

## Capítulo 23- Medidas para evitar golpe de aríete

Lei III

*A toda ação há sempre oposta uma reação igual, ou, as ações mútuas de dois corpos um sobre o outro são sempre iguais e dirigidas a partes opostas.*

Isaac Newton, Principia- princípios matemáticos de filosofia natural, 5 de julho de 1686

## Capítulo 23- Medidas para evitar golpe de aríete

### 23.1 Introdução

Existe uma variedade muito grande de dispositivos para evitar os golpes de aríete devendo-se estudar as mais adequadas.

As medidas mais comuns são:

1. Válvula de retenção
2. Chaminé de equilíbrio
3. Tanques unidirecionais
4. Ventosas
5. Bypass
6. Volante de inércia
7. Reservatório ou camara de ar comprimido
8. Válvula de alívio

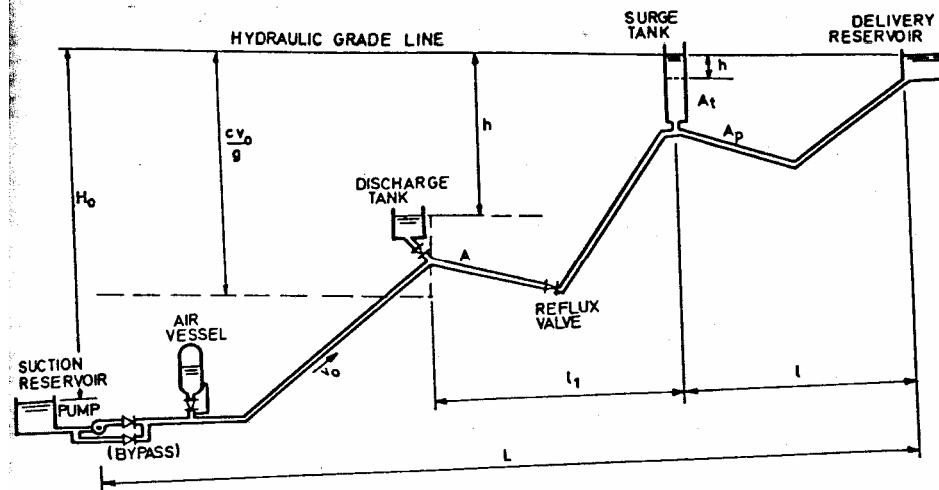


Figura 23.1- Esquema das várias soluções existentes para proteção do golpe de aríete.

Fonte: Stephenson, 1981.

Não existem regras precisas para a aplicação das medidas mencionadas podendo as mesmas serem usadas separadamente ou não, tudo dependendo da experiência do projetista.

### 23.2 Válvula de retenção

Normalmente a válvula de retenção conforme Figuras (23.2) a (23.4) é instalada na saída da bomba para impedir o retrocesso da água para dentro da bomba, quando a mesma iria funcionar como um gerador de energia elétrica. É importante salientar que a válvula de retenção instalada logo após as bombas não evita os golpes de aríete causados por queda de energia elétrica e somente evita problemas na própria bomba devido ao golpe de aríete.

Há um pensamento geral que instalando varias válvulas de retenção ao longo da linha resolverá o problema de golpe de aríete. Isto não é verdade, pois, conforme a localização da válvula de retenção os efeitos do golpe de aríete serão piores.

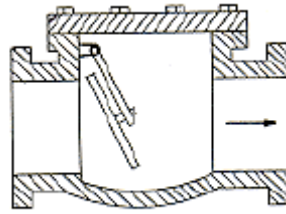


Figura 23.1- Válvula de retenção

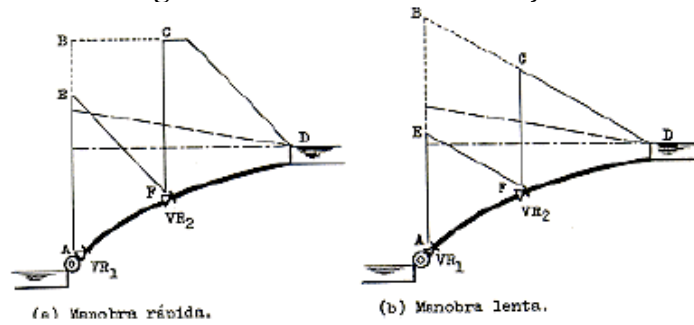


Figura 23.2- Esquema de localização de válvulas de retenção

Dica: a válvula de retenção não resolve o problema de golpe de aríete.

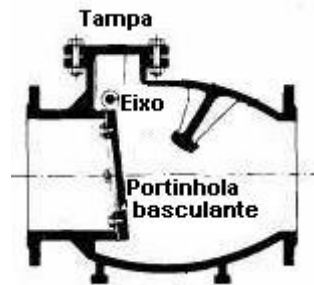


Figura 23.3- Válvula de retenção

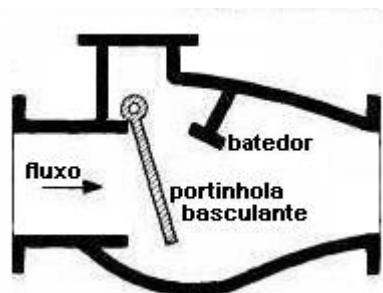


Figura 23.4- Válvula de retenção

### 23.3 Chaminés de equilíbrio para queda de energia elétrica

Vamos apresentar o dimensionamento de chaminés de equilíbrio conforme Lencastre, 1983 e Figuras (23.5) a (23.7) mas somente para o caso de parada de bombas devido a queda de energia elétrica que é o mais comum.

O fenômeno de oscilação de massa é denominado de coluna rígida ao invés da coluna elástica usada no Método das Características.

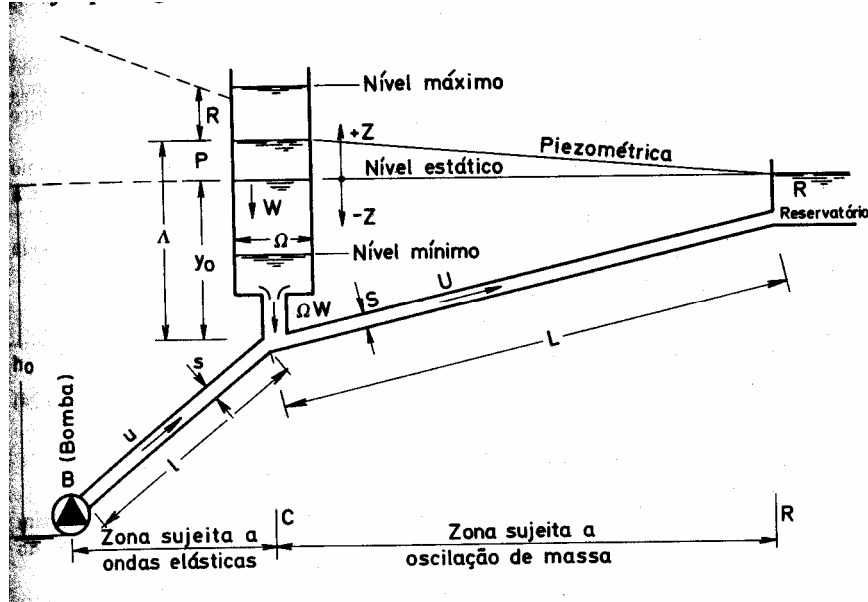


Figura 23.5- Esquema de uma chaminé de equilíbrio  
 Fonte: Lencastre, 1983

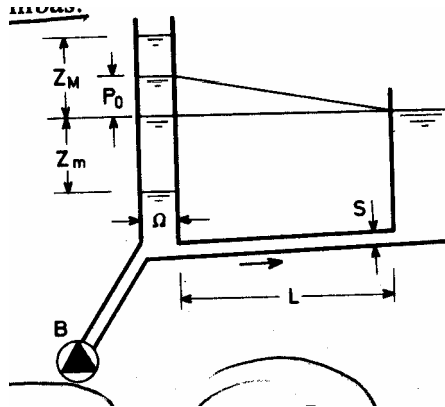
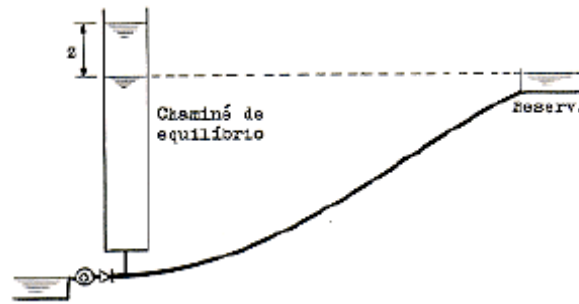


Figura 23.6- Esquema de chaminé de equilíbrio



**Figura 23.7- Esquema de chaminé de equilíbrio em recalque**  
**Fonte: Lencastre, 1983**

É importante notar que em cálculos da chaminé de equilíbrio a origem é o plano que passa pelo reservatório superior. Assim teremos a cota  $z$  variando para cima, isto é, positivo e para baixo negativo.

As variáveis usadas são:

- $L$ = comprimento do conduto que vai da bomba até a chaminé de equilíbrio (m)
  - $L'$ = é a letra ele minúsculo que é o trecho da bomba até a chaminé de equilíbrio (m)
  - $S$ = área da seção transversal do conduto ( $m^2$ )
  - $U_0$ = velocidade inicial da água na tubulação em m/s
  - $L$ = comprimento do tubo a proteger em m
  - $U$ = velocidade na tubulação a proteger em m/s
  - $A$ = distância do plano da água na câmara à seção de ligação
  - $\Omega$ = área da seção da câmara de equilíbrio em  $m^2$
  - $W = dz/dt$  que é a velocidade no plano da água da chaminé, sendo positivo para cima.
- Será:

$$W_0 = Q_0 / \Omega$$

$P$ = perda de carga total em m que são as distribuídas e localizadas no conduto protegido pela chaminé de equilíbrio.

$P_0$ = perda de carga inicial na adutora de recalque na parte protegida em m

$R$ = perda de carga na passagem da tubulação para a chaminé em m.

$R_0$ = perda de carga inicial na chaminé de equilíbrio em m.

$$R = R_0 \times (\Omega \times W / Q_0)^2$$

Vamos definir dois parâmetros fundamentais nos cálculos de chaminé de equilíbrio que são  $Z^*$  e  $T^*$ .

$$Z^* = \pm Q_0 \times (L / (g \times S \times \Omega))^{0,5}$$

$$T^* = 2 \times \text{PI} \times [(L \times \Omega) / (g \times S)]^{0,5}$$

Para queda instantânea de energia temos aproximadamente:

$$z_m = -1 + 0,6 \times p_0$$

$$p_0 = P_0 / Z^*$$

$$Z_m = z_m \times Z^*$$

Sendo:

$Z_m$ =variação em metros na chaminé de equilíbrio com referência ao nível do reservatório.

$z_m$ =coeficiente obtido

A maneira mais prática de explicar é mostrar um exemplo.

**Exemplo 23.1 quando se consideram as perdas de cargas na tubulação ( $P_o \neq 0$ ) mas não se considera as perdas na chaminé de equilíbrio ( $R_o = 0$ )**

Dado uma estação de bombeamento com comprimento  $L=5000\text{m}$ , área da seção do tubo  $S=1,00\text{m}^2$ , vazão  $Q=1,0\text{m}^3/\text{s}$ . Está protegida por uma câmara de seção constante  $\Omega=5\text{m}^2$  e a perda de carga na tubulação é  $P_o=4,5\text{m}$ . Calcular a oscilação na câmara quando houver queda de energia elétrica. Supõe-se que  $R_o=0$ .

Primeiramente vamos calcular as variáveis fundamentais  $Z^*$  e  $T^*$ .

$$Z^* = \pm Q_o \times (L / (g \times S \times \Omega))^{0,5}$$

Usando somente a subida + teremos

$$Z^* = + 1,0 \times (5000 / (9,81 \times 1,00 \times 5))^{0,5} = 10\text{m}$$

$$T^* = 2 \times \text{PI} \times [(L \times \Omega) / (g \times S)]^{0,5}$$

$$T^* = 2 \times 3,1416 \times [(5000 \times 5) / (9,81 \times 1,0)]^{0,5} = 314$$

$$p_o = P_o / Z^* = 4,5 / 10 = 0,45$$

$$z_m = -1 + 0,6 \times p_o = -1 + 0,6 \times 0,45 = -0,73$$

$$Z_m = z_m \times Z^* = -0,73 \times 10 = -7,3\text{m}$$

Portanto, a chaminé de equilíbrio oscilará **-7,3m**.

