

**INTRODUÇÃO AOS SISTEMAS DE PRESSURIZAÇÃO – CONCEITOS DE HIDRÁULICA,
BOMBAS CENTRIFUGAS E REDES HIDRÁULICAS****ÍNDICE**

1. Princípios de Mecânica dos Fluidos.....	2
1.1. Propriedades da Água	2
1.1.1. Massa volúmica e peso volúmico	2
1.1.2. Viscosidade	2
1.1.3. Compressibilidade.....	3
1.1.4. Tensão de saturação do vapor de água	4
1.2. Conceitos fundamentais de hidrocinemática e hidrodinâmica	4
1.2.1. Conceitos Básicos.....	4
1.2.2. Classificação dos escoamentos.....	5
1.2.3. Equação da continuidade.....	5
1.2.4. Teorema de Bernoulli	6
1.2.5. Teorema da Quantidade de Movimento ou de Euler	8
1.3. Escoamentos sob pressão em regime uniforme e permanente.....	9
1.3.1. Escoamentos laminares e escoamentos turbulentos	9
1.3.2. Perdas de carga contínuas	9
1.3.3. Perdas de carga localizadas	13
2. Redes hidráulicas.....	13
2.1. Classificação das redes hidráulicas	13
2.2. Cálculo hidráulico	14
2.3. Dimensionamento económico de condutas	15
2.4. Curva característica da instalação.....	16
3. Bombas centrífugas	17
3.1. Definição.....	17
3.2. Constituição	18
3.3. Curva Característica da Bomba.....	19
3.4. Cavitação e NPSH.....	23
3.5. Leis de Semelhança	28
4. Referências Bibliográficas	30

1. Princípios de Mecânica dos Fluidos

1.1. Propriedades da Água

1.1.1. Massa volúmica e peso volúmico

Massa volúmica e peso volúmico de uma substância são, respectivamente, a massa e o peso da unidade de volume dessa substância. Para os líquidos estas grandezas variam com a pressão e a temperatura.

A água tem o valor máximo de massa volúmica à temperatura de 4°C, que à pressão atmosférica normal toma o valor de 1000 kg/m³. Considerando a aceleração da gravidade igual a 9,8 ms⁻², o peso volúmico, à mesma temperatura será 9800 Nm³.

1.1.2. Viscosidade

A viscosidade dos fluidos traduz-se pela resistência que estes oferecem à deformação. Assim, no seu escoamento desenvolvem-se forças resistentes, que dão parte à dissipação de parte da energia mecânica possuída pelo fluido em movimento.

Ao pretender modificar-se a forma de uma massa de fluido, observa-se que as camadas do mesmo se deslocam umas em relação às outras, até que se alcance uma nova forma. Durante este processo ocorrem tensões tangenciais (esforços de corte) que dependem da viscosidade e da velocidade do fluido.

O comportamento de um fluido sob a acção de um esforço de corte é importante na medida em que determinará a forma como ele se movimentará. A fim de que se possa introduzir a noção de esforço de corte (tensão tangencial), torna-se necessário analisar as forças exteriores que actuam numa determinada massa de fluido sujeita à acção da aceleração da gravidade.

Num fluido em repouso não existem tensões tangenciais e de acordo com a lei de Pascal a pressão num ponto é igual em todas as direcções. Nos fluidos em movimento, em que se manifeste a acção da viscosidade desenvolvem-se tensões tangenciais ou esforços de corte.

A viscosidade é uma propriedade física que é definida como sendo a resistência de um fluido ao seu escoamento uniforme.

Considere-se duas placas paralelas de fluido, S, que se movem a uma distância, Δn , a uma velocidade relativa Δv . A força necessária para o deslocamento será:

$$\Delta F = \mu S \frac{\Delta v}{\Delta n} \quad (1)$$

Logo, em termos de tensão unitária:

$$\tau = \frac{\Delta F}{S} = \mu \frac{\Delta v}{\Delta n} \quad (2)$$

onde μ é o coeficiente de viscosidade dinâmica.

A viscosidade dinâmica (μ) para um determinado fluido é determinada recorrendo a tabelas ou a gráficos enquanto que a viscosidade cinemática (ν) é expressa da seguinte maneira:

$$\nu = \mu / \rho \quad (3)$$

onde ρ é a massa volúmica do fluido. A viscosidade cinemática nos líquidos varia apreciavelmente com a temperatura, sendo desprezável a influência da pressão.

Sendo a viscosidade uma propriedade física que determina a resistência ao escoamento uniforme de um fluido, ela afecta a distribuição do esforço de corte destes.

Analisando o comportamento dos fluidos em função do esforço e a velocidade de corte, podemos classifica-los os fluidos da seguinte maneira:

- **Fluido Ideal** - apresenta resistência nula à deformação;
- **Fluido Newtoniano** - o esforço de corte é proporcional à velocidade de corte, sendo τ o declive da recta;
- **Fluido não Newtoniano** - deforma-se de tal maneira que o esforço de corte não é proporcional à velocidade de corte;
- **Plástico Ideal** - o fluido sustém, inicialmente, um esforço sem qualquer deformação, deformando-se posteriormente de forma proporcional ao esforço de corte;
- **Sólido Ideal** - não ocorre deformação para qualquer valor de tensão.

Os Fluidos Newtonianos são praticamente todos os líquidos orgânicos e inorgânicos enquanto que os Fluidos não Newtonianos podem ser classificados em pseudoplásticos, dilatantes, Bingham, etc.. Como exemplos de Fluidos não Newtonianos podem-se destacar a pasta de celulose, algumas tintas, borracha, etc...

1.1.3. Compressibilidade

A compressibilidade dos fluidos traduz-se pela diminuição do volume ocupado por uma determinada massa de líquido quando aumenta a pressão a que esta está sujeita.

De acordo com o seu comportamento sob a acção de uma pressão aplicada exteriormente os fluidos podem ser classificados da seguinte forma:

- **Incompressíveis** - Se o volume de um elemento de fluido é independente da sua pressão e temperatura. Nos líquidos as pequenas variações de pressão, podem-se considerar incompressíveis para a maior parte dos fenómenos.
- **Compressíveis** - Se o volume de um elemento de fluido varia com a sua pressão e temperatura, como acontece nos gases.

Note-se contudo que nenhum dos fluidos reais é completamente incompressível. No entanto, os líquidos podem ser encarados como tal para efeitos de estudo de grande parte das aplicações práticas. É no entanto importante realçar que em alguns fenómenos, como por exemplo na análise do choque hidráulico, deve ser considerada a compressibilidade do fluido.

1.1.4. Tensão de saturação do vapor de água

Quando a pressão num ponto de um líquido desce até à respectiva tensão de saturação de vapor, o líquido entra em ebulição.

A tensão de saturação do vapor de um líquido, t_v , varia em função da temperatura.

A tensão de saturação de vapor para a água à temperatura de 20°C é de 2330 N/m², e à temperatura de 100°C iguala a pressão atmosférica normal.

No escoamento de líquidos aparecem, em certas condições, zonas em que a pressão desce até à tensão de saturação de vapor, formando bolhas de ar, indicadoras da ocorrência do fenómeno de cavitação.

1.2. Conceitos fundamentais de hidrocinemática e hidrodinâmica

1.2.1. Conceitos Básicos

Define-se trajectória de uma particular como o lugar geométrico dos pontos ocupados pela partícula ao longo do tempo, enquanto que linha de corrente num determinado instante será a linha que goza da propriedade de, em qualquer dos seus pontos, a tangente respectiva coincidir com o vector velocidade no mesmo ponto e nesse instante.

