

2

LIBRARY
International Reference Centre
for Community Water 2320-69MA }

9312

C5

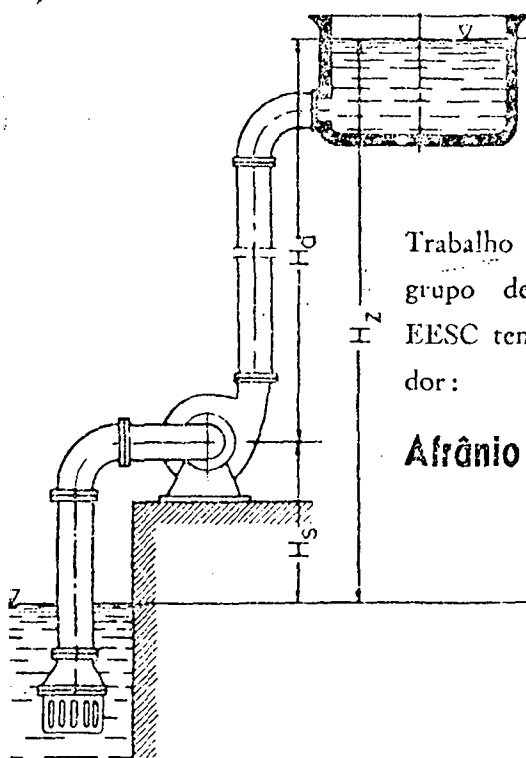
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

ORGANIZAÇÃO PANAMERICANA DA SAÚDE - ORGANIZAÇÃO MUNDIAL DA SAÚDE

232.0

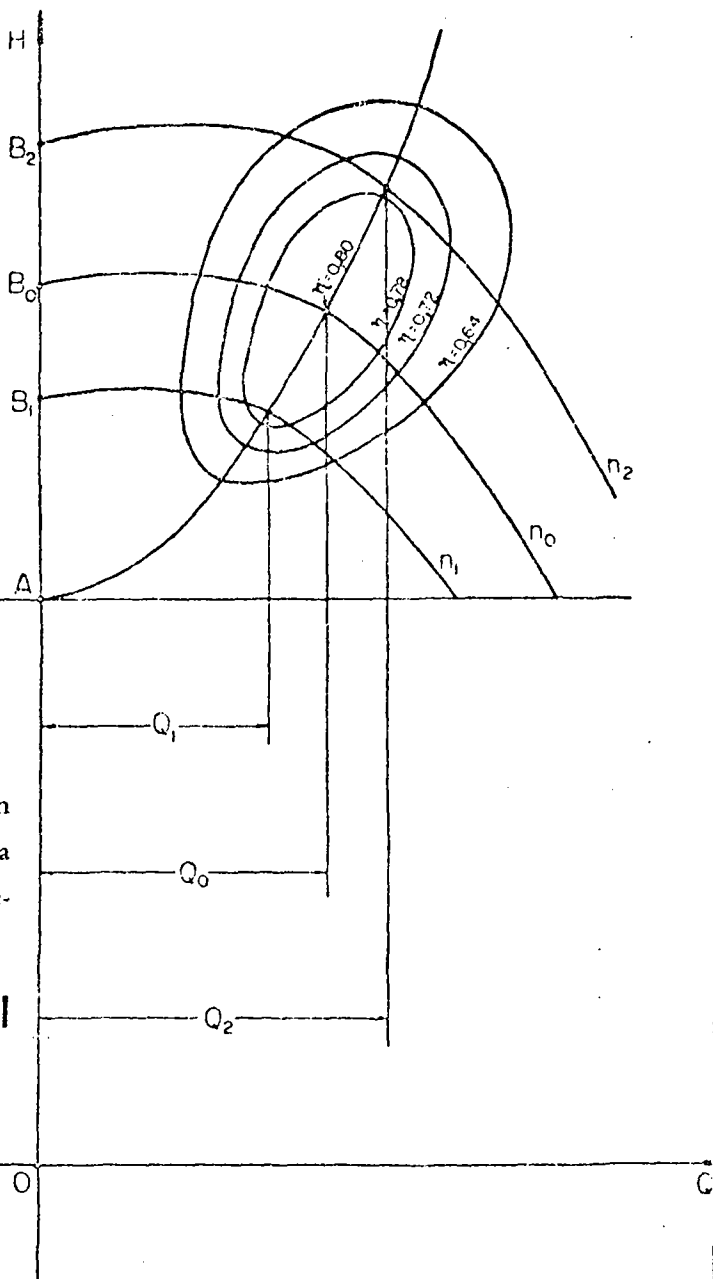
69MA

Manual de Aparelhos de Bombeamento de Água



Trabalho elaborado por um grupo de professores da EESC tendo como coordenador:

Afrânio R. Zambel



SÃO CARLOS - SP - BRASIL

1969

LIBRARY
International Reference Centre
for Community Water Supply

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

Organização Panamericana da Saúde - Organização Mundial da Saúde

MANUAL DE APARELHOS DE BOMBEAMENTO DE ÁGUA

Trabalho elaborado por
um grupo de professô-
res da EESC tendo como
coordenador

Afrânio Roberto Zambel

CEPESS - CENTRO TECNOLÓGICO DE SANEAMENTO BÁSICO
BIBLIOTECA

SÃO CARLOS-SP-BRASIL

1969

I N D I C E

pág.

CAPÍTULO I

Aplicação dos Princípios da Análise Dimensional e Seme-
lhança no Funcionamento das Bombas Hidráulicas 1

CAPÍTULO II

Classificação dos Aparelhos de Bombeamento de Água 21

CAPÍTULO III

Terminologia de Bombas Hidráulicas de Fluxo 29

CAPÍTULO IV

Bombas de Pistão 45

CAPÍTULO V

Sistema "Air Lift" de Bombeamento por Ar Comprimido. 65

CAPÍTULO VI

Bombas Centrífugas 97

CAPÍTULO VII

Bombas de Corrente 131

CAPÍTULO VIII

Bombas Axiais 143

CAPÍTULO IX

Bomba Injetora 157

CAPÍTULO X

Golpe de Aríete 183

CAPÍTULO XI

Instalação e Seleção de Bombas 211

CAPÍTULO XII

Motores Elétricos de Acoplamento 227

CAPÍTULO XIII

Acoplamento de Bomba Centrífuga a Motor Alternativo de
Combustão Interna 261

P R E F Á C I O

Entre as inúmeras atividades da Organização Panamericana da Saúde no campo da Engenharia Sanitária, destaca-se pelos extraordinários resultados obtidos, o programa de incentivo ao ensino e à pesquisa.

O grande número de cursos de curta duração já realizados, os excelentes manuais que vêm sendo produzidos e a nova atitude despertada nos centros universitários de toda a América constituem, sem dúvida alguma, excelentes frutos dessa feliz iniciativa.

A Escola de Engenharia de São Carlos solidarizando-se com todas as demais faculdades, vem contribuir com novos esforços no sentido de acelerar o aperfeiçoamento tecnológico, como fundamento seguro para o nosso desenvolvimento.

Para este primeiro curso foi selecionado um assunto de reconhecida importância, quer do ponto de vista técnico, quer sob o aspecto econômico. A matéria foi estruturada de modo a não constituir uma repetição de iniciativas precedentes, mas sim de maneira a complementar trabalhos anteriores. Acresce mencionar que há vários anos a Escola de Engenharia de São Carlos vem desenvolver o profícuo labor de investigação e pesquisa no campo de máquinas hidráulicas, tendo colaborado intensamente com a iniciativa privada e com órgãos governamentais na solução de problemas técnicos.

No presente curso foi dada especial ênfase aos aspectos técnicos relativos aos principais tipos de bombas e sistemas de acio

namento, tendo sido apresentada a classificação recentemente elaborada pela Associação Brasileira de Normas Técnicas.

Além de uma parte sobre o sistema de elevação por ar comprimido e a par com capítulos sobre as máquinas mais importantes, foi propositadamente incluído um ponto sobre bombas mais simples, do tipo de corrente, de grande aplicação potencial no meio rural.

Alguns assuntos de rara aparição em nossa literatura técnica foram cuidadosamente abordados, como por exemplo o caso das bombas injetoras.

O prelecionamento do curso e a preparação do Manual ficou inteiramente a cargo do corpo docente da Escola, sob a coordenação do Professor Afrânio Roberto Zambel.

Na organização do curso incentivou-nos com a sua valiosa colaboração o Dr. Vicente M. Witt, na qualidade de engenheiro da Zona V, da Organização Panamericana de Saúde.

Esperamos que este manual técnico, à semelhança dos outros já publicados pela Universidade de São Paulo, venha a constituir valioso subsídio para a nossa limitada literatura técnica.

A todos que contribuíram direta ou indiretamente para o sucesso deste Curso consignamos o nosso reconhecimento e apresentamos os nossos profundos agradecimentos.

José M. de Azevedo Netto

CAPÍTULO I

APLICAÇÃO DOS PRINCÍPIOS DA ANÁLISE DIMENSIONAL E SEMELHANÇA NO FUNCIONAMENTO DAS BOMBAS HÍDRÁULICAS

RUI C. C. VIEIRA

Professor Catedrático de Mecânica Geral dos Fluidos

A. R. ZAMBEL

Docente do Departamento de Engenharia Mecânica

1 - Curvas Características Dimensionais

Na observação de um fenômeno físico em que seja possível obter-se medidas das grandezas envolvidas é bastante útil a representação da sua interdependência através de gráficos que permitam visualizar o andamento geral do fenômeno.

No estudo das bombas é usual na prática a representação dimensional das curvas características nos diagramas $H = H(Q)$ e $\eta = \eta(Q)$ com as demais grandezas envolvidas no escoamento mantidas como parâmetros. Ter-se-ão então curvas com aspecto indicado na figura I.1.

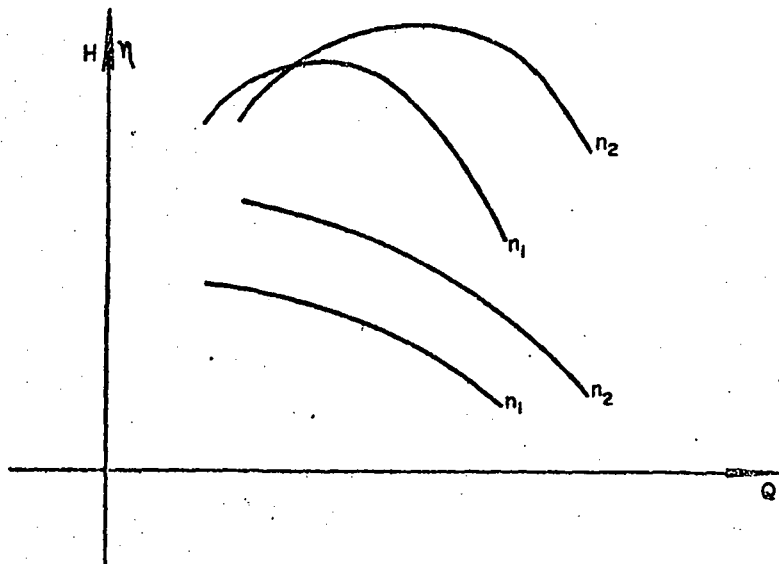


Figura I.1 - Curvas características de bomba

: Tendo em vista simplificar a representação de tais curvas características introduz-se o chamado "diagrama topográfico" cotando-se as curvas $H = H(Q)$ com valores do rendimento correspondente aos seus pontos, conforme exemplificado na figura I.2.

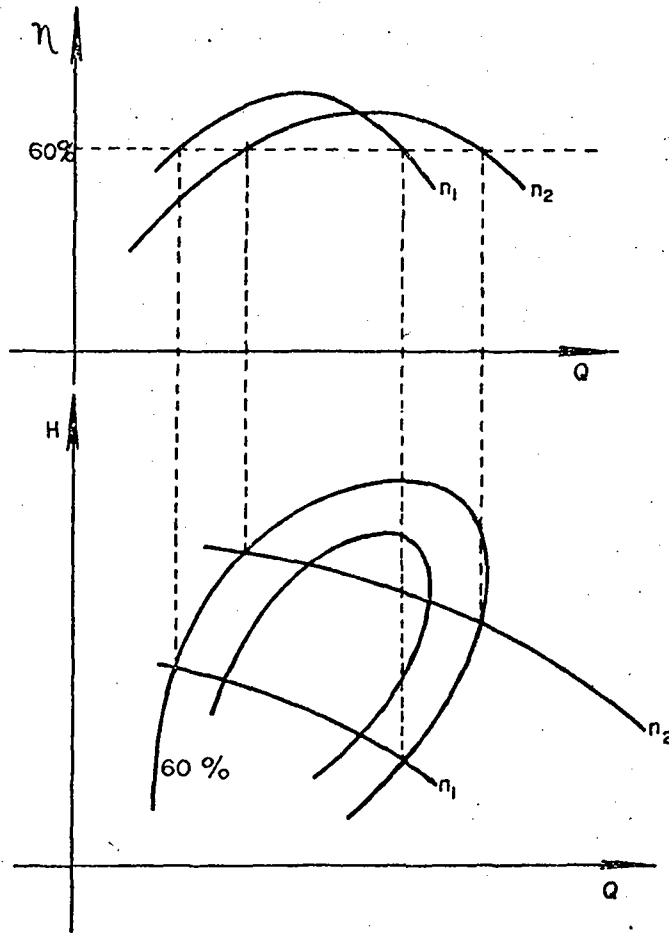


Figura I.2 - Traçado de curva topográfica

Se se considerar uma série de bombas geomêtricamente semelhantes apesar delas constituírem fenômenos físicos fundamentalmente análogos, cada uma delas terá em particular curvas características bem determinadas representando casos particulares do mesmo fenômeno.

2 - Coeficientes adimensionais

É de grande interêsse representâr por meio de curvas adimensionais, ou em outras palavras, pelas funções adimensionais $\psi = \psi(\varphi)$ e $\eta = \eta(\varphi)$, o funcionamento das bombas hidráulicas, sendo ψ , φ e η coeficientes adimensionais independentes entre si que serão definidos no desenvolvimento do texto. Tais coeficientes adimensionais, bem como os coeficientes dimensionais que desempenham papel análogo ao dos coeficientes adimensionais, para efeito do estudo da semelhança entre escoamentos, através das bombas, pois a sua utilização permite cômodamente não só o estudo do comportamento de uma mesma bomba, sob condições variáveis, como também a previsão do comportamento de bombas geomêtricamente semelhantes, uma vez conhecidas as características de funcionamento de um protótipo. Esta última aplicação implica na utilização da Teoria da Semelhança, e no estabelecimento de condições de semelhança entre duas modalidades de escoamento, sendo uma das maiores vantagens apresentadas pela utilização dos coeficientes adimensionais.

2.1 - Teorema dos Coeficientes Adimensionais

Os coeficientes adimensionais mencionados podem ser obtidos através do "Teorema dos coeficientes adimensionais".

Este teorema, devido a Buckingham e também conhecido como "Teorema dos " é usualmente demonstrado nos cursos de Cálculo e pode ser enunciado da seguinte maneira:

"Seja G_1, G_2, \dots, G_n um conjunto de grandezas físicas e constantes dimensionais e K o número total das grandezas fundamentais em termos das quais se exprimem as n grandezas G_i . Se um fenômeno físico puder ser considerado como uma função $F(G_1, G_2, \dots, G_n) = 0$ das grandezas G_i interdependentes, também poderá ser considerado

como uma função adimensional $\phi(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-k}) = 0$ de $n-k$ coeficientes adimensionais π_i independentes quaisquer, da forma

$$\pi_i = A_i G_1^1 G_2^2 \dots G_n^n \quad (\text{eq. I.1})$$

onde A_i é um número puro".

Observe-se primeiramente que o teorema dos π não dá a expressão analítica da função adimensional ϕ , o que poderá ser conseguido em cada caso particular pelo desenvolvimento teórico correspondente ou pelo tratamento estatístico dos resultados experimentais obtidos pela observação do fenômeno.

Outra observação de importância merece ser feita relativamente à determinação do conjunto dos $n-k$ coeficientes adimensionais π . O teorema do π estabelece que os coeficientes π_i sejam independentes entre si, isto é, que nenhum dêles possa ser obtido através dos produtos possíveis de quaisquer potências dos restantes.

Assim, deve ter-se

$$\pi_i \neq \pi_1^{\beta_1} \pi_2^{\beta_2} \dots \pi_{i-1}^{\beta_{i-1}} \pi_{i+1}^{\beta_{i+1}} \dots \pi_{n-k}^{\beta_{n-k}}$$

com β_j ($j = 1, 2, \dots, i-1, i+1, \dots, n-k$) inteiramente arbitrário.

Para a obtenção do conjunto dos coeficientes π_i independentes entre si é usual a escolha do chamado "sistema probásico" de grandezas, isto é, a escolha das grandezas envolvidas no fenômeno que não podem formar um produto adimensional. Demonstra-se também que o número dessas grandezas é igual ao número das grandezas fundamentais envolvidas no fenômeno, de modo que, escolhidas k grandezas quaisquer pode verificar-se imediatamente se elas constituem ou não um sistema probásico através do exame do determinante D de ordem k cujas linhas são compostas das dimensões daquelas k grandezas ordenadamente em relação às k grandezas fundamentais.

O determinante D sendo nulo isso implicará na impossibilidade das grandezas escolhidas constituírem um sistema probásico. O determinante D sendo diferente de zero as grandezas escolhidas constituem o sistema probásico procurado.

Em particular, dentre as grandezas que ordinariamente se envolvem nos escoamentos em máquinas hidráulicas destacam-se a massa específica ρ , a velocidade angular ω e uma dimensão linear R característica da máquina, que podem constituir um sistema probásico. De fato, a massa específica sendo uma grandeza dinâmica, a velocidade angular uma grandeza cinemática e a dimensão linear uma grandeza geométrica, e as grandezas fundamentais usualmente envolvidas sendo somente dessas três espécies, resulta que não é possível sua combinação de maneira a produzir um coeficiente adimensional. Adotando o sistema técnico de unidades ter-se-ão as dimensões daquelas grandezas dadas pelas equações dimensionais.

$$(\rho) = (F)^1 (L)^{-4} (T)^2$$

$$(\omega) = (F)^0 (L)^0 (T)^{-1}$$

$$(R) = (F)^0 (L)^1 (T)^0$$

e o determinante procurado será

$$D = \begin{vmatrix} 1 & -4 & 2 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{vmatrix} = 1 \neq 0$$

mostrando que realmente as grandezas escolhidas constituem o sistema probásico procurado.

O que foi exposto justifica o método em geral adotado para a determinação do conjunto de coeficientes adimensionais π_i . Assim, tomando-se as k grandezas do sistema probásico e combinando-as respectivamente com cada uma das restantes n-k grandezas envolvidas no fenômeno obter-se-á um conjunto possível de coeficientes adimensio

nais, mediante o estabelecimento da condição a que devem satisfazer os seus expoentes. Sendo por exemplo:

$$G_1, G_2 \dots G_k$$

as grandezas do sistema probásico tem-se o coeficiente adimensional genérico, com $A_i = 1$.

$$\pi_1 = G_1^{\alpha_1} G_2^{\alpha_2} \dots G_k^{\alpha_k} G_i$$

e portanto o sistema das k equações dimensionais correspondentes à condição de homogeneidade da expressão relativamente às k grandezas fundamentais determinará o valor dos expoentes $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k$.

2.2 - Determinação dos Coeficientes Adimensionais

No caso das bombas hidráulicas em que além das grandezas ρ , ω e R estão envolvidas a viscosidade cinemática ν , a vazão Q e a diferença de pressão Δp correspondente a altura manométrica, sendo seis as grandezas físicas envolvidas no fenômeno. Como tais grandezas são exprimidas em termos das três grandezas fundamentais: força, comprimento e tempo, três coeficientes adimensionais podem descrever o fenômeno.

Escolhendo o sistema ρ , ω e R como probásico e combinando-o com cada uma das restantes grandezas se obtém o conjunto dos coeficientes adimensionais:

$$\pi_1 = \rho^{\alpha_1} \omega^{\alpha_2} R^{\alpha_3} \Delta p$$

$$\pi_2 = \rho^{\beta_1} \omega^{\beta_2} R^{\beta_3} Q$$

$$\pi_3 = \rho^{\gamma_1} \omega^{\gamma_2} R^{\gamma_3} \nu^{-1}$$

E as equações dimensionais, adotando o sistema técnico de unidades:

$$(F)^{\circ} = (F)^{\alpha_1 + 1}$$

$$(L)^{\circ} = (L)^{-4 \alpha_1 + \alpha_3 - 2}$$

$$(T)^{\circ} = (T)^{2 \alpha_1 - \alpha_2}$$

$$(F)^{\circ} = (F)^{\beta_1}$$

$$(L)^{\circ} = (L)^{-4 \beta_1 + \beta_3 + 3}$$

$$(T)^{\circ} = (T)^{2 \beta_1 - \beta_2 - 1}$$

$$(F)^{\circ} = (F)^{\gamma_1}$$

$$(L)^{\circ} = (L)^{-4 \gamma_1 + \gamma_3 - 2}$$

$$(T)^{\circ} = (T)^{2 \gamma_1 - \gamma_2 + 1}$$

A solução dos três sistemas de três equações a três incógnitas fornece as expressões coeficientes adimensionais procurados:

$$\pi_1 = \frac{\Delta p}{\rho (\omega R)^2}$$

$$\pi_2 = \frac{Q}{(\omega R) R^2}$$

$$\pi_3 = \frac{\omega R^2}{\nu}$$

O coeficiente π_1 é usualmente chamado coeficiente de pressão e representado pela letra grega ψ ; o coeficiente π_2 , coeficiente de vazão e representado por φ ; o π_3 é o número de Reynolds referido à velocidade angular do rotor.

O comportamento das bombas poderá, sistematicamente, ser estudado por

$$\phi(\psi, \varphi, \text{Rey}) = 0$$

Executar-se-ia uma série de experiências com um determinado tipo de máquina, com as grandezas ρ , v , V , Q , Δp , ω e R variáveis, construindo o gráfico ψ em função de φ para valores constantes de Rey.

Por exemplo: para uma bomba radial, encontrar-se-iam curvas, para diversos Rey, que quase se confundem, o que mostra ser a influência de Rey pequena para o fenômeno estudado, podendo-se para maior simplicidade escrever a função $\tilde{\psi} = \psi(\varphi)$ como descrevendo o fenômeno. Ilustra-se por meio do diagrama da figura I.3, o resultado dos ensaios executados.

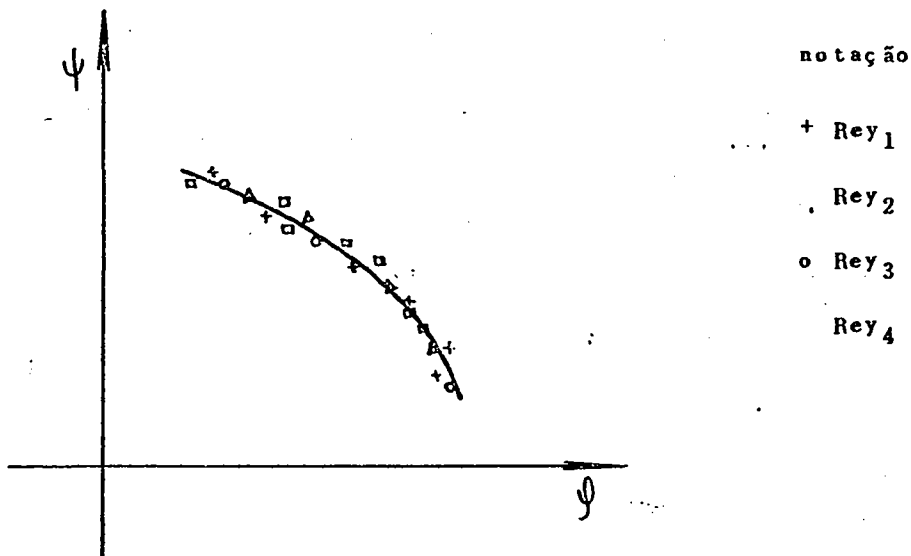


Figura I. 3

Observações:-

- 1) As curvas $\psi = \psi(\varphi)$ são chamadas curvas características adimensionais usadas atualmente com grande vantagens sobre as curvas características $H = H(Q)$.
- 2) O abandono da influência do número de Reynolds constitui o chamado "efeito de escala" e evidentemente introduz algum erro ao se estabelecerem as condições de semelhança. Diz-se neste caso que os

escoamento são semelhantes a menos de efeitos de escala.

3 - Escalas de Semelhanças

Considerando-se um fenômeno físico descrito por intermédio da função $F(G_1, G_2, \dots, G_n) = 0$ o que relaciona entre si as n grandezas nêle envolvidas. É claro, como foi indicado que o mesmo fenômeno poderá manifestar-se sob uma infinidade de casos particulares dependendo do conjunto de valôres assumidos pelas grandezas G_i .

Sabendo-se pelo teorema dos π , que o mesmo fenômeno será descrito pela função $\phi(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-k}) = 0$ independentemente das unidades de medida e dos valôres numéricos das medidas efetuadas, pode definir-se analiticamente a semelhança física entre dois casos particulares possíveis daquele fenômeno.

Seja assim um conjunto de valôres possíveis para as grandezas G_i envolvidas no fenômeno satisfazendo a $F(G_1, G_2, \dots, G_n) = 0$. Outro conjunto, correspondendo a outro caso particular do fenômeno, também satisfará a $F(G_1', G_2', \dots, G_n') = 0$ e portanto as equações adimensionais respectivas serão $\phi(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-k}) = 0$ e $\phi(\pi_1', \pi_2', \dots, \pi_{n-k}') = 0$. Diz-se então que há semelhança entre os dois casos particulares quando simultâneamente se tiver $\pi_i = \pi_i'$ ($i = 2, \dots, n-k$). Observe-se que a igualdade entre os coeficientes adimensionais $\pi_i = \pi_i'$ não implica separadamente em igualdade entre as medidas das grandezas $G_i = G_i'$ ($i = 1, 2, \dots, n$), mas sim na existência de relações de escala bem definidas entre elas.

Torna-se evidente que nem todos os possíveis conjuntos de valôres para as grandezas G_i corresponderão ao estabelecimento da semelhança entre os casos particulares do fenômeno estudado. De fato, dado um conjunto de valôres possíveis para as G_i grandezas envolvidas no fenômeno e correspondentes a um determinado caso particular, pela igualdade dos coeficientes adimensionais ter-se-ão $n-k$ equações estabelecidas entre elas n grandezas G_i correspondentes a outro caso particular qualquer. Resulta então que somente se forem

impostas mais k equações compatíveis que relacionem entre si as grandezas G_i e G'_i será possível que a função $F(G'_1, G'_2 \dots G'_n) = 0$ descreva um aspecto do fenômeno semelhante ao primeiro. Em outras palavras, tem-se a liberdade de fixar relações de escala para K grandezas que não formem um produto adimensional, resultando as demais relações de escala da igualdade dos π correspondentes. Como as k grandezas que não formam um produto adimensional são as do sistema probásico, resulta que, fixadas as relações de escala para elas, a igualdade entre cada par dos $n-k$ coeficientes adimensionais $\pi_i = \pi'_i$ corresponderá ao estabelecimento da relação de escala para uma das restantes $n-k$ grandezas.

Particularizando, no estudo de dois escoamentos semelhantes ter-se-ia a liberdade de impor, por exemplo, as escalas das massas específicas, das velocidades angulares e dos comprimentos, resultando então das $n-k$ igualdade $\pi_i = \pi'_i$ as restantes escalas em função daquelas prefixadas arbitrariamente.

Como ilustração, aplicando o que foi exposto ao caso das bombas, chamando de M , W e L as escalas das massas específicas, das velocidades angulares e dos comprimentos respectivamente, tem-se a escala das pressões dada pela igualdade entre os coeficientes de pressão:

$$\frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} (\omega R)^2} = \frac{\Delta p'}{\frac{\rho'}{2} (\omega' R')^2}$$

$$\frac{\Delta p}{\Delta p'} = \left(\frac{\rho}{\rho'}\right) \left(\frac{\omega}{\omega'}\right)^2 \left(\frac{R}{R'}\right)^2 = M W^2 L^2$$

De maneira análoga resultaria a escala das vazões da igualdade entre os coeficientes de vazão:

$$\frac{Q}{\omega R^3} = \frac{Q'}{\omega' R'^3}$$

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{\omega}{\omega'}\right) \left(\frac{R}{R'}\right)^3 = \omega L^3$$

Como resultado da definição geral de semelhança física apresentada tem-se a possibilidade de definir também alguns casos particulares de semelhança. Assim, a existência de uma escala para as grandezas geométricas implica na semelhança geométrica; a existência de uma escala para os tempos, uma semelhança cinemática; a existência de uma escala para as massas ou forças, uma semelhança dinâmica. Não se deve perder de vista, porém, que a existência de semelhança física implica na existência conjunta de todas essas outras semelhanças parciais.

4 - Rendimento

Deve ser observado que, desejando-se conhecer a relação entre a potência P introduzida no eixo da bomba em funcionamento e as demais grandezas que foram supostas caracterizar o escoamento, deverá ser introduzido um terceiro coeficiente adimensional para completar a descrição do fenômeno. Esse coeficiente adimensional é o rendimento η definido como:

$$\eta = \frac{\Delta p Q}{P}$$

Resumindo o que foi dito, resulta que o estudo das bombas hidráulicas é feito usualmente mediante os coeficientes adimensionais ψ , φ e η .

5 - Aplicações

5.1 - Mudança de fluido

A título de ilustração das aplicações várias que encontram os

diagramas e curvas características das bombas, apresenta-se inicialmente o seguinte problema: "Conhecendo-se a curva característica $H = H(Q)$ de uma bomba, obtida mediante ensaio de rotação constante e utilizando água limpa como fluido em escoamento, determinar a nova curva característica $H' = H'(Q')$ para a mesma bomba funcionando com a mesma rotação, mas utilizando água com impurezas em suspensão, com densidade 20% maior que a água limpa".

Observa-se que num ponto de funcionamento genérico têm-se as igualdades:

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} (\omega R)^2} = \frac{\Delta p'}{\frac{\rho'}{2} (\omega R)^2}$$

$$\varphi = \frac{Q}{\omega R^3} = \frac{Q'}{\omega R^3}$$

sendo

$$\Delta p = \rho g H$$

e

$$\Delta p' = \rho' g H'$$

resultam as igualdades

$$H = H'$$

$$Q = Q'$$

Em outras palavras, a bomba continua sempre com a mesma curva característica $H = H(Q)$, independentemente da natureza do fluido em escoamento. Deve ser lembrado, tão somente, que as alturas H em cada caso devem ser medidas em metros de coluna do próprio fluido em escoamento. Observa-se, também, que a potência solicitada dependerá sempre da natureza do fluido em escoamento, sendo dada nos dois casos respectivamente por:

$$P = \frac{\rho g H Q}{75}$$

$$P' = \frac{\rho' g H' Q'}{75}$$

5.2 - Mudança de ciclagem

Ainda com a finalidade de ilustrar as aplicações dos diagramas e curvas características das bombas e ventiladores, examina-se sucintamente a seguir o problema da mudança de ciclagem de uma rede de energia elétrica e suas consequências no funcionamento de uma bomba hidráulica acionada por motor elétrico, mantendo o mesmo fluido em escoamento. Considerando-se somente a alteração sofrida pela curva característica da bomba, observa-se que num ponto de funcionamento genérico têm-se as igualdades:

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} (\omega R)^2} = \frac{\Delta p'}{\frac{\rho}{2} (\omega' R)^2}$$

$$\varphi = \frac{Q}{\omega R^3} = \frac{Q'}{\omega' R^3}$$

sendo

$$\Delta p = \rho g H$$

e

$$\Delta p' = \rho' g H'$$

resultam as igualdades

$$H' = H \left(\frac{\omega'}{\omega} \right)^2$$

$$Q' = Q \left(\frac{\omega'}{\omega} \right)$$

Em outras palavras, as alturas manométricas ficam na relação do quadrado das rotações, e as vazões na relação direta das rotações. Deve ser lembrado que a nova curva característica:

$$\eta' = \eta' (Q')$$

sofre uma transformação relativamente à curva:

$$\eta = \eta (Q).$$

As potências correspondentes a dois pontos homólogos, para os quais deve ser então

$$\eta = \eta(Q).$$

$$\eta \approx \eta'$$

serão dadas por

$$P = \frac{\rho g H Q}{75 \eta}$$

$$P' = \frac{\rho g H' Q'}{75 \eta} = \frac{\rho g}{75 \eta} H \left(\frac{\omega'}{\omega}\right)^2 Q \left(\frac{\omega'}{\omega}\right)$$

resultando portanto:

$$P' = P \left(\frac{\omega'}{\omega}\right)^3.$$

A relação das rotações sendo praticamente igual à relação das frequências, a menos dos escorregamentos que poderão ser diferentes nos dois casos, conclui-se que a alteração das frequências de uma rede acarreta variação na vazão, na altura manométrica, e na potência, respectivamente na relação direta, na relação do quadrado e na relação do cubo das frequências.

6 - Rotação específica unitária

Para caracterizar o funcionamento das máquinas de fluxo semelhantes, trabalhando sob condições semelhantes nos seus respectivos pontos de funcionamento ótimo, é frequentemente utilizado outro coeficiente adimensional formado pela eliminação da grandeza linear característica R na combinação dos coeficientes ψ e φ . Exemplificando-se a introdução desse novo coeficiente considere-se o andamento de uma curva característica adimensional $\Psi = \Psi(\varphi)$ genérico

(figura I.4), bem como a localização do ponto de funcionamento óti-
mo, correspondente às condições de máximo rendimento e caracteriza-
do pelo par de valôres (ψ_0 , φ_0).

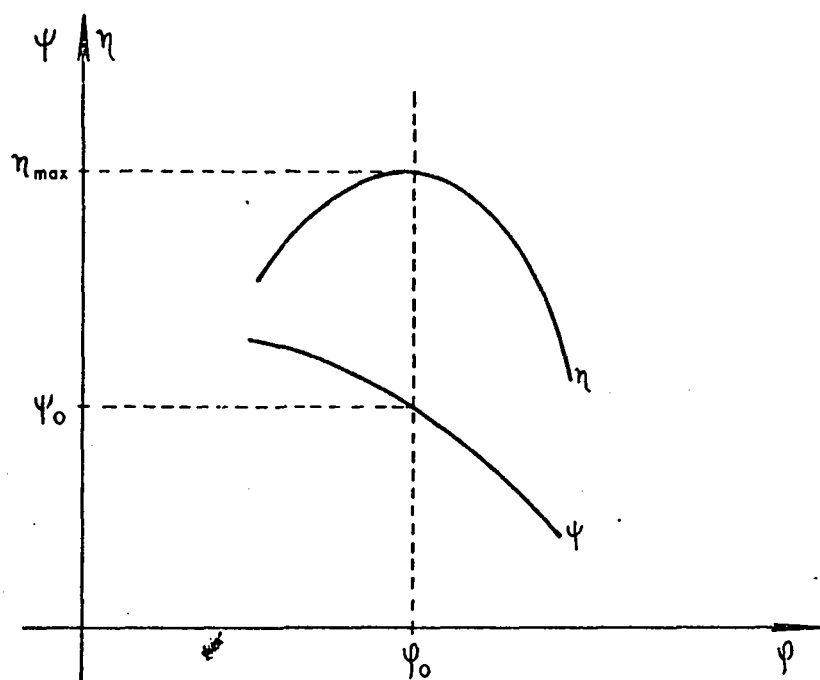


Figura I.4 - Curva adimensional de bomba

Chamando de v_s este novo coeficiente procurado, e fazendo-o
igual ao produto das potências α e β dos coeficientes ψ_0 e φ_0 ,
resulta:

$$v_s = \psi_0^\alpha \varphi_0^\beta$$

Substituindo-se ψ_0 e φ_0 por seus valôres segue-se

$$v_s = Q^\alpha \omega^{-\alpha} \Delta p^{-2\beta} \rho^{-\beta} R^{-3\alpha-2\beta}$$

Observa-se então que a imposição de eliminar-se a grandeza R no coeficiente v_s acarreta a igualdade

$$-3\alpha - 2\beta = 0$$

Então, impondo-se ainda que v_s seja diretamente proporcional a ω , a solução do sistema de equações

$$-\alpha - 2\beta = 1$$

$$-3\alpha - 2\beta = 0$$

dará a solução procurada, isto é,

$$v_s = \varphi_o^{1/2} \psi_o^{-3/4}$$

Assim sendo, após as operações indicadas chega-se a expressão de v_s , usualmente chamada de rotação específica adimensional,

$$v_s = \left(\frac{2\pi}{60}\right) (2g)^{-3/4} \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

que, com o valor de $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ se reduz a

$$v_s = 0,0112 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Tendo em vista ainda o fato de ser praticamente constante o valor da aceleração da gravidade nas aplicações, simplifica-se a expressão anterior definindo-se o chamado coeficiente de rotações específica unitária referida à vazão,

$$n_{sQ} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

que, da mesma maneira que v_s , é utilizado para caracterizar o fenômeno de escoamento através das máquinas de fluxo (utilizado fre-

quentemente no estudo das bombas e ventiladores).

Fundamentalmente análogo a êste coeficiente, e de uso bastante generalizado (especialmente no estudo das turbinas hidráulicas) é o coeficiente de rotação específica unitária propriamente dito, indicado por n_s , e obtido a partir da expressão de n_{sQ} substituindo-se Q pela potência P lembrando que, a menos do rendimento, tem-se

$$P = \frac{\Delta p Q}{75}$$

De fato, sendo também

$$\Delta p = \rho gH$$

resulta =

$$Q = \frac{75 P}{\rho gH}$$

e portanto

$$n_{sQ} = \sqrt{\frac{75}{g} \frac{n^3 P}{H^{5/4}}}$$

podendo ser definido o coeficiente de rotação específica unitária pela expressão

$$n_s = \frac{n^3 P}{H^{5/4}}$$

Esse coeficiente assim obtido, análogamente ao coeficiente n_{sQ} , é também um coeficiente que caracteriza o escoamento através das máquinas de fluxo, mantida a massa específica do fluido constante.

Evidentemente, a semelhança entre os escoamentos através de duas máquinas de fluxo semelhantes, mas distintas, trabalhando no seu ponto ótimo de funcionamento ficará estabelecida indistintamente através da igualdade entre quaisquer dos pares correspondentes

dos coeficientes v_s , n_{sQ} ou n_s , desde que seja mantido o mesmo fluido em escoamento.

Da mesma maneira, a cada tipo de rotor de máquina de fluxo corresponderá um valor do coeficiente n_s (ou de n_{sQ} ou ainda de v_s) relativo ao seu funcionamento nas condições de máximo rendimento, resultando uma correspondência marcante entre a geometria dos rotores e os valores dos coeficientes n_s , n_{sQ} ou v_s respectivos.

A título de ilustração apresentam-se na figura I.5 seguinte alguns tipos de rotores de bombas com os correspondentes valores do coeficiente n_{sQ} .

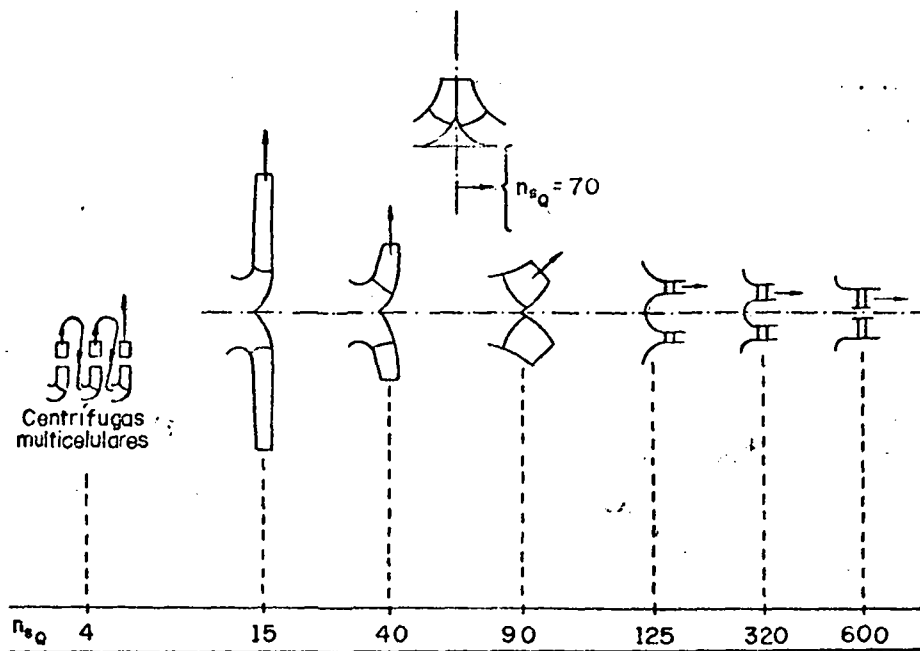


Figura I.5 - Tipos de bombas em função do n_{sQ}

6.1 - Aplicações do coeficiente n_{sQ}

A determinação do valor do coeficiente n_{sQ} é de grande utilidade na escolha do tipo de bomba que deve ser aplicado numa instalação de bombeamento. Uma vez que o n_{sQ} é obtido a partir do ponto

de projeto da bomba, isto é, daquele em que o rendimento esperado é o máximo, nada mais aconselhado do que utilizar na instalação um n_{sQ} bem próximo daquele do tipo da bomba. Assim, dadas a vazão, a altura manométrica e a rotação determina-se o n_{sQ} requerido pela instalação que se indica por $n_{sQ_{inst.}}$. Compara-se este valor com os valores dos tipos de bomba n_{sQ_1} selecionando-se o tipo mais a aconselhado. Às vezes há a necessidade de fracionar as vazões (bombas em paralelo) ou as alturas (bombas em série). O número e o tipo de bombas podem então ser determinados.

Assim, chamando de z o número de bombas em paralelo tem-se :

$$n_{sQ_{inst.}} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

$$n_{sQ_1} = \frac{n \sqrt{Q/z}}{H^{3/4}}$$

$$z = \left(\frac{n_{sQ_{inst.}}}{n_{sQ_1}} \right)^2$$

ou, no caso de ligação em série ou bomba de estágios múltiplos sendo agora z o número de estágios

$$n_{sQ_{inst.}} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

$$n_{sQ_1} = \frac{n \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{z} \right)^{3/4}}$$

$$z = \left(\frac{n_{sQ_{inst.}}}{n_{sQ_1}} \right)^{-4/3}$$

Outra aplicação do coeficiente n_{sQ} é feita no estudo da cavitação das bombas, pois geralmente valores do coeficiente de cavitação são dados em função do n_{sQ} .

7 - Bibliografia

- Comolet, R. - Mécanique Expérimentale des Fluides - Tomos I, II e III - Masson - Paris - 1961.
- Vieira, R. C. C. - Mecânica dos Fluidos - EESC - 1961.
- Vieira, R. C. C. - Máquinas de Fluxo Tangenciais, Radiais e Axiais - EESC - 1965.
- Zambel, A. R. - Exercícios de Mecânica dos Fluidos - EESC - 1964.
- Zambel, A. R. e outros - Exercícios de Máquinas de Fluxo - EESC - 1965.

CAPÍTULO II

CLASSIFICAÇÃO DOS APARELHOS DE BOMBEAMENTO DE ÁGUA

A. R. ZAMBEL

Docente do Departamento de Engenharia Mecânica

1 - Introdução

As máquinas de fluido incompressível são dispositivos que permitem intercâmbio de energia entre as suas partes mecânicas móveis e o fluido incompressível em escoamento. No caso em que a energia armazenada nos fluidos que se escoam, se converte em energia mecânica têm-se as máquinas motoras, geralmente chamadas, motores ou turbinas. No caso em que a conversão se faz no sentido inverso têm-se as máquinas movidas, chamadas particularmente de bombas, ventiladores, compressores, hélices, etc. Há máquinas que funcionam ora como bomba ora como turbina, dependendo das condições de pressão, vazão, rotação e momento a que estejam submetidas. Há, outras, que são simultaneamente motoras e movidas, resultantes do acoplamento íntimo de uma máquina motora com uma movida.

De uma maneira geral, tanto máquinas motoras como movidas podem ser divididas em máquinas de deslocamento (volumétricas ou estáticas) e máquinas de fluxo (ou dinâmicas).

Como foi visto no capítulo dedicado às aplicações da análise dimensional e semelhança ao funcionamento das bombas hidráulicas, há tipos que se adaptam melhor a determinadas condições de pressão, vazão, rotação, etc., no entanto há duas categorias de bombas: bom

das de deslocamento, volumétricas ou estáticas, e bombas de fluxo dinâmicas.

2 - Bombas volumétricas ou estáticas

O intercâmbio de energia é estático, isto é, depende das pressões e forças estáticas, que são independentes das velocidades relativas do escoamento com relação às peças móveis. A vazão é proporcional à velocidade e é fixada pela forma e dimensão da máquina. A pressão determinada pelas alturas de sucção e recalque, e pelas perdas por atrito na canalização é limitada pelas folgas necessárias entre o corpo e as partes móveis além da resistência dos materiais empregados.

Quanto ao seu funcionamento as bombas volumétricas podem ser alternativas (o escoamento é intermitente) e rotativas (o escoamento é contínuo).

Entre as bombas alternativas usuais destacam-se as bombas de pistão dos diversos tipos: aspirante, aspirante-premente, premente, cilindro hidráulico, bomba de diafragma, bombas de correntes, etc.

Os aríetes e os burrinhos hidráulicos são máquinas alternativas simultaneamente motoras e movidas.

Entre as bombas volumétricas rotativas destacam-se as bombas de engrenagens, de palhetas e as bombas "vortex".

3 - Bombas hidráulicas de fluxo

O intercâmbio de energia é dinâmico; depende principalmente das forças dinâmicas que têm origem com o escoamento relativo às partes móveis da máquina. São desse tipo as bombas radiais ou centrífugas, axiais e mistas conforme o escoamento se passa respectivamente na direção preponderantemente do raio, do eixo ou diagonal. A energia cinética é parcialmente transformada em energia potencial no difusor, em forma de caracol para as bombas centrífugas. As

fôrças dinâmicas sôbre o rotor aparecem sômente quando o líquido está em movimento. As velocidades absolutas e relativas são proporcionais à velocidade periférica do rotor o que, a menos dos rendimentos, leva a considerar-se serem as vazões proporcionais às velocidades, as pressões proporcionais aos quadrados das velocidades e as potências proporcionais aos cubos das velocidades.

A energia transmitida ao fluido é a diferença entre as energias potenciais e cinéticas da entrada e saída da bomba. Esta energia por unidade de vazão exprimida em termos de altura de fluido em movimento, o que justifica a utilização das curvas características vazão x altura, vazão x rendimento e vazão x potências usuais para as bombas hidráulicas.

Em virtude do projeto de normas sôbre Terminologia de bombas Hidráulicas de Fluxo estar em vias de aprovação pela Associação Brasileira de Normas Técnicas, deixa-se de apresentar aqui detalhes dos tipos usuais de bombas de fluxos, reservando um capítulo especial para a apresentação daquela terminologia.

Conforme as condições de pressão, vazão, rotação e momento existem bombas que podem funcionar como turbinas e, também, turbinas que funcionam como bombas. São exemplos típicos as turbinas bulbó utilizadas no aproveitamento maremotriz de La Rance na França.

As bombas injetoras e os sistemas de elevação por ar comprimido são bombas dinâmicas especiais.

4 - Resumo

4.1 - Bombas volumétricas

a - alternativas

- de pistão
- de diafragma
- de êmbolo
- de corrente

- b - rotativas
 - de palhetas (figura II.4)
 - de parafuso
 - tipo vortex (figura II.5)
 - de engrenagens (figura II.1)
 - de lóbulos
 - de pistões múltiplos
- c - motora e movida
 - burrinhos (figura II.2)
 - aríete. (figura II.3)

4.2 - Bombas dinâmicas

- a - radial
- b - axial
- c - mista
- d - especiais
 - injetoras
 - sistemas air-lift.

Obs:- As figuras esquemas de outras bombas são apresentadas nos capítulos respectivos.

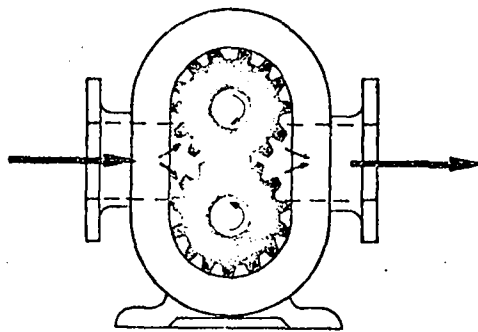


Fig. II.1 - Bomba de Engrenagens

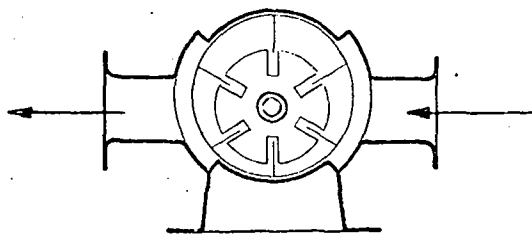


Fig. II.4 - Bomba de Palhetas

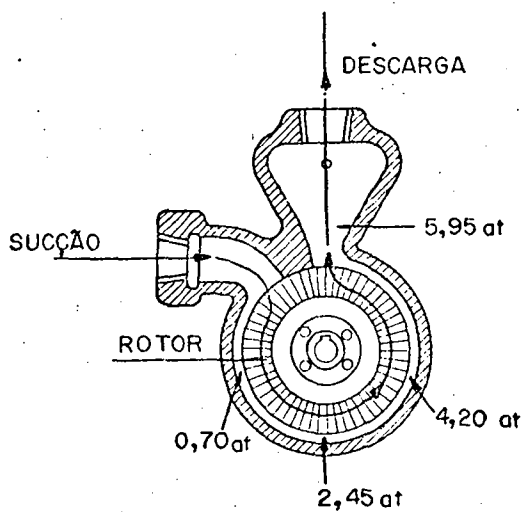


Fig. II.5 - Bomba tipo vortex

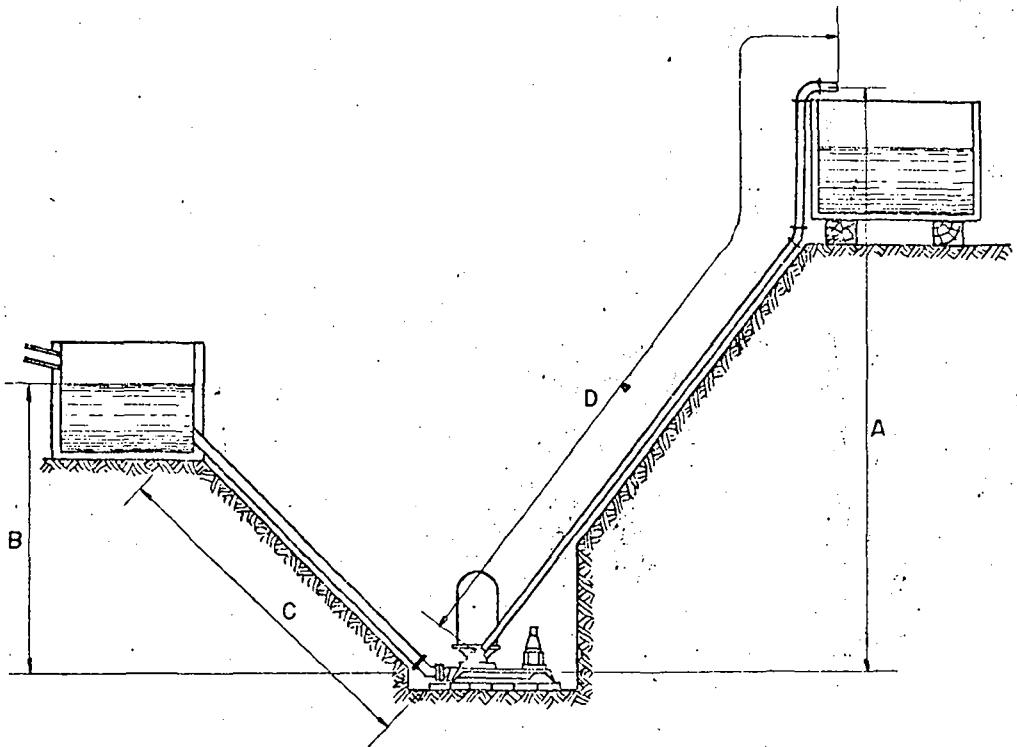


Fig II 2 - Ariete hidráulico

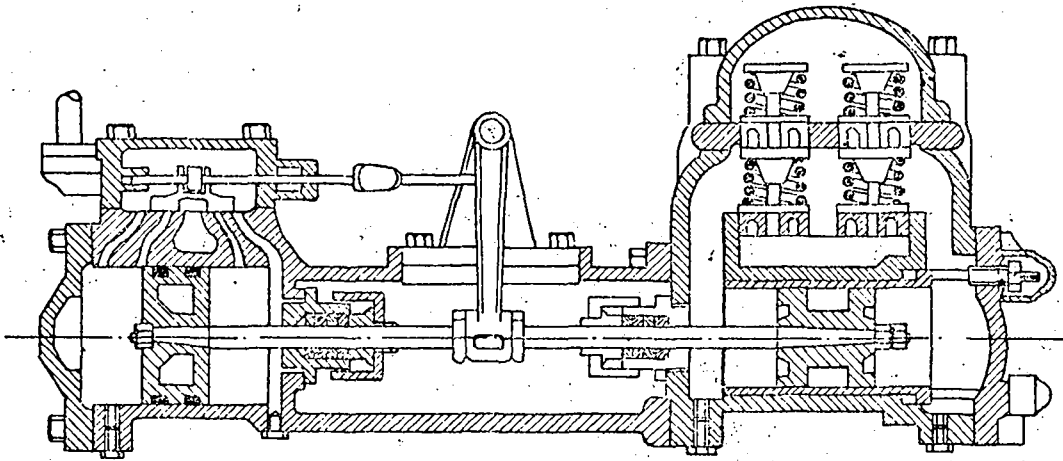
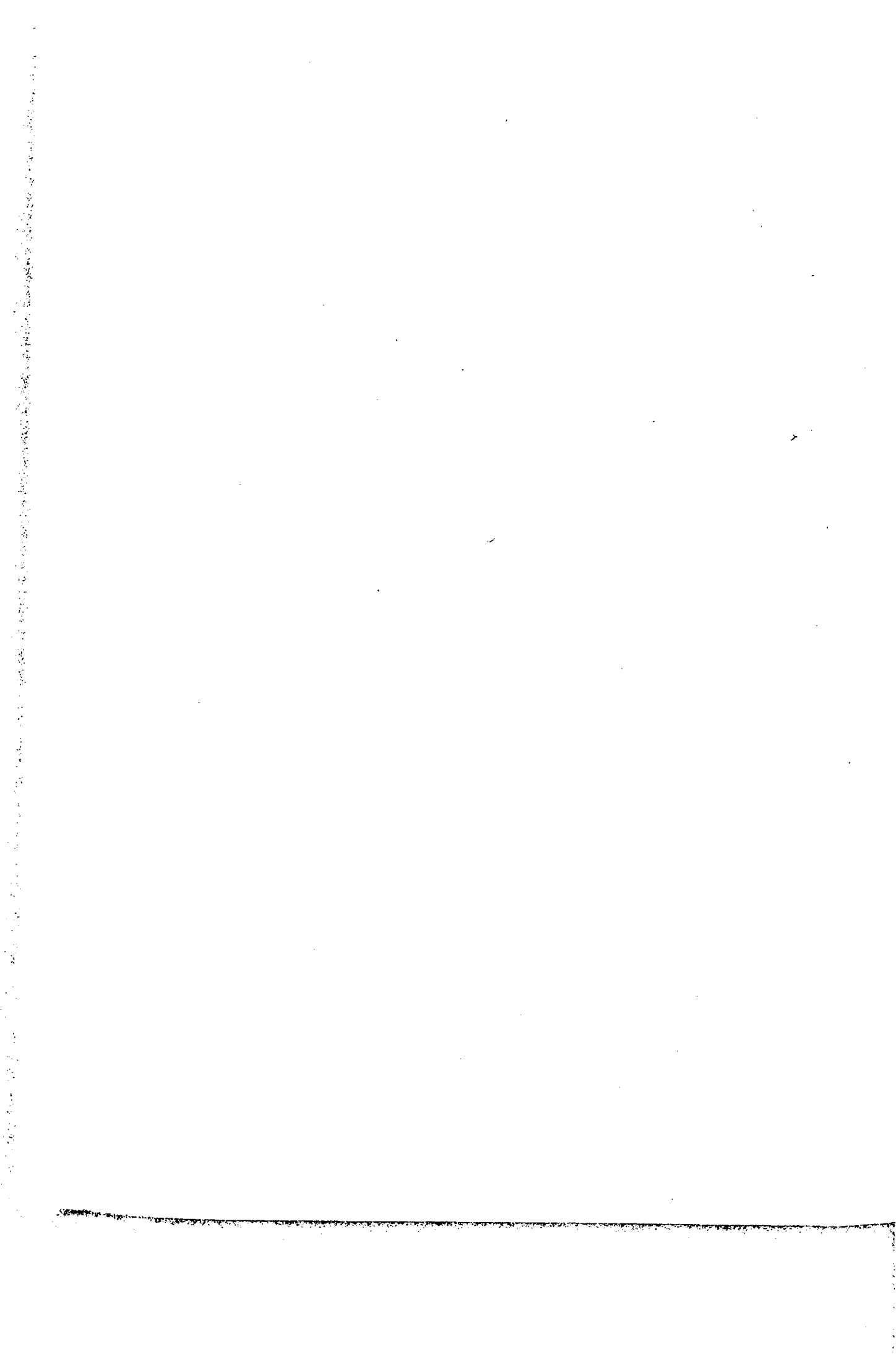


Fig. II. 3

5 - Bibliografia

- Peters, H. - Escolha Racional de uma Bomba - artigo publicado na revista "Engenheiro Moderno" - novembro de 1964.
- Vieira, R. C. C. - Máquinas de Fluxo, Tangenciais, Radiais e Axiais - EESC - São Carlos - 1965.
- Yassuda, F. R. - Estudo Geral Sôbre Bombas e Estações Elevatórias, in Bombas e Estações Elevatórias, FHSP e OMS - São Paulo - 1968.
- Comolet, R. - Mécanique Expérimentale des Fluides - tomos I, II e III - Masson e Cia. - Paris - 1963.



CAPÍTULO III

TERMINOLOGIA DE BOMBAS HIDRÁULICAS DE FLUXO

Projeto final de redação de normas preparado pela Sub-Comissão de Bombas Hidráulicas da Associação Brasileira de Normas Técnicas

1 - Objetivo

- 1.1 - Esta norma estabelece definições, nomenclatura e classificação para bombas hidráulicas de fluxo.
- 1.2 - As definições, a nomenclatura e a classificação estabelecidas nesta norma têm por objetivo proporcionar um meio de identificar as bombas hidráulicas abrangidas por esta norma, e também servir de linguagem comum a ser entendida mutuamente pelo comprador, pelo fabricante e pelos especificadores de bombas e equipamento de bombeamento.

2 - Definições

- 2.1 - Bomba hidráulica - máquina através da qual escoar água com a finalidade de transformar trabalho mecânico em energia hidráulica.
- 2.2.- Nesta norma define-se a bomba hidráulica de fluxo como aquela em que o escoamento da água se dá de maneira contínua.
- 2.3 - Estas definições aplicam-se por analogia a bombas que utilizam líquidos diferentes da água.

3 - Nomenclatura

- 3.1 - A bomba hidráulica de fluxo consiste basicamente de um sistema rotativo hidromecânico e de um sistema fixo hidráulico, destinados à transmissão e transformação do trabalho mecânico e à orientação do escoamento.
- 3.2 - A bomba hidráulica de fluxo compreende também diversos sistemas auxiliares fixos e rotativos.
- 3.3 - O sistema rotativo hidromecânico compõe-se basicamente de:
- 3.3.1 - Eixo, destinado à transmissão do trabalho mecânico
 - 3.3.2 - Rotor (ou rotores), em diferentes formas geométricas destinado à transformação do trabalho mecânico em energia hidráulica.
- 3.4 - O sistema fixo hidráulico, denominado também carcaça nesta norma, compõe-se basicamente de:
- 3.4.1 - Corpo da bomba, em diferentes formas geométricas, composto de uma ou mais peças, destinado a orientar o escoamento desde a entrada até à saída da bomba, a abrigar o sistema rotativo hidromecânico e a possibilitar a passagem do eixo para a transmissão do trabalho mecânico
 - 3.4.2 - Difusor (ou difusores) em diferentes formas geométricas, destinado a possibilitar a transformação da energia hidráulica cinética em cinética em energia hidráulica de pressão.
- 3.5 - Nesta norma consideram-se os diversos sistemas auxiliares seguintes, denominados de conformidade com as suas finalidades:
- 3.5.1 - Sistema de mancais - sistema de elementos destinados a apoio e guia do eixo, podendo apresentar-se como mancais radiais, mancais axiais, mancais

internos (quando dentro da carcaça), mancais externos (quando fora da carcaça)

- 3.5.2 - Sistema de apoio da carcaça - sistema de elementos destinados a suportar a carcaça, podendo conter suportes, pés e bases
- 3.5.3 - Sistema de anéis de desgaste - sistema de elementos destinados à limitação da folga entre rotor e carcaça, podendo consistir de anéis substituíveis
- 3.5.4 - Sistema de vedação - sistema de elementos destinados a manter a vedação entre eixo e carcaça, podendo consistir de vedação hidráulica e vedação mecânica
- 3.5.5 - Sistema de juntas - sistema de elementos destinados a manter estanqueidade entre partes da carcaça
- 3.5.6 - Sistema de lubrificação - sistema de elementos destinados à lubrificação de mancais ou outras partes da bomba.

4 - Classificação das bombas hidráulicas de fluxo

4.1 - As bombas hidráulicas de fluxo, de acordo com a forma geométrica do seu rotor, classificam-se em:

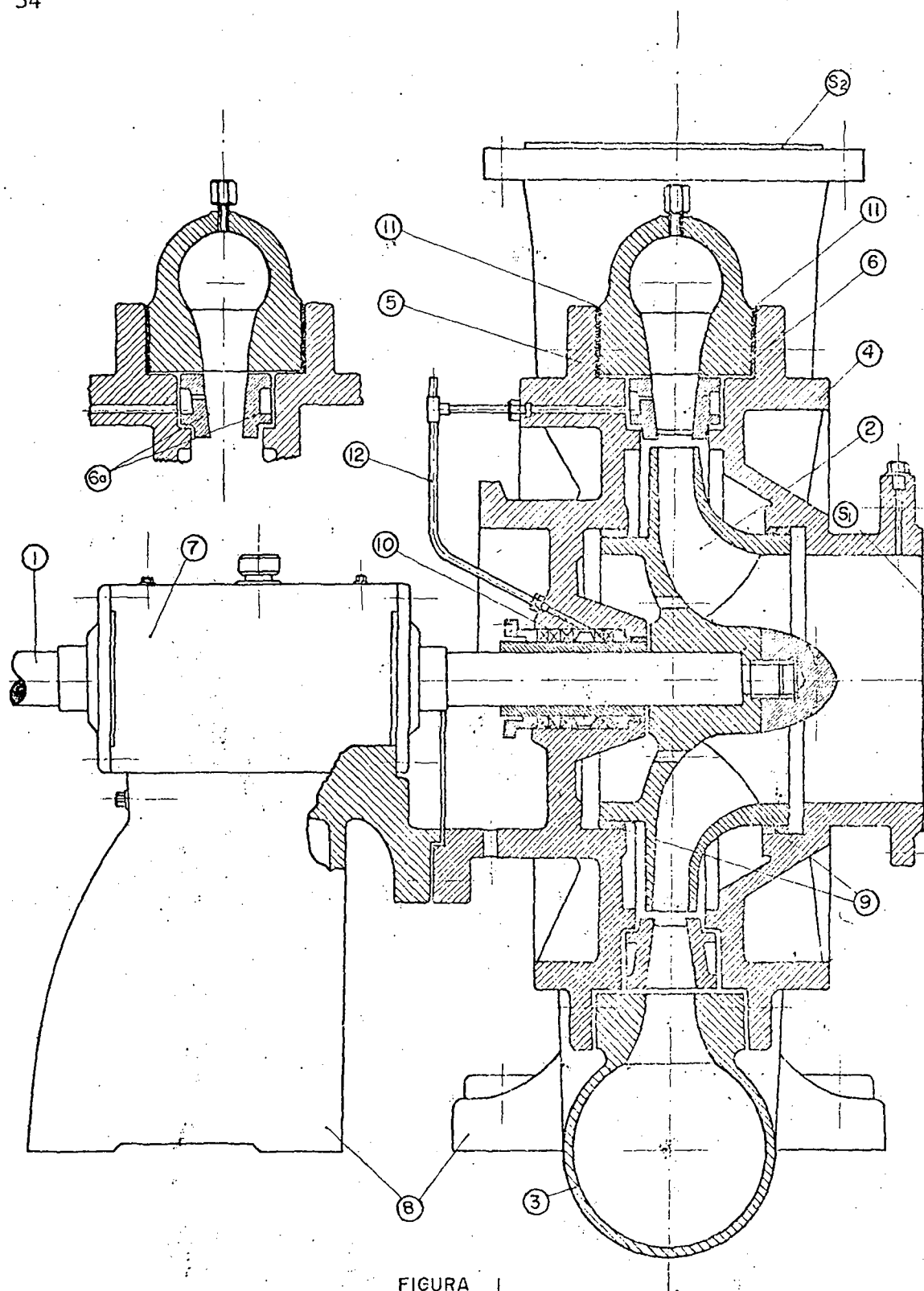
- 4.1.1 - Bombas centrífugas - aquelas em que o formato do rotor impõe um escoamento preponderantemente no sentido radial centrífugo (figura III.1)
- 4.1.2 - Bombas mistas - aquelas em que o formato do rotor impõe um escoamento simultaneamente nos sentidos axial e radial centrífugo (figuras III.2 e III.3)
- 4.1.3 - Bombas axiais - aquelas em que o formato do rotor impõe um escoamento preponderantemente no

sentido axial (Fig.III.4)

- 4.2 - Para efeito de indicar a nomenclatura básica adotada nesta norma, tomam-se como representativas das diversas classes de bombas hidráulicas de fluxo estabelecidas no ítem anterior as bombas cujos cortes longitudinais são apresentados nas Figs.III.1, III.2, III.3 e III.4.
- 4.3 - Nas Figs.III.5, III.6 e III.7 apresentam-se cortes longitudinais de bombas hidráulicas de fluxo contendo mais de um rotor na mesma carcaça para os seguintes casos representativos:
 - 4.3.1 - Bombas de estágios múltiplos, com rotores em série (Fig.III.5).
 - 4.3.2 - Bombas de fluxo múltiplo, com rotores em paralelo (Fig.III.6).
 - 4.3.3 - Bombas simultaneamente de fluxo múltiplo e de estágios múltiplos (Fig.III.7).
- 4.4 - Os desenhos de cortes longitudinais ilustram as partes básicas e algumas particularidades construtivas, mas não representam, necessariamente, projetos recomendados.
- 4.5 - As partes básicas apresentadas nos cortes longitudinais são numeradas de conformidade com as designações dadas nas próprias figuras.