**Exemplo 23.2 quando se consideram as perdas de cargas na tubulação ( $R \neq 0$ ) e na chaminé de equilíbrio ( $R_o \neq 0$ ).**

A câmara é de seção constante de  $\Omega=5\text{m}^2$  com  $D = (4 \times 5 / \text{PI})^{0,5} = 2,50\text{m}$

Usaremos os dados do exemplo anterior, com  $p_o=0,45$  e  $Z^*=10$ . No caso existirá um orifício que produz uma perda de carga.

Adotando perda de carga  $0,25$  da área da seção  $S=1,00\text{m}^2$  teremos:

$$v = 0,25 \times S = 0,25 \times 1,00\text{m}^2 = 0,25\text{m}^2$$

o que resulta em  $d=0,56\text{m}$  e não esquecendo que o diâmetro da chaminé de equilíbrio é de  $2,50\text{m}$

A velocidade através do orifício será:

$$V_o = Q_o / v = 1,0\text{m}^3/\text{s} / 0,25\text{m}^2 = 4\text{m/s}$$

A perda de carga  $R_o$  através deste orifício será:

$$Q = \mu A \times (2gh)^{0,5}$$

Sendo  $R_o=h$  teremos:

$$Q = \mu A \times (2gR_o)^{0,5}$$

$$A \times V = \mu A \times (2gR_o)^{0,5}$$

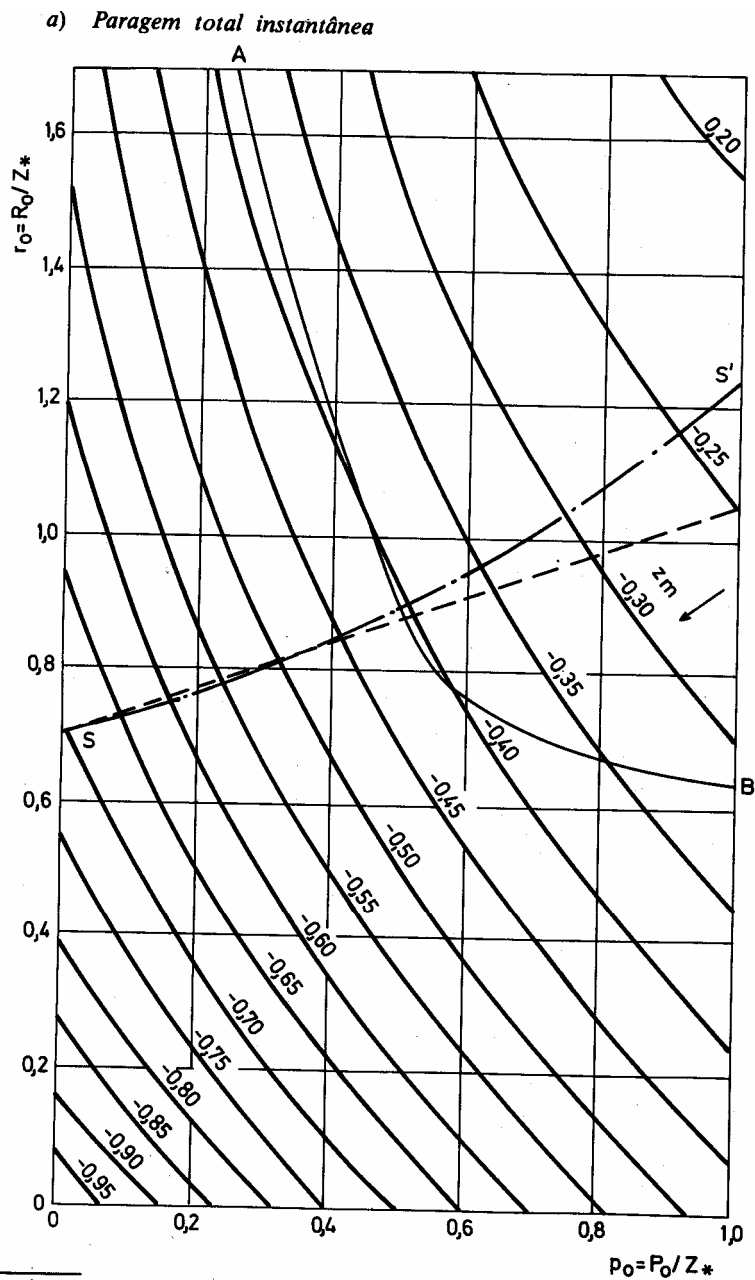
Tirando-se o valor de  $R_o$  fica:

$$R_o = V^2 / 2g \times 1 / \mu^2 = (4^2 / 2 \times 9,81) \times 1 / 0,6^2 = 1,4\text{m}$$

$$r_o = R_o / Z^* = 1,4 / 10 = 0,14$$

Na Figura (23.8)  $p_o = P_o / Z^* = 0,45$  obtemos  $z_m = 0,65$  ou  $Z_m = z_m \times 10 = 6,5\text{m}$ .

Portanto, a chaminé de equilíbrio abaixa **6,5m**.



(<sup>1</sup>) Adaptados de Calamé et Gaden — citado por [58].

**Figura 23.8- Chaminé de equilíbrio de seção constante e com estrangulamento**  
Fonte: Lencastre, 1983.

A Figura (23.8) mostra uma linha AB que significa que à direita da mesma corresponde a movimento aperiódico.

A linha  $SS'$  divide o gráfico em duas partes. Na zona superior teremos  $zm$  que corresponde ao máximo abaixamento de pressão na tubulação de recalque.

### 23.4 Tanques de descargas unidirecional

Conforme Stephenson, 1981 o tanque unidirecional conforme Figura (23.9) é usado na tubulação de bombeamento se o mesmo está abaixo do nível geométrico que nestes casos podemos usar os tanques de descarga unidirecionais.

A função do tanque é encher de água qualquer zona de baixa pressão causada pela parada instantânea da bomba, prevenindo assim a separação da coluna de água.

O volume da descarga, isto é, o volume de água que terá o tanque será:

$$V = A \times L' \times v_o^2 / (2 g h)$$

Sendo:

V= volume do tanque unidirecional (m<sup>3</sup>)

A= área da seção transversal da adutora (m<sup>2</sup>)

L' (ele minúsculo)= distância do tanque até o ponto de descarga da adutora de recalque que é um ponto aberto e geralmente um reservatório (m) conforme Figura (23.10)

g=aceleração da gravidade g=9,81m/s<sup>2</sup>

h= altura do tanque medida a partir da cota geométrica máxima (m) até o nível de água do tanque de descarga unidirecional conforme Figura (23.10).

h' = h linha= é o a distancia da linha piezométrica até o plano que passa pelo máximo do reservatório conforme Figura (23.10).

v<sub>o</sub>= velocidade média da água na tubulação (m/s)

O valor h' é a distância da linha piezométrica ao nível de água do tanque unidirecional conforme se pode ver na Figura (23.10).

Conforme Stephenson, 1981 é interessante notar quando h é bem menor que a equação  $0,5 \times c \times v_o/g$  tubo se passa como se fosse o estudo da coluna rígida e as sobrepressões são baixas.

A Figura (23.10) somente é aplicável se o tanque for abaixo do nível geométrico.. Os valores de c=celeridade m/s e v<sub>o</sub>=velocidade média (m/s).

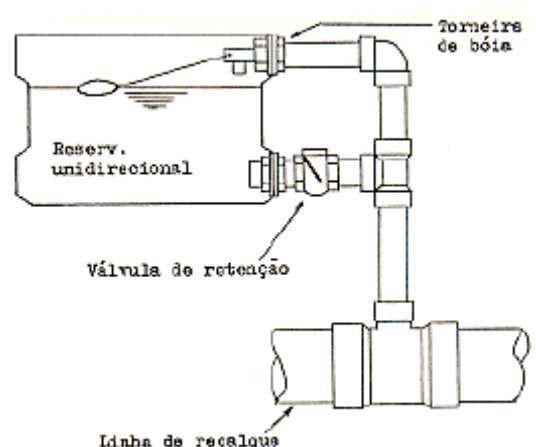


Figura 23.9- Esquema de reservatório unidirecional



### Exemplo 23.3

Vamos calcular o Caso I da norma da ABNT PNB-591/77 supondo o uso no meio da adutora de recalque de um tanque unidirecional com válvula de retenção que possibilita que a água possa sair livremente no tanque e não pode entrar pela mesma canalização de saída. Para manter o nível de água existirá uma canalização ligada da adutora e válvula de bóia automática para manter o nível sempre distante.

Dados:

$$Q = 0,90 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 1,20 \text{ m}$$

$$L = 300 \text{ m}$$

$$\text{Comprimento total do recalque} = 600 \text{ m}$$

$$\text{Cota do reservatório} = 64 \text{ m}$$

$$A = \pi \times D^2/4 = \pi \times 1,2^2/4 = 1,123 \text{ m}^2$$

$$V_0 = Q/A = 0,90/1,123 = 0,8 \text{ m/s}$$

$$\text{Celeridade } a = 1000 \text{ m/s}$$

Supondo que o reservatório está na cota 45m em relação ao nível do bombeamento e que o reservatório unidirecional está a 5m do chão, teremos que a cota estática  $h$  sobre o reservatório unidirecional será de  **$h=14\text{m}$**  e como a perda de carga é de somente 2,0m e estando na metade da adutora o valor  **$h'=15\text{m}$** .

Podemos então calcular analiticamente o valor do volume do reservatório unidirecional  $V$ .

$$V = A \times L' \times v_0^2 / (2 g h)$$

$$V = 1,123 \times 300 \times 0,8^2 / (2 \times 9,81 \times 14) = 0,78 \text{ m}^3$$

Observemos que Stephenson, 1981 informa que se  $h$  for menor que a relação  $g h/c \times v_0$  então vale a teoria da coluna rígida.

$$0,5 \times c \times v_0 / g = 0,5 \times 1000 \times 0,80 / 9,81 = 41 \text{ m} > h = 4 \text{ m} \text{ OK}$$

Caso queiramos usar o gráfico da Figura (23.1):

$$g \times h / c \times v_0 = 9,81 \times 14 / 1000 \times 0,81 = 0,17$$

Achamos no gráfico da Figura (23.10). **Nota Q é volume. Não confundir!**

$$(Q \times 2gh / A \times L' \times v_0^2) = 0,97$$

$$Q'(\text{vol.}) = 0,97 \times A \times L' \times v_0^2 / 2gh = 0,97 \times 1,123 \times 300 \times 0,8^2 / (2 \times 9,81 \times 14) = 0,76 \text{ m}^3$$

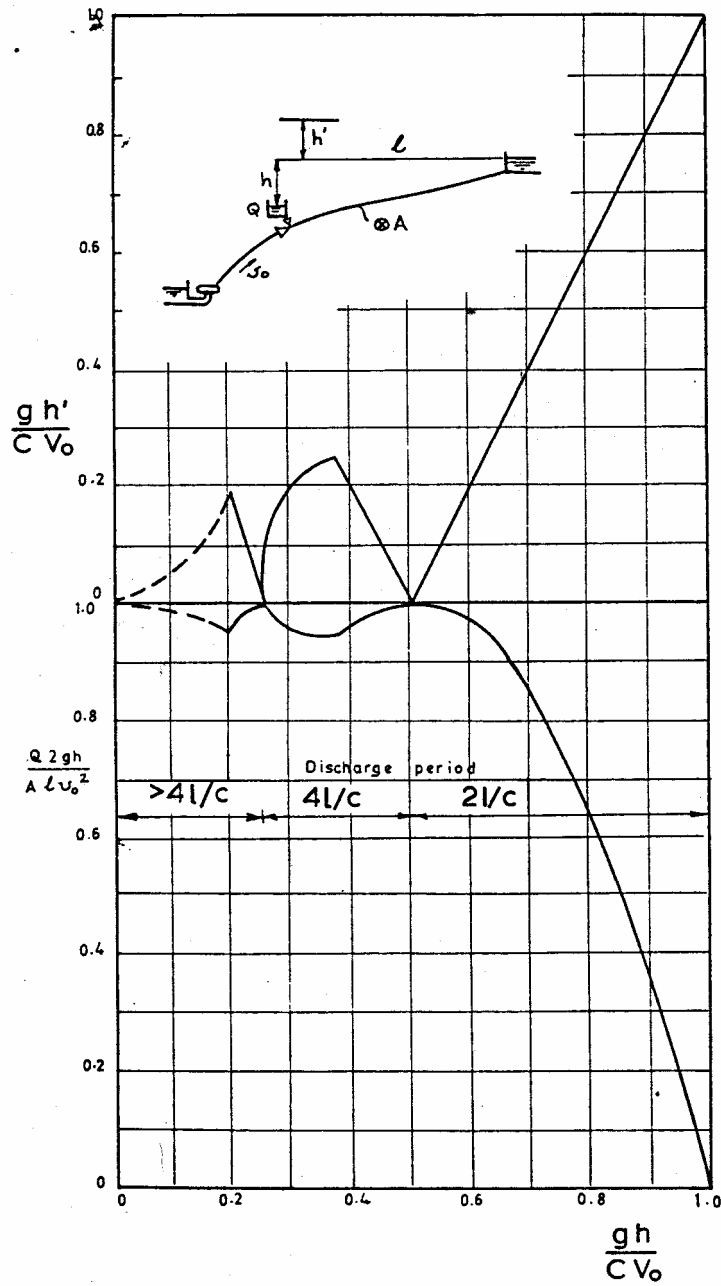


Figura 23.10- Gráfico para dimensionamento de reservatórios unidirecionais com válvula de retenção

