DAS BOMBAS
2. CURVA DO SISTEMA E “HEAD”
3. “HEAD”, VAZÃO E POTÊNCIA
4. EFICIÊNCIAS E “FOLGAS” DE PROJETO, FHP E BHP
5. VELOCIDADES E POTÊNCIAS DOS MOTORES ELÉTRICOS
6. TIPOS DE BOMBAS E DAS PRINCIPAIS VÁLVULAS
7. BOMBAS CENTRÍFUGAS: CURVAS CARACTERÍSTICAS E PONTO DE OPERAÇÃO
8. CONDIÇÕES DE SUCÇÃO E CAVITAÇÃO: NPSH, VORTEX E ESCORVA
9. NPSH DISPONÍVEL E REQUERIDO
10. MUDANÇAS DO PONTO DE OPERAÇÃO
11. CORREÇÃO DAS CURVAS PARA FLUIDOS VISCOSOS
12. ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS EM SÉRIE
13. ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS EM PARALELO
14. VELOCIDADE ESPECÍFICA: NPSH E FLUXO MÍNIMO
15. EFEITOS DO BAIXO FLUXO NAS BOMBAS CENTRÍFUGAS
16. ESQUEMAS PARA GARANTIA DO FLUXO MÍNIMO
17. BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO: ALTERNATIVAS E ROTATIVAS

18.CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO

19.BOMBAS: SELEÇÃO E ESPECIFICAÇÃO

Salvador, 12 de abril de 2005

2.2 TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA POR MEIO DAS BOMBAS

As bombas (“pumps”) aumentam a energia mecânica dos LÍQUIDOS, recebendo energia externa de seus acionadores. Normalmente são motores elétricos, turbinas a vapor e turbinas a gás.

O aumento de energia pode ser utilizado como acréscimo a uma ou mais das seguintes parcelas de energia mecânica por unidade de peso:

$$(p)/(\rho) + v^2/2g + z$$

Ou seja, aumentando a pressão, ou aumentando a velocidade ou aumentando a altura em relação à anterior.

O Hydraulic Institute reconhece cerca de 40 tipos de bombas, que são classificadas de um modo geral em duas categorias, conforme a maneira como transferem energia ao fluido:

- a) As que aplicam a pressão diretamente no fluido:
BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO
- b) As que usam um torque para gerar rotação, que aumentam a velocidade do fluido: BOMBAS ROTODINÂMICAS, TAMBÉM CONHECIDAS COMO BOMBAS CENTRÍFUGAS.

No caso das bombas, as de DESLOCAMENTO POSITIVO impelem uma quantidade definida do fluido em cada deslocamento ou volta do dispositivo.

Já as bombas ROTODINÂMICAS, impelem um volume líquido que depende da pressão de descarga.

As bombas dinâmicas podem ser:

CENTRÍFUGAS: fluxo do fluido a 90° com o eixo da bomba

AXIAIS: fluxo do fluido paralelo ao eixo

MISTAS

A transferência de energia ao fluido por meio das bombas pode ser representada pelo seguinte balanço de energia:

Energia final – Energia inicial = Energia fornecida – Perdas na
do fluido do fluido pela bomba transferência

$$(p_2/\rho_2 + v_2^2/2g + z_2) - (p_1/\rho_1 + v_1^2/2g + z_1) = H - Q$$

H = energia por unidade de peso fornecida ao fluido pela bomba

Q = energia degradada na transferência sob a forma de calor

A energia mecânica (trabalho) por unidade de peso fornecida ao líquido pela bomba é denominada de “HEAD” DA BOMBA, que é um valor correspondente a cada taxa de fluxo bombeado ou VAZÃO.

As bombas DINÂMICAS (geralmente usadas para altas vazões e pressões menores) podem ser:

CENTRÍFUGAS (as mais usadas nas indústrias de processo)

AXIAIS (usadas em situações menos freqüentes).

Essas bombas são máquinas relativamente simples, de menor custo inicial e de manutenção e com grande flexibilidade de aplicação.

As bombas centrífugas com um só estágio de impelidor, atingem capacidades entre 3,4 m³/h a 1.135 m³/h (15 gpm a 5.000 gpm), alcançando HEAD de até 150 m (500 ft).

Do mesmo modo bombas centrífugas multi-estágio, atingem capacidades entre 5 m³/h e 2.500 m³/h (20 gpm a 11.000 gpm), alcançando HEAD de até 1.700 m (5.500 ft)

Nas bombas CENTRÍFUGAS o líquido entra na bomba nas vizinhanças do eixo de propulsão onde está montado o rotor, e é lançado para a periferia, pela ação centrífuga.

A energia cinética aumenta do centro do rotor para as pontas das palhetas propulsoras do rotor.

Esta energia cinética é convertida em pressão quando o líquido sai do rotor e entra na voluta do difusor.

As carcaças podem variar de forma, mas a função principal delas é a de converter a energia cinética transmitida ao líquido pelo rotor, em energia de pressão.

Para atingir valores de “HEAD” mais elevados a escolha deve ser por rotores de fluxo radial, às vezes com dois ou mais estágios (dois ou mais rotores em série no mesmo eixo).

Se o objetivo é atender a grandes vazões e pequenos valores de “HEAD”, o rotor escolhido deve ser de fluxo axial.

Nos casos de vazão e “HEAD” moderados são usadas bombas de fluxo misto.

As bombas de DESLOCAMENTO POSITIVO (geralmente usadas para altas pressões e baixas vazões) podem ser:

ALTERNATIVAS (bombas de pistão, bombas de diafragma)

ROTATIVAS (bombas de parafuso, de lóbulos, de engrenagens)

Nas bombas ALTERNATIVAS a taxa de bombeio do líquido é função de:

- Volume varrido pelo pistão ou diafragma no cilindro.
- Número de vezes que o pistão varre o cilindro ou diafragma por unidade de tempo.
- Para cada passagem do pistão ou diafragma, um volume fixo de líquido é descarregado (bombeado) pela bomba.

Então a vazão de bombeio varia com o tempo, em virtude da natureza periódica do movimento do pistão ou diafragma.

Usualmente é inferior a 10 m³/h. Existem entre 2 e 2200 m³/h (10 e 10.000 gpm). Com “head” de até 304.800 m (1.000.000 ft).

Nas bombas ROTATIVAS o rotor produz uma redução de pressão na entrada da carcaça, fazendo a admissão do líquido.

À medida que o rotor gira, o líquido fica retido entre os dentes do rotor e a carcaça. No final, com as engrenagens se juntando, o líquido é pressurizado e ejetado para a descarga da bomba. As vazões são de 200 l/h a 1.100 m³/h com “head” de até 15.200 m.

2.3 CURVA DO SISTEMA E “HEAD”

A capacidade ou vazão (Q) é o fluxo em volume por unidade de tempo que a bomba transfere de um ponto de menor condição energética para outro de maior condição energética.

As unidades mais comuns empregadas para esta grandeza são:

m^3/s m^3/h litro/s gpm (galão americano por minuto)

O “HEAD” como é a energia por unidade de peso é expresso em metros (m) ou pés (ft).

O “HEAD” não depende da massa específica do líquido que estiver sendo bombeado. O “HEAD” SERÁ O MESMO PARA QUALQUER LÍQUIDO QUE A BOMBA VENHA A BOMBEAR.

O peso específico do líquido determinará a pressão de descarga da bomba e a potência que será consumida pela bomba.

2.3.1 “HEAD DO SISTEMA

Considerando agora o sistema em que estará inserida a bomba: será formado de:

Tubulação de sucção e acessórios

Tubulação de descarga e acessórios

Vaso de onde o líquido será transferido

Vaso para onde o líquido será transferido

O “HEAD” total do sistema de bombeio (H_a) será a energia por unidade por unidade de peso que o fluido demandará da bomba para ser bombeado a uma determinada vazão.

Esse “HEAD” total do sistema ou “HEAD” do SISTEMA (H_a) pode ser formado por quatro parcelas:

Primeira: ALTURA GEOMÉTRICA formada pela diferença entre o nível de líquido na descarga e o nível do líquido na sucção.

É comum usar a linha de centro do tubo de sucção como referência zero.

Segunda: “HEAD” DE PRESSÃO formada pela diferença entre as razões pressão/peso específico no reservatório de descarga e a mesma razão no reservatório da sucção. Se ambos os reservatórios estiverem na mesma pressão, por exemplo, ambos abertos para a atmosfera, ou ambos sendo reservatórios fechados pressurizados mas estando ambos a mesma pressão, esta segunda parcela será ZERO.

Terceira: “HEAD” DE PERDA DE CARGA formada pelo somatório de todas as perdas de carga – perda de energia - nos tubos e acessórios das tubulações de sucção e descarga.

Quarta: “HEAD” DE VELOCIDADE formada pela diferença da energia de velocidade por unidade de peso ($v^2/2g$) computada no reservatório de descarga e no reservatório de sucção.

Na prática, o “HEAD” DE VELOCIDADE pode ser considerado desprezível em quase todos os casos.

2.3.2 CURVA DO SISTEMA

Calculando-se o “HEAD” TOTAL do sistema, ou a soma das perdas de carga correspondente a cada uma das várias vazões escolhidas conforme o interesse da análise ou do estudo, podemos montar a CURVA DO

SISTEMA, colocando num gráfico os valores do “HEAD” TOTAL em metros (ou pés) no eixo vertical e valores das vazões correspondentes aos respectivos “HEAD” TOTAIS em m³/h (ou gpm) no eixo horizontal.

2.3.3 VELOCIDADES E PERDAS DE CARGA RECOMENDADAS

Na elaboração das curvas dos sistemas existentes ou que estão sendo dimensionados ou mesmo avaliados para verificar desempenho ou possibilidade de ser usado em capacidades maiores, é importante conhecer valores típicos, recomendados pela experiência de autores que conhecem o lado prático, técnico e econômico do tema.

D = diâmetro nominal da tubulação em polegadas

Velocidades em (ft/s)

Perda de carga em (psi/100 ft)

Sucção de bombas= $1,3 + D/6$ Perda de carga= 0,4

Descarga de bombas= $5 + D/3$ Perda de carga= 2

Gases e vapor d'água= $20 \times D$ Perda de carga= 0,5

Gases secos e ar= 100 ft/s

Gases úmidos= 60 ft/s

Vapor d'água:

Linhas em geral= máximo 0,3 Mach Perda de carga= 0,5

Alta pressão= 150 ft/s

Baixa pressão= 100 ft/s

No vácuo (Pabs < 50 mm Hg) Perda de carga máxima= 5% da pressão absoluta.

Válvulas de controle

Pelo menos 0,7 kgf/cm² de perda de carga.

No cálculo do Cv considerar 1,3 vezes a vazão normal ou 1,1 vezes a vazão máxima de operação.