BOMBAS HIDRÁULICAS DE FLUXO

desenhos de cortes longitudinais



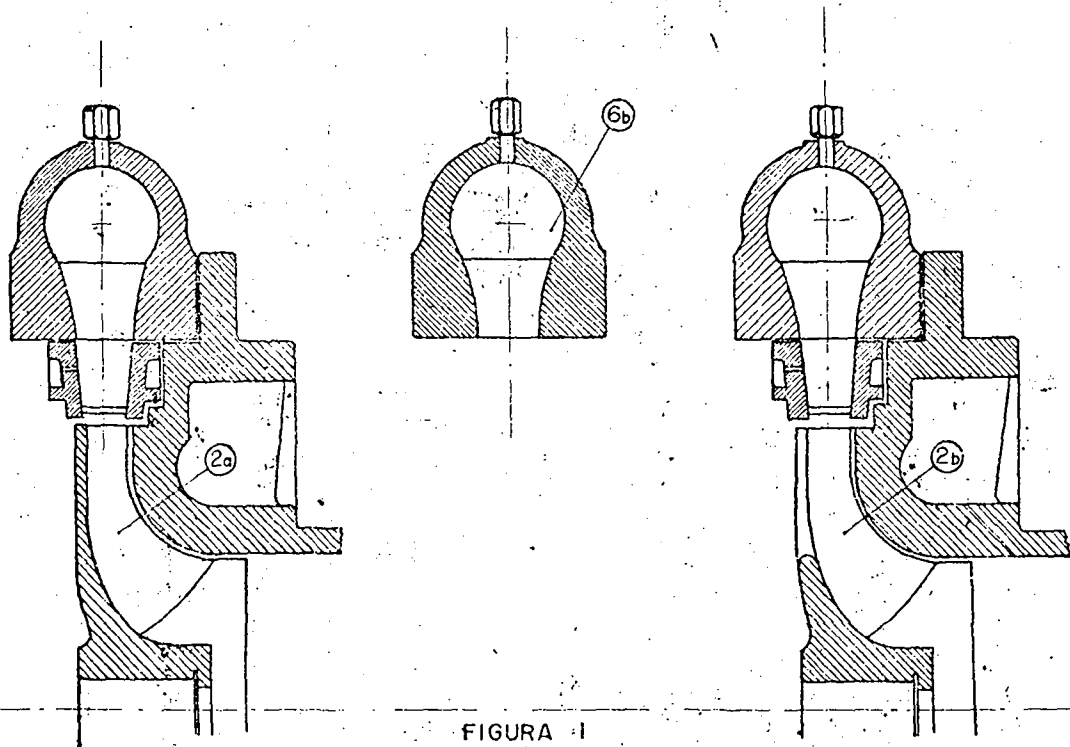


FIGURA 1

BOMBA CENTRÍFUGA

SISTEMA ROTATIVO HIDROMECAÂNICO

- 1 - EIXO
- 2 - ROTOR FECHADO
- 2a - ROTOR SEMI-ABERTO
- 2b - ROTOR ABERTO

SISTEMA FIXO HIDRAULICO

- CORPO DA BOMBA COM
- SECCÃO DE ENTRADA S₁
- SECCÃO DE SAÍDA S₂
- 3 - CORPO ESPIRAL
- 4 - TAMPA DO LADO DE SUCCÃO
- 5 - TAMPA DO LADO DE ACIONAMENTO

DIFUSOR

- 6 - COROA DE GUIA RADIAL
- 6a - ANEIS DE GUIA
- 6b - DIFUSOR ESPIRAL

SISTEMAS AUXILIARES

- 7 - SISTEMA DE MANCAIS
- 8 - SISTEMA DE APÓIO
- 9 - SISTEMA DE ANEIS DE DESGASTE
- 10 - SISTEMA DE VEDAÇÃO
- 11 - SISTEMA DE JUNTAS
- 12 - SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

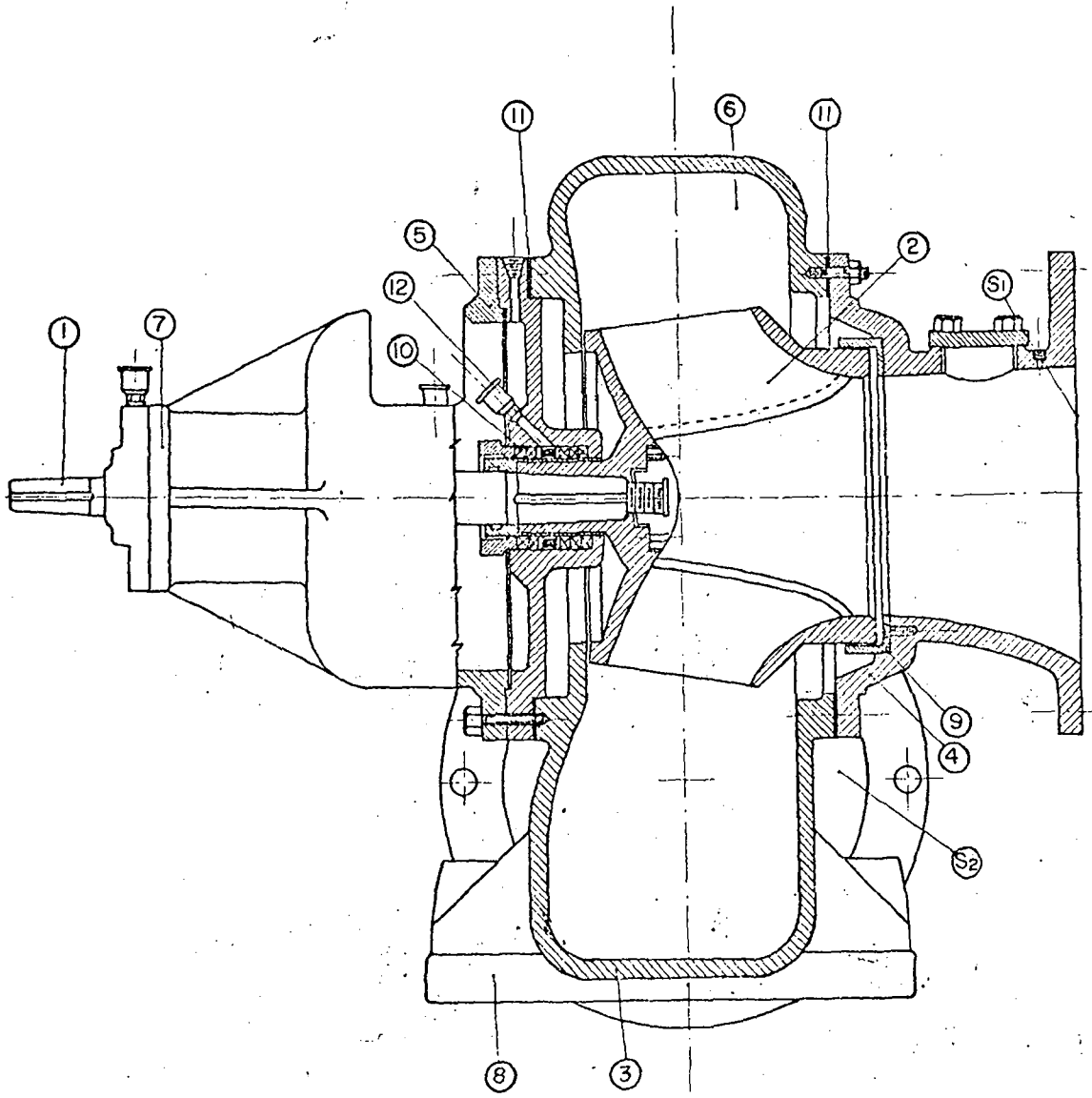


FIGURA 2

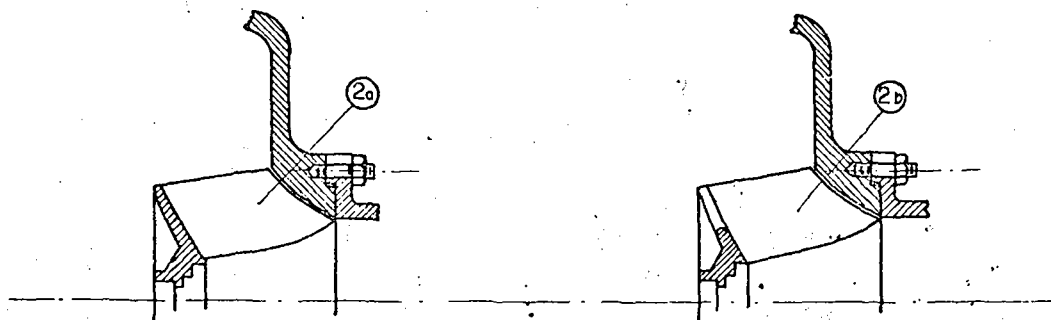


FIGURA 2

BOMBA MISTA

SISTEMA ROTATIVO HIDROMECAÊNICO

- 1 - EIXO
- 2 - ROTOR FECHADO
- 2a - ROTOR SEMI-ABERTO
- 2b - ROTOR ABERTO

SISTEMA FIXO HIDRÁULICO

- CORPO DA BOMBA COM
- SECÇÃO DE ENTRADA S_1
 - SECÇÃO DE SAÍDA S_2
 - 3 - CORPO ESPIRAL
 - 4 - TAMPA DO LADO DE SUÇÃO
 - 5 - TAMPA DO LADO DE ACIONAMENTO

DIFUSOR

- 6 - DIFUSOR ESPIRAL

SISTEMAS AUXILIARES

- 7 - SISTEMA DE MANCAIS
- 8 - SISTEMA DE APOIO
- 9 - SISTEMA DE ANÉIS DE DESGASTE
- 10 - SISTEMA DE VEDAÇÃO
- 11 - SISTEMA DE JUNTAS
- 12 - SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

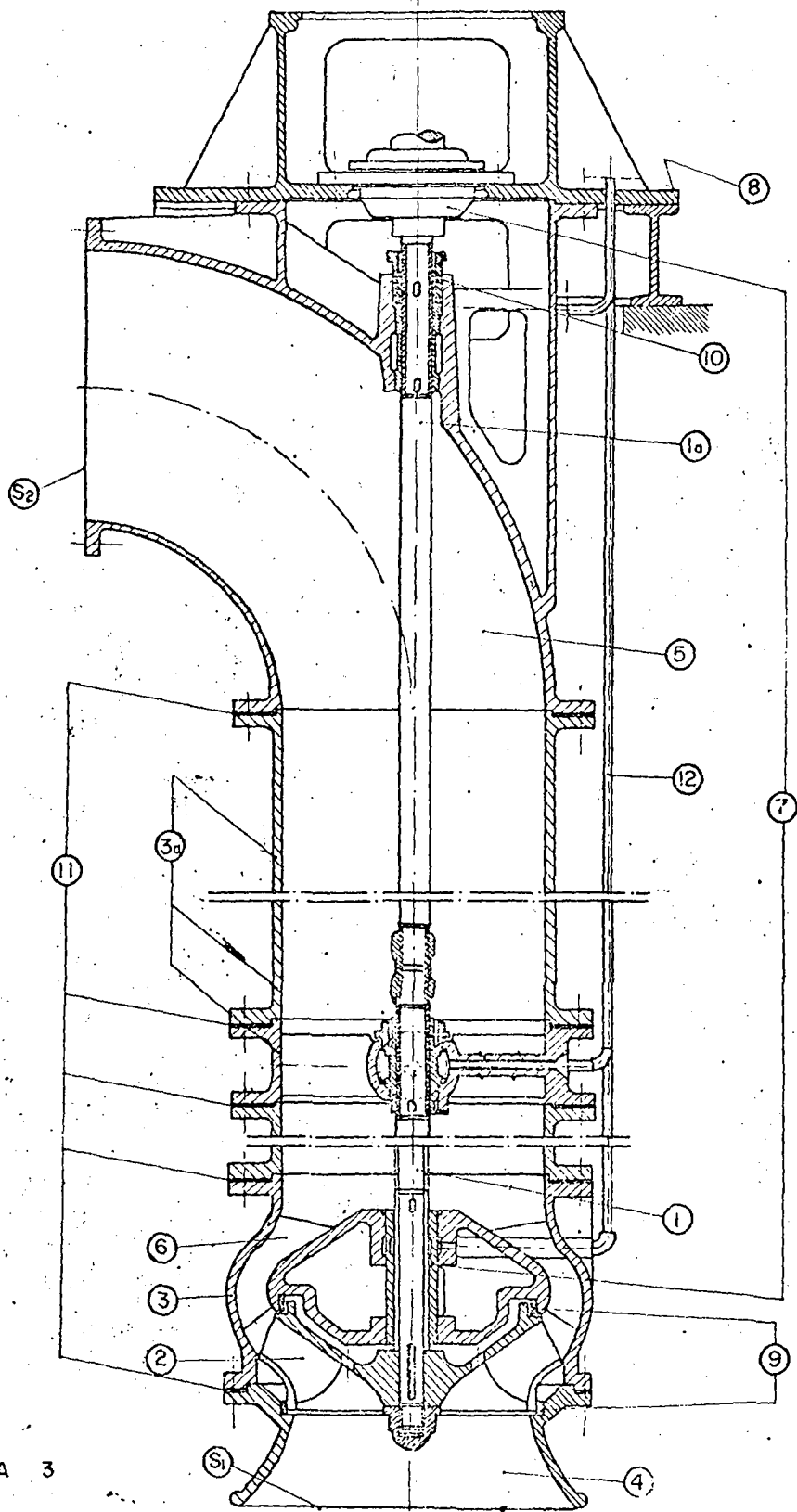


FIGURA 3

FIGURA 3

BOMBA MISTA COM CORÔA DE GUIA AXIAL

SISTEMA ROTATIVO HIDROMECAÂNICO

- 1 - EIXO
- 1a - EIXO COM LUYA DE UNIÃO
- 2 - ROTOR FECHADO
- 2a - ROTOR SEMI-ABERTO
- 2b - ROTOR ABERTO

SISTEMA FIXO HIDRÁULICO

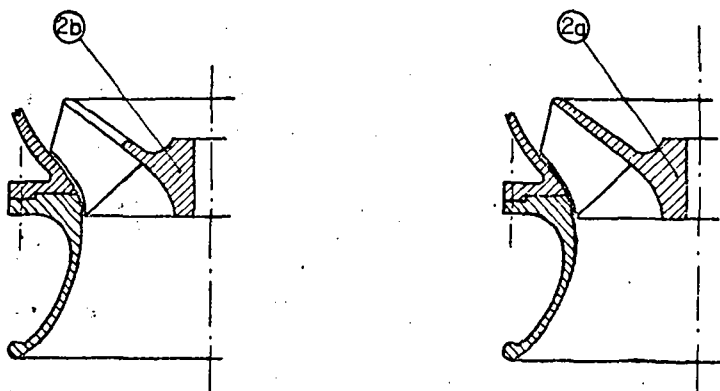
- CORPO DA BOMBA COM
- SECÇÃO DE ENTRADA S_1
- SECÇÃO DE SAIDA S_2
- 3 - CORPO
- 3a - PROLONGAMENTO DO CORPO
- 4 - PEÇA DE ENTRADA
- 5 - CURVA DE SAIDA

DIFUSOR

- 6 - CORÔA DE GUIA AXIAL

SISTEMAS AUXILIARES

- 7 - SISTEMA DE MANCAIS
- 8 - SISTEMA DE APÓJO
- 9 - SISTEMA DE ANÉIS DE DESGASTE
- 10 - SISTEMA DE VEDAÇÃO
- 11 - SISTEMA DE JUNTAS
- 12 - SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO



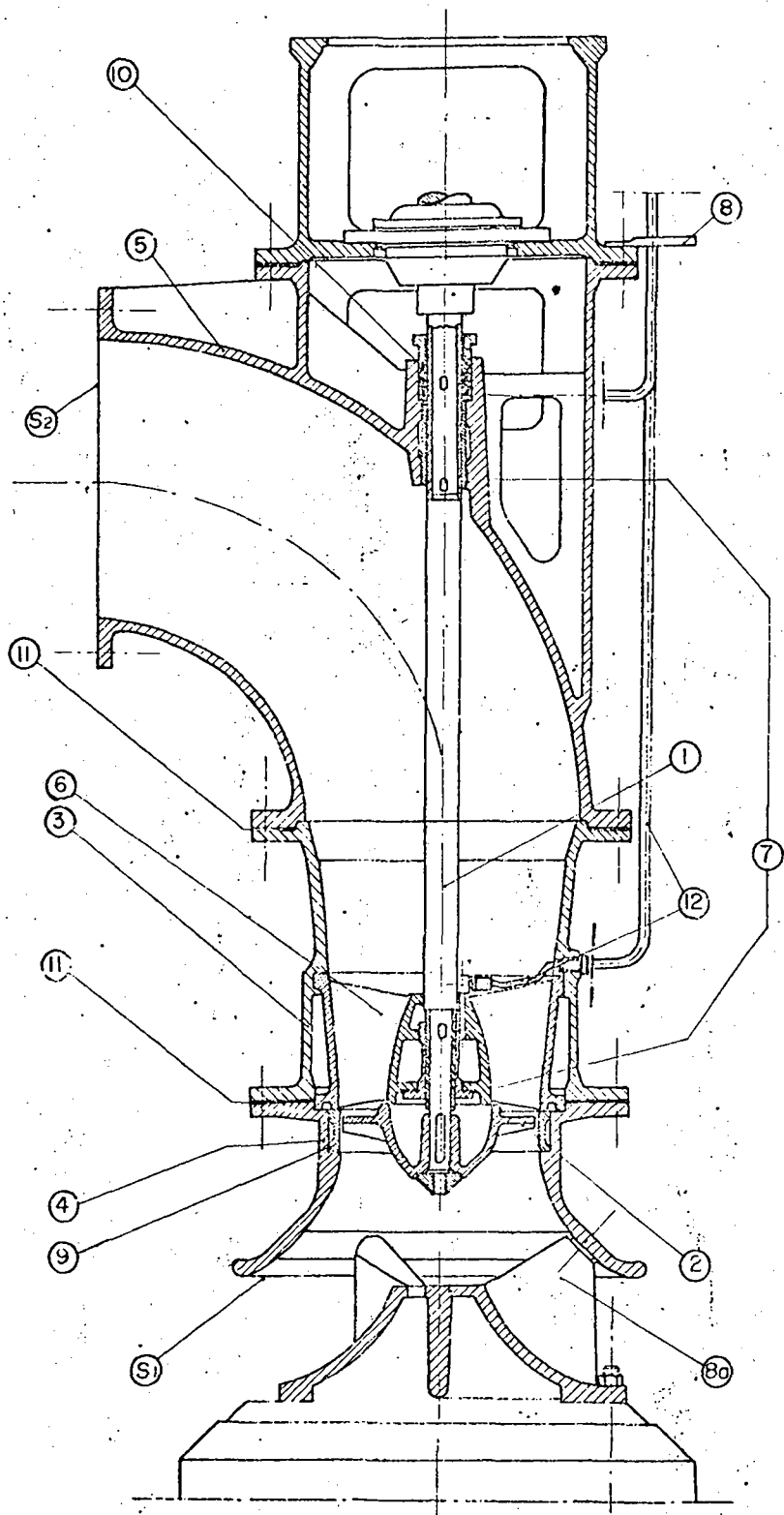


FIGURA 4

FIGURA 4

BOMBA AXIAL

SISTEMA ROTATIVO HIDROMECAÂNICO

- 1 — EIXO
- 2 — ROTOR COM PÁS FIXAS
- 2a — ROTOR COM PÁS AJUSTÁVEIS
- 2b — ROTOR COM PÁS REGULÁVEIS

SISTEMA FIXO HIDRÁULICO

CORPO DA BOMBA COM
 SECÇÃO DE ENTRADA S_1
 SECÇÃO DE SAÍDA S_2

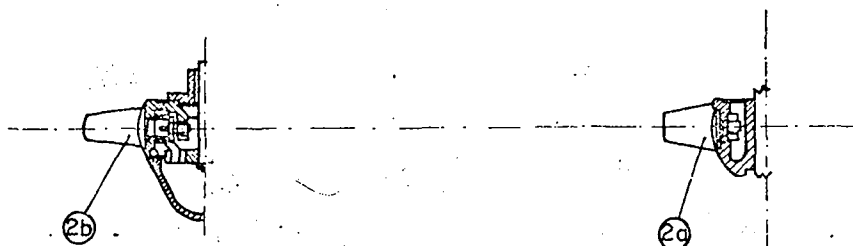
- 3 — CORPO
- 4 — PEÇA DE ENTRADA
- 5 — CURVA DE SAÍDA

DIFUSOR

- 6 — CORÇA DE GUIA AXIAL

SISTEMAS AUXILIARES

- 7 — SISTEMA DE MANCAIS
- 8 — SISTEMA DE APÓIO
- 8a — SISTEMA DE APÓIO COM GUIA DE ENTRADA
- 9 — SISTEMA DE ANÉIS DE DESGASTE
- 10 — SISTEMA DE VEDAÇÃO
- 11 — SISTEMA DE JUNTAS
- 12 — SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO



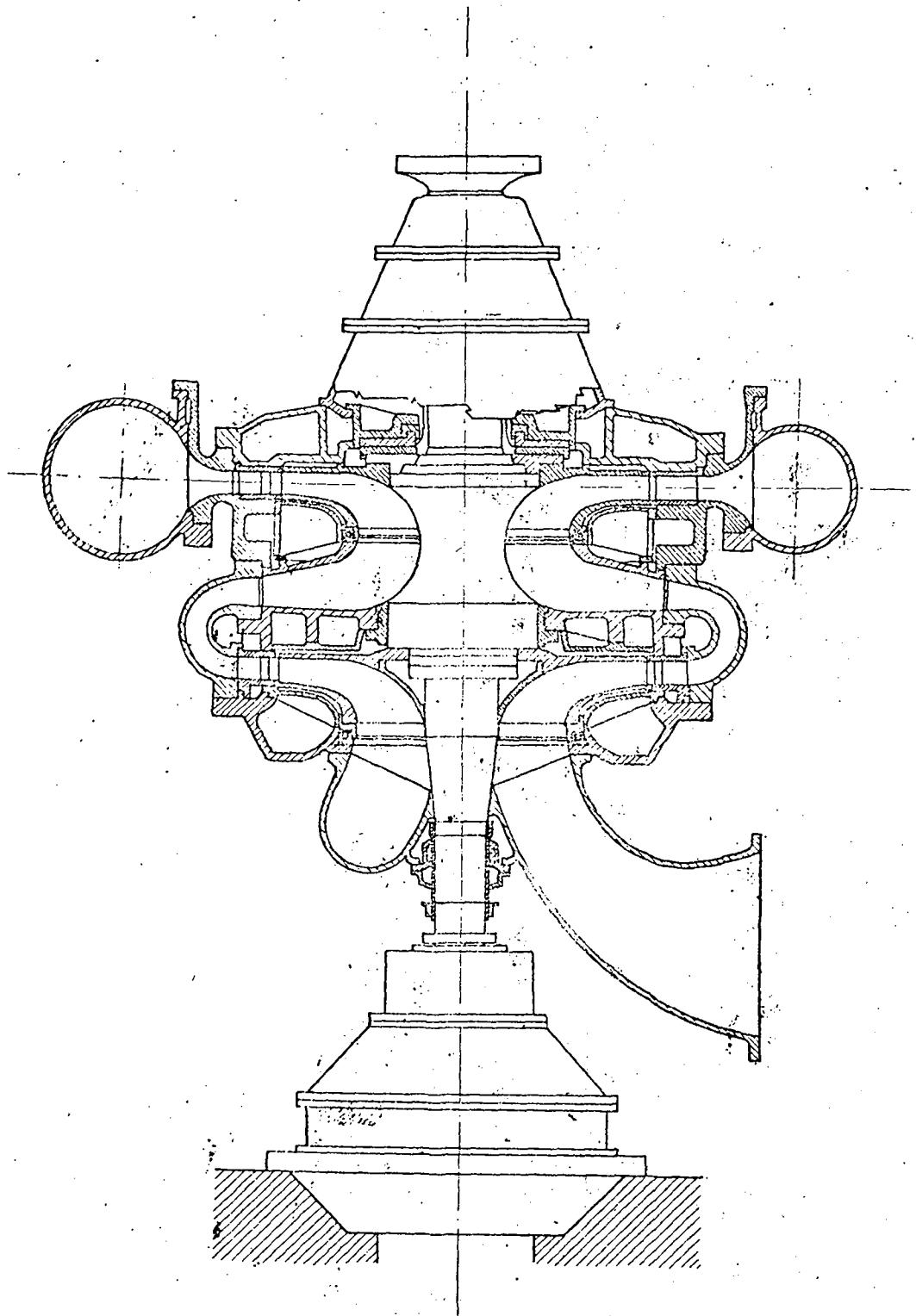


FIGURA 5

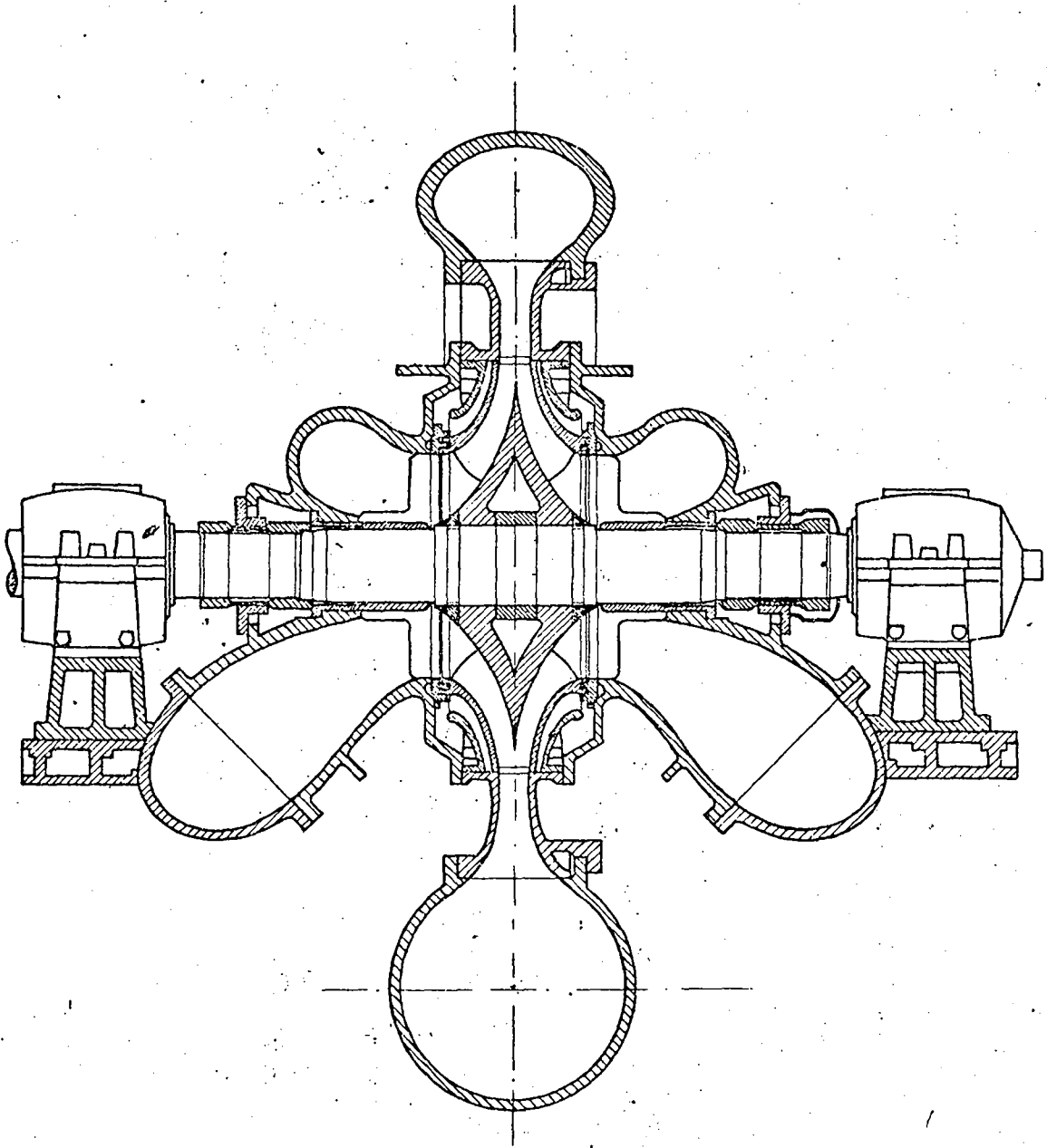


FIGURA 6

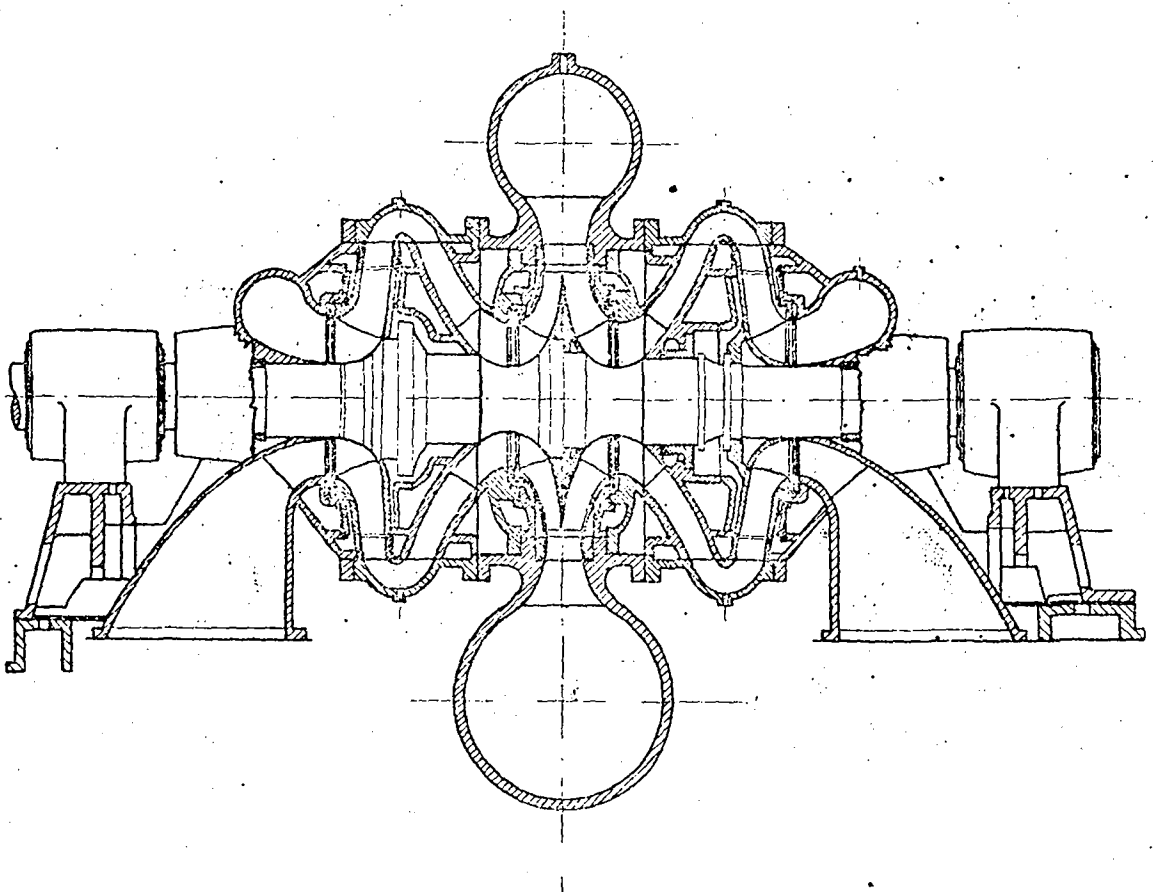


FIGURA 7

CAPÍTULO IV

BOMBAS DE PISTÃO

A. R. ZAMBEL

Docente do Departamento de Engenharia Mecânica

1 - Generalidades

As bombas de pistão conhecidas também pelos nomes de bombas de cilindro, de êmbolo ou simplesmente por cilindro hidráulico são máquinas alternativas de deslocamento. De maneira geral são usadas para vazões de 100 a 5.000 litros por minuto e pressões de 4 a 50 atmosferas.

Quanto ao funcionamento podem ser aspirantes e aspirantes-prementes, não requerendo maiores explicações quanto ao seu princípio de funcionamento diante das ilustrações das figuras IV.1 e IV.3 ilustra tipos de êmbolos usuais:

- a - pistão
- b - êmbolo saliente
- c - êmbolo-válvula,

sendo então as bombas chamadas de pistão, de êmbolo e de diafragma.

O acionamento das bombas alternativas pode ser manual como o da figura IV.4, para pequenos abastecimentos de água, esgotamentos, etc. O acionamento motorizado serve para abastecimentos médios de água, combustíveis, óleo, etc., sendo efetuado mediante acoplamento direto ao pistão de um motor alternativo, caso dos chamados "burrinhos" (figura II.4) de alimentação de instalações térmicas e de

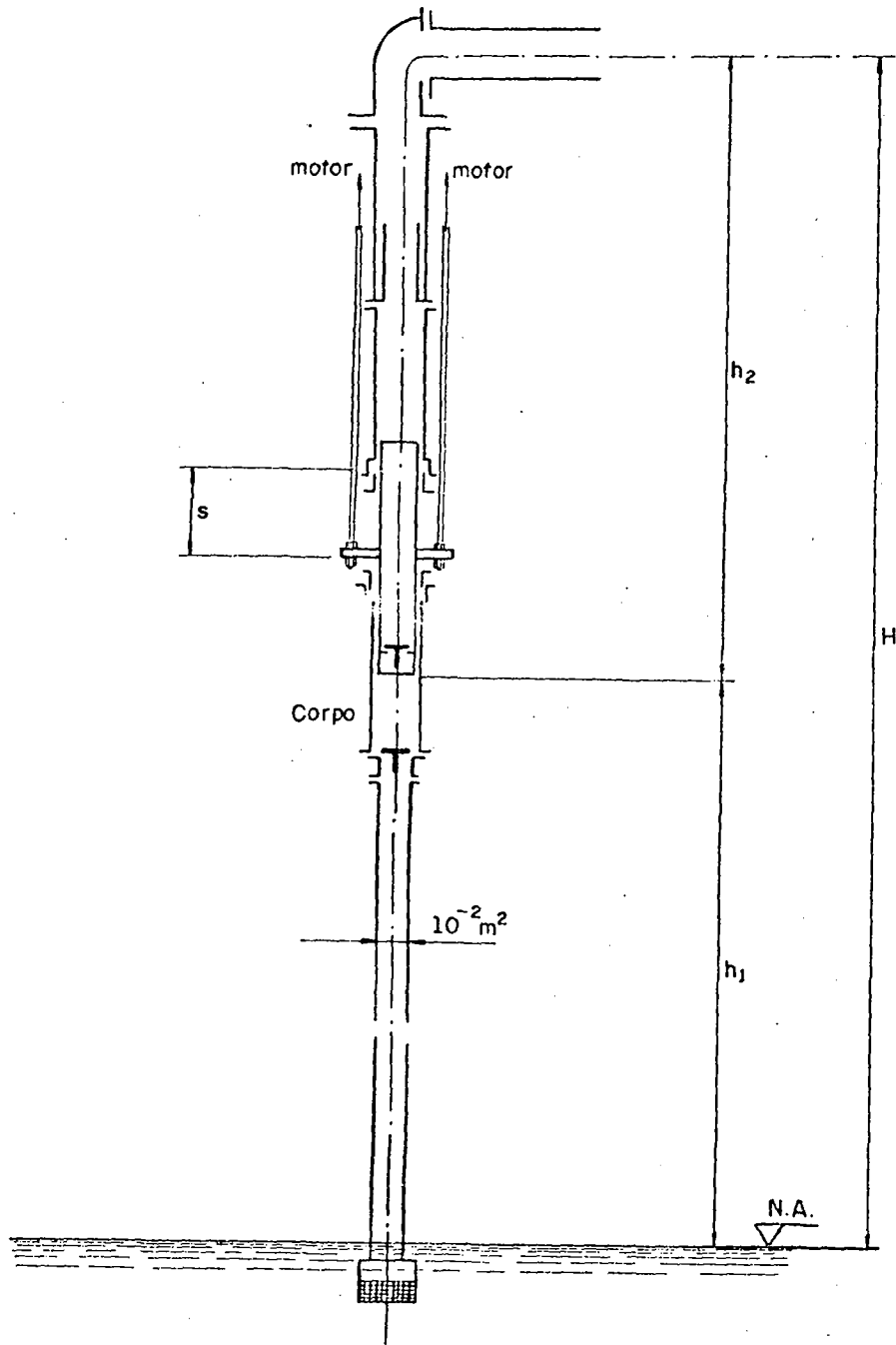


Fig. IV.1

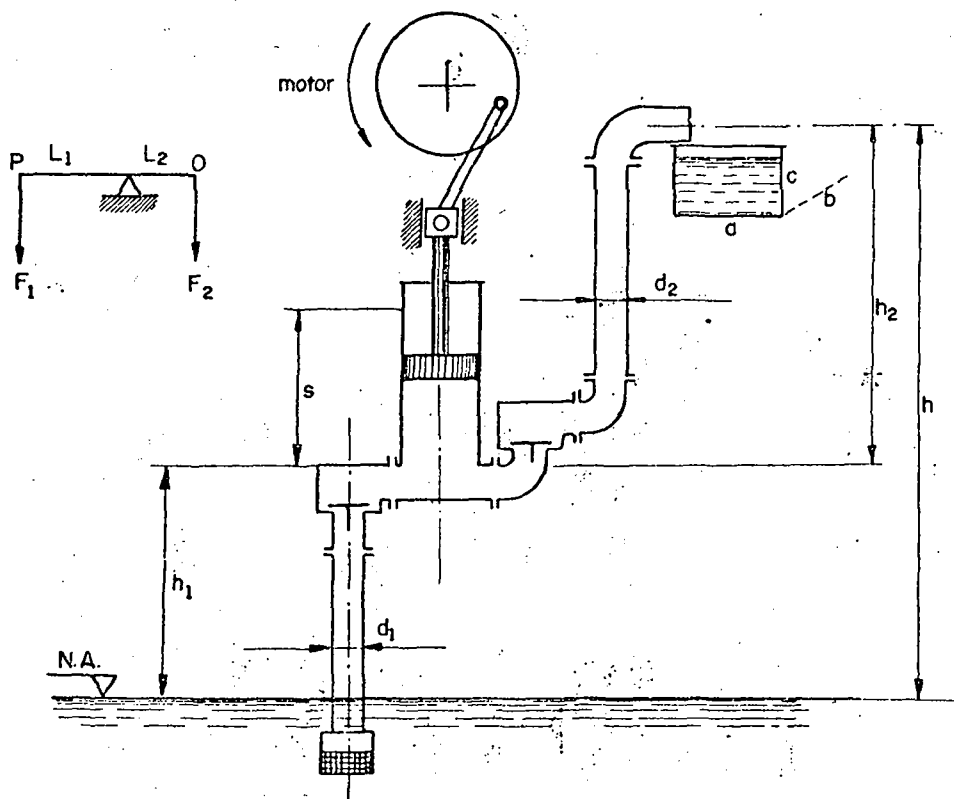


Fig. IV.32

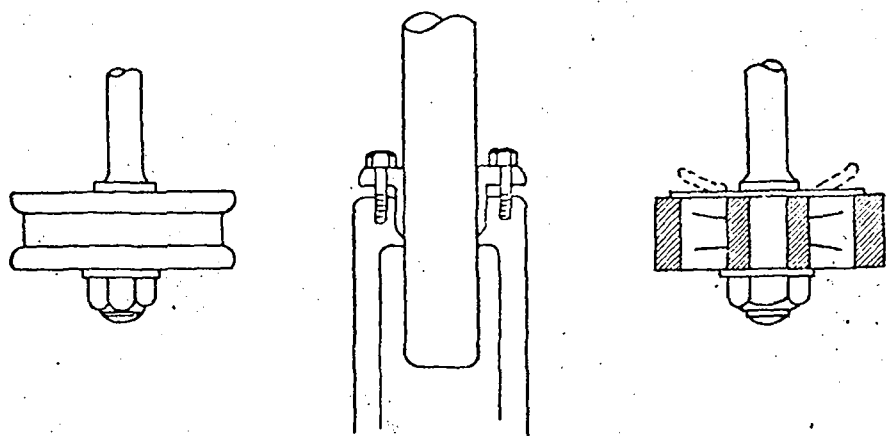


Fig. IV. 3

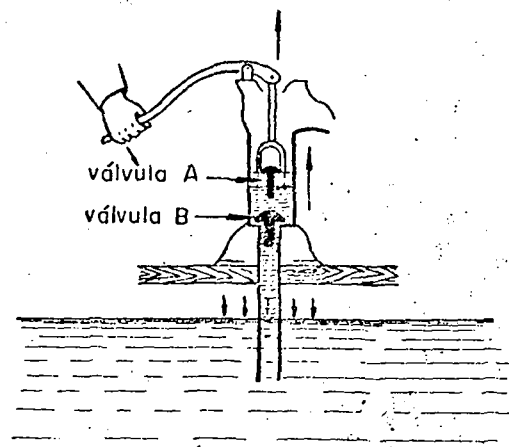


Fig. IV. 4

poços petrolíferos; ou por meio de excêntrico (figura IV.9) que transforma em alternativo o movimento circular uniforme fornecido por um motor rotativo qualquer (elétrico, diesel ou a gasolina) e mesmo pelo movimento da hélice de moinhos de vento.

2 - Dados construtivos

Um dos valores críticos usualmente impostos no projeto das máquinas alternativas é a velocidade média do êmbolo:

$$V_m = \frac{2 n s}{60}$$

que nos tipos convencionais é tomada entre 0,75 e 1,00 m/s e, excepcionalmente até 1,80 m/s nos tipos de êmbolo saliente.

Quanto maior a velocidade média do êmbolo, maiores os desgastes sofridos pelas partes móveis da máquina; entretanto, quanto menor essa velocidade, maiores as dimensões da máquina. Também quanto maior puder ser tomada a velocidade média do êmbolo, maior poderá ser a rotação do motor correspondente para as mesmas dimensões da máquina, ou vice-versa, para a mesma rotação menores dimensões.

As rotações usuais para as máquinas alternativas são baixas, oscilando dentro do intervalo de 20 a 60 rpm para os tipos convencionais, e entre 120 e 200 rpm para os tipos de êmbolo saliente, atingindo até 250 rpm nos cilindros hidráulicos bem construídos e cilindro com guarnições de couro.

A relação curso/diâmetro varia entre 2 e 3 para os tipos convencionais, devendo ser sempre menor ou aproximadamente igual à unidade no caso dos tipos de êmbolo saliente.

Devido às fugas inevitáveis nas juntas, bem como devido ao atrazo no fechamento das válvulas e o seu eventual mal ajustamento, a vazão realmente correspondente a um curso completo do pistão é somente uma parcela η_v da vazão teórica Q_{th} :

$$Q = \eta_v Q_{th} = \eta_v \frac{\pi d^2}{4} \frac{ns}{60} \quad (2)$$

O rendimento volumétrico η_v assim definido varia entre 0,85 para as pequenas bombas alternativas e 0,97 para as grandes bombas. O fator (2) deve ser levado em conta no caso das máquinas chamadas de "duplo efeito". Os cilindros cujas hastes acionadoras se movimentam dentro da canalização apresentam rendimento da ordem de 50%. Alguns fabricantes partindo da altura geométrica de elevação e da vazão desejada, sugerem aplicar, para esse caso, um rendimento global de 15 a 20%.

Para o amortecimento dos golpes de pressão criados com o fechamento brusco das válvulas podem ser usados reservatórios de ar inseridos nas canalizações de sucção e (ou) de recalque. Estabelece-se empiricamente que o volume de ar contido nesses reservatórios deve ser igual a cerca de vinte vezes o volume do corpo da bomba de simples efeito, e igual a somente dez vezes aquele volume para as bombas de duplo efeito.

3 - Cálculo da potência

Devido ao movimento cíclico do êmbolo das máquinas de deslocamento do tipo alternativo não só a vazão será pulsante como também a solicitação de potência do motor correspondente sofrerá variações periódicas. Isto é de interêsse para o dimensionamento do motor que deve acionar a bomba como se indica no item

Pode efetuar-se fãcilmente um cálculo aproximado da variação da potência solicitada pela bomba fazendo-se as seguintes hipóteses restritivas:

- acionamento por meio de mecanismo excêntrico;
- relação comprimento da biela/comprimento da manivela desprezível;
- perdas ao longo das canalizações de sucção e recalque desprezíveis;
- ausência dos efeitos de abertura e fechamento das válvulas.

De fato, considerando-se, para efeito de raciocínio, a bomba aspirante-premente da figura IV, supondo-se ainda desprezível a

cilindrada em face do volume ocupado pelo líquido nas canalizações, segue-se que na aspiração tem-se, pela segunda lei de Newton:

$$\Sigma \vec{F}' = m_1 \frac{d\vec{V}'_1}{dt}$$

e no recalque, análogamente

$$\Sigma \vec{F}' = m_2 \frac{d\vec{V}'_2}{dt}$$

sendo

$$m_1 = \rho \frac{\pi d_1^2}{4} h_1$$

a massa água posta em movimento durante a aspiração e

$$m_2 = \rho \frac{\pi d_2^2}{4} h_2$$

a massa água posta em movimento durante o recalque.

Na aspiração tem-se, por outro lado, dentro das hipóteses estabelecidas

$$\Sigma \vec{F}' = \vec{F}'_1 + \vec{F}'_1'$$

sendo

$$\vec{F}'_1' = - \rho g \frac{\pi d_1^2}{4} h_1 \vec{e}_z$$

a força peso da coluna água aspirada e

$$\vec{F}'_1 = \vec{F}'_1 \vec{e}'_z$$

a força exercida pelo êmbolo sobre a massa água aspirada.

Análogamente no recalque tem-se

$$\Sigma \vec{F}' = \vec{F}'_2 + \vec{F}'_2$$

com

$$\vec{F}'_2 = - \rho g \frac{\pi d_2^2}{4} h_2 \vec{e}'_z$$

e

$$\vec{F}'_2 = F'_2 \vec{e}_z$$

Pode-se ainda escrever para o deslocamento do êmbolo, em vista das restrições efetuadas

$$z = \frac{s}{2} \text{ sen } \varphi = \frac{s}{2} \text{ sen } \omega t$$

Resulta então a velocidade de deslocamento do êmbolo

$$\vec{V}' = \frac{dz}{dt} = \frac{s \omega}{2} \cos \omega t$$

ou vetorialmente

$$\vec{V}' = \frac{s \omega}{2} \cos \omega t \vec{e}'_z$$

Como, por continuidade tem-se

$$\vec{V}' \frac{\pi d^2}{4} = \vec{V}'_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = \vec{V}'_2 \frac{\pi d_2^2}{4}$$

resulta finalmente

$$\vec{V}'_1 = \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{s \omega}{2} \cos \omega t \vec{e}'_z$$

$$\vec{V}'_2 = \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 \frac{s \omega}{2} \cos \omega t (-\vec{e}'_z)$$

e portanto

$$\frac{d\vec{V}'_1}{dt} = - \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{s \omega^2}{2} \text{ sen } \omega t \vec{e}'_z$$

$$\frac{d\vec{V}'_2}{dt} = \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 \frac{s \omega^2}{2} \text{sen } \omega t \vec{e}_z$$

Assim sendo, tem-se na sucção

$$\vec{F}'_1 = \rho g \frac{\pi d_1^2}{4} h_1 - \frac{\pi d_1^2}{4} h_1 \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{s \omega^2}{2} \text{sen } \omega t$$

e no recalque

$$\vec{F}'_2 = \rho g \frac{\pi d_2^2}{4} h_2 + \frac{\pi d_2^2}{4} h_2 \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 \frac{s \omega^2}{2} \text{sen } \omega t$$

expressões estas que permitem a obtenção da potência instantânea solicitada do motor.

De fato, sendo na aspiração

$$P_1 = F_1 V_1$$

e no recalque

$$P_2 = F_2 V_2$$

seguem-se as expressões

$$P_1 = \left[\rho g \frac{\pi d_1^2}{4} h_1 - \frac{\pi d_1^2}{4} h_1 \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{s \omega^2}{2} \text{sen } \omega t \right] \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{s \omega}{2} \cos \omega t$$

$$P_2 = \left[\rho g \frac{\pi d_2^2}{4} h_2 + \frac{\pi d_2^2}{4} h_2 \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 \frac{s \omega^2}{2} \text{sen } \omega t \right] \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 \frac{s \omega}{2} \cos \omega t$$

que gráficamente correspondem ao aspecto indicado na figura IV.6 .

A potência média pode ser obtida por integração.

4 - Altura de sucção

Quando se tem altura de sucção elevada ou velocidade do êmbolo grande pode ocorrer que a pressão na entrada da bomba atinja a pressão de vapor do líquido. A bomba passa a aspirar vapores e ga-

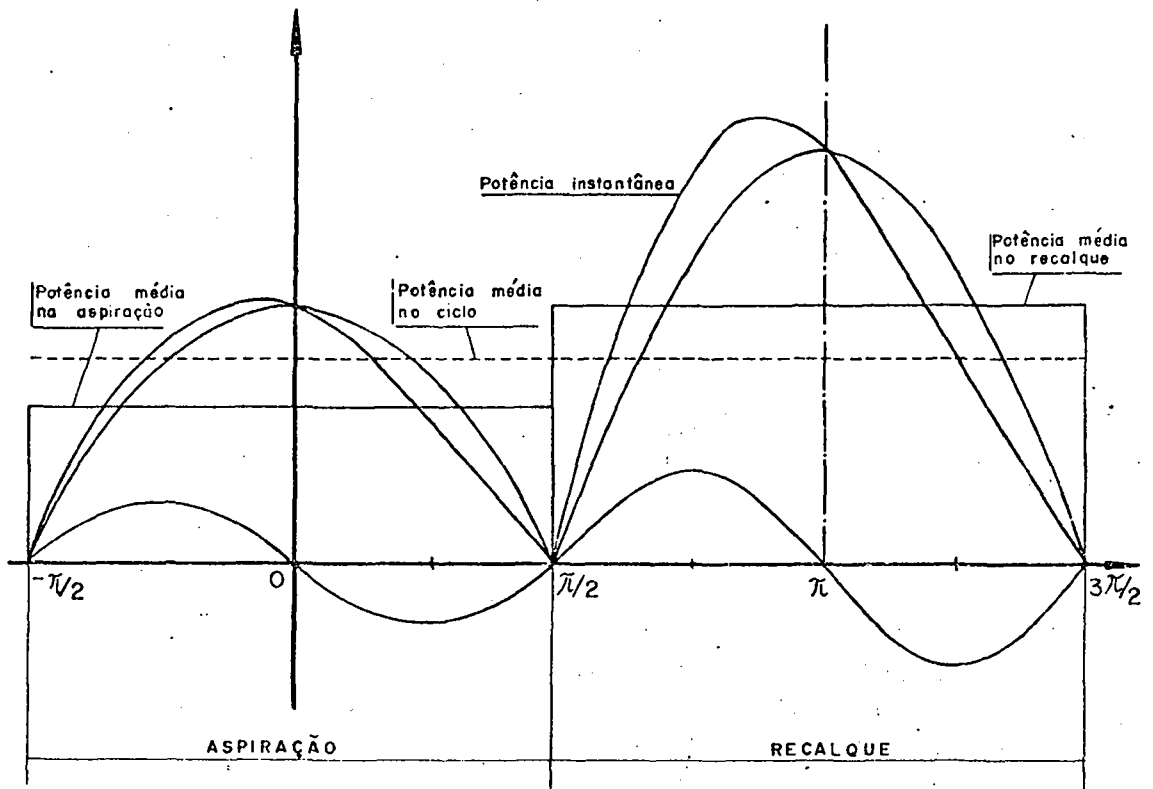


Fig. IV.6

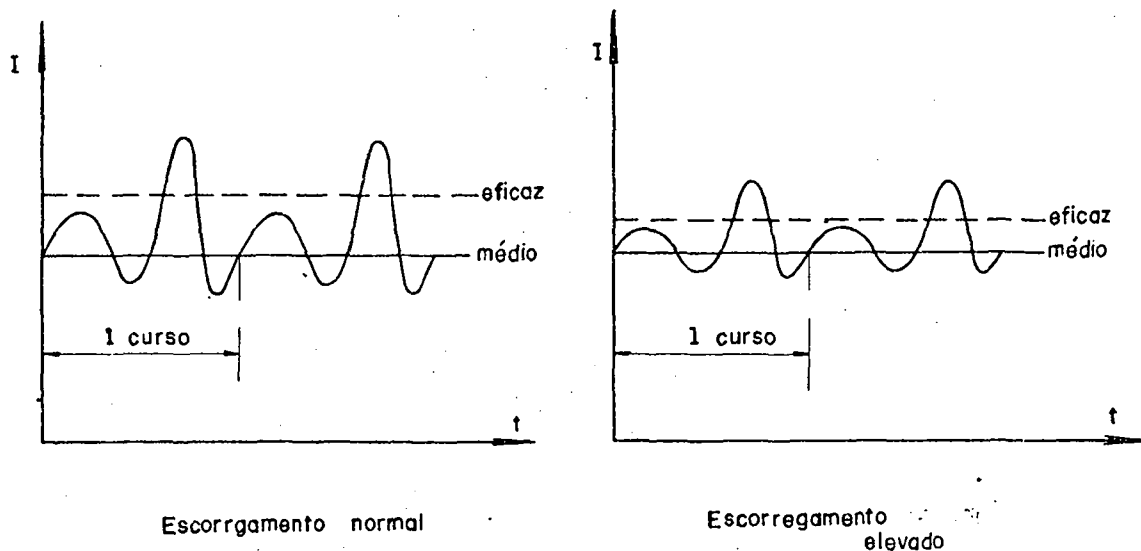
ses dissolvidos, ou então funcionar em condições de cavitação indesejável. A cavitação pode ser evitada pela limitação da altura de sucção e pela redução da velocidade.

5 - Poços profundos

Para o cálculo aproximado da potência P do motor elétrico necessário para uma unidade individual com transmissão excêntrica pode escrever-se:

$$P = \varphi \frac{P_f + \Delta p}{\eta_m}$$

O fator de carga cíclica φ depende da maneira como variar a carga no valor eficaz da corrente de mesmo valor médio



Por essa razão deve ser escolhido motor elétrico de alto conjugado inicial e grande escorregamento. A tabela IV.1 indica os valores de φ em função do tipo de balanceamento da carga e da velocidade média do êmbolo.

TABELA IV.1

Velocidade média do êmbolo em m/s	Balanceamento			
	Rotor		Alavanca	
	Escorregamento		Escorregamento	
	Normal	Elevado	Normal	Elevado
até 0,6	1,10	1,05	1,10	1,05
0,6 a 0,8	1,20	1,10	1,20	1,10
0,8 a 1,0	1,30	1,15	1,40	1,25
1,0 a 1,2	1,40	1,20	1,55	1,35

A potência fornecida ao fluido P_f pode ser obtida pela expressão:

$$P_f = \frac{\rho g H Q}{75}$$

As perdas na canalização subterrânea Δp dependem da rugosidade da canalização ou terreno, do número de Reynolds do escoamento, etc. Aproximadamente pode ser estimada por comparação com dados relativos a poços já existentes e ensaiadas.

A potência assim determinada serve de base para a adoção final de um motor existente na praça. A tensão e a frequência devem ser escolhidas de acordo com a rede local de distribuição. A rotação necessária será obtida a partir do dimensionamento do cilindro levando-se em conta o valor máximo de V_m , as relações usuais s/d e a vazão que se deseja obter.

6 - Rotação máxima

Faz-se o estudo da velocidade máxima do pistão analisando o seguinte problema: tem-se uma bomba hidráulica alternativa que retira água de um reservatório de nível constante, enviando-a através da canalização esquematizada na figura IV.7 para outra reserva tório.

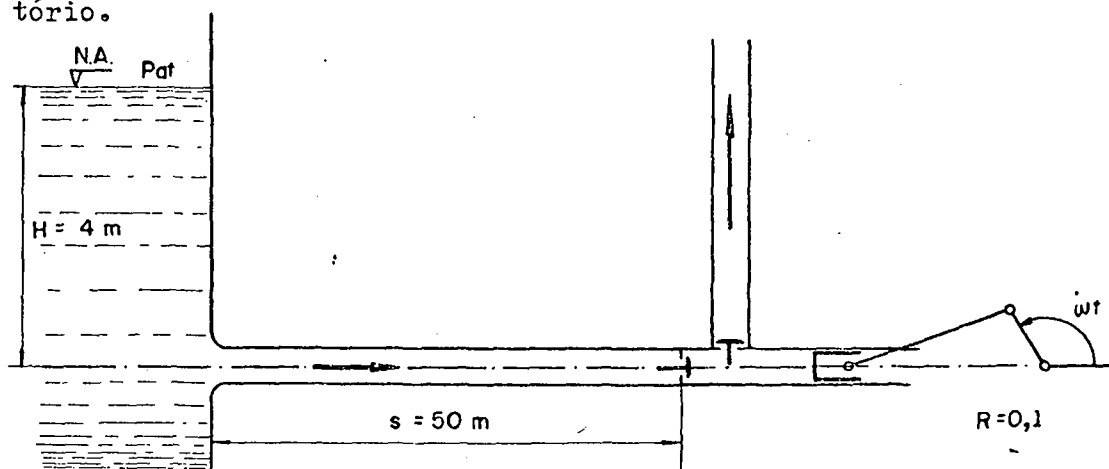


Figura IV.7 - Esquema da instalação

A expressão da velocidade do escoamento na canalização horizontal é obtida no movimento harmônico simples descrito pelo pistão da bomba respeitando a orientação dos eixos indicada na figura IV.8

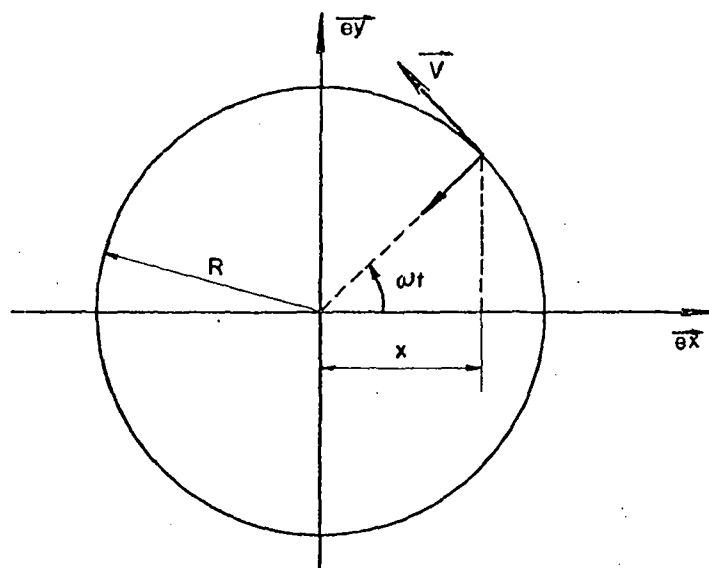


Figura IV.8 - Orientação dos eixos

Admitindo que a relação biela/manivela seja grande, o deslocamento do pistão será dado por:

$$X \vec{e}'_x = R \cos \omega t \vec{e}_x$$

E sua velocidade

$$V \vec{e}'_x = - \omega R \sin \omega t \vec{e}_x$$

O escoamento na canalização horizontal não é permanente, então deve ser aplicado o teorema de Bernoulli generalizado para se analisar a distribuição das pressões ao longo da canalização. Parte-se da expressão do teorema de Euler

$$\left(p + \rho g z + \frac{\rho V^2}{2} \right) + \rho \frac{\partial V}{\partial t} = 0$$

Integrada para uma linha de corrente:

$$\int \frac{\partial}{\partial s} \left(p + \rho g z + \rho \frac{V^2}{2} \right) ds + \int \rho \frac{\partial V}{\partial t} ds = cte$$

onde o valor da constante pode ser determinado considerando-se a superfície livre do reservatório de nível constante

$$p + \rho g z + \rho \frac{V^2}{2} + \int_0^s \frac{\partial V}{\partial t} ds = P_{atm} + \rho g H$$

Sendo:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = - \omega^2 R \cos \omega t$$

$$\int \frac{\partial V}{\partial t} ds = - \omega^2 R \cos \omega t \int_0^s ds = - R s \omega^2 \cos \omega t$$

Considerando o eixo da canalização como nível de referência po de-se escrever:

$$p + \frac{\rho}{2} \omega^2 R^2 \sin^2 \omega t - \rho \omega^2 R s \cos \omega t = p_{atm} + \rho g H$$

E, então, a distribuição das pressões será dada por:

$$p = p_{atm} + \rho g H - \frac{\rho}{2} \omega^2 R^2 \sin^2 \omega t + \rho \omega^2 R s \cos \omega t$$

A pressão será mínima numa secção quando $\omega t = \pi$ resultando:

$$p_{mín} = p_o + \rho g H - \rho \omega^2 R s$$

Se a pressão mínima atingir o valor da pressão de vapor da água, haverá borbulhamento, cavitação e mesmo impossibilidade de funcionamento. Supondo p_v praticamente igual a zero, para a condição $p_{mín} = p_v \approx 0$, obtém-se a rotação máxima da bomba alternativa.

$$(\omega R)_{máx} = \frac{p_{atm} + \rho g H}{\frac{\rho s}{R}}$$

Aplicando os dados numéricos: $H = 4$ m, $p_{atm} = 10^4$ kgf/m², $s = 50$ m e $R = 0,1$ obtém-se $(\omega R)_{máx} = 0,524$ m/s e a rotação máxima $n_{máx} = 50$ rpm.

T A B E L A

BOMBA	CILINDRO 201		CILINDRO 233		Volume por hora	elevação em metros	C A N O		válvula 240 só para pos. cisterna	VARETA		polia da bomba	R.P.M.	MOTOR		HP
	curso	diametro	comprimento	curso			diametro	comprimento		sucção	recalque			cilindro 201	cilindro 233	
500	2"	1 1/2"	16"	1 1/2"	450	50	1"		1"	3/8"	1/2"	21" x 1 1/2"	200	70 mm	85 mm	1/2 HP
500E	4"	3"	10"	4"	680	45	1 1/4"	1"	1 1/4"	3/8"	1/2"					
500G	4"	3 1/2"	17"	4"	930	35	1 1/2"	1"	1 1/2"	1/2"	5/8"					
		4"	18"	4"	1320	25	2"		2"	1/2"	5/8"					
					1750	20										
501	2 1/2"	2 1/2"	18"	2 1/2"	1000	60	1 1/4"		1 1/4"	1/2"	1/2"	25" x 2 1/2"	200	85 mm	100 mm	1 HP
501E	6"	3"	18"	6"	1560	45	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1/2"	1/2"					
501G	6"	3 1/2"	19"	6"	2050	35	1 1/2"	1 1/4"	1 1/2"	1/2"	5/8"					
		4"	20"	4"	2600	25	2"		2"	1/2"	5/8"					
		5"	21"	5"	4200	20	2 1/2"		2 1/2"	5/8"	5/8"					
502		2 1/2"	21"	2 1/2"	1500	100	1 1/4"		1 1/4"		5/8"	25" x 3 1/4"	240	100 mm	120 mm	3 HP
502E		3"	21"	3"	2200	80	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"							
502G		3 1/2"	22"	3 1/2"	3050	60	1 1/2"	1 1/4"	1 1/2"							
		4"	23"	4"	3900	50	2"		2"							
		5"	24"	5"	4800	40	2 1/2"		2 1/2"							
503		2 1/2"	24"	2 1/2"	1900	120	1 1/4"		1 1/4"		5/8"	30" x 3 1/2"	210	100 mm	120 mm	5 HP
503E		3"	24"	3"	2600	100	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"							
503G		3 1/2"	25"	3 1/2"	3700	70	1 1/2"	1 1/4"	1 1/2"							
		4"	26"	4"	4700	50	2"		2"							
		5"	27"	5"	7200	30	2 1/2"	1 1/2"	2 1/2"							

7 - Dados práticos

A título de ilustração apresentam-se os dados fornecidos por um fabricante de cilindros hidráulicos (q.v.tabela anexa).

8 - Observação

Deixam de ser apresentadas as bombas de cilindros múltiplos, rotativas axiais e radiais, por não serem usuais no bombeamento de água.

9 - Sugestão para um trabalho interessante

Fazer o anteprojeto de uma bomba alternativa para poço semi-artesiano. Dados: vazão 1.000 l/hora; elevação total (incluindo as perdas) = 55 metros; rotação do motor = 1.780 rpm; diâmetro do furo = 3".

Tomar os dados do fabricante apresentados anteriormente, estudar os rendimentos que provavelmente foram adotados, calcular potências dos motores de acionamento, analisar as dimensões da haste quanto à resistência mecânica; estudar a variação da potência conforme o item 3.

10 - Bibliografia

- Vieira, R.C.C. - Apostila do Curso de Máquinas de Fluxo-EESC São Carlos, 1958.
- Anastasi, A. - Macchine a Fluido - vol.I e II - Ed.Cremonese Roma - 1956.
- Bombas Itaúna - Catálogo.

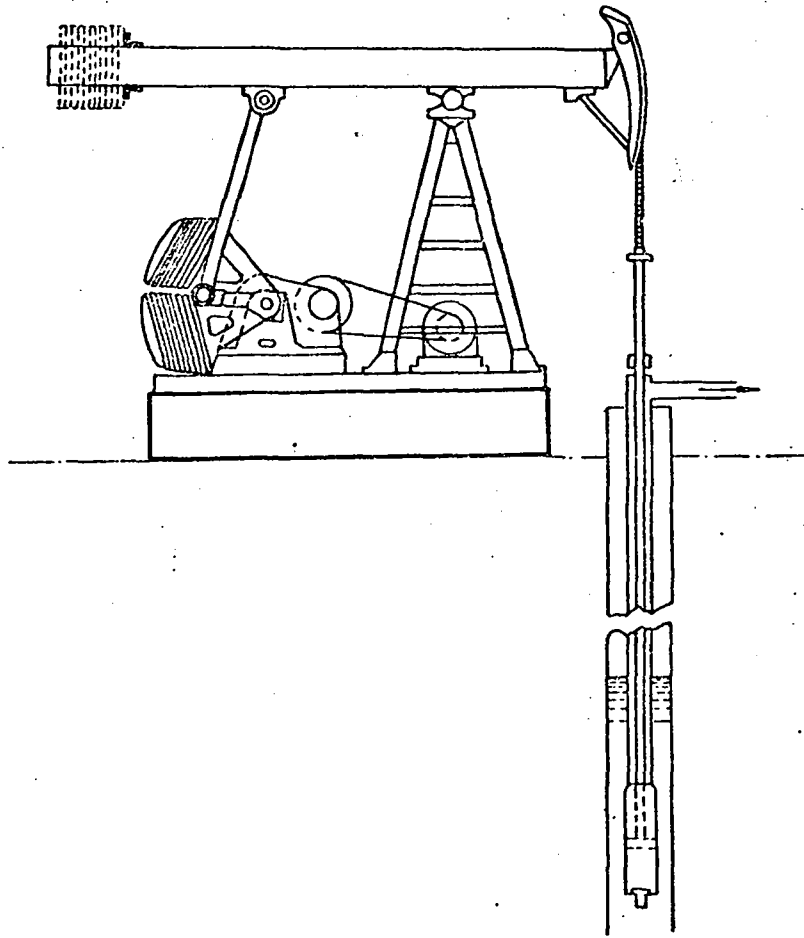


Fig. IV.9

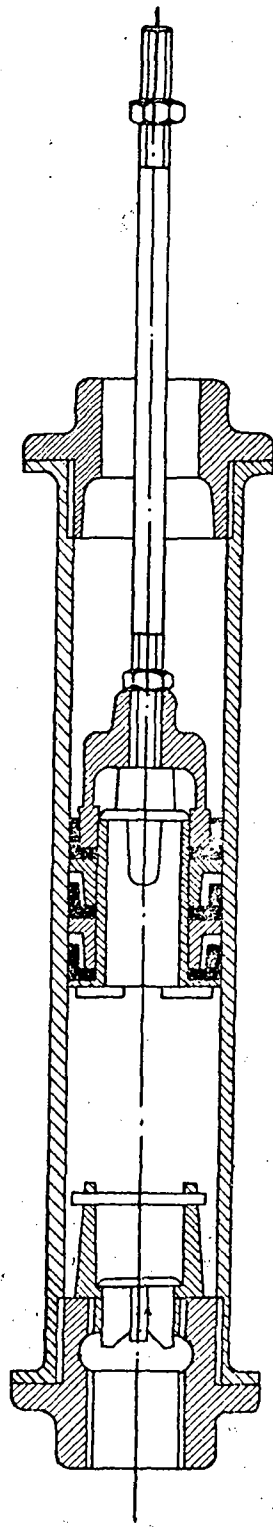


Fig. IV. 10

CAPÍTULO V

SISTEMA "AIR LIFT" DE BOMBEAMENTO POR AR COMPRIMIDO

SWAMI M. VILLELA
Docente do Departam. de
Hidráulica e Saneamento

1 - Generalidades

A técnica de bombear líquidos por injeção de gases comprimidos é indicada como solução adequada para um grande número de problemas.

Denomina-se "Air Lift" ou "Gas Lift" o sistema de bombeamento por injeção de ar ou gás comprimido, em contraposição com o sistema pneumático de bombeamento por gás comprimido.

A primeira instalação de bombeamento por injeção de ar comprimido foi realizada em Chemming, na Hungria em 1782 - IVENS (1) - CHAMBERLAIN (2).

Os primeiros experimentadores dêste sistema foram: LOSCHER (1797), COOKFORD (1846), SIEMENS (1846), BREAR (1865), FRIZELL (1880), FERTING (1884), POHLE (1892), SAUNDERS (1898), HOEFER (1913), HOEFER (3).

Teorias que tratam do "Air Lift" foram feitas, em geral, baseadas em puro balanço energético. Citam-se aqui: a Teoria de Harris (1); a Teoria de Lorenz (1); a Teoria de Gibson, PURCHAS (4); a Teoria do Deslocamento de Purchas (4); a Teoria de Pickert, PICKERT (5). Essas teorias trouxeram grandes esclarecimentos, principalmente, do ponto de vista qualitativo a êste sistema de bombeamento.

De posse das primeiras experiências e das teorias que aparece-

ram no início dêste século, alguns pesquisadores já começaram se preocupar em fazer novos experimentos que melhor esclarecessem os fatores que influem no funcionamento do "Air Lift" (2) - KEARSLEY (6).

Do ponto de vista puramente técnico-aplicativo cita-se o aparecimento de várias patentes que asseguraram os direitos de alguns experimentadores tais como: Brear, Frizell, Pohlé, Saunders (1) ; e várias firmas comerciais: Indian Air Pump Co., Indianapolis; Ingersoll Rand Co., New York; Sullivan Machinery Co., Philadelphia ; Pennsylvania Compressor Co., New York - FLINN (7).

As vantagens do sistema "Air Lift" são:

- a - Não tem peças móveis dentro d'água
- b - Baixo custo inicial
- c - Flexibilidade no caso de vários poços
- d - Bom funcionamento em poços não perfeitamente retilíneos ou poços com areia
- e - Em geral melhora a qualidade da água
- f - Facilidade de recalque de qualquer profundidade.

As desvantagens do "Air Lift" são:

- a - Baixo rendimento
- b - Necessidade de grande submergência, restringindo o seu uso a poços profundos, não se prestando a bombeamentos acima do solo.

O sistema "Air Lift" ou "Gas Lift" tem aplicações em:

- a - Bombeamento de água de poços profundos
- b - Bombeamento de petróleo
- c - Bombeamento de soluções ácidas
- d - Separação dos componentes do petróleo

Este sistema é conhecida na França e na Alemanha como "Bomba

"Manut" sendo consagrada no Brasil a nomenclatura inglesa e americana.

2 - Estudo do sistema "Air Lift" em relação a análise dimensional

O fenômeno depende das seguintes grandezas:

2.1 - Descarga de ar	(D_1)
2.2 - Vazão líquida	(Q_2)
2.3 - Altura de sumergência	(H_s)
2.4 - Altura de recalque	(H_L)
2.5 - Diâmetro do tubo de subida	(D)
2.6 - Diâmetro do tubo injetor de ar	(d)
2.7 - Diâmetro do poço	(dp)
2.8 - Viscosidade do ar	(μ_1)
2.9 - Viscosidade da água	(μ_2)
2.10- Massa específica do ar	(ρ_1)
2.11- Massa específica da água	(ρ_2)
2.12- Tensão superficial da água	(τ)
2.13- Aceleração da gravidade	(g)

Não se inclui a temperatura na lista acima porque sua influência já está levada em conta nos outros elementos.

A expressão mais geral do fenômeno é:

$$f(D_1, Q_2, H_s, H_L, D, d, dp, \mu_1, \mu_2, \rho_1, \rho_2, \tau, g) = 0$$

Admitindo uma lei não-nômia, tem-se:

$$D_1 = \phi \cdot Q_2^a \cdot H_s^b \cdot H_L^c \cdot D^e \cdot d^f \cdot dp^h \cdot \mu_1^i \cdot \mu_2^j \cdot \rho_1^k \cdot \rho_2^l \cdot \tau^m \cdot g^n \quad (V.14)$$

A equação (V.14) com treze variáveis dimensionais pode ser transformada, pela aplicação do teorema de Buckingham em outra com

dez variáveis adimensionais,

Para isso torna-se como grandezas probásicas:

$$2, Q_2 \text{ e } H_L$$

Para facilitar o cálculo dos dez números índices adimensionais, organizou-se a seguinte tabela (tabela V.I)

TABELA V.I

Grandezas secundárias	Dimensões com relação a:		
	F	L	T
ρ_2^L	1	-4l	2l
Q_2^a	0	3a	-a
H_L^c	0	c	0
H_s	0	1	0
D	0	1	0
d	0	1	0
dp	0	1	0
μ_1	1	-2	1
μ_2	1	-2	1
ρ_1	1	-4	2
τ	1	1	0
g	0	1	-2
D_1	1	0	-1

Cada número índice (π) terá seguinte expressão:

$$\pi = \frac{A}{\rho_2^L Q_2^a H_L^c}$$

onde A é o dimensional correspondente a π .