O Caudal, será o volume que, na unidade de tempo, atravessa uma secção efectuada num escoamento por uma superfície, se esta for normal em todos os seus pontos à velocidade do escoamento. Assim, o caudal, Q , será:

$$Q = \int v \, ds \quad (4)$$

Velocidade média, V , (numa secção normal em todos os pontos à velocidade do escoamento) velocidade de um escoamento que, com velocidade uniforme na secção, transporta um caudal igual através da mesma secção.

1.2.2. Classificação dos escoamentos

1.2.2.1. Variados, permanentes e uniformes

O escoamento é variável se, numa dada secção transversal, a velocidade média e o caudal variarem com o tempo.

O escoamento é permanente se, em qualquer secção transversal, a área da secção líquida e a velocidade média (e, portanto o caudal) forem invariáveis com o tempo. Num escoamento permanente a velocidade pode variar de ponto para ponto, mas, em cada ponto, mantêm-se constante ao longo do tempo.

Um escoamento uniforme é um movimento permanente em que a velocidade é constante ao longo de uma mesma trajectória (em módulo, direcção e sentido). Pode então dizer-se que o escoamento é uniforme se as trajectórias forem rectilíneas e paralelas e se a área da secção líquida, S , a velocidade média, V , forem invariáveis com o tempo e a secção transversal considerada. O movimento uniforme só é possível em condutas e canais de eixo rectilíneo e de secção constante. Escoamentos transitórios são escoamentos que se estabelecem na transição entre duas situações de escoamentos permanentes.

1.2.3. Equação da continuidade

A equação da continuidade estabelece o princípio da conservação da massa. Assim entre duas secções transversais, num escoamento permanente de um fluido incompressível sob pressão, mantêm-se constante ao longo do tempo o volume do líquido entre as duas secções.

Considerando uma tubagem com vários troços de diâmetros diferentes, verifica-se que o caudal de fluido é sempre constante em toda a tubagem.

Define-se então Caudal mássico (Q_m) como a massa de fluido transportada (m) por unidade de tempo (t) e será igual a:

$$Q \times v_1 = Q \times v_2 = Q \times v_3 \quad ; \quad v_1 \times A_{i1} = v_2 \times A_{i2} = v_3 \times A_{i3} = v \times A_i \quad (5)$$

A expressão (5) é designada por equação da continuidade. O termo continuidade deriva do facto de o caudal em todos os troços ser constante.

Em termos de caudal mássico ($Q_m = \text{cont.}$),

$$Q_m1 = Q_m2 = Q_m3 = Q_m \quad \Leftrightarrow \quad \rho \cdot v_1 \cdot A_{i1} = \rho \cdot v_2 \cdot A_{i2} = \rho \cdot v_3 \cdot A_{i3} = \rho \cdot v \cdot A_i \quad (6)$$

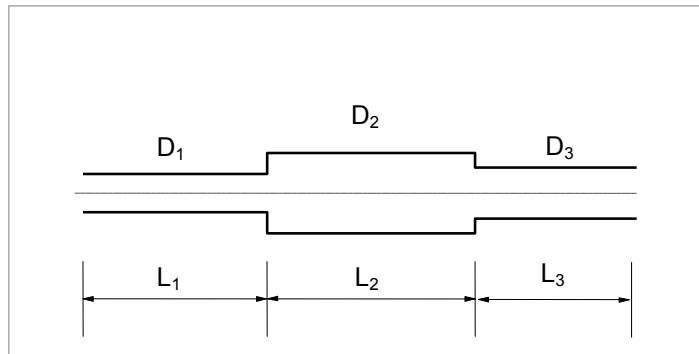


Figura 1 - Condutas em série.

Nestas circunstâncias, facilmente se depreende que o caudal escoado é o mesmo em cada troço de conduta com características distintas, e que a perda de carga total é dada pela adição de todas as perdas de carga parcelares:

$$Q = U_1 \times S_1 = U_2 \times S_2 = \dots = U_n \times S_n \quad (7)$$

$$\Delta H = \sum_{i=1}^n \Delta H_i = \sum_{i=1}^n J_i \times L_i \quad (8)$$

1.2.4. Teorema de Bernoulli

Considerando um regime estacionário (as variáveis do processo, como por exemplo, pressão, temperatura, volume, etc. permanecem constantes ao longo do tempo), num fluido Newtoniano e incompressível, a energia específica total duma partícula é igual à energia mecânica total da partícula por unidade de peso e apresenta três componentes:

$$E = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Trinómio de Bernoulli}) \quad (9)$$

Dimensionalmente cada parcela corresponde a um comprimento pelo que é assimilável a uma soma de "alturas":

$$[E] = \frac{[F] \times [L]}{[F]} = [L]$$

O significado físico de cada parcela será o seguinte:

z = cota da partícula em relação a um plano de referência (energia potencial de posição da partícula por unidade de peso)

$\frac{P}{\gamma}$ = altura piezométrica: energia potencial de pressão por unidade de peso da partícula;

$\frac{v^2}{2g}$ = altura cinética: energia cinética por unidade de peso da partícula com velocidade v .

Assim, define-se Linha Piezométrica como o lugar geométrico dos pontos em que a sua cota é a soma da cota topográfica e da altura $(z + \frac{P}{\gamma})$. Analogamente, a Linha de Carga (ou Energia) será o lugar geométrico dos pontos cuja cota será a soma da cota topográfica, a altura piezométrica e a altura cinética $(z + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g})$.

O teorema de Bernoulli refere que no caso se um fluido incompressível em regime permanente, em que se possam desprezar as forças de atrito e, conseqüentemente as perdas de energia, mantêm a carga total de uma partícula ao longo de uma trajectória.

O Teorema de Bernoulli aplicado a fluidos pesados e incompressíveis, em regime permanente, toma a seguinte forma:

$$(z_1 + \beta_1 \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2g})_{s1} - (z_2 + \beta_2 \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2g})_{s2} = \Delta H \pm \Delta B \quad (10)$$

O teorema de Bernoulli representa uma equação de balanço de energia pois iguala a variação da energia mecânica total entre duas secções de um tubo de corrente ao trabalho realizado pelas forças locais de inércia (nulas em regime permanente) e de resistência ΔH .

Na prática, pode-se considerar:

* $\beta_1 = \beta_2 = 1,0 \rightarrow$ Coeficiente de distribuição de pressão (campo de pressões do tipo hidrostático – condutas de pequeno e médio diâmetro).

* $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,0 \rightarrow$ Coeficiente de energia cinética ou de Coriolis (distribuição de velocidades – consideração de velocidades médias). Correção das velocidades, pois a distribuição da velocidade na secção não é rectangular ($1,00 \leq \alpha \leq 1,15$).

A parcela ΔB corresponde a troca de energia com o exterior:

$+\Delta B \Rightarrow$ cedência de energia (turbina)

$-\Delta B \Rightarrow$ ganho de energia (bomba).

A parcela ΔH representa o trabalho das forças resistentes por unidade sendo a soma das seguintes parcelas:

$$\Delta H = \Delta H_p + \sum \Delta H_L \quad (11)$$

com,

$\Delta H \rightarrow$ Forças resistentes totais por unidade de peso (perdas de carga totais)

$\Delta H_p \rightarrow$ Perda de carga uniforme (contínua ou principal)

$\sum \Delta H_L \rightarrow$ Somatório de perdas de carga localizadas (concentradas acidentais)

Estes parâmetros serão analisados em detalhe em pontos seguintes.