Fonte: Stephenson, 1981

### 23.5 Válvula eliminadora de ar (ventosas)

São aparelhos conforme Figura (23.11) instalados nos pontos altos dos condutos forçados que permitem a entrada de ar quando ocorre redução de pressão em pontos altos da tubulação, bem como, durante o esvaziamento da tubulação por ocasião da manutenção, ou permitem a saída do ar que tenha ficado ou entrado em adutoras por gravidade ou nas tubulações de recalque, principalmente se a tubulação formar algum traçado tipo sifão, quando do enchimento da mesma.

No caso de produzir vácuo na tubulação por efeito de sifonamento ou inércia no escoamento, permitem que o ar adentre à tubulação, evitando o seu colapso estrutural pela ação da pressão atmosférica externa.

A ABNT NB-591/91 recomenda que os trechos ascendentes deve ter declividade superior a 0,2% e os trechos descendentes superior a 0,3%, mesmo em terrenos planos. Isto facilita a instalação de ventosas. Recomenda-se ainda que os trechos ascendentes sejam longos e os descendentes curtos.

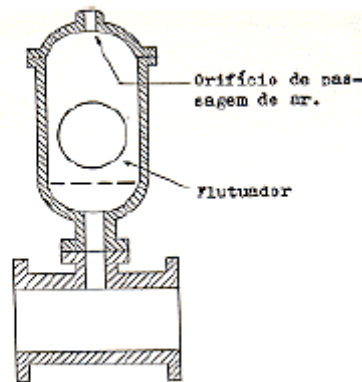


Figura 23.11- Esquema da válvula eliminadora de ar

### 23.6 Bypass nas bombas

Uma maneira simples de se evitar pressões negativas junto ao conjunto motor-bomba é a utilização de uma tubulação denominada de bypass conforme Figura (23.12) que liga a sucção que vem do reservatório para depois da válvula de retenção da bomba.

Conforme Stephenson, 1981 o uso bypass somente é usado quando a pressão de bombeamento é bem menor que  $c \times v_0/g$ . Como exemplo para  $c=1000\text{m/s}$  e  $v_0=0,80\text{m/s}$   $g=9,81\text{m/s}^2$  e teremos  $c \times v_0/g = 1000 \times 0,80/9,81 = 81,5\text{m}$ . Portanto, o método do bypass irá funcionar quando a altura manométrica do bombeamento seja menor que 81,5m.

Quando há queda de energia elétrica a pressão tende a cair do valor  $c \times v_0/g$  junto a bomba e então abre-se a válvula de retenção do bypass e a água que está no reservatório que alimenta a bomba alimenta de água o espaço necessário preenchendo o vazio de água.

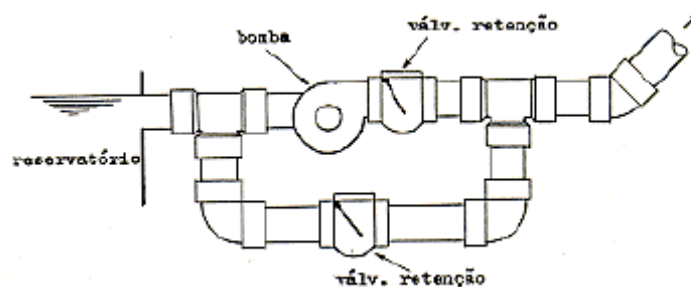
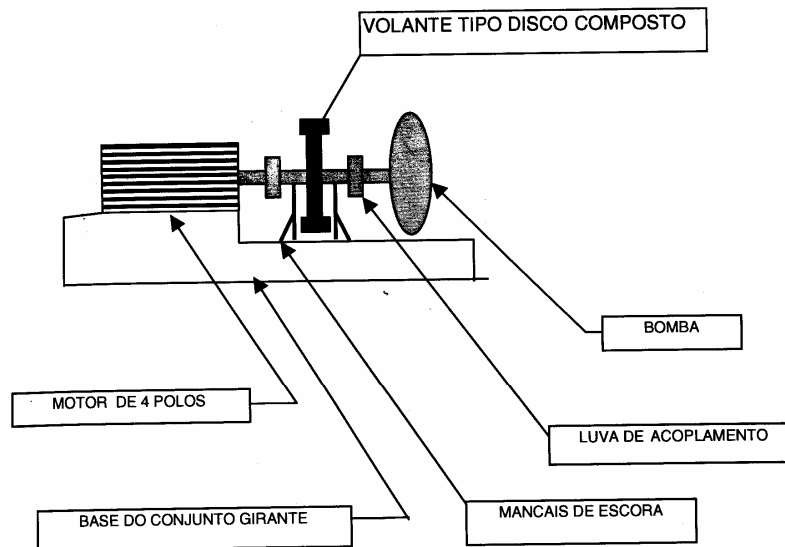


Figura 23.12- Bypass

### 23.7 Volante de inércia nas bombas

Conforme recomendação da KSB os volantes de inércia devem ser usados em trechos curtos com 1km a 2km de comprimento. São usados somente para bombeamento comum conforme Figura (23.13) e não podem ser usados em poços tubulares profundos por motivos técnicos.

Vamos verificar algumas maneiras de se dimensionar um volante de inércia.



**Figura 23.13- Esquema de um volante de inércia**

A definição tradicional do momento de inércia é imaginarmos um raio e uma massa elementar girando em torno de um eixo. Daí teremos o valor de I em  $\text{kg} \times \text{m}^2$  ou  $\text{Kg} \times \text{m}^2$ .

Uma outra definição muito usada é ao invés de I usar  $\text{PD}^2$  ou  $\text{WD}^2$  ou  $\text{GD}^2$  denominado fator de inércia.

A relação entre  $\text{GD}^2$  e I é:

$$\text{GD}^2 = 4 \times g \times I$$

$$\text{GD}^2 / 4 = g \times I$$

Pode ainda ser usado  $\text{GR}^2$  sendo que:

$$\text{GR}^2 = g \times I$$

Então fica:

$$\text{GR}^2 = \text{GD}^2 / 4 = g \times I$$

$$\text{GD}^2 = \text{kgfx m}^2 \text{ ou } \text{Nx m}^2 \text{ ou } \text{lbx ft}^2$$

$$I = \text{kgxm}^2 \text{ ou } \text{kgfx mxs}^2 \text{ ou } \text{Nxm s}^2$$

Relações úteis:

$$I (\text{kgxm}^2) = 9,81 \times I (\text{kgf x m x s}^2)$$

$$I (\text{kg x m}^2) = 0,1019 \times I (\text{kg x m / kgxm}^2)$$

$$\text{GD}^2 (\text{kgfxm}^2) = 0,04213 \times \text{GD}^2 (\text{lbf}^2)$$

Um cilindro maciço ou disco tem I

$$I = 0,5 \times M \times R^2$$

Sendo:

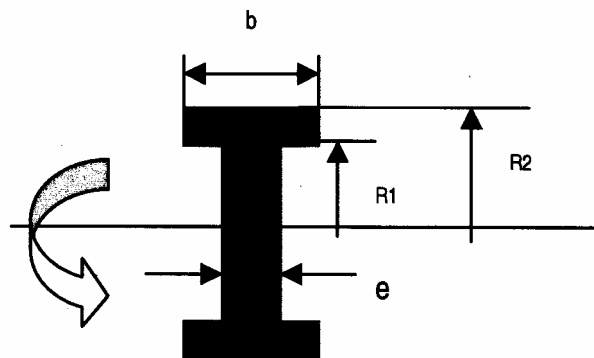
M= massa

Na Figura (23.14) temos um esquema de um volante de inércia.

**Cilindro oco ou anular**

$$I = 0,5 \times M \times (R_1^2 + R_2^2)$$

$$GD^2 \text{ do grupo} = GD^2 \text{ do motor} + GD^2 \text{ da bomba} + GD^2 \text{ do volante}$$



**Figura 23.14- Esquema de um volante de inércia**

Conforme a forma da Figura (23.14) o momento polar de inércia  $GD^2/4$ .

$$GD^2/4 = 12330,75 \times [e \times R_1^4 + b \times (R_2^4 - R_1^4)]$$

Sendo:

$GD^2/4$  = momento polar de inércia em  $\text{kgf} \times \text{m}^2$  também chamado de J

e= espessura da alma em metros

b=espessura da mesa em metros

$R_1$  = raio interno em metros

$R_2$  = raio externo em metros

A energia cinética  $E_{cin}$  é dada por  $E_{cin} = \frac{1}{2} \times J \times \alpha^2$

Sendo  $\alpha$  = velocidade angular /s =  $2 \times \text{PI} \times (\text{rotação por minuto}/60) / \text{s}$ .

Uma peça sólida de raio r o valor do momento de inércia  $J = m \times r^2 / 2$

### 23.7.1 Gráfico de Kino e Kennedy conforme Stephenson, 1981 e Lencastre

Stephenson, 1981 apresenta gráficos de Kinno e Kennedy conforme Figura (23.15) que iremos mostrar para somente um pré-dimensionamento, pois somente valem quando aproximadamente velocidade de programação de onda  $a=1000\text{m/s}$  e bomba com eficiência de 85%, pois em tubos de RPVC temos  $a=450\text{m/s}$ .

O parâmetro de inércia J é somente um número para entrar na Figura (28.13).

$$J = \eta \times I \times n^2 \times c / (180 \times \gamma \times S \times L \times U_o \times h_o)$$

Sendo:

$\eta$  =rendimento dos grupos motor bomba

I= momento de inércia dos grupos mais do volante ( $\text{kg} \times \text{m}^2$ )

n= rotação em rpm

$c$  = celeridade (m/s)  
 $S$  = seção da tubulação de recalque (m<sup>2</sup>)  
 $L$  = comprimento da tubulação (m)  
 $U_0$  = velocidade média da água na tubulação de recalque (m/s)  
 $\gamma$  = 9800 N/m<sup>3</sup>

#### Exemplo 23.4

Fonte do exemplo: Lencastre, 1983

Dados:

Vazão = 21,1 litros/s     $H_m$  = 125,5m    1400 rpm

$L$  = 890m     $D$  = 225mm     $S$  = 0,04m<sup>2</sup>     $C$  = 1200m/s

$$J = \eta \times I \times n^2 \times c / (180 \times \gamma \times S \times L \times U_0 \times h_0)$$

$\eta$  = rendimento do grupo motor-bomba = 0,85

$I$  = 38 kgxm<sup>2</sup>

$$J = 0,75 \times 38 \times 1450^2 \times 1200 / (180 \times 9800 \times 0,04 \times 890 \times 0,5 \times 125,5) = 17,88$$

$$A = c \times U_0 / (g \times h_0) = 1200 \times 0,5 / (9,81 \times 125,5) = 0,487 = 0,5$$

Da Figura (23.13) achamos:

$$h_{\text{máximo}} / h_0 = 1,00 \text{ (parte superior da Figura (23.13))}$$

$$h_{\text{mínimo}} / h_0 = 0,87 \text{ (parte inferior da Figura (23.13))}$$

$$h_{\text{mínimo}} = 0,87 \times 125,5\text{m} = 109,2\text{m}$$

$$h_{\text{máximo}} = 1,0 \times h_0 = 1,0 \times 125,5 = 125,5\text{m}$$

Stephenson, 1983 acrescenta que algumas vezes é necessário um momento de inércia muito grande, o que torna impossível a partida das bombas e neste caso não compensa usarmos volante de inércia.