A partir da tabela calculam-se todos os números índices. Assim, para H_s , tem-se:

$$l = 0$$

$$-4l + 3a + c = 1$$

portanto

$$c = 1$$

$$-2l - a = 0$$

portanto

$$a = 0$$

Daí:

$$\frac{H_s}{\rho_2^0 Q_2^0 H_2^1} = \frac{H_s}{H_L}$$

Da mesma forma, tem-se:

$$\text{Número índice de } D: \frac{D}{H_L}$$

$$\text{Número índice de } d: \frac{d}{H_L}$$

$$\text{Número índice de } dp: \frac{dp}{H_L}$$

$$\text{Número índice de } \mu_1: \frac{\mu_1 H_L}{2 Q_2}$$

$$\text{Número índice de } \mu_2: \frac{\mu_2 H_L}{2 Q_2}$$

$$\text{Número índice de } \rho_1: \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

$$\text{Número índice de } \tau: \frac{H_L}{\rho_2 Q_2^2}$$

$$\text{Número índice de } g: \frac{g H_L}{Q_2^2}$$

$$\text{Número índice de } D_1: \frac{D_1 H_L^5}{\rho_2 Q_2^3}$$

Para introduzir os números índices assim calculados na (5.14) organizou-se a seguinte tabela:

TABELA V.II

Grandezas secundárias	Grandezas primárias		
	F	L	T
D_1	1	0	-1
Q_2^a	0	3a	-a
H_s^b	0	b	0
H_L^c	0	c	0
D^e	0	e	0
d^f	0	f	0
dp^h	0	h	0
μ_1^i	i	-2i	i
μ_2^j	j	-2j	j
ρ_1^k	k	-4k	2k
ρ_2^l	l	-4l	2l
τ^m	m	m	0
g^n	0	n	-2n

Da tabela (V.II) tem-se:

$$i + j + k + l + m = 1 \quad (V.15)$$

$$3a + b + c + e + f + h - 2i - 2j - 4k - 4l + m + n = 0 \quad (V.16)$$

$$-a + l + j + 2k + 2l - 2n = -1 \quad (V.17)$$

Das equações (V.15), (V.16) e (V.17) tira-se:

$$l = 1 - i - j - k - m \quad (V.18)$$

$$a = 3 - i - j - 2m - 2n \quad (V.19)$$

$$c = -5 + i + j + m + 5n - b - e - f - h \quad (V.20)$$

Substituindo as (V.18), (V.19) e (V.20) na (V.14) vem:

$$D_1 = \phi Q_2^{3-i-j-2m-2n} H_s^b H_L^{-5+i+j+m+5n-b-c-f-h}$$

$$D^e d^f dp^h \mu_1^i \mu_2^j \rho_1^k \rho_2^{1-i-j-k-m} \tau^m g^n$$

Então:

$$\frac{D_1 H_L^5}{Q_2^3} = \phi \left(\frac{H_s}{H_L}\right)^b \left(\frac{D}{H_L}\right)^e \left(\frac{D}{H_L}\right)^f \left(\frac{dp}{H_L}\right)^h \left(\frac{\mu_1 H_L}{\mu_2 Q_2}\right)^i$$

$$\cdot \left(\frac{\mu_2 H_L}{\mu_2 Q_2}\right)^j \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^k \left(\frac{\tau H_L}{\rho_2 Q_2}\right)^m \left(\frac{g H_L^5}{Q_2^2}\right)^n \quad (V.21)$$

ou, dividindo a (V.21) por:

$$\frac{g H_L^5}{Q_2^2}$$

tem-se:

$$\frac{D_1}{\rho_2 g Q_2} = \phi \left(\frac{H}{H_L}\right)^b \left(\frac{D}{H_L}\right)^e \left(\frac{d}{H_L}\right)^f \left(\frac{d_p}{H_L}\right)^h \left(\frac{\mu_1 H_L}{\rho_2 Q_2}\right)^i \left(\frac{\mu_2 H_L}{\rho_2 Q_2}\right)^j \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^k$$

$$\cdot \left(\frac{\tau H_2}{\rho_2 Q_2}\right)^m \left(\frac{g H_L^5}{Q_2}\right)^{n-1} \quad (V.22)$$

Na expressão (V.22) os adimensionais poderão ser modificados - para melhor visualização dos seus significados físicos, por combinação com outros adimensionais. Assim, multiplicando-se

$$\left(\frac{\mu_1 H_L}{\rho_2 Q_2}\right)^i$$

por

$$\left(\frac{D}{H_L}\right)^i$$

obtém-se

$$\left(\frac{\mu_1 D}{\rho_2 Q_2}\right)^i$$

que pode ser interpretado como o inverso do número de Reynolds do escoamento do ar.

Da mesma forma, tem-se:

$$\left(\frac{\mu_2 H_L}{\rho_2 Q_2}\right)^j \left(\frac{D}{H_L}\right)^j = \left(\frac{\mu_2 D}{\rho_2 Q_2}\right)^j$$

inverso do número de Reynolds do escoamento da água.

$$\left(\frac{g H_L^5}{Q_2}\right)^{n-1} \left(\frac{H}{H_L}\right)^{n-1} \left(\frac{D}{H_L}\right)^{4(n-1)} = \left(\frac{g H_s D^4}{Q_2^2}\right)^{n-1}$$

inverso do número de Froude. Então a (V.22) fica:

$$\frac{D_1}{\rho_2 \varepsilon Q_2} = \phi \left(\frac{H_s}{H_L}\right)^{b-(n-1)} \left(\frac{D}{H_L}\right)^{e-i-j-4(n-1)} \left(\frac{d}{H_L}\right)^f \left(\frac{d_p}{H_L}\right)$$

$$\cdot \left(\frac{\mu_1 D}{\rho_2 Q_2}\right)^i \left(\frac{\mu_2 D}{\rho_2 Q_2}\right)^j \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^k \left(\frac{H_L}{\rho_2 Q_2}\right)^m \left(\frac{\varepsilon H_s D^4}{Q_2}\right)^{n-1}$$

Sejauh:

$$\frac{D_1}{\rho_2 \varepsilon Q_2} = \pi_1$$

$$\frac{H_s}{H_L} = \pi_2$$

$$b - (n - 1) = x_2$$

$$\frac{\varepsilon H_s D^4}{Q_2} = \pi_3$$

$$e - 1 = x_3$$

$$\frac{D}{H_L} = \pi_4$$

$$e - i - j - 4(n - 1) = x_4$$

$$\frac{d}{H_L} = \pi_5$$

$$f = x_5$$

$$\frac{d_p}{H_L} = \pi_6$$

$$h = x_6$$

$$\frac{\mu_1 D}{\mu_2 Q_2} = \pi_7$$

$$i = x_7$$

$$\frac{\mu_2 D}{\rho_2 Q_2} = \pi_8 \quad j = x_8$$

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \pi_9 \quad k = x_9$$

$$\frac{\tau H_L}{\rho_2 Q_2^2} = \pi_{10} \quad (\text{inverso do número de Weber}) \quad m = x_{10}$$

Então:

$$\pi_1 = \phi \quad \pi_2 \quad \pi_3 \quad \pi_4 \quad \pi_5 \quad \pi_6 \quad \pi_7 \quad \pi_8 \quad \pi_9 \quad \pi_{10} \quad (V.23)$$

Experimentos de vários autores, entre eles Chamberlain (2) comprovam que os valores dos expoentes $x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}$ são muito pequenos em relação aos outros; ou em outras palavras, as grandezas correspondentes aos números índices: $\pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9, \pi_{10}$, têm pequena influência no fenômeno. Então a (V.23) fica:

$$1 = \phi \pi_2^{x_2} \pi_3^{x_3} \pi_4^{x_4}$$

O cálculo das grandezas ϕ, x_2, x_3 e x_4 , a partir de dados experimentais, é praticamente impossível. Entretanto, de posse das expressões analíticas do fenômeno, obtidas na teoria, basta para o dimensionamento do sistema "Air Lift" os valores dos adimensionais: π_1, π_2, π_3 , e π_4 prescindindo-se da relação entre eles (V.24),

Combinando os números índices π_2 e π_4 , tem-se outro índice

de diâmetro, de grande importância prática: (π_4^*): Assim:

$$\pi_2 = \frac{H_S}{H_L}$$

portanto:

$$\pi_2 = \frac{H_S + H_L}{H_L} - 1$$

$$\pi_4 = \frac{D}{H_L}$$

portanto:

$$\pi_2 = \frac{H_S + H_L}{D} \pi_4 - 1$$

Dai:

$$\frac{H_S + H_L}{D} = \frac{\pi_2 + 1}{\pi_4} = \pi_4^*$$

que é o número índice do diâmetro, acima indicado.

Construíram-se gráficos adimensionais com dados dados de Pickert (5) e do autor, com valores de π_2 em ordenadas,

$$1 \frac{420}{\pi_4^*}$$

em abscissas e π_3 em curvas cotadas. Então, conhecidos π_2 , π_3 e π_4 pode-se calcular π_1 , ou em geral, dados três desses adimensionais calcula-se o quarto.

O número 420 que aparece acima se justifica pelo fato de π_4^* , em tôdas as experiências de Pickert, ser igual a 420, bastando então cotar π_1 .

Seguem as tabelas de números adimensionais das experiências de Pickert e do autor e o gráfico correspondente.

Com os dados experimentais a disposição foram calculados com o método dos mínimos quadrados os valores:

$$\phi = 72 \times 10^{-8}$$

$$x_2 = -0,6126$$

$$x_3 = 0,4401$$

$$x_4 = 1,0000$$

Observa-se que para estes valores calculados o valor de π_4 é igual a π_4^* , isto é, colocou-se com:

$$\pi_4 = \frac{H_s + H_L}{D}$$

TABELA V.III

Construída com os dados de Pickert

Valôres de $\pi_1 \times \frac{420}{\pi_4^*} \times 10^3$ para π_3 igual

π_2	200	300	400	500	1000	2000
51,5	1,13	0,72	0,59	0,49	0,40	0,44
8,33	-	1,55	1,18	1,01	0,70	0,86
2,74	-	3,67	2,78	2,36	1,78	1,85
1,97	-	-	4,20	3,44	2,63	2,65
1,83	-	-	5,18	4,19	3,02	3,18
1,56	-	-	6,91	5,10	3,68	3,86
1,35	-	-	-	5,99	4,47	4,76
1,12	-	-	-	8,14	5,45	5,88
0,824	-	-	-	-	8,70	8,93
0,468	-	-	-	-	-	21,76
0,367	-	-	-	-	-	45,22

TABELA V.IV

(Experimentos sem Recuperação)

π_1	π_2	π_3	π_4
(x 10 ³)			
2,36	1,74	399	340
1,82	2,50	280	340
1,57	3,36	227	340
1,64	3,05	245	340
1,75	2,74	271	340
1,80	2,59	267	340
2,20	1,46	344	340
2,54	1,54	471	340
3,46	1,18	710	340
3,96	1,33	1062	340
3,73	1,14	991	340
3,89	1,01	903	340
4,27	0,93	1170	340
1,53	3,34	236	340

3 - Dimensionamentos

3.1 - Diâmetro do tubo adutor da mistura

O cálculo do diâmetro do tubo adutor da mistura no sistema "Air Lift" depende da solução de um sistema não linear de 6 equações a 6 incógnitas VILLELA (8). Utilizando computador o problema fica razoável, porém para cálculos com máquinas de calcular o trabalho é grandemente dificultado. O diâmetro deverá, posteriormente ser substituído por um diâmetro da série comercial. Daí, neste trabalho utilizar-se um método de fixação deste diâmetro de uma forma prática. Trata-se de uma tabela dada por SALISBURY (9) que segue:

TABELA V.V

Diâmetro	3	4	5	6	8	10	12
(in)							
Capacidade	60	100	175	300	600	750	1000
média (gpm)							

3.2 - Submergência

Trata-se da relação H_s/H_L , que, em geral é fixada pela profundidade do poço e pelo nível dinâmico. No sistema "Air Lift" recomenda-se uma relação maior do que a unidade. Intervalo recomendado seria entre 1,0 e 2,0, tolerando-se o valor 0,8 ou valores menores em casos excepcionais (como por exemplo testes de poços).

3.3 - Descarga de ar

O cálculo da descarga de ar pode ser feito utilizando-se as curvas adimensionais (8). Ver no final um exemplo de cálculo.

3.4 - Diâmetro do tubo adutor de ar

Utiliza-se a tabela de perdas de carga (tabela V.VI). É comum limitar-se a uma tabela de perda de 2 metros de coluna de água, e utilizar-se velocidade entre 9 e 12 m/seg.

TABELA V.VI

Fatores para cálculo de perdas de pressão de ar por atrito para qualquer pressão inicial

Ar Livre (cfm)	Diâmetro nominal (polegadas)								
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	
5	12,7	1,2	0,5	-	-	-	-	-	-
10	50,7	7,8	2,2	0,5	-	-	-	-	-
15	114	17,6	4,9	1,1	-	-	-	-	-
20	202	30,4	8,7	2,0	0,9	-	-	-	-
30	456	70,4	19,6	4,5	2,0	-	-	-	-
40	811	125,3	34,8	8,1	3,6	-	-	-	-
50	-	196	54,4	12,6	5,6	1,5	-	-	-
60	-	282	78,3	18,2	8,0	2,2	-	-	-
70	-	385	106,6	24,7	10,9	2,9	1,1	-	-
80	-	503	139,2	32,3	14,3	3,8	1,5	-	-
90	-	646	176,2	40,9	18,1	4,8	1,9	-	-
100	-	785	217,4	50,5	22,3	6,0	2,3	-	-
150	-	-	490	113,6	50,3	13,4	5,2	1,6	-
200	-	-	870	202	89,4	23,9	9,3	2,9	-
300	-	-	-	454	201	53,7	20,9	6,6	-
400	-	-	-	-	-	94,7	37,1	11,7	-
500	-	-	-	-	-	150	58,0	18,3	-
600	-	-	-	-	-	215	83,5	26,3	-
700	-	-	-	-	-	294	113,7	35,8	-
800	-	-	-	-	-	382	148,4	46,7	-
900	-	-	-	-	-	486	188,0	59,1	-
1000	-	-	-	-	-	600	232,0	73,0	-
1100	-	-	-	-	-	723	280,6	88,4	-
1200	-	-	-	-	-	850	344	105,2	-
1300	-	-	-	-	-	-	392	123,4	-

$$\text{Perda de Pressão} = \frac{\text{fator(da tabela)} \times \text{comprimento do tubo (pés)} (\text{psi})}{\text{relação de compressão} \times 1000}$$

No final far-se-á um exemplo dêste cálculo.

3.5 - Escolha do compressor

Conhecendo-se a vazão de ar livre (pressão atmosférica), e - pressão na saída do compressor calcula-se o rendimento volumétrico, e daí o deslocamento do pistão.

Com o deslocamento do pistão e a pressão máxima no compressor, em um catálogo de fabricante escolhe-se o compressor. Adiante se verá um exemplo.

4 - Observações sôbre os vários sistemas

4.1 - MARKS (10) indica vários tipos de injeção de ar (ver figura V.I).

a e b - Método de Pohlé ou "side inlet"

c - Sistema Saunders

d - Sistema "tubo injetor de ar central" ("central air pipe").

Devem-se adotar os valores da tabela V.VII.

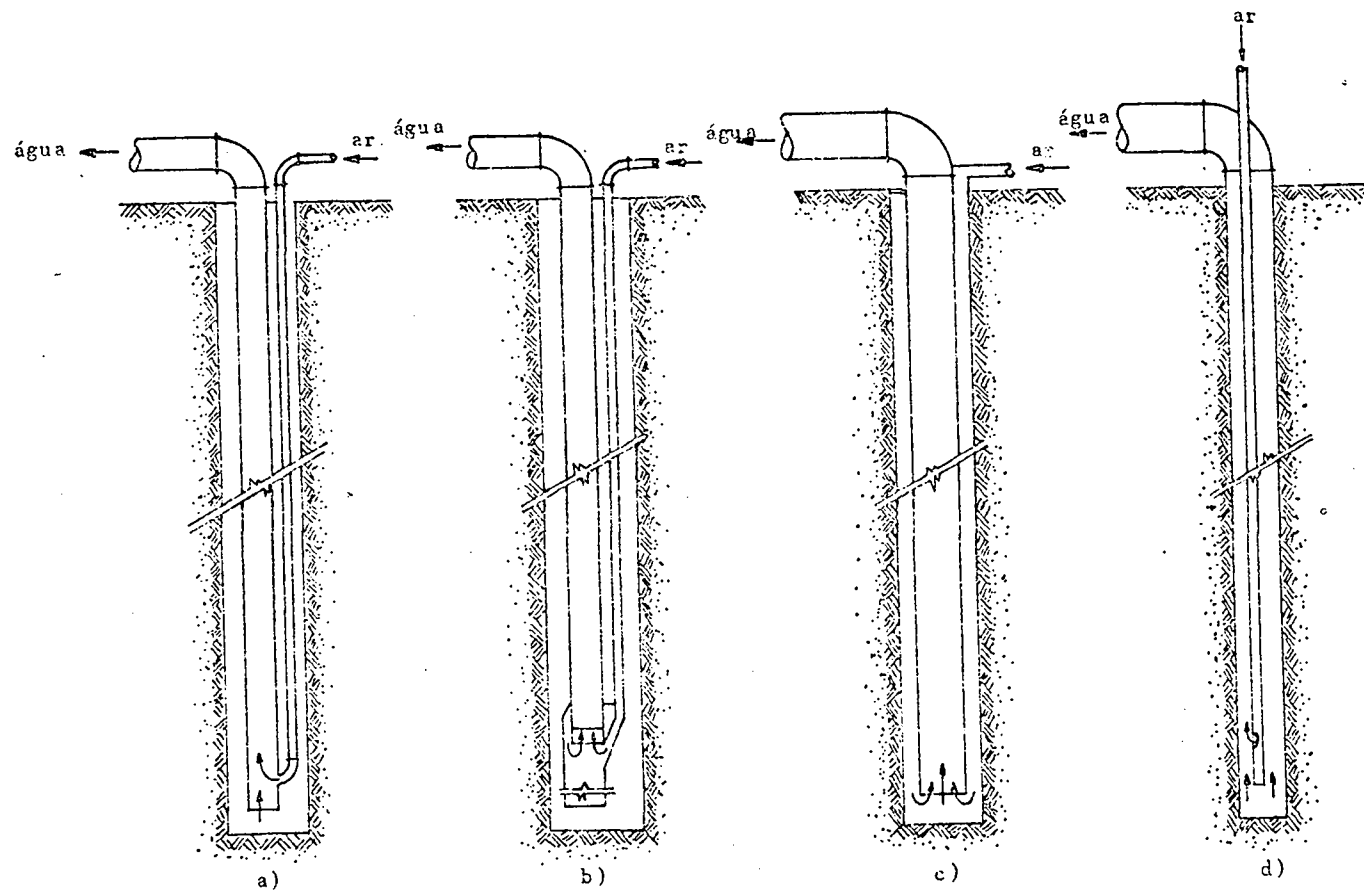


Fig. V. 1-Tipos de injeção de ar

TABELA V.VII

P o b l e

Saunders		Tubo Central	
Máx. capaci- dade galão por minuto	H _L (ft)	gal/min	poço φ ar gal/min
7	25	15-20	3 1/2" 1 1/4" 80-100
20	20-125	12-15	4" 1 1/2" 100-140
35			5" 2" 150-250
60			6" 2" 275-375
90			8" 2 1/2" 500-665
120			10" 2 1/2" 775-1000
160			
250			
350			

φ ar	φ água	poço φ
1/2"	1"	3"
3/4"	1 1/2"	4"
1"	2"	4 1/2"
1"	2 1/2"	5"
1 1/4"	3"	6"
1 1/2"	3 1/2"	7"
1 1/2"	4"	8"
1 1/2"	5"	9"
2"	6"	10"

4.2 - De acôrdo com Salisbury (9) o projeto da peça de pé tem pequena importância para o bombeamento, desde que:

- a - não obstrua a passagem da água
- b - distribua o ar uniformemente
- c - tenha área aberta para passar a quantidade de ar adequada, com aproximadamente a velocidade da água.

4.3 - A "cabeça do poço" ou "booster" porque o ar frio é levado daí até a entrada de ar no compressor melhorando seu rendimento. No exemplo de cálculo mostra-se um desenho típico.

5 - Exemplo de cálculo

Deseja-se projetar um sistema "Air Lift" para os seguintes dados:

Vazão de água: 36.000 l/h = 10 l/seg.

Altura de recalque: 50 m (H_L)

Altura de submergência: 50 m (H_S)

5.1 - Diâmetro do tubo de mistura ar e água.

A vazão em galões por minuto é: 158 gpm.

Da tabela de salisbury (9) o diâmetro comercial mais próximo - será de 5 polegadas.

5.2 - Submergência (π_2)

$$\pi_2 = \frac{H_S}{H_L} = \frac{50}{50} = 1,0$$

5.3 - Descarga de ar

Conhecida a submergência: $\pi_2 = 1,0$, calcula-se o valor

$$\pi_3 = \frac{\rho H_s D^5}{Q_2^2}$$

$$\pi_3 = \frac{9,81 \times 50 \times 0,125^4}{0,010^2} \approx 1,197$$

com π_2 e π_3 nas curvas adimensionais tira-se:

$$\pi_1 \frac{420}{\pi_4} = 7,00 \times 10^{-3}$$

mas

$$\pi_4 = \frac{50 + 50}{0,125} = \frac{100}{0,125} = 800$$

Dai:

$$\pi_1 = 7,00 \times 10^{-3} \times \frac{800}{420} = 13,33 \times 10^{-3}$$

mas

$$\pi_1 = \frac{D_1}{D_2}$$

Então:

$$D_1 = 13,33 \times 10^{-3} \times 10$$

$$D_1 = 133,3 \times 10^{-3} \text{ kg/seg}$$

A vazão de ar livre será:

$$Q_1 = \frac{D_1}{S_1 g} = \frac{133,3 \times 10^{-3}}{0,125 \times 9,81} = 0,1087 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_1 = 230,0 \text{ cfm}$$

5.4 - Diâmetro do tubo adutor de ar

Chama-se relação de compressão (r) à relação entre a pressão na tubulação de ar e a pressão atmosférica.

A menor perda de carga na tubulação de ar (que deverá ser menor que 2,0 mca - metros de coluna d'água) a pressão na tubulação de ar será 50 mca. Sendo a pressão atmosférica 10 mca aproximadamente, temos:

$$r = \frac{50}{10} = 5,00$$

O comprimento do tubo de ar deverá ser aproximadamente 110 metros = 360,8 pés (dando 10 m do poço ao compressor).

Fixando a perda de pressão na tubulação de ar em 2 mca = 2,86 psi.

O fator da tabela V.V será:

$$\frac{2,86 \times 50 \times 1000}{360,8} = 39,6$$

Como o fator da tabela V.V igual a 39,6 e a vazão de ar livre igual a 23,0 cfm tira-se da mesma tabela o diâmetro comercial mais próximo, igual a 2".

5.5 - Escolha do compressor

- Vazão de ar livre: $Q_1 = 230,0$ cfm
- Pressão máxima relativa = $(50 + 2)$ mca = 73,8 psi
- Pressão máxima absoluta = $73,8 + 14,8 = 88,6$ psi
- Rendimento volumétrico (N vol)

$$N_{\text{vol}} = 1 - m \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/k} - 1 \right]$$

onde: m é um fator que leva em conta o espaço não aproveitado na c_i

lindrada e vale de 2 a 5%. Aqui adota-se $m = 0,03$.

P_2 é a pressão absoluta de exercício do compressor aqui vale 88,6 psi.

P_1 é a pressão atmosférica = 14,8 psi.

K é a constante adiabática do ar aqui igual a 1,4. Daí:

$$N_{vol} = 1 - 0,03 \left(\frac{88,6}{14,8} \right)^{\frac{1}{1,4}} - 1$$

$$N_{vol} = 0,92$$

Então o deslocamento do pistão será:

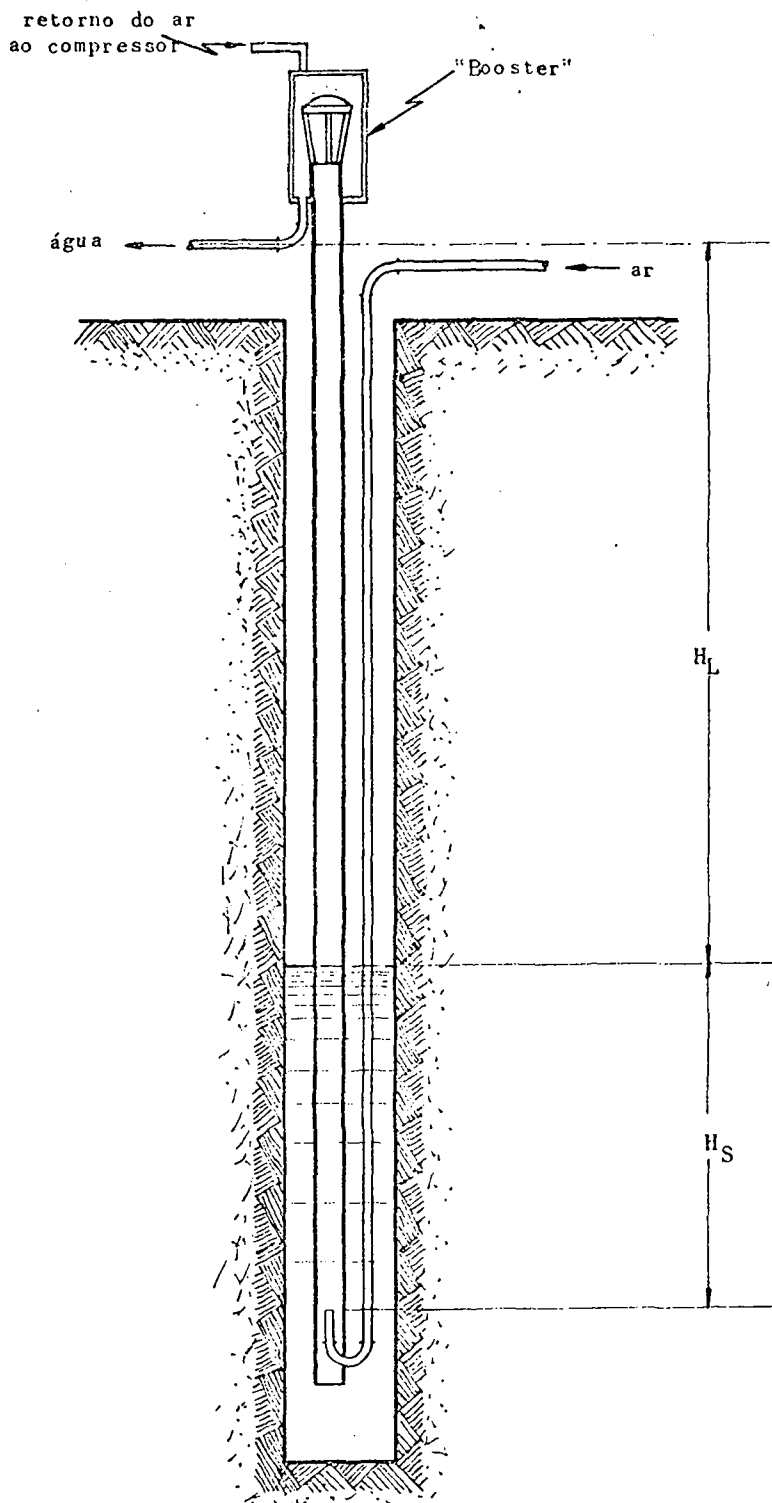
$$\frac{Q_1}{N_{vol}} = \frac{230,0}{0,92} = 250,0 \text{ cfm}$$

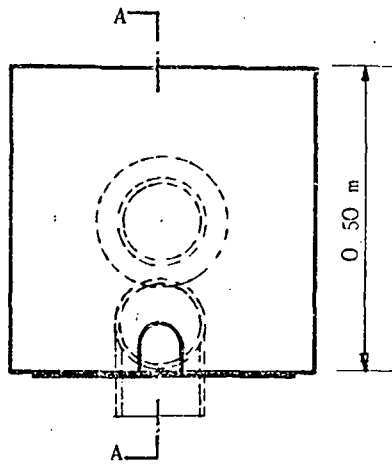
De acôrdo com o catálogo Atlas Copco CT - CR pode-se escolher o seguinte compressor que mais se aproxima das condições acima:

- Modelo: CR4
- Rotação: 970 rpm
- Pressão Máxima relativa: 100 psi
- Deslocamento do pistão: 228 cfm
- Potência do motor: 46 HP
- Número de cilindros: 2
- Pêso: 670 kg.

Observa-se aqui que o deslocamento do pistão necessário é 250 cfm para uma pressão máxima relativa de 73,8 psi. Aqui se tem um deslocamento do pistão de 228 cfm para 100 psi.

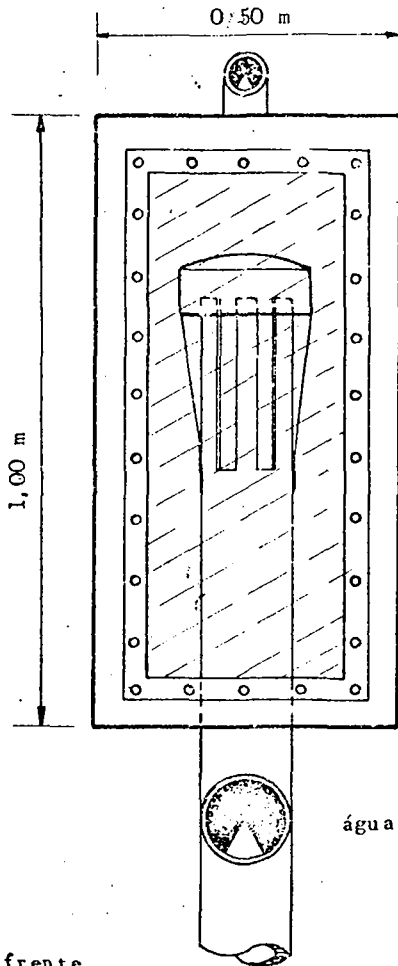
Utilizando o mesmo compressor para 73,8 psi pode-se aumentar de 228 cfm para próximo de 250 cfm.



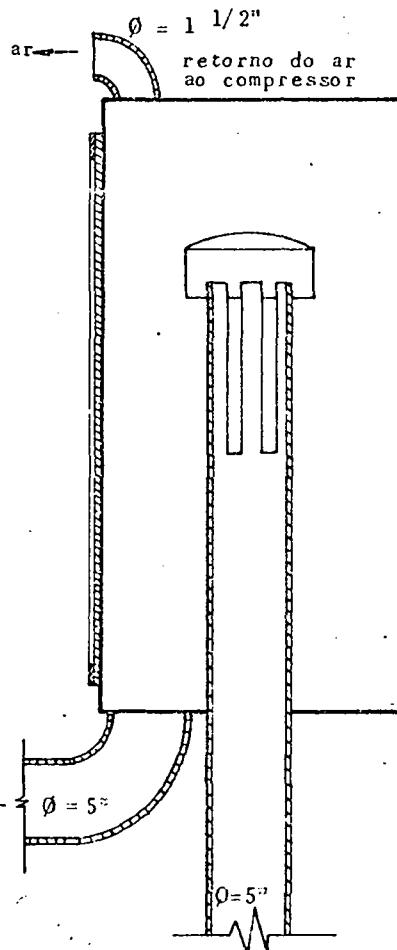


desenho do "booster"

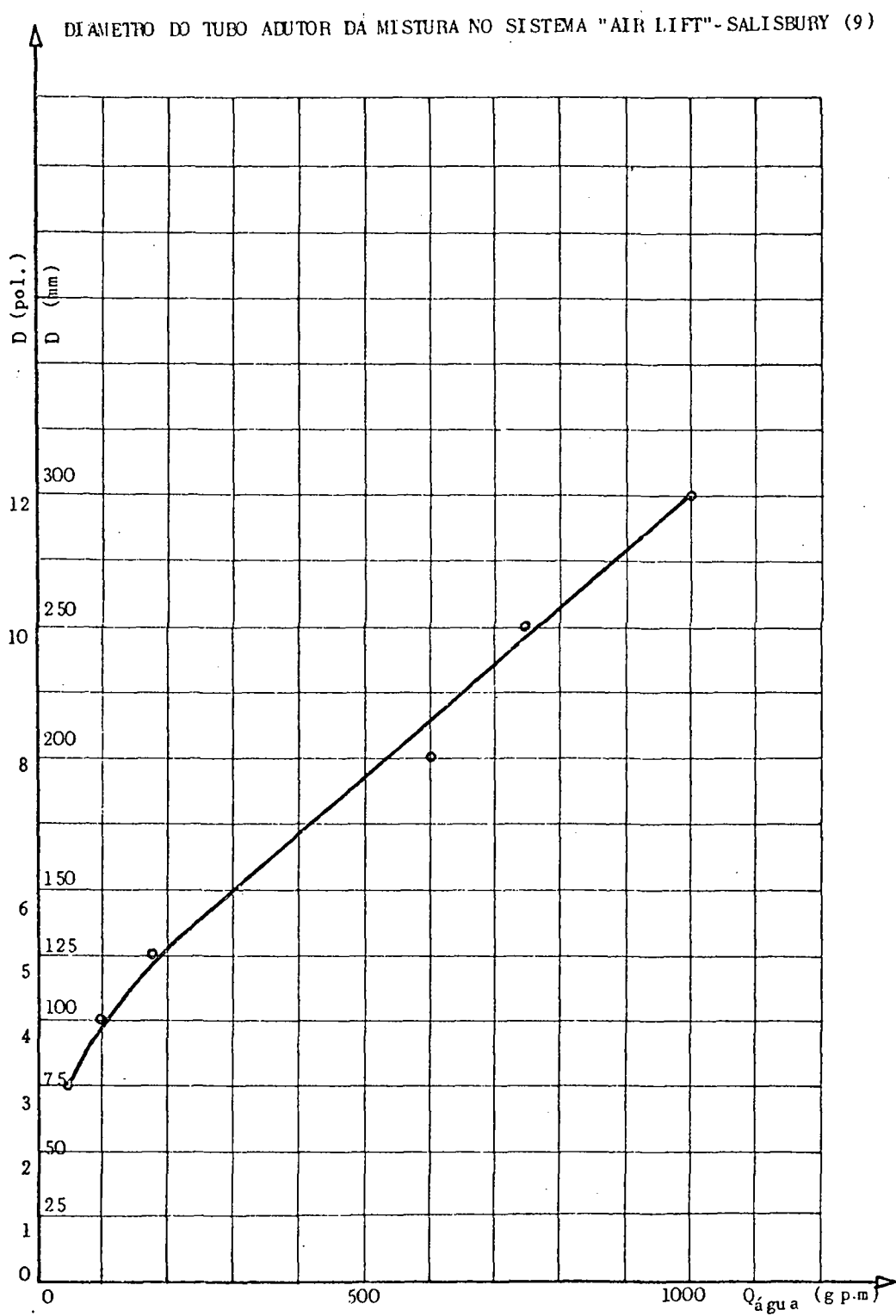
planta



frente



seção AA



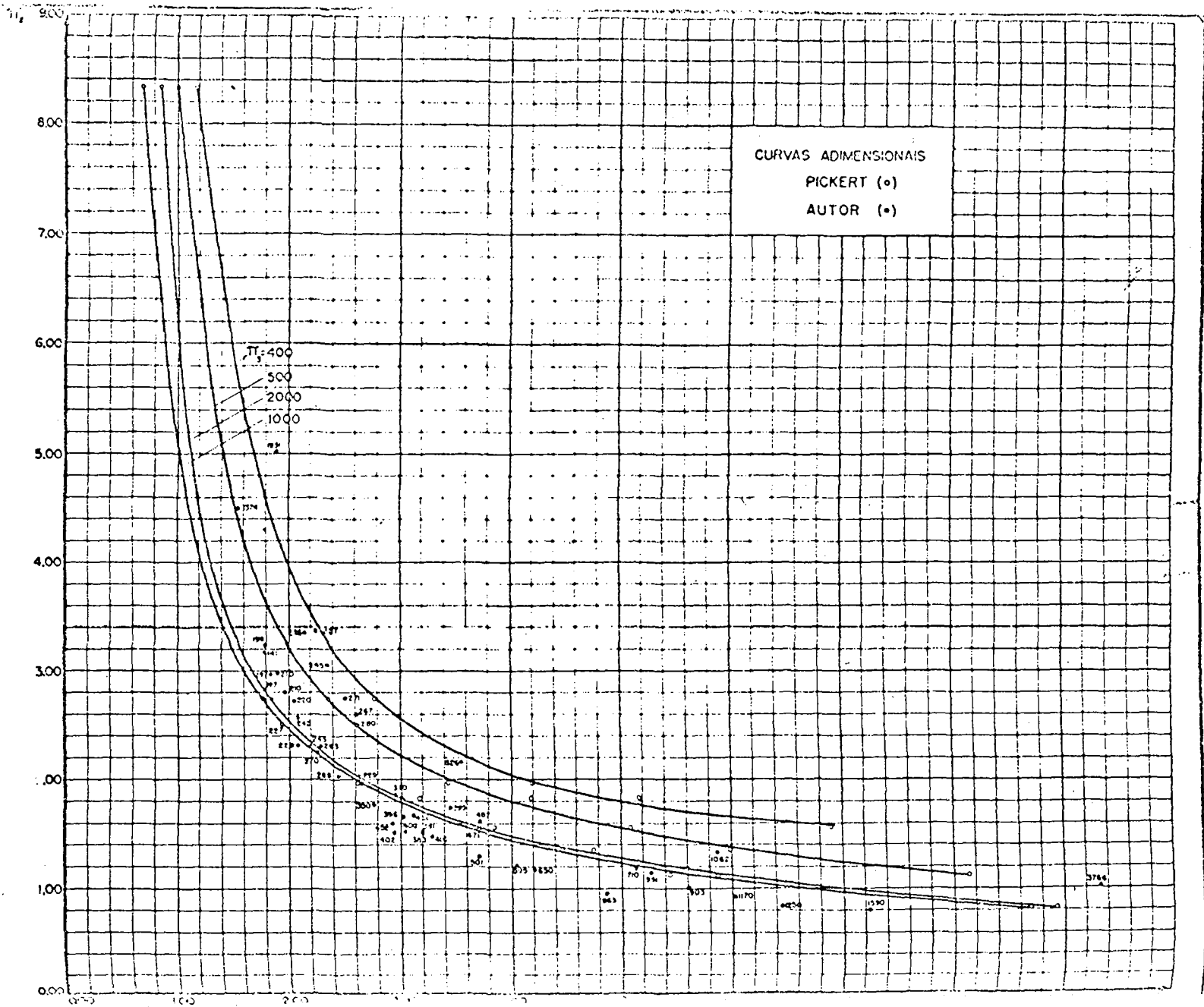


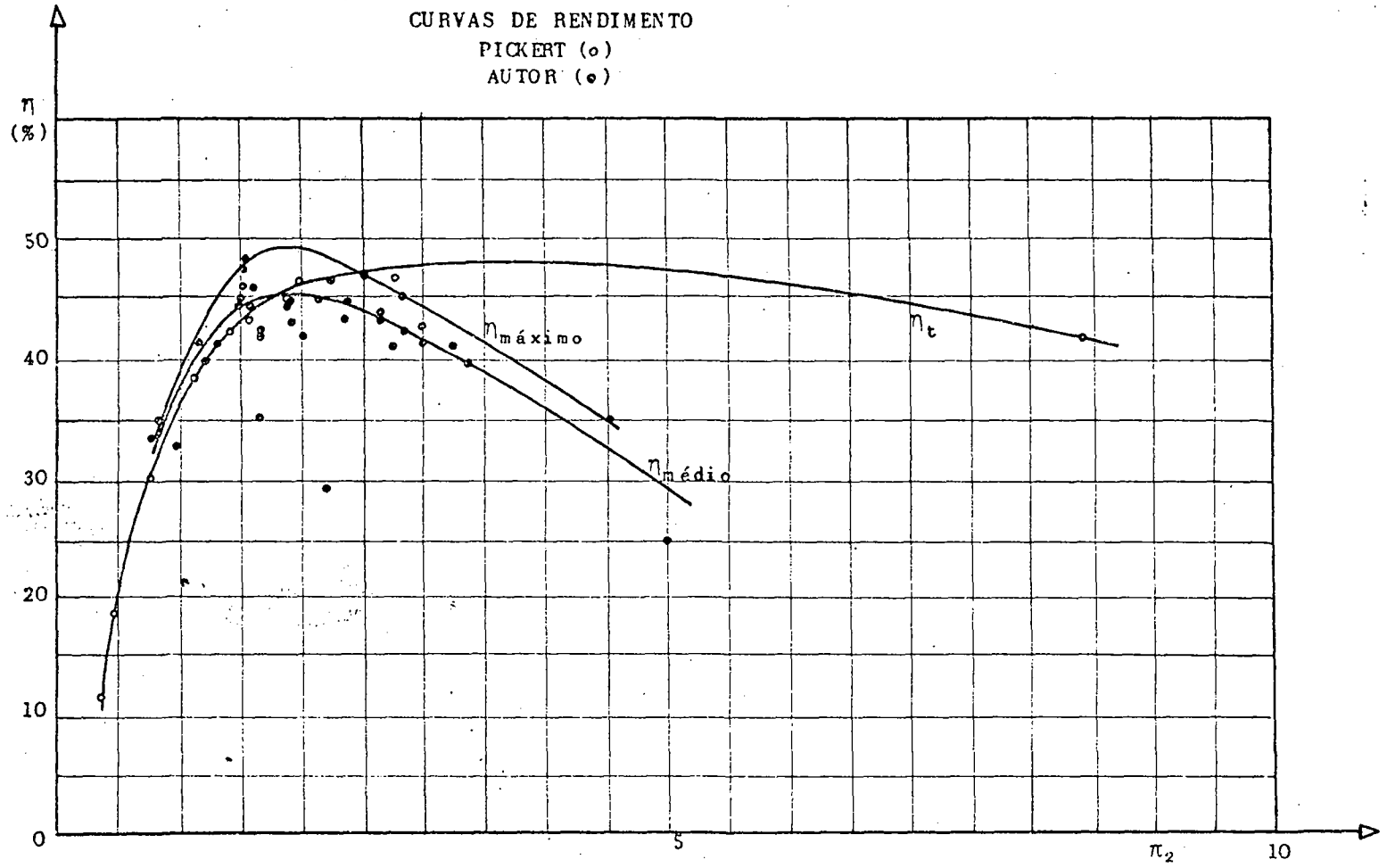
TABELA 7.2

ENSAIOS COM RECUPERAÇÃO DE AR

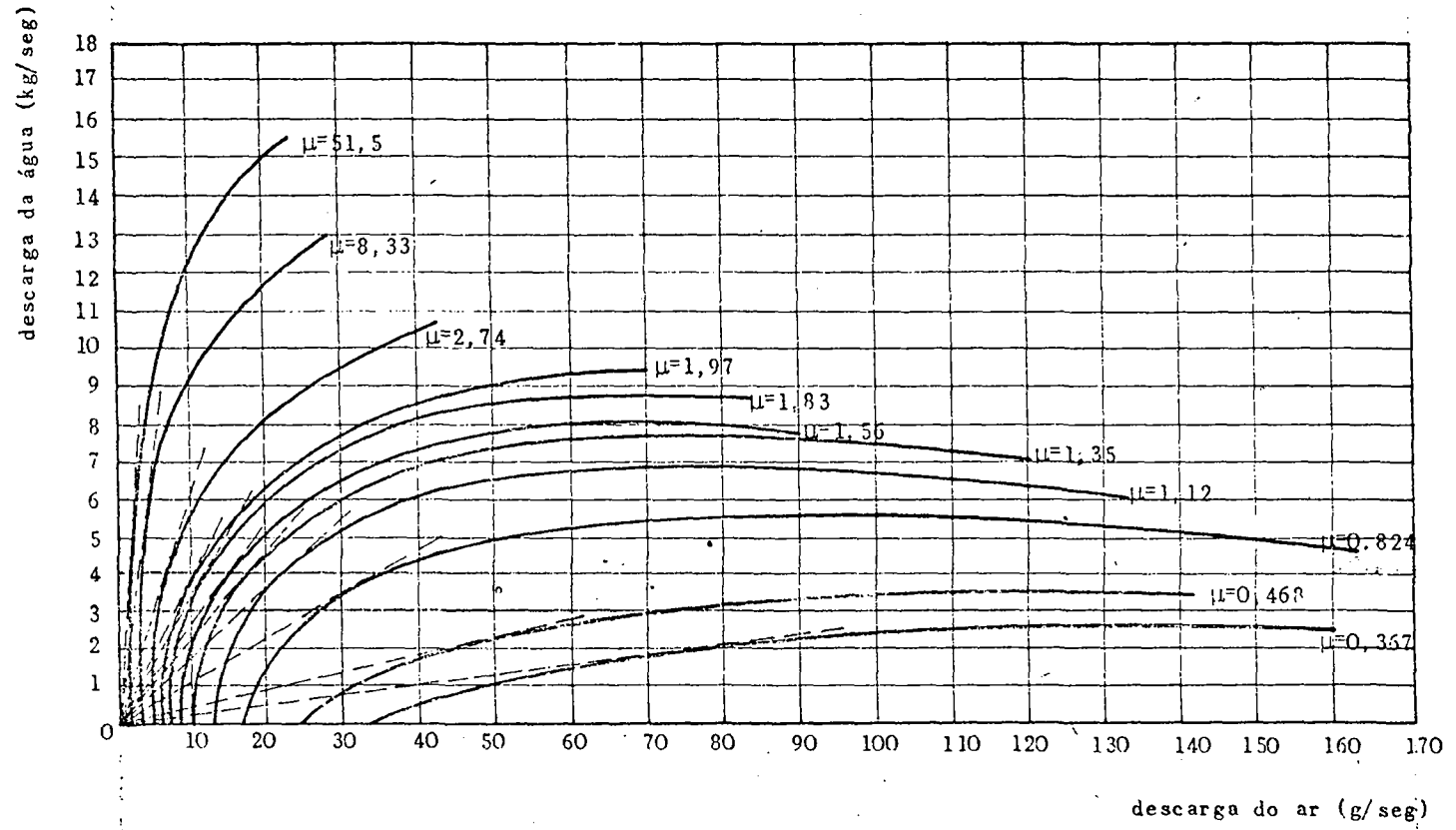
BOCAL 1/4"

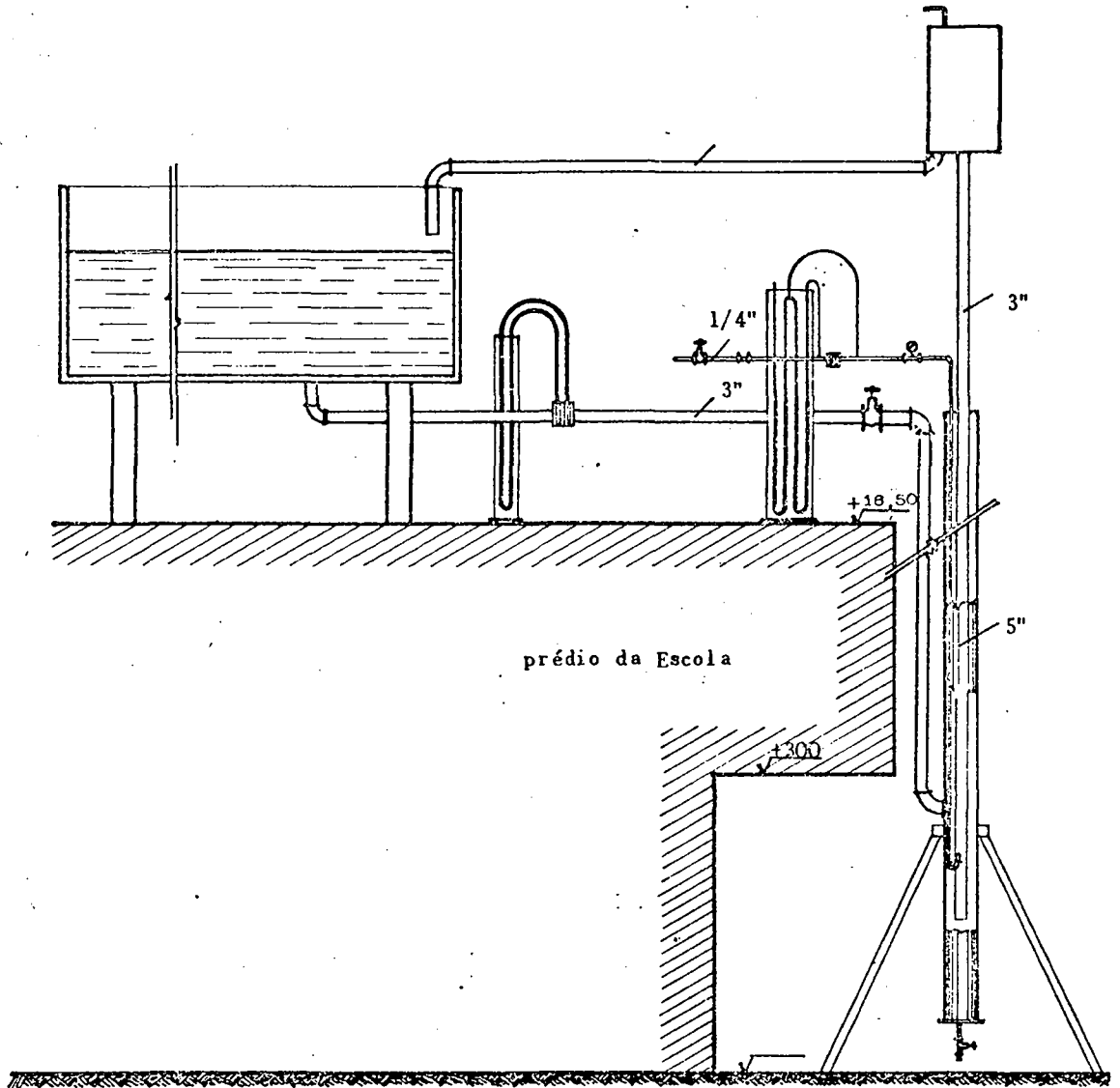
$$B_1 = 0,000399 \sqrt{\frac{P_1 \Delta P}{P_0}} \quad (2r^2/332)$$

Ensaio nº	Data	Variação de Pressão				V/ Velocidade de Ar (m/s)							Temperatura °C			T ₀	P ₁ ΔP / P ₀	B ₁ × 10 ³	P ₁ × 10 ⁻³	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇	P ₈	P ₉	P ₁₀	P ₁₁	P ₁₂	P ₁₃	P ₁₄	P ₁₅	P ₁₆	P ₁₇	P ₁₈	P ₁₉	P ₂₀
		h ₁ mmHg	h ₂ mmHg	h ₁ -h ₂ mmHg	h ₂ mmHg	h ₃	h ₄	h ₃ -h ₄	h ₅	h ₆	ΔP	T _A	T _B	T _{A+B} /2																								
1	6/1/64	321	444	123	1,95	1010	95	915	51	34	17	1692	37,3	30,0	37,7	520	7,17	2,25	1,46	197	12,55	4,45	2,62	1,80														
2	6/1/64	337	428	51	1,66	977	172	555	47	27	20	1635	27,2	27,1	27,2	541	7,74	3,10	1,26	253	11,54	5,16	2,50	2,30														
3	6/1/64	356	411	55	1,29	939	157	751	48	26	22	1563	30,2	30,4	30,3	547	7,92	3,15	2,46	266	10,60	6,40	1,66	3,04														
4	6/1/64	365	401	33	0,99	730	200	730	41	17	24	1514	35,6	36,2	36,0	557	9,10	3,22	3,29	555	9,32	7,60	1,71	4,66														
5	9/2/64	375	396	21	0,77	630	215	625	33	11	22	1407	42,5	23,0	22,9	533	7,64	3,04	1,95	563	9,30	5,70	0,55	4,20														
6	9/2/64	358	409	51	1,23	910	150	760	32	12	20	1540	23,6	24,0	23,9	535	7,58	3,02	2,46	432	10,40	6,60	1,58	3,04														
7	9/2/64	339	427	88	1,63	915	110	805	32	13	19	1504	25,0	25,2	25,1	537	7,48	2,99	1,63	270	11,75	5,25	2,24	2,26														
8	9/2/64	332	433	101	1,76	920	100	820	31	13	18	1660	26,0	26,1	26,1	539	7,46	2,97	1,89	242	12,24	4,76	2,57	2,09														
9	9/2/64	322	443	121	1,33	1005	85	920	31	13	18	1598	25,3	25,6	25,6	538	7,54	3,00	1,55	210	12,72	4,29	2,90	1,91														
10	9/2/64	317	447	130	2,30	1012	75	937	31	14	17	1714	26,4	27,0	26,7	542	7,35	2,93	1,46	199	12,98	4,02	3,23	1,80														
11	9/2/64	303	394	5	0,17	845	205	640	32	13	19	1419	29,0	29,2	29,1	544	7,04	2,80	1,57	3766	3,60	8,40	1,02	9,35														
12	9/2/64	327	363	14	0,62	620	250	590	35	9	26	1376	29,0	29,0	29,0	544	6,15	3,24	5,23	1250	7,75	9,25	0,64	6,46														
13	9/2/64	370	460	30	0,93	870	195	675	34	10	24	1459	30,3	30,3	30,3	547	8,00	3,18	3,42	650	9,17	7,83	1,17	4,22														
14	9/2/64	353	417	64	1,36	930	135	795	32	11	21	1576	31,6	31,6	31,6	549	7,76	3,09	2,24	350	10,25	6,15	1,77	2,77														
15	9/2/64	337	430	93	1,68	975	100	875	32	12	20	1655	32,4	32,4	32,4	550	7,76	3,09	1,84	258	11,84	5,12	2,32	2,27														
16	9/2/64	326	439	113	1,86	990	90	900	32	12	20	1600	33,2	33,2	33,2	552	7,80	3,10	1,67	220	12,42	4,56	2,72	2,06														
17	9/2/64	315	450	135	2,04	1010	75	935	31	13	18	1713	33,1	33,1	33,1	552	7,47	2,97	1,46	191	12,92	4,00	3,17	1,80														
18	10/1/64	360	391	11	0,54	795	240	555	31	6	25	1340	20,9	20,9	20,9	529	7,96	3,17	5,87	1590	7,55	9,45	0,80	7,25														
19	10/1/64	362	409	49	1,29	905	160	745	31	8	23	1528	24,0	24,0	24,0	535	8,10	3,22	2,88	429	10,07	6,93	1,45	3,31														
20	10/1/64	361	408	47	1,18	905	160	745	29	9	20	1525	23,7	23,7	23,7	535	7,55	3,00	2,52	449	10,20	6,20	1,90	5,11														
21	10/1/64	362	407	45	1,17	925	145	780	27	11	26	1466	24,5	24,5	24,5	536	8,72	3,47	3,02	487	10,50	6,50	1,67	3,73														
22	10/1/64	365	404	39	0,96	940	120	840	24	14	20	1620	26,4	26,4	26,4	539	7,75	3,08	2,80	426	11,65	5,25	2,62	3,56														
23	10/1/64	366	401	61	0,96	995	85	915	22	17	9	1620	26,2	26,2	26,2	539	5,96	3,58	1,65	831	12,47	4,53	2,75	2,04														
24	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
25	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
26	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
27	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
28	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
29	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
30	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
31	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
32	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
33	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
34	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
35	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														
36	10/1/64	374	403	22	0,67	1060	78	975	20	18	2	1819	28,9	28,9	28,9	540	2,60	3,03	1,74	1931	14,18	2,80	5,02	1,90														

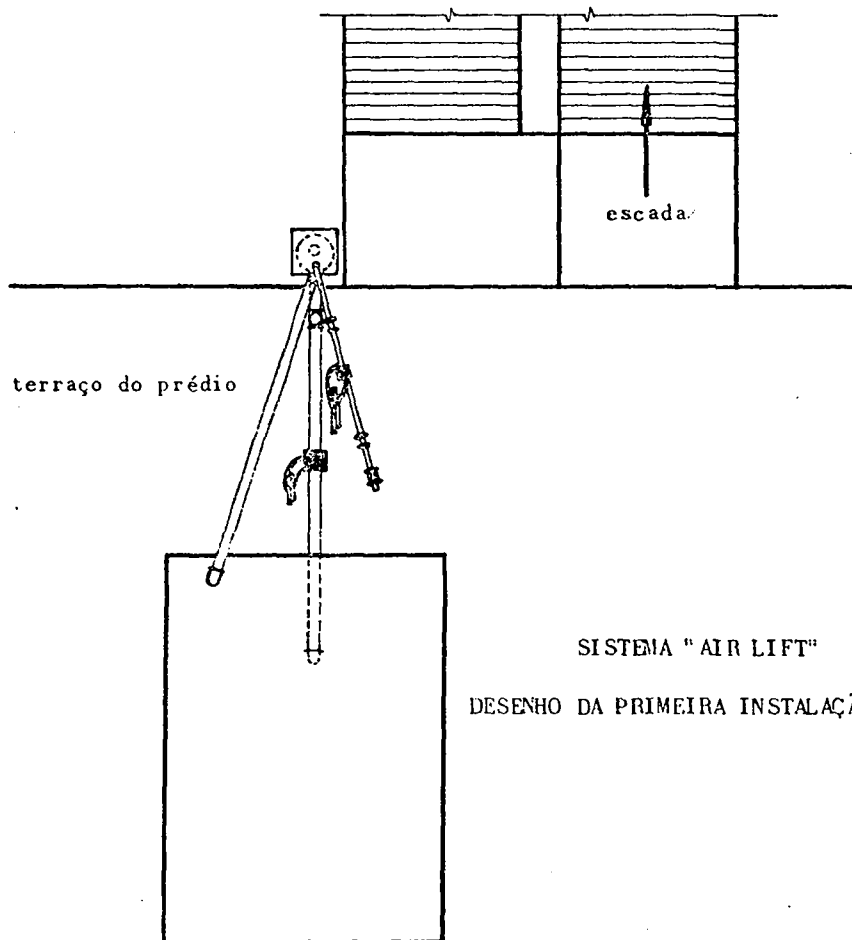


CURVAS DE PICKERT





vista lateral



vista em planta

6 - Bibliografia

- 1 - Ivens, E.M. - Pumping by compressed air U. S. A. - John Wiley, 1920, 2ª ed.
- 2 - Chamberlain, H.V. - Factor Affecting Capacity of Air Lifts- I.D.O., 14.398 - 1957.
- 3 - Hoefler, K. - Untersuchungen über die Strömungsvorgänge in Steigrohr eines Druck luft wasserbebers - Z. VDI, 1174.1182 - 1917.
- 4 - Purchas, A.W. - Some notes on Air Lift. Pumping Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers , 611.699 - November - 1917.
- 5 - Pickert, F. - The Theory of the Air Lift Pump Londo Engineer ring, pag. 19 - July - 1932.
- 6 - Kearsley, G.W.T. - Use of an Air Lift as a metering pump ra dioactive solutions - Oak Ridge Nation Labora tory, pag. 2175 - October, 1956.
- 7 - Flinn, A.D. e outros - Abastecimento de Aguas - Madrid, Edi torial Labor S/A - 1952.
- 8 - Villela, S.M. e Olmo, O. - Dimensionamento do tubo Adutor da Mistura no Sistema "Air Lift" - EESC -1964.
- 9 - Salisbury, J.K. - Kent's Mechanical Engineers Handbook - U.S.A. - John Wiley - 1953 - 12ª ed.

CAPÍTULO VI

BOMBAS CENTRIFUGAS

REYNALDO GAVA

Docente da Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo

- 1 - Campo de aplicação - Utilização do conceito de rotação específica - Coeficientes de pressão e vazão - Conceito de semelhança

Segundo normas da ABNT em estudo para classificação das bombas, uma bomba centrífuga é aquela em que formato do rotor impõe ao fluxo um escoamento preponderantemente radial centrífugo.

Na figura VI.1 tem-se um desenho (esquemático) de um rotor de bomba radial centrífuga.

- 2 - Velocidade específica

A classificação prática mais conhecida das bombas de fluxo em geral é dada pela sua rotação específica, expressa pelo valor n_s .

$$n_{sQ} = \frac{n \sqrt{Q}}{N^{3/4}}$$

onde

n_{sQ} = rotação específica referida a vazão

n = rotação da máquina em rpm

Q = vazão da bomba em m^3/s

H = altura manométrica em mca.

O n_{sQ} como definido acima (sistema métrico) é referido à vazão. É usual também o emprêgo da rotação específica relativamente à potência da máquina. Nesse caso tem-se:

$$n_{sP} = \frac{n \sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

onde

P - potência em CV

n_{sP} - rotação específica referida à potência

tem-se que

$$n_{sP} = 3,65 n_{sQ}$$

Em nossas observações, iremos sempre nos referir a rotação específica relativamente à vazão Q .

Na figura VI.2 representam-se os tipos possíveis de rotores de bomba de fluxo, classificando-os segundo sua rotação específica.

Na figura VI.3 têm-se representados, em função da rotação específica, os rendimentos máximos que se podem obter para as bombas hidráulicas de fluxo.

O limite máximo $n_{sQ} = 10$ de aplicação das bombas centrífugas, é o resultado das muitas experiências realizadas. Em realidade, podemos projetar uma bomba centrífuga para $n_{sQ} < 10$. ($n_{sQ} = 8$ por exemplo).

A classificação acima apenas sugere não ser economicamente interessante o seu emprêgo, pois o rendimento da bomba torna-se muito pequeno.

Do exposto acima verifica-se que

$$n_{sQ} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad 10$$

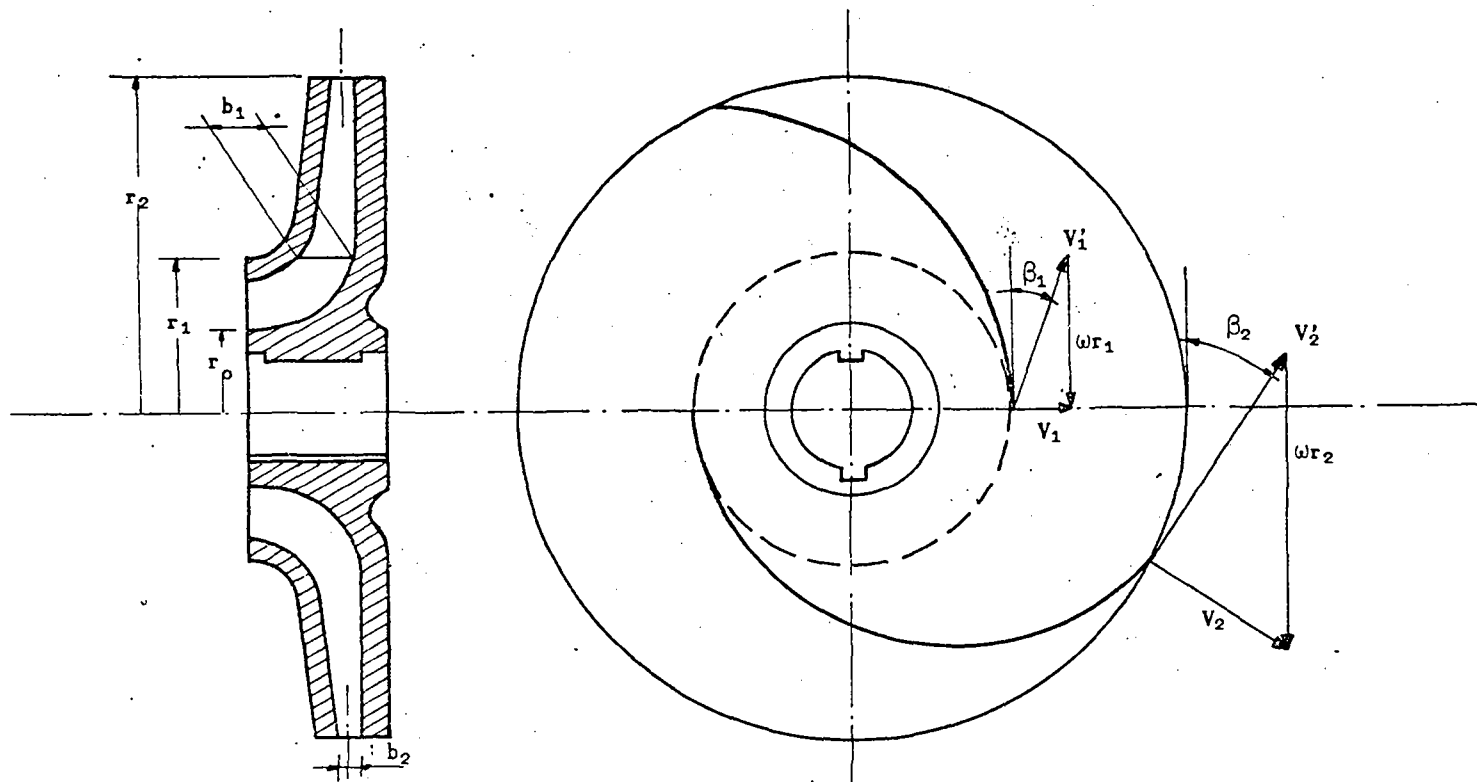


Fig.VI.1 - Rotor de Bomba Radial Centrifuga

r_2 - raio externo da pá
 β_2 - ângulo de saída do fluido
 b_2 - largura do rotor na saída

r_1 - raio interno da pá
 β_1 - ângulo de entrada
 b_1 - largura do rotor na entrada

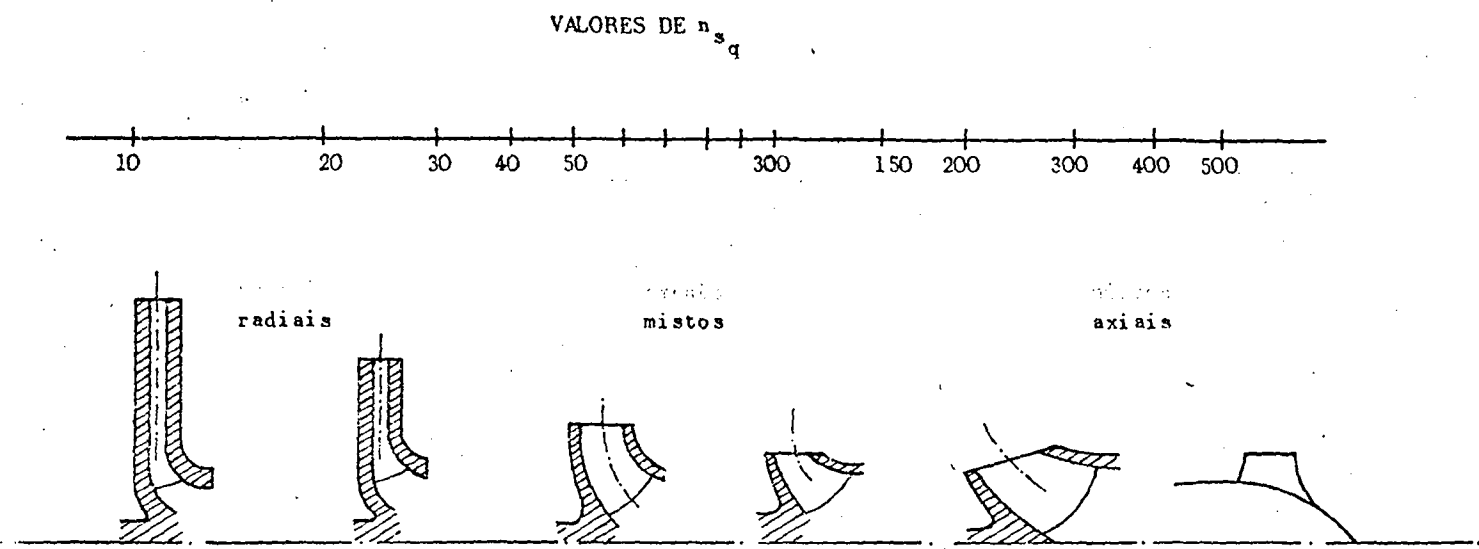


Fig. VI-2 - Classificação dos rotores das bombas de fluxo segundo a rotação específica

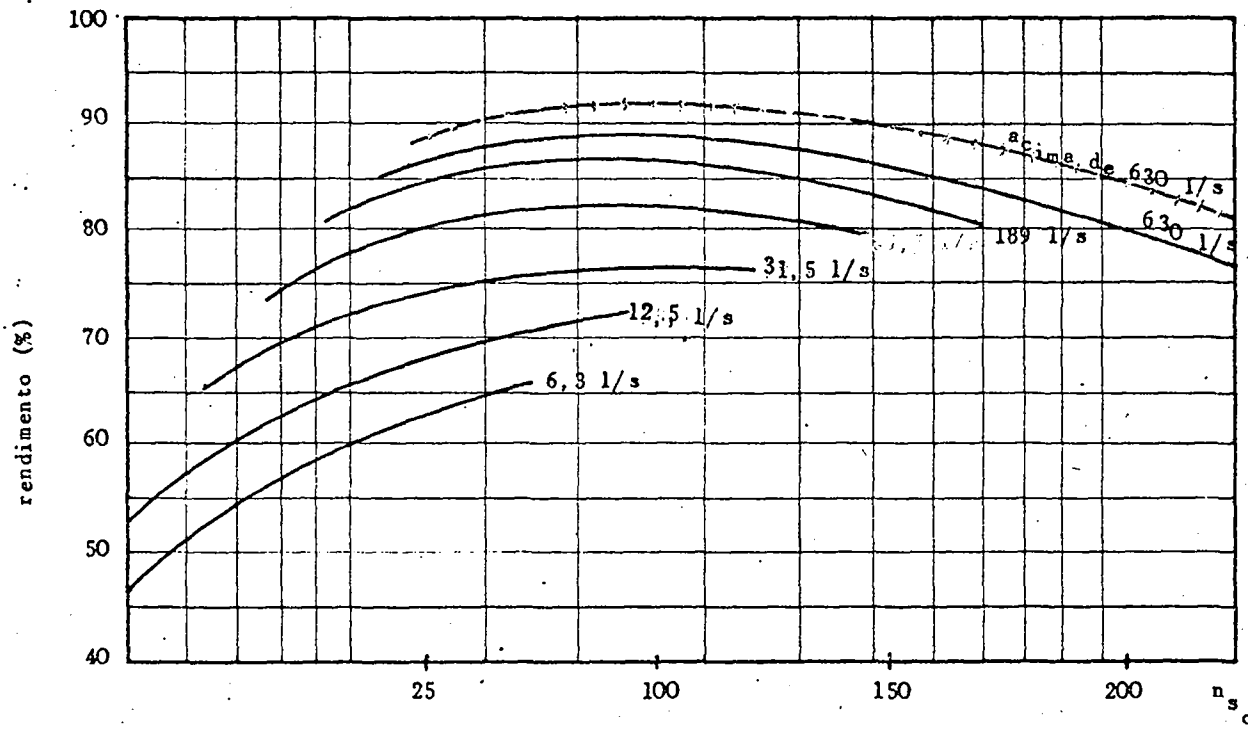


Fig. VI-3 - Rendimento máximo das bombas de fluxo em função da rotação específica.

portanto:

$$Q \geq 100 \frac{H^{3/2}}{n^2} - Q \text{ (m}^3/\text{s)}$$

ou

$$H \leq 0,0464 \cdot n^{4/3} \cdot Q^{2/3} - H \text{ (m)}$$

Para as aplicações usuais no Brasil, em rede de 60 ciclos, tem-se $n = 3.500$ rpm, portanto

$$Q \geq 8,17 \times 10^{-6} \cdot H^{3/2}$$

$$H \leq 0,26 \times 10^4 \cdot Q^{2/3}$$

Trabalhando-se em rede de 50 ciclos, com $n \approx 3000$

$$Q \geq 11,1 \times 10^{-6} \cdot H^{3/2}$$

$$H \leq 0,2 \times 10^4 \cdot Q^{2/3}$$

Supondo-se uma vazão $Q = 1 \text{ l/s}$, a altura total máxima será $H_{\text{máx}} = 20$ metros.