Vasos:

1 v²/2g para a entrada no vaso e 0,5 v²/2g para a saída.

Considerar a velocidade do tubo de saída do vaso.

IMPORTANTE:

Fontes sobre velocidades e perdas de carga recomendadas e práticas:

DURAND, Alejandro Anaya. Heuristics rules for process equipment. Chemical Engineering. New York, v.113, n. 10, p. 44 a 47, out. 2006.

LUDWIG, Ernest E. Applied process design for chemical and petrochemical plants. 2. ed. Houston, Texas: Gulf Publishing Company, 1977 p.54 e 55 v.1

BRANAN, Carl R. Rules of thumb for chemical engineers. 3. ed. Houston, Texas: Gulf Professional Publishing . Elsevier Science 2002, p. 5 a 7.

TELLES, Pedro Carlos da Silva. Tabelas e gráficos para projetos de tubulações. Rio de Janeiro. Livraria Interciência, 1976, p. 20.

GOMIDE, Reynaldo. Fluidos na indústria. São Paulo. Edição do autor, 1993. p. 286.

2.3.4 CORRELAÇÕES DE VISCOSIDADE CINEMÁTICA

SSU normalmente nas temperaturas de 100°F e 210°F

SSF normalmente nas temperaturas de 122°F e 210°F

1 SSU = 10 SSF

1 SSU = Centistokes x 4,6347

1 SSF = Centistokes x 0,4717

IMPORTANTE

Para viscosidades maiores que 3.000 a 5.000 SSU, a depender do tamanho da bomba, deve-se optar por bombas de deslocamento positivo.

O aumento da viscosidade do líquido aumenta a EFICIÊNCIA das BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO e reduz a EFICIÊNCIA das BOMBAS ROTODINÂMICAS.

Nos casos em que o processo permita elevar a temperatura do líquido, sem causar qualquer problema, seja físico ou químico, é uma alternativa para tornar possível o uso de bombas centrífugas.

2.4 “HEAD”, VAZÃO E POTÊNCIA

A energia mecânica por unidade de tempo (Potência) que a bomba recebe no seu eixo, transferida de um acionador que está acoplado à mesma, é dada pela seguinte expressão:

Potência (kW) = $(\rho \cdot g \cdot H \cdot Q) / 1000 \eta$ onde:

ρ = massa específica (kg/m³)

g = aceleração gravitacional (m/s²)

H = "head" (m)

Q = vazão (m³/s)

η = fração adimensional (eficiência do conjunto)

Como 1 hp = 746 W, ou 1 hp = 0,746 kW, a potência fornecida no eixo da bomba expressa em (hp), é conhecida como (bhp) ou "brake horse power".

Desse modo Potência (bhp) = Potência (kW) / 0,746.

A potência transferida ao líquido efetivamente, é dada pela seguinte expressão:

Potência (kW) = $(\rho \cdot g \cdot H \cdot Q) / 1000$

Essa potência expressa em (hp), é conhecida como (fhp) ou "flow brake power"

Desse modo Potência (fhp) = Potência (kW) / 0,746.

Em unidades americanas de engenharia (unidades inglesas), teremos:

Potência (bhp) = $[Q(\text{gpm}) \times \Delta p (\text{psi})] / 1715 \eta$

Potência (bhp) = $[Q(\text{gpm}) \times H (\text{ft}) \times (\text{densidade})] / 3960 \eta$

Potência (bhp) = $[Q(\text{ft}^3/\text{s}) \times H(\text{ft}) \times \rho (\text{lbm}/\text{ft}^3) \times g(\text{ft}/\text{s}^2)] / 550 \eta$

Os valores de potência consumida apresentados nas curvas fornecidas pelos fabricantes de bombas têm, valores corretos, mas apenas para o valor fixo da massa específica do líquido em 1.000 kg/m^3 , pois são CURVAS PARA ÁGUA A TEMPERATURA AMBIENTE.

2.5 EFICIÊNCIAS E “FOLGAS” DE PROJETO, FHP E BHP:

2.5.1 EFICIÊNCIAS:

A eficiência global é o produto das três eficiências: hidráulica, volumétrica e mecânica.

EFICIÊNCIA HIDRÁULICA: definida como a razão entre o “HEAD” (carga) real e o “HEAD” ideal teórico (carga de Euler) através das diferenças de velocidades. Essa diferença aparece devido a perdas por atrito do líquido e a turbulência.

EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA: na operação do rotor ocorre recirculação. Parte do volume que seria bombeado pelo rotor, não atinge a linha de descarga, retornando para a sucção. A razão entre o volume efetivamente bombeado e o volume que teoricamente seria bombeado é definida como eficiência volumétrica.

EFICIÊNCIA MECÂNICA: devido ao atrito gerado pela recirculação do líquido que envolve lateralmente as pás do rotor e a carcaça. A razão entre a energia mecânica realmente transferida ao líquido e a energia mecânica fornecida ao rotor, é definida como eficiência mecânica.

Nas bombas ROTODINÂMICAS A EFICIÊNCIA é maior na vazão e “HEAD” que correspondem ao chamado PONTO DE MAIOR EFICIÊNCIA (“Best efficiency point” – BEP).

Nas bombas de DESLOCAMENTO POSITIVO A EFICIÊNCIA é maior quanto maior for a pressão.

A EFICIÊNCIA DAS GRANDES BOMBAS CENTRÍFUGAS ultrapassa 85%. Nas PEQUENAS pode chegar a menos de 40%.

IMPORTANTE:

Para estimativas um valor razoável de EFICIÊNCIAS é de 60% em bombas pequenas e 70% em bombas médias.

2.5.2 SOBRE-POTÊNCIA (FOLGA) NOS ACIONADORES DAS BOMBAS

Como na prática é provável e muitas vezes até frequente, variações das condições de operação das bombas, isso acarreta variações de demanda de potência consumida.

Recomendam-se usualmente as seguintes percentagens acima do (bhp) calculado nos projetos:

(bhp) calculado de:	acréscimo de potência (%)
5 a 25	cerca de 25%
30 a 75	cerca de 15%
100 em diante	cerca de 10%

Para as bombas de refluxo de torres de destilação acrescentar 25% na sua capacidade.

2.6 VELOCIDADES E POTÊNCIAS DOS MOTORES ELÉTRICOS

2.6.1 VELOCIDADES

Há uma relação entre a frequência da corrente alternada, o número de pólos dos motores síncronos e a rotação no eixo desses motores. Essa relação é a seguinte:

$$\text{RPM} = 120 \times (\text{frequência em Hertz}) / (\text{n}^\circ \text{ de polos do motor})$$

Para os motores de indução (os mais usados) considerando o “escorregamento” e a frequência padrão no Brasil de 60 Hz, temos as seguintes velocidades (rotações).

Nº DE POLOS	2	4	6	8	10	12	14
RPM	3500	1750	1160	875	700	580	500

Quando se deseja velocidades que não são nenhuma destas, a solução é recorrer a acoplamento por meio de correia usando polias capazes de promover a rotação desejada. A relação de rotação é proporcional aos raios das polias.

Outra forma de conseguir velocidades especiais pode ser por meio do uso engrenagens redutoras ou multiplicadoras da velocidade do motor, a depender do caso.

Também podem ser empregados conversores de frequência elétrica.

2.6.2 POTÊNCIAS DOS MOTORES ELÉTRICOS

POTÊNCIAS (hp) PADRÃO PARA MOTORES ELÉTRICOS DE INDUÇÃO:

1 – 1,5 – 2 – 3 – 5 – 7,5 – 10 – 15 – 20 – 25 – 30 – 40 – 50 – 60 –

75 – 100 – 125 – 150 – 200

POTÊNCIAS (hp) PARA MOTORES ELÉTRICOS SÍNCRONOS OU DE INDUÇÃO:

3000 – 3500 – 4000 – 4500 – 5000 – 5500 – 6000 – 7000 – 8000 -9000.

IMPORTANTE:

Sempre que possível usar de preferência motores de 2 polos. São mais baratos e a rotação maior torna as bombas centrífugas mais eficientes.

Por outro lado, bombas centrífugas com rotação mais alta tem mais dificuldade de sucção, o valor do NPSH requerido é maior.

Portanto um estudo para decidir a alternativa mais econômica, sempre se faz necessário.

2.6.3 MOTORES TRIFÁSICOS E MONOFÁSICOS

Os motores trifásicos tem as seguintes faixas de eficiência:

Cerca de 1 hp	80%
Entre 10 hp e 250 hp	85% a 90%
Acima de 800 hp	93% a 95%

Para motores monofásicos multiplicar esses valores de eficiência por (0,8).

Não se recomenda motores monofásicos para potências acima de 10 hp.

2.6.4 VARIADORES DE VELOCIDADE

Em alguns casos como medida de controle de processo ou por economia de energia, pode ser necessário fazer variações de rotação nas bombas, durante sua operação:

- a) Por meio de variadores de frequência ajustáveis automaticamente ou não.
- b) Usando como acionador turbina a vapor ou turbina a gás.

2.6.5 ACIONAMENTO POR TURBINAS:

Turbinas com potência inferior a 800 kW são comumente acionadas com vapor de até 50 kgf/cm² (700 psig), mas este limite varia conforme os fornecedores de turbinas.

Há uma correlação empírica que pode ser usada para estimar a eficiência (desvio da expansão isoentrópica) das turbinas a vapor de uso industrial para potências entre 100 hp e 20.000 hp, cujos valores variam entre 30% e 82%. Tal correlação pode ser representada pela seguinte equação:

$$\text{Eficiência} = 0,1346 \times \ln (\text{potência em hp}) - 0,468$$

É baseada na prática geral de aplicação econômica de turbinas a vapor, em que as turbinas abaixo de 1.000 hp são de um só estágio (consideradas pequenas turbinas); acima disso, são de múltiplos estágios, com melhor eficiência.

2.7 TIPOS DE BOMBAS E DAS PRINCIPAIS VÁLVULAS

2.7.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS E BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO

BOMBAS CENTRÍFUGAS:

São as mais amplamente usadas para transferência de líquido nas Indústrias de Processo Químico. Estão disponíveis em ampla faixa de tamanhos e capacidades, são por tanto adequadas para grande “range” de aplicações.

As vantagens dessas bombas incluem:

- a) Simplicidade
- b) Baixo custo inicial
- c) Fluxo uniforme
- d) Baixo custo de manutenção
- e) Baixo nível de ruído

BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO:

Embora os engenheiros de início, estejam mais inclinados pela instalação de bombas centrífugas, muitas aplicações de processo, ditam a necessidade de bombas de deslocamento positivo.

Devido ao seu projeto mecânico e capacidade para originar fluxo a partir de um “input” de pressão, as bombas de deslocamento positivo apresentam alta eficiência sob quase todas as condições de trabalho, o que reduz o uso de energia e custo de operação.