**Dica:** como regra prática, Stephenson, 1983 informa que quando  $J_1 > 0,01$  então a inércia das bombas pode reduzir no mínimo de 10% da altura manométrica total.

$$J_1 = I \times n^2 / (9800 \times S \times L \times h_0^2) > 0,01$$

### Exemplo 23.5

#### ABNT NB591/77 caso II

Dados:

Vazão= 40 litros/s Hm= 35,6m 1780 rpm

L=2300m D=250mm S= 0,049088m<sup>2</sup> C=1150m/s

$$J = \eta \times I \times n^2 \times c / (180 \times \gamma \times S \times L \times U_0 \times h_0)$$

$\eta$ = rendimento do grupo motor-bomba =0,85

I= 80 kgxm<sup>2</sup>

$$J = 0,72 \times I \times 1780^2 \times 1150 / (180 \times 9800 \times 0,049088 \times 2300 \times 0,81 \times 35,6) =$$

$$J = I \times 0,458$$

Supondo I=80 kgxm<sup>2</sup>

$$J = 36,64$$

$$A = c \times U_0 / (\gamma \times h_0) = 1150 \times 0,81 / (9,81 \times 35,6) = 2,67$$

Da Figura (23.13) achamos:

$$h_{\text{máximo}} / h_0 = 1,01 \text{ (parte superior da Figura (23.15))}$$

$$h_{\text{mínimo}} / h_0 = 0,78 \text{ (parte inferior da Figura (23.15))}$$

$$h_{\text{mínimo}} = 0,78 \times 35,6\text{m} = 28\text{m}$$

$$h_{\text{máximo}} = 1,01 \times h_0 = 1,01 \times 35,6 = 36\text{m} \text{ OK}$$

Stephenson, 1983 acrescenta que algumas vezes é necessário um momento de inércia muito grande, o que torna impossível a partida das bombas e neste caso não compensa usarmos volante de inércia.

**Dica: como regra prática, Stephenson, 1983 informa que quando  $J_1 > 0,01$  então a inércia das bombas pode reduzir no mínimo de 10% da altura manométrica total.**

$$J_1 = I \times n^2 / (9800 \times S \times L \times h_0^2) > 0,01$$



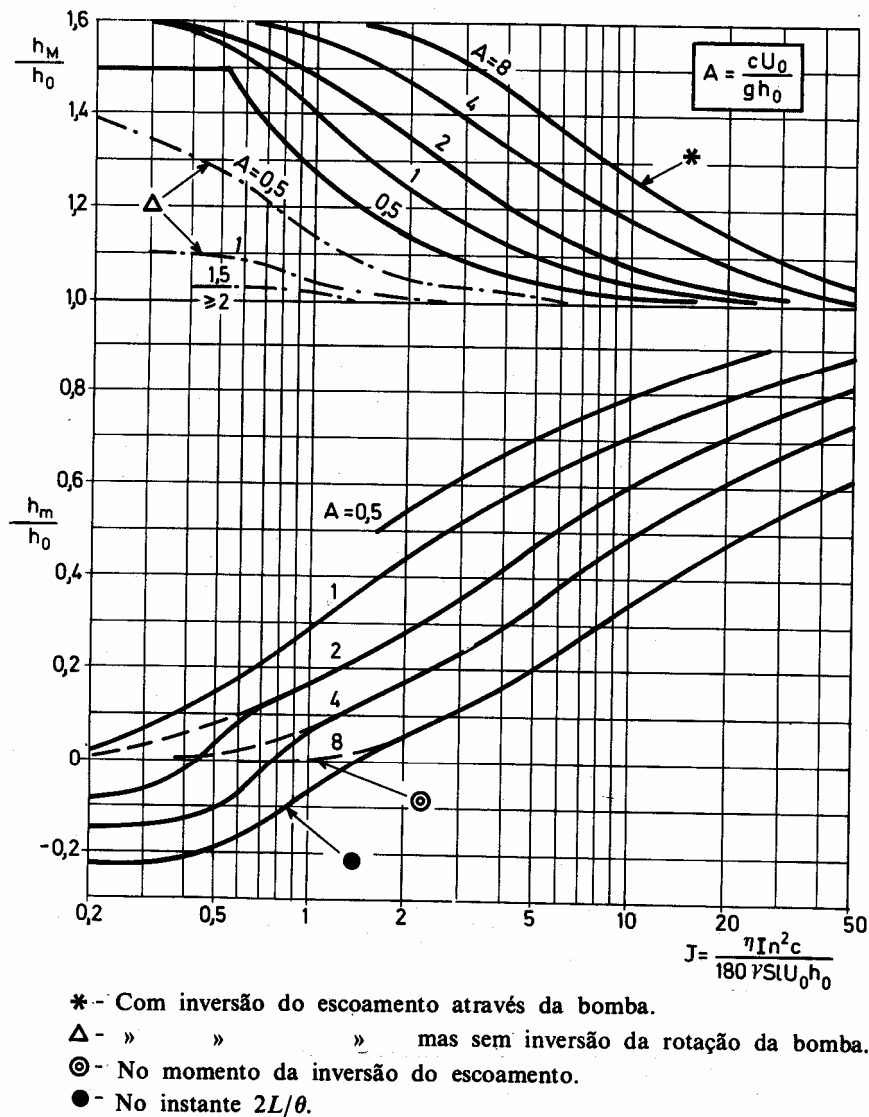


Figura 23.15- Gráfico de Kino e Kennedy para pré-dimensionamento de volante de inércia.  
 Elaborado para eficiência de bomba de 0,85 e celeridade aproximadamente 1000m/s.  
 Fonte: Lencastre, 1983

### Exemplo 23.6

Dado de uma Estação Elevatória

$$I = 0,3460 \text{ kgfxm}^2 = 9,81 \times 0,3460 = 3,394 \text{ kg x m}^2$$

$$L = 770 \text{ m}$$

$$Q = 14 \text{ L/s}$$

$$H_o = H_m = 110,12 \text{ m}$$

$$\eta = \text{rendimento total} = 0,83$$

$$a = c = 550 \text{ m/s (para tubos de RPVC)}$$

$$S = 0,021 \text{ m}^2$$

$$n = 1750 \text{ rpm}$$

$$U_o = 0,68 \text{ m/s}$$

$$\gamma = 9800 \text{ N/m}^3$$

$$I = 3,394 \text{ kg x m}^2$$

$$J = \eta \times I \times n^2 \times c / (180 \times \gamma \times S \times L \times U_o \times h_o)$$

$$J = 0,83 \times 3.394 \times 1750^2 \times 550 / (180 \times 9800 \times 0,021 \times 770 \times 0,68 \times 110,12) = 2,22$$

$$A = c \times U_o / (g \times h_o) = 550 \times 0,68 / (9,81 \times 110,12) = 0,35$$

Entrando na Figura (23.13) temos:

$$0,62 = H_{\text{min}} / H_o$$

$$1,05 = H_{\text{max}} / H_o$$

$$H_o = 110,12 \text{ m}$$

$$H_{\text{mínimo}} = 0,62 \times 110,12 = 68,3 \text{ m (real deu 75,53m)}$$

$$H_{\text{max}} = 1,05 \times 110,12 = 115,6 \text{ m (real deu 129,48m)}$$

Nota: a diferença é que o gráfico foi pensado em celeridade de 1000m/s e rendimento da bomba de 0,83. Porém, temos celeridade de 550m/s para o RPVC que é bem menor que os 1000m/s para o aço.

### 23.7.4 Volante de inércia conforme Camargo, 1998.

$$GD^2 = [ 8 \times Q (Hm \times g \times t - L \times v) ] / (w^2 \times \eta)$$

Sendo:

$GD^2$  = momento polar de inércia em  $kg \times m^2$

Q = vazão em litros/segundo

Hm = altura manométrica total em metros

g = aceleração da gravidade =  $9,81 m/s^2$

t = tempo de parada da bomba (s)

L = comprimento da tubulação de recalque em metros

v = velocidade média da água em m/s

w = velocidade angular em rad/s

$w = 2 \times \pi \times N / 60$

N = número de rotações por minuto

$\eta$  = rendimento motor+bomba

$$t = (2 \times L \times V) / (g \times \Delta H) \quad \text{(Equação de Michaud)}$$

#### Exemplo 23.7

Dados:

L = 2500m

Q = 10 litros/segundo

D = 150mm

V = 0,57m/s

Hf = 5,76m

c = 980,86m/s

Hm = 39,76m

Hg = 34,00m

$$T = 2 \times L / a = 2 \times 2500 / 980,86 = 5,1s$$

$$t = C + (K \times L \times v) / (g \times Hm) = 1,0 + (1,0 \times 2500 \times 0,57) / (9,81 \times 39,76) = 4,66 < 5,1s$$

Temos a equação de Allievi

$$\Delta h = ax v / g = 980,86 \times 0,57 / 9,81 = 57,00m$$

$$H_{max} = 34 + 57 = 91m$$

$$H_{minimo} = 34 - 57 = -23m$$

Caso se faça  $\Delta H = 34m$  resultara  $H_{min} = 0$  e não ocorreria vácuo

$$t = (2 \times 2500 \times 0,57) / (9,81 \times 34) = 8,55s$$

$$GD^2 = [ 8 \times Q (Hm \times g \times t - L \times v) ] / (w^2 \times \eta)$$

$$W = 2 \times \pi \times N / 60 = 2 \times 3,1416 \times 3500 / 60 = 366,62 \text{ rad/s}$$

$$GD^2 = [ 8 \times 10 (39,76 \times 9,81 \times 8,55 - 2500 \times 0,57) ] / (366,62^2 \times 0,56) = 2,03 \text{ kgfxm}^2$$

$$GD^2 / 4 = I$$

$$GD^2 / 4 = 2,03 / 4 = 0,5075 \text{ kg x m}^2 = I$$

7800  $kg/m^3$  para volante de aço

$$I = 0,5 \times \rho \times \pi \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$$

$$I = 0,5 \times 7800 \times 3,1416 \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$$

$$I = 12252,24 \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$$

$$\text{Espessura} = e = 0,10$$

$$R_1 = 0,107m$$

$$R_2 = 0,153m$$

$$M = 29,81kg$$

$$I = 0,5 \times M \times (R_1^2 + R_2^2)$$
$$M = I / (0,5 \times (R_1^2 + R_2^2))$$
$$M = 0,5075 / [0,5 \times (0,107^2 + 0,1503^2)] = 29,81 \text{ kg}$$

**Exemplo 23.8 PNB-591/77 Caso II**

Dados:

$L=2300\text{m}$

$Q= 40 \text{ litros/segundo}$

$D=250\text{mm}$

$V= 0,81\text{m/s}$

$H_f= 10,65\text{m}$

$c= 1150\text{m/s}$

$H_m=35,6\text{m}$

$H_g=25,00\text{m}$

$N= 1780 \text{ rpm}$

$\eta= 0,81=\text{rendimento do motor + bomba}$

$T= 2 \times L / a= 2 \times 2300 / 1150=4\text{s}$

Valor de  $C_m= 100 \times H_m / L= 100 \times 35,6 / 2300= 1,5\%$   $C=1$

Valor de  $K$   $K=1,0$

$t= C + (K \times L \times v) / (g \times H_m) = 1,0 + (1,0 \times 2300 \times 0,81) / (9,81 \times 35,6) = 6,3\text{s} > 4\text{s}$

Temos a Equação de Michaud pois  $6,3\text{s} > 4\text{s}$ .