Para valores de n_{SQ} maiores de 40, já começamos a invadir o campo das bombas mistas (helicoidais).

Dá-se a seguir um exemplo prático de como a aplicação inconveniente de uma bomba centrífuga, traz consequências antieconômicas - de funcionamento.

Tem-se uma bomba centrífuga de dois estágios (2 rotores em série), a qual foi fornecida para os seguintes dados:

$$Q = 150 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0417 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_m = 90 \text{ m} = 45 \text{ m/rotor}$$

$$\eta = 72\%$$

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

A bomba está acoplada a um motor elétrico de 75 CV, 1750 rpm, ligado à rede de 220 Volts.

Inicialmente se faz um cálculo da potência e rotação específica.

Potência:

$$P = \frac{\rho g Q H}{75 \eta} = \frac{10^3 \times 0,0417 \times 90}{75 \times 0,72} = 69,5 \text{ CV}$$

Rotação específica:

$$n_{sQ} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{1750 \sqrt{0,0417}}{(45)^{3/4}} \approx 20,3$$

Uma vez instalada a bomba, fêz-se um teste de funcionamento - com a mesma. Qual não a surpresa ao verificar que a mesma necessitaria para funcionamento normal da bomba, um motor elétrico de aproximadamente 100 CV (').

Observando-se as condições do teste de funcionamento, verificou-se que a bomba estava funcionando com a linha de recalque quase livre. Como não houvesse meios de medir a altura manométrica - não havia manômetros instalados, supôs-se que entre altura de sucção, al

(')- A potência do motor elétrico é dada pela expressão:

$$P = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cos \varphi$$

onde:

V - voltagem da linha
 $\cos \varphi$ - fator de potência
 I - amperagem

Em casos como o analisado acima, a verificação da potência é feita facilmente pela avaliação do valor da amperagem - corrente elétrica - supondo-se mais ou menos constante a voltagem e o fator de potência.

tura de recalque e perdas tivéssemos uma altura manométrica de aproximadamente 30 metros - o que dá $1/3$ do valor nominal. Por outro lado, em tais condições, a vazão também se altera, supondo-se neste caso $Q' = 2Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$. Acontece que, para essas condições de funcionamento, o rendimento da bomba torna-se muito baixo. Suponha-se = 35%. Em tais condições tem-se:

$$Q' = 300 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0834 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H' = 30 \text{ metros} = 15 \text{ m/rotor}$$

$$\eta \approx 35\%$$

$$P = \frac{83,4 \times 30}{75 \times 0,35} = 95 \text{ CV}$$

$$n_{sQ} = \frac{1750 \sqrt{0,0834}}{(15)^{3/4}} = 66,3$$

Como se pode perceber, a potência calculada para as novas condições - 95 CV - aproxima-se do valor constatado na prática. O novo valor de $n_{sQ} = 66,3$, bem diferente do inicial indica que se tendo uma bomba projetada para determinadas circunstâncias, a sua instalação para condições diferentes pode trazer como consequência uma diminuição no rendimento da bomba, o que resulta em maior consumo de potências. No caso do exemplo acima, este aumento de potência é da ordem de $95 - 70 = 25 \text{ CV}$.

Para as condições últimas de funcionamento de uma bomba, ter-se-ia:

$$P = \frac{83,4 \times 30}{75 \times 0,72} = 46 \text{ CV}$$

usando motor de 50 CV a bomba seria de um só estágio e teria

$$n_{sQ} = \frac{1750 \sqrt{0,0834}}{(30)^{3/4}} = 39,4$$

3 - Coeficientes de pressão e de vazão

Dois coeficientes adimensionais e independentes entre si são utilizados no estudo e cálculo de máquinas de fluxo, aplicando-se - portanto particularmente para o caso das bombas centrífugas.

Êsses coeficientes são definidos pelas expressões

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} (\omega R)^2} \quad \text{coeficiente de pressão}$$

$$\varphi = \frac{Q}{\omega R^3} \quad \text{coeficiente de vazão}$$

\dot{p} = diferença de pressão

ρ = densidade do fluido em escoamento

Q = vazão do fluido

R = dimensão do raio

ω = velocidade angular

Para caracterizar o escoamento através das bombas centrífugas, inclusive querendo-se saber a potência P introduzida ou retirada do eixo da bomba em funcionamento, um terceiro coeficiente adimensional é utilizado, para completar a descrição do escoamento.

Êsse coeficiente adimensional é o rendimento da bomba definido como

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P} \quad \eta \text{ em } \%$$

Portanto, para o caso de bombas, as curvas adimensionais são dadas por

$$\psi = \psi(\varphi)$$

$$\eta = \eta(\varphi)$$

Na figura VI.4 tem-se o aspecto geral dessas curvas.

Figura VI.4 - Coeficiente de pressão ψ e rendimento η em função do coeficiente de vazão ϕ .

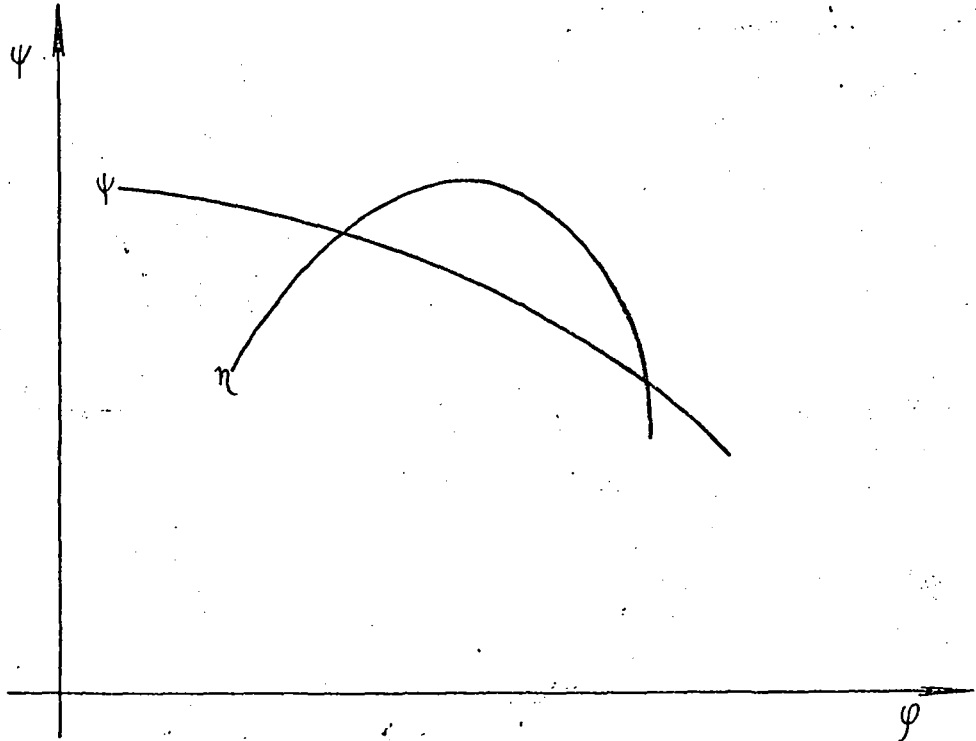


Fig. VI-4 - Coeficiente de pressão ψ e rendimento η em função do coeficiente de vazão ϕ

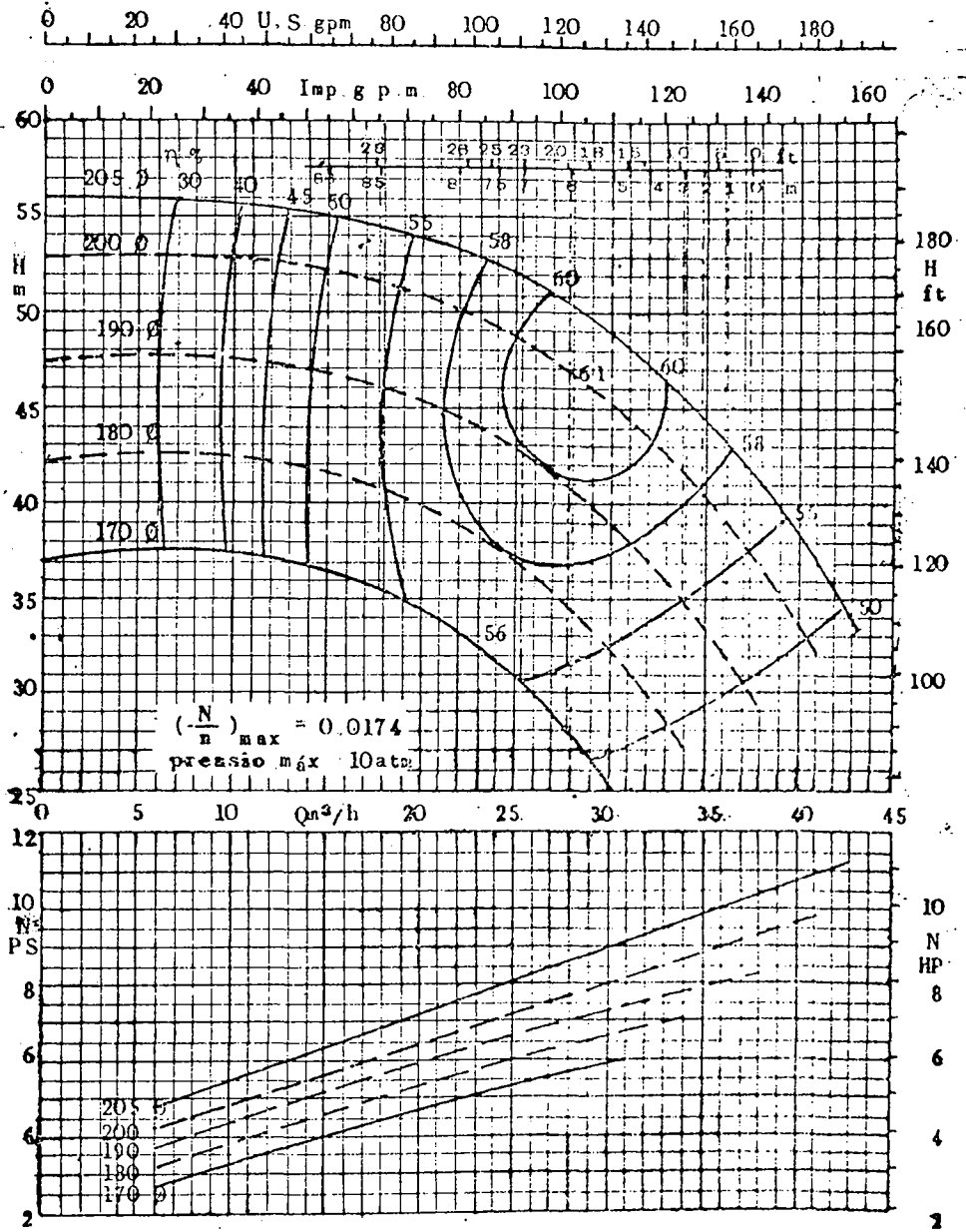
Todavia, na prática é de uso geral a representação dimensional das curvas características, utilizando-se diagramas $H = H(Q)$, $\eta = \eta(Q)$ e $P = P(Q)$, como representado na figura VI.5.

Em geral, ao bom projetista, basta o bom conhecimento e manêjo dessas curvas para não cometer erros. É lógico que, como no exemplo dado anteriormente, a bomba escolhida deverá funcionar no ponto de projeto - ou proximidades - para se obter bom rendimento.

K
S B

ETA 40-20
BOMBA CENTRIFUGA

R1150
452/202 Ps
50 ciclos



dados para água $\gamma = 1$

Fig. VI-5 Curvas características de uma bomba centrífuga
 $H = (f)Q$; $P = (f)Q$
 $n = 2900$

4 - Semelhança - Relações importantes para cálculos práticos sobre bombas centrífugas

Considere-se duas bombas centrífugas geomêtricamente semelhantes, cujos rotores têm diâmetro d_1 e d_2 , bombeando o mesmo fluido. Da igualdade dos coeficientes adimensionais ψ , φ e η obtêm-se as seguintes relações importantes:

a - Vazão

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\eta_1}{\eta_2} \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^3 \quad (1)$$

b - Altura manométrica total:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^2 \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \quad (2)$$

c - Potência:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^5 \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^3 \quad (3)$$

5 - Aplicações

Suponha-se duas bombas exatamente iguais - mesmas curvas características - trabalhando em condições diferentes de vazão e altura manométrica, com possibilidade de variação de rotação. Para certos casos, conhecendo-se a curva característica da bomba para uma dada rotação e para um dado diâmetro do rotor, pode-se calcular uma nova curva característica para outros valores da velocidade e de rotor da bomba:

1 - mudando-se a velocidade: a vazão da bomba para um dado ponto varia com a rotação e simultaneamente também varia a altura manométrica, e a potência requerida. O rendimento mantém-se prática

mente constante para pontos correspondentes. No gráfico da figura VI.6 mostram-se essas variações.

Como se pode observar, as variações são acentuadas quanto à vazão, altura manométrica e potência, permanecendo praticamente o mesmo para pontos correspondentes.

As relações matemáticas que permitem, a partir da curva a dada rotação, construir outra para rotação diferente são:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

As equações acima foram obtidas das anteriores, quando se faz $d_1 = d_2$.

Por exemplo, se a bomba cuja curva característica é a da figura VI.6, é testada a 1800 rpm, obtendo-se as curvas como indicado - no gráfico, podemos obter por cálculo outra curva para qualquer rotação - por exemplo 1600 rpm - mediante as expressões:

$$Q_{1600} = Q_{1800} \frac{1600}{1800}$$

$$H_{1600} = H_{1800} \left(\frac{1600}{1800}\right)^2$$

$$P_{1600} = P_{1800} \left(\frac{1600}{1800}\right)^3$$

Estas relações são válidas para variações moderadas de velocidade. Em aplicações onde essas mudanças são grandes, particularmente no caso de aumento de velocidade, recomenda-se tomar precaução.

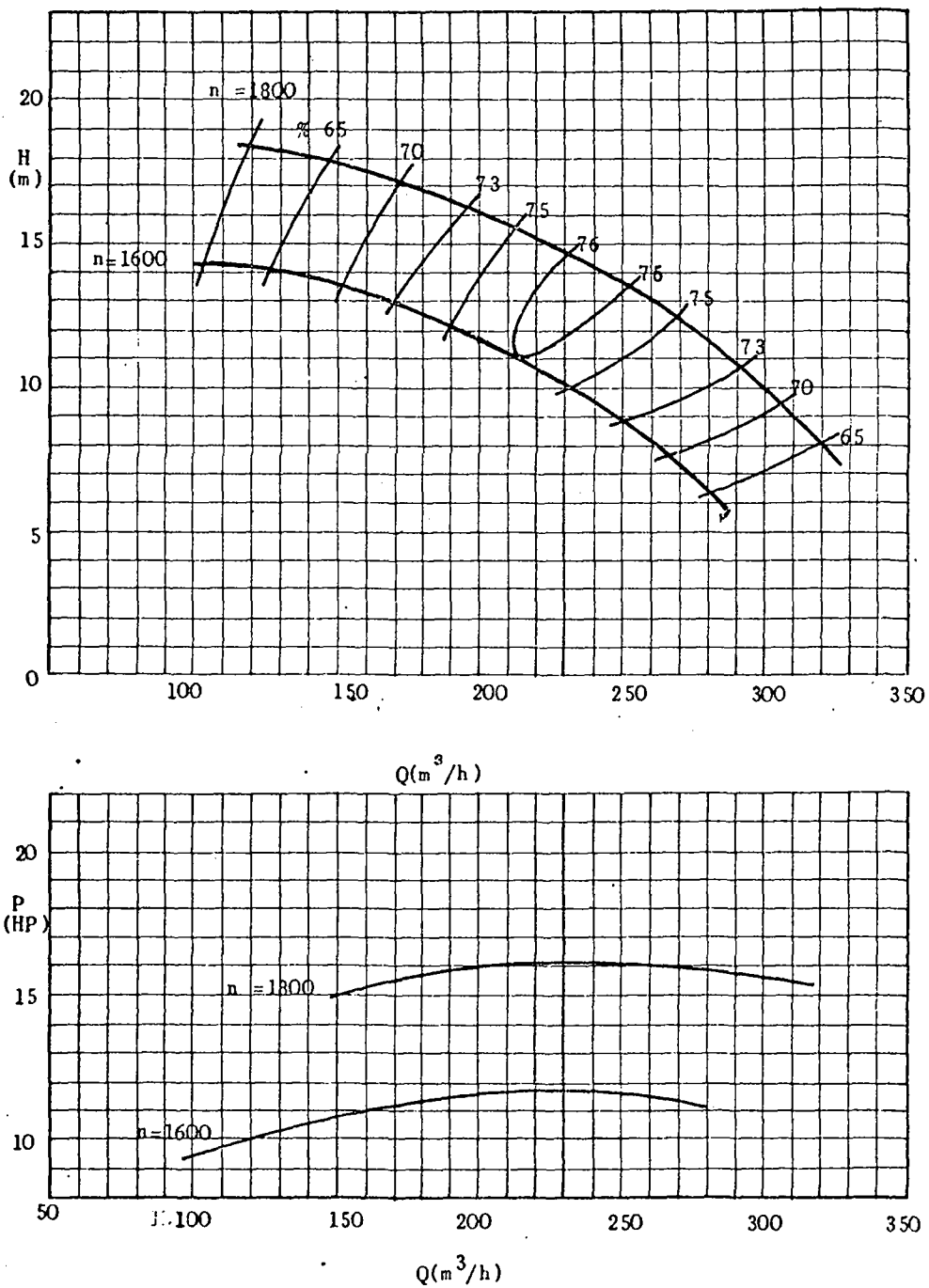


Fig. VI-6 - Curvas características de uma bomba centrífuga para duas rotações

6 - Usinagem dos rotores das bombas

Outra das aplicações interessantes e práticas do conceito de semelhança em bombas centrífugas é aquela que se refere à redução da capacidade das bombas pela usinagem dos rotores. Consiste a mesma em se considerar como geométricamente um pouco menor.

Na prática, é muito comum o caso de se ter trabalhando uma bomba com registro de saída (ou entrada) parcialmente fechado para regular a vazão da bomba de maneira a não sobrecarregar o motor. Acontece que, assim fazendo, não se elimina o risco de queimar o motor (descuido) além de trabalhar a bomba em condições desfavoráveis na maior parte.

Nestes casos, a melhor solução é a usinagem do rotor da bomba.

Procedimento:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^5$$

P_1 = potência do motor

P_2 = potência requerida pela bomba com diâmetro d_2

d_2 = diâmetro atual do rotor da bomba

d_1 = diâmetro que deve ficar a bomba para dar a potência P_1 .

Medindo-se P_2 e conhecendo P_1 e d_2 resulta:

$$d_1 = d_2 \sqrt[5]{\frac{P_1}{P_2}}$$

Para motores elétricos de indução tem-se

$$P = \sqrt{3} \cdot V \cdot A \cdot \cos\phi$$

e a relação P_1/P_2 é igual a relação I_1/I_2 permanecendo a voltagem e $\cos \varphi$ como constantes. Logo:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{I_1}{I_2}$$

e

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[5]{\frac{I_1}{I_2}}$$

fórmula prática de fácil aplicação.

Exemplo:

Tem-se uma bomba acoplada a motor de 100 CV (250 A), cujo diâmetro do rotor é de 350 mm. Em condições de funcionamento com registros de entrada e saída totalmente abertos, a corrente elétrica medida no motor é de 284 A, correspondentes a aproximadamente 120 CV. Portanto, tem-se:

$$P_1 = 100 \text{ CV} \qquad I_1 = 250 \text{ A} \qquad d_1 = ?$$

$$P_2 \approx 120 \text{ CV} \qquad I_2 = 284 \text{ A} \qquad d_2 = 350$$

$$d_1 = d_2 \sqrt[5]{\frac{250}{280}} = 350 \frac{1,2}{1,23} \approx 342 \text{ mm}$$

O novo diâmetro do rotor será $d_1 = 342 \text{ mm}$ para uma potência de 100 CV.

É interessante observar em cada caso, os efeitos da usinagem do rotor. Não deve esquecer que a mesma acarreta uma influência na capacidade de altura manométrica.

A redução do diâmetro do rotor de uma bomba, quando pequena não afeta muito a variação do rendimento da bomba, mantendo-se este, depois do rotor usinado, próximo do valor anterior. É por norma das boas firmas do ramo o fornecimento de catálogos, com representação de curvas características para vários valores do diâmetro do rotor.

Encontram-se também fórmulas que dão a variação dos diâmetros-segundo a relação

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{I_1}{I_2}}$$

Para o caso anterior, ter-se-ia

$$d_1 = 350 \left(\frac{250}{284}\right)^{1/3} = 336 \text{ mm}$$

A boa regra prática para se fazer a usinagem é a seguinte:

a - calcular a redução do diâmetro segundo a fórmula

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{I_1}{I_2}}$$

b - usinar o diâmetro do rotor com um valor pouco maior que o calculado.

c - testar novamente a bomba, fazendo-se novas medidas.

d - fazer-se a correção final.

Muitas firmas fornecem catálogos de bombas centrífugas com curvas características para vários diâmetros de rotores. Na figura VI.5 tem-se um exemplo.

Outra aplicação importante é a utilizada em projetos de grande envergadura. Em instalações grandes - vazões elevadas e alturas manométricas elevadas - torna-se muito difícil fazer o ensaio de bomba, a não ser quando instalada.

Por exemplo, no estudo que está sendo desenvolvido pela COMASP - Companhia Metropolitana de Água de São Paulo - cogitou-se de projetar bombas com um vazão $Q = 5$ e $11 \text{ m}^3/\text{s}$, devendo vencer uma altura manométrica de 124 metros. Para se ter uma idéia do tamanho -

dessas bombas, trabalhando elas com um rendimento de 85% necessitaria de motores com capacidade de 10.000 e 21.500 CV aproximadamente.

É fácil perceber que a envergadura da obra merece cuidados especiais para que não se tenham prejuízos tremendos depois da instalação.

Mediante a análise dimensional e emprêgo da teoria da semelhança, constroem-se modelos reduzidos daquelas bombas, permitindo-se - assim fazer ensaio do modelo e das curvas obtidas; pode-se saber com a aproximação que a prática exige, o comportamento real das bombas originais. Se alguma coisa estiver em desacôrdo com o esperado, serão corrigidos os projetos, refeitos e modificados os modelos até se atingir o esperado.

7 - Associações de bombas em paralelo e em série

Duas bombas centrífugas podem perfeitamente trabalhar em paralelo ou em série. Todavia é necessário ter-se em conta as modificações que ocorrerão no sistema e a influência dessas modificações - nas curvas características das bombas.

Exemplo típico de ligação em paralelo é o caso das bombas com rotores gêmeos - ou duplos - onde o rotor da bomba tem o aspecto da figura VI.7, sendo constituído de uma só peça, dois rotores, sendo um a esquerda e outro à direita.

Como se pode perceber a altura manométrica é a mesma para ambos os rotores simples. Essa é a condição das associações em paralelo. A vazão, que nesse caso é igual a ambos os rotores, pode em geral ser diferente.

As curvas características da associação pode ser facilmente obtida a partir das curvas individuais de cada máquina.

Nas associações em paralelo devem ser somadas as vazões correspondentes à mesma altura manométrica.

No gráfico da figura VI.8 obtém-se curva característica corres

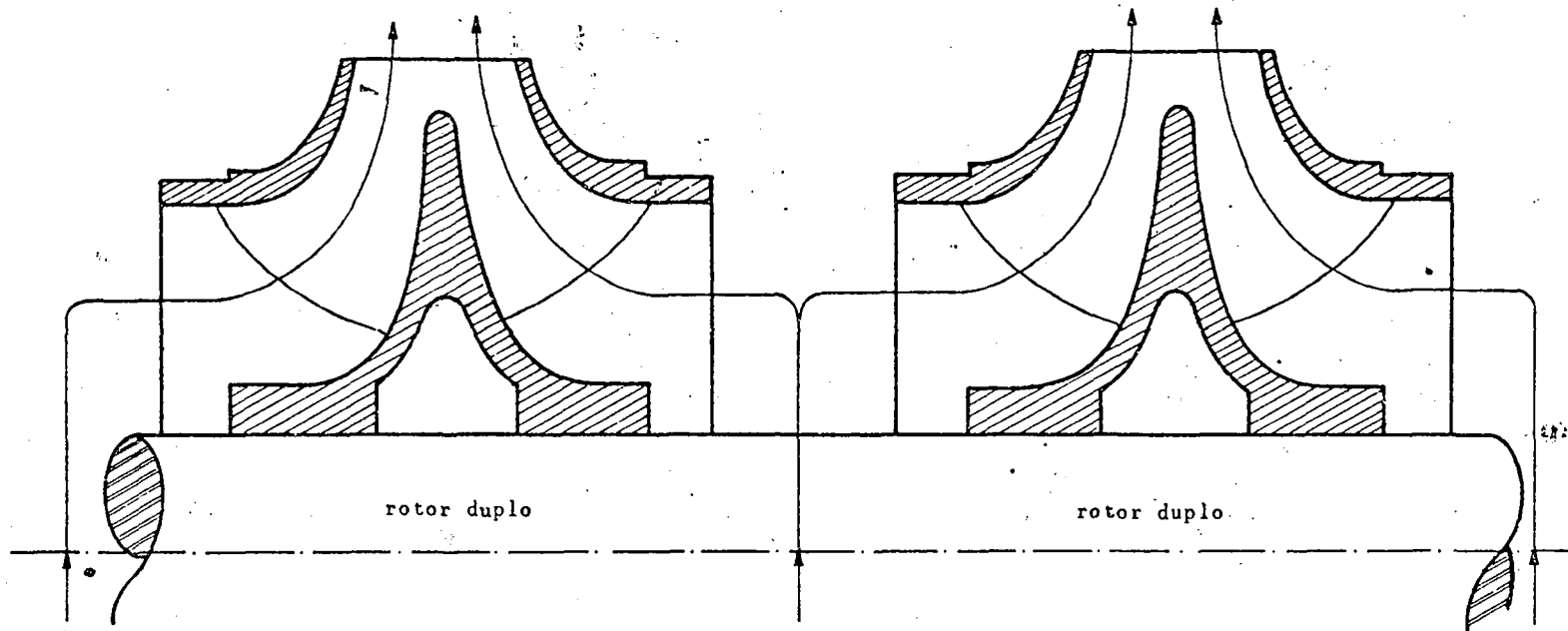


Fig.VI-7 - Associação de rotores em paralelo

pondente a uma associação em paralelo, fazendo-se para cada ponto

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$H = H_1 = H_2$$

$$P = P_1 + P_2$$

$$\eta = \frac{Q}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}}$$

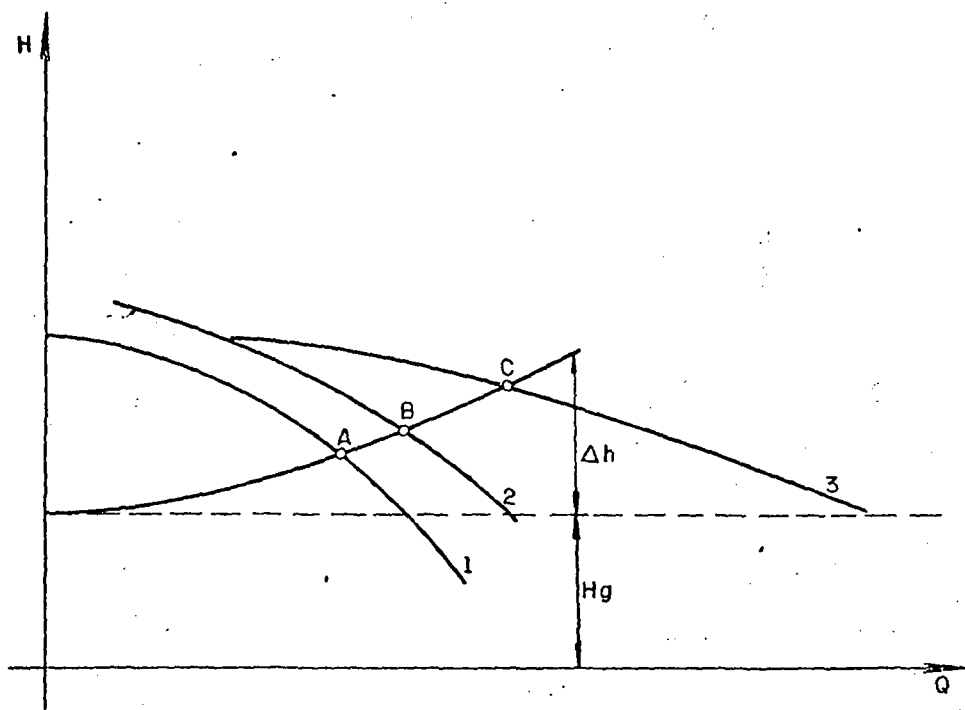


Fig. VI.8 - Associação de bombas em paralelo com curvas características diferentes e linha de perda de carga.

Observação:

Não é aconselhável o uso de duas ou mais bombas em paralelo, se as características de altura manométrica são desiguais para a mesma vazão.

Nas instalações de bombeamento em que as linhas de recalque - são compridas, a perda de carga do sistema também deve ser considerada, pois aumenta aproximadamente com o quadrado da vazão. Isto - significa que em geral o ponto de funcionamento de duas bombas em paralelo tem uma vazão ligeiramente menor que a soma das vazões correspondentes às alturas individuais, e uma altura manométrica um pouco maior que as individuais.

Isto pode ser observado no gráfico da figura número VI.8.

- curva 1 e 2 - bombas individuais
- curva 3 - bombas em paralelo
- curva ABC - perda de carga
- ponto A e B - funcionamento das bombas individuais
- ponto C - funcionamento em paralelo.

Nas associações em série, a característica da associação é obtida somando-se as alturas manométricas correspondentes às mesmas vazões. As relações válidas para a associação são:

$$Q = Q_1 = Q_2$$

$$H = H_1 + H_2$$

$$P = P_1 + P_2$$

$$\eta = \frac{H}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}}$$

Observe-se que nessas associações devem ser instaladas bombas cujas vazões são iguais. Também neste caso para que o rendimento global não seja inferior aos rendimentos individuais, faz-se necessária a instalação de bombas iguais. Quando as curvas características das bombas são diferentes, o rendimento global será sempre inferior ao menor rendimento individual de cada bomba.

Damos a seguir a representação esquemática dos rotores e das

curvas características das bombas individuais e em série.

A aplicação mais conhecida de bombas em série é a de bombas em vários estágios. Consiste a mesma num arranjo de vários rotores em série (2, 3, 4, ...) colocados num mesmo eixo, fechados por uma mesma carcaça, todos rotores com a mesma vazão e mesma altura manométrica, descarregando cada rotor no rotor imediato.

A altura manométrica total da bomba dependerá do número de rotores em série e da capacidade de altura individual. Se N é o número de rotores e H_1 a altura manométrica individual, a altura manométrica total será

$$H_t = N \cdot H_1$$

Grandes alturas manométricas são vencidas fazendo-se associações desse tipo. Uma aplicação bem conhecida é para alimentação de caldeira, devendo a bomba vencer uma pressão da ordem de 10 kg/cm^2 , até 100 kg/cm^2 ou mais.

8 - Conjugado de partida

O gráfico da figura VI.5 mostra como se relacionam entre si a altura manométrica, o rendimento e a potência em função da vazão de uma bomba centrífuga, para uma dada rotação.

O aspecto da figura VI.5 é o mesmo, com pequenas variações, para todas as bombas centrífugas segundo a classificação da figura VI.2.

A título de ilustração, mostra-se nas figuras de número VI.12, VI.13 e VI.14 a variação porcentual daquelas características, para três curvas com rotações específicas,

$$n_s = 17$$

$$n_s = 29$$

$$n_s = 43$$

Na figura VI.12, ilustra-se a variação porcentual da altura manométrica relativamente à vazão. Na figura VI.13 a variação porcentual do rendimento em função da vazão e na figura VI.14, a variação porcentual da potência relativamente à vazão.

Como consequência importante desse comportamento das máquinas de fluxo, no caso específico das bombas centrífugas, resulta que as curvas de conjugado de partida e funcionamento, têm em geral características idênticas para todo o campo de aplicação.

Na grande maioria das instalações de bombas centrífugas, na linha de recalque, logo depois da bomba são instalados uma válvula de retenção e um registro do tipo gaveta. Esses dois acessórios, colocados a montante da bomba, podem ser considerados, pois depende dele a escolha do tipo de motor elétrico - ou outro tipo de acionamento - para a bomba.

Nos gráficos que se seguem procuramos dar uma sequência dos andamentos das curvas de conjugado requerido pela bomba em várias circunstâncias.

Na figura VI.15 destaca-se o conjugado de partida em duas etapas. Na primeira delas, estando o registro de saída completamente fechado, faz-se funcionar a bomba desde zero a 100% da rotação nominal. Como se pode observar, o gráfico apresenta relações percentuais. O andamento da curva - registro de saída fechado - é dado pela curva AB. Em seguida, pode-se abrir a válvula - lentamente - e o andamento da curva é o BC, onde atinge 100% do conjugado de funcionamento.

Observação:

Em toda a operação o conjugado de partida é sempre inferior ao de plena carga, quando a bomba trabalhar à rotação nominal. A potência consumida pela bomba com registro fechado - vazão zero - é menor que as potências consumidas para vazões diferentes de zero.

Para rotações zero, o conjugado de partida teoricamente é zero - ponto O na figura VI.15. Todavia, isso, na prática, não acontece,

pois no instante inicial da partida, o conjugado deve vencer o atrito dos mancais, caixa de gazeta. O conjugado na partida pode ser considerado na prática como sendo igual a 20% de plena carga.

Na figura VI.15 êsse efeito é mostrado pelo andamento da curva OB.

Se a bomba partir com registro aberto, o conjugado de partida dependerá da curva de perda de carga no sistema.

Na maioria dos casos, a bomba deve vencer, além da perda de carga da linha, uma altura geométrica, representada pelo desnível do terreno. O ponto de funcionamento da bomba é o cruzamento da curva característica da bomba, com a curva de perda de carga mais a altura geométrica. E o que observa na figura VI.15.

Na figura VI.16, damos mais um gráfico do andamento das curvas de conjugado de partida em função da rotação, para várias situações.

Observação:

Nas partidas de bombas de alta pressão com registro de saída fechado, deve-se tomar o cuidado de examinar antes as juntas, acessórios, etc., para não haver rompimento da linha de recalque da bomba.

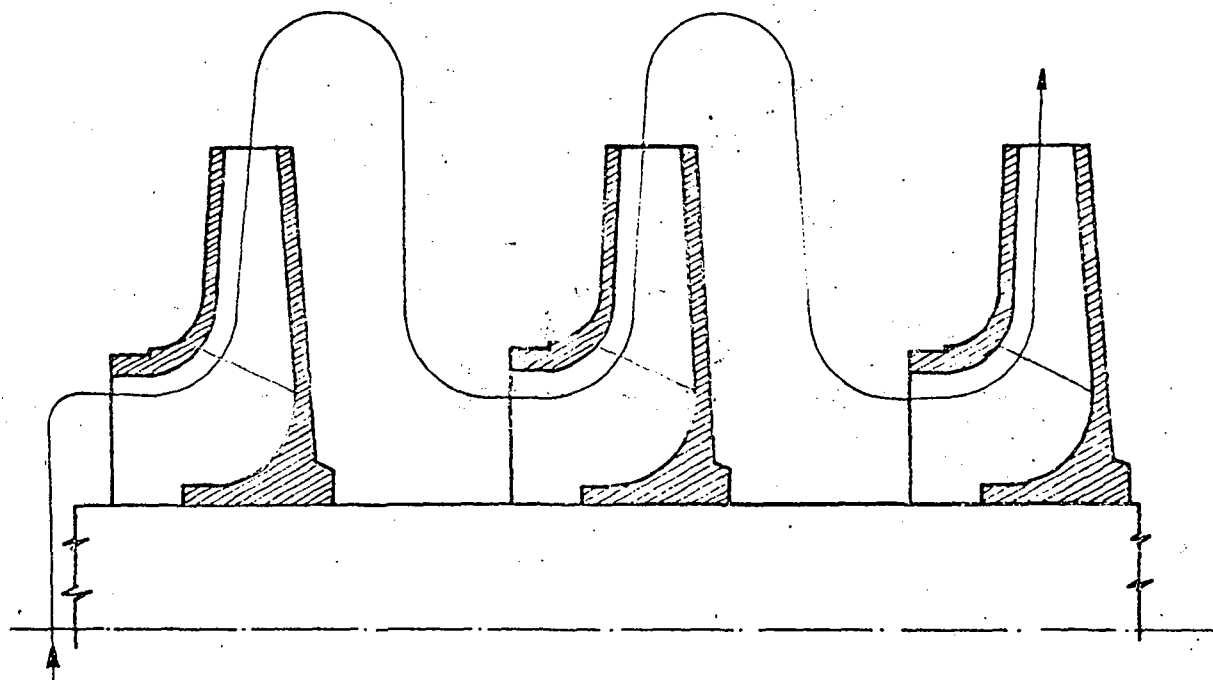


Fig. VI-9 - Associação de rotores em série

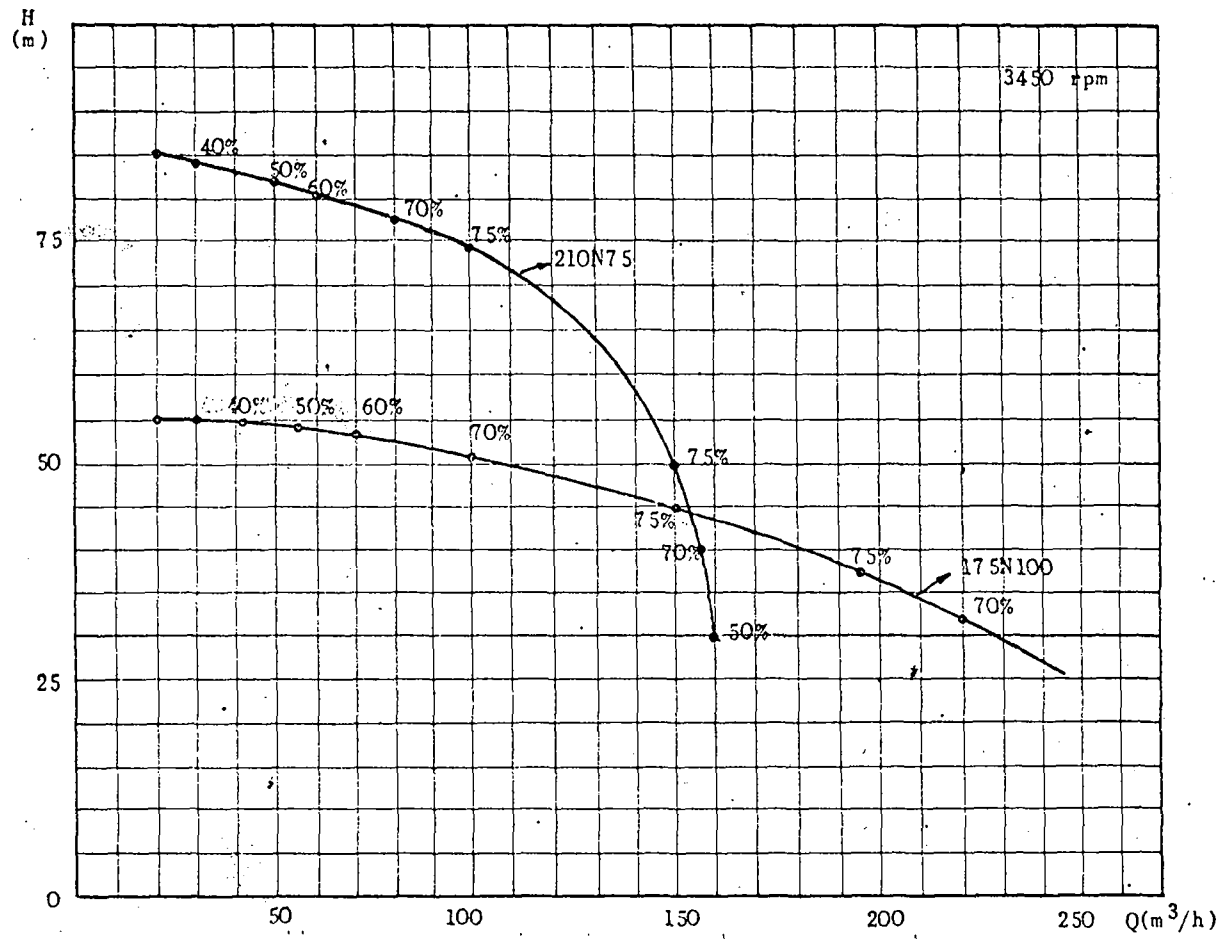


Fig. VI-10 - Curvas características de bombas 175N100 e 210N75 p/ 3450 r. p. m

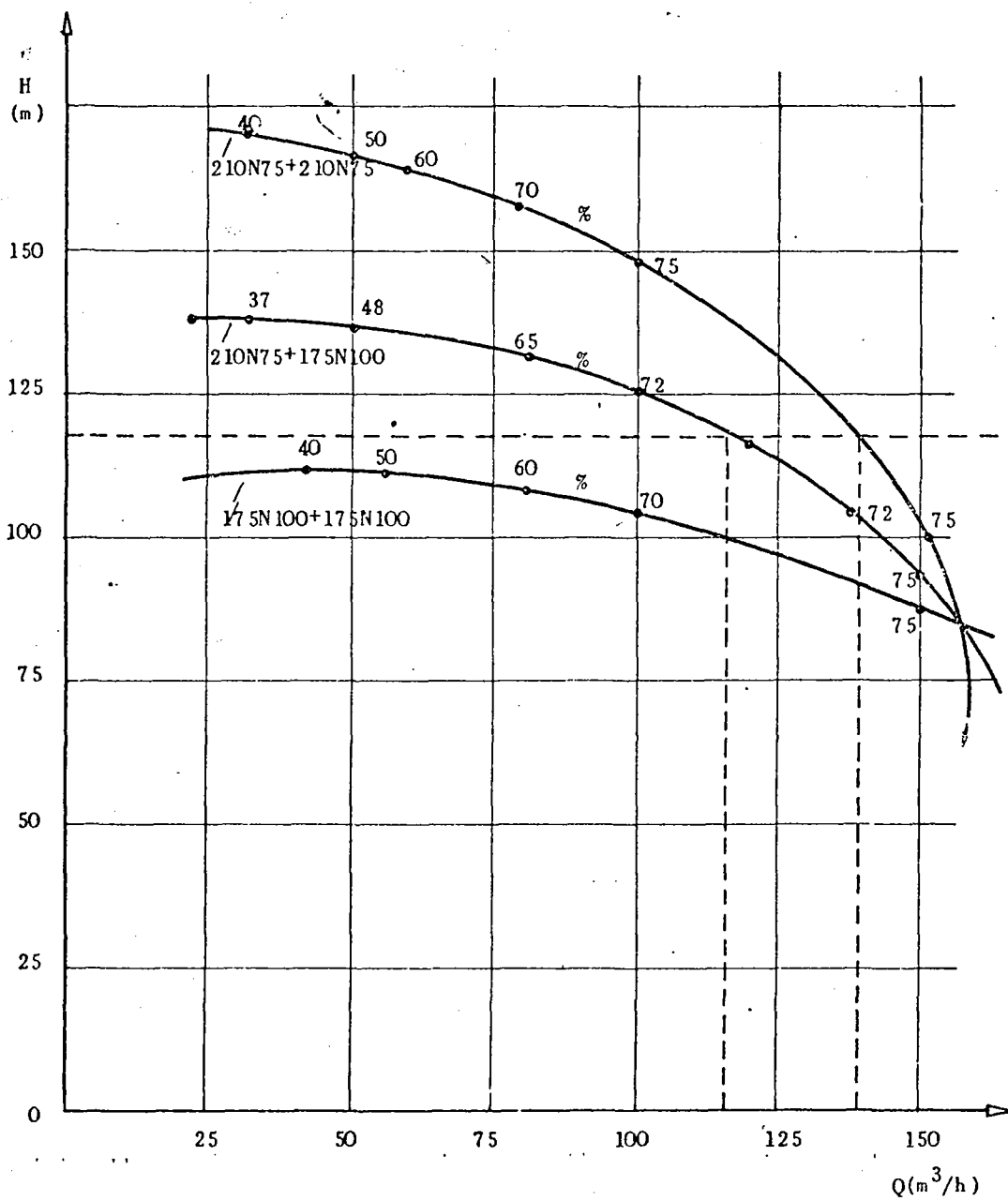


Fig. VI-11 - Curvas características de bombas 210N75 e 175N100, associação em série - duas a duas ..

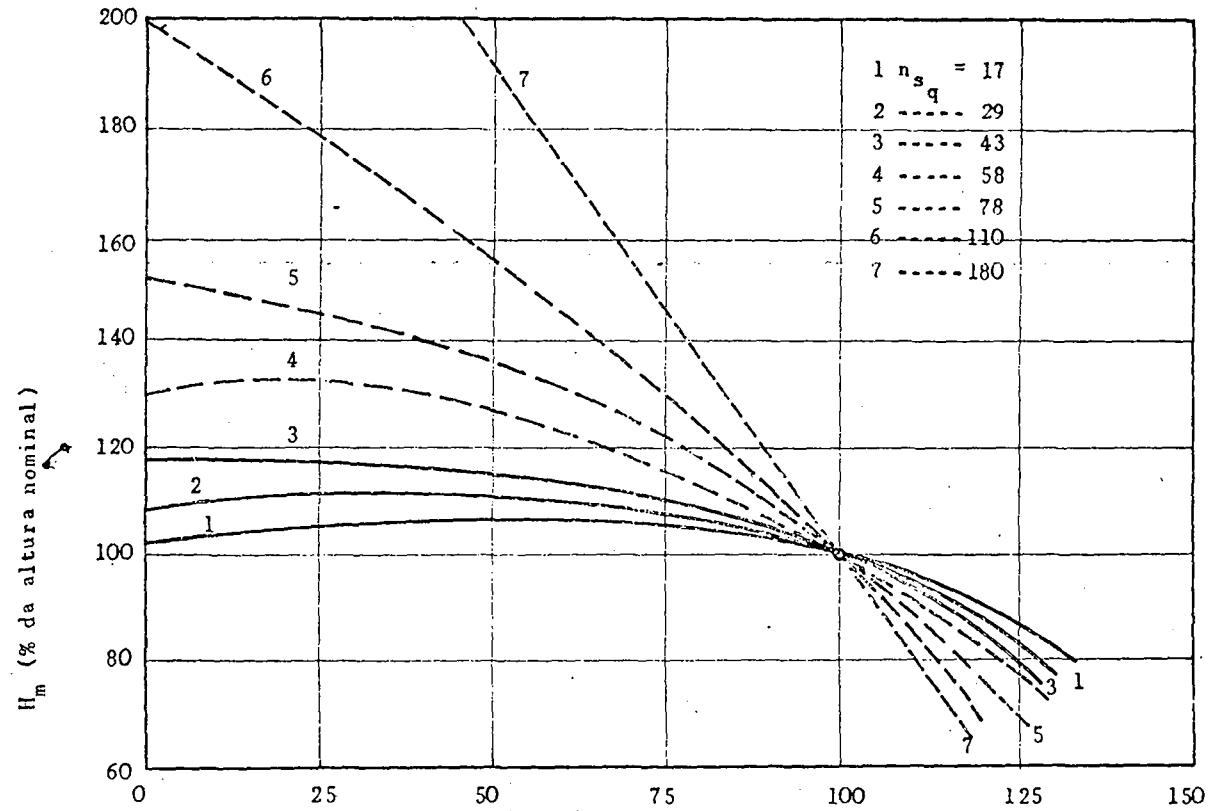


Fig. VI-12 - Vazão (% da vazão nominal)

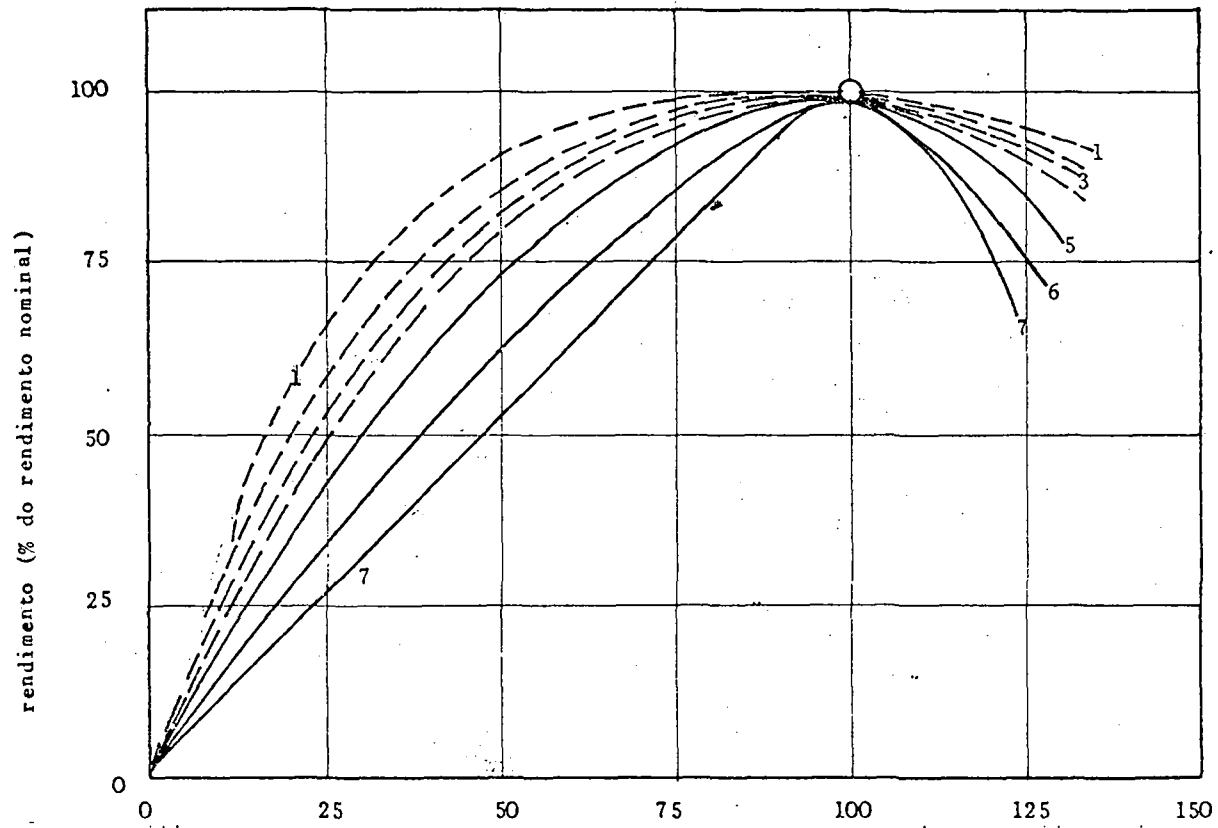


Fig. VI-13 - Vazão (% da vazão nominal)

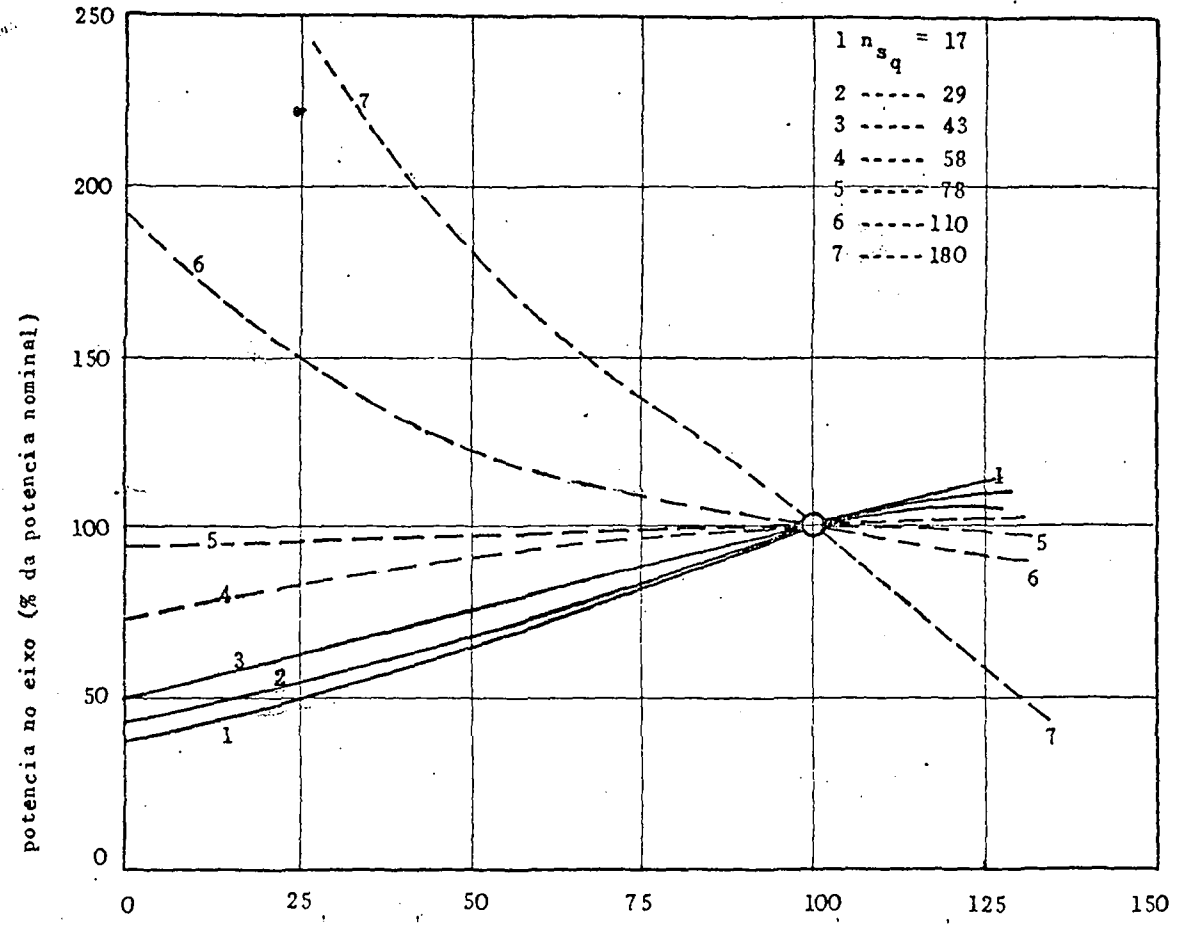


Fig. VI-14 - vazão (% da vazão nominal)

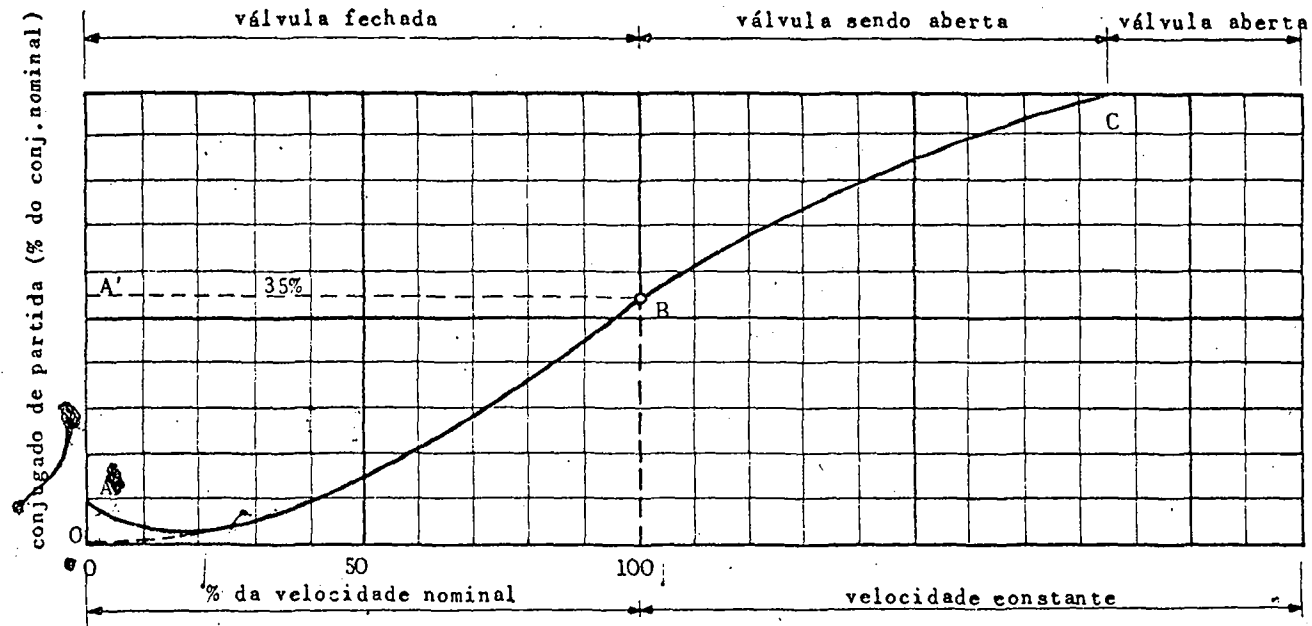


Fig.VI-15 - conjugado de partida para bombas centrífugas

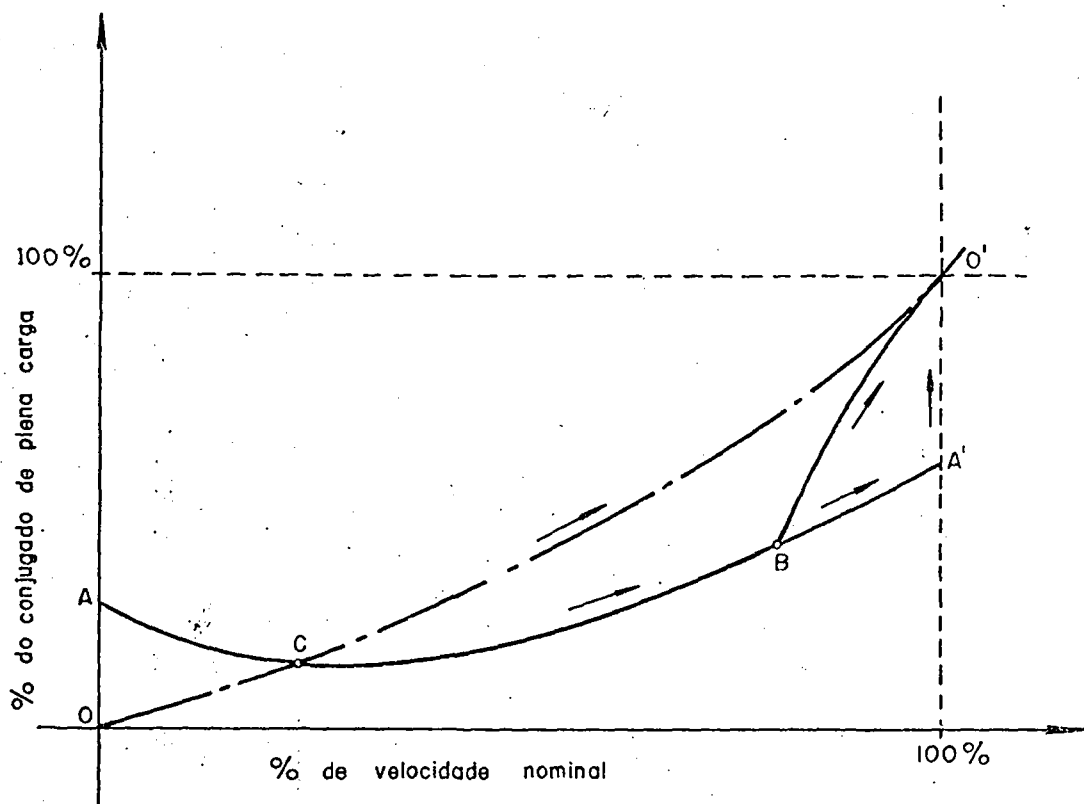


Fig. VI.16 - Conjugado de partida em função da rotação:

Curva OO' - válvula de saída aberta, sistema só de perda de carga.

Curva OBA' - registro de saída fechado.

Curva $A'O'$ - registro de saída abrindo, velocidade nominal.

Curva OBO' - registro de saída aberto, Válvula de retenção abre em B

Curva $O O'$ - registro aberto. Sistema só de perda de carga.

9 - Bibliografia

- Stepanoff, A.J. - Pompes centrifuges e pompes hélices - Dunod, Paris - 1967.
- Karassik, I.J. and Carter, R. - Centrifugal Pumps; selection, operation and maintenance - Mc Graw Hill - New York - 1960.
- Vários autores - Bombas e Estações Elevatórias - Faculdade de Higiene e Saúde Pública de São Paulo - São Paulo - 1968.
- Vieira, R.C.C. - Máquinas de Fluxo Tangenciais, Radiais e Axiais - Pub. nº 122 - EESC - 1965.
- KSB Handbook - Pumps.
- Klein, Schanzlin & Becker - Aktiengesellschaft - 1961.
- Exercícios de Máquinas de Fluxo - Pub. da EESC - 1965.
- Lazarkiewicz, S. - Impeller Pumps - Pergamon Press - Oxford - London - 1ª ed. 1965.

CAPITULO VII

BOMBAS DE CORRENTE

SWAMI H. VILLELA

Livre-docente do Departamento
de Hidráulica e Saneamento

1 - Descrição

Trata-se de um método de elevação de água utilizado em cisternas em locais onde não há disponibilidade de energia elétrica.

Consta de uma roda (1) com um encaixe por onde passa uma corrente (2), que fica em parte submersa na água, e, através dos seus elos e das arruelas de borracha (3) bombeia água do nível (A) para o nível (B), através do tubo (4). Ilustração na figura VII.1.

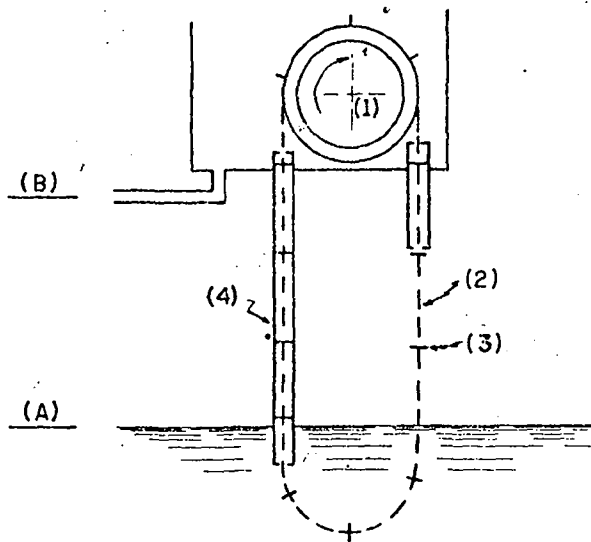


Figura VII.1

2 - Características gerais

As variáveis que mais interessam na escolha de uma bomba de corrente são:

- 2.1 - Vazão
- 2.2 - Rotação
- 2.3 - Diâmetro dos tubos de subida da água, saída da corrente e saída da água
- 2.4 - Diâmetro da roda motora da corrente
- 2.5 - Potência motora
- 2.6 - Número de arruelas de borracha
- 2.7 - Altura de elevação
- 2.8 - Profundidade de submersão
- 2.9 - Tensão superficial da água
- 2.10- Comprimento total da corrente
- 2.11- Rendimento mecânico.

Tratando-se de uma bomba manual, e, em geral de pequeno porte, para uso exclusivo de uma família cujas necessidades não devem ultrapassar 1000 litros por dia, pode-se fixar algumas das variáveis relacionadas, desprezar o efeito de outras e considerar apenas: vazão, rotação e altura de elevação.

Assim pode-se fixar:

- a - diâmetro do tubo de subida da água: 3/4"
- b - diâmetro do tubo de saída da corrente: 1"
- c - diâmetro da saída da água: 3/4"
- d - diâmetro da roda motora da corrente: 27 cm
- e - profundidade de submersão: 50 cm
- f - número de arruelas de borracha: 1 para cada metro de corrente.

Desprezar a importância:

- g - da potência motora
- h - da tensão superficial da água

i - do rendimento mecânico.

Para a bomba em questão pode-se fixar uma rotação de 75 rotações por minuto (bastante razoável para bombas manuais) obtendo para qualquer altura de elevação aproximadamente 12 litros por minuto: (0,2 l/seg.).

Esta vazão é a de uma torneira de lavatório bem aberta. É portanto bastante cômoda, pois encheria um reservatório de 1000 litros em aproximadamente uma hora e meia.

Não sendo a altura de recalque, nem a submergência da corrente limitações, pode-se com esta bomba, recalcar direto do poço a um reservatório elevado. Para isso pode-se fazer uma transmissão por correia para substituir a manivela ligada diretamente à roda motora.

3 - Aspectos físicos do funcionamento e ensaio de um modelo

Uma bomba como aquela aqui descrita foi ensaiada e chegou-se às seguintes conclusões:

- 3.1 - O diâmetro do tubo de subida não deve ser muito superior a largura do elo da corrente, e o tubo deve estar ligeiramente submerso
- 3.2 - O diâmetro do tubo de saída da corrente pode ser uma bitola maior que o primeiro e não necessita ser maior que 0,50 m, servindo apenas de guia da corrente
- 3.3 - É essencial a colocação das arruelas de borracha. Caso contrário a vazão fica grandemente reduzida. As arruelas de borracha devem ter o diâmetro praticamente igual ao diâmetro interno do tubo de subida da água (sendo ligeiramente menores)
- 3.4 - A água que molha os elos da corrente é por eles arrastada para o tubo de subida. As arruelas de borracha servem como válvula de retenção móveis. Daí a altura de

recalque não influir praticamente. Nos testes feitos pôde-se notar que para maiores alturas a vazão chega a aumentar devido ao maior número de "oportunidades" que uma gota de água tem, "escapando" de uma arruela de borracha, para encontrar outra arruela em posição mais baixa

3.5 - Deixou-se de estudar a influência da tensão superficial da água, pois a ausência das arruelas de borracha torna a vazão quase nula, ou em outras palavras, para uma pequena vazão necessitaria de uma rotação impraticável manualmente. Assim sendo, as maiores responsáveis pelo bombeamento são as arruelas de borracha. Daí o desinterêsse no teste, pela tensão superficial da água, pelo menos para o bombeamento de água em pequena escala

3.6 - Tratando-se de bomba manual e de pequeno porte, o rendimento mecânico tem um papel secundário desde que a força aplicada na manivela seja pequena. No caso, uma criança de 6 anos poderá sem esforço bombear 12 litros por minuto e até mais.

4 - Teoria e constatação experimental

Inicialmente tentou-se esquematizar uma teoria para a bomba de corrente baseada no arrastamento da água pelos elos. Depois do fracasso do experimento sem as arruelas de borracha, abandonou-se a idéia do puro arrastamento para imaginar uma ação conjunta de arrastamento e ação de pistão das arruelas. Infelizmente até agora não foi possível equacionar as variáveis em jogo apenas com as leis da fluidodinâmica.

Pode-se-ia fazer um estudo das variáveis em relação à análise dimensional. Fatalmente deveríamos considerar o adimensional da tensão superficial, o número de Weber, isto é:

$$\frac{\sigma}{\rho v^2 D}$$

onde:

σ é o coeficiente de tensão superficial

ρ é a massa específica do líquido

V é a velocidade do líquido no tubo de subida da água

D é uma dimensão característica da bomba (por exemplo diâmetro do tubo de subida da água).

Outro adimensional, que poderia ser importante seria o número de Reynolds ($\frac{\rho V D}{\mu}$) onde μ é o coeficiente de viscosidade do líquido.

Abandonou-se a idéia da análise dimensional, para o caso em questão, pelas seguintes razões:

- 4.1 - Resolveu-se estudar apenas a bomba manual de pequeno porte para água
- 4.2 - Para variar a tensão superficial da água necessitava-se de um antiespumínico cuja obtenção, na ocasião foi difícil
- 4.3 - Achou-se mais importante para as aplicações simples e imediatas plotar as variáveis dimensionais: vazão e rotação.

