

2300068

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
Departamento de Engenharia Mecânica
Trabalho de Formatura

CÁLCULO E SELEÇÃO DE COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

Autor: Marcelo Crescenti Aulicino

Orientador: Dr. Marcos de Mattos Pi-
menta

1981

ÍNDICE

	PÁG.
INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO I - PRINCÍPIOS BÁSICOS E FUNDAMENTOS TEÓRICOS .	3
CAPÍTULO II - PRÉ-CÁLCULO DO COMPRESSOR - PARÂMETROS DE PROJETO	17
CAPÍTULO III - ANÁLISE DA PERFORMANCE REAL DO COMPRES- SOR	34
CAPÍTULO IV - CRITÉRIOS PARA SELEÇÃO DE COMPRESSORES . .	41
CAPÍTULO V - OPERAÇÃO DE COMPRESSORES EM CIRCUITO REAL .	45

SUMÁRIO

Este Trabalho de Formatura foi elaborado a partir de um trabalho elaborado para o curso de Termodinâmica do Escoamento Compressível - PMC-443, ministrado pelo Prof. Pimenta. Da revisão e ampliação desse trabalho foram feitos os capítulos I e II. Como complementação, foram incluídas considerações a respeito da performance e operação de turbocompressores centrífugos, resultando os capítulos - III, IV e V.

No capítulo I, foi feita uma descrição de compressor centrífugo destacando os princípios de funcionamento, relacionando as velocidades e trabalho transmitido ao fluido. Assim, foram apresentadas as equações que regem a relação de compressão, o trabalho requerido e relacionam as condições de saída com as variáveis de entrada (temperatura, pressão, vazão em volume), para processo adiabático reversível, politrópico e de compressão refrigerada. Uma parte importante é a teoria dos adimensionais, para experiências e apresentação de resultados.

O capítulo II pode ser considerado uma aplicação do anterior. Nele alguns dados da prática são aliados à teoria apresentada para a obtenção de um método de pré-dimensionamento do compressor. Achei de muito interesse o método da estimativa através de gráficos, representativos das relações termodinâmicas, apresentado pela Elliot, permitindo uma estimativa bastante rápida. Completa o capítulo um exemplo de cálculo.

O capítulo III trata da eficiência dos compressores e das alterações no seu funcionamento, em função das características do gás.

Também há influência da geometria do equipamento e da velocidade de rotação. O assunto é bastante importante para o capítulo seguinte, - que trata da seleção de compressores. O quarto capítulo, praticamente reúne o que foi falado anteriormente, tecendo considerações que devem ser feitas por quem vai especificar uma unidade de compressão. Apresenta o problema da variação da capacidade e da carga requerida do compressor.

No capítulo V discutimos a influência das flutuações do sistema sobre a performance do compressor, as exigências das variações - das condições de saída do processo, e como solucionar o problema. - São apresentados os métodos de controle de capacidade, pressão e anti-bombeamento.

Pode notar uma séria dificuldade quanto às informações disponíveis sobre os compressores. De uma maior troca de informações entre o fabricante, o comprador, estudantes e pesquisadores, poderiam surgir excelentes alternativas de utilização dos turbocompressores.

INTRODUÇÃO

A compressão de ar, e outros gases, é usada com bastante frequência nas indústrias. Notadamente o ar é empregado para serviços: operação de instrumentos - pneumáticos, atuação de servo-sistemas e para utilidades - em geral. Em processos químicos o ar é largamente utilizado para oxidação e craqueamento catalítico, por exemplo. O alto custo e a responsabilidade dentro da fábrica, de uma unidade de compressão fazem com que o projeto e seleção - desses equipamentos sejam alvo de muitos cuidados por parte da engenharia. Neste trabalho aspectos básicos dos compressores centrífugos são abordados com essa finalidade.

A aplicação de turbocompressores é vantajosa em relação aos compressores alternativos e de deslocamento positivo para grandes capacidades e pressões não - muito excessivas. Segundo SCHEEL os compressores centrífugos são competitivos com relação aos alternativos para vazões de entrada maiores que $2500 \text{ ms}^3/\text{h}$. As vantagens dos turbocompressores sobre os alternativos são as seguintes:-

- construção compacta
- menores esforços de fundação
- volume de máquina reduzido
- segurança de funcionamento
- baixo desgaste
- peças de reposição supérfluas
- ausência de vibrações de funcionamento
- fácil regulagem
- baixa potência de arranque
- emprego de motores elétricos normais de rotor em curto-circuito
- não apresenta problemas de contaminação com óleo lubrificante.

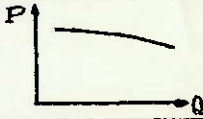
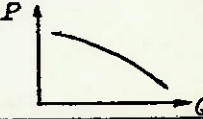
Os turbocompressores, por sua vez, dividem-se em centrífugos, axiais e diagonais (ou de fluxo misto). - As vantagens dos TC centrífugos sobre os axiais são:

- maior robustez
- menor número de estágios
- maior facilidade para instalação de refrigeradores nos TC refrigerados
- maior estabilidade de funcionamento no que diz respeito ao fenômeno de bombeamento.

O TC axial, por sua vez, oferece as seguintes vantagens sobre os centrífugos:

- melhor rendimento
- maior número de rotações para um mesmo fluxo e pressão
- em geral, o compressor axial apresenta menor volume e menos peso para igual relação de compressão e vazão em massa, vantagem importante para utilização na aviação.

CARACTERÍSTICAS:

TIPO	Nº DE ESTÁGIOS	r_p MAX P/ ESTÁGIO	PRESSÃO MAX DE DESCARGA	CAPACIDADE MAX	PERFORMANCE
CENTRÍFUGO	SIMPLES	3,0 a	15 atm	340000 m ³ /h	
	MULTI	4,5			
AXIAL	MULTI	1,2 a 1,5	150 atm	3400000 m ³ /h	

CAPITULO I - PRINCIPIOS BÁSICOS E FUNDAMENTOS TEÓRICOS:

DESCRIÇÃO DO TC CENTRÍFUGO:

A entrada do gás no compressor deve ser uniforme e com um mínimo de perdas. No caso mais frequente o gás - tem velocidade de entrada somente na direção axial; outras vezes se transmite ao gás uma pré-rotação ou uma contra-rotação.

O rotor constitui-se de um certo número de pás que podem ser fixas somente ao cubo do rotor, representando um rotor aberto. As palhetas podem ser fixas a só um lado de um único disco, no modelo de rotor semi-aberto de aspiração dupla. Temos, ainda, o caso do rotor fixo à duas superfícies, 1 e 2, - que é o rotor fechado. O rotor aberto é pouco empregado por ter baixo rendimento e admitir velocidades periféricas baixas. O tipo fechado tem bom rendimento, mas, é de difícil construção, permitindo, apenas, velocidades moderadas. Com isso, o tipo semi-aberto é muito empregado hoje em dia.

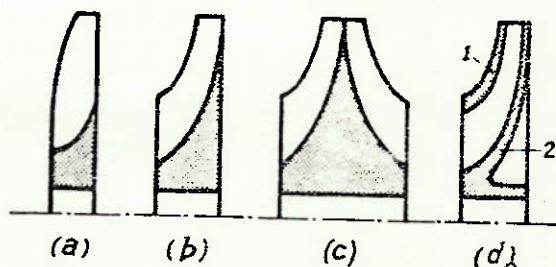


FIG. 1. 1 - Tipos de rotores:

- a) aberto;
- b) semi-aberto de aspiração simples;
- c) semi-aberto de aspiração dupla;
- d) fechado.

O parâmetro fundamental que caracteriza as pás de um rotor é o ângulo de saída β_2 . Para melhor caracterização desse e de outros parâmetros é útil, a essa altura, o estudo dos triângulos de velocidade à entrada e saída do rotor.

Sejam:

u - velocidade periférica do rotor.

c - velocidade do fluido.

w - velocidade do fluido em relação às pás.

α - ângulo de entrada (saída) do fluido nas pás (u).

α - ângulo de entrada (saída) do fluido em relação às pás (w).

Gráficamente podemos representar:

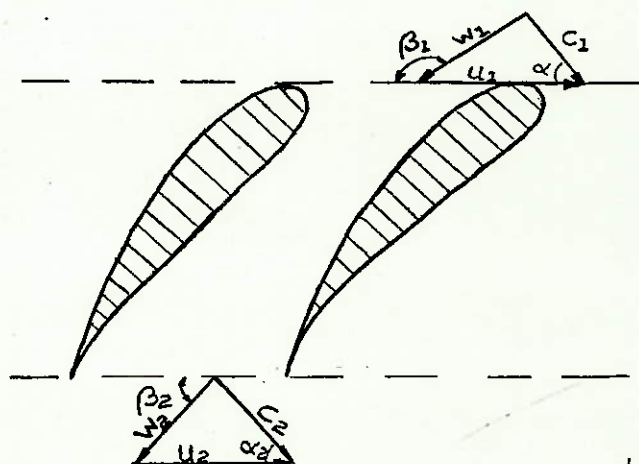


FIG. 1.2.