$\Delta h= (2 \cdot L \cdot V / (g \times t)) = 2 \times 2300 \times 0,81 / (9,81 \times 6,3) = 60,3\text{m}$

$H_{\text{max}}= 25\text{m} + 60,3\text{m} = 85,3\text{m}$

$H_{\text{minimo}}= 25\text{m} - 60,3\text{m} = -35,3\text{m}$

Caso se faça  $\Delta H=25\text{m}$  resultara  $H_{\text{min}}=0$  e não ocorreria vácuo

$t= (2 \times 2300 \times 0,81) / (9,81 \times 25) = 15,2\text{s}$

$GD^2= [ 8 \times Q (H_m \times g \times t - L \times v) ] / (w^2 \times \eta)$

$W= 2 \times \text{PI} \times N / 60 = 2 \times 3,1416 \times 1780 / 60 = 186,4 \text{ rad/s}$

$GD^2= [ 8 \times 40 (35,6 \times 9,81 \times 15,2 - 2300 \times 0,81) ] / (186,4^2 \times 0,81) = 39,2 \text{ kgfxm}^2$

$GD^2 / 4 = I$

$GD^2 / 4 = 39,2 / 4 = 9,79 \text{ kgf x m}^2 = I$

$7800 \text{ kg/m}^3$  para volante de aço

O momento de inércia do motor e da bomba é  $I= 2\text{kgfxm}^2$  então como precisamos de  $9,79\text{kgfxm}^2$  necessitaremos somente da diferença:

$J_{\text{volante}} = 9,79\text{kgfxm}^2 - 2 \text{ kgfx m}^2 = 7,79 \text{ kgf x m}^2$

$I= 0,5 \times \rho \times \text{PI} \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$

$I= 0,5 \times 7800 \times 3,1416 \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$

$I= 12252,24 \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$

$7,79= 12252,24 \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$

Espessura= $e= 0,15$

Arbitrando  $R_1= 0,20\text{m}$  vamos achar o valor de  $R_2$

$7,79= 12252,24 \times (R_2^2 - 0,2^2) \times 0,15 \times (0,20^2 + R_2^2)$

$7,79= 12252,24 \times (R_2^2 - 0,04) \times 0,15 \times (0,04 + R_2^2)$

$0,004239= (R_2^2 - 0,04) \times (0,04 + R_2^2)$

$0,004239= (R_2^2 - 0,04) \times (0,04 + R_2^2)$

$0,005839= 0,04 R_2 + R_2^4 - 0,04 \times R_2$

$R_2^4 = 0,005839$

$R_2 = 0,28\text{m}$

$R_1 = 0,20\text{m}$

$R_2 = 0,28\text{m}$

$I = 0,5 \times M \times (R_1^2 + R_2^2)$

$M = I / (0,5 \times (R_1^2 + R_2^2))$

$$M = 7,79 / [0,5 \times (0,15^2 + 0,28^2)] = 78 \text{kg} \quad \text{OK}$$

**Exemplo 23.9**

Dados:

$L = 770 \text{m}$

$Q = 14 \text{ litros/segundo}$

$D = 0,15 \text{m}$

$V = 0,68 \text{m/s}$

$HG = 102,00 \text{m}$  altura geométrica

$c = 550 \text{m/s}$

$H_m = 110,12 \text{m}$

1750 rpm

$S = 0,021 \text{m}^2$

Rendimento = 0,83

$T = 2 \times L/a = 2 \times 770 / 550 = 2,8 \text{s}$

$t = C + (K \times L \times v) / (g \times H_m) = 1,0 + (1,0 \times 770 \times 0,68) / (9,81 \times 110,12) = 1,48 \text{ s} < 2,8 \text{s}$

Fechamento rápido

$\Delta h = (a \times v) / g = 550 \times 0,68 / 9,81 = 38,12 \text{m}$

$\Delta H = 38,12 \text{m}$

$H_{\text{max}} = H + \Delta h = 102 + 38,12 = 140,12 \text{m}$

$H_{\text{min}} = H - \Delta h = 102 - 38,12 = 63,88 \text{m}$

Caso se faça  $\Delta H = 38,12 \text{m}$

$t = (2 \times 770 \times 0,68) / (9,81 \times 38,12) = 2,8 \text{s}$

$GD^2 = [8 \times Q (H_m \times g \times t - L \times v)] / (w^2 \times \eta)$

$W = 2 \times \text{PI} \times N/60 = 2 \times 3,1416 \times 1750/60 = 183,26 \text{ rad/s}$

$GD^2 = [8 \times 14 \times (110,12 \times 9,81 \times 2,8 - 770 \times 0,68)] / (183,26^2 \times 0,83) = 9,99 \text{kgfxm}^2$

$GD^2 / 4 = I$

$GD^2 / 4 = 9,99 / 4 = 2,4980 \text{ kg x m}^2$

**Tabela 23.1- Resumo dos momentos de inércia existentes e necessário**

	Momento polar de inércia (kgxm <sup>2</sup> )
I = GD <sup>2</sup> /4 necessário	2,4980
I do motor e da bomba	0,3460
I do volante =	2,1520

Portanto, para o volante precisamos de 2,1520 kgxm<sup>2</sup>

$\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$  para volante de aço

$I = 0,5 \times \rho \times \text{PI} \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$

$I = 0,5 \times 7800 \times 3,1416 \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$

$I = 12252,24 \times (R_2^2 - R_1^2) \times e \times (R_1^2 + R_2^2)$

e = espessura do volante (m)

$R_1$  = raio interno (m)

$R_2$  = raio externo (m)

Fazendo  $R_1 = 0$

$R_1 = 0$

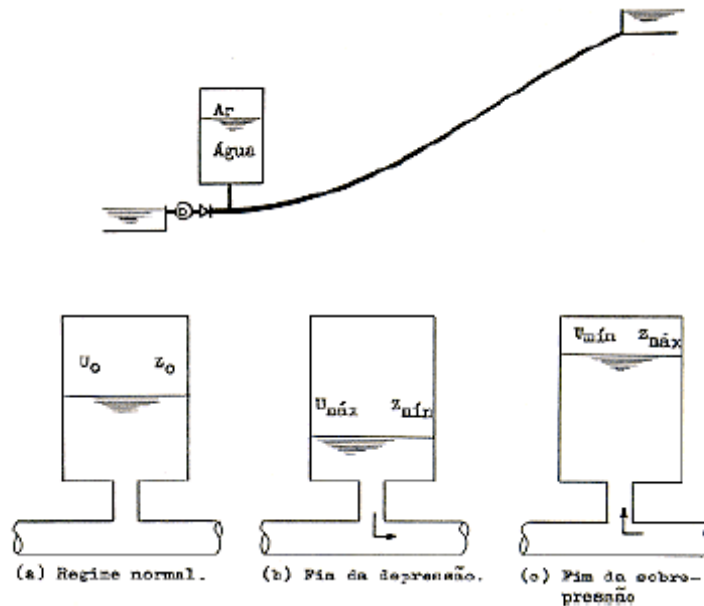
Largura 0,10m

Espessura = e = 0,1016m (4")

$$R_1 = 0,0$$
$$R_2 = 0,204\text{m}$$

$$I = 0,5 \times M \times (R_1^2 + R_2^2)$$
$$M = I / (0,5 \times (R_1^2 + R_2^2))$$
$$M = 2,03 / (0,5 \times (0 + 0,204^2)) = 104 \text{ kg}$$

### 23.8 Reservatório de ar comprimido. Acumulador. Câmara de ar

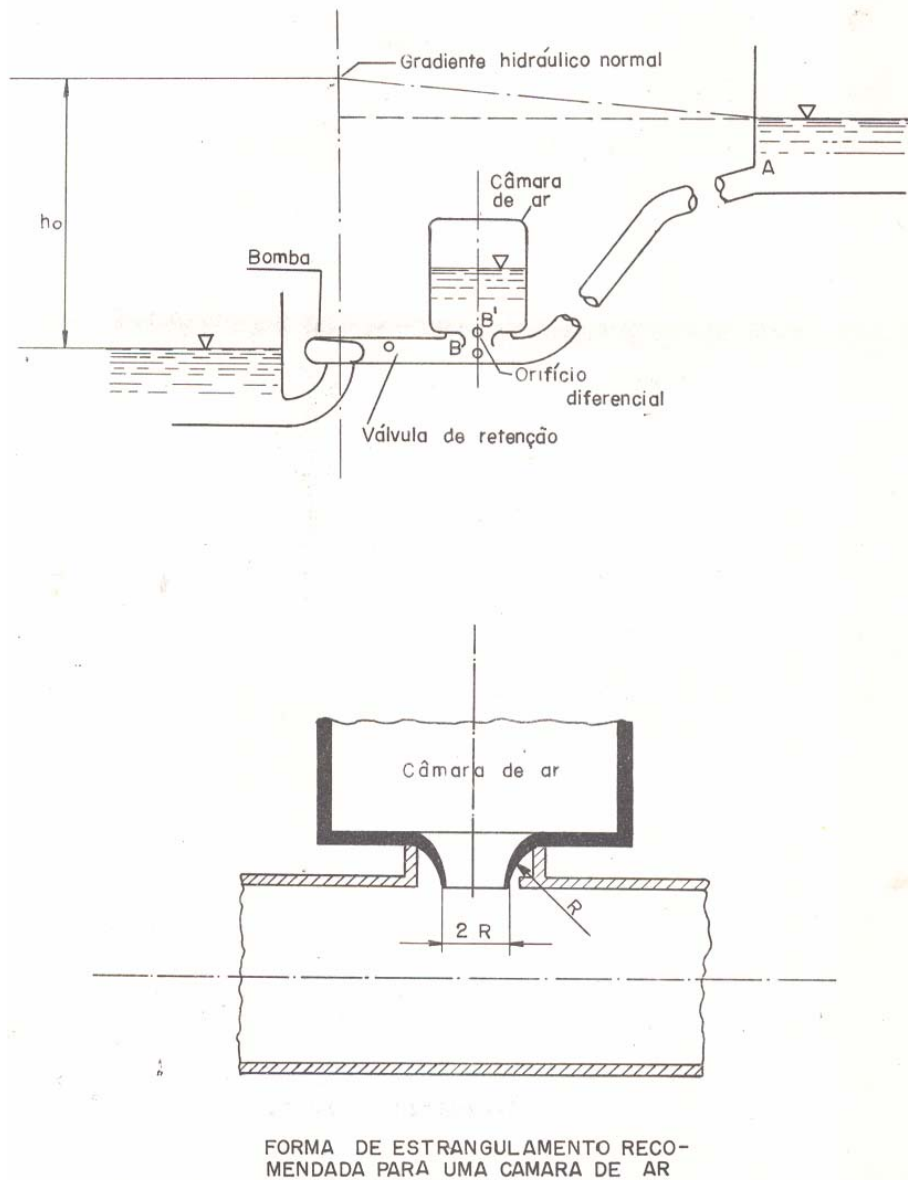


**Figura 23.16- Esquema de reservatório de ar comprimido**

Vamos explicar o dimensionamento da câmara de ar comprimido conforme Azevedo Neto, 1969 conforme Figura (23.16) a (23.20).

Instala-se no início da canalização de recalque um reservatório metálico com água e ar comprimido à pressão de funcionamento das bombas, sendo necessário que se tenha um pequeno compressor de ar.





**Figura 23.17- Esquema de camara de ar comprimido**

**Fonte: Azevedo Neto, 1969**

Na primeira fase do golpe de aríete (subpressão ou golpe negativo) o reservatório fornece água à canalização. Na fase de sobrepressão o feito se reduz com a entrada de água par dentro da camara comprimindo o ar. A abertura de comunicação entre a camara e a tubulação é projetada com assimetria, de maneira a produzir maior perda de carga na entrada de água do que na saída.

Este dispositivo contra golpes de aríete é mais indicado para instalações de pequeno e médias vazões e para pressões até 150m. É necessário uma cuidadosa operação para que seja mantida na câmara a quantidade de ar desejável, repondo-se as quantidades perdidas, inclusive por dissolução na água.

Vamos expor os cálculos efetuados por **Azevedo Neto, 1969**.