De acôrdo com os testes feitos pode-se avaliar a vazão da bomba de corrente em questão, para qualquer altura de recalque, (para rotações cabíveis manualmente) pela seguinte equação:

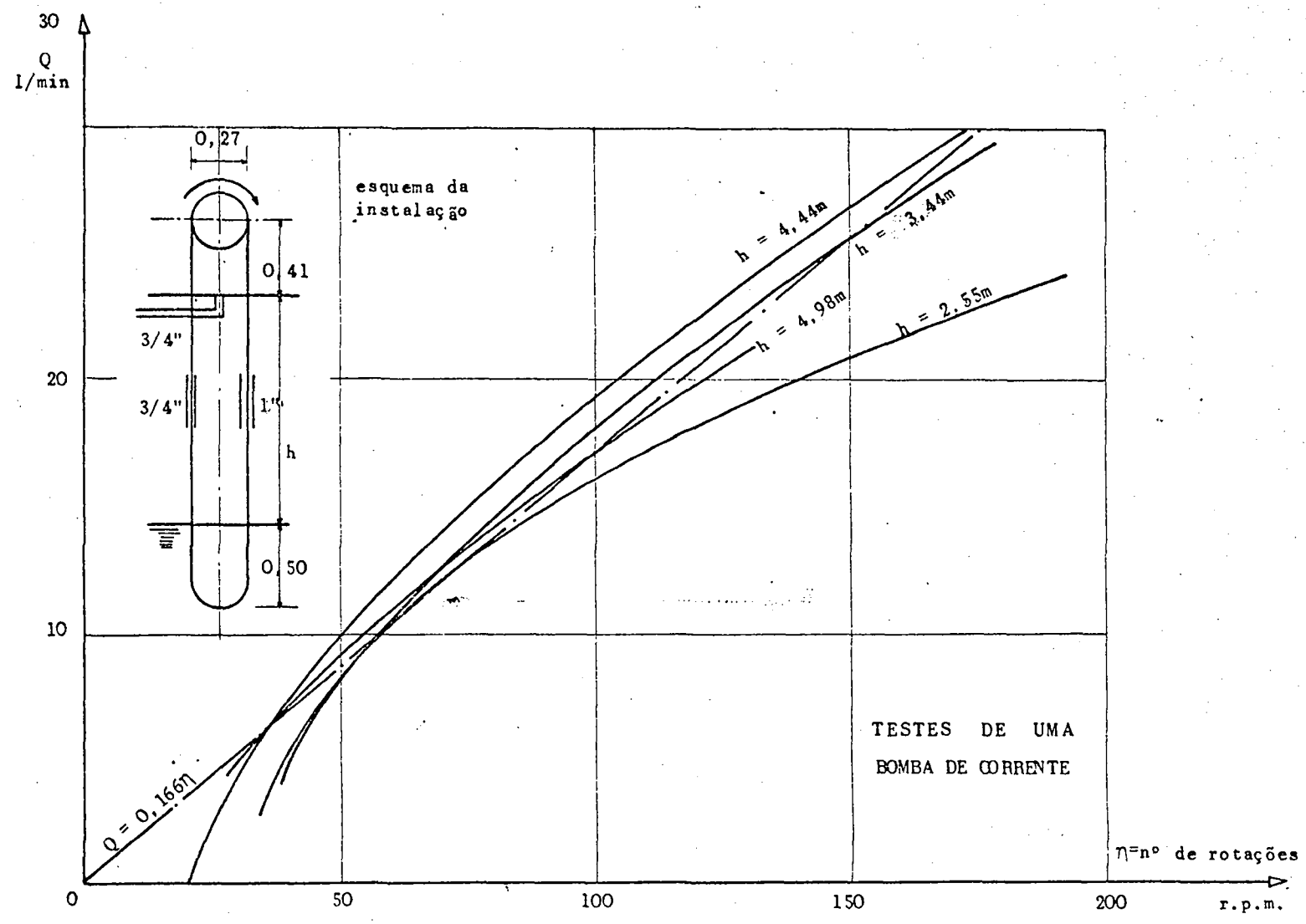
$$Q = 0,166 n$$

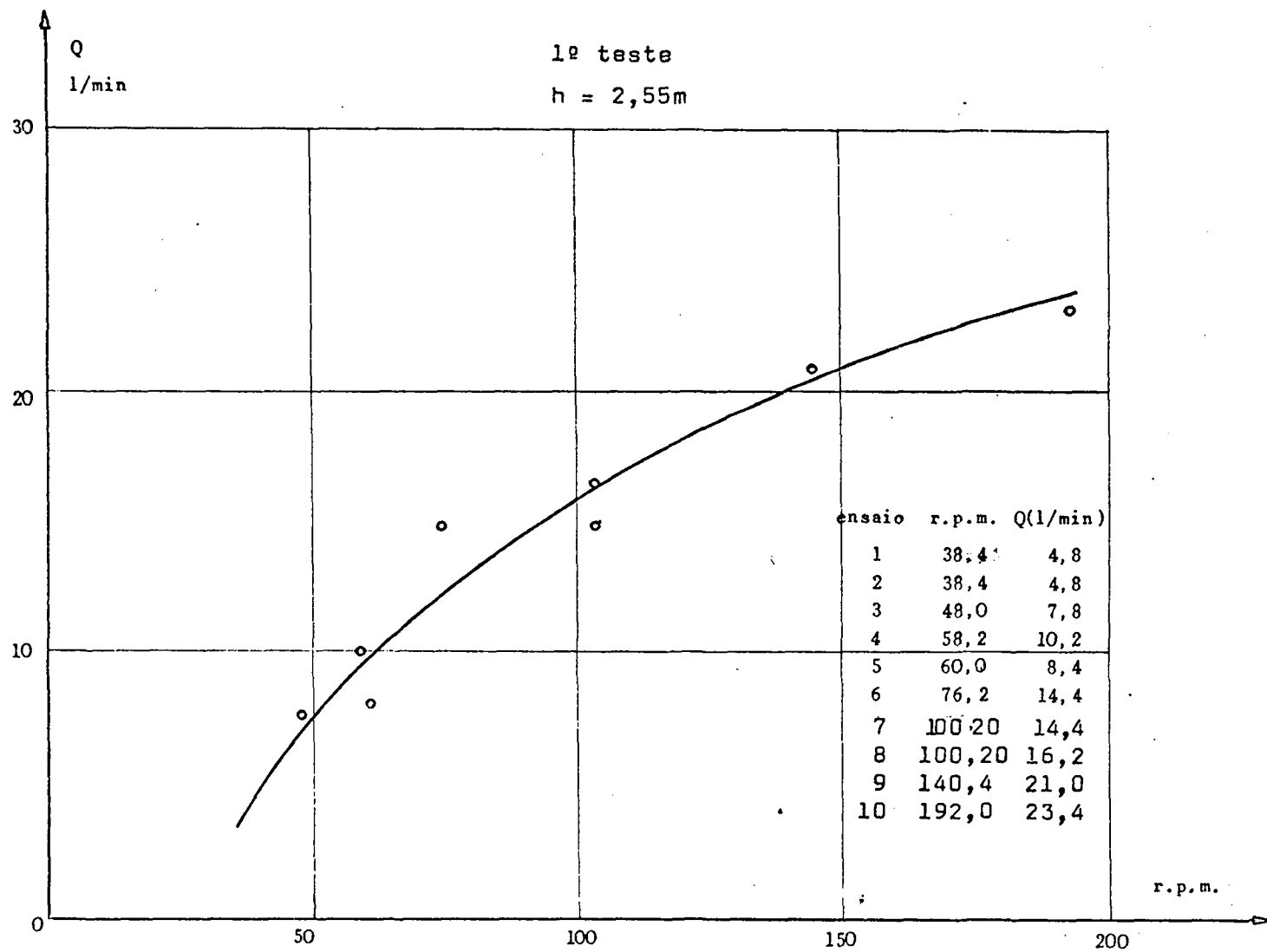
Sendo Q a vazão em litros por minuto e n a rotação em rotações por minuto (rpm).

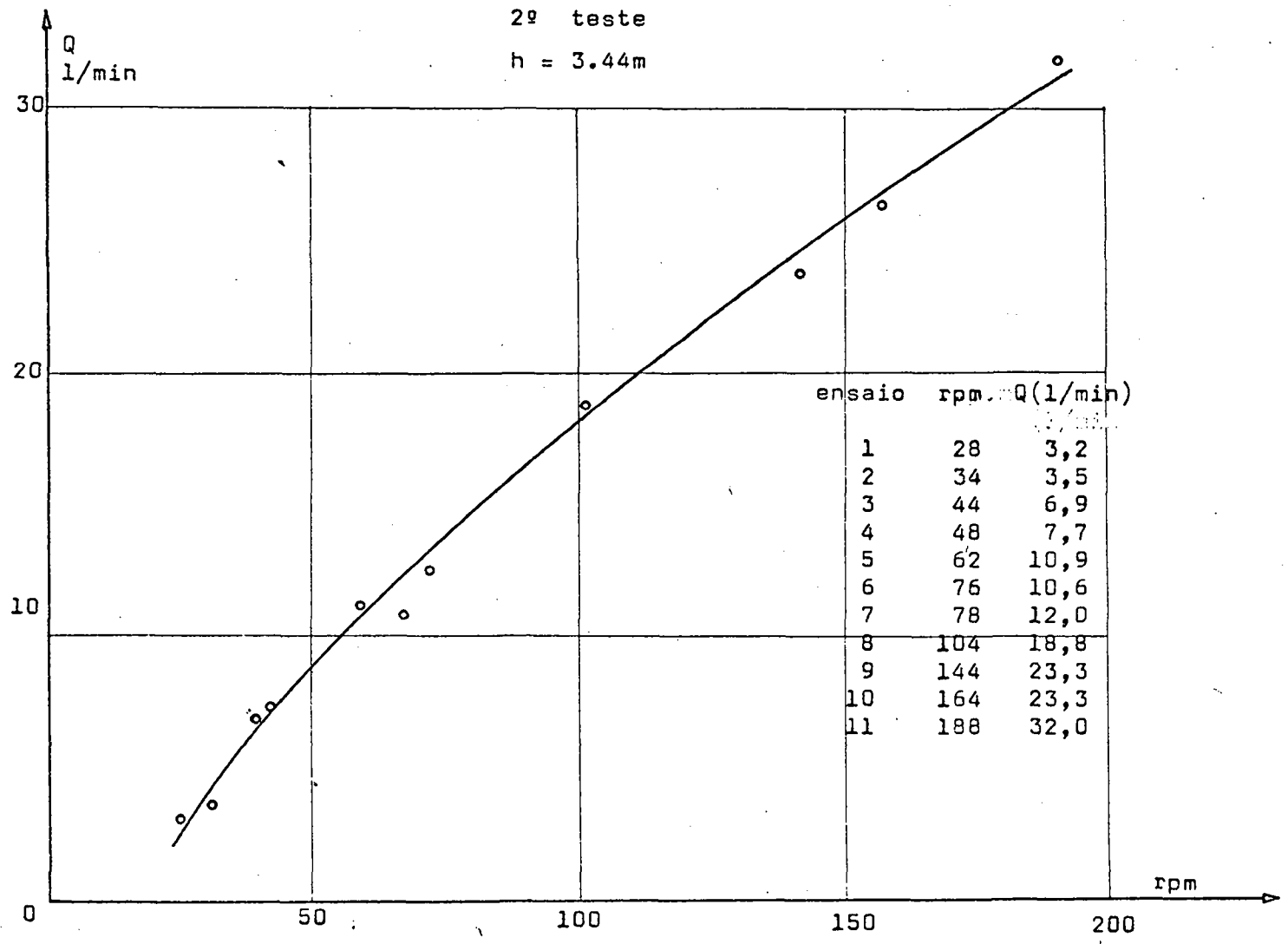
Esta equação deverá ser aplicada para rotações maiores que 30 rpm.

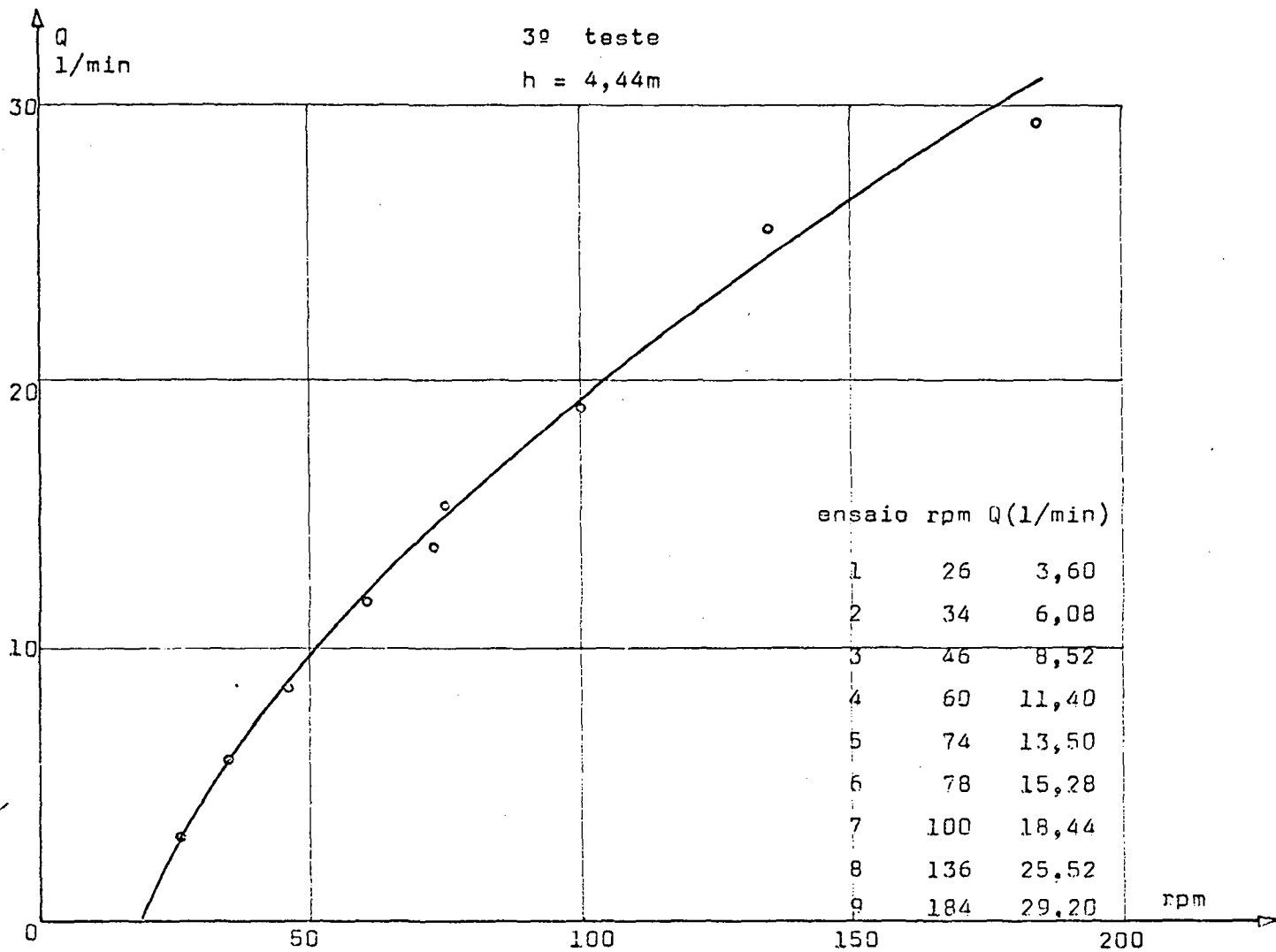
- Anexo Nº 1 - Testes

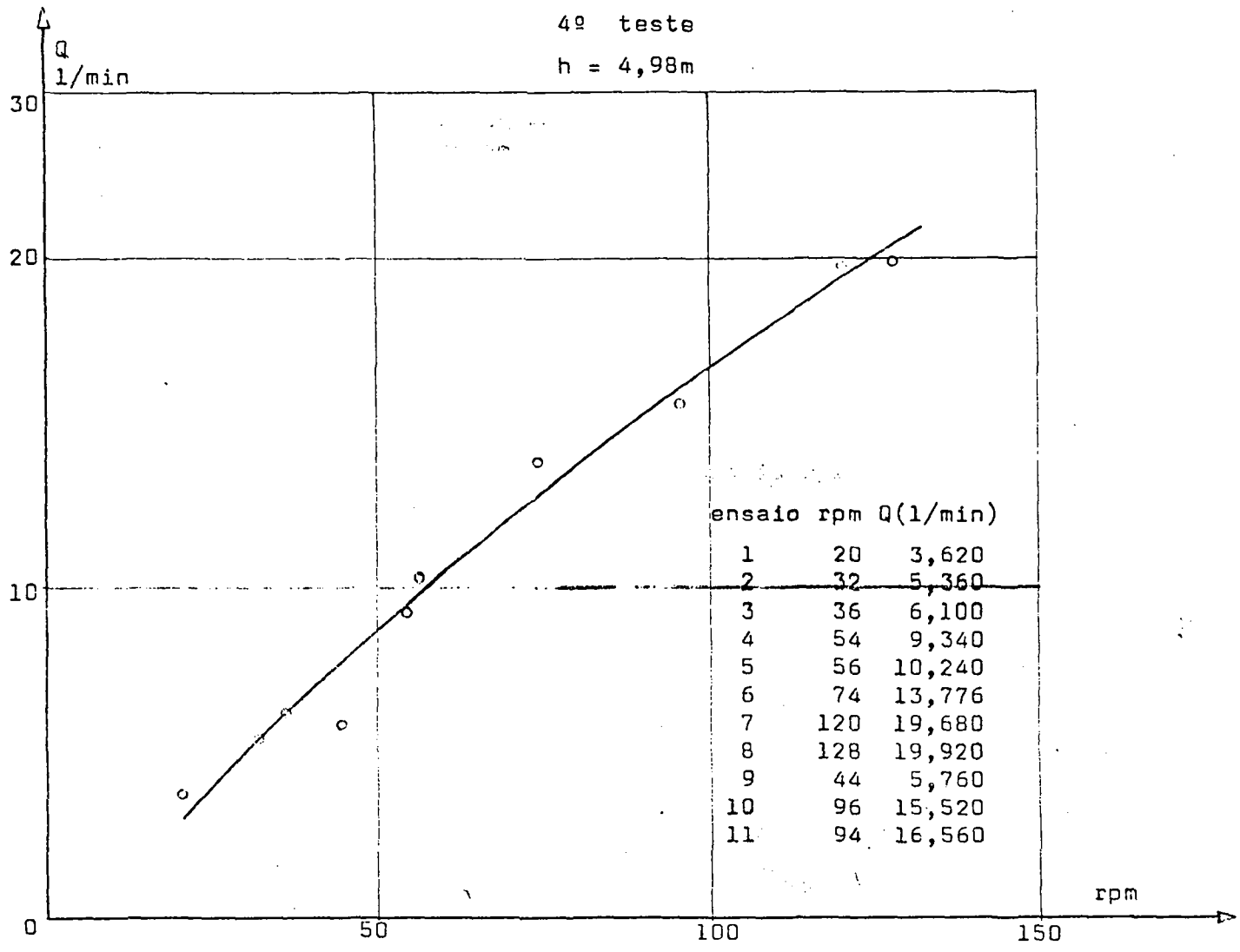
- Anexo Nº 2 - Desenho técnico da bomba.

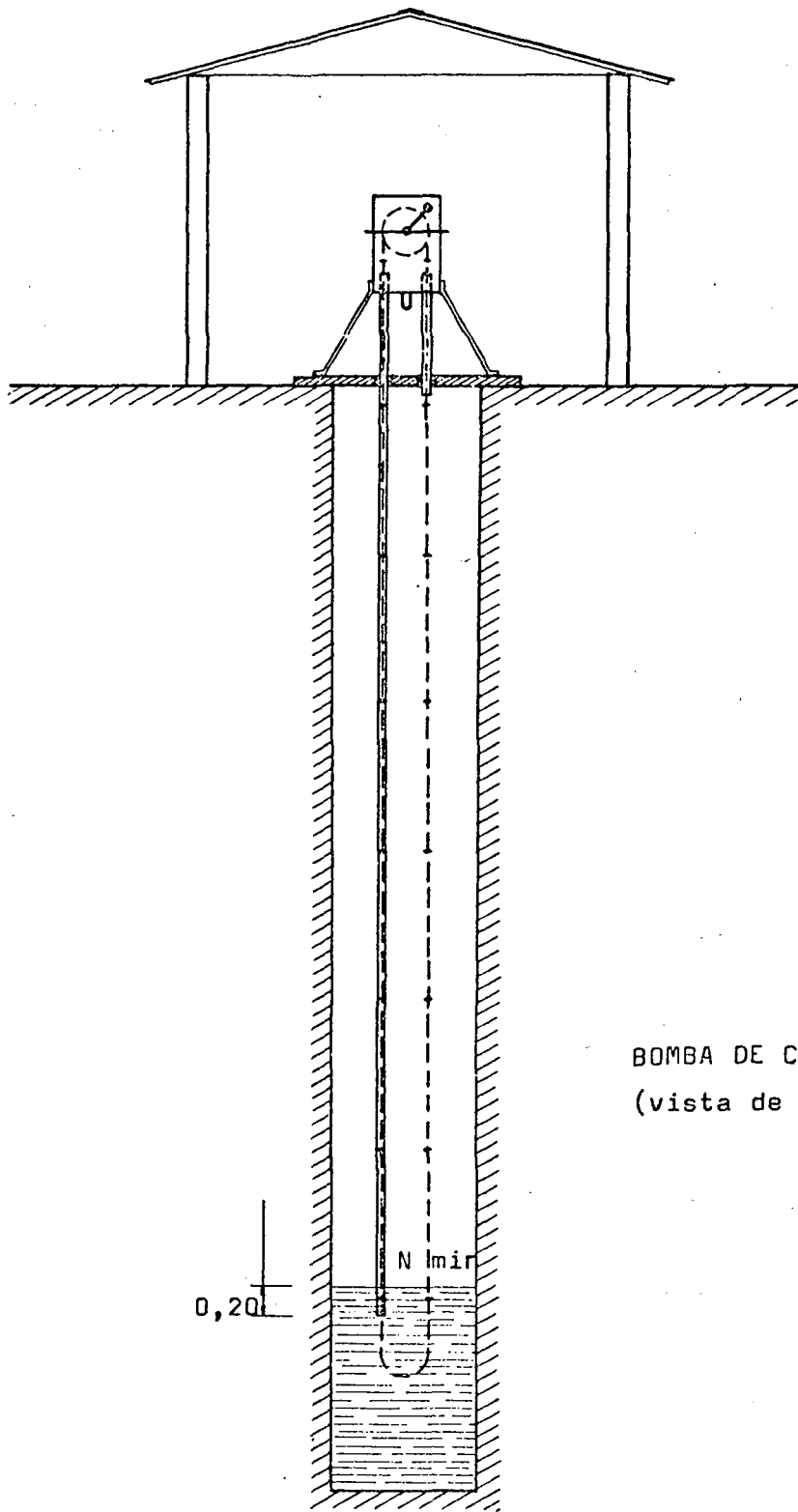




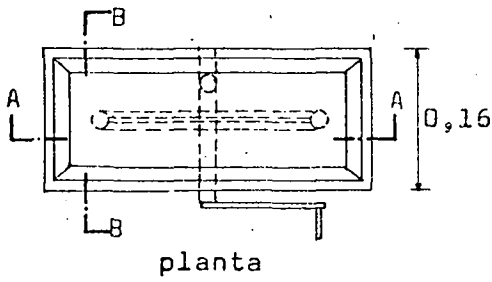




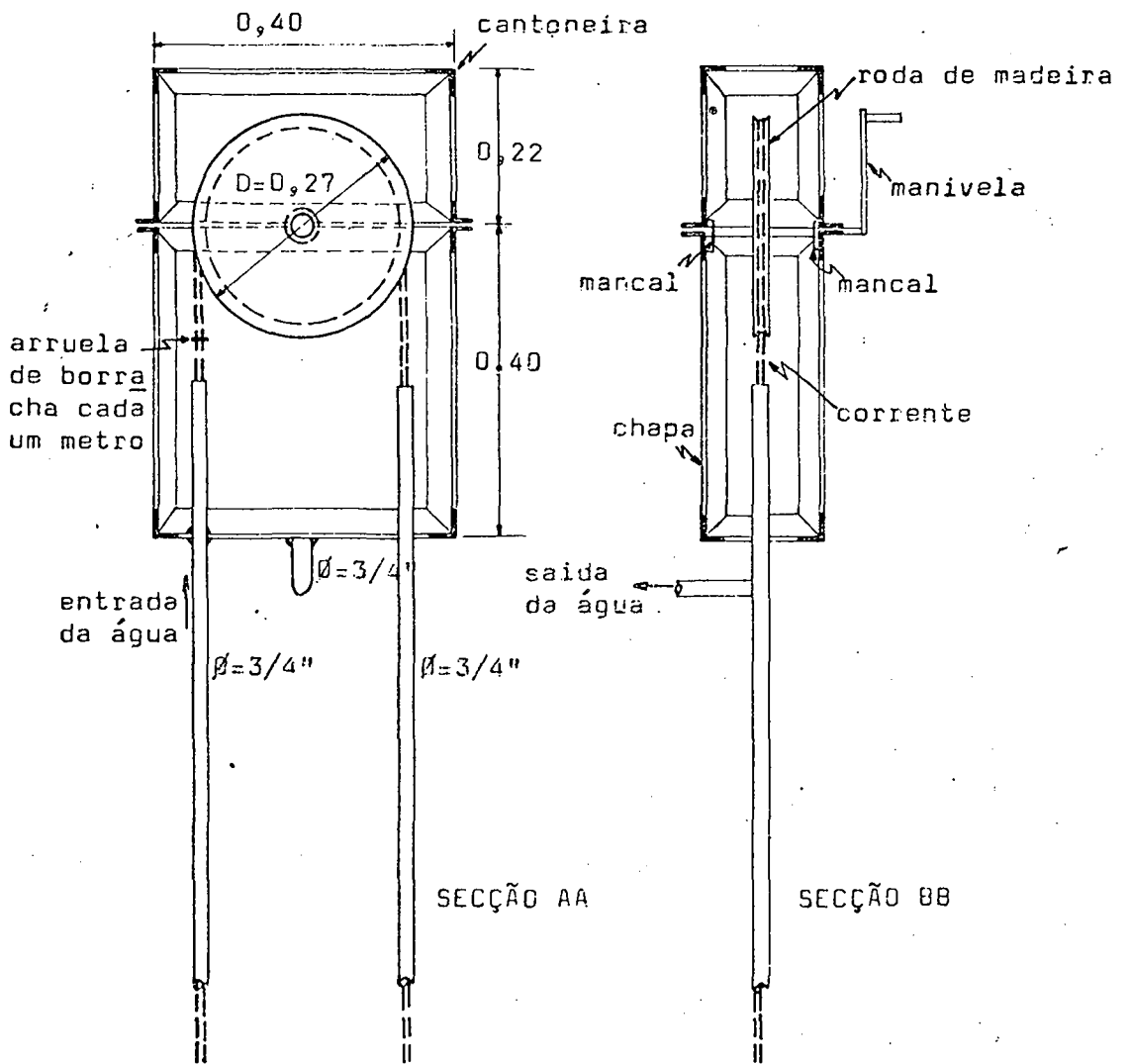




BOMBA DE CORRENTE
(vista de conjunto)



BOMBA DE CORRENTE



escala 1:10

capítulo VIII

B O M B A S A X I A I S

Rui Carlos C. Vieira

Professor Catedrático da Escola de
Engenharia de São Carlos, da U.S.P

1 - Introdução

Far-se-á neste capítulo um estudo sucinto do funcionamento das bombas hidráulicas de fluxo do tipo axial, sob o ponto de vista hidrodinâmico.

Para caracterizar o que se entende por este tipo particular de bomba, deve-se reportar ao projeto de norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas referente a "Terminologia de Bombas Hidráulicas", apresentado em outro capítulo desta publicação.

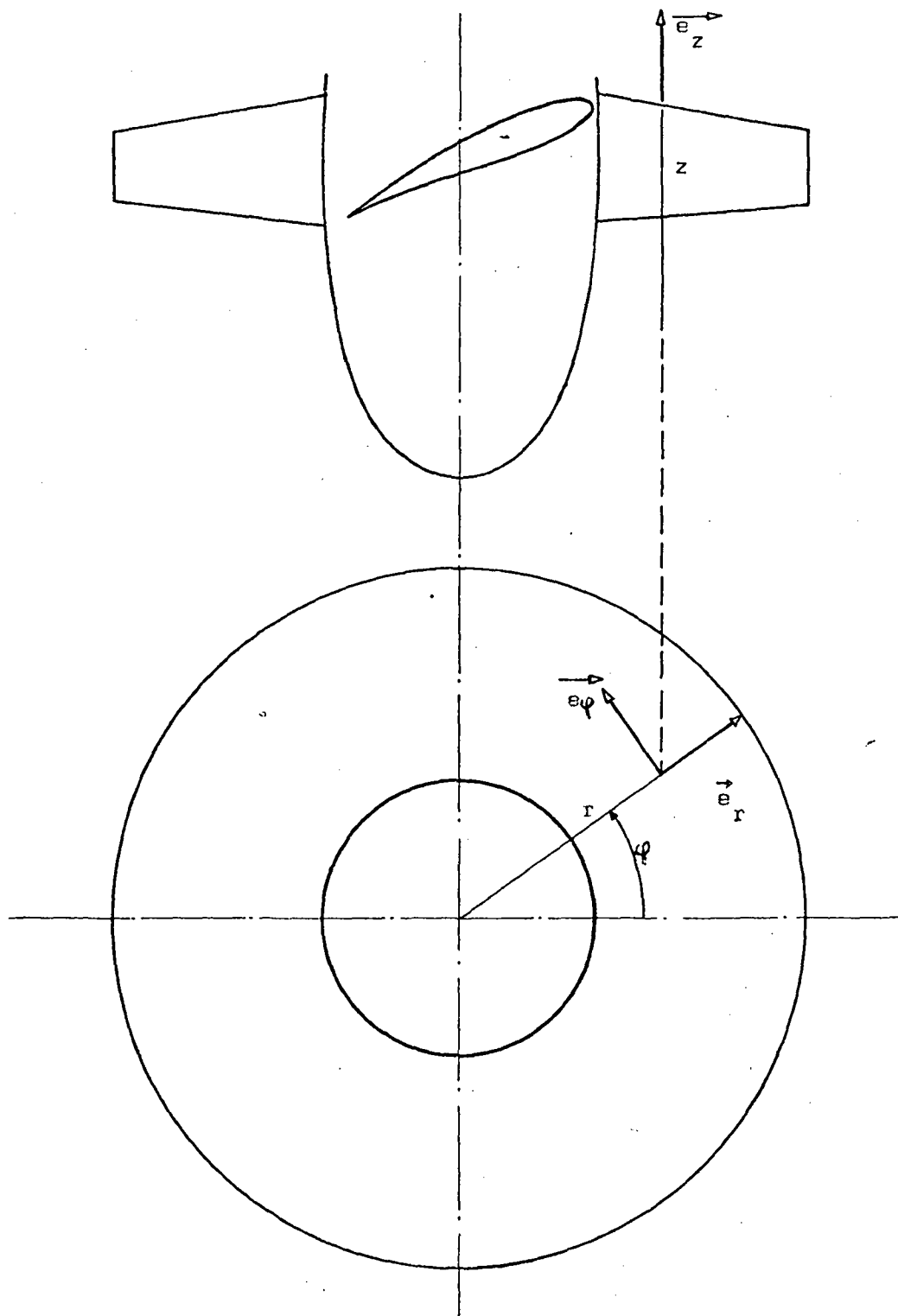
Na figura VIII.1 apresenta-se a fotografia de um rotor típico de uma bomba axial, bem como da sua carcaça, à guisa de ilustração.

2 - Aspectos geométricos

Vários formatos de rotor são possíveis para as bombas axiais, com diversas relações de raio do cubo/raio externo, diversos números de pás e formas diferentes para as pás.

A relação raio do cubo/raio externo, bem como o número de pás, é uma função do coeficiente de rotação específica unitária n_{sQ} já introduzido em outro capítulo desta publicação.

Na figura VIII.2 apresenta-se uma fotografia de diversos roto



res de bombas axiais de fabricação "Escher Wyss", dispostos em correspondência com o seu coeficiente n_{sQ} , podendo desta maneira ser ressaltada a influência daquele coeficiente no formato do rotor.

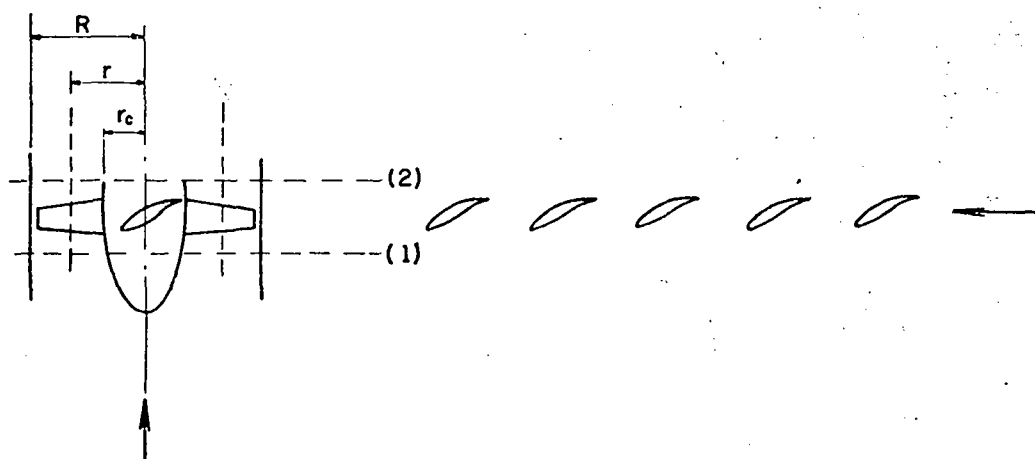
A forma particular da pá de um rotor com determinado valor do coeficiente n_{sQ} é imposta por critérios de projeto que variam de conformidade com o projetista.

Para o estudo do escoamento através do rotor de uma bomba axial é bastante adequado o sistema cilíndrico de coordenadas. Na figura VIII.3 tem-se um esbôço do posicionamento dêsse sistema relativamente ao rotor.

Os versores radial, tangencial e axial, são indicados respectivamente por

$$\vec{e}_r \quad \vec{e}_\theta \quad \vec{e}_z$$

Na figura VIII.4 apresenta-se um desenho esquemático de uma bomba axial, inclusive o seu seccionamento mediante uma superfície cilíndrica coaxial com o seu eixo geométrico, e o desenvolvimento dessa superfície sôbre o plano do desenho.



Os perfis indicados no desenvolvimento da figura VIII.4 de

uma maneira geral podem ser de qualquer tipo, e suas características geométricas também podem variar grandemente à medida que o raio da superfície cilíndrica de seccionamento varia desde o raio do cubo até ao raio externo.

Dentre os inúmeros tipos de perfis são mais vantajosos os perfis mais finos, devido ao fato de apresentarem melhores características quanto à prevenção da cavitação.

O ângulo de posicionamento do perfil, bem como a sua corda, resultam de imposições feitas no decorrer do projeto, uma vez estabelecido o tipo de perfil.

São usuais em bombas hidráulicas perfis dos tipos apresentados a seguir, com suas coordenadas especificadas nas tabelas correspondentes.

3 - Aspectos cinemáticos

Como em qualquer outra máquina de fluxo, para o estudo do funcionamento das bombas axiais é necessário considerar a superposição do campo das velocidades relativas com o campo das velocidades de arrastamento, dando origem ao campo das velocidades absolutas.

Deve ser lembrado que as velocidades compõem-se, vetorialmente, de tal maneira que, chamando-se a velocidade relativa de \vec{V}' e a velocidade de arrastamento de $\vec{\omega} \wedge \vec{r}$, resulta a velocidade absoluta \vec{V} dada por

$$\vec{V} = \vec{V}' + \vec{\omega} \wedge \vec{r}$$

Esta última expressão é básica para o desenho dos chamados triângulos de velocidade correspondentes ao escoamento através da bomba.

Usualmente em primeira aproximação é feita a hipótese de escoamento com ausência de componente radial. Nesse caso têm-se triângulos de velocidade sem componentes radiais, podendo-se mostrar o

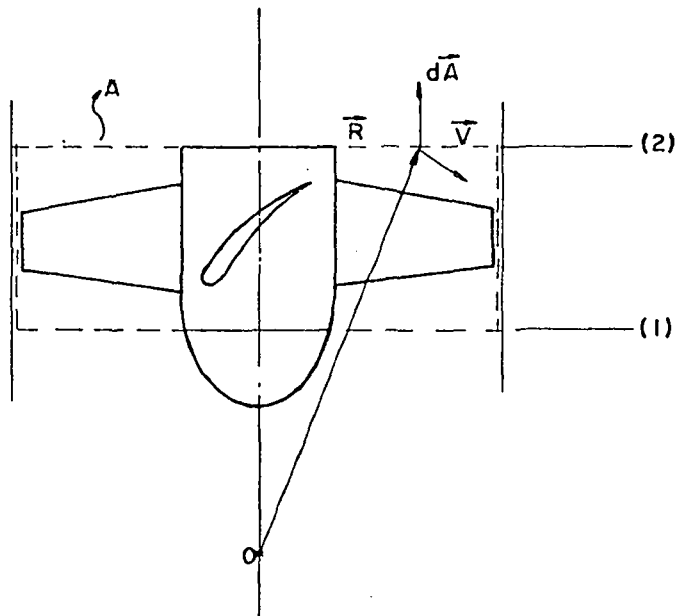
perfil nº	x %	0	1,25	2,5	5,0	7,5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
387	y	3,2	6,25	7,65	9,4	10,85	11,95	13,40	14,40	15,05	14,6	13,35	11,35	8,90	6,15	3,25	1,75	0,15
	y _o	3,2	1,50	1,05	0,55	0,25	0,10	0,00	0,00	0,20	0,40	0,45	0,50	0,45	0,30	0,15	0,05	0,15
490	y	2,00	3,60	4,60	5,95	7,00	7,70	8,65	9,20	9,60	9,05	8,55	7,45	6,05	4,40	2,50	1,45	0,15
	y _o	2,00	0,85	0,50	0,15	0,00	0,00	0,20	0,40	0,95	0,80	0,80	0,60	0,40	0,15	0,00	0,05	0,15
623	y	3,25	5,45	6,45	7,90	9,05	9,90	10,95	11,55	12,00	11,70	10,65	9,15	7,35	5,15	2,80	1,60	0,30
	y _o	3,25	1,95	1,50	0,90	0,35	0,20	0,10	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
624	y	4,00	7,15	8,50	10,40	11,75	12,85	14,35	15,30	16,00	15,40	14,05	12,00	9,50	6,60	3,55	2,00	0,50
	y _o	4,00	2,25	1,65	0,95	0,60	0,40	0,15	0,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
NACA 23012	y	0,00	2,67	3,65	4,91	5,80	6,43	7,19	7,50	7,55	7,14	6,41	5,47	4,36	3,08	1,68	0,92	0,00
	y _o	0,00	-1,23	-1,71	-2,26	-2,61	-2,92	-3,50	-3,97	-4,46	-4,48	-4,17	-3,67	-3,00	-2,16	-1,23	-0,70	-0,00

seu aspecto na fotografia da Figura VIII.5, desenhados sôbre a superfície cilíndrica de seccionamento do rotor.

4 - Aspectos dinâmicos

Para a completa compreensão do mecanismo de intercâmbio de energia envolvido no funcionamento de uma máquina de fluxo axial de um tipo qualquer, é necessário lançar mão do conceito de circulação e relacioná-lo com o intercâmbio de momento de quantidade de movimento.

Considerando-se de conformidade com a Figura VIII.6, a superfície fechada A formada pelos planos de seccionamento (1) e (2) perpendiculares ao eixo da máquina, e pelos trechos da carcaça e do cubo do rotor, compreendidos entre aquêles planos, resulta do Teorema do Momento da Quantidade de Movimento a seguinte expressão para o momento \vec{M} das fôrças que atuam sôbre o fluido em escoamento suposto permanente, dentro da superfície fechada A :



$$\vec{M} = \int_A \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} (\vec{R} \wedge \vec{V})$$

sendo

ρ a massa específica do fluido

\vec{V} a velocidade do escoamento

\vec{R} o vetor de posição

$d\vec{A}$ o elemento de área sôbre a superfície A

Desprezando-se o efeito de atrito do fluido sôbre a carcaça, o momento \vec{M} é igual ao momento exercido pelo rotor sôbre o fluido, e sua componente axial, pode ser dada algèbricamente pela seguinte expressão, levando-se em conta as componentes dos vetores \vec{V} e \vec{R}

$$M_z = \rho Q \left[(V_\varphi r)_2 - (V_\varphi r)_1 \right]$$

Para a obtenção da expressão anterior foi suposto que o produto da componente tangencial da velocidade absoluta de escoamento V_φ pela coordenada r se mantenha constante ao longo dos planos (1) e (2) respectivamente. Tal hipótese praticamente corresponde à imposição de não haver componente radial no escoamento no trecho considerado. O escoamento caracterizado pela lei $V_\varphi r = \text{cte}$ recebe o nome de vórtice ideal.

Por outro lado, define-se a circulação Γ correspondente a um escoamento qualquer como a circuitação do vetor velocidade \vec{V} ao longo de uma linha fechada

$$\Gamma = \oint_L \vec{V} \cdot d\vec{L}$$

Para o vórtice ideal, sendo $V_\varphi r = a$ e supondo-se a linha fechada L conter a origem, resulta

$$\Gamma = 2\pi r V_\varphi = 2\pi a = \text{cte}$$

Fisicamente a circulação é uma medida do momento da quantidade de movimento do escoamento contido dentro da linha fechada.

O momento M_z das forças que atuam sobre o fluido, e que mede a variação do momento da quantidade de movimento do fluido ao passar da secção de entrada (1) para a secção de saída (2) da bomba, pode então ser relacionado com a variação da circulação entre as mesmas secções, resultando

$$M_z = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1)$$

A diferença de circulações $\Gamma_2 - \Gamma_1$ correspondente à introdução de uma circulação equivalente pelas z pás do rotor. Chamando-se de Γ a circulação introduzida por uma pá tem-se então

$$\Gamma_2 - \Gamma_1 = z\Gamma$$

seguinte-se

$$M_z = \frac{\rho Q}{2\pi} z\Gamma$$

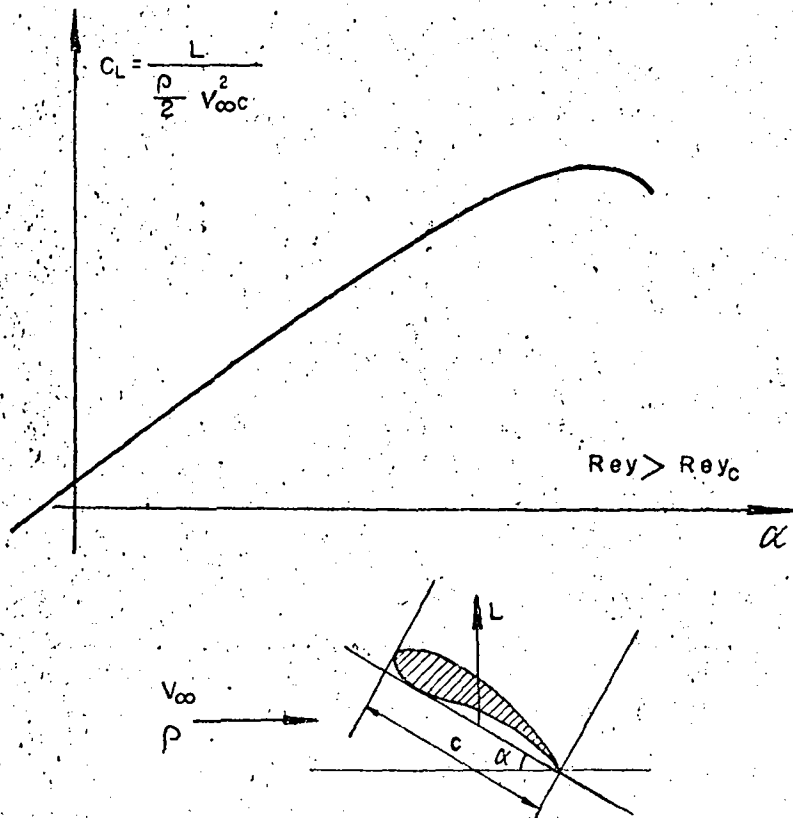
A expressão da potência P correspondente, dentro das hipóteses feitas, segue-se imediatamente

$$P = M_z \omega = \frac{\rho Q}{2\pi} \omega z\Gamma$$

A circulação Γ introduzida por uma pá relaciona-se com as características geométricas da pá, pois da interação entre a pá e o escoamento é que deverá resultar a variação do momento da quantidade de movimento do escoamento.

Para um perfil bidimensional dispõem-se usualmente de curvas características obtidas experimentalmente através de ensaios com modelos reduzidos em túneis aero e hidrodinâmicos, e que apresen-

tam o coeficiente de sustentação C_L em função do ângulo de ataque α como o aspecto mostrado na Fig. VIII.7.



A força de sustentação L relaciona-se com a circulação Γ em torno do perfil através do Teorema de Kutta

$$L = \rho V_\infty \Gamma$$

de tal maneira que é possível relacionar a circulação de um perfil com o seu correspondente coeficiente de sustentação, resultando

$$\Gamma = \frac{C_L V_\infty c}{2}$$

Observa-se então que é possível manter a circulação Γ constante, para determinado valor de V_∞ , mesmo variando-se C_L e c , desde que o seu produto se mantenha constante. Esse fato justifica

a existência de inúmeras formas particulares de pás para rotores que deverão trabalhar sob idênticas condições. A imposição de um critério de projeto resultará na fixação de uma forma particular para a pá.

A relação entre Γ e C_L , obtida anteriormente justamente com a curva característica de C_L em função de α , indica que a variação do ângulo de ataque dos perfis das pás de um rotor pode permitir a variação da circulação $z\Gamma$ introduzida pelas pás, de modo que se torna possível variar o momento M_z e a potência P simplesmente através do posicionamento das pás. Tal posicionamento poderá ser variado inclusive mediante controle automático contínuo, e é uma das características mais vantajosas pelas quais se sobressaem as máquinas axiais.

5 - Aspectos básicos de funcionamento

No item anterior mostrou-se a relação entre o momento M_z , ou a potência P , e a circulação $z\Gamma$ introduzida pelas pás do rotor de uma bomba axial.

Pretende-se neste item tentar visualizar as modalidades de desempenho de uma bomba axial, utilizando-se para tal um modelo didático de bomba no qual as pás foram substituídas por cilindros rotativos. Este modelo didático, que recebeu o nome de "Turbo-bomba Magnus", é extremamente útil para ilustrar a relação entre a circulação $z\Gamma$ e o momento M_z ou a potência P .

Na Fig.VIII.8, apresenta-se uma fotografia do modelo considerado, utilizando ar como fluido em escoamento.

Utilizando-se o modelo considerado fazem-se então algumas experiências ilustrativas resumidas brevemente a seguir. Sem acionamento dos cilindros rotativos tem-se $z\Gamma = 0$, não é introduzida circulação alguma no fluido, conseqüentemente não há momento aplicado sobre o fluido, e o momento da quantidade de movimento que é nu

lo na secção de entrada permanece nulo na secção de saída. Mesmo com a imposição de uma rotação Ω do rotor não há escoamento no sentido axial. Acionando-se os cilindros rotativos de maneira a resultar $z\Gamma \neq 0$ e impondo-se uma rotação Ω ao rotor, resulta um escoamento axial em consequência do intercâmbio dos momentos de quantidade de movimento. Para o mesmo valor de $z\Gamma$, quanto maior o momento M_z aplicado ao rotor, maior será também a vazão Q posta em escoamento, como previsto pela expressão obtida anteriormente:

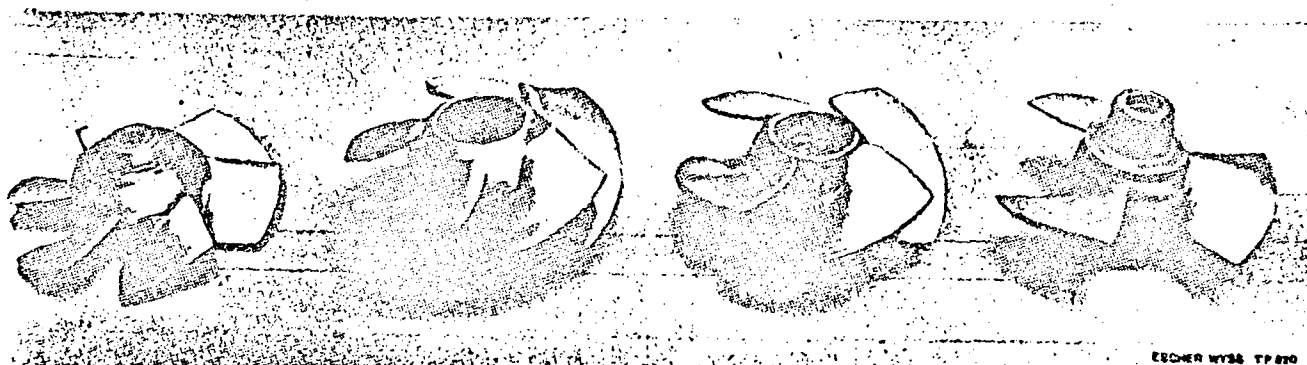
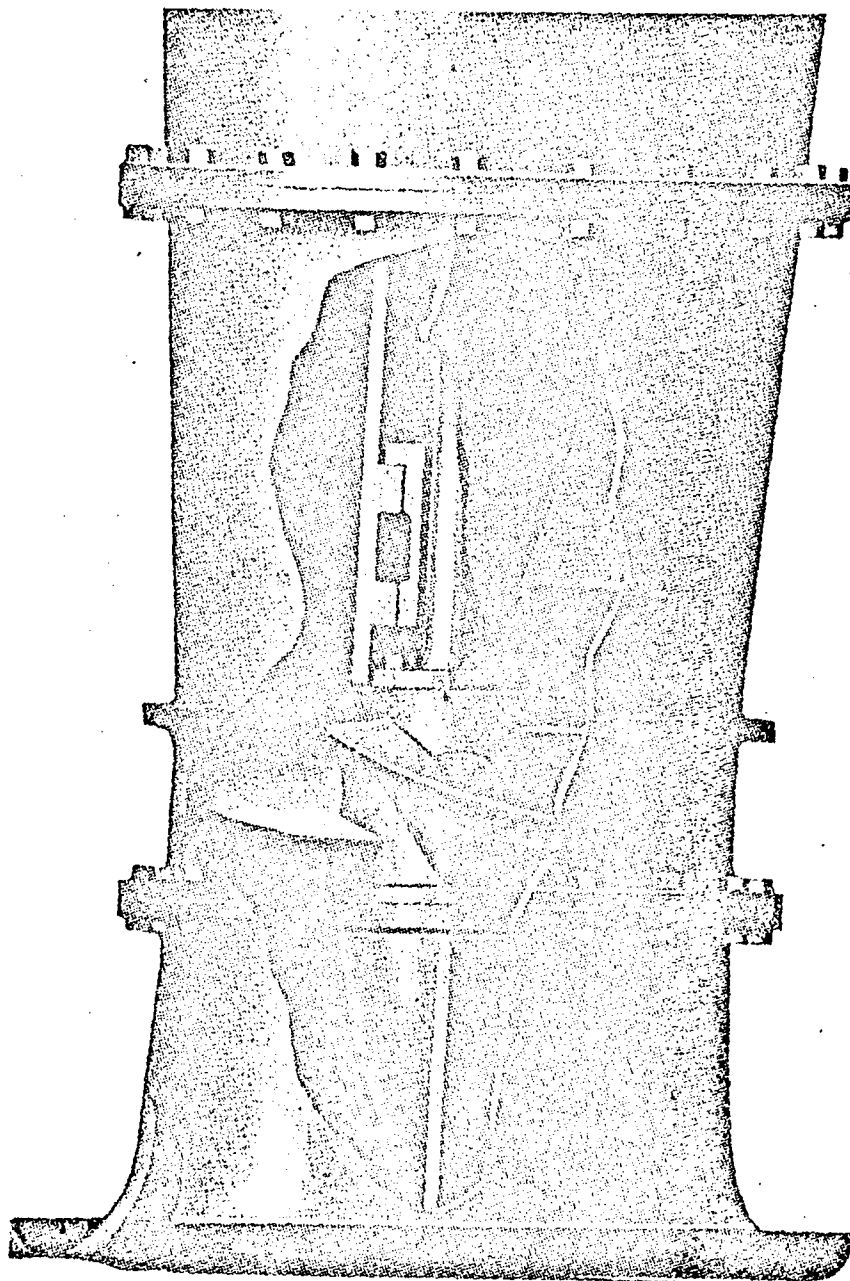
$$M_z = \frac{\rho Q}{2 g \gamma} z$$

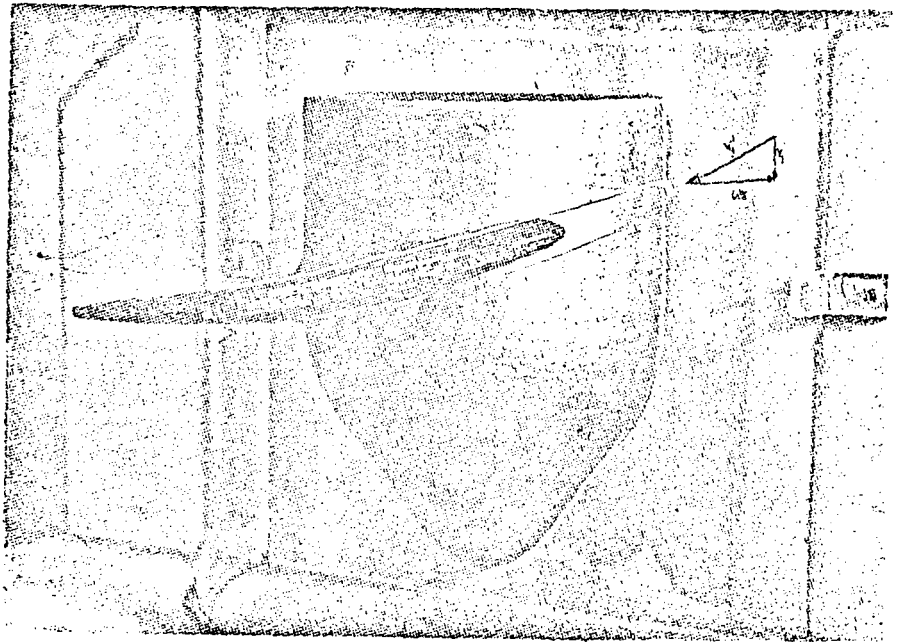
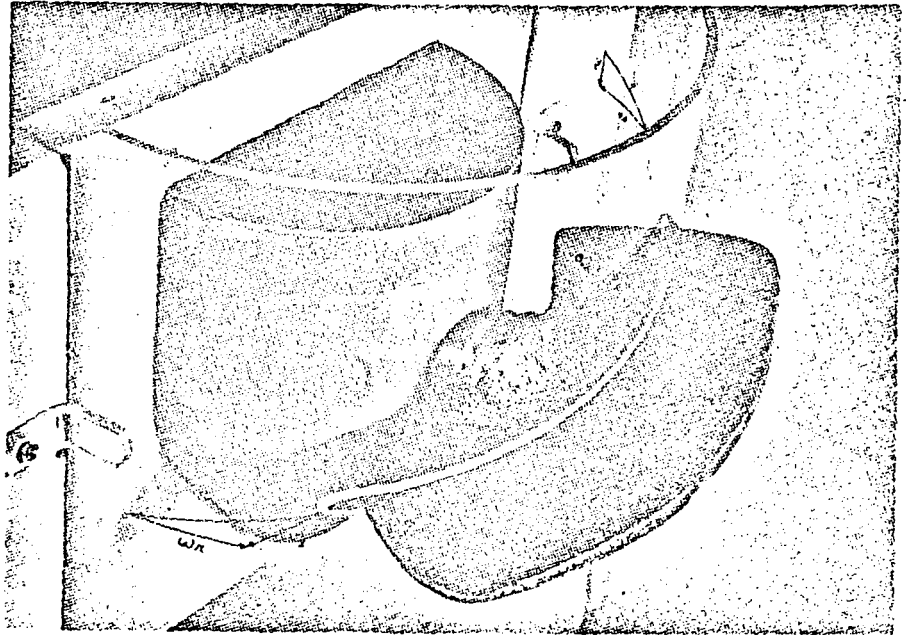
É de interêsse também verificar o que se passa quando há inversão sucessiva ou simultânea nos sentidos da vazão Q , da rotação Ω , da circulação $z\Gamma$ e do momento M_z . Mediante arranjo adequado da turbobomba podem ser caracterizadas as várias modalidades de funcionamento de uma bomba, que são abordadas no item seguinte, e que, basicamente, compreendem o seu funcionamento como bomba ou como turbina, com rotação normal ou com rotação invertida, como bomba freio ou como bomba aceleradora.

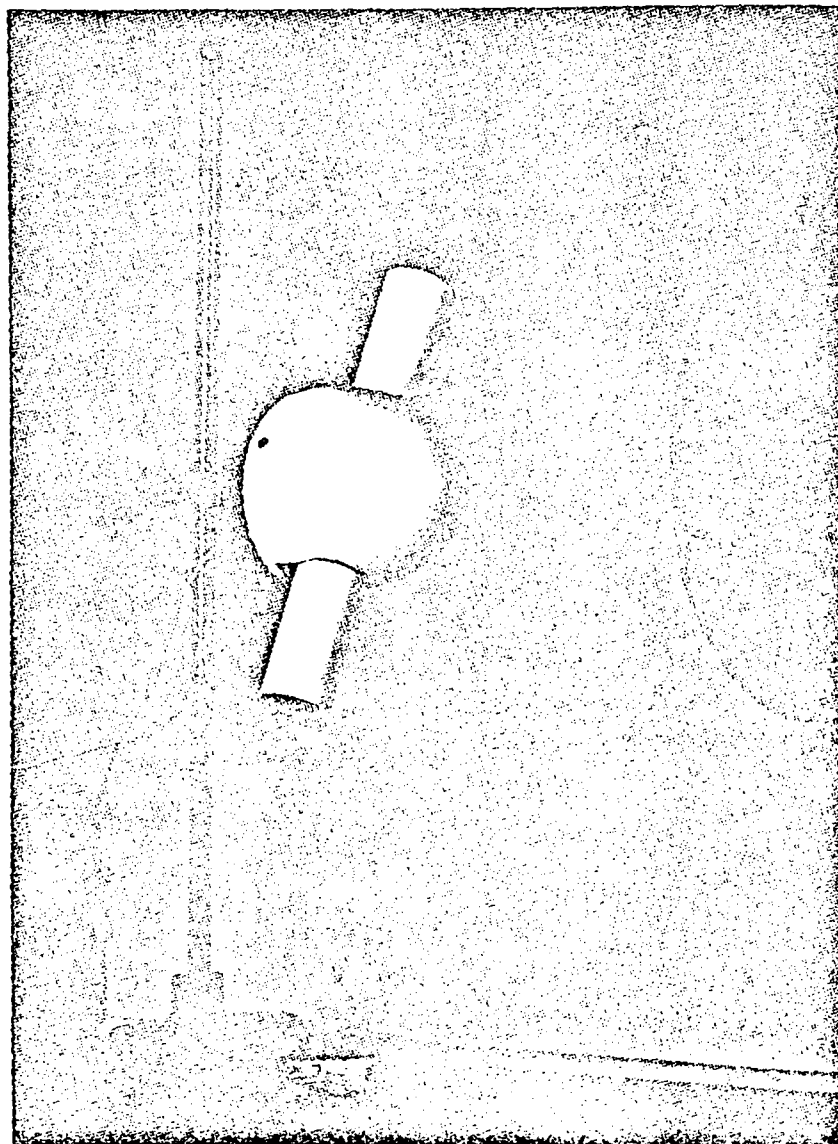
6 - Aspectos práticos de funcionamento

Os resultados qualitativos resumidos no item anterior e apresentados com a finalidade de relacionar as modalidades possíveis de funcionamento de uma bomba axial com os diversos parâmetros que influem no seu desempenho, podem também ser traduzidos quantitativamente através das curvas de desempenho obtidas particularmente, para cada bomba, mediante ensaio.

De uma maneira geral essas curvas características têm o aspecto apresentado na Fig.VIII.9, dividindo o plano altura manométrica H em função da vazão Q em oito regiões distintas.







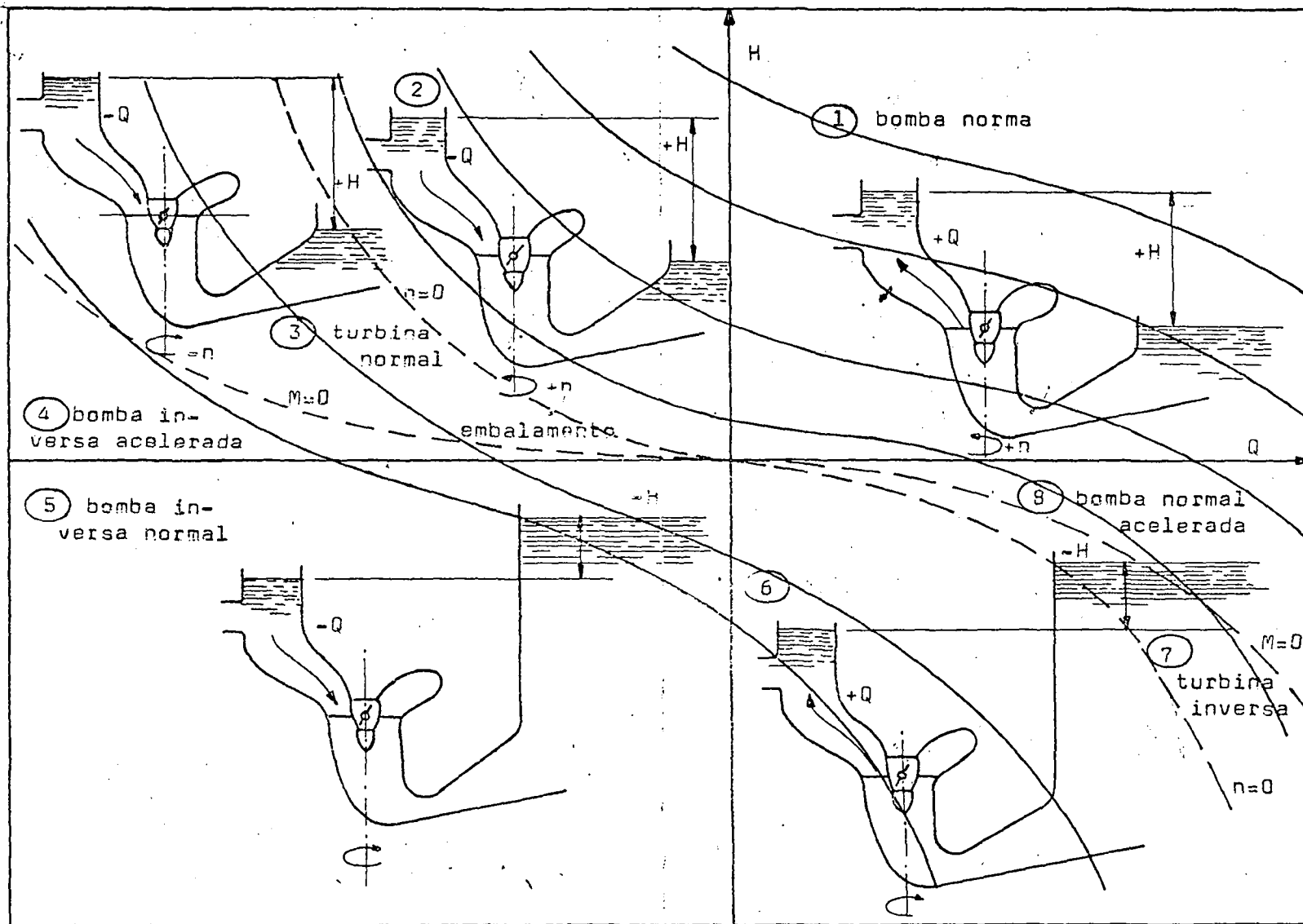


Fig.VIII.9

capítulo IX

B O M B A I N J E T O R A

Heinrich Peters
Professor Catedrático da Escola
de Engenharia de S. Carlos e
da Escola Politécnica da U.S.P

1 - Injetor de líquidos

O princípio de funcionamento de um injetor pode ser facilmente explicado lançando mão da figura IX.1. (As figuras se encontram no fim do texto). Uma vazão em massa m_1 de líquido, num nível energético H_1 atravessa um bocal B em regime permanente. Parte da energia desse jato é cedida, principalmente na câmara de mistura M, à vazão de líquido m_2 que atravessa o bocal S, inicialmente num nível energético H_2 mais baixo que H_1 .

Na saída da câmara de mistura as duas massas misturadas têm quase a mesma velocidade V_3' com nível energético H_3' . A velocidade V_3' é reduzida no difusor D para o valor V_3 e na saída do injetor a massa $m_3 = m_1 + m_2$ tem o nível energético H_3 .

2 - Considerações teóricas

O cálculo do nível H_3 a partir dos níveis H_1 e H_2 conhecidos será simples se a câmara de mistura M mantiver uma secção A_3' constante desde a entrada até a saída e se os bocais B e S terminarem com as secções mínimas A_1 e A_2 respectivamente na entrada da câmara

de mistura, conforme a figura IX.2.

Neste caso, as condições de contorno da superfície de controle SC são conhecidas permitindo a aplicação da lei do impulso:

$$\vec{F} = \oint_V \rho \vec{V} \times d\vec{A}$$

dando, para

$$\rho = \rho_1 = \rho_2 = \rho_3 \quad (\text{fluidos iguais}):$$

$$(p_1 - p_3')A_3' = \rho A_3' V_3'^2 - \rho A_1 V_1^2 - \rho A_2 V_2^2$$

Substituindo os níveis energéticos:

$$\rho g H_1 = p_1 + \frac{\rho}{2} V_1^2$$

$$\rho g H_2 = p_1 + \frac{\rho}{2} V_2^2 \quad (p_2 = p_1 \text{ na entrada da - câmara de mistura})$$

$$\rho g H_3' = p_3' + \frac{\rho}{2} V_3'^2 = p_3 + \frac{\rho}{2} V_3^2 = \rho g H_3 \text{ th}$$

e sendo

$$a_1 = \frac{A_1}{A_3'} \quad , \quad a_2 = \frac{A_2}{A_3'} \quad , \quad a_1 + a_2 = 1$$

resultam as equações:

$$H_1 - H_3 \text{ th} = \frac{V_1^2}{2g} \left[\frac{V_3'}{V_3} + 1 - 2 a_1 - 2 a_2 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 \right]$$

e

$$H_3 \text{ th} - H_2 = \frac{V_1^2}{2g} \left[2 a_1 + (2 a_2 - 1) \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 - \left(\frac{V_3'}{V_1} \right)^2 \right]$$

ou

$$H_3 \text{ th} = \frac{H_1 + H_2}{2} + \frac{V_1^2}{2g} \left[2 a_1 - \frac{1}{2} + (2 a_2 - \frac{1}{2}) \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 - \left(\frac{V_3}{V_1} \right)^2 \right]$$

Considerando que as perdas por atrito na câmara de mistura e no difusor proporcionais a V_3^2 pode-se escrever:

$$\rho g \Delta H = \varepsilon \frac{\rho}{2} V^2 \left(\frac{V_3}{V_1} \right)^2$$

ou

$$H_3 = H_3 \text{ th} - \Delta H$$

Usando também as equações da continuidade:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{m_2}{m_1} \frac{a_1}{a_2}$$

$$\frac{V_3}{V_1} = \frac{m_3}{m_1} a_1 = \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) a_1$$

Chamando m_2/m_1 de μ , o nível energético H_3 alcançado na saída do injetor será dado por

$$H_3 = \frac{H_1 + H_2}{2} + \frac{V_1^2}{2g} \left[2 a_1 - \frac{1}{2} + (2 a_2 - \frac{1}{2}) \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^2 \mu^2 - (1 + \mu)^2 \right] \cdot a_1^2 (1 + \varepsilon)$$

H_1 , H_2 e H_3 podem ser interpretados como as pressões manométricas nos condutos respectivos, considerando:

$$\frac{v_{10}^2}{2g} < H_1, \quad \frac{v_{20}^2}{2g} < H_2 \quad \text{e} \quad \frac{v_{30}^2}{2g}$$

com os manômetros no mesmo nível geométrico, independente da posição horizontal, vertical ou inclinada do injetor (figura IX.1).

O rendimento η do injetor pode ser definido como a relação de energia transferida à massa m_2 e da energia retirada da massa m_1 , ou seja,

$$\eta = \frac{m_2 g (H_3 - H_2)}{m_1 g (H_1 - H_3)}$$

$$\eta = \mu \bar{\epsilon} = \frac{2 a_1 + (2 a_2 - 1) \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 \mu^2 - (1 + \mu)^2 a_1^2 (1 + \epsilon)}{1 - 2 a_1 - 2 a_2 \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 \mu^2 + (1 + \mu)^2 a_1^2 (1 + \epsilon)}$$

Para um dado injetor pode-se calcular (agora) a característica adimensional

$$\bar{\epsilon} = f(\mu) \quad \text{e} \quad \eta = f(\mu)$$

Um exemplo de uma característica é mostrado na figura IX.3a com $a_1 = 0,28$ e $a_2 = 0,72$ para $\epsilon = 0$, $\epsilon = 0,2$ e $\epsilon = 0,4$. São também indicados pontos experimentais com as mesmas relações de áreas. O bocal B tem um diâmetro $d_1 = 6$ mm e a câmara de mistura $D = 11,3$ mm dando

$$a_1 = \left(\frac{d_1}{D}\right)^2 = 0,28$$

A queda dos pontos experimentais para $\mu \approx 1$ é devido a cavitação.

A figura IX.3b mostra um outro exemplo com $d_1 = 6$ mm e $D = 10,3$ mm dando $a_1 = 0,34$. A queda dos valores experimentais de

É perto de $\mu = 1,05$ é devida também à cavitação. Os pontos (+) indicam ensaios com o bocal terminado quase na entrada da câmara de mistura (figura IX.3a); os pontos (o) representam ensaios com o bocal B terminando a montante da câmara de mistura (figura IX.3b).

Aparentemente a mistura na contração do bocal S ajuda a transferência da energia cinética do jato da massa m_1 para a massa m_2 . Em geral, a teoria pode ser considerada satisfatória.

3 - Aplicação dos injetores

A construção simples e robusta do injetor, bem como o fato de não possuir peças móveis permitem muitas aplicações para os injetores.

A drenagem de poços, porões, túneis, etc., são casos frequentes de aplicações. A ausência de peças móveis facilitam o funcionamento adequado no caso de águas sujas, ácidas e de alto teor de impurezas.

Foi na Áustria que pela primeira vez se construíram injetores de capacidades mais elevadas. As experiências foram realizadas primeiramente por Steinwender e mais tarde por Schulz e Fasol a pedido das Estradas de Ferro Federais da Áustria.