No caso mais comum o fluido entra axialmente nos rotores, o que vetorialmente leva a uma representação como a seguinte:

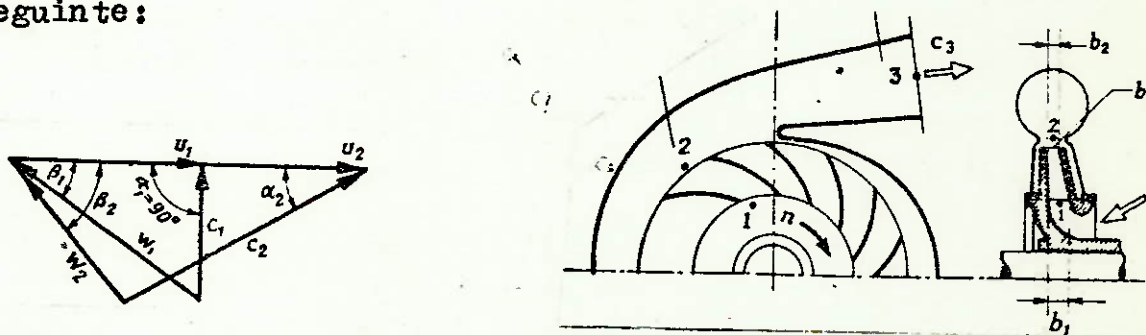


FIG. 1.3

Com base no ângulo de saída β_2 os rotores classificam-se em 3 tipos:

pás curvadas para trás - $\beta_2 < 90^\circ$

pás curvadas para frente - $\beta_2 > 90^\circ$

pás de saída radial $\beta_2 = 90^\circ$

Embora atualmente o modelo mais usado seja o rotor com pás inclinadas para trás, cada vez é maior o emprego de rotores de saída radial; enquanto nos primeiros a fixação das pás exige rotores fechados por causa dos esforços centrífugos, os rotores de saída radial são do tipo semi-aberto, pois, a construção com saída radial reduz os esforços centrífugos à praticamente esforços apenas de tração. Com este tipo de rotor consegue-se velocidades periféricas de até 450 m/s contra 300 m/s para rotores com pás para trás.

TRABALHO REALIZADO SOBRE O FLUIDO:

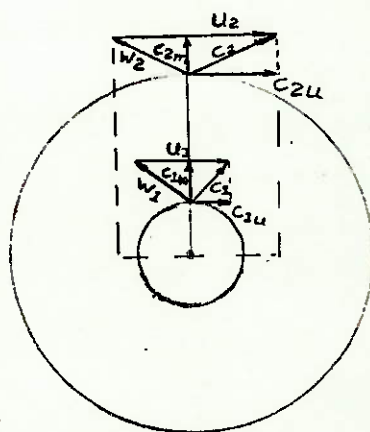


FIG. 1.4 - Velocidades de entrada e de saída - Volume de controle.

Aplicando a equação da quantidade de movimento ao volume de controle constituído pelo espaço entre 2 pás consecutivas, vamos determinar a resultante das forças na direção tangencial ao rotor.

$$R_t = \frac{\dot{m}}{g_c} (C_{2u} - C_{1u}) \text{ para um observador fixo (1.1)}$$

$$R_t = \frac{\dot{m}}{g_c} (-w_2 + w_1) \text{ para um observador móvel (1.2)}$$

Dos triângulos de velocidade tiramos que:

$$u_1 - c_{1u} = w_1 \cos B$$

$$u_2 - c_{2u} = w_2 \cos B$$

O trabalho efetuado pela pá sobre o volume de controle no

intervalo de tempo dt , quando a pá se move de uma distância - dx , é:

$$\delta W = - R_t dx \quad (1.3)$$

A potência segundo a qual o trabalho é feito é:

$$\frac{\delta W}{\delta t} = -R_t \frac{dx}{dt} = R u(r) \quad (1.4)$$

$$\frac{\delta W}{\delta t} = \frac{\dot{m}}{gc} (C_{2u} - C_{1u}) \frac{dx}{dt} \quad (1.5)$$

$$W = C_{1u} u_1 - C_{2u} u_2 \quad (1.6)$$

A expressão acima é chamada de Equação de Euler e fornece o trabalho reversível realizado por um compressor por unidade - de massa do fluido comprimido. Uma equação análoga pode ser deduzida para fornecer o trabalho realizado pelo gás ou vapor sobre uma turbina.

Ainda, segundo Euler, sendo Δp_{est} o aumento de pressão dinâmica, temos:

$$\Delta p_{est} = \rho \left[\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right]$$

$$\Delta p_{din} = \rho \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$

ESTUDO TERMODINÂMICO DA COMPRESSÃO:

RELAÇÃO DE COMPRESSÃO NO ROTOR.

1 - Compressão isentrópica:

Aplicando-se a 1ª. lei da Termodinâmica entre os pontos 1 e 2 resulta:

$$Q_{12} = h_{2s} - h_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + W_{12} \quad (1.7)$$

$$Q_{12} = 0 \quad (\text{compressão adiabática})$$

Com a hipótese dos gases em compressão seguirem a lei dos

ESTUDO TERMODINÂMICO DA COMPRESSÃO

-RELAÇÃO DE COMPRESSÃO NO ROTOR

1. Compressão isentrópica:

Aplicando-se a 1ª. lei da Termodinâmica entre os pontos 1 e 2 resulta:

$$Q_{12} = h_{2s} - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + W_{12} \quad (1.7)$$

$$Q_{12} = 0 \quad (\text{compressão adiabática})$$

Com a hipótese dos gases em compressão seguirem a lei dos gases perfeitos, $h = c_p T$

c_p = calor específico do gás (valor médio para as temperaturas consideradas)

T - temperatura nas secções consideradas.

E com a introdução da equação (1.6), a 1ª. lei fica:

$$0 = c_p (T_{2s} - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + (u_2 c_{1u} - c_{2u}) \quad (1.3)$$

Dessa expressão podemos calcular a temperatura isentrópica de saída:

$$T_{2s} = T_1 + \frac{1}{2c_p} [2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) - (c_2^2 - c_1^2)] \quad (1.9)$$

$$\text{Sendo o processo isentrópico, } \frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\text{onde } k = \frac{c_p}{c_v}$$

Portanto a pressão final será: -

$$p_{2s} = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2c_p T_1} [2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) - (c_2^2 - c_1^2)] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.10)$$

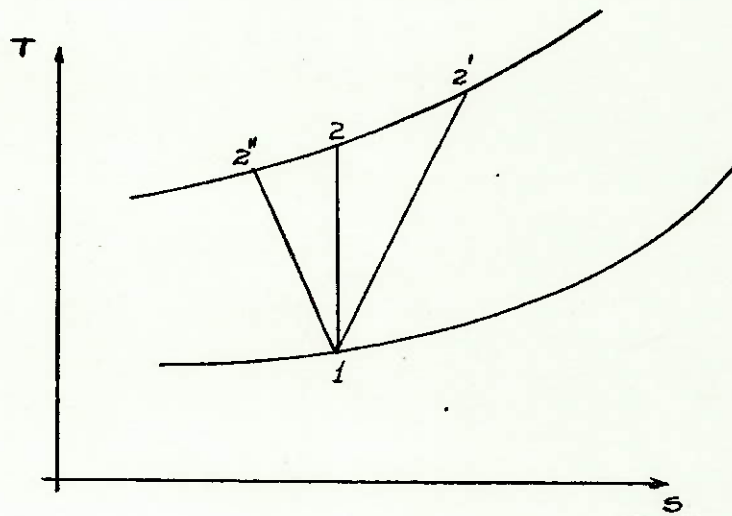
2. Compressão Real:

No processo de compressão, no entanto, ocorrem perdas internas, como atrito e choques, e a transformação sofrida pelo gás é irreversível, sensivelmente diferente de uma isentrópica, e segue a lei::

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

onde T_2 = temperatura final real de compressão

n = expoente da politrópica, que nos compressores adiabáticos oscila entre 1,5 e 1,62.



1-2 - compressão adiabática reversível - $n = k$

1-2' - compressão adiabática irreversível - $n > k$

1-2'' - compressão com resfriamento - $1 < n < k$

FIG. 15 - Diagrama T-s para a compressão.

- Relação de compressão no sistema difusor::

Fazendo-se a hipótese da compressão ser adiabática isentrópica entre os pontos 2 e 3, a primeira lei pode ser escrita como:

$$cp T_2 + \frac{C_2^2}{2} = cp T_{3s} + \frac{C_3^2}{2} \quad (1.11)$$

$$\frac{T_{3s}}{T_2} = 1 + \frac{C_2^2}{2c_p T_2} \left(1 - \frac{C_3^2}{C_2^2} \right) \quad (1.12)$$

$$\frac{p_{3s}}{p_2} = 1 + \left[1 + \frac{C_2^2}{2c_p T_2} \left(1 - \frac{C_3^2}{C_2^2} \right) \right]^{k/k-1} \quad (1.13)$$

Para uma compressão isentrópica:

$$\frac{p_3}{p_2} = \left[1 + \frac{C_2^2}{2c_p \eta_i T_2} \left(1 - \frac{C_3^2}{C_2^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (1.14)$$

η_i = rendimento interno do difusor, aproximadamente igual ao do rotor.

O sistema difusor consta, por exemplo, de caixa especial e cano difusor. Esse sistema recupera parte da energia cinética, transformando-a em energia de pressão, com conseqüente aumento de rendimento do compressor. Muitas vezes o compressor possui uma coroa diretriz com palhetas, com a qual melhora sensivelmente o rendimento de difusão.

-TRABALHO DE COMPRESSÃO:

Trabalho de compressão adiabática.