Conforme a fórmula de Sliosberg temos:

$$a = (v^2 / 2g P_o) \times (L \times S) / (P_o/P_{max} - 1 - \ln (P_o/P_{max}))$$

Sendo:

- a= volume do reservatório (m<sup>3</sup>)
- a'= volume final do reservatório (m<sup>3</sup>)
- g= aceleração da gravidade= 9,81 m/s<sup>2</sup>
- P<sub>o</sub>= pressão absoluta em regime normal (m)
- L= comprimento da adutora (m)
- S= área da seção transversal da adutora (m)
- P<sub>max</sub>= pressão máxima admitida no recalque e depende da tubulação escolhida (m)
- Ln= logaritmo neperiano
- v= velocidade média da água na tubulação (m/s)

Chamando-se:

$$Z = P_o/P_{max} - 1 - \ln (P_o/P_{max})$$

Tendo-se ainda:

$$P_{min}/P_o = 2 + 3 \times Z - P_{max}/P_o$$

Para evitar que o ar entre na tubulação por ocasião da pressão negativa, o volume da câmara de ar deve ser maior:

$$a' = a \times P_o/P_{min}$$

Sendo:

- a= volume de ar no tanque correspondente ao regime normal em m<sup>3</sup>
- V= velocidade da água em m/s
- P<sub>o</sub>= pressão absoluta em regime normal em m
- P<sub>min</sub>= é calculado pela relação P<sub>o</sub>/P<sub>min</sub> (m)

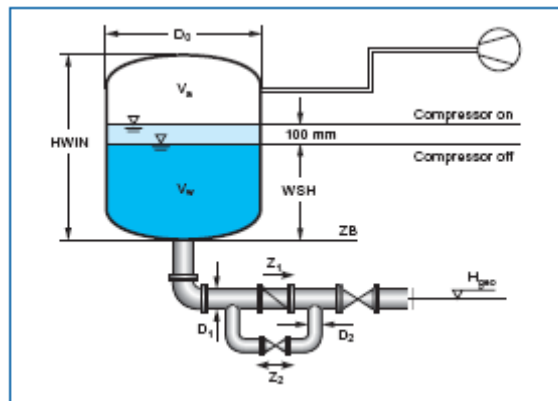


Figura 23.18- Tanque de ar. Fonte: KSB

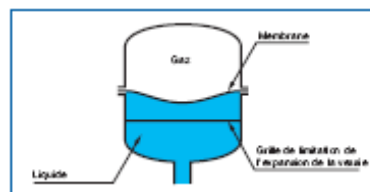


Figura 23.19- Esquema de um acumulador. Fonte: KSB



**Figura 23.20- Acumuladores: Fonte KSB**

Os acumuladores são feitos para pequenos volumes e são usados com os critérios técnicos e comerciais, segundo a KSB.

### **Exemplo 23.10**

Dimensionar uma câmara de ar comprimido numa adutora com comprimento  $L=610\text{m}$ , diâmetro  $D=1,50\text{m}$ , área da seção transversal  $S=1,77\text{m}^2$ , velocidade média da água  $V=1,55\text{m/s}$  e vazão  $Q=2,75\text{m}^3/\text{s}$ .

Cálculos preliminares

$$V^2 / 2g = 1,55^2 / (2 \times 9,81) = 1,45$$

$$H_{\text{man}} = 71,90\text{m}$$

$$P_o = H_{\text{man}} + 10 = 71,90 + 10,0 = 81,90\text{m}$$

Deseja-se limitar o golpe de aríete a **120m (Pmax)**

Cálculos

$$P_{\text{max}} / P_o = 120 / 81,90 = 1,45$$

$$Z = P_o / P_{\text{max}} - 1 - \ln(P_o / P_{\text{max}})$$

$$Z = 81,90 / 120 - 1 - \ln(81,90 / 120) = 0,065$$

$$a = (v^2 / 2g P_o) \times (L \times S) / (P_o / P_{\text{max}} - 1 - \ln(P_o / P_{\text{max}}))$$

$$a = 0,1225 / 81,9 \times (610 \times 1,77) / 0,065 = 25\text{m}^3$$

$$P_{\text{min}} / P_o = 2 + 3 \times Z - P_{\text{max}} / P_o = 2 + 3 \times 0,065 - 1,45 = 0,745$$

$$a' = a \times P_o / P_{\text{min}} = 25 \times 1 / 0,745 = 33,5\text{m}^3$$

Portanto, o volume da câmara de ar comprimido deverá ter  $33,5\text{m}^3$ .

### Exemplo 23.10 NBR Caso II

Dimensionar uma câmara de ar comprimido numa adutora com comprimento  $L=2300\text{m}$ , diâmetro  $D=0,25\text{m}$ , área da seção transversal  $S=0,049088\text{m}^2$ , velocidade média da água  $V=0,81\text{m/s}$  e vazão  $Q=0,040\text{m}^3/\text{s}$ .

Cálculos preliminares

$$V^2 / 2g = 0,81^2 / (2 \times 9,81) = 0,033$$

$$H_{\text{man}} = 35,6\text{m}$$

$$P_o = H_{\text{man}} + 10 = 35,6 + 10,0 = 45,60\text{m}$$

Deseja-se limitar o golpe de aríete a **120m (Pmax)**

Cálculos

$$P_{\text{max}} / P_o = 120 / 45,6 = 2,63$$

$$Z = P_o / P_{\text{max}} - 1 - \ln(P_o / P_{\text{max}})$$

$$Z = 45,6 / 120 - 1 - \ln(45,6 / 120) = 0,35$$

$$a = (v^2 / 2g P_o) \times (L \times S) / (P_o / P_{\text{max}} - 1 - \ln(P_o / P_{\text{max}}))$$

$$a = (0,033 / 45,6) \times 2300 \times 0,049088 / 0,35 = 0,23\text{m}^3$$

$$P_{\text{min}} / P_o = 2 + 3 \times Z - P_{\text{max}} / P_o = 2 + 3 \times 0,35 - 2,63 = 0,42$$

$$a' = a \times P_o / P_{\text{min}} = 0,23 \times (1 / 0,42) = 0,55\text{m}^3$$

Portanto, o volume da câmara de ar comprimido deverá ter  $0,55\text{m}^3$ .

### Reservatório de ar comprimido segundo Lencastre, 1983

#### Exemplo 23.11 ABNT NB 591/77 Caso II

$$D = 0,25\text{m}$$

$$S = 0,049088\text{m}^2$$

$$V = U_o = 0,81\text{m/s}$$

$$A = 1150\text{m/s}$$

$$H_G = \Delta z = 5\text{m}$$

$$P_o = 10,65\text{m} \text{ (perda de carga total na tubulação)}$$

$$H_{\text{man}} = 35,6\text{m}$$

$$L = 2300\text{m}$$

$$Q_o = 0,040\text{m}^3/\text{s}$$

Pretende-se determinar o volume do reservatório de ar comprimido, conforme Lencastre, 1983, de modo que a sobrepressão não ultrapasse  $h_M = 120\text{m}$  e a depressão não desça abaixo de  $h_m = 10\text{m}$ .

$$a \times U_o / g = 1150 \times 0,81 / 9,81 = 95 \text{ m.}$$

A altura geométrica absoluta será:

$$h_o^* = (\Delta z + P_o + \text{pressão atmosf}) = (25\text{m} + 10,65\text{m} + 10,3) = 45,95\text{m}$$

$$A = a \times U_o / g h_o^* = 95 / 45,95 = 2,07$$

Desejando-se  $h_m^*$

$$h_m^* = h_m + \text{pressão atmosf} = 10 + 10,3 = 20,3\text{m}$$

Teremos:

$$h_m^* / h_o^* = 20,3 / 45,95 = 0,44$$

Entramos na Figura (23.21) achamos  $B = 0,7$  na figura (a) na parte superior.

$$V_c = L \times S = 2300\text{m} \times 0,049088\text{m}^2 = 113\text{m}^3$$

$$V_o = U_o^2 \times V_c / (B \times g \times h_o^*) = 0,81^2 \times 113 / (0,7 \times 9,81 \times 45,95) = 0,23\text{m}^3$$

No que diz respeito a pressão.

No gráfico b com A e B achamos  $h_M^* / h_o^* = 1,07$

Obtemos  $C = \alpha \times W^2 / h_o^* = 5,6$  (obtido)

Mas  $\alpha = K / 2g$

$$\alpha \times W^2 = K W^2 / 2g = 5,6 \times 45,95 = 257,32$$

Fazendo-se  $K = 1 / m^2 = 1 / 0,6^2 = 0,3$

$W^2 / 2g = 257,32 / 3 = 85,77$  e portanto  $W = (2 \times 9,81 \times 85,77)^{0,5} = 41 \text{ m/s}$  o que dá a seção de:

$$(0,040\text{m}^3/\text{s}) / 41\text{m/s} = 0,00098\text{m}^2 \text{ o que daria um diâmetro do estrangulamento } D = 0,035\text{m}$$

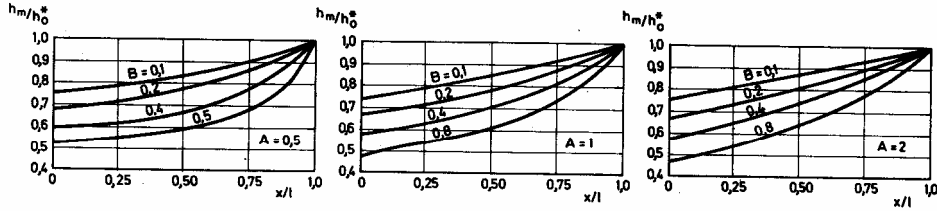
A pressão mínima  $h_m^*$  o ar ocupará o volume máximo

$$V_u = V_o (h_o^* / h_m^*)^{(1/1,3)} = 0,23 \times (45,95 / 20,3)^{0,77} = 0,43\text{m}^3$$

Adoto por segurança  **$V_u = 0,50\text{m}^3$**

$$A = \frac{c U_0}{gH/h_0^*} ; \quad B = \frac{U_0^2}{gH/h_0^*}$$

a) Pressões mínimas ao longo da conduta



b) Valor óptimo do valor da perda de carga no orifício do clapet. Pressão máxima no início  $x/L=1$

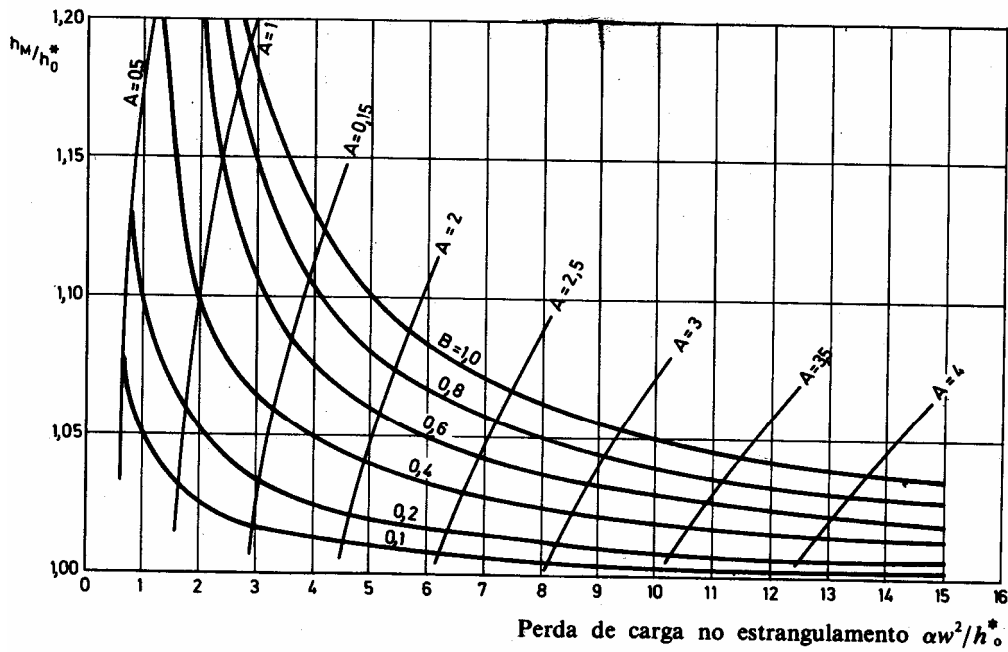


Figura 23.21- Reservatório de ar comprimido. Fonte: Lencastre, 1983

### 23.9 Válvula antigolpe de aríete ou válvulas de alívio

Existe um número enorme de válvulas de alívio para serem adquiridas comercialmente conforme Figura (23.22) e (23.23).

Elas não podem descarregar na tubulação de recalque da casa de bombas, pois trazem uma quantidade enorme de bolhas de ar que causariam problemas nas bombas.

De modo geral as válvulas de alívio não podem abrir menos que 5 segundos e seu uso é limitado ao comprimento da linha de recalque quando é maior que 2km conforme Stephenson, 1981.

A válvula de alívio não resolve o problema de subpressões.