ESCOLHA ENTRE BOMBA CENTRÍFUGA E BOMBA DE DESLOCAMENTO POSITIVO:

A resposta desses dois tipos principais de bombas é muito diferente para cada condição de processo. Então é essencial analisar bem o processo e suas condições e particularidades, antes da escolha da bomba apropriada. Na folha seguinte temos uma indicação do Hydraulic Institute.

Na tabela abaixo temos o resumo das diferenças entre esses dois tipos de bombas, considerando aspectos diversos:

	Centrífuga	Deslocamento Positivo
Funcionamento	Transfere uma velocidade ao líquido resultando em pressão na saída. Pressão criada resulta em fluxo	Captura quantidades confinadas do líquido e as transfere da sucção para a descarga. Fluxo é criado e pressão também
Desempenho	Vazão varia com mudanças na pressão	Vazão é constante mesmo com variação de pressão
Viscosidade do líquido	Eficiência diminui com	Eficiência aumenta com

	aumento da viscosidade	aumento da viscosidade
Eficiência	Pico de eficiência é no (BEP). À pressão maior ou menor a eficiência diminui	A eficiência aumenta com o aumento da pressão
Condições de entrada do líquido	O líquido deve estar dentro da bomba para poder ser criada uma pressão diferencial. Bomba seca não opera.	É criada uma pressão negativa na entrada de líquido na bomba. Bomba seca pode operar.

2.7.2 PRINCIPAIS VÁLVULAS

As válvulas são dispositivos destinados a estabelecer, controlar e interromper o fluxo em uma tubulação.

Em qualquer instalação deve haver sempre o menor número possível de válvulas compatível com o funcionamento e a segurança das pessoas e das instalações. Isto porque as válvulas são peças caras, que introduzem perda de carga e onde sempre é possível haver vazamentos.

As válvulas representam em média cerca de 8 a 10% do custo total de uma instalação de processamento.

Os tipos mais importantes de válvulas são:

VÁLVULAS DE BLOQUEIO (“block valves”). Só devem funcionar completamente abertas ou completamente fechadas:

Válvulas de gaveta (“gate valves”)

Válvulas de macho (“plug” ou “cock valves”)

Válvulas de esfera (“ball valves”)

Válvulas de comporta “slide” ou “blast valves”)

VÁLVULAS DE REGULAGEM (“throttling valves”). Podem trabalhar em qualquer posição de fechamento parcial. São destinadas especificamente para controlar fluxo:

Válvulas de globo (“globe valves”)

Válvulas de agulha (“needle valves”)

Válvulas de controle (“control valves”)

Válvulas de borboleta (“butterfly valves”)

Válvulas de diafragma (“diaphragm valves”)

VÁLVULAS QUE PERMITEM O FLUXO NUM SÓ SENTIDO

Válvulas de retenção (“check valves”)

Válvulas de retenção e fechamento (“stop-check valves”)

Válvulas de pé (“foot valves”)

VÁLVULAS QUE CONTROLAM A PRESSÃO A MONTANTE

Válvulas de segurança e de alívio (“safety, relief valves”)

Válvulas de contra-pressão “back-pressure valves”)

VÁLVULAS QUE CONTROLAM A PRESSÃO A JUSANTE

Válvulas redutoras e reguladoras de pressão.

2.8 BOMBAS CENTRÍFUGAS: CURVAS CARACTERÍSTICAS E PONTO DE OPERAÇÃO

As bombas centrífugas operando a velocidade constante tem o aumento de capacidade (vazão) associado ao decréscimo do “HEAD”.

As bombas centrífugas são capazes de “self regulation”. A potência consumida, a eficiência desenvolvida, o NPSH requerido, também variam com os parâmetros Vazão e “HEAD”.

As curvas características mostram todas essas variáveis com a vazão para uma bomba centrífuga que opera numa rotação fixada.

Essas curvas são chamadas características porque podem tem formas diferentes em função de características construtivas diversas das bombas. Os tipos mais comuns recebem as seguintes denominações e exprimem os seguintes comportamentos nas operações:

CURVA “FLAT” – Para uma pequena diferença de “HEAD” há grande diferença de vazão.

CURVA “STEEP” – Para uma grande diferença de “HEAD” há pequena diferença de vazão.

Normalmente todas as curvas características das bombas centrífugas são fornecidas pelos fabricantes, baseadas em operações com água limpa a 20°C (68°F).

No caso das curvas de NPSH requerido, o Hydraulic Institute (USA) tem correlações para corrigir os valores obtidos para água pelos fabricantes, para valores de operações com hidrocarbonetos.

2.8.1 CURVAS DAS FAMÍLIAS DE BOMBAS:

Como as bombas centrífugas estão disponíveis em ampla variedade de tamanhos e capacidades e poderão ser aplicadas em grandes faixas de aplicações, os fabricantes oferecem agrupamentos de curvas (“HEAD” x vazão) para várias bombas normalmente semelhantes com mesma rotação de operação que podem orientar os engenheiros sobre qual o tipo ou modelo pode ser mais adequado para a parte do processo que está sendo estudada.

Na figura seguinte apresentamos um exemplo de um desses gráficos.

2.8.2 PONTO DE OPERAÇÃO:

Todas as bombas centrífugas estabelecerão um ponto de operação que é definido como a intersecção da curva (“head” – vazão) da bomba com a curva do sistema de tubulação onde a bomba está ou estará inserida.

O ponto de operação, significa que o “HEAD” (H) e a vazão (capacidade Q) que compõem esse ponto, indicam as condições de funcionamento (operação) da bomba.

Esse ponto de operação só pode ser alterado das seguintes maneiras:

ALTERAÇÃO DA ROTAÇÃO DA BOMBA

MUDANÇA NO DIÂMETRO DO ROTOR

MODIFICAÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA DO SISTEMA

DEFORMAÇÕES MECÂNICAS DEVIDO AO USO, OU DEPÓSITOS, ETC.

2.9 CONDIÇÕES DE SUCCÃO E CAVITAÇÃO: NPSH, VORTEX E ESCORVA:

2.9.1 CAVITAÇÃO:

SE A PRESSÃO ABSOLUTA EM ALGUMA PARTE DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA EM OPERAÇÃO PASSAR POR UM VALOR MENOR QUE A PRESSÃO DE VAPOR DO LÍQUIDO SENDO BOMBEADO, ESSE LÍQUIDO IRÁ SOFRER VAPORIZAÇÃO.

EM SEGUIDA, EM ZONAS DE PRESSÃO MAIS ALTA AS BOLHAS FORMADAS NA VAPORIZAÇÃO ENTRAM EM COLAPSO, PASSANDO PARA A FASE LÍQUIDA. ISSO PROVOCA UMA ONDA DE CHOQUE QUE É CONHECIDA COMO “CAVITAÇÃO”.

SIGNIFICA QUE CAVIDADES SÃO FORMADAS NA MASSA DE LÍQUIDO, DENTRO DA BOMBA, POR VAPORIZAÇÃO DO LÍQUIDO OU PORQUE GASES DISSOLVIDOS SÃO LIBERADOS, FORMANDO BOLHAS.

VÁRIOS EFEITOS ADVERSOS SURGEM QUANDO AS “CAVIDADES” SÃO FORMADAS:

= PERDA DE VAZÃO

= DIMINUIÇÃO DO HEAD, LOGO DA PRESSÃO DE DESCARGA.

= DIMINUIÇÃO DA VAZÃO

= PERDA DE EFICIÊNCIA

= BARULHO

= VIBRAÇÃO

= REMOÇÃO DE PARTÍCULAS DO METAL DA BOMBA (“PITTING”)

E FINALMENTE DANOS A BOMBA, DEVIDO A IMPLOÇÃO DAS BOLHAS, QUANDO ELAS PASSAM PELA ÁREA DE MAIOR PRESSÃO DO ROTOR.

O Hydraulic Institute define como evidência de CAVITAÇÃO quando há perda de “HEAD” de 3%.

2.9.2 FATORES QUE PODEM LEVAR À CAVITAÇÃO:

- Aumento da temperatura do líquido na sucção
- Variação na pressão do vaso de sucção

- Variação na composição do líquido
- Excessiva perda de carga no sistema de sucção (restrição)
- Entrada de ar ou gases na sucção
- Altitude

De todos esses fatores, o estudo do NPSH só não leva em conta a entrada de ar na sucção. Os gases dissolvidos devem ser limitados a 5%.

AS BOMBAS REQUEREM UM HEAD MÍNIMO (PRESSÃO ABSOLUTA) NA SUCÇÃO, PARA EVITAR VAPORIZAÇÃO DENTRO DA BOMBA.

O VALOR DESTES HEAD MÍNIMO REQUERIDO DEPENDE DO TIPO DE BOMBA CENTRÍFUGA, PROJETO, SERVIÇO, ETC. E É ESPECIFICADO PELO FABRICANTE DA BOMBA. É o valor líquido (NET) da pressão no vaso de sucção descontadas todas as perdas na linha de sucção, até o olhal da bomba.

ESTE É O CONCEITO DE NPSH REQUERIDO, QUE É BASEADO EM BOMBEIO DE ÁGUA LIMPA A 20°C OU 68°F.

O NPSH DISPONÍVEL É O HEAD REALMENTE DISPONÍVEL NA SUCÇÃO DA BOMBA JÁ SUBTRAÍDO O VALOR DA PRESSÃO DE VAPOR DO LÍQUIDO NA TEMPERATURA DE BOMBEIO.

ENTÃO O NPSH_d DEVE SER IGUAL (teoricamente) OU MAIOR QUE O NPSH_r.

A MARGEM MÍNIMA DE SEGURANÇA ESTÁ DETALHADA NO ÍTEM 2.10.2.

ESTA MARGEM É PARA MANTER A CAVITAÇÃO DENTRO DE LIMITES ACEITÁVEIS, DE ZERO A 3% DE PERDA DE HEAD.

A CAVITAÇÃO POR VAPORIZAÇÃO PODE OCORRER POR REDUÇÃO DE PRESSÃO NA LINHA DE SUCÇÃO E CONSEQUENTE VAPORIZAÇÃO DEVIDO À TEMPERATURA DE BOMBEIO.

PARA EVITAR A CAVITAÇÃO PODE-SE

= ELEVAR O HEAD DE SUCCÃO, POR MEIO DE ELEVAÇÃO DE NÍVEL, REDUZINDO A PERDA DE CARGA NA SUCCÃO, REDUZINDO A TEMPERATURA DE BOMBEIO, MODIFICANDO A COMPOSIÇÃO DO LÍQUIDO OU REDUZINDO O NPSHr,

= DEVE-SE EVITAR A FORMAÇÃO DE VORTEX QUE PODE CAUSAR ASPIRAÇÃO DE AR OU OUTROS INCONDENSÁVEIS.