Desprezando a variação de energia cinética, obtemos a expressão:

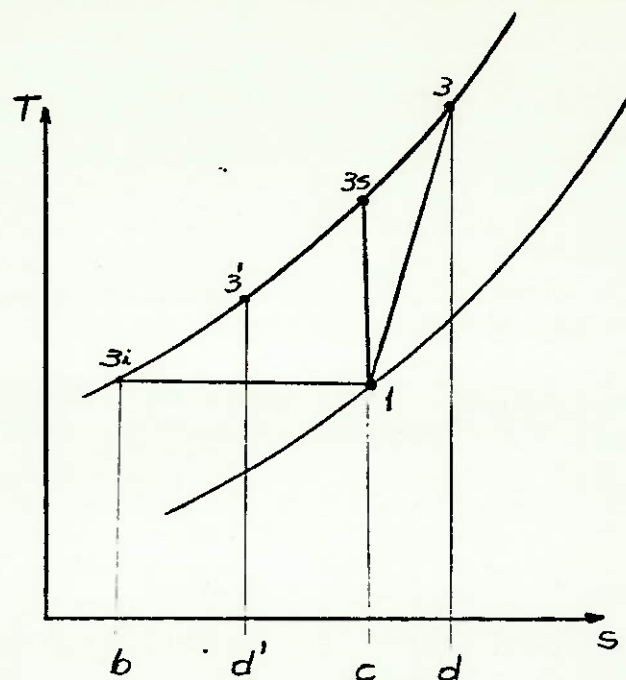
$$W_s = h_{3s} - h_1 \quad (1.15)$$

$$W_s = c_p (T_{3s} - T_1) \quad (1.16)$$

No caso real, a compressão adiabática é politrópica e escreve-se:

$$W_p = c_p T_1 \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.17)$$

$$e \quad W_p > W_s$$



$$W_s = \text{área } c-1-3s-3i-b$$

$$W_p = \text{área } d-3-3i-b$$

$$W_p' = \text{área } c-1-3'-3i-b$$

FIG. 1.6 - PROCESSO DE COMPRESSÃO ADIABÁTICA ISOENTRÓPICA, - ADIABÁTICA NÃO ISOENTRÓPICA E REFRIGERADA, NO PLANO T-s.

COMPRESSÃO REFRIGERADA:

Pode realizar-se segundo a linha isentrópica 1-3s, cedendo-se tal uma quantidade conveniente de calor. Ou, então, segundo a politrópica 1-3. Do gráfico T-s, observa-se que o trabalho requerido W_p' é menor que W_s . No entanto, nem sempre a compressão refrigerada é a mais econômica, se considerarmos o rendimento global do ciclo.

Aplicando-se a lei dos gases perfeitos obtemos as seguintes expressões para o trabalho:

$$W_s = \frac{K}{K-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \quad (1.18)$$

$$W_p = - \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (1.19)$$

$$W_l = R T_1 \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \quad (1.20)$$

Vê-se logo que, em se tratando de compressores de vários - estágios, é vantajosa a refrigeração que pode ser interna ou externa. Em teoria, a refrigeração é mais eficiente e é feita encamisando-se os estatores do compressor. Modernamente, com o aumento das velocidades periféricas e consequente redução do tamanho do compressor, a superfície disponível para troca de calor foi reduzida, sendo então preferido o resfriamento externo. Este é conseguido pela colocação de um trocador tipo tubular após cada estágio de compressão.

O diagrama T-s da compressão real com refrigeração interna é visto abaixo, para um compressor de três estágios com refrigeração após os dois primeiros. São equipamentos de elevado rendimento e bastante caros.

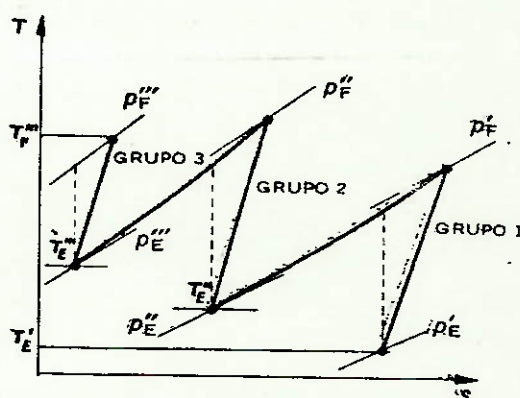


FIG. 1.7. - Refrigeração exterior depois dos dois primeiros estágios de um T.C. de três estágios.

TRABALHO INTERNO DE UM COMPRESSOR COM REFRIGERAÇÃO EXTERNA::

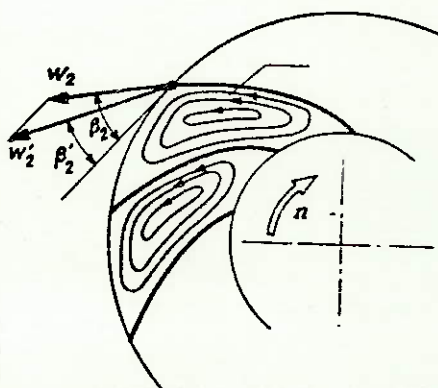
Seja Y_{sa} , Y_{sb} , Y_{sc} os saldos adiabáticos reversíveis de entropia de cada estágio, calculados como em 1.18, η_{ia} , η_{ib} , η_{ic} os respectivos rendimentos internos e W_{ir} o trabalho interno de compressão, podemos escrever:

$$W_{ir} = \frac{Y_{sa}}{\eta_{ia}} + \frac{Y_{sb}}{\eta_{ib}} + \frac{Y_{sc}}{\eta_{ic}} \quad (1.21)$$

Neste caso o trabalho será mínimo se tivermos a mesma relação de compressão para cada estágio.

Fator de escorregamento.

A teoria de Euler que indica o salto periférico no rotor, - faz a hipótese que o rotor é constituído por um número infinito de pás. Como essa hipótese não é correta o trabalho real é menor que o calculado pela teoria. Ocorre que o fluido deixa o rotor com uma velocidade $w_2' < w_2$ e $\beta_2' < \beta_2$, devido ao turbilhão relativo formado entre as pás, porque com um número finito de pás a corrente não é perfeitamente guiada por entre as pás. - Isso quer dizer que a corrente sofre um escorregamento, daí o fator de correção e_z , coeficiente de escorregamento ou fator de diminuição de trabalho.



Segundo Stodola o coeficiente pode ser dado por:

$$e_z = 1 - \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{z} \quad (1.22)$$

onde z é o número de pás do rotor

Devido ao escorregamento teremos:

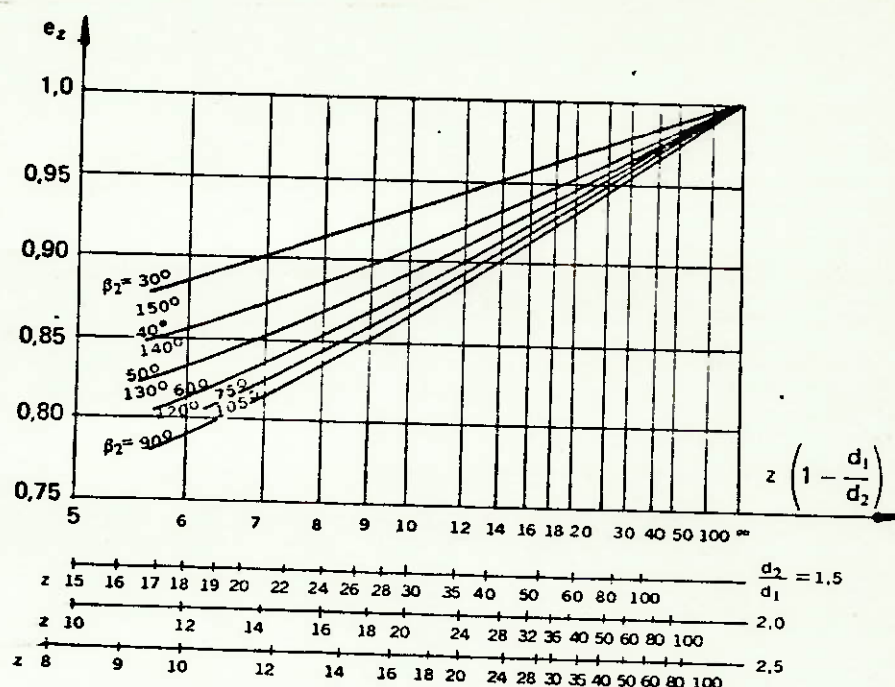
$$\frac{Y_t}{Y_{t\infty}} = e_z$$

Y_t = salto entálpico total com número finito de pás.

$Y_{t\infty}$ = salto entálpico total com número infinito de pás.

$$\text{Ou, ainda, } e_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{2z \left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right)}} \quad (1.23)$$

O gráfico abaixo nos representa essa equação.



-RENDIMENTO VOLUMÉTRICO:

Nos T C radiais e axiais produzem-se perdas intersticiais exteriores g_e e interiores g_i . As perdas exteriores, que têm menor importância que as interiores, constituem uma perda de gás para o exterior. À saída do rotor o fluido tem pressão maior que à entrada e à saída do estator fixo a pressão é maior que no rotor. Nos interstícios, entre o rotor e a carcaça, parte do fluido (a perda interna g_i) retrocederá até a entrada do rotor, de maneira que precisará ser novamente impulsionado por este. A vazão g_i será um fluxo de curto-circuito, que recircula internamente sem atingir o exterior. Nesse caso a vazão útil será $G - g_e - g_i$ e o fluxo impulsionado pelo rotor a vazão teórica $G - g_e - g_i$.

Na construção dos T C é frequente o uso de labirintos, cuja missão é provocar uma perda de carga entre o rotor e a carcaça, - reduzindo g_i e aumentando o rendimento volumétrico.

Eckert, com base em estudos teóricos e experimentais construiu o gráfico abaixo, cuja utilização será melhor explicada no exemplo que será apresentado no próximo capítulo.