Uma fonte elevada A fornece água e energia, por intermédio de injetores, a uma fonte mais baixa B e a água de ambas vão para um reservatório intermediário R. O reservatório alimenta uma usina hidroelétrica (figura IX.4). As vantagens desta instalação são óbvias e a teoria exposta serve para dimensionar os injetores tomando em consideração as perdas nos condutos de A para B e de B para R. Com grandes dimensões e número de Reynolds elevado foram alcançados rendimentos da ordem de 0,38.

As aplicações mais frequentes dos injetores são os casos de poços profundos em que são usados em conjunto com bombas centrífugas-

ou de outros tipos. A altura de sucção destas bombas é limitada pela pressão de vapor e pela pressão atmosférica. Se a profundidade ultrapassar o limite, ou as dimensões do poço não permitirem a instalação da bomba próxima ao nível da água, lança-se mão de um injetor. O injetor transmite à vazão $m_1 + m_2$ uma parcela de energia suficientemente grande a fim de garantir o funcionamento da bomba instalada sem ocorrência de cavitação. As dimensões, bastante reduzidas do injetor, permitem que o diâmetro do poço seja pequeno.

4 - Possibilidades de instalação do conjunto injetor-bomba

Existem duas possibilidades de instalação do conjunto injetor-bomba.

4.1 - Possibilidade seguindo o esquema da figura IX.5a:

A bomba fornece a vazão m_1 numa diferença de pressão igual a $h_1 - h_3$, bem como esta mesma vazão na pressão H_1 ao injetor; a vazão m_2 é aspirada com pressão H_2 ; o injetor descarrega $m_3 = m_1 + m_2$ numa pressão H_3 suficientemente alta para elevar m_2 para o reservatório e m_1 para a bomba.

4.2 - Possibilidade seguindo o esquema da figura IX.5b:

A bomba trabalha com a vazão $m_3 = m_1 + m_2$ e com uma diferença de pressões $h_1 - h_3$; descarrega a vazão m_2 através de uma válvula para um reservatório de altura efetiva h_d ; e, manda a vazão m_1 para o injetor. A bomba recebe uma vazão m_3 do injetor com uma energia h_3 suficiente para funcionar sem cavitação.

5 - Associação de injetor com bomba

As duas possibilidades, figura IX.5a e IX.5b do conjunto bomba-injetor podem ser comparadas pelos rendimentos.

Considerando a finalidade do conjunto de transportar a vazão útil m_2 do nível do poço até o nível do reservatório resulta uma potência útil $m_2 g (h_s + h_d)$. A potência fornecida para a bomba sendo $m_B g (h_1 - h_3)$ conforme notação indicada nas figuras IX.5, e sendo

$$m_B g (h_1 - h_3) / \eta_B$$

a potência absorvida pela bomba, tem-se para rendimento total do conjunto a expressão:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{m_2}{m_B} \frac{(h_s + h_d)}{(h_1 - h_3)} \eta_B$$

Para a instalação I (segundo o esquema da figura IX.5a) o rendimento é dado por:

$$\frac{\eta_I}{\eta_B} = \frac{m_2}{m_1} \frac{h_s + h_d}{h_1 - h_3}$$

Para a instalação II (segundo o esquema da figura IX.5b) o rendimento é dado por:

$$\frac{\eta_{II}}{\eta_B} = \frac{m_2}{m_3} \frac{h_s + h_d}{h_1 - h_3}$$

Comparando-se os rendimentos para vazões m_2 iguais, $h_s + h_d$ iguais e para pressões $h_1 - h_3$ das bombas, também iguais:

$$\frac{\eta_{II}}{\eta_I} = \frac{m_1}{m_3} = \frac{1}{1 + \mu}$$

Conclui-se: a instalação I apresenta um rendimento maior que o da instalação II.

Mas, a instalação I tem um recalque limitado

$$h_d = h_3 \gg 0$$

enquanto que a instalação II permite uma variação de h_d tal que $0 \leq h_d \leq h_1$ por aplicação de válvula regulável intercalada no sistema de recalque.

Melhor será escrever-se:

$$\frac{\eta_{II}}{\eta_I} = \frac{1}{\mu + 1} \frac{h_s + h_d}{h_s + h_3}$$

Para

$$h_s + h_d > (1 + \mu)(h_s + h_3)$$

o rendimento

$$\eta_{II} > \eta_I$$

5.1 - Exemplo

Sejam calculados os valores de h_1 e h_3 , as vazões em volume Q_1 , Q_2 e Q_3 de um dado injetor projetado para alcançar a elevação da água de um nível de água $h_s = 15$ m até h_d .

O injetor (o mesmo da figura IX.3b) tem o ponto experimental $\mu = 0,7$ e $\xi = 0,45$ sendo suas dimensões $d_1 = 6$ mm e $D = 10,3$ mm. As canalizações que ligam o injetor têm diâmetros respectivamente $D_{10} = 1$ " para Q_1 e $D_{30} = 1 \frac{1}{2}$ " para Q_3 .

Instalando o injetor com $h_1 = h_s$ tem-se $H_2 = 0$. A vazão $Q_1 = A_1 V_1$. Sendo

$$\frac{V_1^2}{2g} = H_1 - \frac{P_1}{\rho g}$$

$$\frac{v_2^2}{2g} = H_2 - \frac{p_2}{\rho g} = H_2 - \frac{p_1}{\rho g}$$

ou

$$\frac{v_1^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right] = H_1 - H_2 = H_1$$

Para o injetor da figura IX.3b ,

$$\frac{v_2^2}{v_1^2} \ll 1$$

portanto

$$v_1 = \sqrt{2g H_1}$$

tem-se então

$$Q_1 = f(H_1)$$

$$Q_2 = \mu Q_1$$

$$Q_3 = Q_2 + Q_1 = Q_1 (1 + \mu)$$

$$H_3 = H_1 \frac{1 + \mu}{1 + \mu}$$

As pressões na entrada da bomba serão:

$$h_1 = H_1 - h_1 + \Delta h$$

e na saída da bomba:

$$h_2 = H_3 - h_1 - \Delta h_3$$

As perdas nas canalizações respectivamente Δh_2 e Δh_3 são calculados pelas equações (leia-se expressões):

$$\Delta h_1 = \left(\frac{Q_1}{A_{10}}\right)^2 \frac{1}{2g} \frac{L}{D_{10}} \lambda$$

$$\Delta h_3 = \left(\frac{Q_3}{A_{30}}\right)^2 \frac{1}{2g} \frac{L}{D_{30}} \lambda$$

Tomando $\lambda = 1/30$ e L o comprimento da canalização, obtêm-se os resultados reproduzidos no gráfico da figura IX.6.

A interpretação é óbvia: para elevar $640 \text{ cm}^3/\text{seg}$ da altura de $h_s + h_3 = 15 \text{ m}$, precisa-se de uma bomba de capacidade igual a $Q_1 = 915 \text{ cm}^3/\text{seg}$ e $h_1 - h_3 = 42 \text{ m}$ no caso de se aplicar a instalação I. No caso de se aplicar a instalação II, a mesma vazão será elevada até $h_s + h_d = 57 \text{ m}$ com uma bomba de capacidade $Q_3 = 1.555 \text{ cm}^3/\text{seg}$ e $h_1 - h_3 = 42 \text{ m}$. Somente para $(h_s - h_0) > (1 + \mu) 15 > 25,5 \text{ m}$ é que o rendimento da instalação II será maior do que o da instalação I.

Para a utilização do injetor da figura IX.4 o processo de cálculo é semelhante ao do exemplo, sendo, no entanto, necessário calcular as dimensões do injetor a partir dos dados: h_1 , h_2 , Q_1 e Q_2 . A escolha do injetor é facilitada com o auxílio do gráfico da figura IX.7 que indica os valores ótimos de μ e ζ , para o máximo rendimento em função da relação $a_1 = (d_1/D)^2$, das áreas do bocal B e da câmara de mistura M. A posição do bocal é aproximadamente $1,1 D$ a montante da câmara de mistura como indicado na figura IX.3b. O gráfico da figura IX.7 representa resultados de ensaios feitos no laboratório de máquinas hidráulicas da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

6 - Características do conjunto injetor-bomba

O cálculo anterior possibilita determinar para um ponto ζ do injetor a capacidade da bomba necessitada, a vazão Q e a altura

$h_1 - h_3$. No entanto, é de interesse conhecer as características do conjunto injetor-bomba $h_s + h_d = f(Q_2)$, a partir da característica do injetor $\zeta = f(\mu)$ e da bomba $h_1 - h_3 = f(Q)$, sendo Q a vazão da bomba.

Precisa-se somente escrever a característica da bomba em termos dos valores μ e ζ da característica do injetor ou vice-versa, e, combinar termos iguais, por exemplo $(1 + \zeta)$ ou $(1 + \zeta)(1 + \mu)^2$ como pode ser visto a seguir.

A vazão Q_1 do injetor pode ser calculada com boa aproximação - pela expressão:

$$Q_1 = A_1 \sqrt{2g(H_1 - H_2)}$$

Considerando a área $A_1 \ll A_{10}$ e H_2 conhecida, ou seja:

$$H_1 = \left(\frac{Q_1}{A_1}\right)^2 \frac{1}{2g} + H_2$$

tem-se:

$$H_1 - H_2 = (H_1 - H_3)(1 + \zeta)$$

ou

$$(1 + \zeta) = \left(\frac{Q_1}{A_1}\right)^2 \frac{1}{2g(H_1 - H_3)}$$

Como já foi visto anteriormente, existe a relação:

$$\begin{aligned} H_1 - H_3 &= (h_1 - h_3) \left(1 - \frac{h_1 + h_2}{h_1 - h_3}\right) = \\ &= (h_1 - h_3)(1 - \varepsilon_1) \end{aligned}$$

Sendo:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2}{h_1 - h_3}$$

as perdas nas canalizações que ligam a bomba com o injetor em relação à pressão da bomba. Resultam, então:

$$(1 + \zeta) = \frac{Q^2}{(h_1 - h_3) 2g A_1^2 (1 - \varepsilon_1)} = f(Q)$$

O valor de ε_1 pode ser fixado numa primeira aproximação e depois corrigido se necessário.

Para a instalação do tipo II, sendo a vazão da bomba

$$Q_3 = Q = Q_1 (1 + \mu)$$

resulta:

$$(1 + \zeta)(1 + \mu)^2 = \frac{Q^2}{(h_1 - h_3) 2g A_1^2 (1 - \varepsilon_1)}$$

Estas duas equações ligam a característica do injetor com a característica da bomba para as instalações I e II. Escolhe-se μ e ζ do injetor, tira-se Q_1 e $(h_1 - h_3)$ da característica da bomba para $(1 + \zeta)$, ou Q_3 e $(h_1 - h_3)$ para $(1 + \zeta)(1 + \mu)^2$.

Com μ e Q_1 ou Q_3 obtém-se $Q_2 = \mu Q_1$ e $Q_3 = Q_1 (1 + \mu)$.

A partir de

$$H_1 = \left(\frac{Q_1}{A_1}\right)^2 \frac{1}{2g} + H_2$$

obtem-se:

$$H_3 = \frac{H_1 \zeta + H_2}{1 + \zeta}$$

Depois do cálculo das perdas determina-se as alturas de recal-

que

$$h_s + h_3 = (H_3 - H_2) - \Delta h_3$$

e

$$h_s + h_1 = H_1 + \Delta h_1$$

E, os rendimentos

$$\frac{\eta_I}{\eta_B} = \frac{Q_2}{Q_1} \frac{h_s + h_3}{h_1 - h_3}$$

para a instalação I, e

$$\frac{\eta_{II}}{\eta_B} = \frac{Q_2}{Q_3} \frac{h_s + h_1}{h_1 - h_3}$$

para a instalação II.

Um exemplo é apresentado na figura IX.9 usando a característica da bomba indicada no gráfico IX.8 e um injetor cujas dimensões principais são $d_1 = 6$ mm, $D = 10,3$ mm, $D_{10} = 1''$ e $D_{30} = 1 \frac{1}{2}''$, e a característica:

μ	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0
ζ	0,29	0,4	0,52	0,68	0,84	1,08

O andamento do cálculo foi simplificado fazendo $h_i = h_s$ ou $H_2 = 0$ e usando a mesma bomba nas duas instalações, com intervalos diferentes da característica.

Na instalação I a vazão Q_2 é limitada pela necessidade de elevar o líquido no mínimo até o nível da bomba, enquanto que na instalação II o limite é estabelecido pela cavitação na bomba (no gráfico a bomba tem 6 m de sucção admissíveis).

Se $h_d < h_1$ na instalação II, o injetor cessa de funcionar se

não fôsse mantido h_1 por intermédio de válvula reguladora, com a consequência da diminuição do rendimento η_{II} / η_B .

A seguir apresentam-se as tabelas para o cálculo dos rendimentos:

Q_B	$h_1 - h_3$	$\frac{Q^2}{h_1 - h_3}$	$\frac{Q^2}{(h_1 - h_3) 2g A_1^2 (1 - \epsilon_1)}$
700	48,00	102,0	0,72
800	47,30	136,0	0,958
900	46,60	174,0	1,226
1000	45,85	218,0	1,535
1100	45,00	269,0	1,896
1200	44,00	327,0	2,305
1300	42,90	395,0	2,785
1400	41,70	470,0	3,310
1500	40,00	562,5	3,960
1600	38,00	675,0	4,710
1700	36,00	802,0	5,660
1800	34,00	953,0	6,720

I N S T A L A Ç Ã O I

M	\bar{v}	$1+\bar{v}$	$(1+\bar{v})(1+M)^2$	Q_1	h_1+h_3	(H_1+H_3)	H_1	H_3	Δh_3	Q_3	Q_2	h_1+h_3	h_1+h_3	h_1	η/η_B
1,0	0,29	1,29	5,16	920	4650	4110	5280	11,70	180	1840	920	9,90	56,19	339	0,238
0,8	0,40	1,40	4,54	965	4600	4070	5810	17,40	160	1737	772	15,80	61,82	372	0,275
0,6	0,52	1,52	3,89	1005	4580	4030	6200	22,70	137	1606	601	21,33	67,05	405	0,280
0,4	0,68	1,68	3,29	1050	4550	4020	6900	29,20	115	1470	420	28,05	73,41	441	0,247
0,2	0,84	1,84	2,65	1093	4505	3980	7360	33,80	86	1276	183	32,94	78,38	478	0,146
0,0	1,08	2,08	2,08	1150	4460	3940	8260	43,20	71	1150	0	42,50	87,90	530	0,0

I N S T A L A Ç Ã O II

1,0	0,29	1,29	5,16	815	37,6	3330	4150	8,20	141	1630	815	6,79	44,16	266	0,587
0,8	0,40	1,40	4,54	875	38,7	3420	4790	13,70	132	1575	700	12,38	50,96	306	0,584
0,6	0,52	1,52	3,89	931	40,1	3550	5420	18,70	118	1490	559	17,52	57,67	347	0,540
0,4	0,68	1,68	3,29	997	41,6	3680	6220	25,40	103	1395	398	24,37	66,17	391	0,454
0,2	0,84	1,84	2,65	1065	43,0	3800	7100	33,00	87	1280	215	30,85	75,54	454	0,295
0,0	1,08	2,08	2,08	1150	44,6	3940	8260	43,20	71	1150	0	42,51	87,90	530	0,0

Os valores apresentados nas diversas colunas foram obtidos com os seguintes cálculos e valores:

$$H_1 = \frac{Q_1^2}{2g (A_1)^2} = \frac{Q_1^2}{160}$$

$$H_1 = h_1 + h_s + \Delta h_1$$

$$H_3 = h_3 + h_s + \Delta h_3$$

$$H_1 - H_3 = (h_1 - h_3) - (\Delta h_1 + \Delta h_3) = (1 - \varepsilon_1)(h_1 - h_3)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_3}{h_1 - h_3} = 0,115$$

$$(1 - \varepsilon_1) = 0,885$$

$$A_1^2 = \left(\frac{\sqrt{d_1^2}}{4} \right)^2 = 0,08$$

$$\Delta h_3 = \frac{Q_3^2}{188,6}$$

$$\Delta h_1 = \frac{Q_1^2}{25}$$

$$\frac{Q_1^2}{(h_1 - h_3) 2g A_1^2 (1 - \varepsilon_1)} = \frac{Q_1^2}{(h_1 - h_3) 141,8}$$

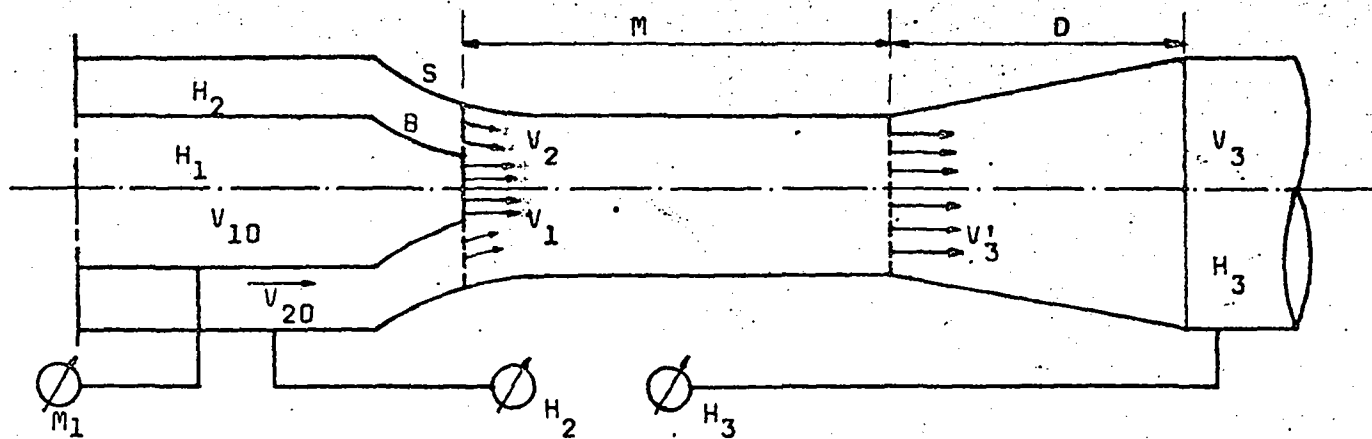


Fig.1-esquema funcional de um injetor

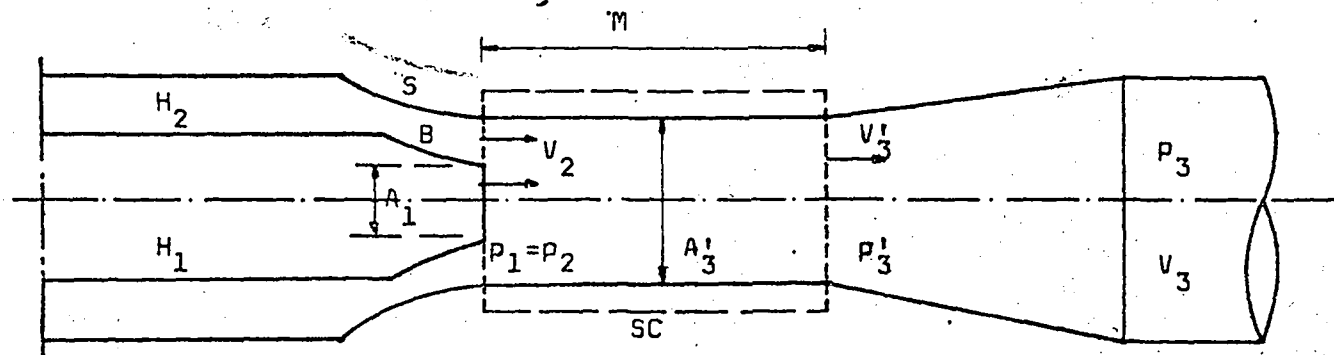


Fig.2 - Esquema Simplificado

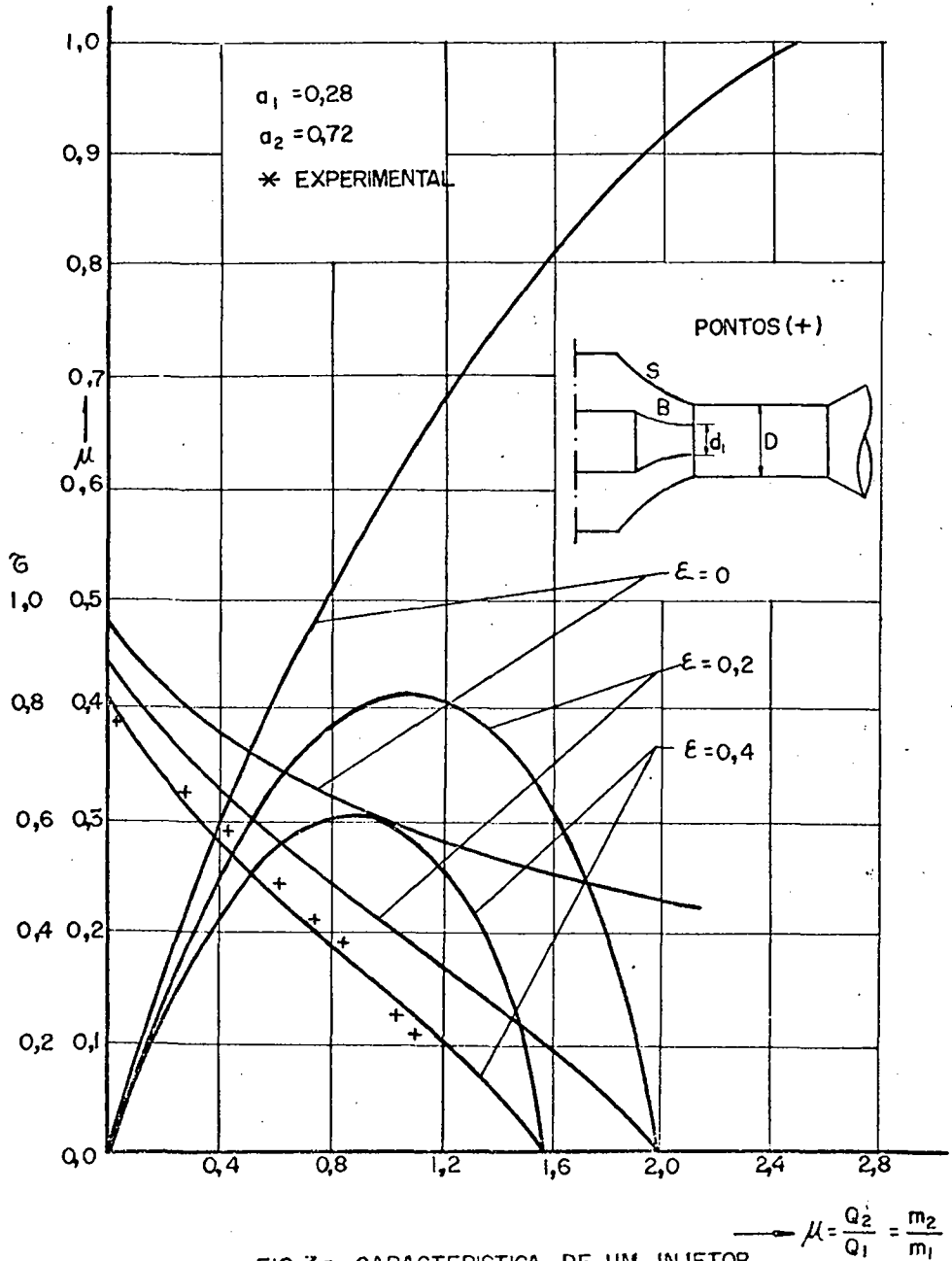


FIG. 3a - CARACTERISTICA DE UM INJETOR
 COM $a_1 = 0,28$ E $a_2 = 0,72$

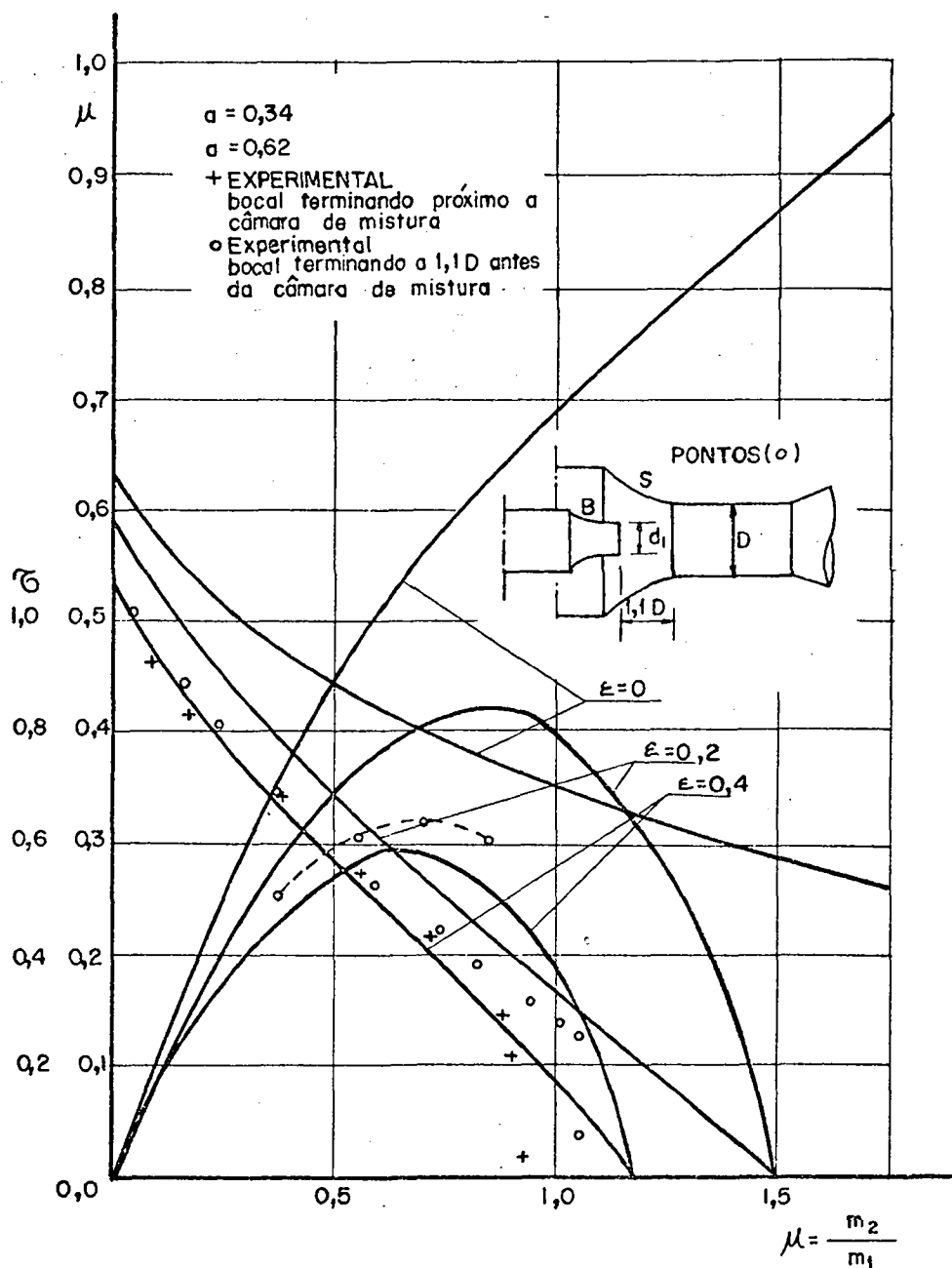


FIG. 3b

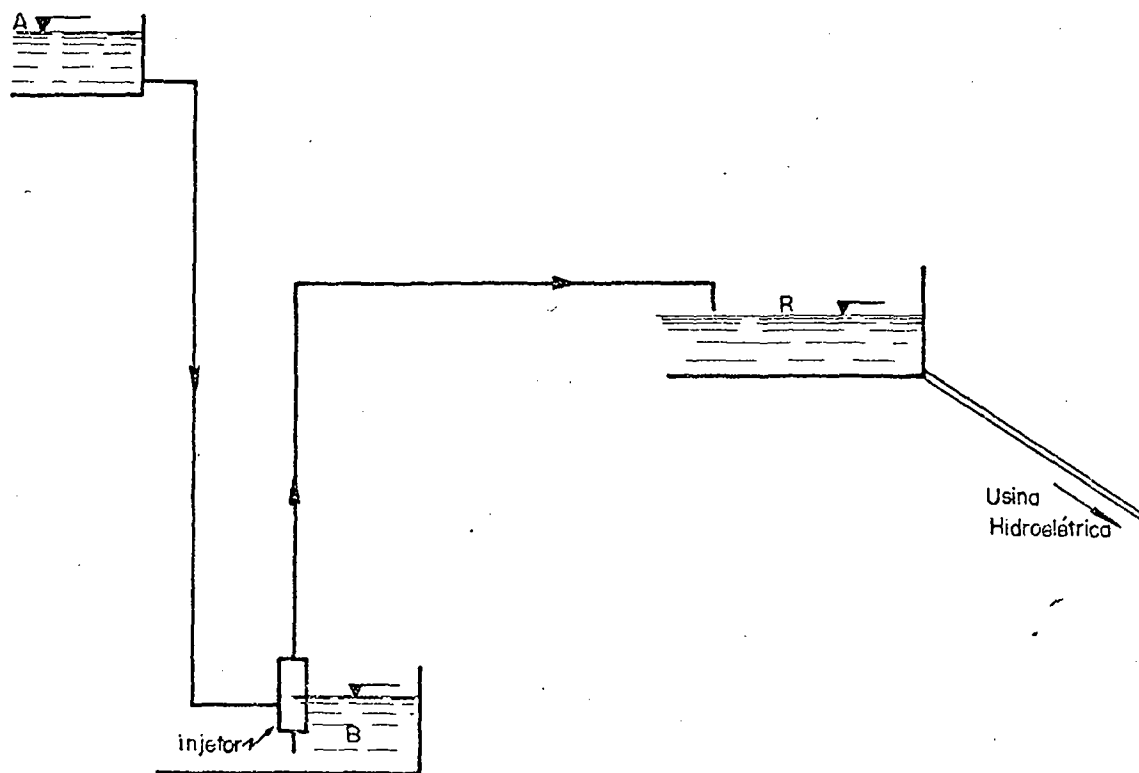


FIG.4 - Princípio da instalação de um injetor

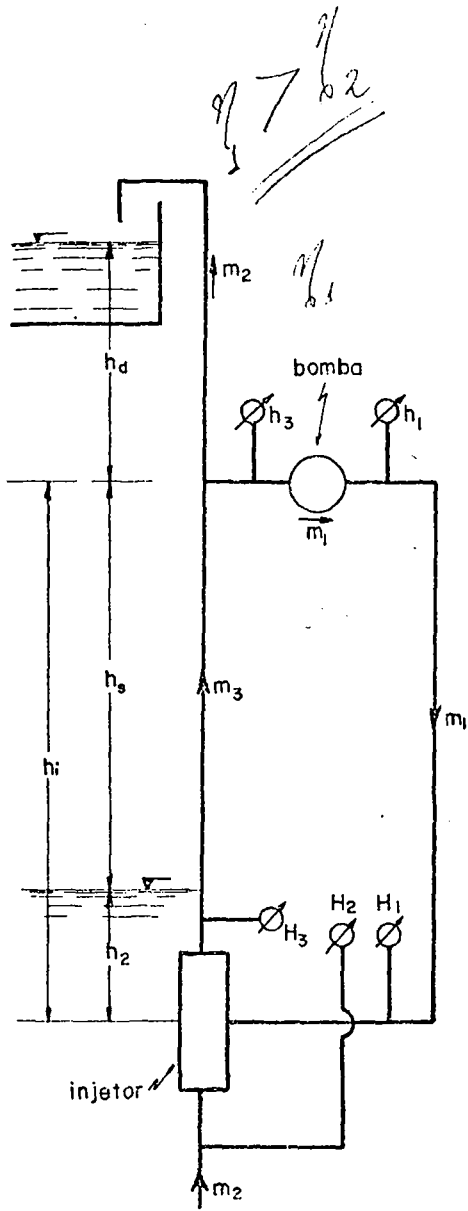


FIG. 5a - Instalação I

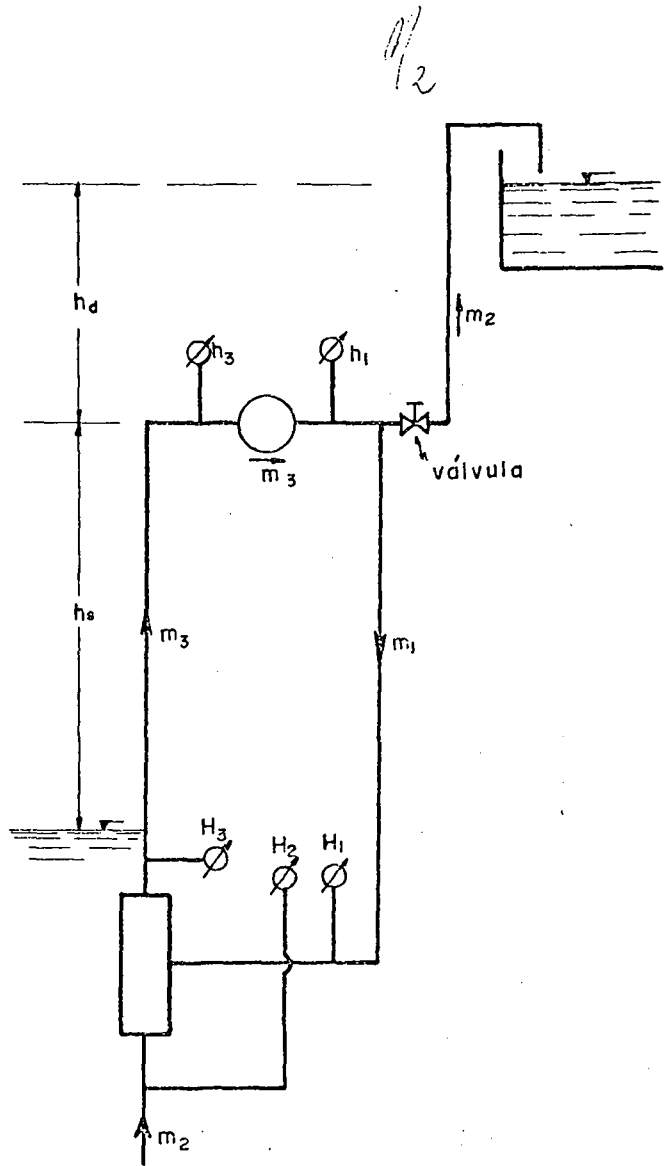


FIG. 5b - Instalação II

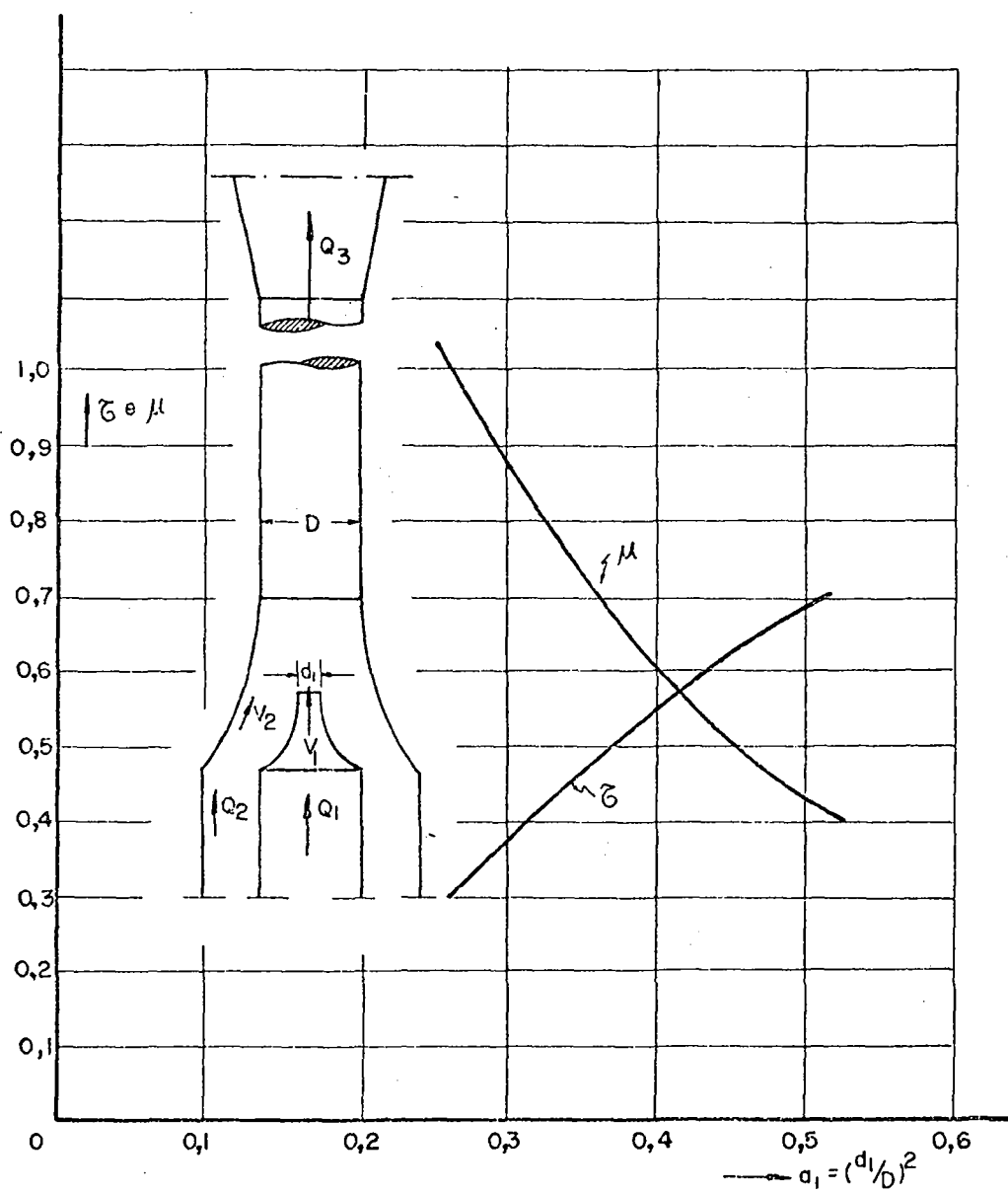


FIG. 7 - Coeficientes ótimos μ e ζ para η máximo em função da relação de áreas

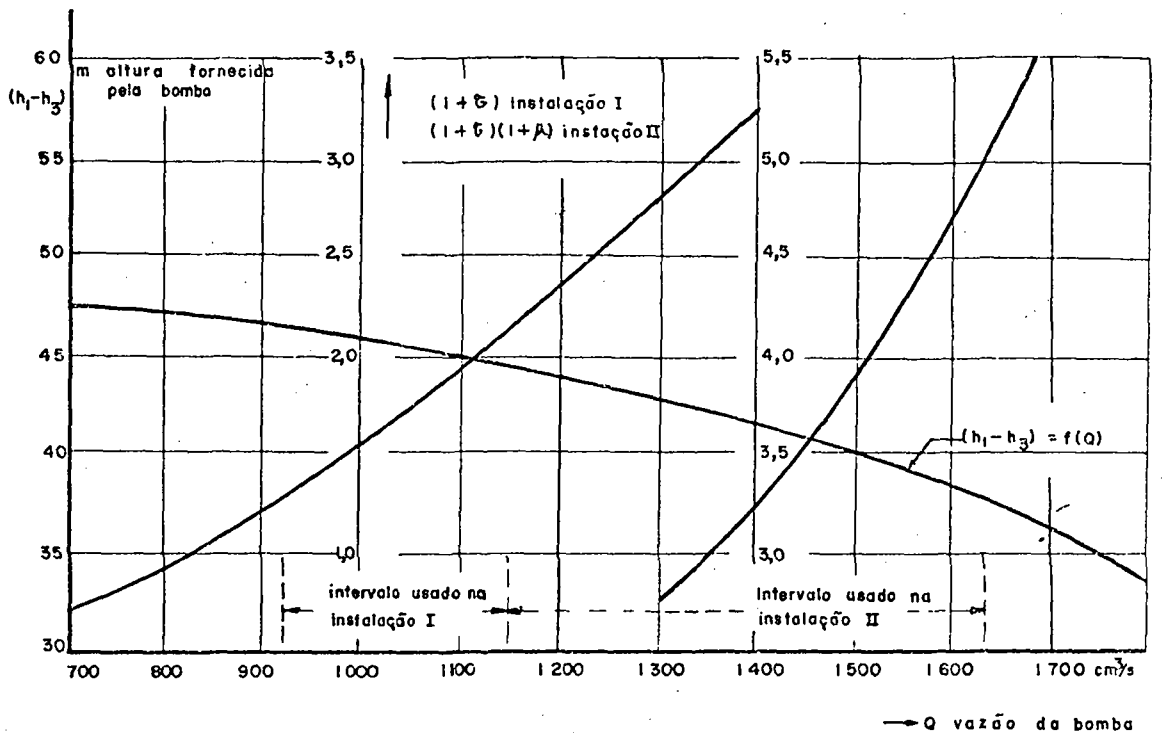


FIG. 8 - característica da bomba

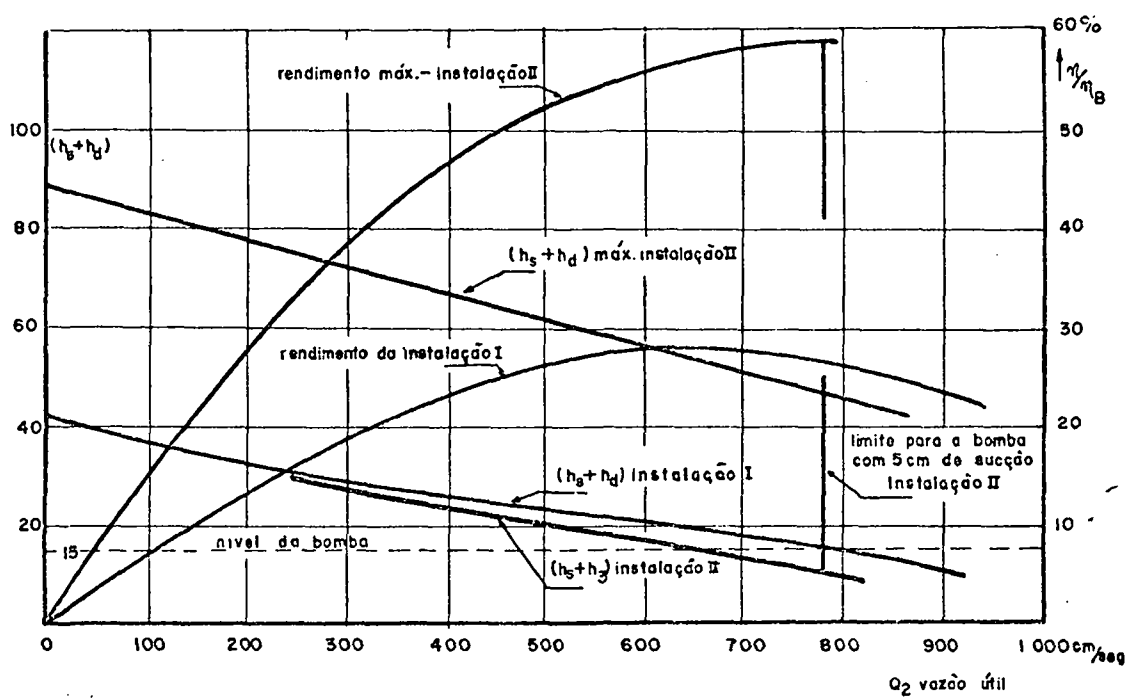


FIG.9 - Característica do conjunto injetor-bomba

capítulo X

G O L P E D E A R Í E T E

José M. de Azevedo Netto

Professor Catedrático da Escola de
Engenharia de S. Carlos e Faculdade
de Higiêne e Saúde Pública da U.S.P

1 - Introdução

Golpe de arfete é um fenômeno de variação de pressão originado pelo movimento variado de um líquido, em um conduto forçado. Ele é provocado pela alteração das condições de equilíbrio ou de movimento do líquido.

A redução ou a interrupção do escoamento de água em uma tubulação, a mudança das condições de funcionamento de uma turbina, a partida ou a parada de uma bomba, são acompanhadas de variações de velocidade e de pressão que dão origem a golpes de arfete.

Durante a ocorrência do fenômeno a energia de velocidade se transforma em energia de pressão (e vice-versa), formando-se ondas de pressão e de velocidade que se propagam ao longo da canalização.

Como o líquido é compressível êle se comprime e descomprime, e como a tubulação tem elasticidade a sua parede se expande com o aumento de pressão interna ou se contrai por ocasião da depressão.

O fenômeno é de natureza complexa e depende de muitos fatores. A estimativa da intensidade do golpe de arfete sômente pode ser obtida com aproximação. É porém muito importante a sua determinação para a aplicação das medidas preventivas necessárias.

2 - O golpe de arfete em instalações de recalque

No caso das instalações de recalque as condições mais desfavoráveis ocorrem quando se interrompe o funcionamento do conjunto - elevatório, seja por desligamento ou seja por falta de energia elétrica.

Uma instalação está, por exemplo funcionando em regime, recalcando uma vazão Q , com uma velocidade média V através da tubulação. Ao longo de toda a tubulação desloca-se uma coluna de água com uma certa energia cinética. Interrompido o fornecimento de energia elétrica o conjunto elevatório-bomba e motor- continuará a girar durante alguns instantes pela ação da energia cinética das partes rotativas. Essa energia é relativamente pequena, de maneira que a vazão vai se reduzindo e os rotores tendem a parar rapidamente. A coluna de água em movimento ascendente vai perdendo velocidade até parar, criando na tubulação, junto à bomba, uma onda de depressão que se propaga até a extremidade superior da canalização. A seguir a coluna de água tende a voltar (embora a bomba ainda possa estar girando no sentido positivo).

Se não existir válvula de retenção a bomba passa a funcionar em sentido contrário, como turbina, restringindo o escoamento e constituindo um obstáculo para a massa líquida. Nesta fase do fenômeno origina-se uma onda elástica de sobrepressão que se propaga desde a bomba até a extremidade superior da canalização.

As ondas formadas propagam-se a partir do ponto de origem até a extremidade oposta, de onde elas se refletem para voltar ao ponto de partida.

A experiência de perdas de carga e a dissipação de energia contribuem para o amortecimento progressivo do movimento até o restabelecimento das condições de repouso.

Se existir válvula de retenção, ela ficará aberta durante o tempo em que houver o movimento ascendente da coluna de água e se fechará rapidamente ao se reverter o movimento, ocasionando um gol-

pe de arfete maior do que no caso anterior (inexistência de válvula de retenção).

3 - Complexidade do fenômeno

Como já dissemos o fenômeno é muito complexo, exigindo para a sua avaliação o conhecimento de diversos fatores intervenientes, entre os quais:

A - Características do conjunto elevatório

- Inércia da bomba e do motor
- Característica da bomba (curva completa indicando o funcionamento como bomba e como turbina).

B - Características da válvula de retenção (condições de fechamento e de descarga).

C - Característica da tubulação

- Perfil, dimensões, materiais, derivações, etc.

Faltando o conhecimento desses fatores apenas se pode proceder a uma primeira estimativa aproximada. Esta situação ocorre com frequência no caso de projetos, quando ainda se desconhece as características do conjunto elevatório a ser adquirido posteriormente (normalmente por concorrência pública).

4 - Teorias do golpe de arfete - Autores

Existe uma extensa literatura técnica sobre o fenômeno em geral, iniciando pelos estudos do famoso engenheiro russo Prof. N. Joukovsky (a respeito pode-se consultar a tradução de Miss O. Simim "Water hammer, with special reference to the researches of Prof. N. Joukovsky").

kovsky" Proc. Amer. Water Works Association, Vol. 30, 1904), prosseguindo pelos trabalhos de L. Allievi (a respeito dos quais existe a publicação em inglês "Theory of Water Hammer", editada por Riccardo Garoni, Roma, 1925), pelas publicações do Prof. L. Bergeron (entre as primeiras a que se encontra na Revue Generale de l'Hydraulique, Vol. 1, 1935, sob o título "Etude des variations de regime dans les conduites d'eau"), as contribuições do engenheiro canadense R. W. Angus (contidas no boletim 152 da Universidade de Toronto, sob o título "Waterhammer in pipes, including those supplied by centrifugal pumps", 1938) e ainda os artigos do inglês N. R. Gibson (entre eles o "Pressures in penstocks caused by the gradual closing of turbine gates", Trans. Amer. Soc. of Civil Engrs. Vol 83, 1919).

Posteriormente muitos engenheiros se dedicaram ao estudo do fenômeno, destacando-se O. Schnyder, S.L. Kerr e J. Parmakian.

Em 1933 a Associação Americana de Engenheiros Civis (A.S.C.E.) em conjunto com a Associação Americana de Engenheiros Mecânicos (A. S. M. E.) realizou o "Symposium on Waterhammer", que contou com a participação da equipe de engenheiros que estudou o problema para as instalações de Light (A. W. K. Billings, O. H. Dodkin, F. Knapp e Adolfo Santos Júnior).

Entre os trabalhos publicados em São Paulo, sobre o assunto, encontram-se:

- "O Golpe de Arfete", F. Knapp, Boletim da Inspeção de Serviço Público, I.S.P., Nº 3 - 1937 e Nº 4 - 1939.
- "Golpe de Arfete e Ancoragem" - Prof. José Augusto Martins, do Manual "Bombas e Estações Elevatórias" - Faculdade de Higiene e Saúde Pública, 1968.

Na presente exposição trataremos particularmente do golpe de arfete em instalações de recalque, incluindo medidas preventivas e apresentaremos uma relação bibliográfica selecionada sobre a matéria.

5 - Celeridade

A velocidade de propagação das ondas pode ser calculada pela conhecida expressão de Allievi:

$$C = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + k \frac{D}{e}}}$$

na qual:

C = velocidade ou celeridade da onda em m/seg.

D = diâmetro dos tubos em m

e = espessura dos tubos

k = coeficiente que leva em conta os módulos de elasticidade

k = 0,5 para os tubos de aço

k = 1,0 para os tubos de ferro fundido

k = 5,0 para os tubos de concreto

k = 4,4 para tubos de cimento amianto.

k = 18,0 para tubos plásticos

No caso de tubos de concreto armado, tomando-se $k = 5,0$, considera-se uma espessura representativa para os tubos, dada pela expressão:

$$e = e_m \left(1 + \frac{1}{m} \frac{e_t}{e_m} \right)$$

em que:

e = espessura representativa

e_m = espessura média distribuída dos ferros

e_t = espessura do tubo

m = coeficiente de valor médio igual a 10.

6 - Tempo crítico ou período da canalização

Denomina-se tempo crítico ou período da canalização ao tempo em que a onda de pressão leva para ir e voltar, de uma extremidade, à outra da canalização:

$$T = \frac{2L}{C}$$

L = comprimento da canalização em m

C = celeridade da onda em m/seg.

Se a canalização fôr composta de materiais diferentes têm-se

$$\frac{L}{C} = \sum \frac{L_i}{C_i}$$

7 - Sobrepressão máxima

O golpe de arfete máximo em uma linha resulta sempre que a manobra provocadora fôr realizada em tempo t igual ou inferior a T (tempo crítico ou período da canalização), caso em que se considera "manobra rápida".

A sobrepressão máxima, no extremo inferior da linha pode ser calculada neste caso pela expressão:

$$h_{\text{máx}} = \frac{cV}{g}$$

c = celeridade em m/seg.

V = velocidade média da água na tubulação em m/seg.

$$g = 9,8 \text{ m/seg}^2$$

8 - Manobra lenta. Fórmulas práticas

No caso em que o tempo t de manobra (tempo de fechamento de uma válvula, de parada de uma bomba) é maior do que o tempo crítico T , se fôr conhecido " t ", pode-se estimar o golpe de arfete através de uma fórmula aproximada.

As fórmulas práticas foram obtidas e propostas com base em hipóteses simplificadoras admitindo uma certa "lei" de manobra ou de "fechamento".

São mais conhecidas as expressões de:

a - Michaud/Vensano

$$h_a = \frac{2 LV}{gt}$$

b - De Sparre

$$h_a = \frac{2 LV}{gt} \frac{1}{2 \left(1 - \frac{LV}{2 tg H_0}\right)}$$

h_a = sobrepressão ou acréscimo de pressão em relação a H_{geom} .

L = comprimento da canalização em m.

V = velocidade média da água em m/seg.

$$g = 9,8 \text{ m/seg}^2$$

t = tempo de manobra ou de fechamento em seg.

H_0 = pressão ou altura inicial em m.

T = tempo crítico ou período da canalização - em seg.

9 - Manobra lenta. Método de Allievi

O cálculo baseado na teoria de Allievi pode ser feito utilizando-se o ábaco ou diagrama do autor (').

Calcula-se primeiramente a chamada "constante K" da tubulação:

$$K = \frac{cV}{2g H_0}$$

Calcula-se também o "fator de tempo" N:

$$N = \frac{t}{T}$$

No gráfico procura-se a intersecção correspondente a N e a K - encontrando-se o valor para a relação:

$$\frac{H_0 + h_a}{H_0}$$

de onde se obtém o valor de h_a .

10 - Método de Bergeron - Schnyder

É um método gráfico muito usual. Uma exposição teórica encontra-se no trabalho já mencionado, do Prof. José Augusto Martins.

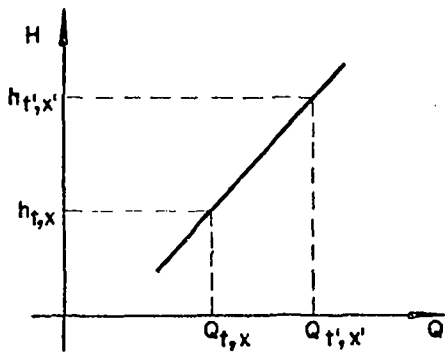
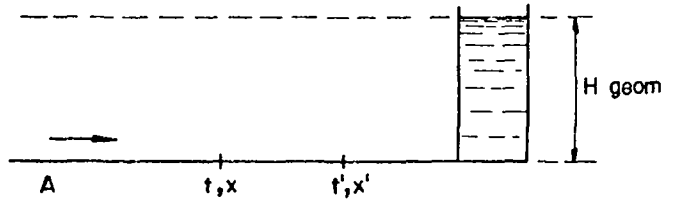
Vamos considerar a sua aplicação ao caso de uma instalação de

(') - Ver gráfico na página

recalque com válvula de retenção.

O método consiste em traçar em um diagrama Q, H, retas inversas e diretas partindo-se de um ponto que corresponde às condições iniciais de pressão e de vazão (A₀)

Reta inversa



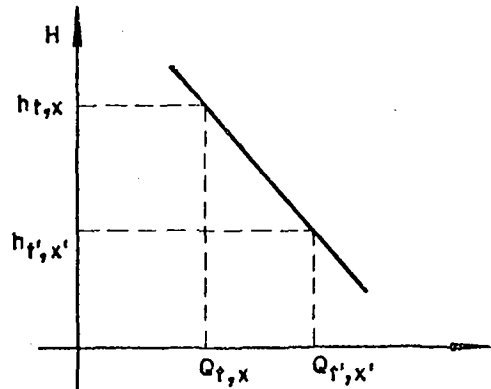
$$h_{t',x'} - h_{t,x} = \frac{C}{gS} (Q_{t',x'} - Q_{t,x})$$

Coefficiente angular: C/gS

S = Secção da tubulação

C = celeridade da onda.

Reta direta



$$h_{t,x'} - h_{t,x} = -\frac{C}{gS} (Q_{t,x'} - Q_{t,x})$$

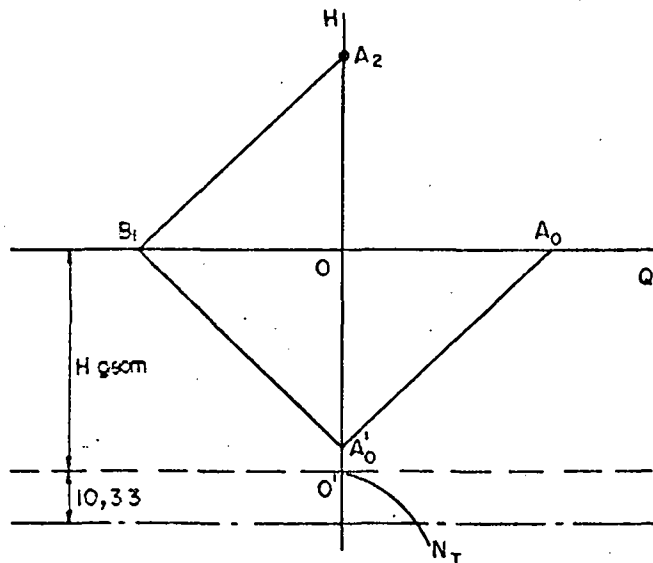
$$\text{Coeficiente angular} : -\frac{C}{gS}$$

Calcula-se primeiramente a sobrepressão máxima (item 7):

$$h_{\text{máx}} = \frac{C V}{g}$$

1º caso:

$$h_{\text{máx}} < H_{\text{geom.}} \quad (H_{\text{geom.}} = \text{altura geométrica})$$



Partindo-se de A₀ traça-se uma reta inversa até encontrar o eixo em A'₀ (Q = 0) e depressão. De A'₀ traça-se uma reta direta até encontrar o eixo horizontal em B, (vazão negativa). Finalmente se traça nova reta inversa determinando-se o ponto A₂ que corresponde à sobrepressão.

A condição extrema neste caso verifica-se quando a reta inversa inicial atinge o ponto O': a pressão mínima na extremidade A da

tubulação coincidirá com a pressão atmosférica e a pressão máxima será $2 H_0$.

2º caso:

$$h_{\text{máx}} > H_{\text{geom.}} \quad - \text{Exemplo: Projeto de São Carlos}$$

Cálculo do golpe de aríete, método de Bergeron

Exemplo: Adutora projetada para São Carlos - Planidro - (Cálculo feito pelo Prof. José Augusto Martins)

$$\begin{aligned} D &= 500 \text{ mm (aço e ferro ductil)} \\ Q &= 504 \text{ litros/seg.} \quad V = 1,77 \text{ m/seg} \\ & \quad S = 0,283 \text{ m}^2 \\ L &= 16.950 \text{ m} \quad H_{\text{geom.}} = 168 \text{ m} \\ H_{\text{man.}} &= 242,6 \text{ m} \\ C &= 1190 \text{ m/s (celeridade da onda)} \end{aligned}$$

Sobrepessão máxima:

$$h_{\text{máx.}} = \frac{C V}{g} = \frac{1190 \times 1,77}{9,8} = 214 \text{ m}$$

Portanto:

$$h_{\text{máx.}} > H_{\text{geom.}}$$

Coefficiente angular das retas:

$$\frac{C}{g s} = \frac{1190}{9,8 \times 0,283} = 427$$

Com essa declividade traçam-se as retas inversas e diretas, partindo-se do ponto correspondente à vazão de $0,504 \text{ m}^3/\text{seg}$ no eixo das abscissas. A primeira reta (inversa) com a declividade 427, poderia ser levada até a horizontal correspondente à pressão absoluta ($168 + 10 = 178 \text{ m}$, caso limite extremo) ou até a curva N_T característica da bomba funcionando em vazio (caso fosse conhecida essa curva). Dêsse segundo ponto segue-se a reta direta até o eixo das abscissas, de onde prosseguirá uma nova reta inversa até o eixo das ordenadas.

Nesse caso encontra-se para a sobrepressão máxima o valor aproximado de 140 m.

11 - Medidas de proteção contra o golpe de arfete

Há uma variedade de medidas que podem ser postas em prática para atenuar os efeitos do golpe de arfete, devendo-se estudar caso por caso para escolher a solução mais conveniente.

Os meios mais comumente empregados para proteção das instalações contra o golpe de arfete são os seguintes:

- 1 - Adoção de volante acoplado ao conjunto elevatório
- 2 - Utilização de reservatório ou câmara de ar comprimido
- 3 - Construção de chaminé de equilíbrio
- 4 - Emprego da válvula de alívio
- 5 - Tubulação de alívio.

12 - Volante acoplado ao motor

Com um volante procura-se aumentar a massa e portanto a inércia das partes rotativas, de maneira a prolongar suficientemente o

tempo que a bomba leva para parar (prolongando, portanto o tempo de "manobra").

Este tipo de solução é indicado para tubulações pouco extensas.

Cálculo de um volante para minimizar o golpe de arfete

Exemplo: cálculo feito pelo Eng^o J. Chabot

$$D = 1,00 \text{ m} \qquad S = 0,785 \text{ m}^2$$

$$L = 9.900 \text{ m}$$

$$Q = 390 \text{ litros/seg.}$$

$$V = 0,51 \text{ m/seg}$$

$$H_{\text{man.}} = 80 \text{ m}$$

$$\text{Rendimento do grupo: } \eta = 0,83 \text{ (normal)}$$

$$\text{Número de rotações: } n = 1.430 \text{ rpm.}$$

Pêso da água no conduto:

$$W = 9.900 \times 0,785 \text{ m}^2 \times 1.000 = 7.772.000 \text{ kgf}$$

Massa:

$$m = \frac{W}{g} = \frac{7.772.000}{9,8} = 790.000 \text{ kg massa}$$

Fôrça viva:

$$F = \frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} 790.000 \times 0,51^2 = 103.000$$

Pêso que seria elevado a uma altura equivalente à altura manométrica:

$$P = \frac{F}{H_{\text{man}}} = \frac{103.000}{80} = 1287 \text{ kg}$$

Tempo de paradas:

$$t = \frac{2p}{Q} = \frac{2 \times 1287}{390} = 6,6 \text{ segundos}$$

Rendimento médio do grupo durante o período:

$$\eta' = \frac{\eta}{3} = \frac{0,83}{3} = 0,277$$

O volante deverá fornecer (trabalho).

$$\frac{p \times 10}{\eta'} = \frac{1287 \times 10}{0,277} = 44.700 \text{ kgm}$$

$$C = 0,00056 p R^2 n^2$$

em que

p = peso do volante em kg

R = raio de giração em m

n = número de rotações por minuto

$$p R^2 = \frac{p \times 10 \frac{1}{\eta'}}{0,00056 \times n^2} = \frac{44.700}{0,00056 \times 1480^2} = 36,4$$

raio geométrico do volante $r = 0,70 \text{ m}$

$$r^2 = 2 R^2$$

portanto:

$$R = \frac{r}{\sqrt{2}} = \frac{0,70}{\sqrt{2}} \approx 0,50$$

peso

$$p = \frac{36,4}{(0,5)^2} = 145 \text{ kg}$$

13 - Reservatório ou câmara de ar comprimido

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

Na primeira fase do golpe de arfete (subpressão ou golpe negativo) o reservatório fornece água à canalização. Na fase de sobrepressão o efeito se reduz com a entrada de água para dentro da câmara comprimindo o ar. A abertura de comunicação entre a câmara 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 arfete é mais indicado para instalações de pequena e média vazões e para pressões até 150 m. 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).

Cálculo de um tanque de ar comprimido para limitar o golpe de arfete

Fórmula de Sliosberg

$$a = \frac{v^2}{2g P_0} \frac{L \cdot S}{\frac{P_0}{P_{\text{máx}}} - 1 - \log_e \frac{P_0}{P_{\text{máx}}}}$$

chamando-se

$$\frac{P_0}{P_{\text{máx}}} - 1 - \log_e \frac{P_0}{P_{\text{máx}}} = Z$$

tendo-se ainda:

$$\frac{P_{\text{mín}}}{P_0} = 2 + 3 Z - \frac{P_{\text{máx}}}{P_0}$$

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

$$a' = a \frac{P_0}{P_{\min}}$$

em que:

a = volume de ar no tanque correspondente ao regime normal em m^3

V = velocidade da água em m/seg.

P_0 = pressão absoluta em regime normal em m

L = comprimento da tubulação em m^2 .

Exemplo: - Cálculo feito pelo Eng^o J. Chabot

$$D = 1,50 \text{ m}$$

$$S = 1,77 \text{ m}^2$$

$$L = 610 \text{ m}$$

$$V = 1,55 \text{ m/seg.} \quad Q = 2,75 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 0,1225$$

$$H_{\text{man}} = 71,90 \text{ m} \quad P_0 = 71,9 + 10,0 = 81,9 \text{ m.}$$

Deseja-se limitar o golpe de arfete a 120 m ($P_{\text{máx}}$)

$$\frac{P_{\text{máx}}}{P_0} = \frac{120}{81,9} = 1,45$$

$$Z = \frac{P_0}{P_{\text{máx}}} - 1 - \log_e \frac{P_0}{P_{\text{máx}}} = \frac{81,9}{120} - 1 - \log_e \frac{81,9}{120} = 0,065$$

$$a = \frac{v^2}{2g F_0} \frac{L.S}{Z} = \frac{0,1225}{81,9} \frac{610 \times 1,77}{0,065} = 25 \text{ m}^3$$

$$\frac{P_{\text{mfn}}}{P_0} = 2 + 3Z - \frac{P_{\text{máx}}}{P_0} = 2 + 3 \times 0,065 - 1,45 =$$

$$= 0,745$$

$$a' = a \frac{P_0}{P_{\text{mfn}}} = 25 \frac{1}{0,745} = 33,5 \text{ m}^3$$

14 - Chaminé de equilíbrio

A construção de uma chaminé de equilíbrio somente é econômica no caso de instalações importantes, com alturas geométricas pequenas e condições topográficas favoráveis.

O dimensionamento das chaminés de equilíbrio se faz de maneira semelhante ao estudo das instalações de força (turbinas).

15 - Válvulas de alívio

As válvulas de alívio ou de segurança são construídas e fornecidas por companhias especializadas.

No Brasil são utilizados os seguintes tipos:

1) - Válvula Blondelet (Anti-belier)

É fabricada na França pela Cia. Pont-A-Mousson, representada no Brasil pela Cia. Ferro Brasileiro.

Há dois tamanhos de fabricação normal (100 mm e 200 mm), cuja

seleção pode ser feita pela tabela seguinte: (página).

A válvula é fornecida com dois cilindros (garrafas de aço) para ar comprimido. Por ocasião do golpe positivo a válvula produz uma descarga de água que alivia a pressão.

VÁLVULAS BLONDELET

Vazões	Altura Manométrica					
	25m	50	75	100	150	200
30 l/seg.	100	100	100	100	100	100
50	200	200	100	100	100	100
100	200	200	200	200	200	200
200	2 x 200	2 x 200	200	200	200	200
300	E+	2 x 200	2 x 200	2 x 200	200	200
400	E+	E+	2 x 200	2 x 200	2 x 200	2 x 200
500	E+	E+	E+	2 x 200	2 x 200	2 x 200

E+: Caso especial

2) - Válvula antigolpe de arfete Barbará

Semelhante à anterior, porém produzida no tamanho de 100 mm . Em instalações que exijam válvulas maiores poderá ser considerado o emprêgo de duas ou mais válvulas. Essas válvulas são instaladas em derivações curtas das linhas de recalque o mais próximo possível das bombas. Deverá ser prevista uma canaleta ou canalização para afastamento da água descarregada.

3) - Válvula antigolpe Aramfarpa

A válvula consta de um conjunto formado por um êmbolo diferen-

cial e uma câmara de ar comprimido.

Semelhante à válvula Blondelet e também fabricadas nos tamanhos de 100 e 200 mm, com comando pneumático ou elétrico.

Pode ser dimensionada para limitar o golpe de aríete entre 10% e 100%.

4) - Válvula de segurança com mola, semelhante à que se emprega em instalações de vapor.

Fabricada pela Niagara e outras companhias. Uma válvula deste tipo produz uma descarga de alívio, limitando-se a pressão.

Descarga: litros/seg.

Pressão	VALVULA		
	50 mm	75 mm	100 mm
17,6 m	5,5	13,3	22,5
35,2	7,8	18,8	34,7
52,7	9,5	23,0	42,4
70,3	11,0	26,5	49,0
87,9	12,3	29,7	54,7
105,5	13,4	32,5	60,0

5) - Válvula de alívio "Golden-Anderson" (Surge Relief Valve).

Fabricada pela Golden Anderson Valve Speciality Co., de Pittsburgh e representada no Brasil por R. Hall (Rua Margarida, 369) - São Paulo.

Os seguintes tamanhos são recomendados:

(tabela à página seguinte)

Vazão Total	Tamanho da Válvula	
	mm	pol.
Até 45 litros/seg.	60	2 1/2"
60	75	2"
125	100	4"
280	150	6"
500	200	8"
800	250	10"
1200	300	12"
1500	350	14"
1900	400	16"
2500	450	18"
3150	500	20"
4400	600	24"

16 - Tubulação de alívio ("by-pass")

Consta de uma canalização que deriva da linha de recalque deixando de lado a bomba (by-pass) e descarregando livremente em sua extremidade. Durante o regime normal essa canalização é fechada por uma válvula, cuja abertura é feita automaticamente por ocasião do corte de energia elétrica. O fechamento dessa linha para restabelecimento do regime de operação é feito lentamente. Um tipo de válvula automática em uso funcionada por comando eletro-magnético (que mantém a válvula fechada durante o tempo em que os motores estiverem funcionando).