UM VOLUME DE 5 A 6% DESSES GASES PODE CAUSAR EFEITOS DESASTROSOS NAS BOMBAS CENTRÍFUGAS. ESSAS BOMBAS PODEM OPERAR COM UM MÁXIMO DE 0,5% DE GASES EM VOLUME.

RECOMENDAÇÕES PARA BOAS CONDIÇÕES DE SUCCÃO:

= SELECIONAR BOMBAS COM BAIXO NPSHr. SÃO BOMBAS DE TAMANHOS RELATIVAMENTE MENORES E DE MENOR ROTAÇÃO. CONTUDO TEM QUE SER LEMBRADO QUE O CUSTO É MENOR PARA BOMBAS MAIORES E DE MAIOR ROTAÇÃO.

= A VELOCIDADE ESPECÍFICA DE SUCCÃO DEVER SER PREFERENCIALMENTE ABAIXO DE 9000. NUNCA ACIMA DE 12000. O NÚMERO LIMITE USADO NORMALMENTE POR EMPRESAS OPERADORAS E DE PROJETO É 11.000.

= PARA INSTALAÇÕES MAIORES USAR BOMBAS DE DUPLA SUCCÃO, ISTO DIVIDE O FLUXO E REDUZ O NPSHr EM 37%. PORÉM DEVE SER OBSERVADO QUE COMO A RECIRCULAÇÃO INTERNA AUMENTA E PODE ATINGIR 40% DA VAZÃO DE MÁXIMA EFICIÊNCIA. É BOM NESSES CASOS, CONSULTAR OS FABRICANTES.

= PARA EVITAR TURBULÊNCIA, A DISTÂNCIA ENTRE CURVA NA TUBULAÇÃO DE SUCCÃO E A ENTRADA NA BOMBA, DEVE SER DE 10 VEZES O DIÂMETRO DA LINHA EM TRECHO RETO.

= SE POSSÍVEL USAR VELOCIDADE DE 1,0m/s NA SUCCÃO, INCLUSIVE PARA EVITAR VORTEX:

2.9.3 VORTEX

Uma das principais fontes de ar ou gases para uma bomba centrífuga é através da formação de um VORTEX, na entrada do tubo de sucção.

Isto ocorre quando o tubo de saída do reservatório (vaso) está relativamente próximo à superfície do líquido e a velocidade de entrada no tubo é alta.

A posição do tubo de entrada do líquido faz pouca diferença – um vortex pode ser formado quando a abertura do tubo é vertical ou horizontal.

A formação de vortex pode ser observada facilmente quando esvaziamos, por exemplo, uma pia (lavatório). Nesse caso fazemos a água escoar através de um orifício ou bocal no fundo do reservatório, o que ocasiona a massa do líquido em volta do bocal tende a adquirir um movimento em espiral.

Na realidade a rotação da Terra tende a estabelecer o sentido de rotação do vortex, se não houver predomínio de outra interferência inicial, como a água entrar tangencialmente no reservatório.

Este fenômeno é conhecido como EFEITO CORIOLIS.

Esse efeito faz com que o vortex no hemisfério norte tenha sentido de rotação anti-horário (quando observado de cima do reservatório) e no hemisfério sul, a rotação do vortex é no sentido horário.

No início da formação aparece uma pequena depressão na superfície do líquido. Essa depressão afunda gradualmente e forma um núcleo vazio no seu centro, por onde finalmente o ar ou outros gases penetram dentro do líquido. Assim o vortex assume a configuração de um funil hiperbólico.

O início da depressão que dá origem ao vortex, depende da profundidade em que está o bocal da tubulação por onde o líquido vai sair do reservatório. Portanto se essa profundidade for mantida acima do valor mínimo, o vortex será evitado, bem como os efeitos danosos às bombas a jusante.

2.9.4 PARA PREVENIR OU ELIMINAR O VORTEX:

São as seguintes técnicas para evitar a formação de vortex:

- a) Manter o bocal de saída de líquido do reservatório (vaso), bem submerso. Esse bocal deve estar localizado a uma distância das paredes do vaso de pelo menos 1,5 a 2,0 vezes o diâmetro do tubo de saída do líquido.
- b) A área efetiva, em corte longitudinal, do poço de sucção deve ser ao menos 10 vezes a área do bocal. Tal área efetiva é calculada como o produto da largura do tanque pela altura de líquido sobre o bocal.
- c) Se a velocidade através do bocal for mantida no máximo em 1,5 m/s, a altura de líquido sobre o bocal pode ser reduzida a 2 vezes o diâmetro do bocal.
- d) É recomendável que o bocal tenha no fundo do reservatório a forma de “boca de sino”.
- e) Se nem sempre é possível manter o bocal bem submerso, porque o vaso está sendo esvaziado, então chicanas acima do bocal pode evitar a formação do vortex. Na figura da página seguinte temos um esquema com as dimensões genéricas. É o dispositivo apresentado por John H. Doolin da Worthington Corp.
- f) Para vasos fechados de processo, usa-se outro dispositivo, colocado a distância de 4 a 6 polegadas do bocal de saída do líquido. A distância mínima deve ser de 2 polegadas. A altura vertical das chapas deve ser 1,25 vezes o diâmetro do bocal ou no mínimo 5 polegadas. O comprimento do dispositivo (tamanho dos “braços da cruz”) deve ser de 3,5 a 5 vezes o diâmetro do bocal de saída.

IMPORTANTE:

Mesmo que o vortex se forme em condições muito especiais, ou que não seja possível corrigir situações de formação de vortex, pois requerem paradas de plantas e/ou obras em concreto armado, etc., existe um meio prático que pode ser empregado em grandes reservatórios abertos para a atmosfera, como por exemplo, bacias de torres de resfriamento, lagoas de captação e estações de tratamento de águas para eliminar o vortex:

FAZER FLUTUAR UMA PLACA DIRETAMENTE SOBRE O BOCAL (“JANGADA DO SARAIVA”)

Essa placa flutuante pode ser de madeira, ou outro material mais leve que a água e o princípio é o seguinte:

- a) O atrito contra a parte inferior da chapa flutuante retarda consideravelmente a velocidade do vortex
- b) Mesmo que o vortex seja formado, a presença desta peça evita a entrada de ar no núcleo do vortex e na tubulação de sucção (cria perda de carga para o fluxo de gás ou ar)

A chapa deve ter dimensões amplas para impedir a formação de vortex a alguma distância do eixo do bocal do fundo do vaso (reservatório). A chapa deve ser ancorada para evitar sair do local correto (ponto acima do bocal).

2.9.5 ESCORVA:

É a operação de substituir pelo líquido a ser bombeado todo o ar outros gases e vapores do sistema de sucção, para que as bombas centrífugas possam entrar em regime normal de bombeio, sem cavitação.

A razão para isso é que a existência de ar ou gases dentro da bomba impede que seja criada uma depressão na entrada do rotor suficiente para provocar a movimentação da coluna líquida do sistema de sucção.

Esse aspecto é crítico na partida de bombas que NÃO TRABALHAM AFOGADAS, isto é, situadas abaixo do nível do reservatório (vaso) de sucção. Nesse caso, é preciso que tais bombas possuam dispositivos que proporcionem a escorva, seja por ação manual ou automática.

Mesmo durante a operação normal, há casos em que a vaporização do líquido ou, o que é mais frequente, a entrada de ar na bomba pode tornar irregular ou até interromper o processo de bombeamento.

Os principais modos de escorva são os seguintes:

- a) Utilizando válvula de pé
- b) Utilizando “by pass” da válvula de retenção (“check valve”)
- c) Utilizando bomba de vácuo ou ejetor, aspirando da linha de sucção
- d) Utilizando as chamadas “caixas de vácuo”
- e) Utilizando os chamados “vasos de escorva”

Qualquer que seja o esquema de escorva deve ser feita uma verificação e às vezes uma complementação com líquido, antes de dar partida na bomba.

Tal verificação consiste em abrir o “vent” (suspiro) da carcaça da bomba para observar que só sai líquido. No caso de água pode ser aberto para a atmosfera.

Na indústria química, na grande maioria dos casos o produto bombeado é inflamável e/ou tóxico, não podendo por tanto ter o “vent” da carcaça aberto para a atmosfera. Devem esses suspiros estar interligados a sistemas fechados de segurança de drenagem, com ligação à rede de “flare”, quando for o caso.

Para escorva de bombas de produtos muito tóxicos ou de alto custo, é seguro e econômico usar os chamados “vasos de escorva”, acima citados.

2.9.6 DIMENSIONAMENTO DAS CAIXAS DE VÁCUO:

As caixas de vácuo são dimensionadas de modo que o vácuo feito e mantido na caixa seja capaz de criar uma diferença de pressão que possa compensar a perda de carga do fluxo de líquido e a altura geométrica negativa entre o ponto de sucção e caixa de vácuo.

Esse vácuo deverá ser traduzido em altura de coluna líquida que deverá baixar dentro da caixa de vácuo.

A altura da caixa será a necessária para compensar a coluna a elevar, ou TRÊS VEZES O VOLUME DA LINHA para compensar a variação de volume.

2.10 NPSH DISPONÍVEL E REQUERIDO

As bombas centrífugas somente terão operação satisfatória se não houver formação de vapores do líquido, ou um gás dissolvido no líquido.

Portanto é necessário que no centro do rotor, ou seja, o ponto de intersecção da linha de centro do eixo da bomba e o plano perpendicular ao eixo da bomba e passando pelo “bocal de entrada no rotor”, o “HEAD” de pressão seja maior que a pressão de vapor do líquido. Em outras palavras: que haja um valor líquido (“net”) positivo de:

NPSH = NET POSITIVE SUCTION HEAD.

O NPSH REQUERIDO é o valor requerido por uma bomba para funcionar. É expresso em unidade de altura (metro ou pé) de líquido e está representado e indicado nas curvas características das bombas.

IMPORTANTE

Esses valores das curvas normalmente incluem uma margem de segurança de 0,5 m.

O fabricante de bombas fornece curvas (NPSH requerido – vazão), enquanto que o NPSH DISPONÍVEL deverá ser calculado para cada instalação, composição do fluido sendo bombeado e mais, condições de vazão, estado, temperatura, etc. tanto para verificação como para projeto.

O requisito é que: NPSH disponível > NPSH requerido.

O valor do NPSH requerido guarda uma proporcionalidade com a velocidade (rotação) da bomba, assim:

RPM (é proporcional a) $(NPSH_{requerido})^{0,75}$

2.10.1 CÁLCULO DO HPSH DISPONÍVEL

O ponto de referência é o centro do bocal de sucção.

Simplificando, podemos dizer que o NPSH disponível é a energia disponível no vaso de sucção diminuída da perda de carga na sucção.