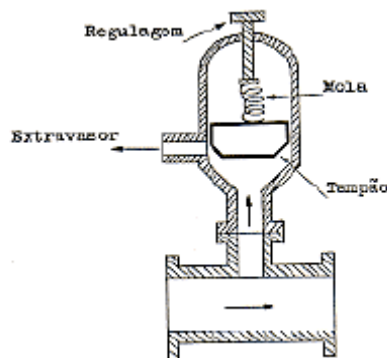


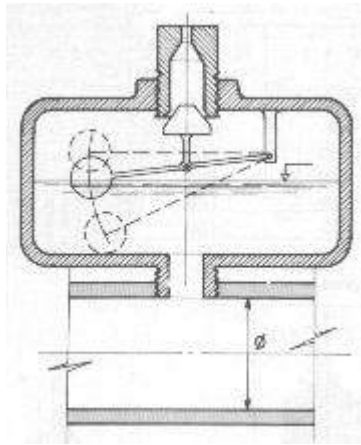
Figura 23.22- Esquema de uma válvula de alívio

Geralmente destinam-se a proteger as tubulações do recalque das sobrepressões resultantes da cessação brusca do escoamento.

São operadas automaticamente quando a pressão atinge certos valores, sendo esse controle mecânico ou eletrônico. No caso mecânico elas são mantidas fechadas através de uma mola e abrem quando a pressão interna excede a pressão exercida pela mola. Idealmente, as válvulas de alívio deverão abrir rapidamente e fechar lentamente.

As operadas eletronicamente, funcionam através de sensores que comandam a abertura da válvula assim que a pressão atinge determinado valor e podem, inclusive, ser programadas para obedecer a determinadas leis de abertura e fechamento.

São instaladas no ponto crítico das canalizações, a maioria das vezes, é o início do recalque, razão pela qual comumente situam-se junto à casa de bombas ou mesmo dentro dela. Vários são os tipos de válvula antigolpe, todas utilizando um meio elástico para amortecer a ação do golpe (mola, reservatório de ar etc.).



**Figura 23.23- Esquema de válvula de alívio**



### 23.10 Sumário dos métodos de proteção de golpes de aríete

Conforme Stephenson, 1981 os métodos podem ser explicados sucintamente em ordem aproximada de custo, da solução mais simples até a mais cara conforme Tabela (23.2).

**Tabela 23.2- Métodos de proteção de adutoras de recalque em ordem crescente de custos**

Método de proteção (mais ou menos em ordem crescente de custos)	Faixa de variáveis	Observações
Volante de inércia nas bombas	$J_1 = I \times n^2 / (9800 \times S \times L \times h_o^2) > 0,01$ I= momento de inércia da bomba e do motor n= rotação do motor rpm A= área da secção transversal L= comprimento Ho= altura manométrica	Somente aproximado.
Bypass em bombas e válvula de retenção no bypass	$cvo / g Ho \gg 1$	Alguma água pode ser escoada pela bomba
Válvula de retenção na linha de recalque	$cvo / gh > 1$	Normalmente usada com outro método de proteção. Possível separação da coluna de água.
Válvula de alívio com descarga automática	$cvo / gHo \ll 1$ $2L / c > 5s$	O perfil da linha de recalque deve ser convexo. Deve ser esperada separação de coluna de água.
Tanque de descarga unidirecional	$cvo / gh > 1$	H= pressão no tanque do plano do nível geométrico. O perfil da linha de recalque deve ser convexo antes de chegar ao reservatório onde está sendo bombeado.
Vasos de pressão	$cvo / gHo < 1$	O perfil da linha deve ser convexo logo na saída do recalque.
Chaminé de equilíbrio	h pequeno	A linha de recalque deve estar próxima da linha piezométrica para ser prática a utilização.

Fonte: adaptado de Stephenson, 1981

Nota: o olho humano em a face convexa.

Stephenson, 1981 salienta que a escolha do método de proteção da adutora de recalque dependerá das condições físicas e hidráulicas do sistema. Pode as vezes ser necessário o uso de mais de uma opção na linha de recalque.

Salienta ainda que os volantes de inércia produzem pouco efeito na redução dos golpes de aríete.

**Dica: é prudente que se faça uma verificação da tubulação até ver até onde a mesma resiste caso falhe os dispositivos de proteção do golpe de aríete.**

**Dica: a escolha da melhor solução para proteção do golpe de aríete em linhas de recalque deve ser feita por tentativas até se achar a melhor solução.**

### 23.11 Fechamento e abertura de válvulas

Usaremos o termo válvula ao invés de registro.

Salientamos que na prática tanto o fechamento e abertura manual ou mecânico não ocasionam problemas de transientes hidráulicos, pois há controle sobre os mesmos. O mesmo não acontece quando acaba a energia elétrica em uma casa de bombas o que pode acontecer por inúmeros motivos.

Supondo um reservatório alimentando uma adutora e no fim da mesma há uma válvula. O fechamento rápido da mesma irá ocasionar transientes hidráulicos na adutora.

As válvulas possuem um tempo para abrir e um tempo para fechar.

Nem sempre a área do tubo é igual a área da seção onde está instalada a válvula.

O fechamento de uma válvula pode ser linear ou não conforme se pode ver na Figura (23.19). Notar o fechamento da válvula borboleta (butterfly).

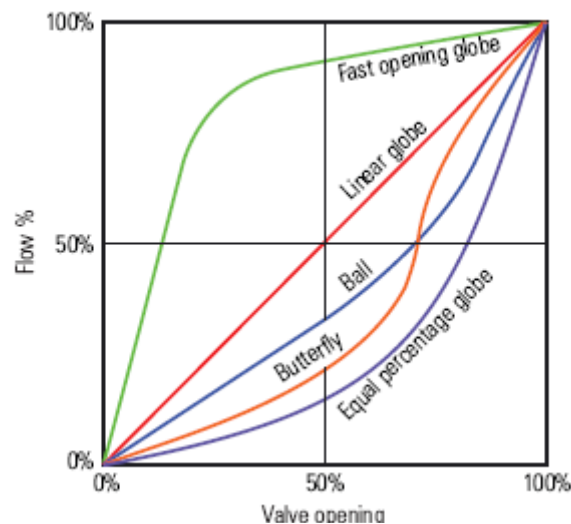


Figura 23.24 Vários tipos de fechamento de válvulas  
Fonte: Spirax/Sarco, 2007

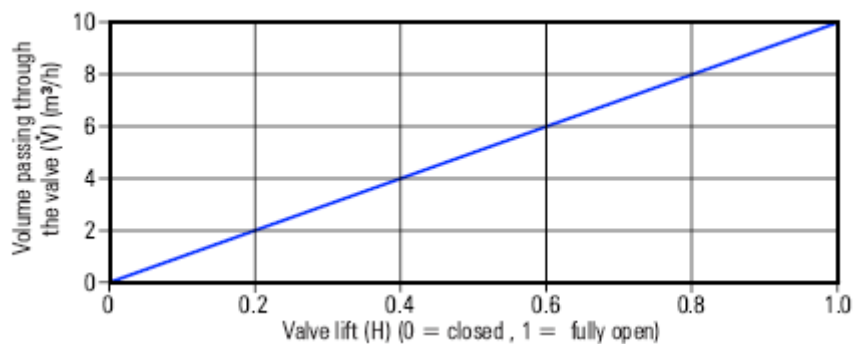


Figura 23.25- Fechamento linear de uma válvula

Existem válvulas de gaveta, válvulas globo e válvulas borboletas.

O fechamento das válvulas pode ser manual ou mecânico.

O tempo de fechamento de uma válvula de retenção varia de 0,01s a 0,06s que pode ser considerado um fechamento instantâneo. Caso o tempo de fechamento fosse maior que 6 s haveria mal funcionamento da válvula de retenção passando o sistema a funcionar como se não existisse a válvula de retenção, pois haveria fluxo reverso total do líquido através da bomba, conforme Pires et al..

Uma válvula de bloqueio motorizada pode ter um tempo de fechamento em torno de 60s.

Quanto menor for o tempo de fechamento maiores serão as pressões geradas na adutora.

Segundo Koelle e Betamio, 1992 quando o tempo de fechamento da válvula é menor que  $2L/a$  trata-se de manobra rápida e quando maior que  $2L/a$  trata-se de manobra lenta.

Quando se considera o fechamento de uma válvula na extremidade de uma adutora partindo de um reservatório podemos considerar que existe as perdas de cargas por atrito e que não existem.

Logicamente o pior caso é considerar que não existe perda de carga por atrito na tubulação.

**Dica: uma técnica desenvolvida por Goldberg e Karr em 1987 para fechamento rápido de válvulas em um escoamento sem atrito, é interromper totalmente o fluxo em um sistema e não ter um transiente residual elevado é bloquear instantaneamente 50% da vazão e esperar o tempo  $2 \times L/a$  segundos e interromper o restante, sendo L o comprimento da adutora e a a velocidade de propagação do som no fluido.**

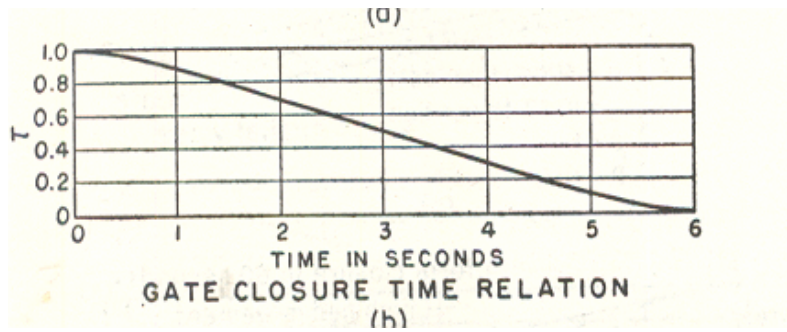
Conforme Pires et al, quando o tempo de fechamento for menor que  $2L/a$  teremos fechamento instantâneo da válvula de bloqueio que está na extremidade da adutora e pode-se calcular a sobrepressão usando a equação de Joukowsky (mesma que Allievi) e para tempo de fechamento maior que  $2L/a$  deve ser simulado para se chegar a uma conclusão quais as condições aceitáveis.

O manual da Point-A-Mousson, 1978 aconselha uma pausa no fechamento e na abertura da seguinte maneira:

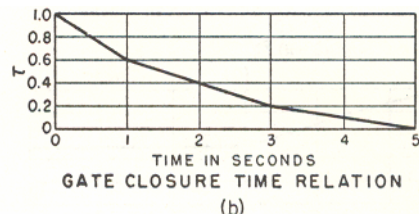
- **pausa antes de terminar** o fechamento da válvula
- **pausa logo após o início** de operação da abertura da válvula.

### **Fechamento de uma válvula linear e não linear**

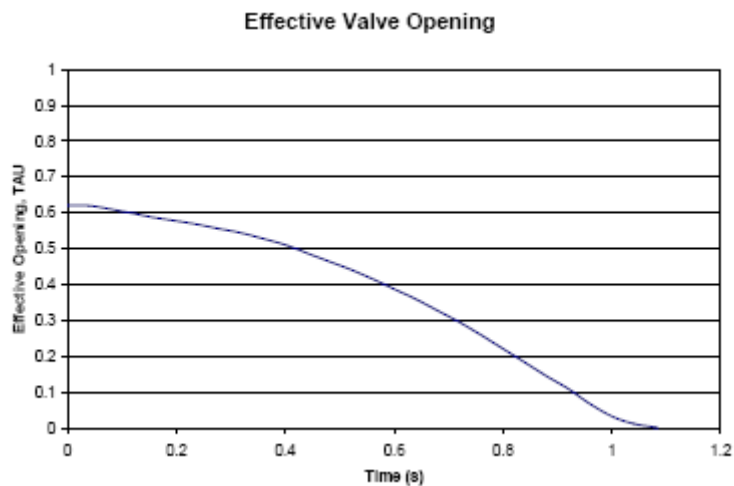
A Figura (23.25) de Parmakian, 1963 mostra a variação de  $\tau$  que vai de 1,0 a 0,0 e sendo praticamente linear, mas a Figura (23.26) mostra uma variação de  $\tau$  que não é linear.