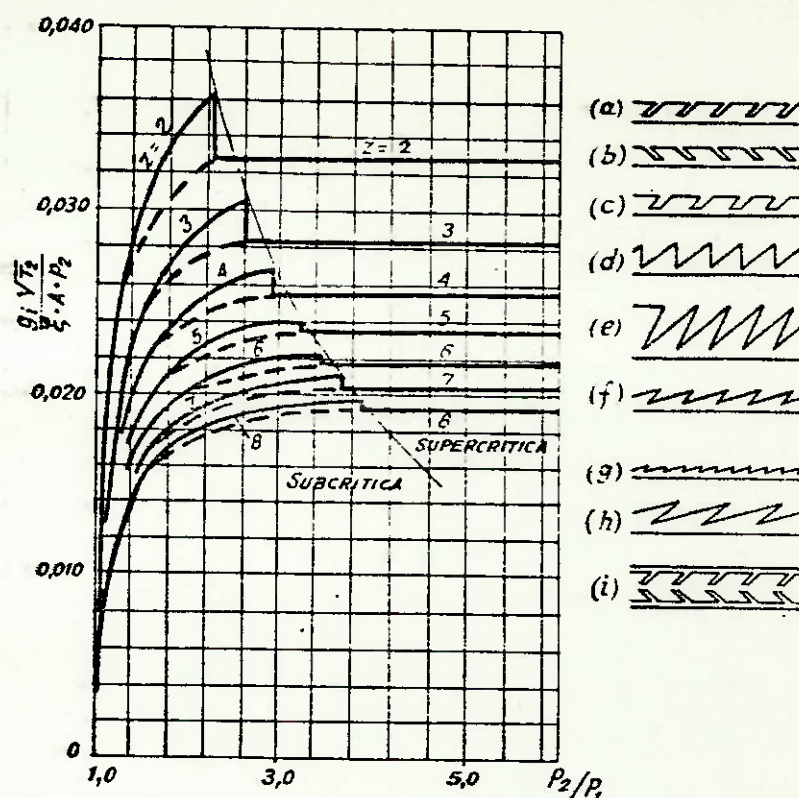


FIG. 1.10 - Vazão intersticial g_i reduzida ($\frac{g_i \sqrt{T_2}}{\xi A p_2}$) em função da relação de compressão p_2/p_1 segundo o número z de elementos de labirinto; T_2 = temperatura final $^{\circ}\text{K}$; ξ = coeficiente adimensional de fluxo, a saber: para os labirintos desenhados à direita da figura: (a) = 1,29; (b) = 1,46; (c) = 1,29; (d) = 1,26; (e) = 1,21; (f) = 0,955; (g) = 1,49; (h) = 1,03; (i) = 0,755. Na ordenada se expressará: A em m^2 ; g_i em Kg/s ; p_1 , p_2 em N/m^2 e T_2 em K .

Por fim, o rendimento volumétrico é definido como

$$\eta_v = \frac{\text{vazão útil}}{\text{vazão teórica}} \quad (1.24)$$

$$\eta_v = \frac{G}{G + g_e + g_i} = \frac{G}{G + g_i} \quad (1.25)$$

- Números Adimensionais Característicos:

Para generalizar os ensaios de compressores de pesquisa para outros compressores e para caracterização de algumas propriedades comuns aos diferentes tipos de rotores, a teoria adimensional é utilizada. A seguir são definidos alguns números adimensionais, em função dos quais são colocados os resultados das experiências.

O coeficiente de vazão ϕ representa a razão entre a vazão em volume e uma grandeza geométrica do compressor, a superfície circular $d_2^2/4$, e a velocidade periférica u_2 .

$$\phi = \frac{Q_{\text{entrada}}}{\frac{\pi d_2^2}{4} u_2}$$

Q em m^3
 d_2 em m
 u_2 em m/s

O coeficiente de pressão se define

$$\psi = \frac{2 Y_s}{u_2^2}$$

Y_s em m^2/s^2 ou J/Kg
 u_2 em m/s

A rotação específica pode ser escrita

$$C_N = \frac{n \sqrt{Q_E}}{Y_s^{3/4}}$$

n em rad/s
 Q_E em m^3/s
 $Y_s = gH$ em m^2/s^2

ou n a forma de $N_q = \frac{N \sqrt{Q_E}}{H_s^{3/4}}$

N em rpm
 H_s em m

Ainda iremos utilizar a rotação específica co-

mo:

$$\zeta = 0,03513 \frac{N \sqrt{Q_E}}{Y_s^{3/4}}$$

com N em rpm

Q_E em m^3/s

Y_s em J/Kg, o salto entálpico

De qualquer forma, o número de rotações específico representa uma relação entre a velocidade de rotação do rotor, a vazão em volume de gás e a energia cedida ao fluido.

- II -

PRÉ -CÁLCULO DO COMPRESSOR
PARÂMETROS DE PROJETO

INTRODUÇÃO:

No pré dimensionamento do compressor determinam-se as dimensões principais, selecionam-se as velocidades e estimam-se as potências, rendimentos, etc.. Esses cálculos são feitos baseados em estudos teóricos e experimentais, através de equações apropriadas e gráficos desenvolvidos por fabricantes. É necessário que se conheça os seguintes dados: -

- 1 - fluxo em massa ou em volume, nas condições de entrada do compressor;
- 2 - pressão do fluido na entrada do compressor;
- 3 - temperatura do fluido na entrada do compressor;
- 4 - razão de compressão;
- 5 - características termodinâmicas do gás a comprimir: -R, K - (razão dos calores específicos); e massa molecular.

Em casos particulares podem ser fixados certos parâmetros como velocidade de rotação, se há necessidade de refrigeração, interna ou externa, etc..

Para decidir se o compressor será refrigerado ou não, são necessárias considerações quanto: -

- ao custo da máquina e à energia consumida;
- à finalidade a que se destina o ar comprimido;
- a materiais construtivos;
- à manutenção.

Todos esses fatores estão inter-relacionados e devem ser levados em conta simultaneamente para conseguir-se uma boa avaliação de equipamento.

ESCOLHA DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO - n: -

O número de rotações depende do tipo de acionamento do turbocompressor. Se o acionamento for por motor elétrico assíncrono as rotações mais comuns são 3000 rpm (motor de dois polos) ou 1750 rpm (motor de quatro polos). Esses valores podem ser alterados se for instalado na transmissão um variador de velocidades. Pode optar-se também pelo acionamento por turbina, com ou sem redutor na transmissão. O acionamento por turbina a vapor tem a vantagem de permitir maior amplitude na seleção da rotação, através da regulação da turbina.

Com a fixação da rotação, mais os dados do projeto, vazão em volume e salto entálpico, fica determinado geometricamente o tipo do compressor e o rendimento máximo, que são função do número de rotação específico para as máquinas de fluxo. Preferencialmente escolhe-se a velocidade segundo critérios de rendimento ótimo do grupo da turbomáquina. O número de revoluções do turbocompressor influencia decisivamente no seu tamanho que diminuirá com o aumento da velocidade.

DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE ESTÁGIOS:

Para grupos estacionários pode-se chegar até uma relação de compressão (ϵ_c) de 4 a 4,5. No caso de desejarem-se relações de compressão maiores é necessário a construção de vários estágios em série, com os rotores fixos ao único eixo ou ao mesmo acionamento.

Temos, então, que: -

$$\epsilon_c = \epsilon_1 \cdot \epsilon_2 \cdot \dots \cdot \epsilon_n$$

$$\text{De onde: } \epsilon_{ci} = \sqrt[n]{\epsilon_c}$$

Sendo ϵ_{ci} a relação de compressão de cada estágio;
n = número de estágios.

A determinação do número de estágios é baseada

na experiência, e alguns valores médios recomendados foram plotados na forma de gráficos. A figura seguinte nos dá o número de estágios recomendados em função de $\sigma = 0,03513 \text{ nq}$.

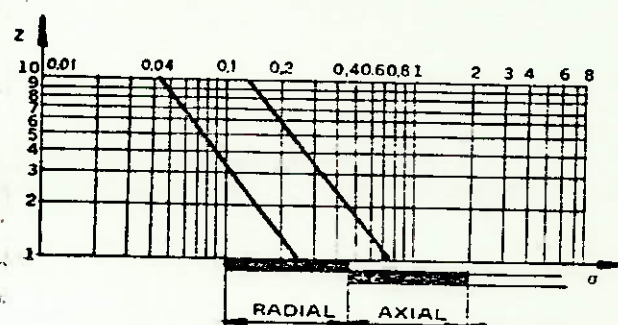


Fig. 2.1 - Estimativa do número de estágios de um TC.

Uma outra estimativa do número de estágios de compressão é dado pela altura teórica de elevação H , conforme o gráfico abaixo:

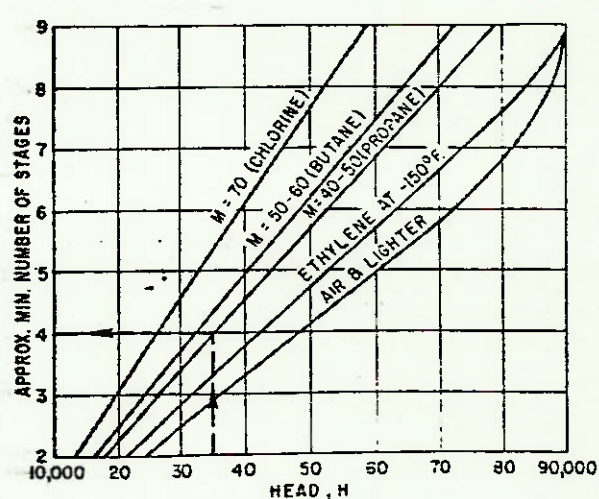


Fig. 2.2 - Número de estágios requeridos em função de H .