1.2.5. Teorema da Quantidade de Movimento ou de Euler

O teorema de Euler ou da quantidade de movimento (TQM) é na Mecânica dos Fluidos e, portanto, na Hidráulica o correspondente ao teorema da quantidade de movimento da Mecânica e pode enunciar-se da seguinte maneira:

Para um volume determinado no interior de um fluido, é nulo em cada instante o sistema das seguintes forças: peso, resultante das forças de contacto que o meio exterior exerce sobre o fluido contido no volume, através da superfície de fronteira, resultante das forças de inércia e resultante das quantidades de movimento entradas para o volume considerado e dele saídas na unidade de tempo.

O TQM ou de Euler tem um duplo interesse prático:

- 1º) Calcular esforços sobre as tubagens e/ou paredes (caso dos jactos).
- 2º) Calcular perdas de carga localizadas em troços curtos (curvas, derivações, mudanças de secção) onde se conhecem as condições nas secções de entrada e de saída.

Particularizando a aplicação do Teorema de Euler a movimentos permanentes de fluidos pesados e incompressíveis em tubos de corrente e as tensões tangenciais são desprezáveis, a acção do líquido sobre a superfície de contorno será uma força \vec{R} , dada pela seguinte expressão vectorial:

$$\vec{R} = -(\rho \times Q \times U_1 + p_1 \times S_1) \vec{n}_1 - (\rho \times Q \times U_2 + p_2 \times S_2) \vec{n}_2 + \vec{\gamma} \quad (12)$$

em que:

\vec{n}_1 e \vec{n}_2 - são os versores da direcção normal às secções de entrada e saída (S1 e S2), com o sentido positivo dirigido sempre para o exterior do volume em estudo.

$\bar{\gamma}$ - peso do volume de fluido em estudo.

U_1, U_2, p_1, p_2 - Velocidades médias e pressões nas secções 1 e 2.

1.3. Escoamentos sob pressão em regime uniforme e permanente

1.3.1. Escoamentos laminares e escoamentos turbulentos

Existem dois regimes de escoamento de fluidos: laminar e turbulento.

O regime laminar é caracterizado por trajectórias regulares das partículas, não se cruzando trajectórias de partículas vizinhas.

No escoamento turbulento, a velocidade num dado ponto varia constantemente em grandeza e direcção, sem regularidade. As trajectórias são extremamente irregulares.

A relação entre as forças de inércia e a força de viscosidade sobre a partícula pode ser expressa pelo número de Reynolds através da seguinte expressão:

$$R_e = \frac{V \times D}{\nu} \quad (13)$$

O número de Reynolds define as condições de semelhança quando a natureza das forças intervenientes se limitam às indicadas (caso de escoamento de líquidos no interior de condutas em pressão).

Para valores de Reynolds superiores a 2500 o escoamento é geralmente turbulento e para valores inferiores a 2000 o escoamento é normalmente laminar.

A quase totalidade das aplicações de sistemas de pressurização encontra-se em regime turbulento.

1.3.2. Perdas de carga contínuas

No regime uniforme, as trajectórias das partículas são paralelas às geratrizes do contorno.

Se considerarmos condutas de comprimento L elevado ($L > 100 \times D$, em que D é o diâmetro da conduta) e características geométricas (direcção, rugosidade, forma e dimensão da secção transversal) constantes, poder-se-á considerar que :

- i) a distribuição de pressões numa secção transversal é do tipo hidrostático ($\beta=1$).
- ii) o coeficiente de Coriollis é constante ao longo da conduta ($\alpha=1$).
- iii) a perda de carga (ΔH) entre duas secções é proporcional à distância (L) entre elas, sendo constante o coeficiente de perda de carga (ou perda de carga unitária) ao longo da conduta, J.

Sabendo que a perda de carga contínua (ou principal) depende ainda das características físicas do fluido, teremos :

$$J = f(\rho, U, D, \nu, \tau_0, K_e) \quad (14)$$

em que:

J - perda de carga contínua por unidade de comprimento;

ρ - massa volúmica do fluido;

U - velocidade média na conduta;

D - diâmetro da conduta;

ν - coeficiente de viscosidade cinemático do fluido;

τ_0 - tensão junto à parede da conduta;

K_e - rugosidade equivalente da conduta, em termos da perda de carga provocada pelas várias rugosidades do material da conduta.

Recorrendo à Análise Dimensional é possível estabelecer uma relação entre aquelas grandezas, chegando-se (escolhendo ρ, U, D para unidades fundamentais) à expressão geral das perdas de carga contínuas (ou fórmula universal) em condutas circulares :

$$J = \frac{\lambda}{D} \times \frac{U^2}{2g} \quad (15)$$

em que :

λ - coeficiente de resistência (adimensional);

g – aceleração da gravidade;

D – diâmetro da conduta;

U – velocidade média na conduta.

1.3.2.1. Determinação do coeficiente de resistência

Os valores do coeficiente de resistência (λ) podem ser obtidos através das equações de Prandtl e Von Karmann — teoria da turbulência — e comprovados através das experiências de Nikuradze.

Nikuradze ao variar o factor de resistência com o número de Reynolds, concluiu que o primeiro depende do segundo e de outros parâmetros (adimensionais) que caracterizam as asperezas das paredes do tubo. Nikuradze considerou uma rugosidade teórica (ε) correspondente à dos grãos de areia (calibrada) colados às paredes de tubos lisos, que dividida por D , corresponde a um parâmetro adimensional — rugosidade relativa (ε/D).

A variação de λ com Re apresenta, para cada valor de (ε/D), quatro intervalos (I, II, III, IV) com leis de variação distintos:

- O intervalo I corresponde ao Regime laminar ($Re_0 < 2000$ a 2500) onde se verifica uma variação linear de λ e Re , sem depender da rugosidade da conduta, sendo:

$$\lambda = 64 / Re \quad \rightarrow \text{Fórmula de Poiseuille} \quad (16)$$

- Os intervalos II, III e IV correspondem aos regimes turbulento liso, turbulento de transição e turbulento rugoso. A grande maioria dos escoamentos de fluidos, nas aplicações práticas de engenharia encontram-se neste domínio e o coeficiente de resistência pode ser estimado pela seguinte equação:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon / D}{3,7} \right) \quad (17)$$

Para aplicação dos estudos em laboratório (baseados numa rugosidade teórica artificial - ε) às condutas comerciais, define-se para essas condutas, uma rugosidade equivalente (Ke), que substituída na expressão de cálculo de λ , em regime turbulento rugoso, conduz os mesmos valores que forma obtidos experimentalmente com ε .

A determinação do coeficiente de resistência pode ser obtido pela representação gráfica das experiências de Nikuradse ou por via analítica.

a) Determinação de λ , por via gráfica

O emprego da fórmula universal foi bastante simplificada com o aparecimento de diagramas como o de "Moody", que através da representação gráfica daquelas funções implícitas, permite a determinação expedita dos valores de λ , com suficiente rigor.