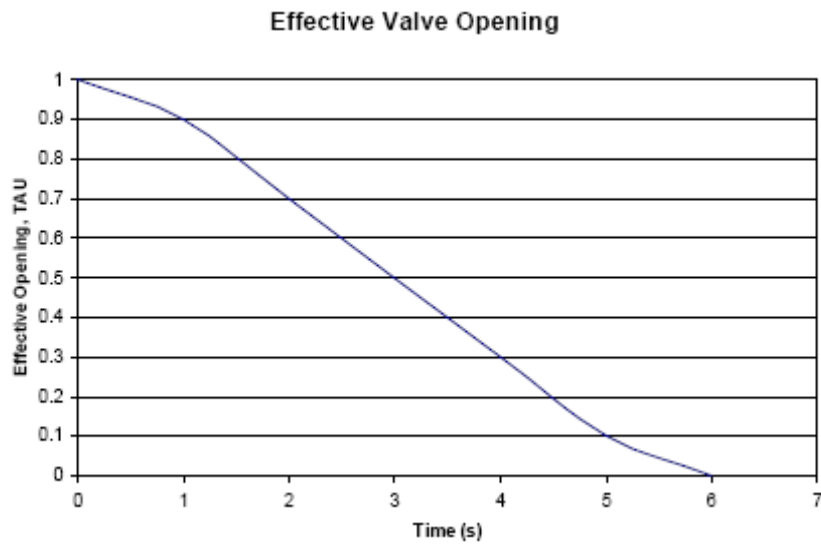
**Figura 23.26- Fechamento de válvula. Notar que é linear**  
Fonte:Parmakian, 1963



**Figura 23.27- Fechamento de válvula. Notar que não é linear**  
Fonte:Parmakian, 1963



**Figura 23.28- Curva efetiva de abertura de válvula**  
Fonte: Acuna, 2005

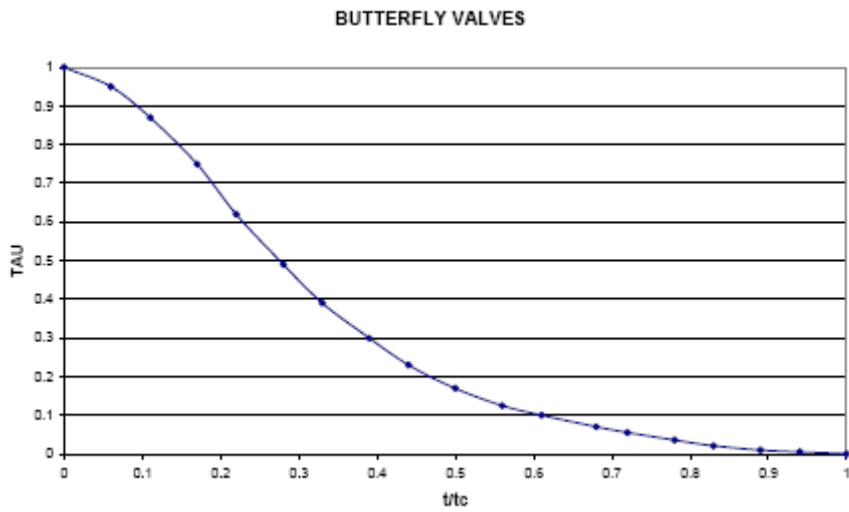


**Figura 23.29- Curva efetiva de abertura de válvula**  
**Fonte: Acuna, 2005**

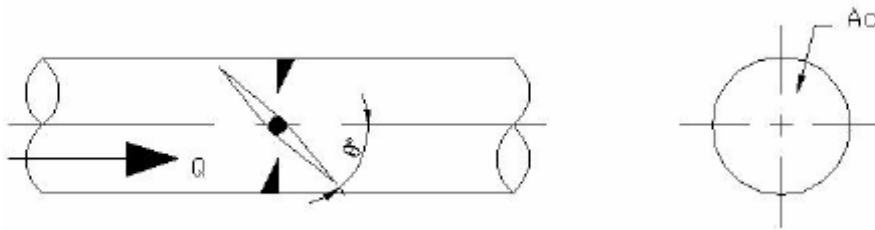
**BUTTERFLY VALVES**

$t/t_c$ Opening	$t/t_c$ Close	$\theta^\circ$	TAU
1.00	0.00	0	1.00
0.94	0.06	5	0.95
0.89	0.11	10	0.87
0.83	0.17	15	0.75
0.78	0.22	20	0.62
0.72	0.28	25	0.49
0.67	0.32	30	0.39
0.61	0.39	35	0.30
0.56	0.44	40	0.23
0.50	0.50	45	0.17
0.44	0.56	50	0.125
0.39	0.61	55	0.1
0.32	0.67	60	0.07
0.28	0.72	65	0.055
0.22	0.78	70	0.036
0.17	0.83	75	0.021
0.11	0.89	80	0.01
0.06	0.94	85	0.005
0.00	1.00	90	0.000

**Figura 23.30- Tabela de abertura da válvula borboleta**  
**Fonte: Acuna, 2005**



**Figura 23.31- Gráfico de abertura da válvula borboleta**  
Fonte: Acuna, 2005



**Figura 23.32- Válvula borboleta**  
Fonte: Acuna, 2005

### CIRCULAR VALVES

$t/t_c$ Close	$t/t_c$ Opening	$(Z/D)-100$	$T.AU$
1.00	0.00	0	0.00
0.95	0.05	5	0.05
0.90	0.10	10	0.10
0.85	0.15	15	0.15
0.80	0.20	20	0.20
0.75	0.25	25	0.25
0.70	0.30	30	0.30
0.65	0.35	35	0.35
0.60	0.40	40	0.40
0.55	0.45	45	0.45
0.50	0.50	50	0.50
0.45	0.55	55	0.55
0.40	0.60	60	0.60
0.35	0.65	65	0.65
0.30	0.70	70	0.70
0.25	0.75	75	0.75
0.20	0.80	80	0.80
0.15	0.85	85	0.85
0.10	0.90	90	0.90
0.05	0.95	95	0.95
0.00	1.00	100	1.00

Figura 23.33- Tabela de abertura e fechamento de válvula circular  
 Fonte: Acuna, 2005

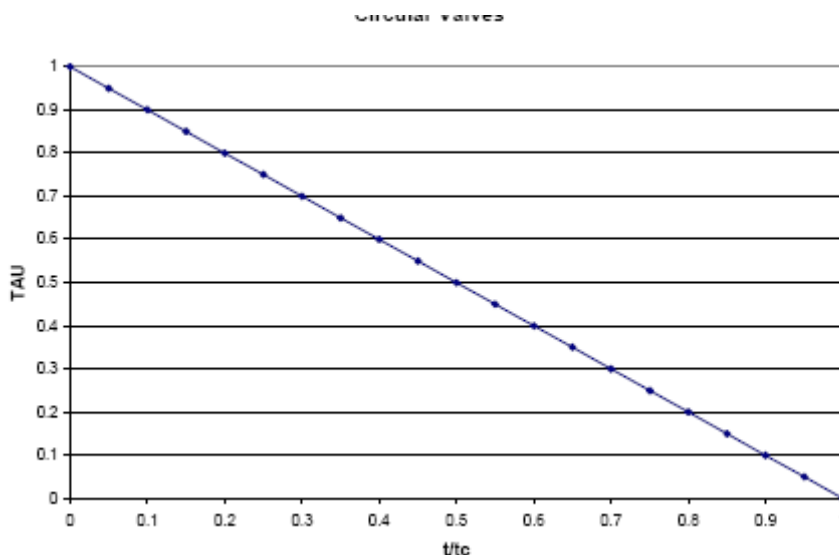


Figura 23.34- Curva de fechamento de válvula circular  
 Fonte: Acuna, 2005

### BIPLANES VALVES

$t/t_c$ Close	$t/t_c$ Opening	$\theta^\circ$	TAU
1.00	0.00	0	1.00
0.94	0.06	5	0.68
0.89	0.11	10	0.51
0.83	0.17	15	0.37
0.78	0.22	20	0.29
0.72	0.28	25	0.22
0.67	0.32	30	0.19
0.61	0.39	35	0.15
0.56	0.44	40	0.125
0.50	0.50	45	0.098
0.44	0.56	50	0.078
0.39	0.61	55	0.062
0.32	0.67	60	0.048
0.28	0.72	65	0.038
0.22	0.78	70	0.029
0.17	0.83	75	0.022
0.11	0.89	80	0.016
0.06	0.94	85	0.011
0.00	1.00	90	0.000

Figura 23.35- Tabela de fechamento e abertura de válvula biplana  
 Fonte: Acuna, 2005

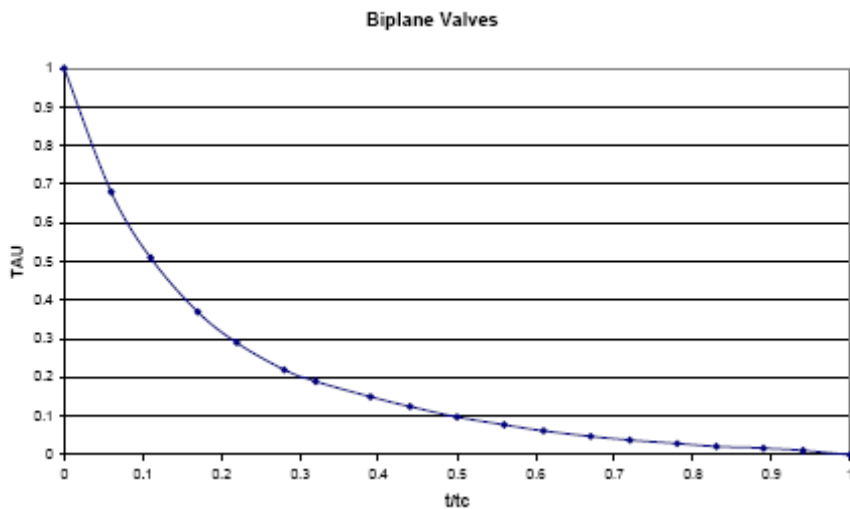
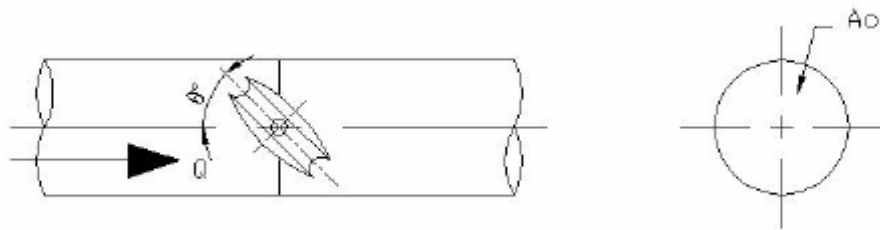


Figura 23.36- Curva de fechamento e abertura de válvula biplana  
 Fonte: Acuna, 2005





**Figura 23.37- Válvula biplana**  
Fonte: Acuna, 2005

### 23.12 Bibliografia e livros consultados

- ABNT- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NB-591/91. *Projetos de adutora de água para abastecimento público*. São Paulo, 8 páginas.
- ABNT- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. PNB-591/77. *Elaboração de projetos de sistemas de adução de água para abastecimento público com 188 páginas*.
- ACUNA, JAIME SUAREZ. *Generalized water hammer algorithm for piping systems with unsteady friction*. University of Puerto Rico, 115 páginas, 2005.
- CAMARGO LUIZ A. *Golpe de aríete em condutos. Análise pelo método das características*, Joinville 07 a 11 de outubro de 1997. Tubos e conexões Tigre.
- CAMARGO LUIZ A. *O golpe de aríete em tubulações de recalque. Análise simplificada*. Joinville 07 a 11 de outubro de 1989. Tubos e conexões Tigre.  
<http://www.saneamento10.hpg.ig.com.br/>
- INTERNET Prof. Carlos Fernandes acessado em 20 de março de 2007
- PARMAKIAN, JOHN. *Waterhammer analysis*. Dover publication, New York, 1963, 161 páginas.
- PIRES, LUIZ FERNANDO GONÇALVES et al. *Análise de transientes devido a fechamento rápido de válvulas em dutos curtos*;
- POINT-A-MOUSSON – *Pipes and pipeline equipment*, 1978, 710 páginas. France
- SPIRA/SARCO. *Control valve characteristics*. Module 6.5, 2007.
- STEPHENSON, DAVI. *Pipeline design for water engineers*. 2a ed, 1981 Elsevier Scientific Publishing Company, Johannesburg, South Africa., ISBN 0-444-41669-2, 233 páginas.
- WYLIE, E. BENJAMIN E STREETER, VICTOR L. *Fluid transients*, ISBN 0-07-072187-4, 1978, McGraw-Hill, United States of America, 384 páginas.
- WYLIE, E. BENJAMIN E STREETER, VICTOR L. *Mecânica dos Flúidos*, 1982, McGraw-Hill, United States of America. 7a ed. 585 páginas