17 - Dimensionamento da tubulação de recalque

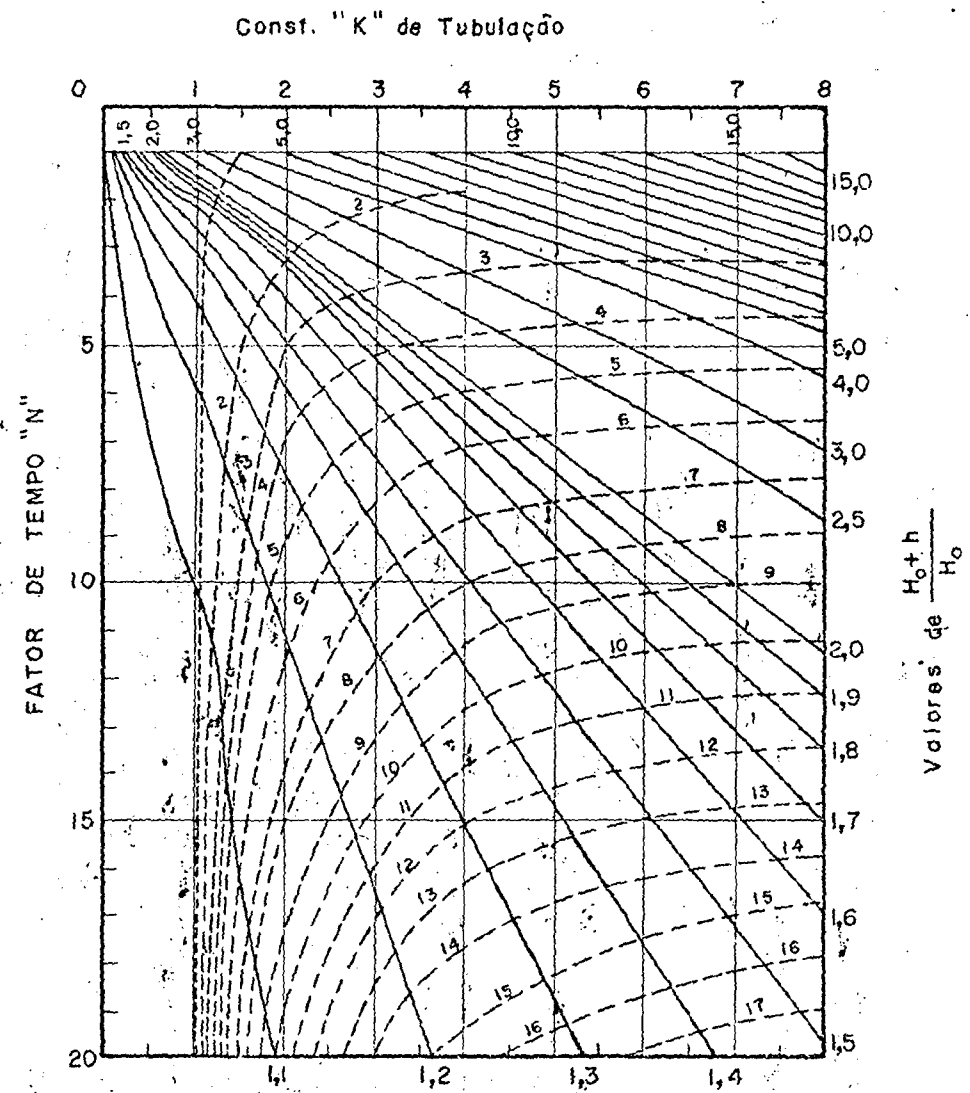
Os tubos utilizados em linhas de recalque deverão ser dimensionados para resistir à pressão máxima prevista, considerando-se o golpe de arfete admissível.

No caso de linhas de aço de paredes delgadas é importante considerar o efeito "língua de sogra", isto é, a condição resultante da fase de depressão (golpe negativo).

As seguintes espessuras são recomendadas como mínimas para evitar o colapso:

Diâmetros mm	Espessuras Mínimas pol.
700- 900	1/4
1000-1100	5/16
1200-1400	3/8
1500-1600	7/16
1700-1800	1/2

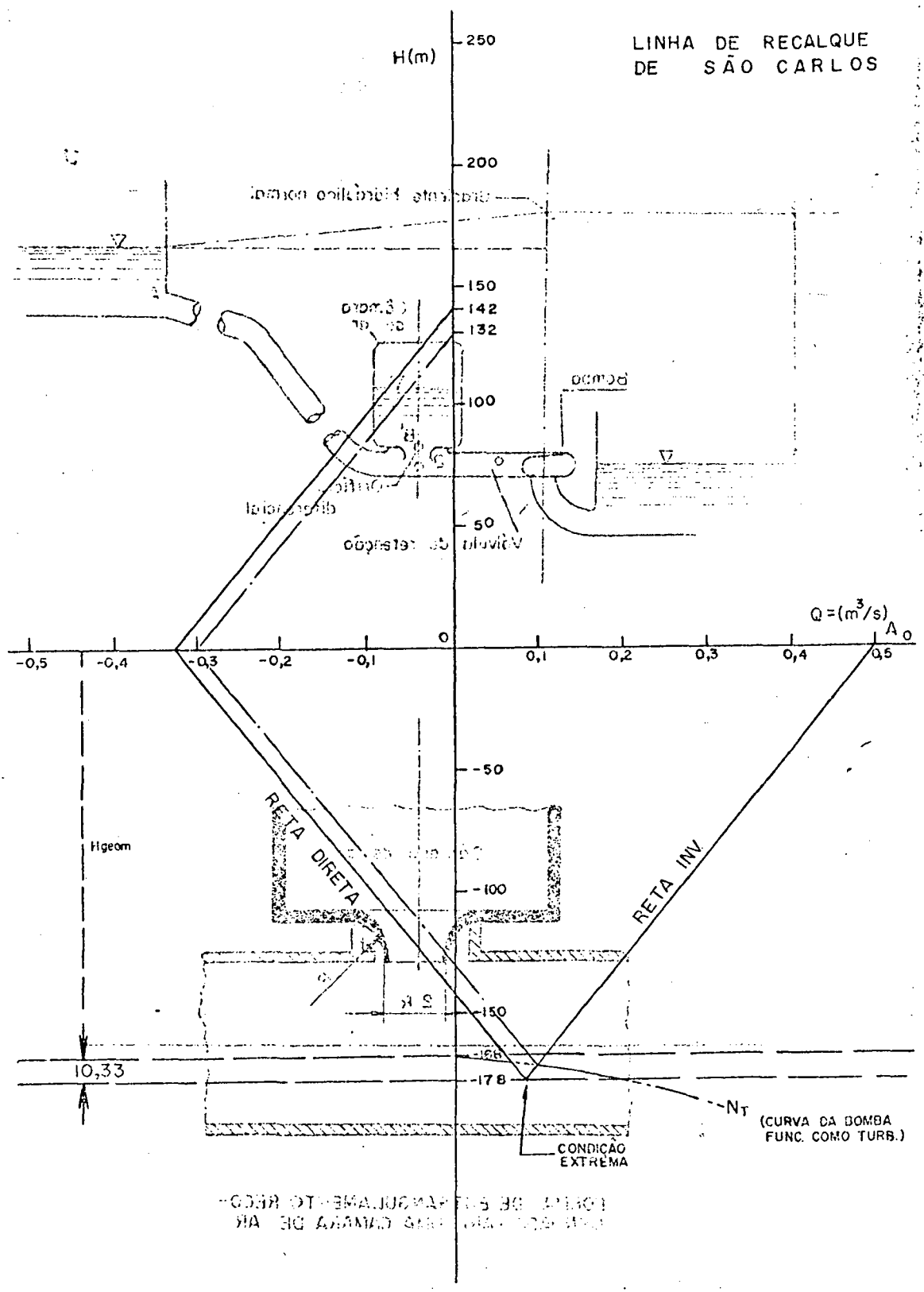
GRÁFICO DE ALLIEVI PARA GOLPE DE ARIETE
(Sistema métrico)



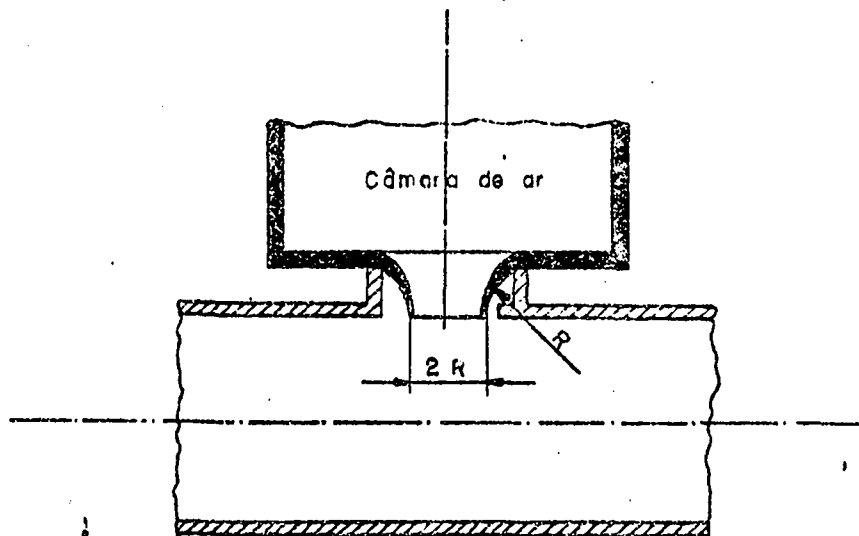
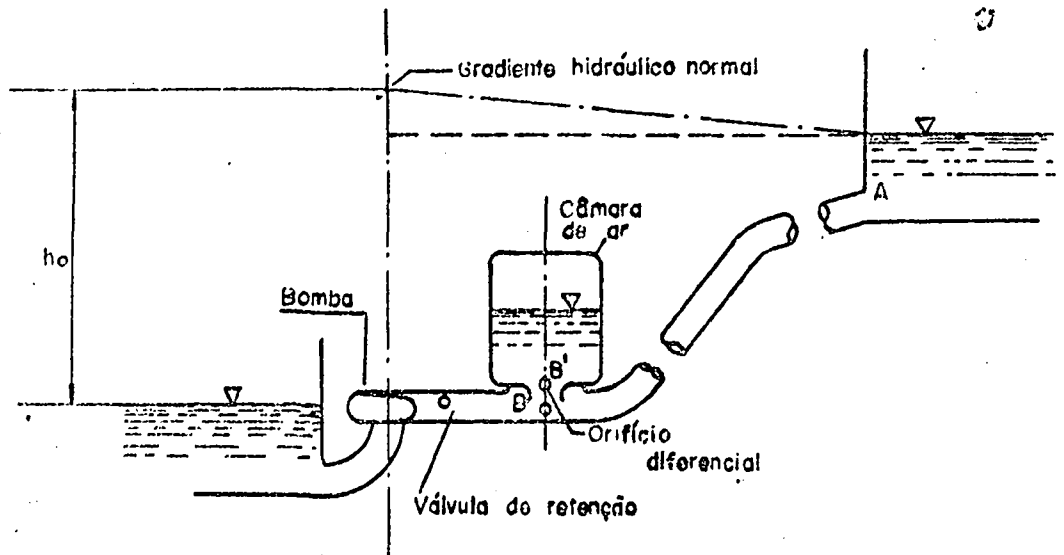
As linhas diagonais grossas dão a relação $\frac{H_0+h}{H_0}$

As linhas descontinuas, numeradas 1, 2 etc., dão os intervalos de tempo até atingir-se a pressão máxima

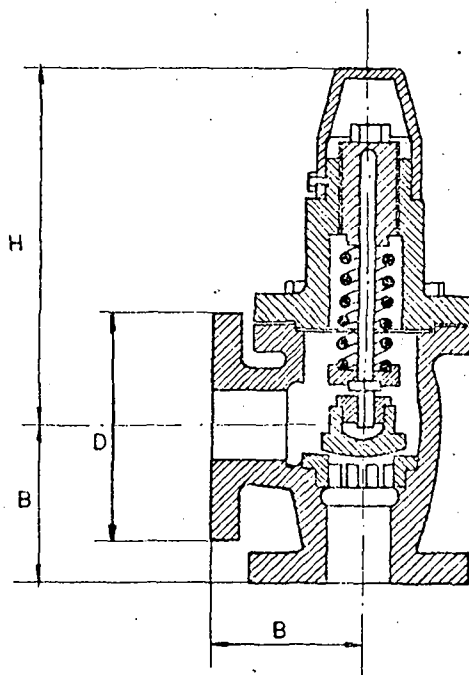
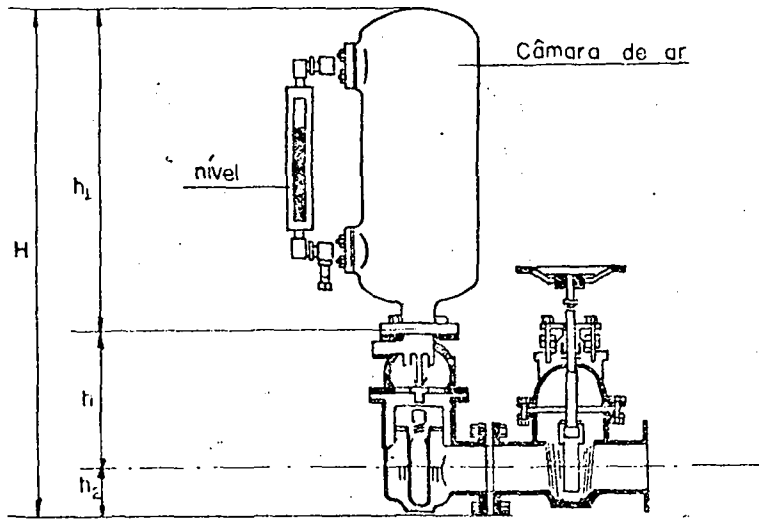
LINHA DE RECALQUE DE SÃO CARLOS



FORN. DE EN. SANIT. DE SÃO CARLOS



FORMA DE ESTRANGULAMENTO RECOMENDADA PARA UMA CAMARA DE AR



VÁLVULA DE SEGURANÇA NIAGARA

Referências

- 1 - "Symposium on Waterhammer", ASCE e ASME, 1933.
- 2 - Bergeron, L. - "Du coup de belier en hydraulique au coup de foudre en electricité. Dunod - Paris, 1950.
- 3 - Bergeron, P. - "Complexité des phénomènes de coup de belier sur les installations de pompage et essai de classification des solutions générales pour y remedier", - La Houille Blanche, n° especial - B/1949.
- 4 - Evans, W.E. e Crawford, C.C. - "Design charts for air chambers on pump lines", - Trans. ASME - vol. 119 - n° 2710, 1954.
- 5 - Jacobson, R.S. - "Charts for analysis of surge tanks in turbine or pump installations", - Special Report 104 Bureau of Reclamation, Denver, Colorado, 1952.
- 6 - Knapp, R.T. - "Complete characteristics of centrifugal pumps and their use in the prediction of transient behavior", Trans. ASME - Vol. 58, Paper Hyd. - 59-11 - Nov. 1937.
- 7 - Parmakian, J. - "Pressure surges at large pump installations", Trans. ASME - Vol. 75 - August 1953.
- 8 - Parmakian, J. - "Pressure surge control at Tracy Pumping Plant", - Proceed. ASCE - Vol. 79 - Separ. 361 - Dezenber 1953.
- 9 - Parmakian, J. - "Waterhammer Analysis", - Prentice - Hall Inc. New York - 1955.
- 10 - Peabody, R.M. - "Typical analysis of waterhammer in a pumping plant of the Colorado River Aqueduct", Trans. - ASME, Vol. 65 - February 1939.

- 11 - Schnyder, O. - "Comparisons between calculated and test results on waterhammer in a pumping plant", - Trans. ASME - Vol. 59 - Paper Hyd. 59-13 - November 1937.
- 12 - Rich, G. R. - "Hydraulic Transients" - 2ª edição - Dover Publications Inc. - New York 1963.
- 13 - Sanchez, J.L. - "Teoria del golpe de arfete", Ingenieria Civil - México, 1955.
- 14 - Dubin, Ch. - "Détermination des dimensions caractéristiques d'un réservoir d'air sur une installation élévatoire" - La Houille Blanche - n° 6, 1955.
- 15 - Escande, L. - "Methodes nouvelles pour le calcul des cheminées d'équilibre" - Dunod, Paris.
- 16 - Ruggiero, C. - "Il covo d'ariete nelle condotte elevatorie" , L'Energia Elétrica - Maio 1934.
- 17 - Gomes dos Reis, E. - "Golpe de arfete em linhas de recalque" - Anais do 1º Simpósio de Engenharia Sanitária - São Paulo, 1966.
- 18 - Pinho, M. S. - "Estudos do amortecimento do golpe de arfete em canalização de recalque", - Anais do 1º Simpósio de Engenharia Sanitária - São Paulo, 1966.
- 19 - Organización Panamericana de Sa Salud - "Bombas para agua potable" - 1966.
- 20 - Chabot, J. - "Protection des conduites de refoulement contre les coups de béliet", - L'Eau - Fev. 1959, março 1959 e julho 1960.

capítulo XI

INSTALAÇÃO E SELEÇÃO DE BOMBAS

Rui Carlos C. Vieira

Professor Catedrático da Escola de
Engenharia de São Carlos da U.S.P.

1ª Parte - Instalação de bombas

1 - Introdução

O Objetivo dêste capítulo é ressaltar a importância do fenômeno da cavitação na definição dos parâmetros que caracterizam uma instalação de bombas.

Não se pretende abordar o aspecto prático relativo às obras civis, bem como os detalhes mecânicos e elétricos envolvidos numa instalação de bombeamento, como poderia sugerir o título do capítulo. Tem-se em vista tão somente enfatizar a necessidade de levar em conta as características relativas à cavitação, tanto da instalação propriamente dita, quanto da bomba em si mesma, para chegar-se a um esquema que permite definir satisfatoriamente os elementos básicos para a determinação completa da bomba e da sua localização.

2 - Fatores envolvidos na instalação de uma bomba

No pré-dimensionamento efetuado para o delineamento da solução de um problema de bombeamento devem ser considerados precipuamente-

os seguintes fatores:

- características geométricas da instalação e das bombas
- características dinâmicas das bombas
- características energéticas da instalação.

Entendem-se como características geométricas da instalação particularmente:

- a - o desnível geométrico H_g
- b - a altura de sucção ou submersão h_s
- c - a geometria das tubulações de sucção e recalque
- d - a geometria da casa de máquinas
- e - o número z de unidades a serem instaladas.

Entendem-se como características geométricas das bombas especialmente:

- a - as suas dimensões externas (dependentes do diâmetro do rotor)
- b - a posição do seu eixo.

Entendem-se como características dinâmicas das bombas:

- a - o tipo particular de seu rotor ou rotores, caracterizado
 - pela sua eventual associação série-paralelo
 - pela rotação específica unitária n_{sq} de cada rotor
- b - a rotação n
- c - o coeficiente de cavitação σ_{lim} .

Entendem-se como características energéticas da instalação:

- a - a potência necessária para o acionamento de cada unidade (depende

dente da vazão bombeada pela unidade)

- b - o tipo do motor de acionamento
- c - o sistema de arranque
- d - a programação de funcionamento das unidades.

Essas características, citadas sem o intuito de esgotar os parâmetros que intervêm em um problema de bombeamento, são interdependentes, e o problema da definição de uma instalação de bombeamento, que pode ser resumido na seleção adequada dessas características, deve ser encarado como solução de um problema típico de otimização.

3 - Exemplo ilustrativo

Apresenta-se um caminhamento ilustrativo da interação entre os parâmetros anteriormente citados, dentro das seguintes hipóteses - predimensionamento de uma instalação de bombeamento que deverá elevar à altura H_g inicialmente uma vazão Q_1 e posteriormente, numa segunda etapa, uma vazão Q_2 múltipla de Q_1 , desejando-se definir a submergência h_s , a rotação n , e o tipo do rotor (de um ou dois estágios, com uma ou duas entradas), para o delineamento da solução do problema.

Adota-se então h_s como parâmetro e determina-se o coeficiente de cavitação σ correspondente à instalação dada por

$$\sigma = \frac{H_s}{H}$$

sendo

$$H_s = \frac{p_{atm} - p_v}{\rho g} - h_s$$

e fixando-se inicialmente para a altura manométrica H certa porcentagem do valor de H_g .

Iguala-se σ ao coeficiente σ_{lim} correspondente à bomba

que deverá ser utilizada, e determina-se através das curvas estatísticas apresentadas na figura XI.1 qual o mínimo valor admissível para o coeficiente de rotação específica unitária n_{sQ_1} , referente a uma bomba.

Calcula-se o coeficiente de rotação específica unitária $n_{sQ_{inst}}$ para a instalação, para cada condição de vazão, tendo a rotação n como parâmetro, através da expressão

$$n_{sQ_{inst}} = \frac{n \sqrt{Q}}{N^{3/4}}$$

Fixa-se o tipo particular do rotor da bomba, dentro das hipóteses assumidas na formulação do problema e determina-se para cada etapa da instalação o número de unidades z , fazendo o parâmetro n variar em intervalos adequados de rotações.

Exemplificando, para bombas de dupla aspiração e um só estágio sendo Q a vazão total em cada etapa, ter-se-ia

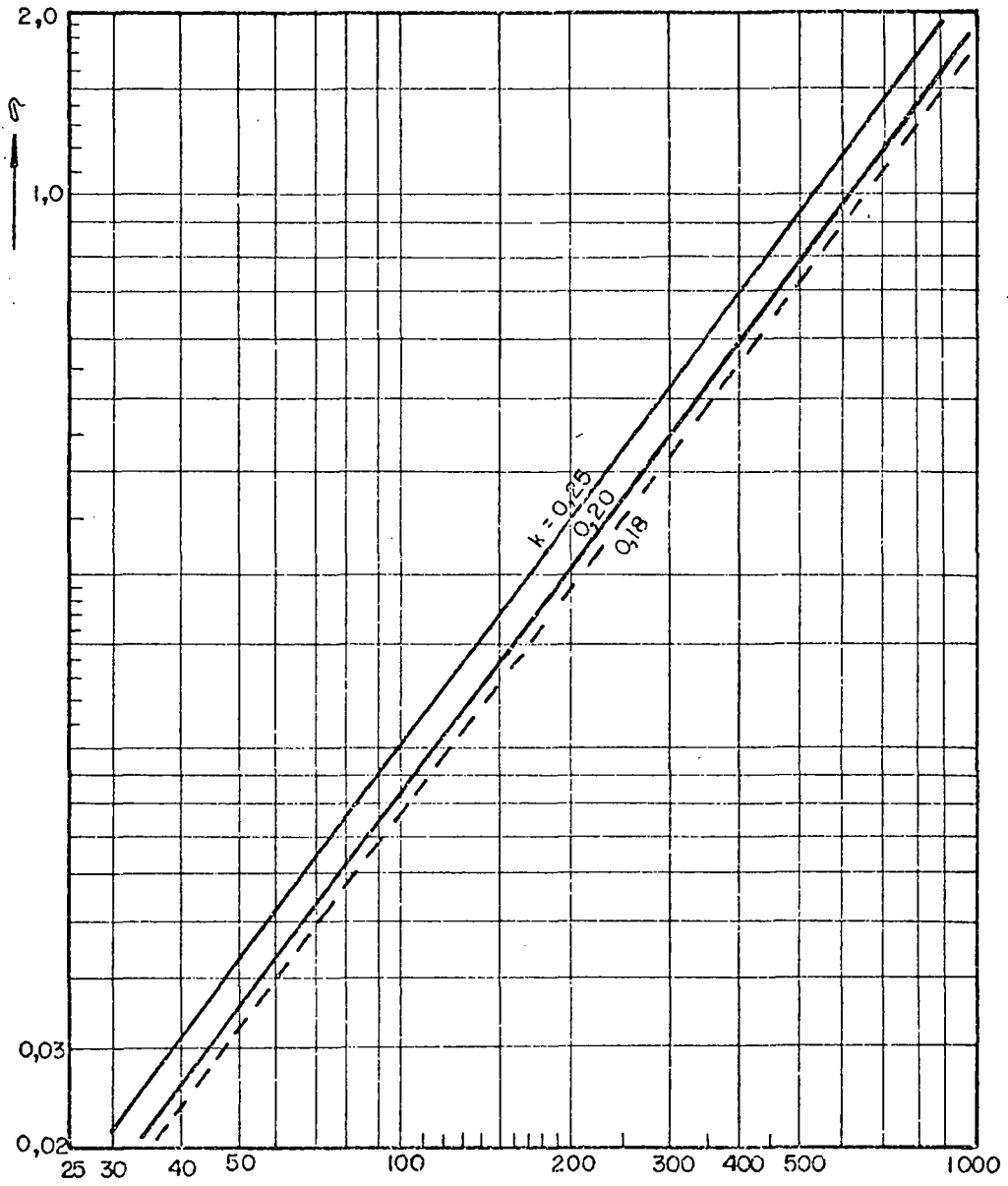
$$z = \left(\frac{n_{sQ_{inst}}}{n_{sQ_1}} \right)^2 = n^2 \frac{Q}{H^{3/2} n_{sQ_1}}$$

Analisam-se os resultados obtidos, tendo em vista a escolha de soluções que satisfaçam à imposição de duas etapas na instalação de bombeamento, dando-se preferência à utilização de máquinas idênticas. A tabela seguinte ilustra o caminhamento seguido:

(vide tabela à página seguinte)

Definidas as características geométricas e dinâmicas possíveis para a instalação, faz-se a verificação do valor assumido para a altura manométrica H e recalcula-se, se necessário.

Determinam-se então as características energéticas da instalação, para proceder-se à análise da otimização das soluções possíveis.



$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

2ª Parte - Seleção de Bombas

1 - Introdução

Neste capítulo serão abordados alguns tópicos de interesse relativos ao problema de seleção de bombas hidráulicas para instalações de bombeamento em geral, de médio e grande porte.

Evidentemente as considerações que serão apresentadas não pretendem esgotar o assunto, mas simplesmente ressaltar alguns pontos de importância que devem ser levados em conta ao se proceder a seleção de bombas para uma determinada instalação.

Não serão tecidas considerações a respeito da escolha do tipo de bomba mais adequado para uma instalação, mas sim a respeito de disposições técnicas várias que devem ser consideradas na solicitação e na análise de propostas de fornecimento, visando a seleção da bomba tecnicamente mais perfeita, supondo-se já ter sido feita a escolha do tipo.

As disposições técnicas que serão consideradas abrangem os seguintes itens:

- exigências para o projeto mecânico
- exigências para os materiais
- exigências para o desempenho
- exigências para os ensaios de recepção.

São expressos os agradecimentos à COMASP pelos contatos que permitiram ao autor melhor avaliar a importância e a necessidade das disposições técnicas mencionadas.

2 - Exigências para o projeto mecânico

Uma vez estabelecida a escolha do tipo de bomba, deverão ser

fixadas também as demais características geométricas necessárias para a definição do projeto mecânico, tais como posição do eixo, número de estágios, número de bocas de aspiração, tipo de acoplamento, características do motor de acionamento, modalidade de fixação à base.

É necessário definir ainda o sentido de rotação da bomba e o esquema de suporte do peso das partes móveis e do empuxo axial, mediante mancais em número e disposição adequada, prevendo inclusive, dispositivos auxiliares para as fases de montagem e desmontagem.

Deve também ser estabelecida a maneira pela qual se pretende efetuar a remoção das partes substituíveis da bomba, especialmente do rotor, eixo, mancais de suporte e de escora, sistema de vedação do eixo, anéis de desgaste.

Uma vez definido assim o projeto mecânico, devem ser estabelecidos os critérios de dimensionamento estrutural das diversas partes componentes da bomba.

Devem então ser especificados os mínimos fatores de segurança, a serem adotados de maneira geral no dimensionamento. Devem ser levadas em conta as concentrações de tensão nas seções em que for necessário. Devem ser estabelecidos os critérios para o dimensionamento do eixo levando em conta a flexão e a torção, e também para o dimensionamento de outras peças que sejam julgadas necessárias.

Apresentam-se a seguir várias considerações que se tornam necessárias para a especificação adequada das partes componentes da bomba.

Eixo

Deverá ser especificado o material escolhido para o eixo, o método de fabricação e o tratamento térmico a que deverá ser submetido. A maneira pela qual se fixará o flange de acoplamento ao eixo motor também deverá ser estabelecida. Deverá ser ressaltado que o dimensionamento do eixo corresponderá às condições mais críticas de

rotação, sem exceder as tensões admissíveis previamente fixadas. Deverão ser previstas luvas substituíveis sobre o eixo, de material resistente a corrosão, com dureza mínima especificada, localizadas na passagem do eixo através das caixas de vedação. Deverão também ser retificados os trechos do eixo que passem pelos mancais, caixas de vedação e locais adequados para a verificação do seu alinhamento. As tolerâncias de usinagem deverão ser estabelecidas de conformidade com as normas técnicas em vigor. Deverá ser imposta uma margem de 30% pelo menos, para a velocidade crítica do eixo, acima da máxima rotação de disparo possível.

Rotor

Deverá ser escolhido o material para a fabricação do rotor e o seu tratamento térmico. A inspeção de falhas, trincas e porosidades por método não destrutivo deverá ser prevista, bem como o seu balanceamento dinâmico juntamente com o eixo. Deverá ser especificada a modalidade de fixação do rotor ao eixo. O dimensionamento do rotor deverá ser feito levando em conta as máximas tensões provenientes de quaisquer condições de operação, normais ou anormais, que possam ocorrer. Deverá ser estabelecida a rugosidade superficial do rotor e imposta a ausência de furos, depressões, projeções, trincas ou falhas que possam ocasionar cavitação localizada. Deverá ser estabelecida também a responsabilidade por danos causados ao rotor, por cavitação excessiva, avaliados mediante critérios prefixados. Devem ser estabelecidos os desvios permissíveis entre dimensões do rotor e do seu eventual modelo reduzido.

Corpo da Bomba

Deve ser escolhido o material para a execução do corpo da bomba, e definida a maneira de sua montagem, bem como de seu transporte. Deverão ser estabelecidas as tensões admissíveis, levando em

conta as alturas manométricas envolvidas e sobrepressões devidas a eventuais golpes de arfete.

Deverá ser prevista prova de pressão hidrostática para inspeção de juntas com pressão igual a 150% do valor da pressão de projeto.

Deverão ser previstos furos para conexão de suspiros e drenos para o esvaziamento e escorva, e tomadas de pressão para alimentação das caixas de vedação e anéis de desgaste, se necessário.

Deverão também ser previstos detalhes da localização dos parafusos de ancoragem da base da bomba.

Sistema de mancais e de lubrificação

Deverão ser estabelecidos os tipos de mancal a serem utilizados, bem como o seu sistema de lubrificação. Os mancais deverão permitir o deslocamento do eixo no sentido axial devido à dilatação térmica e ao empuxo axial. Os mancais e seu sistema de lubrificação deverão ser adequados não só para as condições normais de funcionamento da bomba, como também para as operações de partida e parada, prevenindo-se ainda a possibilidade de condições anormais de operação. O material e o comprimento mínimo dos casquilhos deverão ser especificados. Deverão também ser impostas as vedações necessárias para a estanqueidade dos mancais e sua proteção contra vazamentos. O sistema de lubrificação sendo forçado, deverão ser especificadas as características da central de lubrificação incluindo tubulações de alimentação, e retorno, e painel de controle de entrada em serviço e proteção, possibilitando partida automática de bomba de reserva com acionamento independente. Se necessário, deverá ser previsto um sistema de resfriamento do óleo de lubrificação, com as especificações de projeto estabelecendo as condições de entrada e saída da água de resfriamento.

Sistema de anéis de desgaste

Deverá ser estabelecido o material dos anéis de desgaste fixos e rotativos, o método de fixação desses anéis, a variação da folga radial entre as partes rotativas e estacionárias, e a diferença de dureza entre essas partes, para minimizar a possibilidade de engripamento ou caldeamento entre elas. Na eventualidade de partida sem água no corpo da bomba, será necessário prever a introdução de água de resfriamento, e lubrificação para os anéis de desgaste.

Sistema de vedação

Deverá ser previsto o tipo de vedação nos trechos em que o eixo atravessa a carcaça da bomba. As caixas de vedação deverão ser providas de conexões para o fluido lubrificante e refrigerante, devendo-se também prever a tubulação completa necessária à sua alimentação, bem como o dispositivo de bombeamento necessário.

3 - Exigências para os materiais

Deverão ser feitas especificações adequadas ao material a ser utilizado nas diversas partes componentes da bomba, incluindo os tratamentos térmicos necessários.

As peças de aço fundido usualmente deverão ser normalizadas e temperadas ou recozidas, prevendo-se quando julgado necessário sua inspeção radiográfica nas seções críticas (mudanças bruscas de seção, etc.).

As superfícies das peças fundidas deverão ser inspecionadas pelo processo das partículas magnéticas, por ultra-som ou por líquido penetrante colorido.

As peças soldadas deverão ser inspecionadas visualmente, ou por método radiográfico ou magnético, quando couber, e deverão ser

submetidas a alívio de tensões quando o seu tamanho o exigir.

Apresenta-se a seguir uma especificação de material típica para bomba de grande porte, com a finalidade de ilustrar as exigências normalmente necessárias.

<u>Peça</u>	<u>Especificação</u>
Eixo	Aço forjado ASTM A 235, Classe E, recozido anteriormente à usinagem.
Rotor	Aço inoxidável ASTM A 296 graus CA-15 ou ASTM B 148 liga 9D.
Corpo da bomba	Aço fundido ASTM A 27 grau 60-30. Chapa de aço ASTM 283 grau B para chapas de espessura menor do que 51 mm. ASTM A 201, qualidade para fornalhas, grau A, para chapas de espessura maior do que 51 mm.
Metal antifricção para os mancais	ASTM B 23
Anéis de desgaste rotativos e luvas do eixo	Aço inoxidável ASTM A 296 grau CA com dureza BHN mínima de 350.
Anéis de desgaste estacionários	Aço inoxidável ASTM A 296 grau CA-15, faixa de dureza BHM de 250 a 300.
Peças de ferro fundido	ASTM A 48 Classe 35
Parafusos, porcas e parafusos prisioneiros, sem contato com água	Para flanges, com grande solicitação ASTM A 320 grau L-43 Para outras finalidades Aço ASTM A 307, latão ASTM B 21, liga A
Idem em contato com água	Aço inoxidável ASTM A 276, tipo 303.

4 - Exigências para o desempenho

Deverão ser fixadas a altura manométrica e a vazão mínima correspondente, sob a rotação estabelecida para a bomba. Deverá também ser estabelecido o rendimento da bomba para as condições anteriores garantindo-se o rendimento ótimo num intervalo em torno da vazão prefixada.

A cota da linha que caracteriza a elevação da bomba deverá ser bem especificada, assim como o nível de jusante e suas eventuais variações.

Eventuais limitações quanto à forma da curva característica altura manométrica em função da vazão deverão ser feitas tendo em vista a variação provável de solicitação de vazão.

Deverá ser exigido funcionamento satisfatório da bomba, sem pulsos, vibrações ou desbalanceamentos dinâmicos, nem instabilidades ou cavitações, tanto nas imediações do ponto de funcionamento ótimo quanto nas condições de carcaça vazia e de pressão máxima, com a válvula de descarga fechada.

Deverão ser estabelecidos os métodos para partida e escorvamento da bomba, bem como a sequência de operações correspondentes, incluindo as operações de parada.

Dependendo das conveniências poderá ser exigida a execução de ensaios com modelo reduzido da bomba protótipo.

O modelo reduzido deverá reproduzir as condições existentes a montante e a jusante da bomba, o corpo da bomba e eventualmente os mancais e as vedações do eixo. Deverá ser especificado o fluido a ser utilizado no ensaio reduzido. As dimensões do modelo reproduzirão em escala as dimensões homólogas do protótipo, limitando-se o diâmetro externo do rotor ao valor mínimo estabelecido em normas usuais.

Serão executados ensaios que permitam a obtenção das curvas de altura manométrica e do rendimento em função da vazão, para o intervalo de vazões desde o valor zero até ao valor correspondente à al-

tura manométrica nula. Os pontos obtidos deverão estar espaçados entre si de intervalos prefixados, da ordem de certa porcentagem da vazão nominal. Poderão ser obtidos pontos adicionais nas imediações da vazão nominal.

Deverão ser analisadas as precisões das medidas efetuadas no ensaio, bem como deverá ser verificada a calibração dos instrumentos utilizados.

Deverá ser executado o ensaio da cavitação do modelo reduzido visando à obtenção da curva de NPSH em função da vazão e à determinação do coeficiente de cavitação σ_{lim} . O valor de σ_{lim} será fixado em correspondência com a queda brusca verificada nas curvas de σ em função do rendimento ou de σ em função da pressão.

Outros ensaios poderão ser fixados, para outras condições de operação eventualmente necessárias, tais como bomba-freio, turbina-centrípeta invertida e bomba freio invertida. Condições específicas particulares poderão também ser ensaiadas.

Deverá ser fixado em particular o critério de determinação do rendimento do protótipo a partir do rendimento do modelo, e de maneira geral o critério para a obtenção das curvas características do protótipo através do ensaio do modelo.

5 - Exigências para os ensaios de recepção

Após a montagem da bomba na fábrica, deverá ser feita verificação das folgas dos mancais e dos anéis de desgaste, bem como das excentricidades de maior importância.

Deverá também ser feito o ensaio hidrostático do corpo da bomba, mantendo-se a pressão do ensaio durante 24 horas no mínimo, e verificando-se quaisquer sinais de distorção, vazamento, empenamento ou fissuramento.

Após a instalação deverão ser feitos os ajustes de todos os componentes e acessórios e deverá ser posta a bomba em funcionamen-

to experimental por prazo p̃viamente fixado.

Deverã ser efetuados entã os ensaios de campo referentes à vazã, rendimento e rotaçã de disparo, de acõrdo com especifica - ções de normas p̃viamente determinadas.

As tolerâncias admitidas nas determinações das diversas grande zas deverã ser fixadas, assim como os métodos de medida a serem adotados.

6 - Bibliografia

1 - Inspeção radiográfica

ASTM E 71.52

ASME Pressure Vessels Code

ASTM E 94

ASTM E 71.

2 - Inspeção por partículas magnéticas

ASTM E 125

ASTM E 109

ASTM E 138

ASTM Pressure Vessels Code.

3 - Inspeção ultra-sônica

ASME Pressure Vessels Code

ASTM E 114.

4 - Tolerâncias

Normas ISO

United States of America Standards Institute B49.1.

5 - Soldagens

Standard Code for Air and Gas Welding in Building
Construction, American Welding Society

ASTM E 99.

6 - Ensaios de desempenho

Hydraulic Institute Standards

ASME Power Test Code for Centrifugal Pumps

International Electrotechnical Committee 198.

7 - Rugosidade superficial

United States of America Standards Institute B 46.1.

capítulo XII

MOTORES ELÉTRICOS DE ACOPLAMENTO

M o r e n c y A r o u c a

Professor Catedrático da Escola de
Engenharia de São Carlos da U.S.P.

0 - Introdução

Máquina é todo aparelho que transforma energia mecânica para outra forma de energia ou vice-versa, assim: Máquina Térmica, Máquina Hidráulica, etc., são aparelhos que transformam energia térmica, hidráulica (potencial ou cinética), etc., para a forma mecânica ou vice-versa.

Máquina elétrica é, portanto, um aparelho que transforma energia da forma elétrica para a forma mecânica ou vice-versa. Em termos gerais, é um aparelho de conversão eletromecânica de energia e se comporta como um elo entre um sistema elétrico e um sistema mecânico por um conveniente acoplamento, baseado em leis ou fenômenos naturais dentre os quais destacamos a indução eletromagnética e a ação magnética.

A máquina elétrica é considerada gerador quando o sistema mecânico fornece energia, através do aparelho, ao sistema elétrico e é considerada motor quando o sistema elétrico fornece energia ao sistema mecânico.

Assim o motor elétrico interliga, de um lado, o sistema elétrico de energia, chamado sistema de alimentação, que goza de todas as vantagens de facilidade de transporte, distribuição, contrô

le, segurança, custo, versatilidade, etc., que torna a energia elétrica insubstituível e, de outro lado, o sistema mecânico de energia transformada realiza o trabalho desejado.

Os sistemas de alimentação, geralmente são rêsdes de grande potência e com certas características fixas, como a frequência e a tensão, sôbre os quais o projetista da instalação deve se basear. Os sistemas de utilização normalmente são projetados para fins específicos. Constituem-se de máquinas, a serem acionadas pelos motores elétricos e são de construção mais difícil do que a dêstes. Por isso os sistemas de utilização impõem suas características de regime de trabalho, tais como: potência, conjugado, velocidade, etc.

Recai, portanto, sôbre o motor elétrico a exigência de flexibilidade necessária para conciliar as imposições do sistema de alimentação (sistema elétrico) e do sistema de utilização (sistema mecânico). O grande desenvolvimento de instalações dêsse tipo, está baseado na existência de grande variedade de motores elétricos que permite a escolha das mais diversas características elétricas e de funcionamento em carga, além da utilização dos valôres mais diversos de velocidade, conjugado e potência.

A variedade de motores permite muitas vês soluções técnicas diversas, cuja escolha adequada será imposta por considerações econômicas, que abrangem não sômente o motor mas todo o sistema. Assim, não se pode escolher o motor sem considerar o custo do sistema de contrôle de velocidade ou de partida que poderá, em certos casos, superar o custo do próprio motor. Por outro lado, não é possível especificar o conjunto motor mais sistema de contrôle sem verificar se a rêsde de distribuição comporta as características do sistema escolhido. Concluimos que não se pode considerar o motor isoladamente do resto da instalação.

1 - Imposições do sistema de alimentação

1.1 - Imposições inflexíveis

1.1.1 - Frequência

O sistema geralmente é de C.A. e a frequência é imposta pelo sistema local. Normalmente a frequência é de 60 hz e algumas vezes será de 50 hz. Muito raramente o sistema utilizado é de C.C..

1.1.2 - Número de fases

O sistema monofásico somente é utilizado para potências muito pequenas de modo que consideraremos apenas os sistemas trifásicos, que são geralmente os utilizados.

1.2 - Imposições flexíveis

1.2.1 - Tensão

A escolha da tensão nominal de motor é limitada a valores padronizados e determinados por considerações econômicas, contudo existe certa flexibilidade na escolha. De maneira geral pode-se considerar como as mais econômicas, para motores acima de 500 C.V., as altas tensões de 2.300 V ou mais e, para motores abaixo de 250 C.V., as baixas tensões de 440 V ou menos. As listas de preços dos fabricantes indicam a solução de menor custo por unidade, uma vez estabelecida a sua potência.

As instalações pequenas são economicamente alimentadas por redes de distribuição em baixa tensão de 220, 380 ou 440 V. As instalações maiores devem ser alimentadas por redes primárias de média ou alta tensão, que deverá ser abaixada por transformadores até valores padronizados para os motores. Estes valores são escolhidos de acordo com o tamanho das unidades.

A escolha da tensão exige a análise do sistema elétrico global, levando em conta tanto os transformadores como o equipamento de proteção e de manobra além das instalações, para a devida apreciação dos custos.

3.3.2 - Corrente

O sistema de alimentação, mesmo dimensionado para a potência e a tensão adequadas à instalação, não suporta geralmente a corrente de partida dos motores à plena tensão e com carga nominal. Nessas condições os motores absorvem, na partida e durante a aceleração, corrente várias vezes superior à corrente nominal.

A dificuldade não está principalmente no aquecimento dos transformadores e das linhas de alimentação mas, principalmente, na queda de tensão que essas correntes excessivas causam nesses equipamentos, ocasionando tensão insuficiente nos terminais do motor. Desta forma o motor não pode acelerar a carga em tempo hábil, devido ao baixo conjugado desenvolvido, o que ocasionará o desligamento automático do mesmo. A manobra de partida estará assim prejudicada.

Embora os motores possam suportar partidas a plena tensão com cargas nominais, os elevados valores de corrente raramente podem ser tolerados pela rede de distribuição. Mesmo que a instalação seja superdimensionada, de modo a limitar a queda de tensão mencionada, a corrente excessivamente elevada não é tolerada pela empresa fornecedora de energia elétrica, pois a variação de tensão ocasionada no sistema afetaria outros consumidores. Desta forma a corrente deve ser limitada a valores determinados pelo sistema de alimentação, devendo a partida dos motores ser efetuada sob tensão reduzida.

Esta limitação de corrente exige a subdivisão da potência total da estação elevatória em unidades menores, cujas partidas não devem ser simultâneas. A subdivisão é necessária mesmo quando não pode ser drástica em virtude de ocasionar a diminuição do conjugado, que está limitada pelo conjugado exigido na partida.

Podemos afirmar que, aproximadamente, o conjugado é proporcional ao quadrado da tensão enquanto que a corrente é diretamente proporcional à tensão, desta forma ao se tentar diminuir a corrente, o conjugado será reduzido rapidamente, podendo chegar a valores in-

suficientes ao arranque do motor.

2 - Imposições do sistema de utilização

2.1 - Requisitos mecânicos

O acoplamento mecânico do motor à bomba implica em especificações mecânicas impostas ao motor pelo tipo de bomba adotado na estação elevatória.

2.1.1 - Posição

A bomba poderá ser acionada por eixo horizontal ou vertical.

2.1.2 - Acoplamento

Será executado através de junta fixa, acoplamento compacto; ou de junta elástica, acoplamento elástico.

2.1.3 - Fixação

A montagem poderá exigir fixação em base rígida, com parafusos na base, ou fixação na face, com parafusos na flange.

2.1.4 - Mancal de escora

O mancal de escora poderá ser considerado parte integrante do motor e neste caso deve ser conhecido o empuxo axial.

2.2 - Requisitos da instalação

A seleção do motor deve levar em conta as condições de serviço sob as quais o motor opera. Para os casos usuais deve ser especificado motor aberto à prova de pingos. As "condições usuais de serviço" são definidas na EB 120 da ABNT, da seguinte forma:

2.2.1 - Meio refrigerante: ar, à temperatura não superior a 40 °C e isento de elementos prejudiciais ao motor.

2.2.2 - Localização: o motor deve estar à sombra.

2.2.3 - Altitude: não superior a 1000 m acima do nível do mar.

2.3 - Requisitos da bomba

As características da bomba impõem valores e forma às características correspondentes do motor. Certas características impostas ao motor nos levam a lembrar as definições de termos aplicáveis aos motores elétricos de acordo com a terminologia de máquinas elétricas girantes, TB-24 da ABNT.

2.3.1 - Terminologia (ver figuras XII.1 e XII.2)

A - Conjugado com rotor bloqueado (na prática de minado conjugado de arranque ou de partida): conjugado mínimo desenvolvido pelo motor bloqueado para todas as posições angulares do rotor sob tensão e frequências nominais.

B - Conjugado de aceleração: conjugado mínimo desenvolvido pelo motor entre a velocidade nula e a correspondente ao conjugado máximo.

C - Conjugado máximo (com referência ao motor de indução): conjugado máximo desenvolvido pelo motor sob tensão e frequência nominais, sem queda brusca de velocidade.

D - Conjugado de plena carga (na prática denominado conjugado nominal): conjugado desenvolvido pelo motor a potência nominal sob tensão e frequências nominais.

E - Conjugado de sincronização (referente ao motor síncrono): máximo conjugado resistente constante que permite ao motor atingir a velocidade síncrona, sob tensão e frequência nominais e em condições especificadas de excitação e momento de inércia dos elementos girantes. (Depende da inércia da carga).

F - Conjugado nominal de sincronização (referente ao motor síncrono): conjugado desenvolvido por um motor síncrono quando funcionando como motor de indução, à velocidade de 95% da velocidade síncrona, sob tensão e frequência nominais. (Utilizado quando não é

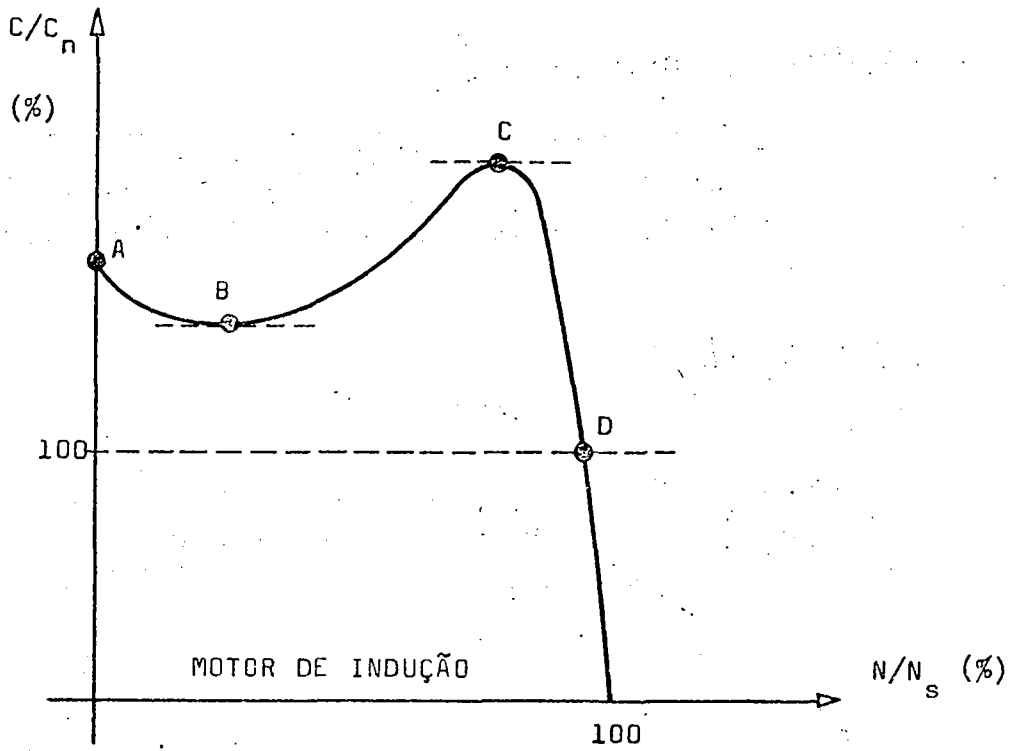


fig. XII.1

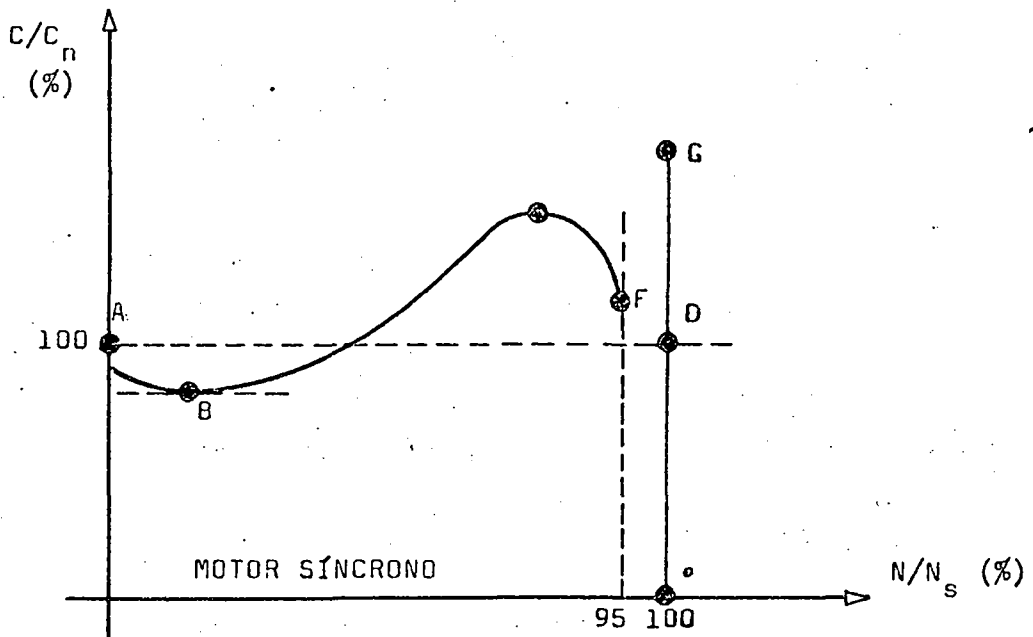


fig. XII.2

especificada a inércia da carga).

G - Conjugado máximo em sincronismo (referente ao motor síncrono): conjugado máximo que um motor síncrono pode manter durante um minuto, à velocidade síncrona, sob tensão, frequência e excitação nominais.

2.3.2 - Potência

A potência nominal do motor será imposta pela potência nominal da bomba, indicada pelo fabricante, e deverá ser pelo menos 10 % superior a esta, escolhida entre os valores padronizados na EB-120 da ABNT ou na MG1 da NEMA, como segue:

Potências padronizadas de 100 a 2000 CV

100	200	350	500	800	1250	2000
125	250	400	600	900	1500	
150	300	450	700	1000	1750	

Para potências inferiores a 100 C.V. ou superiores a 2000 C.V. devem ser utilizados os catálogos dos fabricantes.

2.3.3 - Velocidade

A velocidade nominal do motor C.A. é determinada pelo número de pólos e pela frequência da rede. Mesmo a velocidade nominal dos motores assíncronos (de indução) é quase igual à velocidade síncrona, sendo inferior a esta, no máximo em 5 % (para motores e plena carga). A velocidade síncrona em rpm é obtida por

$$N = \frac{120 f}{p} \quad (1)$$

onde f é a frequência em Hz e p é o número de pólos. Os valores de N estão tabelados abaixo:

velocidade síncrona de motores de C.A. para $f = 60$ Hz

p =	2	4	6	8	10	12	14	16
N =	3 600	1800	1200	900	720	600	514	450
p =	18	20	22	24	26	28	30	32
N =	400	360	327	300	277	257	240	225

velocidade síncrona de motores de C.A. para $f = 50$ Hz

p =	2	4	6	8	10	12	14	16
N =	3000	1500	1000	750	600	500	428	375
p =	18	20	22	24	26	28	30	
N =	333	300	273	250	231	214	200	

2.3.4 - Conjugado

Durante a partida e a aceleração o motor deve desenvolver conjugado suficiente para vencer o conjugado resistente da carga além de vencer a inércia das partes girantes. Deve-se, portanto, conhecer a curva conjugado-velocidade da bomba, além de seu momento de inércia, que imporá a forma e os valores da curva correspondente do motor a ser utilizado.

Deve-se conhecer a curva conjugado-velocidade do motor ou avaliá-la para a tensão aplicada na partida, quando fôr utilizada - partida com tensão reduzida. Devemos lembrar que o motor síncrono parte como motor de indução.

2.3.4.1 - Motores de indução

Neste caso devemos nos preocupar com os seguintes valores: "conjugado com rotor bloqueado", "conjugado de plena carga" já estará satisfeito pela adoção da potência (item 2.3.2) e da velocidade

(item 2.3.3), ver figura XII.1, pontos A, B, C e D.

Para motores de indução normais, de potência inferior a 200 C.V., não há problema tratando-se de bombas centrífugas normais, pois os valores mínimos dos diversos conjugados especificados pela EB-120 da ABNT, para motores classe A e B, são suficientes tanto para a partida como para a aceleração em tempos normais, mesmo com tensão reduzida para limitação da corrente de partida.

Já para motores com potência superior a 200 C.V., não há especificações por normas quanto aos valores mínimos dos diversos conjugados, daí a necessidade de comparação entre curvas conjugado-velocidade do motor e da bomba, fornecidas pelos respectivos fabricantes e a necessidade do conhecimento do valor do momento de inércia das partes girantes.

Quando essa comparação não fôr possível, deve-se adotar "conjugado de partida" 125% do "conjugado de plena carga" para bombas de eixo horizontal ou para bombas de eixo vertical sem mancal de escora, enquanto que se deve adotar "conjugado de partida" 150% para bombas de eixo vertical com mancal de escora.

Mesmo para motores com potência superior a 200 C.V. o "conjugado de aceleração" será satisfatório para cargas de momento de inércia normal. Se os motores forem bem projetados deverão poder acelerar, sem aquecimento excessivo, os momentos de inércia especificados nas normas americanas MG1-20 da NEMA.

Em casos especiais ou então quando a tensão de partida fôr bem reduzida, o fabricante do motor deverá fornecer dados sobre a inércia que o motor poderá acelerar nas condições específicas, sendo então indispensáveis o conhecimento do momento de inércia da bomba.

O "conjugado máximo" deverá ser acima de 150% do "conjugado de plena carga" para levar em contas as flutuações da tensão e de frequência da rede.

2.3.4.2 - Motores síncronos

Como os motores síncronos funcionam na partida como motores de indução, valem tôdas as observações feitas no item anterior, quanto ao "conjugado de partida" e ao "conjugado de aceleração".

Neste caso devemos nos preocupar com o "conjugado de sincronização" que depende do momento de inércia da carga, verificar figura XII.2, ponto F. Os "valôres normais de inércia" são definidos pela MGI-21 da NEMA e são os valôres geralmente declarados pelos fabricantes. Se êstes valôres normais forem excedidos pela inércia da bomba em questão, dever-se-á indicar ao fabricante do motor síncro no tanto o valor da "inércia da bomba" quanto o valor do "conjugado de sincronização".

Recomendações detalhadas sôbre o "conjugado de sincronização" serão obtidas na MGI-21 da NEMA, de onde destacamos os seguintes valôres dos mesmos em relação ao "Conjugado de plena carga" para momentos de inércia normais.

Tipo de Bomba	<u>Conjugado de Sincronização</u>		
	Partida a sêco	Descarga Fechada	Descarga aberta
Fluxo axial	15%	175-250%()	100%
Francis	15%	60- 80%()	100%
Fluxo radial	15%	40- 60%()	100%
Fluxo misto	15+	80-125%	100%

()- Dependendo do projeto da bomba

Quanto ao "conjugado máximo de sincronismo" deve-se especificá-lo não inferior 150% do "conjugado de plena carga" pelas mesmas razões levantadas quanto ao "conjugado máximo" do motor de indução,

ver figura XII.2, ponto G.

2.3.5 - Curvas características conjugado-rotação

2.3.5.1 - Bomba de baixa rotação específica

Neste caso normalmente se trata de bomba centrífuga de fluxo radial e a curva conjugado-rotação com registro fechado na partida, se aproxima a uma parábola quadrática como a curva OABC da figura XII.3.

Se a bomba partir com o registro aberto, a curva dependerá da perda de carga na tubulação. Consideremos que a curva do sistema seja somente constituída de perda de carga e que o comprimento da tubulação seja pequeno. A curva, na figura XII.3, será OAP. Já, se a tubulação for comprida a aceleração do motor será muito mais rápida do que a aceleração da massa líquida e, na partida, o comportamento da bomba se aproximará daquele com a válvula fechada.

Se a bomba trabalha com válvula de retenção, que se abre no ponto B, a curva será OABP, na figura XII.3. Como o conjugado de partida não é nulo, mas depende do atrito dos mancais e da caixa de gaxetas (chegando a atingir 20% do conjugado nominal), a curva real, na figura XII.3, será DA e não OA.

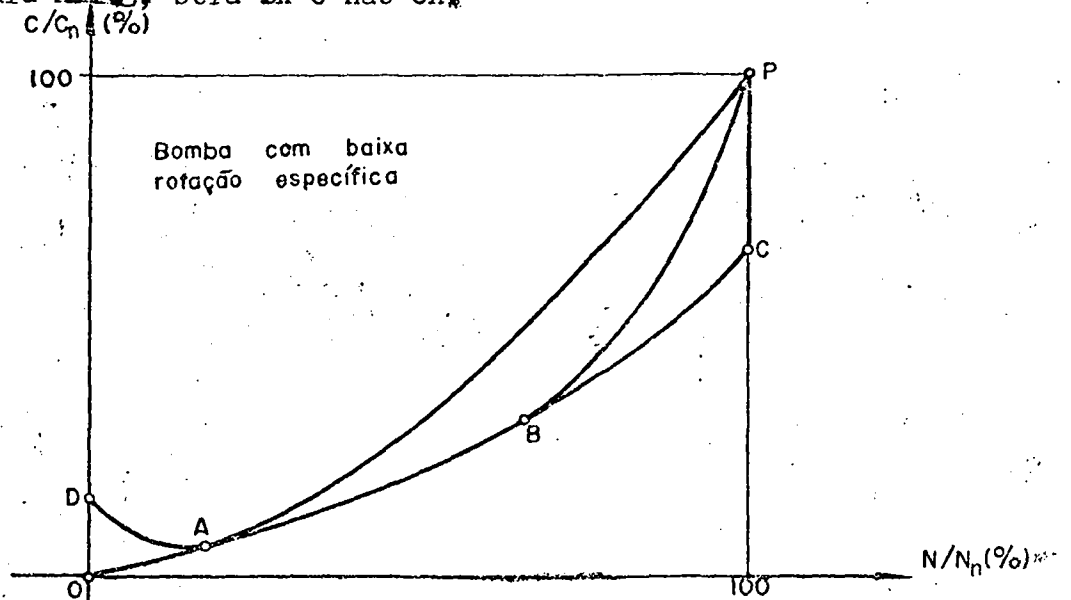


fig. XII.3

Como vemos, pela figura XII.3, a potência consumida por essas bombas com vazão nula (curva ABC) é menor do que as consumidas com vazões diferentes de zero. Dêste modo é sempre conveniente partir o motor impelindo a bomba com registro fechado.

2.3.5.2 Bomba de média rotação específica

Se considerarmos uma bomba de rotação específica média, por exemplo do tipo centrífuga, para a qual a potência consumida com registro fechado é igual à potência consumida no ponto de melhor rendimento, a curva conjugado-rotação será praticamente a mesma quer partindo-se contra a válvula de retenção ou com o registro fechado. Contra a válvula de retenção haverá pouca diferença se o sistema fôr constituído somente de altura estática (curva b) ou totalmente de perda de carga (curva a), figura XII.4

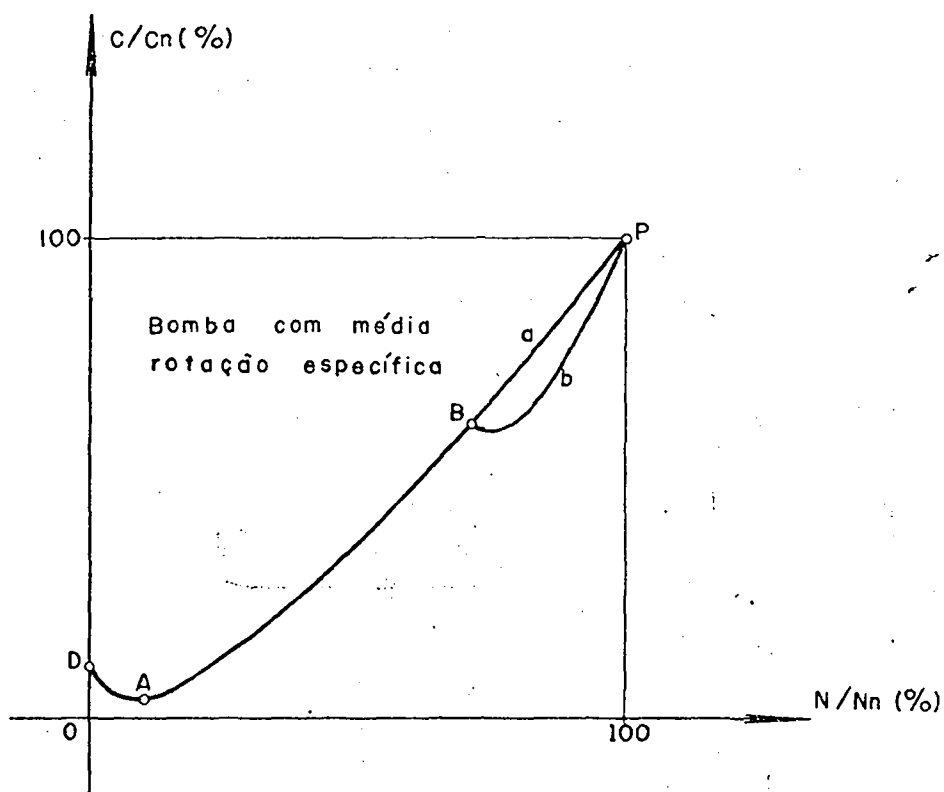


fig. XII.4

2.3.5.3 - Bomba de alta rotação específica

Essas bombas são geralmente do tipo de fluxo axial ou de fluxo misto e são usadas em sistemas de baixa altura. A potência consumida com registro fechado é maior de que aquela requerida no ponto de máximo rendimento (aproximadamente 2,5 vezes maior).

Evidentemente, se dermos a partida a essa bomba com o registro fechado o conjugado requerido será cerca de 2,5 vezes maior do que o conjugado normal. Para estas bombas é necessário dar a partida a seco. Às vezes é providenciada a vazão aberta próxima à bomba (bypass) ou então através de uma válvula de retenção de baixa pressão. A curva conjugado-rotação será a da figura XII.5.

2.3.5.4 - Motor de indução classe A ou B

Podemos observar pela figura XII.6, a título de comparação, que as curvas conjugado-rotação para motores de indução classe A à plena tensão (curva a) ou tensão reduzida (curva a') e as curvas para motores classe B à plena tensão (curva b) ou a tensão reduzida (curva b'), permitem acelerar normalmente as bombas, cujas características estão indicadas nas curvas das figuras XII.3, XII.4, XII.5 e reproduzidas em escala na figura XII.6.

3 - Motores assíncronos - Consideremos o motor de indução trifásico

3.1 - Princípio de funcionamento

O estator é constituído de um enrolamento trifásico equilibrado, alimentado por corrente alternada trifásica, produzindo-se um campo magnético girante ao longo do entreferro. A velocidade desse campo girante, constante e chamada "velocidade síncrona", é obtida em função do número de pólos p e da frequência f , conforme a equação (1) e tabelas do item 2.3.3.

Quanto o rotor está com velocidade abaixo da velocidade síncrona seus condutores cortam o fluxo magnético do campo girante, dando origem a forças eletromotrizes que serão tanto maiores quan-

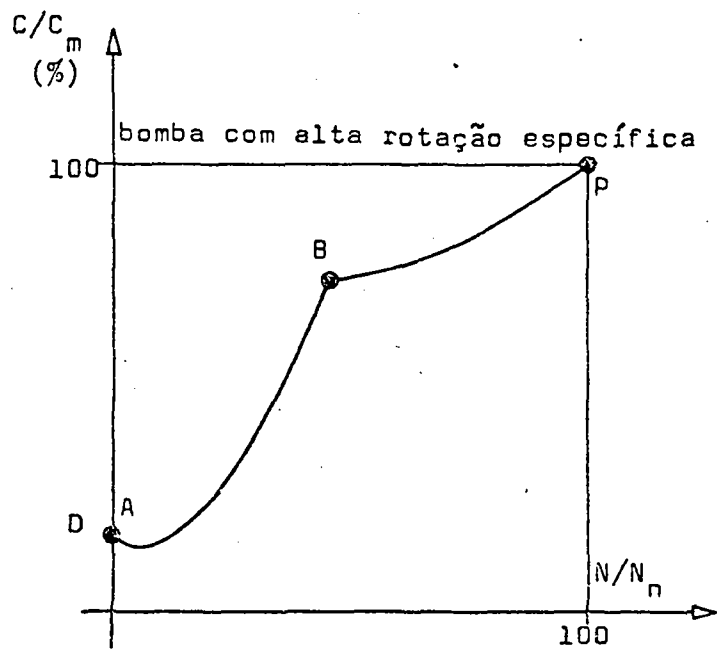


fig. XII.5

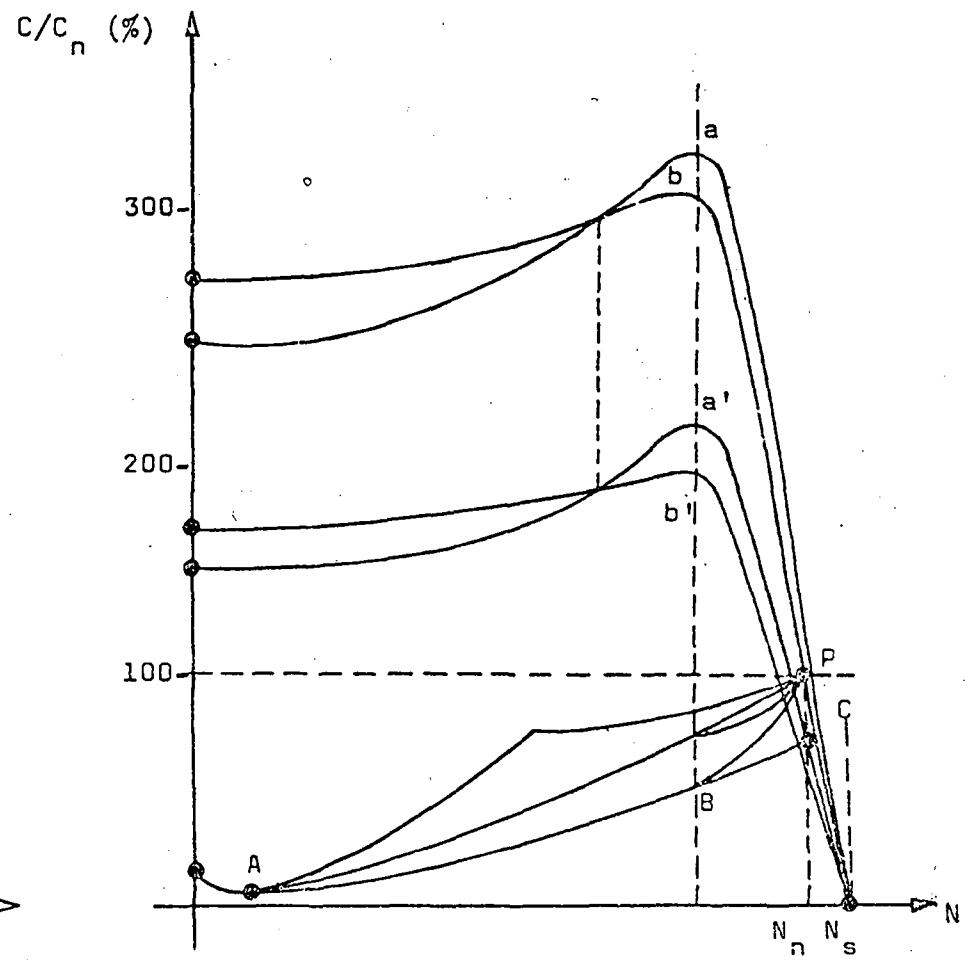


fig. XII.6

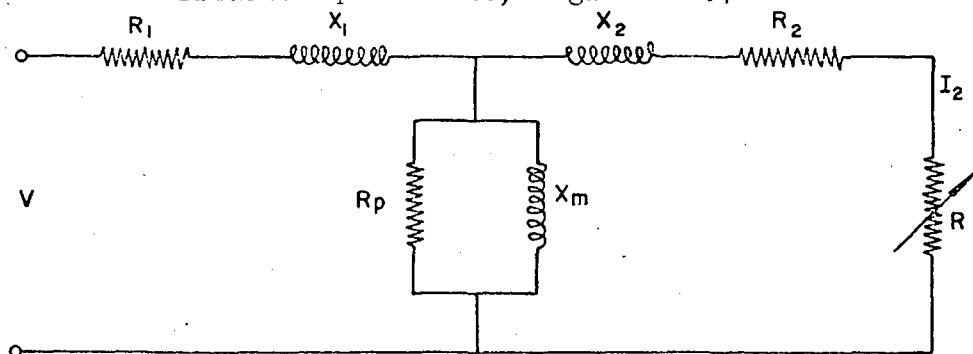
to fôr a diferença de velocidade entre o rotor e o campo girante. Se o rotor estiver à velocidade síncrona não haverá indução de tensão em seus condutores.

Sendo o enrolamento do rotor em circuito fechado, as fs. e. ms. induzidas no mesmo produzem correntes, que por sua vez reagem sobre o campo girante produzindo um conjugado no sentido dêste.

Com motor funcionando em vazio (sem carga no eixo) o rotor é levado, pelo conjugado criado, a velocidade muito próxima à síncrona, não podendo contudo atingi-la, pois nesse caso não haveria indução de correntes e o conjugado seria nulo. Com velocidade próxima à síncrona, as tensões e correntes induzidas no rotor serão pequenas, o conjugado será pequeno (apenas suficiente para vencer os atritos e manter a máquina em rotação).