CALCULO DAS DIMENSÕES PRINCIPAIS:

Para determinar a geometria do rotor precisamos calcular o diâmetro do eixo d_e , as dimensões de entrada do rotor d_1 , b_1 e β_1 , e da saída d_2 , b_2 e β_2 .

Comparando os tipos de rotores com ângulos

de saída maiores, menores ou iguais a 90° , chegamos às seguintes conclusões: -

- a energia cinética à saída do rotor é máxima com palhetas curvadas para frente ($\beta_2 > 90^\circ$), mínima com pás curvadas para trás ($\beta_2 < 90^\circ$), ficando os compressores centrífugos de saída radial numa posição intermediária. Portanto, a energia produzida é máxima para $\beta_2 > 90^\circ$.
- a energia cinética transformada em energia de pressão, pelo difusor, ao contrário, é máxima para $\beta_2 < 90^\circ$ e mínima para $\beta_2 > 90^\circ$. Portanto, o rendimento é máximo para $\beta_2 < 90^\circ$.
- Os rotores com pás para frente são menos estáveis.

Devido a essa análise, o rotor preferido é aquele com ângulo de saída menor que 90° , que apresenta um rendimento maior e uma curva de desempenho mais estável.

Eckert, à partir de deduções teóricas e experimentais construiu um diagrama que nos permite selecionar o ângulo de saída e a velocidade periférica do rotor que propiciam o melhor rendimento para cada condição de projeto. Esse gráfico é reproduzido abaixo, supondo-se um ângulo de entrada de 30° e um coeficiente de deslizamento de 0,875.

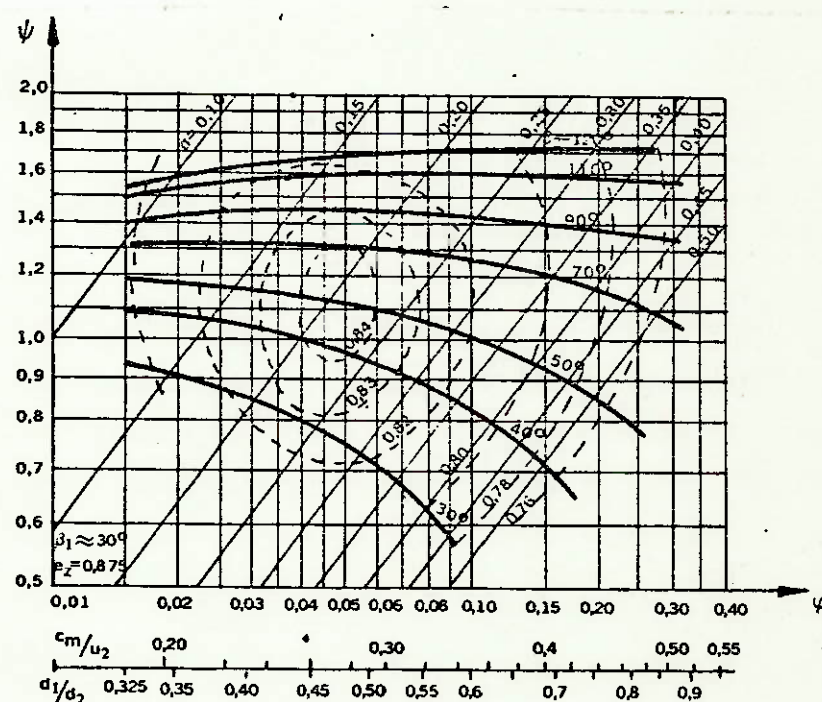


Fig. 2.3 - Diagrama de Eckert para estimativa das dimensões principais de um TC radial.

- 1 - A partir dos dados iniciais e da determinação do número de estágios, calcula-se o número específico de rotações de cada estágio σ_e .
- 2 - Com esse valor, no gráfico, para o melhor rendimento possível, tira-se os coeficientes de vazão φ e de pressão ψ .
- 3 - Lê-se o ângulo de saída β_2 .
- 4 - Usando-se ψ calcula-se u_2 .
- 5 - Para o coeficiente φ encontrado, achamos no pé da figura a relação de diâmetros d_1/d_2 .

INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE MACH:

Com os dados obtidos até agora é possível - construir-se os triângulos de velocidades. Particularmente, para a entrada temos que $u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}$. O ângulo α_1 deve ser 90° . O ângulo β_1 ótimo é, comprovadamente, próximo de 30° .

No entanto, se a velocidade relativa w_1 aproxima-se da velocidade do som o número de Mach, $M = \frac{w_1}{a_1}$, passa a influir sobre o rendimento do compressor. Para evitar-se a formação de ondas de choque, melhorando o rendimento e o funcionamento do compressor, deve manter-se o número de Mach $M < 0,85$ a $0,90$. Isso é feito colocando uma coroa fixa ao estator da máquina para dar - uma rotação positiva ao fluxo de entrada, ou seja, $c_{1u} > 0, \alpha_1 < 90^\circ$. Para a determinação do triângulo de velocidades considere-se a condição $c_{1m} = c_{2m}$.

Para o triângulo de velocidades de saída a velocidade absoluta deve estar entre os limites $c_{2m} = (0,22 \text{ a } 0,32)u$. Para os turbocompressores ligeiros, das turbinas a gás, α_2 deve estar entre 14° e 16° .

NÚMERO DE PÁS E GEOMETRIA.

O número de pás de um rotor está diretamente - relacionado com o rendimento e com a altura teórica que pode alcançar-se para uma geometria e um tamanho de rotor determinados. Considerando-se o rendimento, o atrito da superfície cresce com o número de pás, pois o crescimento deste aumenta o perímetro molhado. Ao mesmo tempo, há uma diminuição da força de arraste porque a corrente é melhor guiada. O número de palhetas ótimo será então o - que reduza a um mínimo a soma dessas duas perdas. Pode ser dado pela figura 2.4 em função da razão d_2/d_1 e do ângulo médio $\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$.

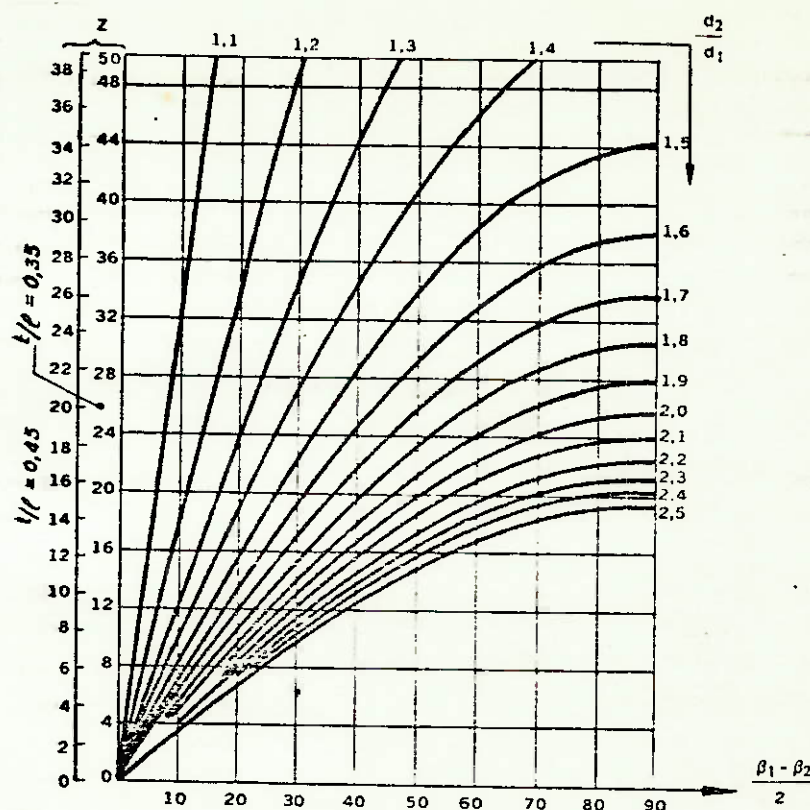


Fig. 2.4 - Número de pás z de um TC radial em função do ângulo médio das pás.

Stepanoff propõe a seguinte fórmula: -

$$\frac{L}{t} = 2,38 \Psi$$

onde: Ψ = adimensional de pressão

L = comprimento retificado da palheta

t = $\pi d_2/z$ - passo da palheta

O número de pás influe na altura teórica do compressor através do fator de deslizamento, que como já vimos - poder ser determinado pela equação:

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi \sin \beta_z}{2z \left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right)}}$$

GEOMETRIA DAS PÁS -

A forma das pás do rotor deve ser tal que minimize as perdas ocasionadas pela viscosidade do fluido comprimido. Utiliza-se muito palhetas em forma de arco de circunferência, cuja construção geométrica indicamos a seguir: -

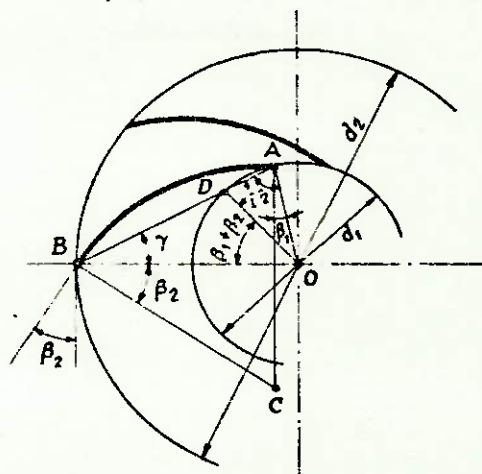


Fig. 2.5 - Construção das pás de um TC radial.