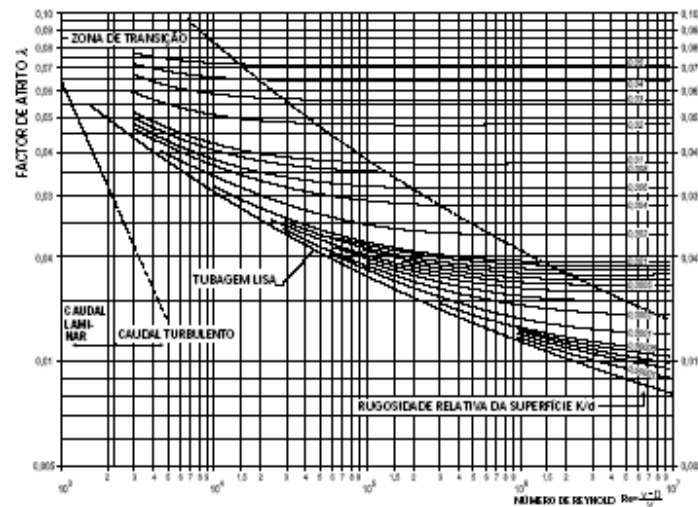


Figura 2 – Diagrama de Moody para a determinação do coeficiente de resistência

É importante relembrar que a determinação do coeficiente de resistência, λ , através de fórmulas práticas (expressões empíricas, válidas apenas em certas circunstâncias — fluido, temperatura, secção transversal, material das paredes do contorno sólido, etc. ...), quer sob a forma analítica, quer sob a forma de ábacos ou tabelas apenas são válidas dentro das condições particulares em que foram definidas.

b) Determinação de λ , por via analítica

Para cálculos mais exactos o cálculo do coeficiente de resistência, λ , deve ser realizado por via analítica por equações de reconhecida validade, como por exemplo pela Fórmula de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{K_e / D}{3,7} \right) \quad (18)$$

Em que:

λ - coeficiente de resistência (adimensional);

Re - número de Reynolds (adimensional);

K_e - rugosidade equivalente (m);

D - diâmetro da conduta (m).

1.3.3. Perdas de carga localizadas

As perdas de carga localizadas ocorrem em singularidades das condutas, ou seja, em trechos pequenos da conduta em que se quebra a sua uniformidade.

Estas perdas de carga dependem de diversos factores relacionados fundamentalmente com as características do escoamento a montante e a jusante da singularidade.

A determinação analítica destas perdas de carga localizadas (ΔH_L) baseia-se na aplicação dos Teoremas da Quantidade de Movimento e de Bernoulli, que permitem chegar a uma expressão geral para este tipo de perdas de carga, exprimindo-as como percentagem da altura cinética ($U^2/2g$):

$$\Delta H_L = K_L \times \frac{U^2}{2g} \quad (19)$$

em que K_L é o coeficiente de perda de carga localizada, sendo determinado experimentalmente para cada tipo de singularidade.

A determinação dos coeficientes de perda de carga em diferentes singularidades (estreitamentos e alargamentos suaves, mudanças de direcção, válvulas, etc. ...) encontra-se bem documentada em inúmeras publicações de hidráulica, algumas das quais serviram de base ao presente texto e que se encontram referenciadas nas referencias bibliográficas.

2. Redes hidráulicas

2.1. Classificação das redes hidráulicas

As redes de condutas consideram-se sistemas complexos porque são constituídas por tubagens ligadas em série e/ou paralelo, formando feixes ou malhas de condutas.

Estes sistemas aparecem normalmente nas redes de abastecimento de água municipais ou industriais e nas redes de combate a incêndios.

Chama-se nó ao ponto de intersecção de três ou mais condutas e malha a todo o circuito fechado constituído por três ou mais condutas ligadas em série.

Diz-se que uma conduta tem distribuição de percurso quando sofre uma variação de caudal ao longo do seu percurso (escoamento em regime permanente variado).

Quanto à sua constituição, podemos considerar os seguintes tipos de redes:

Tabela 1 - Tipos de redes.

TIPO	DESCRIÇÃO	DISTRIBUIÇÃO DE PERCURSO	REGIME DO ESCOAMENTO PERMANENTE
EMALHADA	só com malhas	sem com	uniforme variado
RAMIFICADA	só com condutas em série	sem com	uniforme variado
MISTA	com condutas em série e com malhas	sem com	uniforme variado

Nas redes ramificadas a direcção do escoamento é única e portanto conhecida. Logo, conhecendo-se os caudais e os diâmetros é possível de imediato o cálculo das perdas de carga.

Nas redes emalhadas o conhecimento do valor e sentido dos caudais, em cada troço, são obtidos após o equilíbrio da malha através da Lei da Continuidade (em cada nó os caudais afluentes devem igualar os caudais efluentes) e Lei das Malhas (numa malha a soma algébrica das perdas de carga em todas as condutas deve ser nula)

2.2. Cálculo hidráulico

2.2.1. Regime uniforme e permanente

Em regime uniforme e permanente, o caudal é constante logo, seleccionando o diâmetro pode-se de seguida calcular a velocidade e perda de carga.

Em regime variado há uma variação de caudal ao longo do percurso, por considerar por exemplo os consumos domésticos, as perdas de carga são contabilizadas considerando que o escoamento se faz em regime permanente variado.

Chama-se caudal unitário de percurso (q) ao parâmetro que traduz a variação média do caudal ao longo da conduta:

$$q = \frac{Q_m - Q_j}{L} \Leftrightarrow Q_m = Q_j + q \times L \quad (20)$$

Em que:

q - caudal unitário de percurso;

Q_m - caudal no extremo de montante;

Q_j - caudal no extremo de jusante;

L - comprimento da conduta.

Havendo uma variação da velocidade ao longo da trajectória, há uma variação do coeficiente de perda de carga, que se traduz numa variação parabólica da linha de energia. Tal facto dificulta o cálculo das perdas de carga em cada trecho da conduta.

Bresse ultrapassou esta dificuldade considerando um caudal equivalente (Q_e):

$$Q_e = Q_j + 0.55 \times q \times L \quad (21)$$

Trata-se de um caudal fictício que, em movimento uniforme e para um dado diâmetro, conduz ao mesmo valor da perda de carga que a verificada em regime permanente variado, considerando os caudais que realmente circulam na rede. Com esta simplificação o cálculo hidráulico de regime permanente variado é transformado, para efeito do cálculo das perdas de carga, em regime uniforme e permanente.

2.3. Dimensionamento económico de condutas

Apresentam-se neste ponto os passos fundamentais para o desenvolvimento dos cálculos que permitem seleccionar os diâmetros económicos das condutas.

O processo de dimensionamento consiste em determinar o diâmetro que minimize a soma dos custos de investimento com os de energia (não se consideram outros custos de exploração), conforme se representa na Fig. 5.

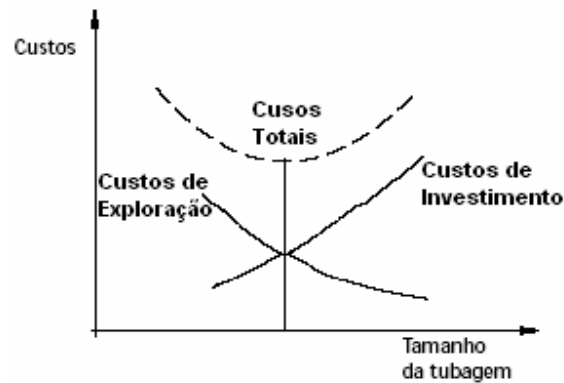


Figura 3 - Variação dos custos de investimento e energia com o diâmetro de condutas.

Os custos de investimento são directamente proporcionais ao diâmetro instalado e os consumos de energia inversamente proporcionais ao mesmo valor.

Os passos fundamentais a seguir nos cálculos a efectuar são:

- Selecção de um conjunto de diâmetros (comercialmente disponíveis) a partir de velocidades médias (0,6 a 1,5 m/s) e de critérios de velocidade mínima e máxima.
- Cálculo dos custos de investimento em função dos diâmetros seleccionados.
- Cálculo dos custos de energia do período de vida da obra. (actualizados ao ano 0)
- Adição dos custos anteriores para os diversos diâmetros seleccionados e verificação de que o conjunto de diâmetros seleccionados contém o diâmetro (comercialmente disponível) mais económico. Para tal acontecer os custos associados aos diâmetros extremos seleccionados deverão ser superiores a pelo menos um dos custos associados a um dos diâmetros intermédios.
- Selecção do diâmetro mais económico.