Quando o motor é posto em carga, o rotor diminui sua velocidade de de uma quantidade sensivelmente proporcional à carga, de modo a induzir correntes maiores produzindo o necessário conjugado requerido pela carga.

A transferência de energia do estator para o rotor efetua-se por indução, de maneira semelhante a um transformador, por isso seus circuitos equivalentes são semelhantes. Neste caso o secundário é o rotor e possui liberdade de movimento rotativo. A potência desenvolvida no rotor é representada por uma resistência variável (R) no secundário do circuito equivalente, figura XII.7



CIRCUITO EQUIVALENTE DE MOTOR DE INDUÇÃO
(por fase)

fig. XII.7

Essa resistência, que varia com a velocidade N , e depende da resistência R_2 do rotor e da velocidade síncrona N_s , é dada por:

$$R = R_2 \frac{N}{N_s - N} \quad (2)$$

A energia fornecida ao rotor será em parte consumida na sua resistência R_2 (efeito joule) e em parte desenvolvida em potência mecânica, dada por:

$$P = I_2^2 R \quad (3)$$

Parte dessa potência mecânica é perdida em atrito e o rendimento do motor é menor do que aquele para o transformador de potência equivalente. Também o fator de potência é menor pois a corrente de magnetização no motor de indução é bem maior do que a existente no transformador de potência equivalente, devido à existência do entreferro.

3.2 - Escorregamento

A diferença de velocidade entre o rotor e o campo girante é denominada escorregamento que é medido em relação à velocidade síncrona em valores adimensionais ou percentuais.

Assim, o escorregamento s , será dado por:

$$s = \frac{N_s - N}{N_s} \quad (4)$$

Por exemplo: para um motor de 8 pólos e 60 hz a velocidade síncrona será obtida de (1):

$$N_s = \frac{120 \times 60}{8} = 900 \text{ rpm}$$

Se a velocidade do rotor, à carga nominal, for de 873 rpm, o valor

do escorregamento será:

$$s = \frac{900 - 873}{900} = \frac{27}{900} = 0,03 = 3\%$$

A velocidade N do motor pode ser expressa em função do escorregamento s e da velocidade síncrona N_s por:

$$N = (1 - s) N_s \quad (5)$$

e a resistência R pode ser posta em função do escorregamento, a partir de (2) e (5)

$$R = R_2 \left(\frac{1 - s}{s} \right) \quad (6)$$

O escorregamento à plena carga em motores de indução classe A ou B, cuja velocidade da operação é praticamente constante, varia de 1 e 3% para motores acima de 100 C.V. chegando a 5% nos motores pequenos.

3.3 - Características em vazio e em carga

A corrente em vazio no motor de indução é apreciável, cerca de 15 a 70% da corrente nominal. As máquinas com maior número de pólos e portanto com menor velocidade síncrona, tem maiores correntes em vazio e portanto menores fatores de potência. As máquinas de baixa rotação são construídas com menor entreferro possível para minimizar a corrente em vazio.

Em carga costuma-se representar, em função da potência mecânica P no eixo, os valores do rendimento, da corrente absorvida I , do fator de potência \cos e do escorregamento s , conforme a figura XII.8. Essas curvas correspondem a motor de 500 C.V. à tensão nominal.

3.4 - Característica de partida

Para o estudo da partida e aceleração do motor até a velocidade nominal (à plena carga) há necessidade do conhecimento das curvas do conjugado e da corrente do motor em função da rotação, que, para as diversas classes de motor de indução são indicadas nas figuras XII.9 a XII.13.

Os motores de indução com rotor em gaiola são divididos em cinco classes pela EB-120 da ABNT, conforme o tipo de ranhura e o valor da resistência do rotor, como segue.

3.4.1 - Motor de indução classe A - tipo geral

Conjugado de partida normal (150-170% do valor de plena carga), corrente de partida alta (5 a 7 vezes o valor nominal), escorregamento baixo (1 a 3%). Acima de 7,5 C.V. exigem tensão reduzida na partida em virtude do valor elevado da corrente. Ranhuras normais, baixa resistência do rotor, e reatância normal, ver figura XII.9.

Aplicações:

Empregos gerais, máquinas ferramentas, bombas centrífugas, grupos motor-gerador, ventiladores, compressores de ar, instalações que requeiram baixo conjugado de partida.

3.4.2 - Motor de indução, classe B

Conjugado de partida normal (150%) corrente de partida normal (4 a 5 vezes o valor nominal), escorregamento baixo (1 a 3%).

Suporta partida com tensão nominal; muitas fábricas produzem motores classe B para fins gerais somente acima de 5 C.V. Ranhuras profundas, baixa resistência do rotor, alta indutância. Ver figura XII.10.

Aplicações:

Motores para usos gerais abrangendo aplicações da classe A.

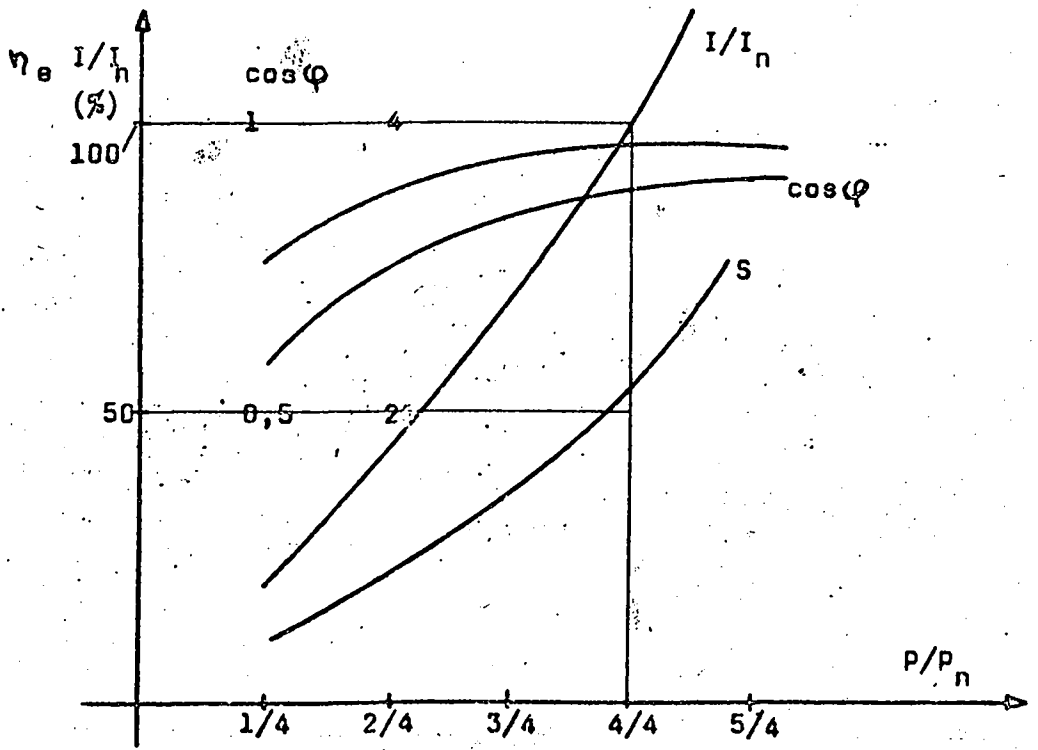


fig. XII.8

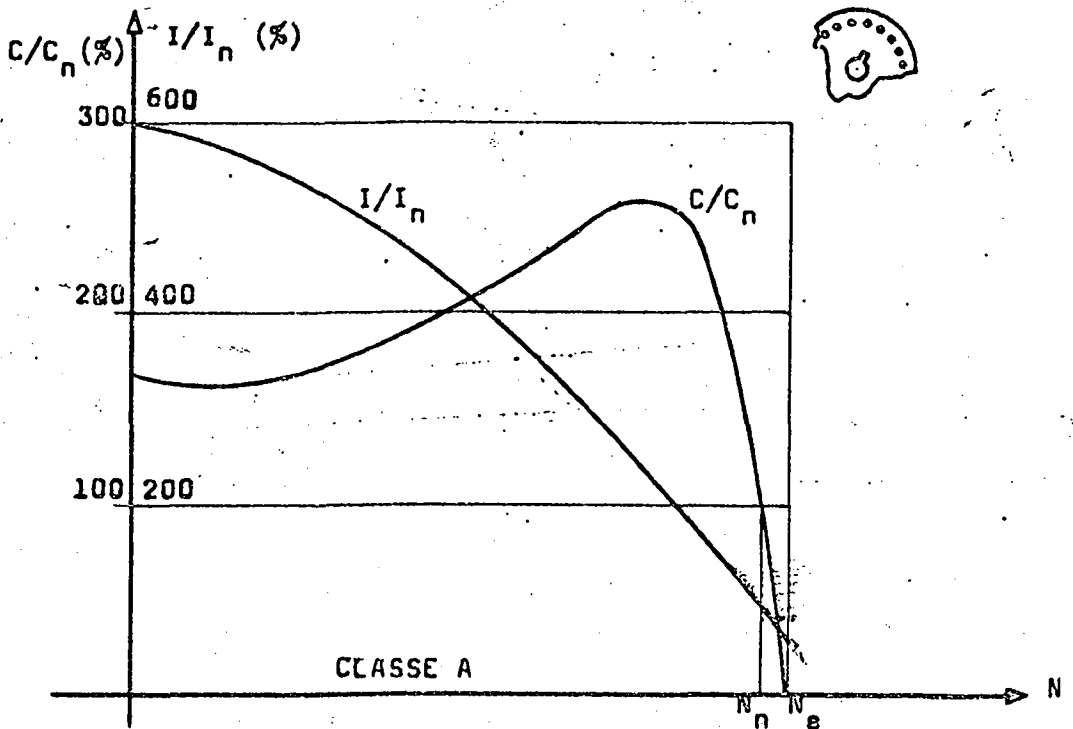


fig. XII.9

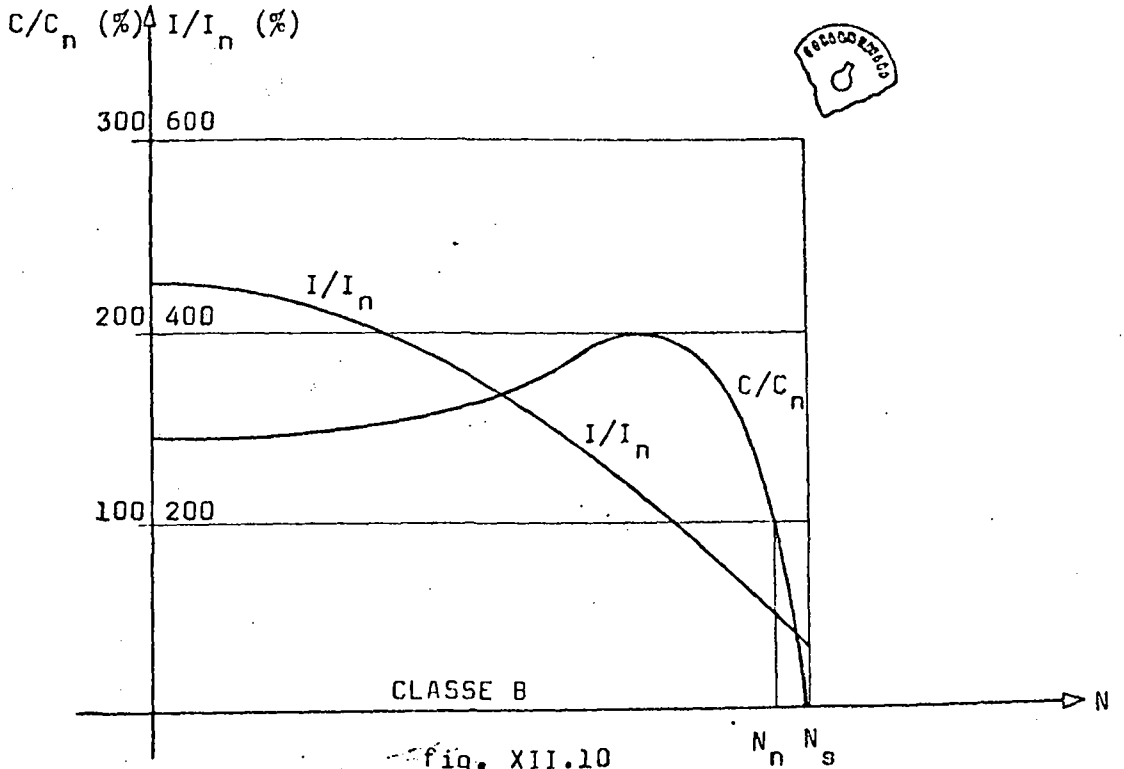


fig. XII.10

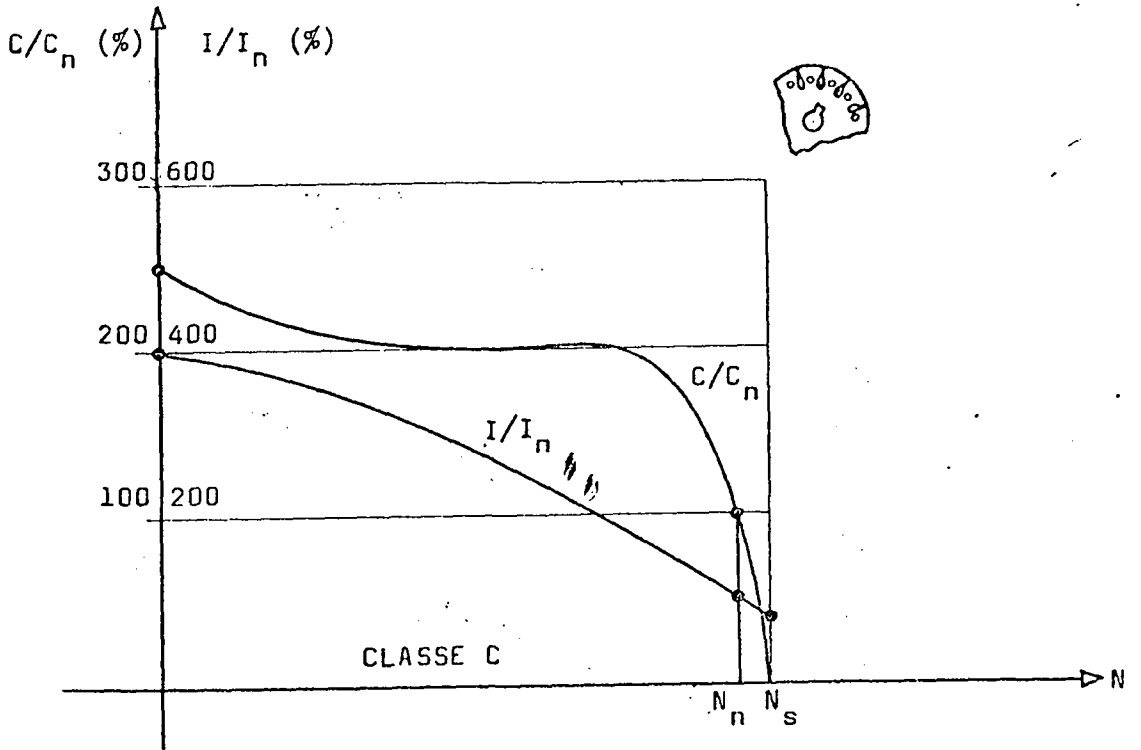


fig. XII.11

3.4.3 - Motor de indução, classe C

Conjugado de partida alto (220 a 250%), corrente de partida normal (3 a 5 vezes), escorregamento baixo (1 a 3%). Suporta partida com tensão nominal. Dupla gaiola, ranhuras rasas e ranhuras profundas, resistência do rotor alta e reatância baixa para baixa rotação, resistência do rotor baixa e reatância alta para alta rotação. Ver figura XII.11.

Aplicações:

Bombas de movimento alternativo, britadores, batoneiras, compressores de ar, transportadores que partem em carga, grandes máquinas de refrigeração; instalações que requerem forte conjugado de partida.

3.4.4 - Motores de indução classe D

Conjugado de partida alto (250 a 300%) corrente de partida normal (3 a 5 vezes), escorregamento alto (10 a 15%). Suporta partida com tensão nominal. Ranhuras rasas, alta resistência, baixa reatância. Ver figura XII.12.

Aplicações:

Martelos-pilão, tesouras, guinchos, máquinas dotadas de volante, trefiladeiras, centrífugas.

3.4.5 - Motor de indução, classe E

Conjugado de partida baixo, corrente de partida baixa, baixo escorregamento.

3.4.6 - Motor de indução com rotor bobinado

As perdas joule na resistência do rotor são proporcionais ao escorregamento. Por isso, quando se necessita alto rendimento o escorregamento deve ser baixo e a resistência do rotor deve ser baixa. Por outro lado, o conjugado de partida cresce com a resis-

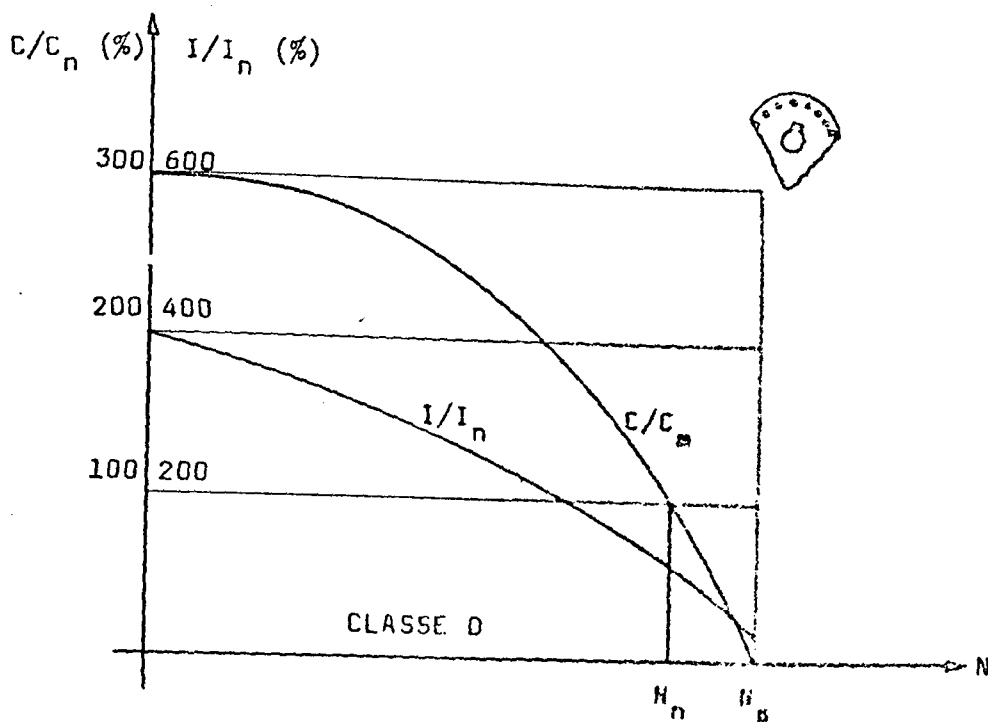


fig.XII.12

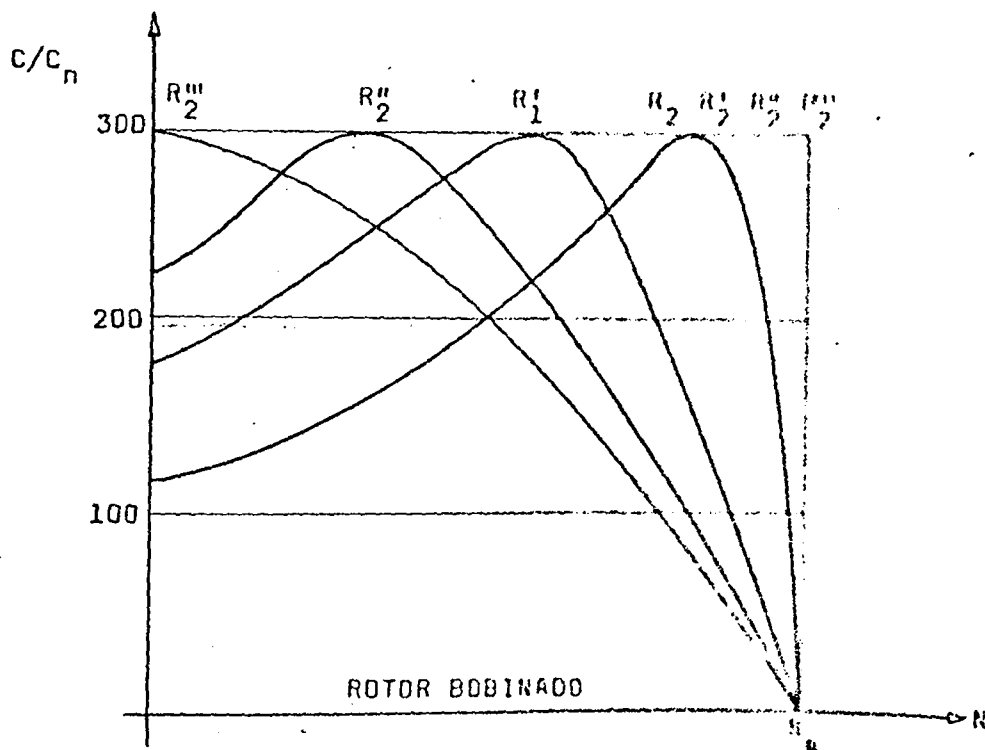


fig.XII.13

tensão do rotor e a corrente de partida decresce. Portanto, quando se deseja corrente normal e alto conjugado de partida, deve-se adotar elevado resistência no rotor. Este problema é resolvido nos motores com rotor bobinado pela introdução de um reostato no circuito externo do rotor que possibilita incluir resistência em série com a resistência do rotor no momento da partida e eliminá-las na operação normal.

Uma família de curvas conjugado-rotação é obtida tendo como parâmetro a resistência do rotor, conforme a figura XII.13}.

1.5 - Métodos de partida

Os motores de indução classe A, até 7,5 C.V., podem partir com a tensão nominal. Os motores de indução da classe B, mesmo acima de 7,5 C.V., ainda podem partir com a tensão nominal, caso a rede o permita.

No entanto, as grandes intensidades de corrente de partida e seu baixo fator de potência, podem causar perturbações na tensão da rede, inadmissíveis pela companhia fornecedora. Assim, a não ser em caso de máquinas de pequena potência, os motores de indução não são postos em marcha pela ligação direta à rede mas sim através de sistemas compensadores de partida, que permitem a necessária redução da tensão.

1.5.1 - Ligação estrela-triângulo (Y- Δ)

Um motor de indução, trifásico, que trabalha normalmente ligado à rede em triângulo (Δ) e que tenha 6 (seis) terminais das 3 (três) fases acessíveis, poderá partir ligado em estrela (Y) com tensão, por fase, reduzida a $1/3$ do seu valor nominal, isto é, a 33%.

Como a corrente por fase será reduzida a $1/3$ do valor que teria na partida à plena tensão, a corrente de linha será reduzida a $1/3$ do seu valor. Assim, um motor que partindo diretamente na linha

ligada em Δ absorvesse corrente de 300 A, teria corrente por fase de 174 A, enquanto que partindo em Y teria corrente de linha e de fase iguais a 100 A.

A ligação Y- Δ pode ser obtida através de chave tripolar reversível ligada aos terminais do motor e à rede, conforme esquema da figura XII.14. A chave, na partida é ligada para baixo, (indicação Y) colocando o motor em Y na rede e, após ser atingida velocidade suficiente, a chave é ligada para cima (indicação Δ) colocando o motor em Δ na rede.

Como a tensão por fase fica reduzida a $1/3$, isto é, apenas a 58% do valor nominal, e o conjugado fica reduzido drasticamente a $1/3$, isto, a 33% do valor que teria a tensão normal, é necessário verificar-se se este "conjugado com rotor bloqueado" reduzido é suficiente para o arranque do motor.

3.5.2 - Arranque com auto-transformador

Embora a ligação Y- Δ seja de fácil execução e econômica a redução normalmente admissível da tensão de partida para grandes motores, (acima de 100 C.V.), é a 80% de seu valor nominal reduzindo o conjugado de partida a 64%.

Esta condição é obtida pela utilização de auto-transformador associado a dispositivos de proteção do motor para o arranque e para operação normal. Um esquema simplificado deste tipo de ligação é indicado na figura XII. 15.

Nesse esquema a chave 1 permite a partida com tensão reduzida e o auto-transformador trabalha ligado em Y. O auto-transformador possui ligação nos "tapes" convenientes que podem oferecer de 60 a 90% da tensão nominal do motor. Após a partida a chave 1 é aberta e a chave 2 ligará diretamente o motor à rede.

As chaves 1 e 2 possuem proteção térmica e magnética que previnem o excesso de corrente e a falta de tensão. As chaves não podem ser ligadas simultaneamente e são protegidas por sistemas elé-

tricos e mecânicos (interlocks) contra possível falha.

3.6 - Observações

Dos motores de CA é o motor de indução o de mais simples construção e mais robusto. Sua aplicação é vantajosa onde os motores estão sujeitos a poeiras e materiais inflamáveis pois podem ser construídos inteiramente fechados e exigem o mínimo de vistorias. É apropriado para o acionamento de bombas centrífugas de alta velocidade (1200, 1800, 3600 rpm) pois o inconveniente do baixo fator de potência é minimizado. Mesmo para bombas de média velocidade (rotação síncrona de 450, 514, 600, 720 e 900 rpm), e de baixa velocidade (260 rpm ou menos) o inconveniente de baixo fator de potência, devido ao grande número de pólos, pode ser corrigido pela interligação de bancos de capacitores, ligados em Δ e em paralelo com cada unidade. O número de partidas por hora que os motores de classe A ou B suportam dependem do tamanho das unidades. Geralmente grandes unidades (acima de 200 C.V.) suportam duas partidas por hora com o motor aquecido e três com o motor frio na primeira partida.

4 - Motor síncrono

Nos últimos anos as características dos grandes motores síncronos na partida e no funcionamento foram grandemente melhoradas de modo a podê-los utilizar em serviço pesado, campo este considerado impraticável para essas máquinas até a poucos anos.

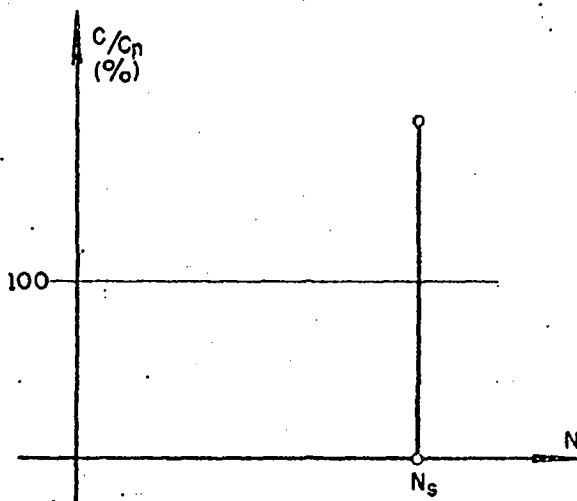
O elevado valor de seu fator de potência, acrescido da possibilidade de um controle por meio da excitação, bem como o alto rendimento dessas máquinas contribuíram para os esforços no sentido de aumentar o seu emprêgo.

Os motores síncronos são dotados de gaiola nos pólos e partem como motores de indução. Sòmente após serem colocados em sincronismo passam a funcionar como motores síncronos.

A utilização dos motores, superexcitados, como capacitores síncronos, esta praticamente superada devido a industrialização dos capacitores estáticos, que permitem a correção do fator de potência das instalações.

4.1 - Características de funcionamento

Como o motor síncrono mantém invariável sua velocidade, o conjugado desenvolvido sob qualquer valor de potência da carga é diretamente proporcional a ela. A característica de funcionamento conjugado-rotação é uma reta paralela ao eixo das ordenadas, figura XII.16, até o valor do conjugado máximo em sincronismo.



Se por alguma razão transitória o motor perder o sincronismo, será a gaiola montada nas peças polares que funcionará como enrolamento estabilizador provendo o retorno ao sincronismo.

A corrente I pode ser levada a um valor mínimo, correspondente ao fator de potência unitário, pela corrente de excitação I_f adequada, conforme as curvas em V da figura XII.17.

4.2 - Características de partida

No acionamento de bombas de recalque a partida é obtida fazendo-se o motor síncrono funcionar como motor de indução. O motor é ligado, sem excitação à linha de CA com tensão reduzida por meio de auto-transformador.

No momento da ligação do estator à rede de CA e até no momento do sincronismo, isto é, antes da ligação da corrente contínua de excitação dos pólos, o enrolamento de excitação dos mesmos deve ficar curto-circuitado. Esta precaução é necessária, para evitar a alta tensão induzida no enrolamento de campo devida ao seu grande número de espiras, que poderia prejudicar sua isolação.

As curvas características são semelhantes àquelas do motor de indução conforme a figura XII.18.

Os conjugados com "rotor bloqueado" e "de sincronização" são características da máquina quando trabalha como motor de indução e são determinadas pelo projeto do enrolamento de arranque em gaiola. O conjugado "máximo em sincronismo" é inerente ao motor quando em funcionamento como motor síncrono e é determinado pela energia potencial do campo magnético.

Os motores síncronos modernos tem capacidade para produzir "conjugados de sincronização" de 40 até 125% e "conjugado máximo em sincronismo" de 150 a 300%.

5 - Especificações e seleção

5.1 - Especificações

Resumindo o estudo feito, uma especificação preliminar deveria conter os seguintes elementos, que servirão de base para a adoção da melhor solução.

5.1.1 - Descrição

(Por exemplo: motor de indução trifásico tipo gaiola, classe B, aberto, à prova de pingos, eixo horizontal, com pés).

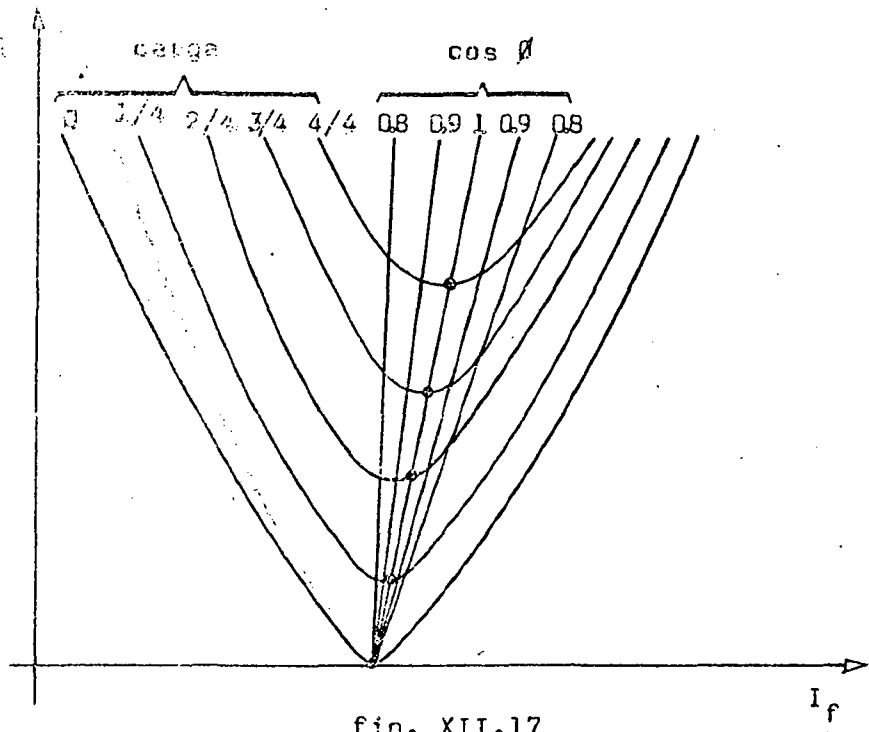


fig. XII.17

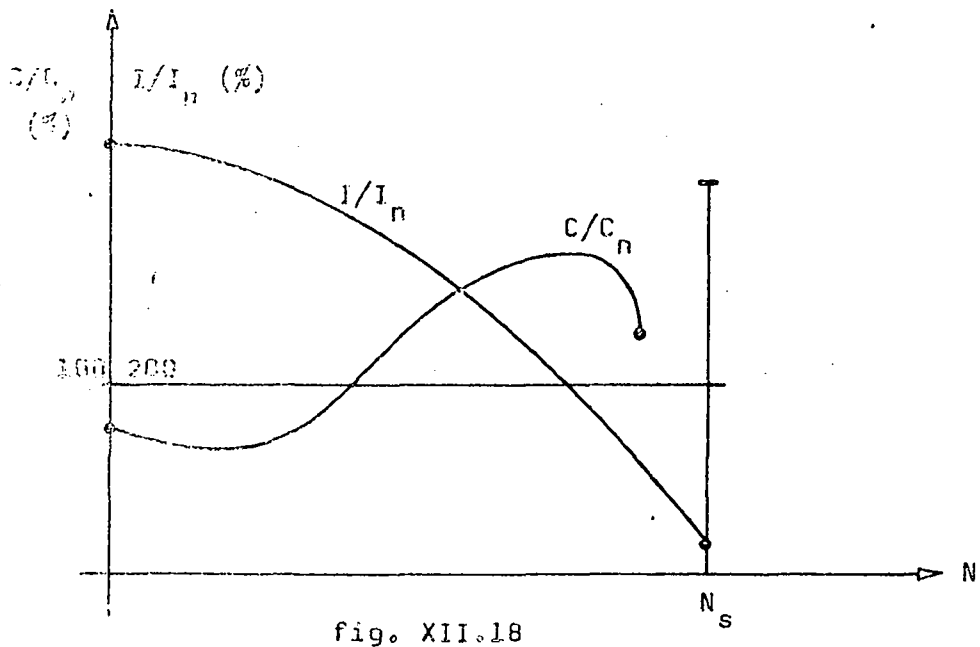


fig. XII.18

5.1.2 - Potência - ver item 2.3.2.

5.1.3 - Velocidade - ver item 2.3.3.

5.1.4 - Frequência - ver item 1.1.1.

5.1.5 - Tensão - ver item 1.2.1.

A tensão do motor já deverá ter sido fixada no anteprojeto geral da instalação.

5.1.6 - Partida - ver item 2.3.4...

O motor deverá ser capaz de fazer partir a bomba cujas características e momento de inércia são fornecidos ao fabricante do motor, sem que a corrente de partida exceda o valor especificado com tensão reduzida. O fabricante deverá fornecer a tensão reduzida que satisfaça às condições de partida.

5.1.7 - Diversos

Dimensões limites. Ponta de eixo especial para o acoplamento. Esforço axial, etc. O fabricante deverá fornecer o desenho de montagem do motor com dimensões.

5.1.8 - Preço e garantias

O fabricante deverá fornecer o preço, as condições de pagamento, o prazo de entrega, etc., além dos valores garantidos para as características de funcionamento tais como: rendimento, fator de potência, corrente nominal, etc.

Nota:- Caso não se disponha da curva característica da bomba, as especificações do item 5.1.6 deverão ser modificadas indicando-se os conjugados mínimos requeridos, como exposto no item 2.3.4.

5.2 - Seleção

As especificações preliminares, descritas anteriormente, levam quase sempre a um certo número de soluções alternativas, dentre as quais cumpre escolher a mais conveniente.

5.2.1 - Critério econômico

Não é demais repetir que o critério de economia abrange toda a instalação e sua operação. Assim, o custo da operação deve incluir além do custo da energia elétrica, a amortização do investimento inicial, o custo de manutenção e outras despesas operacionais.

Os investimentos iniciais que serão comparados devem abranger, além do motor em si, o equipamento de manobra e proteção.

O critério econômico é particularmente importante na opção inicial entre motor síncrono e motor de indução. De um modo geral, na comparação do custo inicial do motor mais controle, o motor de indução resulta mais barato para potências menores e velocidades maiores. A título de orientação, podemos mencionar, como limites favoráveis ao motor de indução potência até 500 C.V. com velocidade acima de 1000 rpm. Ultrapassados estes limites é aconselhável estudar a possibilidade de emprego do motor síncrono, principalmente se se levar em conta o custo da operação.

Os limites acima são apenas para orientação, devendo ser comparadas listas de preços do fabricante em cada caso particular.

Sendo o rendimento do motor síncrono geralmente maior que o do motor de indução, especialmente para baixas velocidades (menores que 600 rpm) a situação se torna mais favorável ao primeiro quanto ao custo de operação para potências maiores. O custo do C.V. instalado diminui à medida que aumenta o tamanho da unidade.

Quanto maior a potência, mais importância assume, portanto, o custo da energia elétrica e, indiretamente, o rendimento, em face da amortização do investimento inicial.

Os mesmos comentários acima podem-se aplicar na comparação entre motores equivalentes de fabricantes diversos, onde se dispõem dos custos iniciais e dos rendimentos garantidos.

5.2.2 - Critérios acessórios

Na seleção final do motor é muito importante levar em conta outros critérios de escolha, os quais se tornam de fato decisivos, quando o estudo econômico conduz a diferenças pequenas ou não muito bem definidas entre as soluções alternativas, entre estes critérios acessórios podemos destacar alguns ao acaso:

- reputação de qualidade do fornecedor,
- reputação de pontualidade do fornecedor nas entregas,
- assistência técnica e oficinas de consertos autorizados,
- prazo de garantia contra defeitos de fabricação,
- experiência no ramo específico de bombas,
- facilidade de obtenção de peças sobressalentes, inclusive para os casos de importação

6 - Bibliografia

- 1 - Fitzgerald, A.E. and Kingsley, C. - Electric Machinery - McGraw - Hill, 1952.
- 2 - Dawes, C.L. - Curso de Eletrotécnica - Vol. II - Globo 1952 .
- 3 - Christie, C.V. - Elementos de Eletrotécnica - Globo 1952 .
- 4 - Liwschitz, M. and Whipple, G. - Electric Machinery - Vol. II - 1950 - Van Nostrand
- 5 - Libby, C.C. - Motor Selection and Application - McGraw - Hill - - 1960.
- 6 - ABNT - Especificações Brasileiras EB-120: Motores Elétricos de Indução, 1968.
- 7 - NEMA - Standards Publication MG1: Motors and Generators.
- 8 - ABNT - Terminologia Brasileira TB-24: Máquinas Elétricas Girantes.
- 9 - ABNT - P-MB-216 - Ensaios de Máquinas Polifásicas de Indução.

capítulo XIII

ACOPLAMENTO DE BOMBA CENTRÍFUGA A MOTOR ALTERNATIVO DE COMBUSTÃO INTERNA.

Duilio Venanzi

Docente do Departamento
de Engenharia Mecânica

- Sumário

A finalidade do presente trabalho é a determinação das curvas de rendimento global do acoplamento de um motor de combustão interna alternativo com uma bomba centrífuga e das curvas de plena alimentação e alimentações parciais do motor relacionadas com a faixa de utilização normal da bomba.

Tais curvas são construídas sobre as características da bomba (altura manométrica em função da vazão para várias rotações da bomba).

1 - Curvas Características dos motores a combustão interna alternativos.

O funcionamento de um motor é definido por suas curvas de desempenho. As principais são: potência efetiva, momento de fôrça e consumo efetivo (ou rendimento global) tomadas em função da rotação.

1.1 - Potência efetiva

É a fornecida pelo motor na tomada de fôrça. O ensaio do motor é regido pela norma P-MB-372 da ABNT, em fase de aprovação final. Considera-se como "motor básico" o de série, com apenas os acessórios inerentes essenciais à operação, tais como volante, bomba

bas de combustíveis e de óleo, etc. "Motor completamente equipado" é o motor de série com todos os acessórios necessários ao funcionamento autônomo, conforme sua aplicação, tais como filtro de ar, sistema de escapamento, silenciador, radiador, ventilador, gerador, motor de partida e partes relacionadas.

A ABNT sugere que os ensaios sejam realizados com o motor completamente equipado. As curvas características do motor do exemplo apresentado mais à frente foram levantadas seguindo este critério.

1.2 - Momento de força

Ou conjugado motor é o momento fornecido pelo motor na sua tomada de força e liga-se à potência e velocidade de rotação do motor pela relação:

$$M = \frac{716,2 \cdot N_m}{n}$$

com

M - momento de força (m kgf)

N_m - potência do motor (CV)

n - velocidade de rotação do motor (rpm).

1.3 - Consumo específico

É a quantidade de combustível consumida pelo motor na unidade de tempo e por cavalo.

Como o rendimento global liga-se ao inverso do consumo específico, da curva de consumo específico define-se a curva de rendimento global ou efetivo do motor. Em geral, o consumo específico é expresso em g/CV.h.

2.3.4 - Correção dos dados obtidos no ensaio

Para que haja possibilidade de comparação de ensaios do motor

são necessárias correções nos dados obtidos em relação a condições de pressão e temperatura padronizadas:

30 °C

736 mm H_g

Essas correções procedem com os fatores de redução às condições padrão.

1.4.1 - Fator de redução

Só nos referiremos ao motor Otto (gasolina ou álcool), que foi utilizado no levantamento das curvas características do motor apresentado na exemplificação contida neste trabalho.

$$R_o = \frac{736}{B - h} \sqrt{\frac{t + 273}{303}}$$

onde

t = temperatura ambiente, observada no ensaio

B = pressão barométrica, observada no ensaio

h = pressão parcial de vapor, observada no ensaio pelas temperaturas de bulbo sêco e úmido e determinada em carta psicrométrica

B-h = B_s = pressão barométrica de ar sêco.

1.5 - Método de redução para motor Otto

1.5.1 - Potência efetiva reduzida:

$$N_{er} = R_o (N_{eo} + N_{ao}) - N_{ao}$$

com

N_{eo} = potência efetiva observada

N_{ao} = potência de atrito observada.

1.5.2 - Consumo de combustível e consumo específico de combustível

Não são reduzidos pois não é conhecida a maneira exata de como as condições atmosféricas afetam o consumo.

Valem as leituras observadas no ensaio.

1.6 - Curvas de desempenho do motor

As figuras XIII.1, XIII.2 e XIII.3 mostram os dados obtidos em ensaio e corrigidos para as condições-padrão, de potência, momento de força e consumo específico, de um motor "Willys" com taxa de compressão 9,95 : 1 alimentado com álcool etílico hidratado a 95° GL (a 20 °C) e tendo as seguintes características:

- número de cilindros - 6, em linha
- diâmetro dos cilindros - 79,37 mm
- curso dos pistões - 88,90 mm
- cilindrada - 2.638 cm³
- potência de placa - 90 HP a 4000 rpm (SAE).

Naquelas figuras pode-se observar que além do ensaio normal com a borboleta de aceleração em plena admissão também foram realizados ensaios com abertura a 3/4, 1/2 e 1/4 de plena admissão.

2 - Escolha de um motor a combustão interna alternativo para acoplar a uma bomba de água centrífuga

2.1 - Inicialmente deve ser procedida a correção das curvas do motor para as condições ambientes médias em que vai

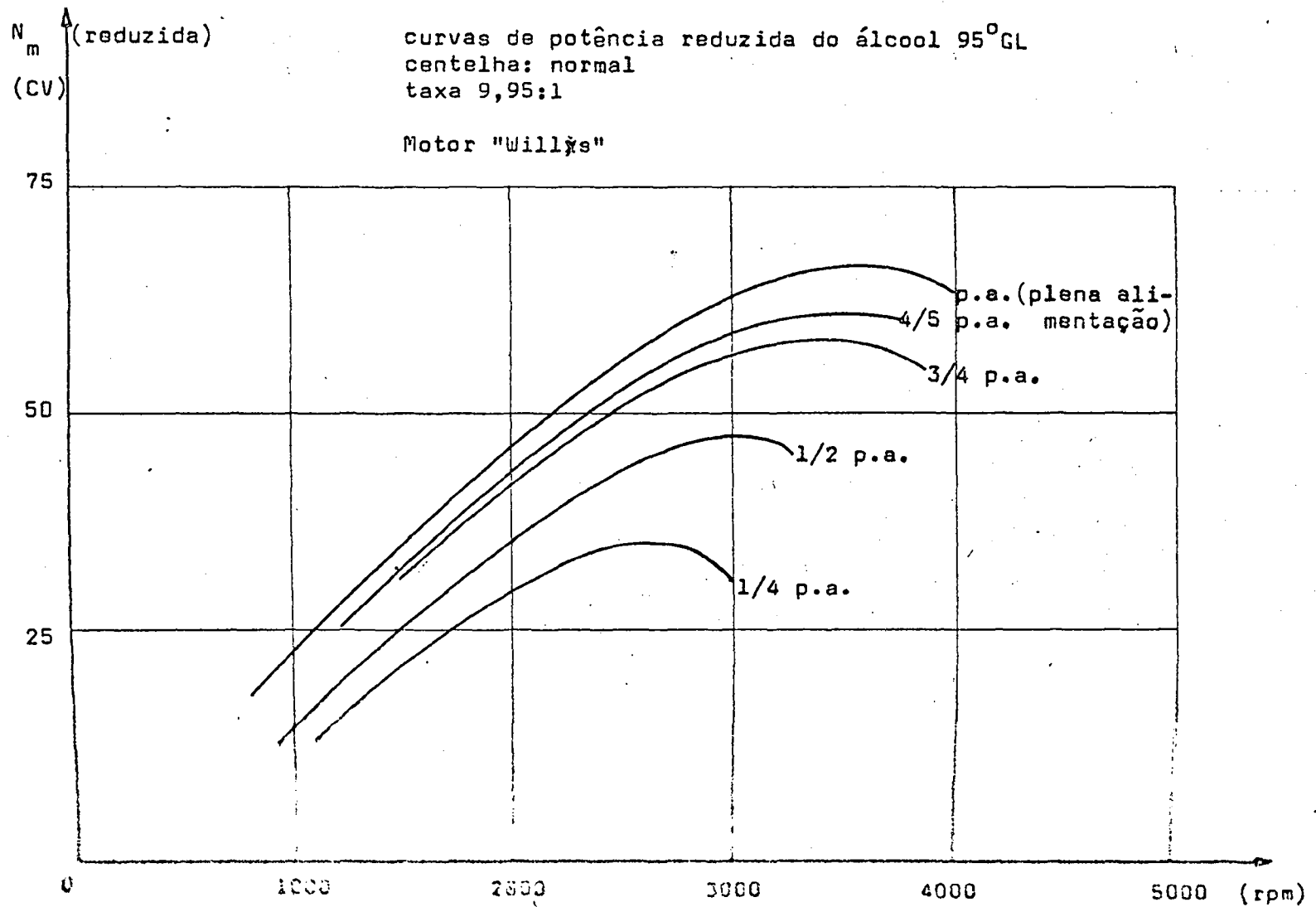


Fig. XIII-1

curvas de conjugado reduzido p/álcool 95°GL
taxa 9,95:1
centelha: normal
Motor "Willlys"

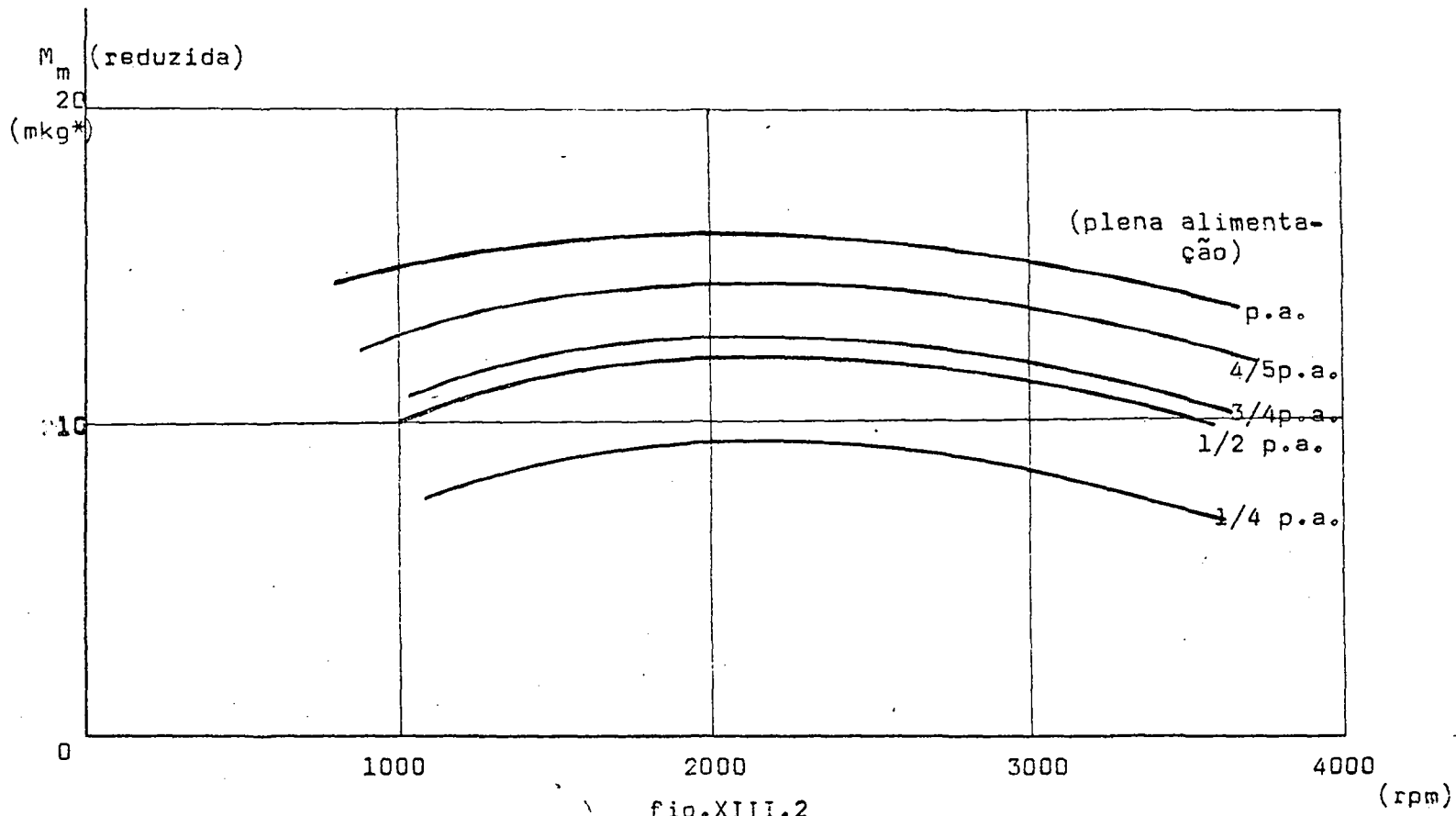


fig.XIII.2

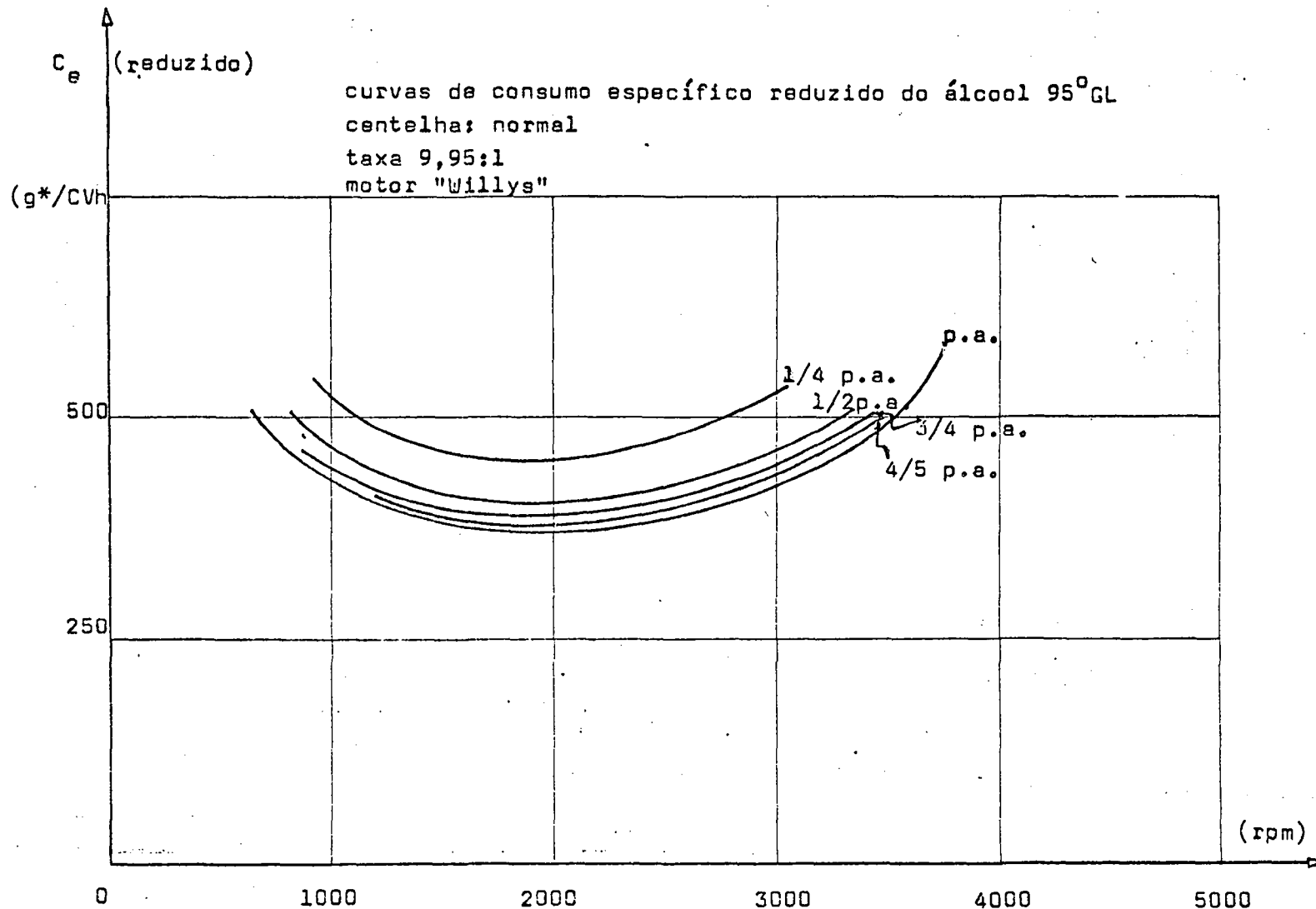


fig.XIII.3

trabalhar o conjunto motor-bomba.

A dificuldade desta adaptação de curvas reside na potência de atrito pois nem todos os bancos de ensaio podem medi-la. Podemos desprezar, neste caso, os efeitos da potência de atrito. O erro cometido não ultrapassa 5%.

Após as correções, as curvas obtidas representam exatamente o comportamento do motor nas condições ambientes de serviço do conjunto.

2.2 - De posse das curvas características da bomba centrífuga a ser utilizada, fornecidas pelo fabricante (figura XIII.4) deve-se escolher um motor que, como a bomba, funcione no seu ponto de rendimento máximo.

Na hipótese de a bomba necessitar funcionar dentro de uma gama adequada de altura e vazão, é aconselhável o levantamento das curvas de rendimento total do conjunto e daquelas de abertura de borboleta do acelerador.

2.2.1 - Método de determinação das curvas de rendimento total do conjunto e de alimentação do motor, sobre as curvas características (altura em função da vazão) da bomba.

2.2.1.1 - Uma vez que o acoplamento deve se verificar para trabalho normal no ponto de funcionamento ótimo tanto do motor quanto da bomba a relação de transmissão é calculada com as rotações correspondentes.

2.2.1.2 - Com as curvas características da bomba (figura XIII.4) - altura manométrica e rendimento efetivo em função da vazão e rotação como parâmetro - são determinados os valores da potência pela expressão:

$$N_b = \frac{g H Q}{3600 \times 75 \cdot \eta_e}$$

BOMBA HEROMBA "210 N 75"

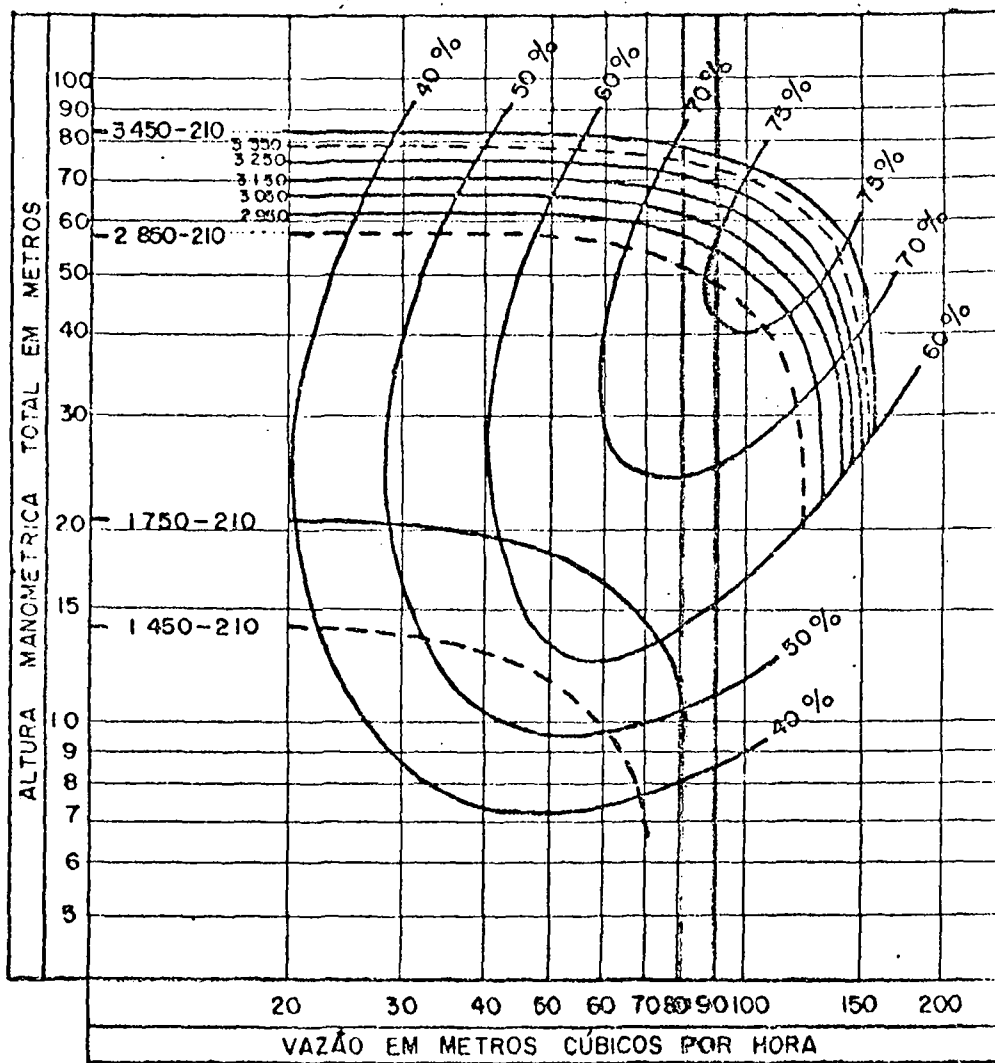


Fig. XIII.4

com

N_b - potência da bomba (CV)

g - peso específico da água (kg/m^3)

H - altura manométrica (m)

Q - vazão (m^3/h)

e - rendimento efetivo da bomba.

As curvas de potência em função da vazão apresentam o aspecto da figura XIII.5.

2.2.1.3 - Com os valores de potência da bomba determinados como no item anterior, são definidas as correspondentes potências do motor:

$$N_m = \frac{N_b}{\eta_r}$$

com

N_m - potência do motor (CV)

N_b - potência da bomba (CV)

η_r - rendimento da transmissão do motor à bomba.

2.2.1.4 - Através das curvas de consumo específico do motor e com as potências calculadas pela expressão do item anterior determinam-se os rendimentos correspondentes do motor.

2.2.1.5 - O produto do rendimento da bomba pelo do motor e pela eficiência da transmissão dá o rendimento global do conjunto.

2.2.1.6 - Os cálculos anteriormente analisados e referidos a cada uma das curvas características do motor (em

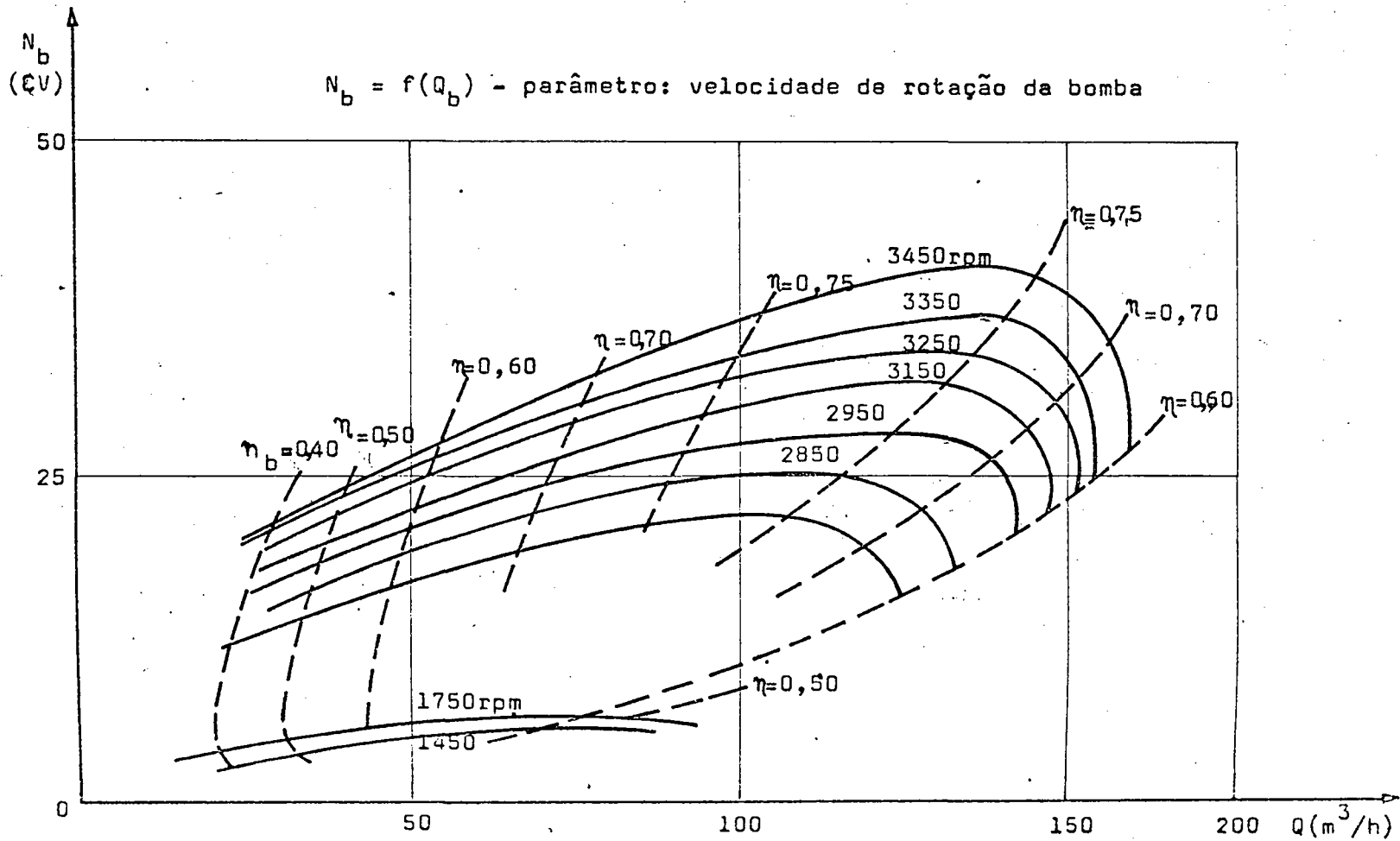


fig.XIII.5

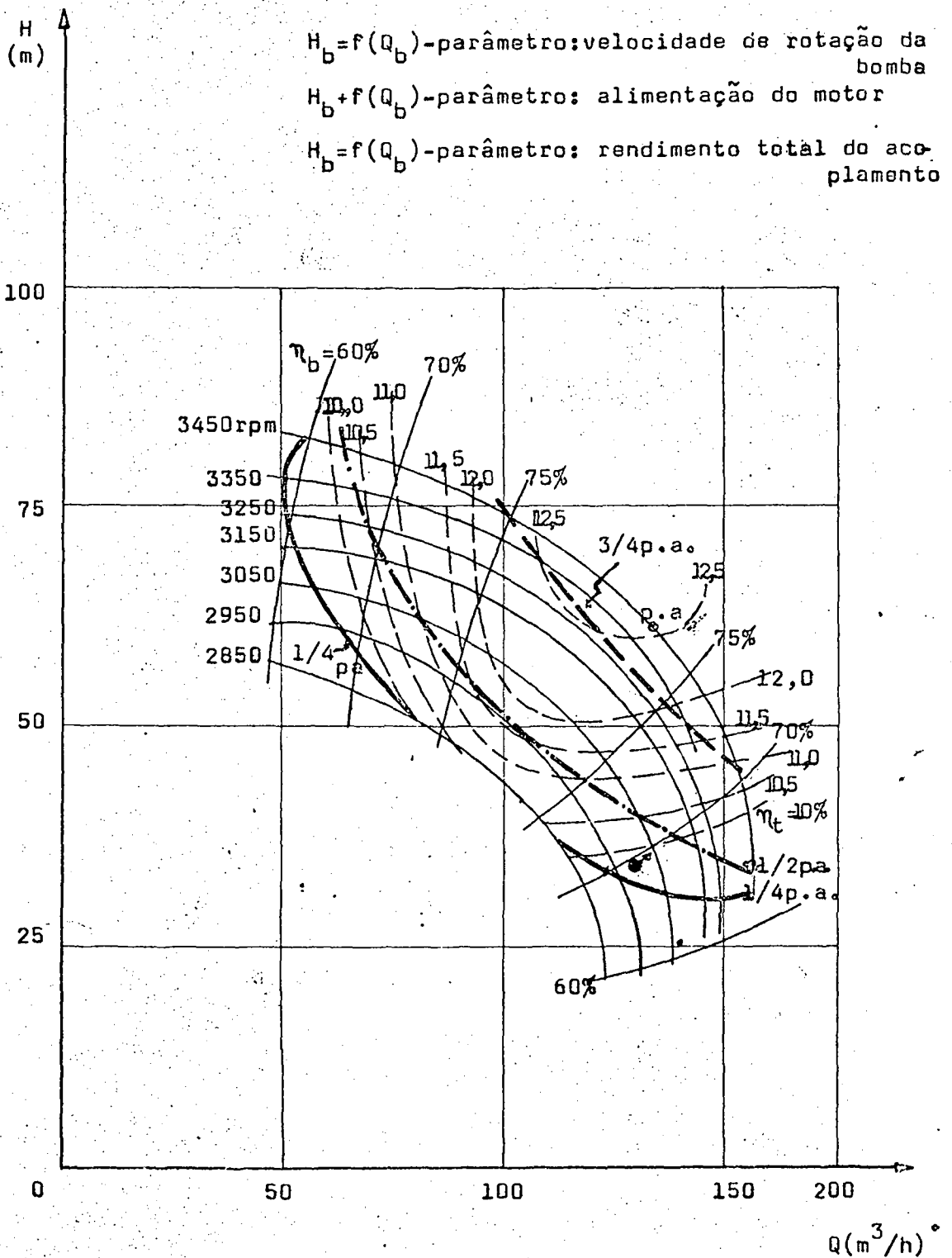


fig.XIII.6

plena alimentação e em alimentações parciais) fornecem as curvas de alimentação constante da figura XIII.6.

3 - Exemplificação

Análise do acoplamento de uma bomba que deve fornecer, em trabalho normal, a vazão de $135 \text{ m}^3/\text{h}$ a 60 m de altura manométrica, com um motor a explosão.

3.1 - A bomba escolhida é a HEROMBA "210 N 75", com disco de 210 mm de diâmetro e cujas curvas características são vistas na figura XIII.4.

3.2 - Utilizamos um motor "Willys" disponível para tal acoplamento, do qual conhecemos as curvas características de alimentações plena e parciais (figuras XIII.1, XIII.2 e XIII.3).

3.3.- O par $135 \text{ m}^3/\text{h}$ e 60 m está veiculado ao rendimento de 75 % a 3450 rotações por minuto da bomba.

O consumo específico mínimo do motor, em plena alimentação, ocorre a 2000 rotações por minuto do motor. Consequentemente a relação de transmissão é :

$$\frac{2000}{3450} = 0,58$$

O momento de força do motor é sempre superior ao da bomba.

3.4 - Ao variar a altura manométrica ocorre a variação da vazão e, conseqüentemente, a alteração do ponto de funcionamento do conjunto. Vejamos como levantar as curvas de correntes.

3.4.1 - A cada velocidade de rotação da bomba (n_b) corresponde uma do motor (n_m) de acordo com a relação

$$\frac{n_m}{n_b} = 0,58$$

Tendo n_m obtemos N_m (potência do motor) com o uso das curvas características da figura XIII.1 e c_e (consumo específico) com a figura XIII.3. E o rendimento do motor é:

$$\eta_m = \frac{633}{10.500} \times \frac{1}{c_e} = \frac{0,0602}{c_e}$$

com c_e em kg combustível/CV.h.

3.4.2 - O rendimento da bomba pode ser obtido da expressão

$$N_b = \frac{1000}{75 \times 3.600} \frac{H \cdot Q}{\eta_b}$$

onde

N_b - potência da bomba (CV)

1000 = ρg - peso específico da água (kg/m^3)

H - altura manométrica (m)

Q - vazão (m^3/h)

e sendo

$$N_b = N_m \eta_{\text{acoplamento}}$$

Neste exemplo adotamos $\eta_{\text{acoplamento}} = 0,90$.

3.4.3 - Os gráficos da figura XIII.5 foram construído por pontos calculados a partir da interpolação de novas curvas características (tendo rotações intermediárias às de 3450 e 2850 - dadas pelo fabricante).

3.4.4 - O rendimento total do conjunto é obtido pelo produto

$$\eta_{\text{conjunto}} = \eta_m \cdot \eta_b \cdot \eta_{\text{transmissão}}$$

3.4.5 - As curvas de alimentação como parâmetro (figura XIII.6) foram construídas seguindo o procedimento anterior, porém considerando potências do motor relacionadas com abertura constante da borboleta do acelerador.

4 - Bibliografia

- ABNT - Norma P-MB- 372
- Stumpf, U. E. - Curvas de desempenho de motores alternativos de combustão interna.
- Venanzi, D. - Ensaio de motor "Willys" com adaptação para utilização de álcool etílico hidratado como combustível.
- Michelin, C.- Escolha do motor a combustão interna alternativa para acoplamento com bomba centrífuga.