- chama-se C o centro da circunferência que corta as circunferências de diâmetros d_1 e d_2 segundo ângulos β_1 e β_2 respectivamente.
- em um ponto B qualquer da circunferência de diâmetro d_2 constrói-se o ângulo β_2 .
- traça-se o raio BO.
- a partir de BO constrói-se o ângulo $\beta_1 + \beta_2$ conforme mostrado na figura.
- traça-se a reta BD, prolongando-a até o ponto A, sobre a circunferência de diâmetro d_1 .
- em A constrói-se o ângulo β_1 .
- o encontro das retas que formam o ângulo β_1 em A e β_2 em B determina o ponto C procurado.

ESTIMATIVA ATRAVÉS DE GRÁFICOS:

Uma rápida estimativa do tipo, tamanho do compressor centrífugo necessário, potência, rotação e condições de saída pode ser feita através de um conjunto de gráficos construídos

para equipamentos da ELLIOT CO., e que podem ser usados satisfatoriamente para compressores construídos por outros fabricantes. É necessário conhecer-se os dados iniciais, indicados no início do capítulo. O procedimento é o seguinte:

- Entrando com a taxa de compressão no gráfico da fig. 2.6 encontramos o valor da altura teórica necessária.
- A partir da vazão de entrada, do gráfico fig. 2.7 estima-se a velocidade e as dimensões da máquina.
- Do gráfico fig. 2.8 pode-se determinar a potência requerida.
- A temperatura de descarga pode ser calculada da fig. 2.9.

Para o caso de compressor com resfriamento, colocam-se resfriadores entre dois ou mais estágios de compressão tanto mais quanto menor for a temperatura de saída desejada. Retoma-se o mesmo procedimento descrito acima, para cada estágio existente. A potência consumida e a altura teórica são a soma desses valores para cada estágio.

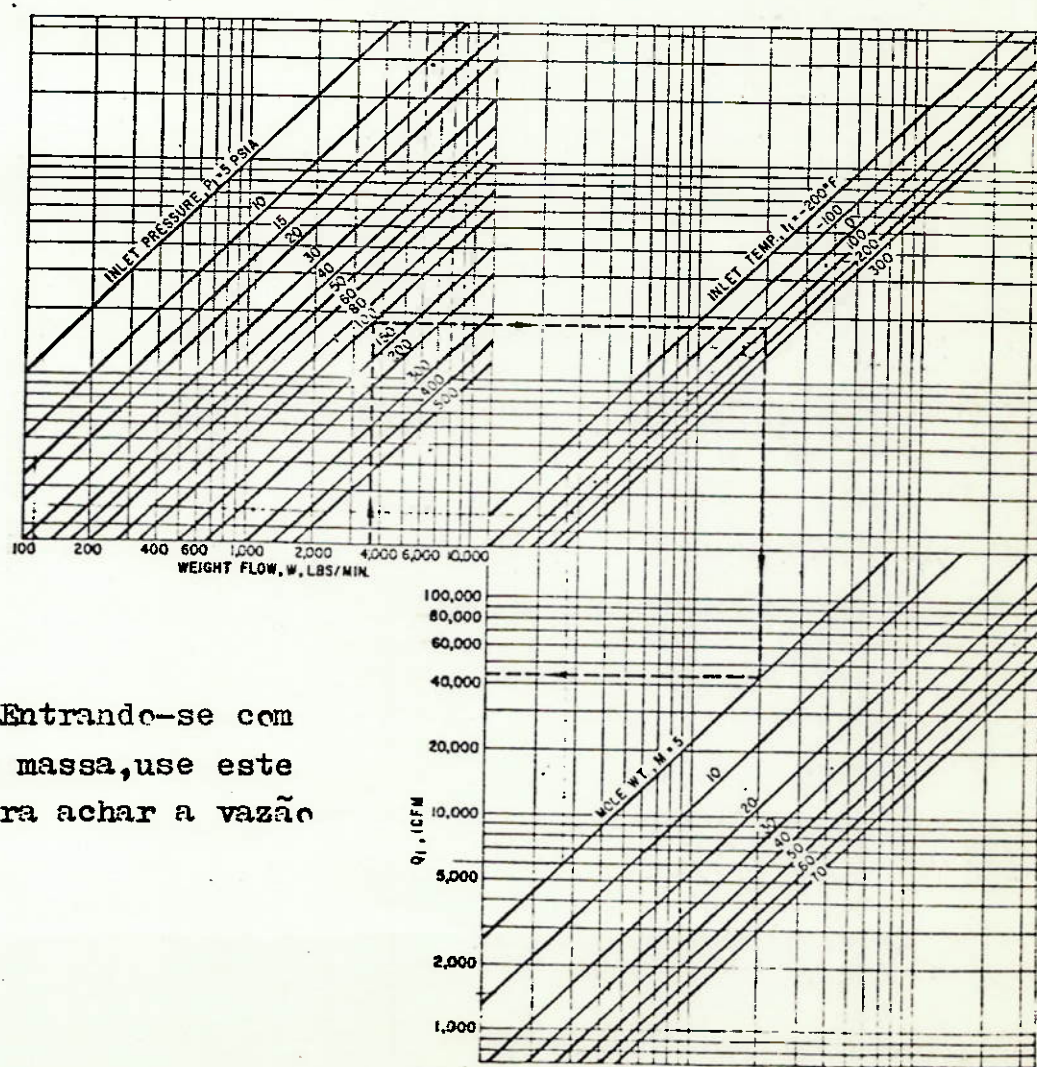


Fig. 2.6- Entrando-se com o fluxo em massa, use este gráfico para achar a vazão em volume.

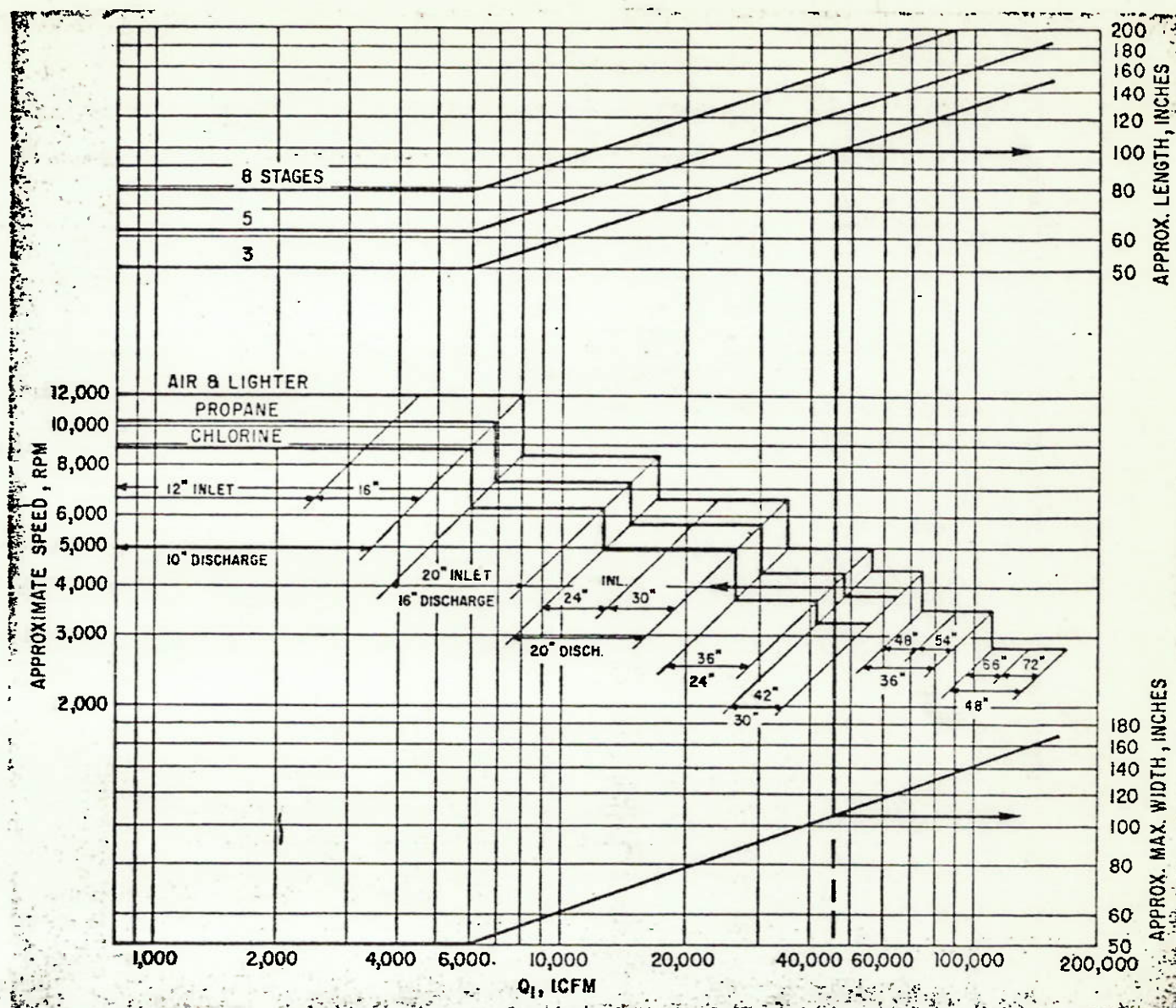


Fig.2.7- Entrando-se com a vazão em volume, deste gráfico tira-se a velocidade, largura, comprimento e dimensões do flange.