BOMBAS COM SUÇÃO NEGATIVA EM VASO PRESSURIZADO:

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = (p_1 + p_b - p_v) / (\rho \cdot g) + v^2 / 2g - h_c - H_{\text{geo}}$$

p_1 = pressão manométrica no vaso de sucção

p_b = pressão barométrica local

p_v = pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeio

ρ = massa específica do líquido na temperatura de bombeio

g = aceleração da gravidade no local

v = velocidade do líquido no vaso

h_c = perda de carga no sistema de sucção até o rotor da bomba

H_{geo} = diferença de altura geométrica entre o nível do líquido e o eixo da bomba

De um modo geral a parcela $v^2/2g$ pode ser considerada desprezível, pois devido o valor do diâmetro do vaso, a velocidade do fluido se torna insignificante.

Então ficará:

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = (p_1 + p_b - p_v) / (\rho \cdot g) - h_c - H_{\text{geo}}$$

IMPORTANTE:

Esta nomenclatura e a consideração sobre o valor da parcela $v^2/2g$, podem ser consideradas as mesmas em todos os demais casos de cálculo do NPSH disponível que apresentamos em seguida.

BOMBAS COM SUCCÃO NEGATIVA EM VASO ABERTO PARA A ATMOSFERA:

$$NPSH_{disp} = (p_1 + p_b - p_v)/(\rho \cdot g) + v^2/2g - h_c - H_{geo}$$

Como $p_1 = 0$ e $v^2/2g$ também, ficará:

$$NPSH_{disp} = (p_b - p_v)/(\rho \cdot g) - h_c - H_{geo}$$

IMPORTANTE

É por isso que o limite para as bombas succionarem água, é TEORICAMENTE MÁXIMO de 10,33 m de altura geométrica negativa, que é a coluna de água correspondente à pressão barométrica padrão.

BOMBAS COM SUCCÃO POSITIVA EM VASO PRESSURIZADO:

$$NPSH_{disp} = (p_1 + p_b - p_v)/(\rho \cdot g) + v^2/2g + H_{geo} - h_c$$

O que ficará sendo:

$$NPSH_{disp} = (p_1 + p_b - p_v)/(\rho \cdot g) + H_{geo} - h_c$$

IMPORTANTE:

Quando o líquido está em equilíbrio (líquido-vapor), $p_1 + p_b = p_v$

Então:

$$NPSH_{disp} = H_{geo} - h_c$$

O que é muito comum na indústria de processos químicos e correlatas. Daí a simplificação a que nos referimos anteriormente.

BOMBAS COM SUCCÃO POSITIVA EM VASO ABERTO PARA A ATMOSFERA:

$$NPSH_{disp} = (p_1 + p_b - p_v)/(\rho \cdot g) + v^2/2g + H_{geo} - h_c$$

Como $p_1 = 0$ e $v^2/2g$ também, ficará:

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = (p_b - p_v)/(\rho \cdot g) + H_{\text{geo}} - h_c$$

2.10.2 DIFERENÇAS RECOMENDADAS ENTRE NPSH DISPONÍVEL E REQUERIDO

Antigamente se usava 0,60 m ou aproximadamente 2 ft.

A MARGEM MÍNIMA DE SEGURANÇA USUALMENTE PRATICADA É DE 1m A 1,5m OU A RAZÃO $\text{NPSH}_d/\text{NPSH}_r$ ENTRE 1,1 E 1,3. USA-SE O QUE FOR MAIOR.

PARA SERVIÇOS CRÍTICOS COMO GRANDES BOMBAS DE ÁGUA DE REFRIGERAÇÃO OU BOMBAS DE ALTA PRESSÃO (MULTI ESTÁGIOS) PARA ÁGUA DE CALDEIRA, USA-SE A RAZÃO $\text{NPSH}_d/\text{NPSH}_r$ ENTRE 1,5 E 2,5 OU A DIFERENÇA ENTRE NPSH_d E NPSH_r DE 3,0m, O QUE FOR MAIOR.

SEGUNDO A NORMA ANSI/HI 9.6.1 A DIFERENÇA ENTRE O DISPONÍVEL E O REQUERIDO PODE SER DE 1,1m A 1,3m PARA ÁGUA E 0,6m A 0,9m PARA HIDROCARBONETOS EM GERAL.

ESSA MARGEM É FUNÇÃO DE UM PARÂMETRO CHAMADO ENERGIA DE SUCÇÃO, DEFINIDO ASSIM:

$$\text{ENERGIA DE SUCÇÃO} = D_e \times N \times N_{ss} \times d$$

D_e = diâmetro do olhal do rotor (polegadas)

N = rotação da bomba (rpm)

N_{ss} = velocidade específica de sucção

d = densidade do líquido (água fria = 1,0)

$$N_{ss} = \frac{N(\text{rpm}) \times \text{VAZÃO NO PONTO DE MAX. EFICIÊNCIA (gpm)}^{0,5}}{\text{NPSH}_r (\text{ft})^{0,75}}$$

No caso de aplicações como:

= Alimentação de caldeiras

= Bombeio de produto de fundo em torres a vácuo

= Bombeio de solventes diversos, etc

São recomendadas diferenças acima de 3,0 m (10 ft)

IMPORTANTE:

Na prática, normalmente não se usa correlações que corrigem valores de NPSHrequerido oferecido pelos fabricantes para operações com água.

Como os valores determinados para água são maiores do que para hidrocarbonetos, funcionam como um coeficiente de segurança, pois os valores de NPSHrequerido para hidrocarbonetos, aparecem na faixa de entre 60% e 90% dos valores do NPSHrequerido para o caso de bombeio de água.

A causa é a grande variação de volume específico entre água e vapor d'água, que é muito maior que a variação de volume específico entre líquido e vapor no caso dos hidrocarbonetos.

1 m³ de água a 100°C e 1 atm absoluta produz 1.608 m³ de vapor

1 m³ de hidrocarbonetos líquidos de quatro Carbonos produz 68 m³ de vapores

1 m³ de hidrocarbonetos líquidos de três Carbonos produz 27,5 m³ de vapores.

2.10.3 RECOMENDAÇÕES PARA ESTUDOS E PROJETOS

- a) Calcular o NPSHdisponível considerando todos os mínimos detalhes do sistema de sucção.

- b) Calcular o NPSHdisponível para a vazão normal e a vazão máxima prevista.
- c) Verificar cuidadosamente a composição do líquido e sua pressão de vapor. Inclusive variações durante o processo.
- d) Não fazer correções de NPSHrequerido para hidrocarbonetos, visando elevar a margem de segurança.
- e) Utilizar as diferenças recomendadas entre NPSHdisponível e NPSHrequerido.

2.10.4 REDUÇÃO DO NPSHrequerido – INCLUSÃO DE INDUTOR

A inclusão de indutor é uma solução adotada em casos onde a baixa pressão de sucção e temperatura alta, tornam o NPSH disponível um problema crítico.

Essencialmente o INDUTOR é um pequeno parafuso de Arquimedes, que age criando aspiração de uma quantidade extra de líquido para dentro do rotor, reduzindo significativamente o NPSH requerido pela bomba, em sua faixa normal de operação.

Em muitos casos, o indutor permite a seleção de bombas menores, que operam na faixa das 3.500 rpm, para aplicação de baixo NPSH, deixando-se então de escolher bombas maiores que operam com rotação de 1.750 rotações por minuto.

2.11 MUDANÇAS DO PONTO DE OPERAÇÃO

Mudanças no ponto de operação são feitas também de forma intencional pela Engenharia, objetivando adaptação a outras condições de processo, como ampliações ou reduções de capacidade, mudança de líquido que será bombeado e outras.

A alteração no ponto de operação deve ser feita sempre observando que as condições de sucção não sejam prejudicadas, ou seja, evitando risco de cavitação.

2.11.1 ALTERAÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA DO SISTEMA

Consiste em alterar a curva de resistência ao fluxo nas tubulações e acessórios que compõem o sistema no qual a bomba opera.

Pode ser conseguida mais facilmente por meio de ajuste de válvula de controle de fluxo instalada na tubulação de descarga da bomba, ou por meio de:

- a) Modificação do diâmetro da tubulação no todo ou em parte.
- b) Presença de incrustações nas tubulações.
- c) Alterações na parte estática: pressão no vaso de sucção ou no ponto de descarga, ou nas alturas geométricas.

Outra maneira muito usual é alterar o traçado de trechos ou de toda a tubulação da bomba.

2.11.2 ALTERAÇÃO SOMENTE DA ROTAÇÃO DA BOMBA

Uma bomba centrífuga tem diferentes curvas características, correspondentes a cada uma das velocidades (rotação) de operação.

A relação entre cada uma estas curvas está ligada pela Lei da Similaridade (obtida através da análise de números adimensionais que representam cada fenômeno de comportamento do fluido e da máquina).

Então: Essas relações são válidas para pontos homólogos de cada curva característica, ou seja, os PONTOS HOMÓLOGOS SÃO PONTOS ONDE AS EFICIÊNCIAS SÃO IGUAIS.

As relações são as seguintes:

Vazões diretamente com a rotação $(Q_1)/(Q_2) = (N_1)/(N_2)$

“Heads” com o quadrado da rotação $(H_1)/(H_2) = [(N_1)/(N_2)]^2$

Potências com o cubo da rotação $(Pot_1)/(Pot_2) = [(N_1)/(N_2)]^3$

IMPORTANTE:

Os pontos definidos como (Q_1) , (H_1) , (Pot_1) e (Q_2) , (H_2) , (Pot_2) são homólogos, os rendimentos são iguais em ambos.

2.11.3 EFEITO DO DIÂMETRO DO ROTOR

Temos dois casos a considerar:

- a) Bombas geometricamente semelhantes
- b) Bombas em que a única variação é o diâmetro do rotor

BOMBAS GEOMETRICAMENTE SEMELHANTES:

São bombas cujas dimensões físicas guardam proporcionalidade constante. Nesse caso o diâmetro do rotor (D) pode ser tomado como dimensão representativa da bomba, conforme foi usado na determinação dos grupos adimensionais.

Assim, para bombas geometricamente semelhantes teremos as seguintes relações:

$$(Q_1)/(Q_2) = [(D_1)/(D_2)]^3$$

$$(H_1)/(H_2) = [(D_1)/(D_2)]^2$$

$$(Pot_1)/(Pot_2) = [(N_1)/(N_2)]^5$$

BOMBAS EM QUE A ÚNICA VARIAÇÃO É O DIÂMETRO DO ROTOR:

Nesses casos permanecem as outras grandezas físicas constantes. Para pequenas variações de diâmetro, como é o caso da troca de rotor de uma mesma bomba, uma análise da equação da continuidade, BEM COMO TESTES EXPERIMENTAIS, mostram que as relações abaixo são válidas:

$$(Q_1)/(Q_2) = (D_1)/(D_2)$$

$$(H_1)/(H_2) = [(D_1)/(D_2)]^2$$

$$(Pot_1)/(Pot_2) = [(D_1)/(D_2)]^3$$

2.11.4 REDUÇÃO DO DIÂMETRO DE UM ROTOR

É sempre feito em bombas centrífugas RADIAIS

Nas bombas de FLUXO MISTO e principalmente nas AXIAIS, a redução de diâmetro do rotor pode alterar muito o projeto, devido às variações nos ângulos das pás.