Especialmente nos diâmetros mais pequenos a alteração de um diâmetro para o da série comercial imediatamente inferior poderá representar alterações significativas em alguns parâmetros de controlo, uma vez que a perda de carga aumenta de forma quadrática com a velocidade e esta aumenta igualmente de forma quadrática com o diâmetro.

2.4. Curva característica da instalação

A curva característica da instalação será a curva que traduz, para cada caudal, a altura de elevação necessária para esta instalação. Será em cada ponto a soma da altura geométrica com todas as perdas no sistema para esse caudal.

$$H = f(Q^2) \rightarrow H_{man} = H_{geo} + \sum J_i \times L_i + \sum k_i \times \frac{U^2}{2g} \quad (22)$$

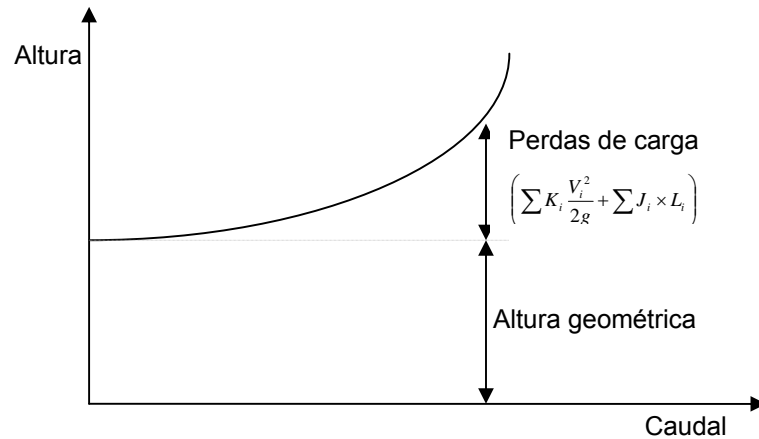


Figura 4 – Curva característica da instalação

As perdas de carga têm variação quadrática com o caudal, apresentando a curva característica da instalação a forma apresentada na figura 4.

3. Bombas centrífugas

3.1. Definição

Uma bomba é denominada centrífuga quando a direcção de escoamento do fluido é perpendicular à do eixo de rotação da hélice e podem ser classificadas da seguinte forma:

Quanto ao n.º de impulsores:

- a) De um só andar: quando têm um só impulsor;
- b) De andares múltiplos: quando existem vários impulsores.

Quanto ao sentido de rotação:

- a) De sentido directo: se o eixo da bomba roda no sentido anti-horário;
- b) De sentido retrógrado: se o eixo da bomba roda no sentido horário.

Quanto à posição do eixo:

- a) Eixo horizontal;

- b) Eixo vertical;
- c) Eixo inclinado.

3.2. Constituição

Na sua forma mais simples, a bomba é constituída por um rotor que gira no interior de uma carcaça. O fluido entra na bomba nas vizinhanças do eixo do rotor propulsor e é lançado para a periferia pela acção centrífuga. A energia cinética do fluido aumenta do centro do rotor para a ponta das palhetas propulsoras. Esta energia cinética é convertida em pressão quando o fluido sai do impulsor e entra na voluta ou difusor. Veios condutores fixos no corpo da bomba podem ajudar a dirigir o fluido, melhorando a eficiência da bomba;

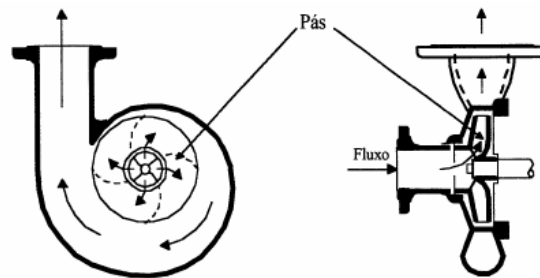


Figura 5 – Forma típica do corpo uma bomba centrífuga

Uma bomba centrífuga com um só rotor é uma bomba de um único estágio (ou andar). Quando se deseja ter uma combinação de pressão total e capacidade que não se enquadra numa bomba de um só estágio, usa-se uma operação multiestágio.

Nesta situação, a descarga de uma bomba dum estágio é injectada na admissão de uma bomba de um segundo estágio, onde se preserva a pressão do primeiro. O fluido depois de entrar no segundo estágio terá um aumento de energia sob forma de aumento de pressão e assim sucessivamente. As bombas multiestágio podem ser consideradas como bombas com vários estágios simples, montadas sobre o mesmo eixo e com descargas em série.

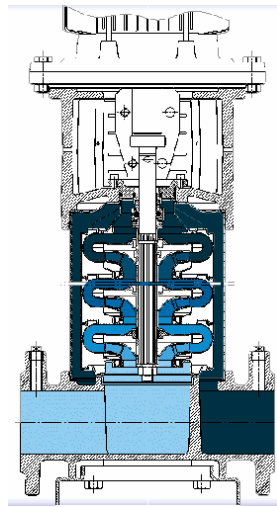


Figura 6 – Corte numa bomba multicelular

Muito resumidamente, as principais peças constituintes de uma bomba centrífuga, são as seguintes:

- Corpo da bomba;
- Motor eléctrico;
- Propulsor ou rotor;
- Veios condutores;
- Sistema de refrigeração;
- Sistema de lubrificação.

Normalmente o propulsor é considerado o coração da bomba, sendo constituída por um disco que roda a alta velocidade, o que permite transmitir a energia ao líquido para este adquirir o aumento de pressão desejado.

3.3. Curva Característica da Bomba

A equação básica da bomba é utilizada para calcular e desenhar formas geométricas e dimensões, assim como para deduzir a curva Q/H da bomba centrífuga.

A Figura 3 ilustra uma alheta de um impulsor e os respectivos vectores de velocidade.

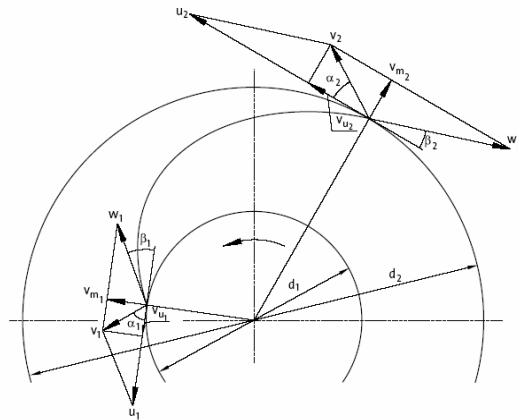


Figura 7 – Representação dos vectores velocidade na alheta do impulsor

Na figura 3, são representados os vectores velocidade nos bordos de ataque e fuga, onde:

- v = velocidade absoluta do líquido;
- w = velocidade relativa à alheta;
- u = velocidade periférica da alheta;
- v_u = componente tangencial da velocidade absoluta;
- v_m = componente radial da velocidade absoluta.

A velocidade relativa é paralela à alheta em qualquer ponto.

Para além disso, $v_{u1} = v_1 \cos \alpha_1$ e $v_{u2} = v_2 \cos \alpha_2$

Partindo do princípio que o caudal não tem perdas e que o número de alhetas é infinito (∞), é possível derivar a familiar teoria da equação básica da bomba utilizando as leis da mecânica. Esta relação é conhecida como equação de Euler e é expressa do seguinte modo:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \quad (23)$$

onde o índice t referencia um caudal sem perdas e ∞ referencia o princípio do número infinito de alhetas que garante o direccionamento completo do líquido.

Numa bomba real, não é possível satisfazer nenhum destes princípios, visto que existem sempre perdas por atrito e o número finito de alhetas não direccionará o caudal completamente na direcção da alheta.