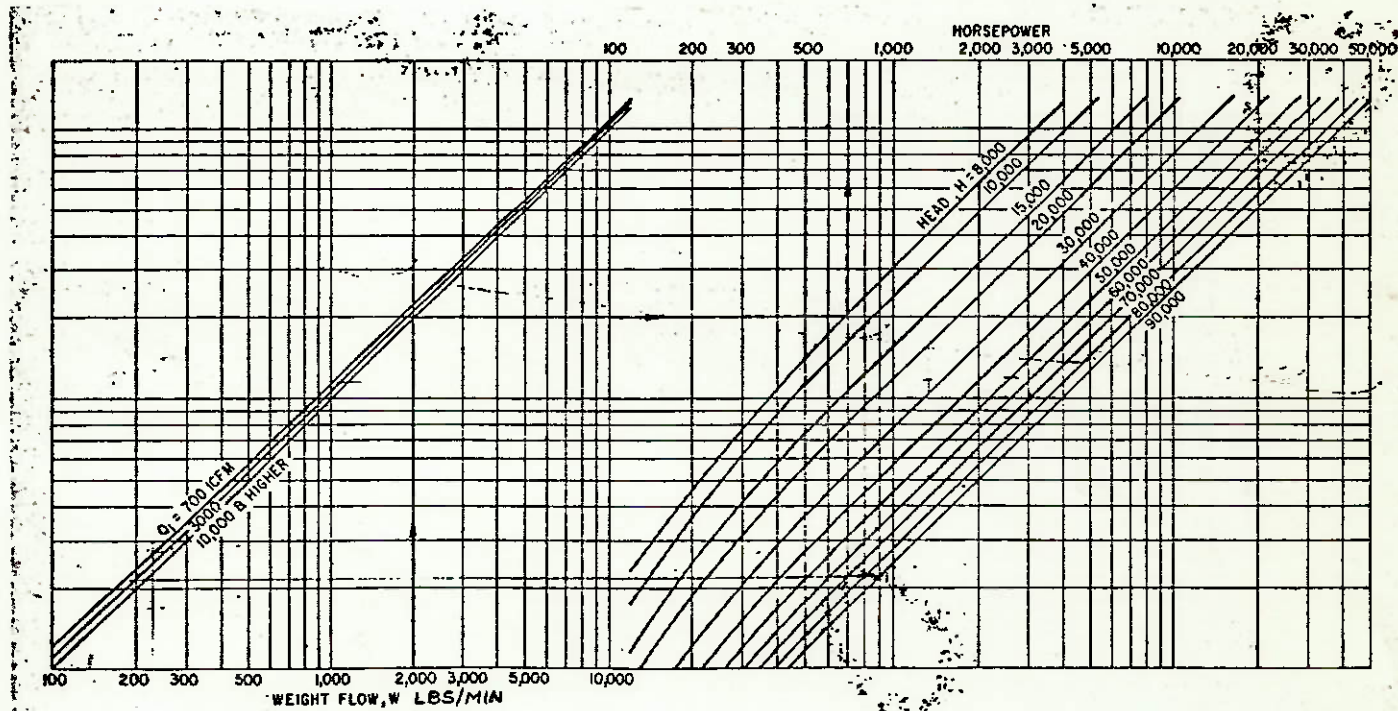


Fig. 2.8 - Com o fluxo mássico de gás, encontramos a potência requerida no compressor.

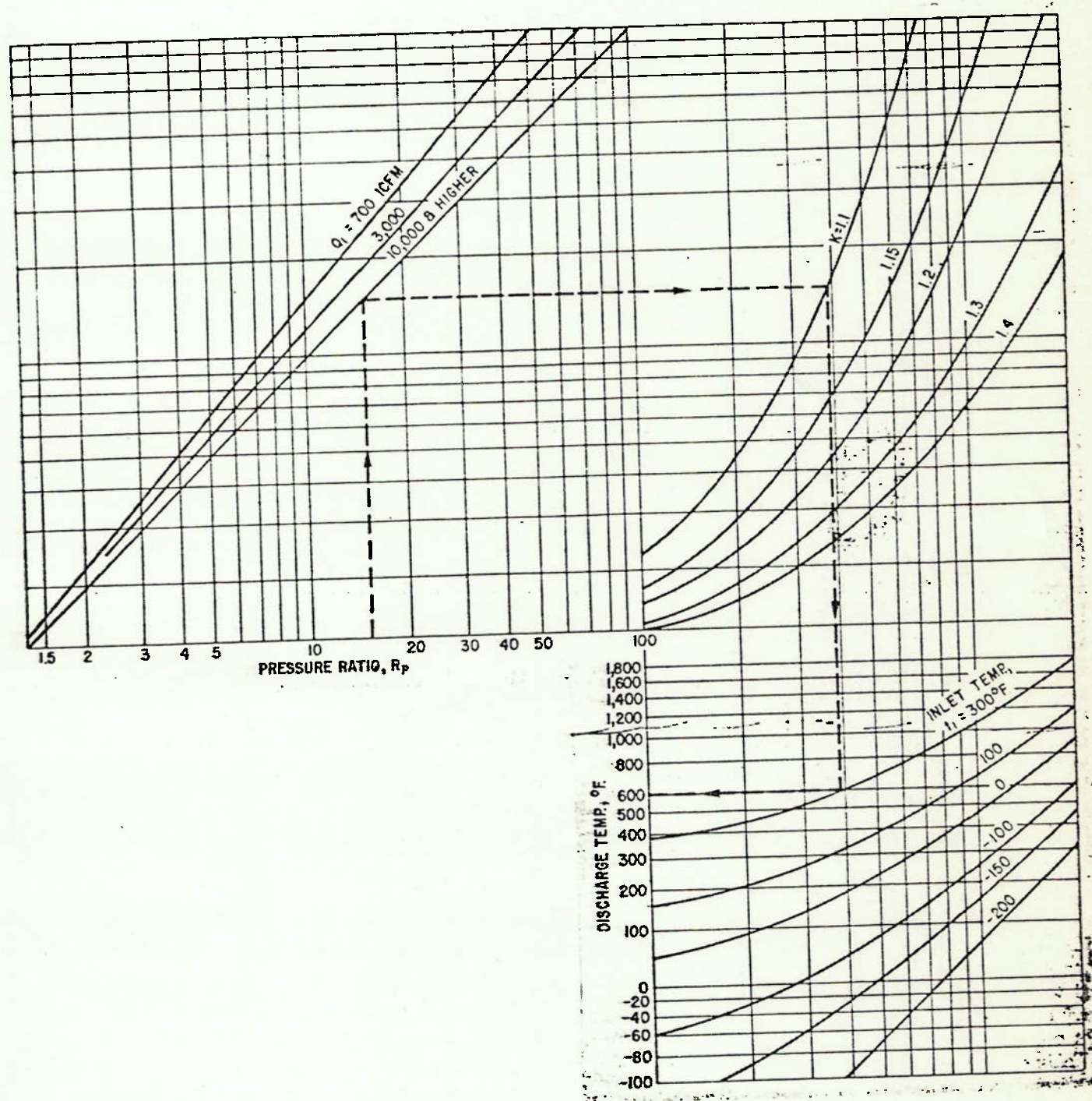


Fig. 2.9 - A temperatura de descarga pode ser encontrada deste gráfico.

EXEMPLO DE CÁLCULO DE UM TURBOCOMPRESSOR RADIAL DE UM ESTÁGIO:

Os dados do projeto são os seguintes: vazão em volume na entrada - $Q_e = 6000 \text{ m}^3$; pressão de entrada - $p_E = 1 \text{ bar}$; temperatura de entrada - $t_E = 15^\circ \text{ C}$; rotação do rotor = 1500 rpm ; pressão de saída - $p_F = 1,6 \text{ bar}$.

1) Cálculos preliminares:

Para o ar a 15° C temos $h_e = 15,07 \text{ KJ/Kg}$

Supondo-se a compressão isentrópica,

$$T_{Fs} = T_E \left(\frac{P_F}{P_E} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

Para o ar $K = 1,4$

$$T_{3s} = 288,15 \left(1,6 \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{3s} = 329,56 \text{ K} = 56,41^\circ \text{ C}$$

Das tabelas de propriedades termodinâmicas do ar

$$h_{3s} = 56,68 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{Portanto } w_s = h_{3s} - h_e = 56,68 - 15,07 = 41,61 \text{ KJ/Kg.}$$

OBS.: $h_{3s} - h_e$ equivale à variação da entalpia de estagnação, pois, na prática a velocidade do ar na entrada do rotor é quase igual à velocidade na saída do difusor.

Tendo o valor de w_s podemos calcular,

$$G = 0,03513 \times 1500 \times 1,67 \left(41,61 \times 10^3 \right) = 0,2334$$

Da Fig. 2,3, buscando um bom rendimento térmico tiramos - os valores:

$$B_2 = 50^\circ$$

$$\psi = 1,09$$

$$\varphi = 0,0625$$

$$d_1/d_2 = 0,513$$

lembrando que o gráfico

determina $\beta_1 = 30^\circ$ e

$$e_2 = 0,875$$

A velocidade tangencial na saída do rotor é:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 w_s \cdot 10^3}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 \times 41,61 \times 10^3}{1,09}} = 276,3 \text{ m/s}$$

$$d_2 = u_2 / \pi n = \frac{276,3 \times 60}{3,14 \times 1500} = 0,3518 \text{ m/s}$$

$$d_1 = (d_1/d_2) d_2 = 0,1805 \text{ m}$$

Da Fig. 2.4, com $(\beta_1 + \beta_2)/2 = 40^\circ$ e $d_2/d_1 = 1,949$ para $t/L = 0,35$ tiramos $z = 17$ aletas.