2.11.5 ROTORES FORNECIDOS PELOS FABRICANTES

Rotor máximo: diâmetro limitado pelo diâmetro da voluta.

Rotor mínimo: 80% do diâmetro do rotor máximo, pois para diâmetros menores a eficiência cairia muito.

2.12 CORREÇÃO DAS CURVAS PARA FLUIDOS VISCOSOS:

Nas bombas centrífugas, bombeando fluidos viscosos, à medida que a viscosidade do fluido aumenta para uma mesma vazão, o “HEAD” cai e a potência requerida aumenta

Em outras palavras há perda de eficiência com o crescimento da viscosidade do líquido.

Na prática as curvas características são levantadas para operação com água. Para os fluidos com viscosidade maiores que a da água, o Hydraulic Institute desenvolveu uma correlação capaz de prever as curvas características em função da viscosidade do líquido que será bombeado.

IMPORTANTE:

Para viscosidades até cerca de 10 cSt = 60 SSU ou $22 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ podem ser usadas as curvas características para água.

Segundo a revista Chemical Engineering (fascículo) esse limite pode chegar até 100 SSU.

Na faixa de 3.000 a 5.000 SSU é aconselhável utilizar bombas de deslocamento positivo.

2.12.1 CORRELAÇÃO DO HYDRAULIC INSTITUTE

Esta correlação é um método muito usado e pode ser aplicada com sucesso, observadas as seguintes considerações:

- a) Líquidos uniformes.
- b) Faixa de vazão onde o NPSH disponível é capaz de evitar cavitação.
- c) Extrapolações devem ser evitadas.
- d) Velocidades específicas entre 6 e 45 (unidades do SI).
- e) Volutas de um só estágio com rotores de fluxo radial.

Exemplos numéricos de aplicação deste método de correção das curvas características de uma bomba centrífuga em função da viscosidade do fluido se encontram com bastante detalhe nas páginas 131 e 132 do Volume I do livro Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, segunda edição de Ernest E. Ludwig.

2.13 ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS EM SÉRIE:

A curva da associação de duas bombas centrífugas em série, apresenta para uma dada vazão, a soma dos “HEAD”s de cada uma das bombas que compõe a associação.

Por isso, a associação de bombas em série está sempre ligada à necessidade de AUMENTO de “HEAD”, com conseqüente aumento de pressão de descarga. Porém como podemos observar num gráfico que abriga a curva da associação em série e a curva do sistema, vemos que a associação em série tem como efeito adicional TAMBÉM O AUMENTO DA VAZÃO, em relação à vazão de cada bomba separadamente.

Para obtenção da curva da associação, fixam-se valores de vazão e lê-se na curva de cada bomba o “HEAD” correspondente. O valor da soma desses valores de “HEAD” de cada bomba individualmente, será o “HEAD” correspondente para a associação das referidas bombas em série.

A pressão de descarga da segunda bomba será, portanto, a soma das pressões de descarga normais de cada bomba operando separadamente com o mesmo líquido.

Uma bomba MULTISTÁGIO funciona como uma associação de várias bombas em série.

IMPORTANTE:

Deve ser verificado se a segunda bomba tem resistência mecânica, flanges, selos, etc., capazes de suportar a pressão resultante da soma. Isto também deve ser verificado em relação a tubulação, instrumentos etc.

2.14 ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS EM PARALELO

A associação de bombas em paralelo está sempre ligada à necessidade de AUMENTO DE VAZÃO, sem conseqüente aumento de pressão de descarga. Porém como podemos observar no gráfico que abriga a curva da associação, A CONTRIBUIÇÃO PARA A VAZÃO TOTAL PODE SER DIFERENTE ENTRE AS BOMBAS E EM MUITOS CASOS A ÚLTIMA TEM CONTRIBUIÇÃO MENOR, ÀS VEZES BEM PEQUENA OU ATÉ NULA, em relação à vazão de cada bomba separadamente. Tudo dependerá da curva do sistema.

POR ISSO A ASSOCIAÇÃO EM PARALELO DEVE SER LIMITADA A NO MÁXIMO QUATRO BOMBAS.

A associação de bombas em paralelo dá mais flexibilidade. Nos casos de necessidade de operar a vazões reduzidas, basta tirar de operação uma ou mais bombas.

Para que se tenha uma noção melhor desta situação, um exemplo de curva de uma associação de bombas em paralelo colocada no mesmo gráfico da curva do sistema, é necessário.

Para obtenção da curva da associação, fixam-se valores de “head” e lê-se na curva de cada bomba a vazão correspondente. O valor da soma desses valores de vazão de cada bomba individualmente será a vazão correspondente ao “HEAD” escolhido.

IMPORTANTE:

Na associação de bombas em paralelo, o “HEAD” de “SHUTOFF” deve ser 15% maior que o “HEAD” do ponto de operação.

2.14.1 CUIDADOS NA ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS EM PARALELO

- a) Duas bombas iguais operando em paralelo não significa o dobro da vazão. Vai depender da curva do sistema (“o sistema vai caber?”).

- b) Bombas selecionadas para operar em paralelo, numa associação que deve ter uma vazão de operação (Q), devem ter preferencialmente, igual a $(Q)/(n)$ a vazão de cada uma das (n) bombas que farão parte dessa associação.
- c) Selecionar, sempre que possível bombas iguais para compor a associação.
- d) Ter cuidado para que as variações da curva do sistema não levem uma das bombas a trabalhar com vazão abaixo da mínima ou mesmo chegar a vazão zero (“shutoff”).
- e) Dar folga de potência nos acionadores, para que em caso de “trip” de uma das bombas a outra possa assumir o sistema, pois deverá ocorrer sobrecarga.
- f) Selecionar bombas de modo que o NPSH disponível seja suficiente para as condições de sobrecarga (sobre vazão) causada pelo “trip” de uma das bombas da associação, conforme aludido no item anterior.

2.15 VELOCIDADE ESPECÍFICA: NPSH E FLUXO MÍNIMO

2.15.1 VELOCIDADE ESPECÍFICA

A velocidade específica de uma bomba centrífuga representa a rotação (RPM) na qual um rotor geometricamente similar giraria se descarregasse uma unidade de fluxo contra uma unidade de “head”. A expressão que calcula a velocidade específica é obtida por meio de análise dimensional.

Os fabricantes de bombas e o Hydraulic Institute não usam a forma adimensional e então a velocidade específica é comumente considerada como a seguinte expressão:

$$N_s = (N) (\sqrt{Q}) / H^{0,75}$$

Em unidades SI:

N = rotação em (RPM)

Q = vazão em (m³/s)

H = “head” em (m)

Em unidades americanas e inglesas:

N = rotação em (RPM)

Q = vazão em (gpm)

H = “head” em (ft)

Bombas com rotores de dupla sucção, o cálculo deve ser feito dividindo a vazão por 2.

As principais aplicações da Velocidade Específica são:

- a) Nos projetos hidráulicos das bombas. A performance de um rotor de uma série pode ser prevista, se é conhecida a performance de um outro rotor da mesma série.
- b) Permite a previsão aproximada do desempenho de uma bomba a partir das características do rotor.
- c) Limitação das condições de sucção. É o critério mais aceito.
- d) Indicação do tipo de um rotor.

VELOCIDADE ESPECÍFICA DE OPERAÇÃO (Ns) – É a velocidade específica num ponto de operação em particular que estiver em consideração.

VELOCIDADE ESPECÍFICA TIPO (Nt) – É a velocidade específica num ponto de operação onde a EFICIÊNCIA DA BOMBA É A MÁXIMA, USANDO O ROTOR DE DIÂMETRO MÁXIMO. Isto define o tipo da bomba. O número não depende da real velocidade de rotação.

As características físicas e as linhas gerais do rotor estão intimamente ligadas com sua respectiva VELOCIDADE ESPECÍFICA TIPO.

VELOCIDADE ESPECÍFICA DE SUCÇÃO (Nss) – É calculada quando substituímos “head” pelo NPSHrequerido (NPSHR), então fica assim a expressão:

$$N_{ss} = (N) (\sqrt{Q}) / NPSHR^{0,75}$$

Nesta equação, tanto a VAZÃO quanto o NPSH REQUERIDO são os da condição de 100% do projeto, ou seja, no PONTO DE MAIOR EFICIÊNCIA e para o MÁXIMO DIÂMETRO DE ROTOR disponível para a bomba em estudo.

IMPORTANTE:

Menores valores de Nss são desejáveis porque nessas bombas é menos provável acontecer recirculação interna, permitindo operar mesmo afastada do ponto de melhor eficiência.

Os projetistas de bombas procuravam sempre projetos que tivessem o menor NPSH requerido e para isso aumentavam o diâmetro do olhal do rotor. Com o olhal com maior diâmetro ocasionava maior recirculação na sucção, causando fluxo reverso na linha de sucção próxima a bomba.

Recirculação difere de Cavitação (termo que descreve o colapso de bolhas de vapor). Os danos causados pela Cavitação são frequentemente causados por baixo NPSH disponível.

OS VALORES SEGUROS de Nss NÃO DEVEM EXCEDER 9.000 (unidades americanas). Segundo o autor HEINZ P. BLOCH, se bombas com valores de velocidade específica de sucção maiores que 9.000 estão sendo operadas com vazões muito maiores ou menores que as do ponto de maior eficiência então sua expectativa de vida e tempo entre reparos deverá ser reduzida.

Em 1982, um minucioso estudo feito com 500 bombas centrífugas na refinaria da AMOCO em Texas City, no Texas, EUA. Todas essas bombas foram projetadas no início dos anos 1960. A conclusão foi de que quando a bomba tinha VELOCIDADE ESPECÍFICA DE SUCÇÃO MAIOR QUE 11.000, A CONFIABILIDADE SE REDUZIA À METADE. Daí nasceu este valor como limite superior, que ainda é amplamente aceito por engenheiros, usuários e outros.

Embora hoje haja “softwares” muito modernos e normas para construção de bombas mais robustas como a oitava edição da API 610, não há necessidade de aumentar o diâmetro de olhal para reduzir o NPSH requerido, esse LIMITE DE VELOCIDADE ESPECÍFICA DE SUCÇÃO ainda tem “peso” nas decisões inclusive como vimos acima há recomendações de limitar a velocidade específica de sucção em 9.000.