A redução na altura manométrica causada por perdas no caudal é tomada ??? em considerar pelo rendimento hidráulico e a redução devido ao desvio do caudal de um ângulo ideal β_2 é tomado em consideração por um coeficiente de alheta k. Com estas modificações, a equação de Euler para uma bomba real tem o seguinte aspecto:

$$H_t = \frac{\eta_h}{g} (k u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \quad (24)$$

É possível mostrar que η_h e k são menores que a unidade.

As bombas centrífugas são normalmente concebidas com $\alpha_1 = 90^\circ$, logo $v_{u1} = 0$.

Assim sendo, a equação básica da bomba é simplificada para:

$$H_t = k \eta_h \frac{u_2 v_{u2}}{g} \quad (25)$$

A altura manométrica ideal obtida pela equação de Euler é independente do caudal Q . Se a curva $Q/H_{t\infty}$ for traçada, $H_{t\infty}$ é indicado por uma linha recta. A curva real Q/H é derivada desta curva através da subtração dos efeitos do número finito de alhetas e de várias outras perdas que ocorrem no interior da bomba, conforme se pode ver na Figura seguinte.

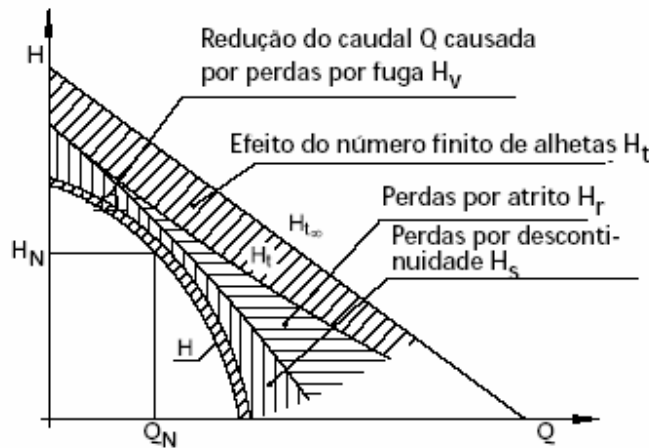


Figura 8 - Redução (H) da curva verdadeira da bomba Q/H relativa à altura teórica da bomba $H_{t\infty}$.

O Efeito do Número Finito de Alhetas

Conforme indicado anteriormente, a existência de um número finito de alhetas diminui a altura manométrica pelo factor de alheta k . Se tomarmos este factor em consideração, poderemos obter a altura teórica H_t . Poderemos escrever que:

$$H_t = k H_{t\infty} \quad (26)$$

H_t não é perfeitamente linear, porque o coeficiente de alheta é ligeiramente dependente do caudal Q . A redução de altura de $H_{t\infty}$ para H_t não é causada por perdas de caudal mas sim pelo desvio do líquido dos ângulos ideais devido ao número finito de alhetas.

Perdas por Atrito H_f

As perdas por atrito ocorrem à medida que o líquido flui pelas passagens do impulsor e da voluta da bomba. O seu aumento é aproximado ao quadrado do caudal Q .

Perdas por Descontinuidade Hs

As perdas por descontinuidade são geradas nas seguintes áreas:

- No bordo de ataque da alheta, onde o líquido atinge a ponta da alheta. A perda é mais pequena no ponto de concepção da bomba, onde o líquido entra em contacto com a alheta no ângulo β_1 . As perdas aumentam com o aumento do desvio do ângulo de contacto do ângulo da alheta β_1 ; conforme se pode constatar na figura seguinte.

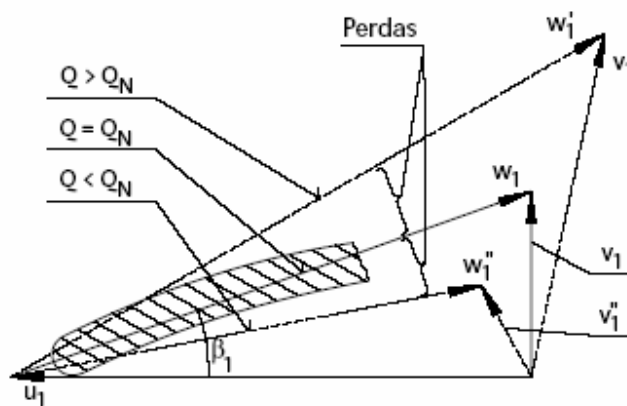


Figura 9 - Velocidades e perdas no bordo de ataque da alheta com várias velocidades.

As perdas mínimas ocorrem com o caudal nominal da bomba, quando o ângulo de ataque do líquido é igual ao ângulo β_1 do bordo de ataque da alheta.

- No bordo de fuga da alheta, ocorrem perdas devido aos redemoinhos causados por esta. O seu aumento é aproximado ao quadrado do caudal.
- Na voluta da bomba, com velocidades de caudal diferentes do valor nominal, quando o caudal na voluta é diferente do caudal no perímetro do impulsor. Este efeito é ilustrado na Figura 6. As diferenças de velocidade causam turbulência que originam perdas, cujo aumento é proporcional ao aumento de diferença entre o caudal real e o caudal nominal.

Perdas por fuga H_v

As perdas por fuga ocorrem na folga entre o impulsor e a voluta da bomba. Por muito pequenas que seja a folga, um pequeno retorno de caudal passa da área de elevada pressão junto da borda do impulsor para a área de baixa pressão do aro de junta do impulsor. Por este motivo, o caudal através do impulsor é ligeiramente maior do que o caudal de saída da voluta da bomba, pelo que a cabeça da bomba encontra um caudal reduzido; a diferença é a perda por fuga H_v. O efeito da perda por fuga está ilustrado na Figura 4. Esta perda aumenta à medida que a bomba vai sendo desgastada.

Outras Perdas

Existem outras perdas numa bomba centrífuga que não afectam a curva Q/H mas que aumentam o consumo de energia da transmissão do motor. Estas perdas incluem:

- perdas por atrito nas superfícies exteriores do impulsor ;
- perdas por atrito no empanque da transmissão;
- perdas por atrito na chumaceira.

3.4. Cavitação e NPSH

A cavitação é o fenómeno hidráulico associado à formação e colapso de bolhas de vapor num líquido. As bolhas de vapor são formadas quando a pressão estática local de um líquido em movimento diminui até atingir um valor igual ou inferior ao da pressão do vapor desse líquido para uma dada temperatura. Quando a bolha se desloca com o caudal para uma área de pressão superior, o seu colapso ocorrerá rapidamente. A implosão causa uma onda de choque local transitória e extremamente alta no líquido. Se a implosão ocorrer perto de uma superfície e ocorrer repetidamente, a pressão do choque irá eventualmente originar a erosão do material dessa superfície.

Habitualmente, o fenómeno da cavitação nas bombas centrífugas ocorre numa localização perto do bordo de ataque da alheta do impulsor; conforme representado na figura seguinte.