2.15.2 EFEITOS DA VELOCIDADE ESPECÍFICA NAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS CENTRÍFUGAS:

- a) BOMBAS COM BAIXAS VELOCIDADES ESPECÍFICAS: Indicam rotores radiais ou mistos. As curvas (“HEAD” x VAZÃO) são bem planas, com eficiência máxima em ampla faixa de capacidades (vazões). Curvas de Potência consumida caindo à medida que a descarga da bomba é fechada (vazões sendo reduzidas). Empregam-se bombas com essas características no caso de rotores projetados para grandes valores de “HEAD”.

- b) BOMBAS COM ALTAS VELOCIDADES ESPECÍFICAS: Indicam rotores axiais. São rotores projetados para baixos valores de “HEAD” e grandes vazões. As curvas (“HEAD” x VAZÃO) bem inclinadas. “HEAD” cresce rapidamente com redução da vazão. As curvas de eficiência apresentam um máximo bem pronunciado. As curvas de Potência se elevam à medida que a capacidade (vazão) é reduzida.

IMPORTANTE:

Projetam bombas centrífugas de fluxo misto na faixa de $N_s = 500$ a $N_s = 6.500$ e bombas axiais na faixa de $N_s = 5.000$ a $N_s = 11.000$ (dados em unidades americanas).

Utilizando unidades SI, as bombas centrífugas variam de $N_s = 5$ a $N_s = 100$.

TAMBÉM IMPORTANTE:

A maioria das bombas centrífugas de processo tem velocidade específica abaixo de 2.000.

As bombas maiores, como as bombas de água de refrigeração podem ter valores de N_s na ordem de 5.000.

2.15.3 FLUXO MÍNIMO

Um número muito grande de bombas não opera no seu ponto de maior eficiência. Isto ocorre por vários motivos que se repetem. Alguns deles podemos mencionar:

- a) Uma bomba maior é selecionada prevendo aumento de capacidade da Planta no futuro, para acomodar uma margem assumida de erro de cálculo.
- b) Quase sempre a capacidade escolhida é 10% ou mais acima da real capacidade.

- c) Situações em que as bombas operam com frequentes e amplas variações de fluxo (vazão).

Isto acarreta que a operação de muitas bombas ocorra de forma ineficiente. É UM CONHECIDO CAMINHO PARA PERDAS DE ENERGIA E PROBLEMAS MECÂNICOS.

Quando o ponto de operação se desloca se afastando do ponto de maior eficiência para a esquerda, a região de menor capacidade da bomba (vazão), a eficiência da bomba vai se reduzindo e a demanda relativa de energia vai aumentando, se tornando maior que a necessária.

A diferença entre a energia fornecida no eixo da bomba (bhp) e a energia hidráulica transferida ao líquido, é consumida sob a forma de calor dentro da própria bomba.

O caso extremo é a operação da bomba com a válvula de descarga fechada, em que toda a energia recebida é convertida em calor. Mesmo havendo perda de calor pela carcaça para o meio ambiente, energia fica no líquido e pode atingir o ponto de ebulição.

A elevação de temperatura devido à operação no “shutoff” pode ser aproximadamente a seguinte:

$$\Delta T = 42,4 \times (\text{bhp no shutoff}) / (W_p \times C_p + W_w \times C_w), \text{ onde:}$$

ΔT = Elevação da temperatura em °F/minuto

W_p = peso da bomba

W_w = peso do líquido contido na carcaça

C_p = Calor específico do material da bomba

C_w = Calor específico do líquido

Se a velocidade da elevação da temperatura é muito grande, pode não haver tempo de ocorrer a transmissão do calor do líquido para a carcaça. Nesse caso a equação passa a ser:

$$\Delta T = 42,4 \times (\text{bhp no shutoff}) / (Ww \times Cw)$$

No bombeio normal, quanto maior for a vazão da bomba menor a velocidade de elevação de temperatura. Por outro lado, quando o fluxo tende a zero ou atinge ZERO (condição de “shutoff”) a temperatura sobe rapidamente.

Vejamos o seguinte exemplo: Duas bombas ambas com o mesma potência de “shutoff”, igual a 100 hp, sendo que a massa contida na carcaça da primeira é de 45,35 kg de água e na segunda seja de 907 kg de água.

Na primeira teremos a elevação de temperatura de 42,4°F/minuto e na segunda 2,12°F/minuto.

Então bombas de grande “HEAD”, (grande velocidade) como tem menor volume contido tem **MAIOR VELOCIDADE DE ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA**.

E bombas de baixo “HEAD” e grande vazão, como tem maior volume contido tem **MENOR VELOCIDADE DE ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA**.

IMPORTANTE:

Usando uma elevação de temperatura de 15°F como permitida, os fabricantes de bombas às vezes acabam permitindo baixos fluxos.

Então dispositivos de garantia de fluxo mínimo devem ser usadas nos casos onde a baixa vazão não cause elevações de temperatura maiores que 15°F.

Estes dispositivos podem ser linhas de “bypass” que devem ser ligadas ao vaso de sucção onde o excesso de calor possa ser absorvido e nunca como um retorno à linha de sucção. Caso não seja possível o fluxo de “bypass” deve ser resfriado num trocador de calor.

A linha de “bypass” deve conter um orifício de restrição (RO) para reduzir a pressão e restringir o fluxo ao valor desejado. Arranjos com múltiplos

orifícios são usados quando a diferença de pressão desejada é muito alta, como no caso de bombas de água de alimentação de caldeiras de alta pressão.

Existem no comércio válvulas automáticas para controle de fluxo mínimo de bombas. São instaladas nas linhas de “bypass”.

Para o consultor Dr. Tony Sofronas (EUA), a elevação de temperatura do líquido numa bomba centrífuga no “shutoff”, é aproximadamente:

$$\Delta T = 81 \times (\text{bhp}) \times t / (D^3 \times \rho \times C_p), \text{ onde:}$$

ΔT = elevação da temperatura do líquido na carcaça (°F)

(bhp) = bhp no “shutoff”

t = tempo em que a bomba opera no “shutoff” (minutos)

D = diâmetro do rotor (ft)

ρ = massa específica do líquido (lbm/ft³)

C_p = capacidade calorífica do líquido (Btu/lbm.°F)

Como exemplo consideremos uma bomba centrífuga bombeando água numa vazão tal que a potência consumida é de 100 hp. O diâmetro do rotor é de 1 ft e a potência no “shutoff” é 50% da potência normal de bombeio. Se for bloqueada por 2 minutos, qual a elevação da temperatura da água presa na carcaça?

$$\Delta T = 81 \times 50 \times 2 / (1^3 \times 62,4 \times 1) = 130^\circ\text{F}$$

Esta elevação de temperatura pode ou não causar problemas à bomba, conforme já vimos.

IMPORTANTE:

No caso de hidrocarbonetos haveria uma maior elevação da temperatura, porque tem menor capacidade calorífica e menor massa específica.

Poderia ocorrer até vaporização do líquido da carcaça e a bomba “rodar a seco”.

Esta equação se aplica apenas a curto tempo de bloqueio da descarga e bombas centrífugas de fluxo radial. Não se aplica aos casos de fluxo misto, axial outro tipo.

2.15.4 DETERMINAÇÃO DO FLUXO MÍNIMO

Para proteger a bomba e o processo, uma vazão acima do fluxo mínimo deve ser garantida através do sistema de “bypass”, seja ele qual for. Para isso é necessária escolher ou calcular a vazão mínima de bombeio.

A indicação mais fácil é a indicação do fabricante da bomba. No passado se baseava o fluxo mínimo no valor de aquecimento de 20°F, o que levava a valores entre 10% e 15% da vazão de projeto.

Depois foi fixado o valor de 15°F, como vimos acima.

Para garantir maior confiabilidade com fluxo estável e sem cavitação, a industria concluiu que o “range” de fluxo mínimo pode variar de 10% a 70% da vazão no ponto de maior eficiência, mas tudo dependendo da VELOCIDADE ESPECÍFICA DE SUCÇÃO.

Por exemplo: o mínimo fluxo para uma bomba axial pode ser 70%, enquanto que o fluxo mínimo para uma bomba radial de baixa velocidade específica de sucção pode estar entre 30% da vazão no ponto de maior eficiência.

Então:

$N_{ss} > 11.000$ - vazão mínima de 80% da vazão no BEP

$8.000 < N_{ss} < 11.000$ – vazão mínima de 65% da vazão no BEP

$N_{ss} < 8.000$ – vazão mínima de 50% da vazão no BEP.

Contudo, o fluxo mínimo pode ser calculado pelo método que apresentamos a seguir. Embora a validade desse método não ter sido totalmente estabelecida, é um método muito usado.

Para bombas multi-estágio usar somente o “HEAD” (H) por estágio, na temperatura limite.

Vejam os métodos de cálculo:

- a) Calcular o NPSH disponível para a vazão normal.
- b) Somar a esse valor encontrado do NPSH disponível, a pressão de vapor do líquido nas condições de sucção. Isto representa a pressão de vapor correspondente à temperatura do líquido no “flash point”.
- c) Calcular ou buscar em tabelas, etc., a temperatura (T) correspondente à pressão de vapor (resultante da soma mencionada no item (b)).
- d) A elevação de temperatura (ΔT) permitida será a diferença entre a temperatura (T) e a temperatura real de bombeio. No caso de água de alimentação de caldeiras, usa-se o valor prático de 15°F, de elevação para condições médias.
- e) Calcular a eficiência mínima de segurança (η):

$$(\eta) = H / (778 \times \Delta T \times C_p + H)$$

H = “head” em (ft) nas condições de “shutoff”

C_p = capacidade calorífica do líquido (Btu/lb. °F)

- f) Com o valor da eficiência mínima de segurança (η), pode-se encontrar nas curvas características da bomba a vazão correspondente, que será a VAZÃO MÍNIMA OU FLUXO MÍNIMO DE OPERAÇÃO.

IMPORTANTE:

Segundo Austin R. Bush da Worthington, a recirculação para manter o fluxo mínimo de operação não deve ser NUNCA ABAIXO DE 5 gpm, DEVE SER EM TORNO DE 10 gpm.

2.16 EFEITOS DO BAIXO FLUXO NAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

No ponto de maior eficiência, (“Best Efficiency Point” – BEP), a velocidade relativa de entrada do líquido é suposta ser paralela às palhetas e seus ângulos. O projeto pretende evitar choques na entrada.

A bomba operando em vazão maior ou menor que a do ponto de maior eficiência resulta em aumento das perdas por atrito.

Também um fenômeno de fluxo chamado RECIRCULAÇÃO ocorrerá em vazões afastadas do (BEP). Esta recirculação pode existir tanto na sucção como na descarga do rotor.

A vazão de bombeio em que a recirculação se manifesta na bomba, depende da VELOCIDADE ESPECÍFICA DE SUCÇÃO. Assim:

Para bombas com maior N_{ss} , a recirculação interna de fluxo começará a talvez 85% da vazão do (BEP), e talvez a 55% da vazão do (BEP) em bombas com menores valores de N_{ss} . Novamente isto tornará mais diferente o número de forma do rotor ou VELOCIDADE ESPECÍFICA (N_s).