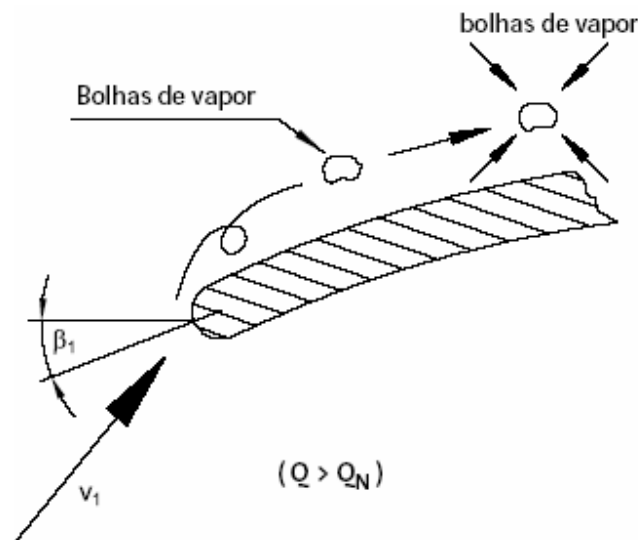


Figura 10 – Influência do ângulo no bordo de ataque da alheta

Se o Líquido for bombado de modo a atingir o bordo de ataque da alheta a um ângulo diferente do da alheta, formam-se redemoinhos e zonas de baixa pressão do outro lado da alheta. Se a pressão cair abaixo da pressão do vapor, formam-se bolhas de vapor. Se estas se moverem no caudal para

uma zona de pressão superior, irão eventualmente implodir. O impacto de alta pressão resultante poderá originar picagem e a erosão da estrutura adjacente.

A cavitação também pode ocorrer num ponto mais baixo da curva Q/H e do rendimento da bomba. Uma bomba com cavitação emite um ruído de crepitação característico, tal como se estivesse a bombear areia. Não existe nenhum material que suporte totalmente a cavitação, pelo que deverão ser tomados os devidos cuidados se as condições de funcionamento da bomba apresentarem o risco de ocorrência de cavitação.

Normalmente, as marcas de desgaste causadas pela cavitação ocorrem localmente e consistem em picagens profundas com bordos afiados. As picagens podem ter vários milímetros de profundidade;



Figura 11 – Impulsor demonstrando estragos motivados por cavitação

É possível ocorrerem baixas pressões na zona de aspiração da bomba. Quando esta pressão é inferior à pressão de vapor do líquido pode dar-se a vaporização do mesmo. As bolhas formadas deslocam-se para uma zona de maior pressão e aí desaparecem (rebatem). Esta formação e desaparecimento das bolhas de vapor é designado por fenómeno de CAVITAÇÃO, cuja consequência mais gravosa é a deterioração mecânica precoce da bomba.

A Cavitação numa bomba apresenta duas desvantagens:

- A criação e colapso das bolhas de vapor podem danificar a bomba;
- A bomba torna-se muito menos eficiente porque passa a bombear uma mistura de líquido e vapor, com uma densidade muito mais baixa.

Logo, na instalação de qualquer bomba, é necessário que no dimensionamento desta seja acautelado a ocorrência de cavitação, particularmente, com líquidos quentes e voláteis.

Definição de NPSH

NPSH é o acrónimo do termo inglês *Net Positive Suction Head* e representa a diferença entre a pressão estática absoluta e a tensão de vapor do líquido (normalmente expressa em metros). O cálculo do NPSH é baseado nos seguintes parâmetros:

h_t = altura geométrica de entrada;

h_A = diferença de altura entre o plano de referência e a ponta do bordo de ataque da alheta;

H_{rt} = perdas de caudal na tubagem de entrada;

$\frac{v_0^2}{2g}$ = quebra de pressão causada pela velocidade de entrada;

Δh = quebra de pressão local no bordo de ataque da alheta;

P_b = pressão ambiente ao nível do líquido;

P_{min} = pressão estática mínima na bomba;

P_v = pressão do vapor do líquido à temperatura dominante.

As alturas de pressão são apresentadas na Fig. 9.

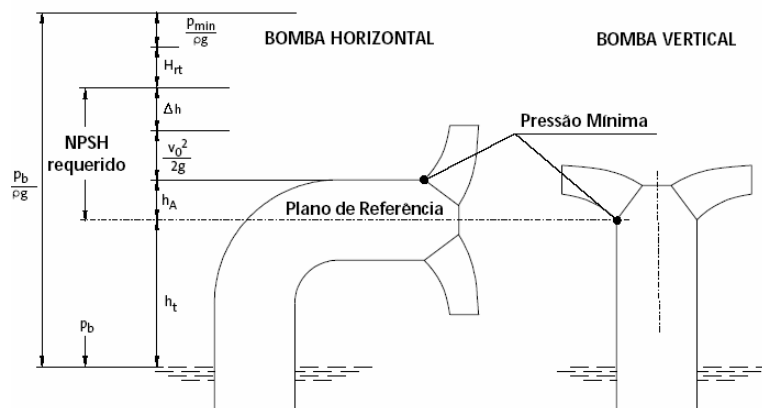


Figura 12 – Dimensões e pressões de referência para o cálculo do NPSH

Para evitar a cavitação, a pressão estática mínima na bomba (P_{min}) tem de ser maior do que a pressão do vapor do líquido, ou $P_{min} > p_v$

A Figura 10 ilustra o princípio da distribuição da pressão estática do líquido na tubagem de entrada, na bomba e na tubagem de pressão de uma instalação de uma bomba em seco.

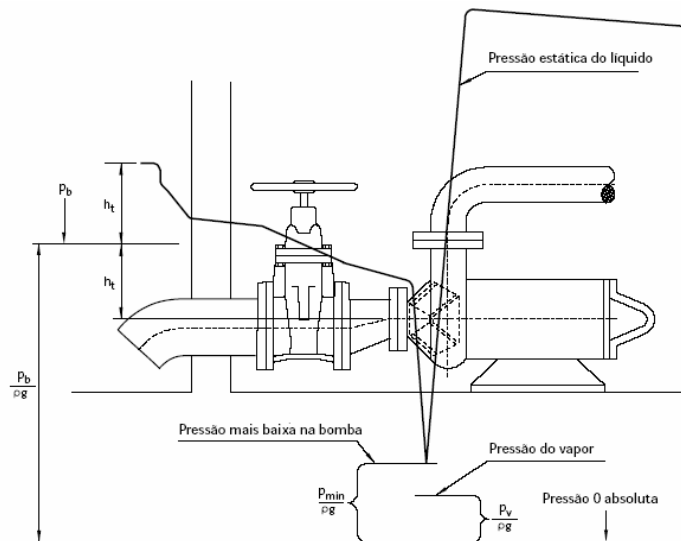


Figura 13 – Dimensões e pressões de referência na aspiração da bomba

Plano de Referência

O plano de referência é o plano no qual os cálculos do NPSH são efectuados. Trata-se do plano horizontal que atravessa o ponto central do círculo descrito pela ponta do bordo de ataque da alheta. Nas bombas horizontais, o plano de referência coincide com a linha central da transmissão. Nas bombas verticais, a localização do plano de referência é indicada pelo fabricante.

NPSH Requerido

O NPSH requerido é obtido a partir da seguinte equação:
$$NPSH_{requerido} = h_A + \frac{V_o^2}{2g} + \Delta h$$

Este valor também é conhecido como valor de NPSH da bomba. Este valor pode ser apresentado como uma função do caudal, conforme demonstrado na Figura 11.

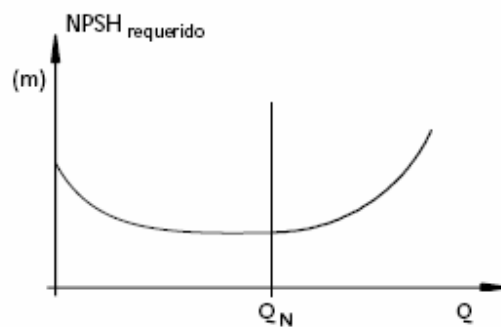


Figura 14 – Variação típica do NPSH requerido com o caudal.

O NPSH da bomba é independente da temperatura e do tipo do líquido que está a ser bombeado. O fabricante da bomba é obrigado a indicar o NPSH como um valor numérico ou uma curva.

Na realidade, qualquer bomba terá valores de NPSH diferentes dependendo da definição da ocorrência, como pode ser visto na Figura 12.

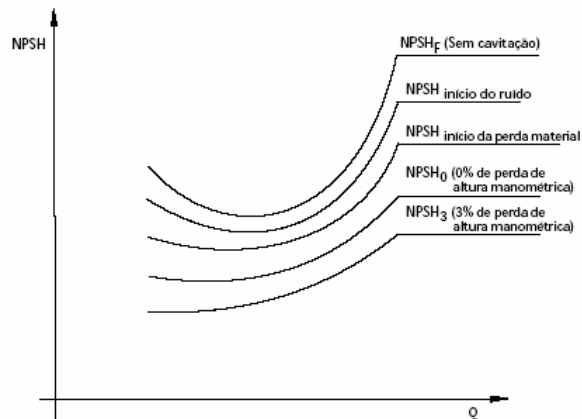


Figura 15 – Curvas de NPSH

De acordo com os padrões de teste utilizados pelos fabricantes de bombas, o $NPSH_r$ é definido como a situação onde a altura manométrica da bomba sofre uma diminuição de 3% devido à cavitação. Este valor é definido como $NPSH_3$.

A cavitação ligeira pode ser inofensiva para a bomba se as bolhas de vapor não implodirem perto das suas partes estruturais, tais como a alheta do impulsor. A diferença entre os vários valores de NPSH é maior nas bombas equipadas com impulsores com menos alhetas. Assim sendo, os impulsores monocanal registam as maiores diferenças nos valores de NPSH devido à quebra da curva do $NPSH_3$ e os seus testes apresentam resultados demasiado favoráveis.

Por este motivo, uma curva de $NPSH_r$ baseada na regra de 3% do padrão é uma base insuficiente para a avaliação do risco de cavitação em bombas com poucas alhetas. Em princípio, a curva de $NPSH_r$ publicada pelo fabricante deve garantir que a bomba não será danificada se for utilizada acima dessa curva. Isto aplica-se especialmente às bombas de águas residuais, que têm um número reduzido de alhetas do impulsor. O problema é que não existe nenhum modo exacto de testar e estabelecer este valor de NPSH.

NPSH Disponível

O NPSH disponível indica a pressão disponível para a aspiração da bomba sob as condições dominantes. Este valor pode ser denominado o NPSH da instalação sobressora. O termo h_t é positivo quando o plano de referência se encontra acima da superfície do líquido e negativo

quando este se encontra abaixo da superfície. O NPSH disponível é determinado pelo projectista da instalação.

$$NPSH_{disponível} = \frac{P_b}{\rho g} - H_{rt} - h_t - \frac{pv}{\rho g} \quad (27)$$

Margem de Segurança do NPSH

$$NPSH_{disponível} > NPSH_{requerido} + \text{Margem de segurança}$$

A margem do NPSH deve ser suficientemente grande para suportar variações numa situação onde as condições reais podem ser diferentes das calculadas teoricamente. As perdas de caudal na tubagem de aspiração podem ser incorrectamente calculadas e o ponto de funcionamento real da bomba pode diferir do teórico devido a variações na curva Q/H e a cálculos incorrectos da resistência da tubagem de aspiração. A cavitação prejudicial poderá ocorrer mais cedo do que o esperado, ou com valores de NPSH maiores do que $NPSH_3$ (Figura 12). As variações técnicas de fabrico do formato do bordo de ataque da alheta podem afectar o comportamento da cavitação. O NPSH requerido também poderá ser afectado pela forma da tubagem de entrada.

Para bombas instaladas horizontalmente com tubagens de sucção rectilíneas, uma margem de segurança de 1 a 1,5 m é suficiente.

Para bombas instaladas verticalmente, a margem de segurança deve ser definida entre 2 e 2,5 m, desde que seja utilizada uma curva cónica antes da entrada da bomba. O raio de curvatura da linha central da curva não deve ser inferior a $D1 + 100$ mm, onde D1 é o diâmetro da abertura de maiores dimensões.

O NPSH, as suas margens de segurança e métodos de medição, encontram-se detalhadamente descritos na publicação do EUROPUMP "NPSH FOR ROTODYNAMIC PUMPS, REFERENCE GUIDE"(1997), cuja metodologia foi seguida no presente trabalho.

3.5. Leis de Semelhança

O traçado das curvas características depende do raio do rotor (impulsor) e da velocidade de rotação deste. A alteração destes dois parâmetros provoca alterações nas curvas características. Na prática, existem muitas bombas centrífugas com velocidade de rotação variável, isto é, possuem um mecanismo do tipo, variador de frequências, que permite alterar a velocidade de rotação do seu impulsor. Este procedimento é muito frequente, pois é necessário, em muitas situações, encontrar o caudal desejado ou os parâmetros de dimensionamento adequados.

Através das leis de semelhança entre bombas centrífugas, é possível determinar curvas características de bombas a partir de uma conhecida. Por exemplo, conhecendo a curva característica de uma bomba a uma determinada velocidade de rotação do rotor, é possível determinar essa mesma curva a uma velocidade de rotação diferente.

Estas leis são relações entre: caudal (Q), carga a desenvolver pela bomba (H), potência (P) e carga efectiva positiva de sucção (H) com a velocidade do rotor (N) ou com o diâmetro do rotor (D).

Efeito da variação da velocidade do rotor com o diâmetro constante:

Caudal	$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1}$
Carga Hidrostática	$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$
Potência	$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3$
Carga efectiva positiva de sucção	$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$

Efeito da variação do diâmetro do rotor com velocidade de rotação do rotor constante:

Caudal	$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1}$
Carga Hidrostática	$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$
Potência	$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$
Carga efectiva positiva de sucção	$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$

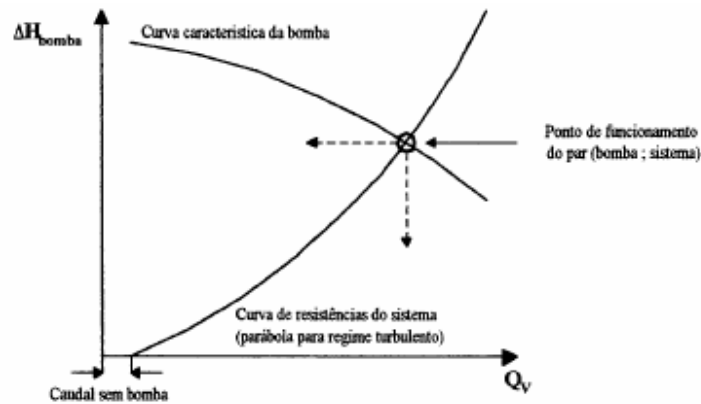


Figura 16 – Curvas de NPSH

O ponto de funcionamento de uma bomba corresponde à intercepção da curva característica da bomba (H/Q), com a curva característica da instalação. Com esse ponto, temos o caudal que pode ser bombado naquela instalação, a potência absorvida, o rendimento e o N.P.S.H.req. (\leq N.P.S.H.dis.).

4. Referências Bibliográficas

EUROPUMP (1997)

NPSH FOR ROTODYNAMIC PUMPS, REFERENCE GUIDE

QUINTELA, ANTÓNIO C. (1981)

HIDRÁULICA – FUNDAÇÃO CALOUSTE GULBENKIAN

NOVAIS-BARBOSA, J. (1986)

MECÂNICA DOS FLUIDOS E HIDRÁULICA GERAL – PORTO EDITORA

MACINTYRE, ARCHIBALD J. (1988)

BOMBAS E INSTALAÇÕES DE BOMBEAMENTO -

GRUNDFOS (1996)

MANUAL DE ENGENHARIA – ESTAÇÕES ELEVATÓRIAS DE ÁGUAS RESIDUAIS