BOMBAS COM ALTO N_s TERÃO MENOR MARGEM ENTRE A VAZÃO NO (BEP) E O FLUXO ONDE A RECIRCULAÇÃO COMEÇA, COMPARADA COM BOMBAS DE BAIXO VALOR DE N_s .

Barulho característico, quebra de selo mecânico, vibração indesejável, trancamento e outras SÃO MANIFESTAÇÕES FÍSICAS DE QUE NÃO É POSSIVEL ACEITAR OPERAÇÃO DE BOMBAS COM FLUXO MUITO BAIXO, OU SEM FLUXO.

Há uma mistura de recirculação com fluido que entra, causando turbulência que consome energia desnecessária.

IMPORTANTE:

Em bombas com baixo valor de N_s o consumo de energia no “shutoff” é aproximadamente 30% do que consome no (BEP).

Em bombas com rotor de fluxo axial esse consumo no “shutoff” pode ser tão alto quanto 90% da vazão no (BEP).

Além disso, forças radiais agindo no rotor são mínimas na vazão no (BEP), e aumentam em vazões menores e maiores que a vazão no (BEP).

O bhp de “shutoff” é aproximadamente igual ao bhp de 40% a 60% do fluxo total. Essa potência se dissipa, indo principalmente aquecer o líquido confinado na carcaça.

2.17 ESQUEMAS PARA GARANTIA DO FLUXO MÍNIMO

São os seguintes os esquemas mais empregados para garantia do fluxo mínimo para as bombas centrífugas:

- a) Método do controle da vazão.
- b) Método do controle da pressão.
- c) Método do orifício de restrição (RO).
- d) Emprego de válvula automática auto-operada.
- e) Controle do nível com recirculação.

O método do Controle de Pressão é mais adequado para sistemas com grandes variações de fluxo e que precisam de respostas mais rápidas. Só deve ser usado em bombas com curvas de inclinação bem acentuada, onde variações de vazão trazem grandes variações de “HEAD”, com conseqüente visível variação de pressão de descarga.

O método do Orifício de Restrição (RO) é mais adequado para bombas que exigem pequena vazão de recirculação (fluxo mínimo).

As Válvulas Auto-operadas são usadas com frequência em bombas de alimentação de caldeiras.

IMPORTANTE:

A recirculação para manter o fluxo mínimo de segurança das bombas deve ser feita com uma linha que deve sair da linha de descarga da bomba no trecho entre a bomba e a “check valve”.

2.18 BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO: ALTERNATIVAS E ROTATIVAS

2.18.1 BOMBAS ALTERNATIVAS:

A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA PODE SER DE ATÉ 95%

AS BOMBAS ALTERNATIVAS IMPRIMEM AO LÍQUIDO AS PRESSÕES MAIS ELEVADAS ENTRE TODOS OS TIPOS DE BOMBAS. AS VAZÕES, PORÉM SÃO RELATIVAMENTE PEQUENAS, A MANUTENÇÃO FREQUENTE, CARA E EM MUITOS CASOS O FLUXO É PULSANTE.

USA-SE NORMALMENTE PARA VAZÕES ATÉ 1000 gpm E PRESSÃO DE 10.000 psi OU MAIS.

PODEM SER USADOS VASOS ACUMULADORES PARA REDUZIR O EFEITO DA PULSAÇÃO.

O NPSH REQUERIDO É APROXIMADAMENTE 3 A 5 psig ACIMA DA PRESSÃO DE VAPOR DO LÍQUIDO.

A VELOCIDADE NA LINHA DE SUÇÃO DEVE FICAR ENTRE OS VALORES DE 1 E 3 ft/s.

É OBRIGATÓRIA A INSTALAÇÃO DE VÁLVULA DE SEGURANÇA NA TUBULAÇÃO DE DESCARGA OU INTERNAMENTE NA BOMBA.

O EFEITO DA VISCOSIDADE DO FLUIDO, NA EFICIÊNCIA DA BOMBA É DESPREZÍVEL.

AS EFICIÊNCIAS VARIAM COM O PORTE APROXIMADAMENTE ASSIM:

EFICIÊNCIA DE 70% NA FAIXA DE 10 hp

EFICIÊNCIA DE 85% NA FAIXA DE 50 hp

EFICIÊNCIA DE 90% NA FAIXA DE 500 hp

2) BOMBAS DE PARAFUSO, LÓBULOS E ENGRENAGENS

DEPENDEM DE FOLGAS MUITO PEQUENAS PARA OPERAREM BEM.

HÁ POR TANTO PROBLEMAS, QUANDO OPERAM COM FLUIDOS SUJOS OU ABRASIVOS.

ESTAS BOMBAS NÃO TEM ESCOAMENTO PULSANTE, TENDO BOAS CARACTERÍSTICAS PARA USO NOS PROCESSOS QUÍMICOS.

CONDIÇÕES DE APLICAÇÃO DESSA BOMBAS:

VAZÕES DE 1 A 5.000 gpm.

COM FLUIDOS DE 30 SSU (1 cS) OU MENOS, HEAD ATÉ 200 ft.

COM FLUIDOS DE 50 A 70 SSU, HEAD ATÉ 500 ft.

COM FLUIDOS ACIMA DE 70 SSU, HEAD ATÉ 1200 ft.

PODEM SER USADAS PARA VISCOSIDADES DE ATÉ 500.000 SSU.

NPSH REQUERIDO DE ATÉ 3 ft.

CONSEGUEM BOMBEAR LÍQUIDOS COM GASES ATÉ 30% EM VOLUME. CONTUDO A ENTRADA DE GASES REDUZ A VAZÃO E CAUSA PULSAÇÃO.

O PROJETO MECÂNICO É TAL QUE ATÉ 10.000 SSU NÃO HÁ INFLUÊNCIA NA EFICIÊNCIA.

PARA VALORES MAIORES FAZ-SE AS SEGUINTE CORREÇÕES:

MAIS DE 10.000 ATÉ 30.000 SSU FATOR=0,95

MAIS DE 30.000 ATÉ 50.000 SSU FATOR=0,85

MAIS DE 50.000 ATÉ 100.000 SSU FATOR=0,35

TERÁ DE SER INSTALADA VÁLVULA DE SEGURANÇA NA TUBULAÇÃO DE DESCARGA OU INTERNAMENTE NA BOMBA.

EM SUMA, A VAZÃO É PROPORCIONAL À ROTAÇÃO E QUASE NÃO DEPENDE DA PRESSÃO DIFERENCIAL OU DO HEAD.

2.19 CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO

Gráficos apresentam o desempenho das bombas de deslocamento positivo por meio de curvas “HEAD” x Vazão. Ilustram também uma comparação com o desempenho das bombas centrífugas.

2.20 BOMBAS: SELEÇÃO E ESPECIFICAÇÃO

A seleção de bombas de processo tem de levar em conta a adequação do equipamento às condições de processo, aliando capacidade com os requisitos do sistema e as propriedades do líquido que será bombeado.

Geralmente a qualidade do líquido não varia após passar pela bomba. Há exceção no caso de bombas que são reatores químicos, como, por exemplo, na produção de Nitro-benzeno, Nitro-Clorobenzenos, etc.

Etapas relacionadas com a seleção e especificação das bombas:

- a) Estabelecer as condições de processo
- b) Estabelecer o tipo de bomba (gráfico adiante).
- c) Escolher os materiais de construção
- d) Determinar algumas características construtivas
- e) Elaborar a folha de dados e especificações gerais, como apresentada em modelos na literatura.
- f) Preparar a lista de fornecedores
- g) Enviar as consultas a esses fornecedores
- h) Analisar as propostas e escolher a melhor considerando principalmente a sistemática de “Ciclo de Vida”.
- i) Analisar os desenhos e acompanhar a fabricação e os testes.

2.20.1 ESTABELEECER AS CONDIÇÕES DE PROCESSO

As condições de processo que devem ser consideradas e estabelecidas são:

- a) Características físicas e químicas do líquido a ser bombeado: composição química, pH, Massa específica, viscosidade, pressão de vapor, temperatura de bombeamento e condições especiais, como presença de sólidos em suspensão, abrasividade e outras.
- b) Vazão máxima, mínima e de projeto.

c) Pressão de sucção, pressão de descarga, “HEAD” total.

d) NPSH disponível.

2.20.2 ESTABELEECER O TIPO DE BOMBA

O estabelecimento do tipo de bomba se faz comparando as características de funcionamento de cada tipo com os requisitos operacionais do sistema.

Utilizar gráfico específico já mencionado.

Quando mais de um tipo se torna adequado para um determinado serviço, a escolha recairá sobre o mais econômico na análise de Ciclo de Vida.

2.20.3 ESCOLHER OS MATERIAIS DE CONSTRUÇÃO

As curvas e tabelas de corrosão encontradas na bibliografia nem sempre refletem a realidade, pois na maior parte das vezes esses dados foram obtidos em experiências de laboratório, com substâncias puras e em condições estáticas, totalmente diferentes das encontradas na realidade industrial.

Pelo exposto, os dados sobre resistência à corrosão encontrado na bibliografia e catálogos devem ser considerados apenas como orientação, cuja finalidade é dar uma ideia aproximada sobre o comportamento esperado de um material.

Úteis mesmo são as normas do Hydraulic Institute que, baseadas na experiência de seus associados, listam materiais recomendados para algumas centenas de fluidos diferentes. Da mesma forma a norma API 610 lista os materiais recomendados para fluidos usuais encontrados em refinarias de petróleo.

2.20.4 DETERMINAR ALGUMAS CARCTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

O ROTOR pode ser aberto, semiaberto ou fechado. O rotor fechado deve ser usado sempre que possível, devido à sua maior eficiência quando comparado com os demais.

Na presença de sólidos finos em suspensão, em percentagem maior que 3% a 5% (polpas), é usual a utilização de rotores semiabertos, devido a sua menor tendência a entupimento.

O rotor aberto é usado no bombeamento de esgotos, efluentes, água com areia (as chamadas “bombas de dragagem”).

A SELAGEM DO EIXO pode ser feita por selo mecânico, caixa de gaxetas ou selo hidráulico.

Em serviços com água, líquidos pouco corrosivos e não inflamáveis ou com sólidos em suspensão, costuma-se especificar selagem por meio de gaxetas, refrigeradas por líquido externo (geralmente água) ou o próprio líquido que estará sendo bombeado.

Quando o fluido bombeado é inflamável ou corrosivo, sem sólidos em suspensão, é de uso comum o SELO MECÂNICO, que também pode ser refrigerado por líquido de fonte externa ou o próprio líquido bombeado.

Para líquidos corrosivos o SELO HIDRÁULICO por suas vantagens tem sido muito usado.