2) Cálculo das velocidades:

$$u_1 = \frac{d_1}{d_2} u_2 = 141,7 \text{ m/s}$$

$$c_{1m} = c_{1u} = u_1 \operatorname{tg} \beta_1 = 141,7 \times 0,5774 = 81,82 \text{ m/s}$$

$$w_1 = u_1 \cdot v_f = 163,6 \text{ m/s}$$

$$c_{1m} = c_{2m} = v_{2u} = u_2 \cotg \beta_2 = 207,6 \text{ m/s}$$

(sem escorregamento)

Sendo $z(1 - d_1/d_2) = 8,279$, da fig. 1.9 tiramos $e_z = 0,872$

$$c_{2u} = e_z c_{2m} = 181,0 \text{ m/s}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2} = 198,6 \text{ m/s}$$

3) Trabalho interno:

$$w_1 = u_2 \times c_{2u} = 276,3 \times 181 = 50,01 \text{ KJ/Kg}$$

As perdas, portanto, serão: $W = W_1 - W_s = 8,4 \text{ KJ/Kg}$

4) Estado Termodinâmico:

$$p_E = p_{Est} = 1 \text{ bar}; T_E = T_{Est} = 288,15^\circ \text{K}$$

$$v_E = v_{Est} = \frac{286,9 \times 288,15}{10^5} = 0,8267 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Se desprezarmos as perdas entre O e E teremos os mesmos - valores para p_O , T_O e v_{Oest} :

Adotando $C_c = 0,9 = 0,9 \times 81,82 = 73,64$ m/s, vem:

$$v_O = \frac{v_{Oest}}{(1 - M_O^2 \frac{K-1}{2})^{\frac{1}{K-1}}} = \frac{0,8267}{(1 - (\frac{73,64}{20 \cdot 288,15})^2 \frac{0,4}{2})^{1/0,4}} =$$

$$0,8465 \text{ m}^3/\text{Kg}.$$

$$p_O = p_{Oest} \left(\frac{v_{Oest}}{v_O} \right) = 0,9774 \text{ bar}$$

$$T_O = \frac{p_O \times v_O}{R} = 285 \text{ }^\circ\text{K}$$

Para se calcular o estado na entrada e na saída das pás vamos considerar as perdas como segue:

$$Y_{O1} = f_1 \frac{C_1^2}{2} \quad (\text{até a entrada das pás})$$

$$Y_{12} = f_2 \frac{w_1^2}{2} \quad (\text{no rotor})$$

$$Y_{23} = f_3 \frac{C_2^2 - C_3^2}{2} \quad (\text{no difusor})$$

Os coeficientes "f" recomendados são:

$$f_1 = 0,1 \text{ a } 0,15$$

$$f_2 = 0,2 \text{ a } 0,25$$

$$f_3 = 0,35$$

Ficamos com:

$$Y_{O1} = 0,135 \times \frac{81,82^2}{2} = 451,9 \text{ J/Kg}$$

$$Y_{12} = 0,25 \times 136,6^2 / 2 = 3346 \text{ J/Kg}$$

$$Y_{23} = 0,25 \frac{198,6^2 - (198,6/4)^2}{2} = 4632 \text{ J/Kg}$$

Logo o trabalho irreversível será:

$$w_i = w_s - \text{perdas} = 50029 \text{ J/Kg}$$

Para o ponto 1 temos:

$$P_{1est} = P_0 \left(1 + \frac{c_p^2 + 2 x_{cl}}{2 c_p T_0} \right)^{K/K-1} = 1,005 \text{ bar}$$

$$T_{1est} = T_{0est} = 288,15 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$P_1 = P_{1est} \left(1 - \frac{c_p^2}{2 c_p T_{1est}} \right)^{K/K-1} = 0,9649 \text{ bar}$$

$$T_1 = T_{1est} \left(\frac{P_1}{P_{1est}} \right)^{K/K-1} = 284,8^\circ \text{ K}$$

Para o ponto 2 temos:

$$h_{2est} = h_{Est} + W_i = T_{2est} = T_{Est} + \frac{W_i}{c_p}$$

$$\text{Logo } T_{2est} = 337,9^\circ \text{ K}$$

$$P_{2est} = \frac{P_{fest}}{\left(1 - x_{23} / c_p T_{2est} \right)^{K/K-1}} = 1,679 \text{ bar}$$

$$T_2 = T_{2est} - \frac{V_2^2}{2 c_p} = 318,3^\circ \text{ K}$$

$$P_2 = P_{2est} \left(T_2 / T_{2est} \right)^{K/K-1} = 1,362 \text{ bar}$$

4) - RENDIMENTO VOLUMÉTRICO:

Dependerá do tipo de labirinto adotado. Escolhendo o tipo (a) da FIG. 1.10, com coeficiente de fluxo $\zeta = 1,29$ e $z = 4$ elementos no perfil, achamos:

$$\text{com } P_2/P_1 = 1,412$$

da fig. 1.10 :

$$\frac{g_i}{\zeta A} \frac{T_{2est}}{P_2} = 0,204$$

A área transversal do interstício será

$$A = \pi d_{\sigma} \delta_i \quad d_{\sigma} - \text{diâmetro médio da coroa intersticial}$$

— comprimento radial do interstício.

Fazendo $\delta_i = 0,2 \text{ mm.}$

$$d_{\sigma} = \sqrt{\frac{4Q_{\sigma}}{v_{\sigma}} + d_e^2}$$

$$\text{Sendo } G = \frac{Q_E}{v_E} = \frac{1,666}{0,8267} = 2,016 \text{ Kg/s}$$

Teremos $Q_{\sigma} = G \cdot v_{\sigma} = 2,016 \times 0,8465 = 1,707 \text{ m}^3/\text{s}$
onde g , volume específico, pode ser calculado considerando ar como gás perfeito.

E assim

$d_{\sigma} = 0,1737 \text{ m}$ para um diâmetro de eixo $d_e = 0,0259 \text{ m}$ calculado pela Resistência.

$$A = 1,091 \text{ cm}^2$$

$$g_i = 0,02169 \text{ Kg/s}$$

Finalmente o rendimento volumétrico será:

$$\eta_v = \frac{G}{G + g_i} = 0,9894$$

5) CÁLCULOS FINAIS:

A largura na entrada das alhetas será:

$$b_1 = \frac{G v_1}{d_1 v_{1m}} = \frac{\frac{2,016 \times 0,8468}{0,9894}}{3,1416 \times 0,1805 \times 81,82} = 0,03719 \text{ m}$$

A largura à saída do rotor será:

$$b_2 = \frac{G v_2}{\pi D_2 v_{2m}} = \frac{2,016 \times 0,6705}{3,1416 \times 0,3518 \times 81,82} = 0,01495 \text{ m} = 14,95 \text{ mm}$$

O rendimento interno fica:

$$\eta_s = \frac{W_s}{w_{il}} = \frac{41,61}{50,03} = 0,832$$

Considerando um rendimento mecânico de 98%, o rendimento total será: -

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_s - \eta_v \cdot \eta_m = 0,8317 \times 0,9894 \times 0,98 = 81\%.$$

Se construirmos as pás como um arco de circunferência seu raio será

$$r = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos - r_1 \cos)} = \frac{(0,3518/2)^2 - (0,1805/2)^2}{2(0,3518 \times 0,643 - 0,1805 \times 0,866)}$$

$$r = 0,3265 \text{ m.}$$

CAPÍTULO III - ANÁLISE DA PERFORMANCE REAL DO COMPRESSOR.

- Eficiência:

Supondo que a entrada dos gases no rotor seja feita apenas na direção axial, temos a seguinte expressão para a energia por unidade de peso H :

$$H = \frac{1}{g} c_{u2} u_2$$

Levando em conta que c_{u2} e u_2 são função da vazão Q e do ângulo de saída, conforme já visto, podemos construir o gráfico teórico $H(Q)$. Assim, qualitativamente:

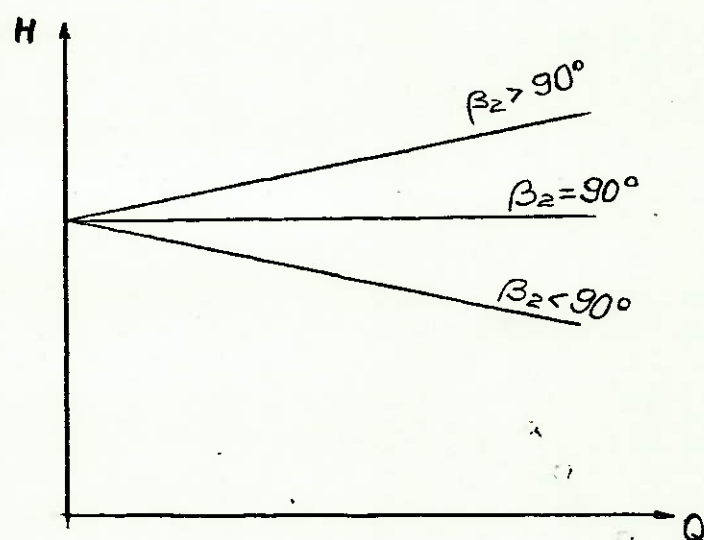


FIG. 3.1- Performance teórica de um impelidor.

O valor do "head" dessas curvas, diminuído da parcela correspondente ao escorregamento, representa a energia por unidade de peso que o impelidor cede ao fluido. No entanto, apenas uma parte dessa energia é utilizada na compressão. Temos que considerar as perdas por atrito, que variam com o quadrado da velocidade do fluido, ou seja, da vazão. Também as perdas por choque na entrada e saída do impelidor representam irreversibilidades e apresentam um ponto de mínimo para uma dada vazão. Teremos, ao subtrairmos essas perdas, os gráficos abaixo:

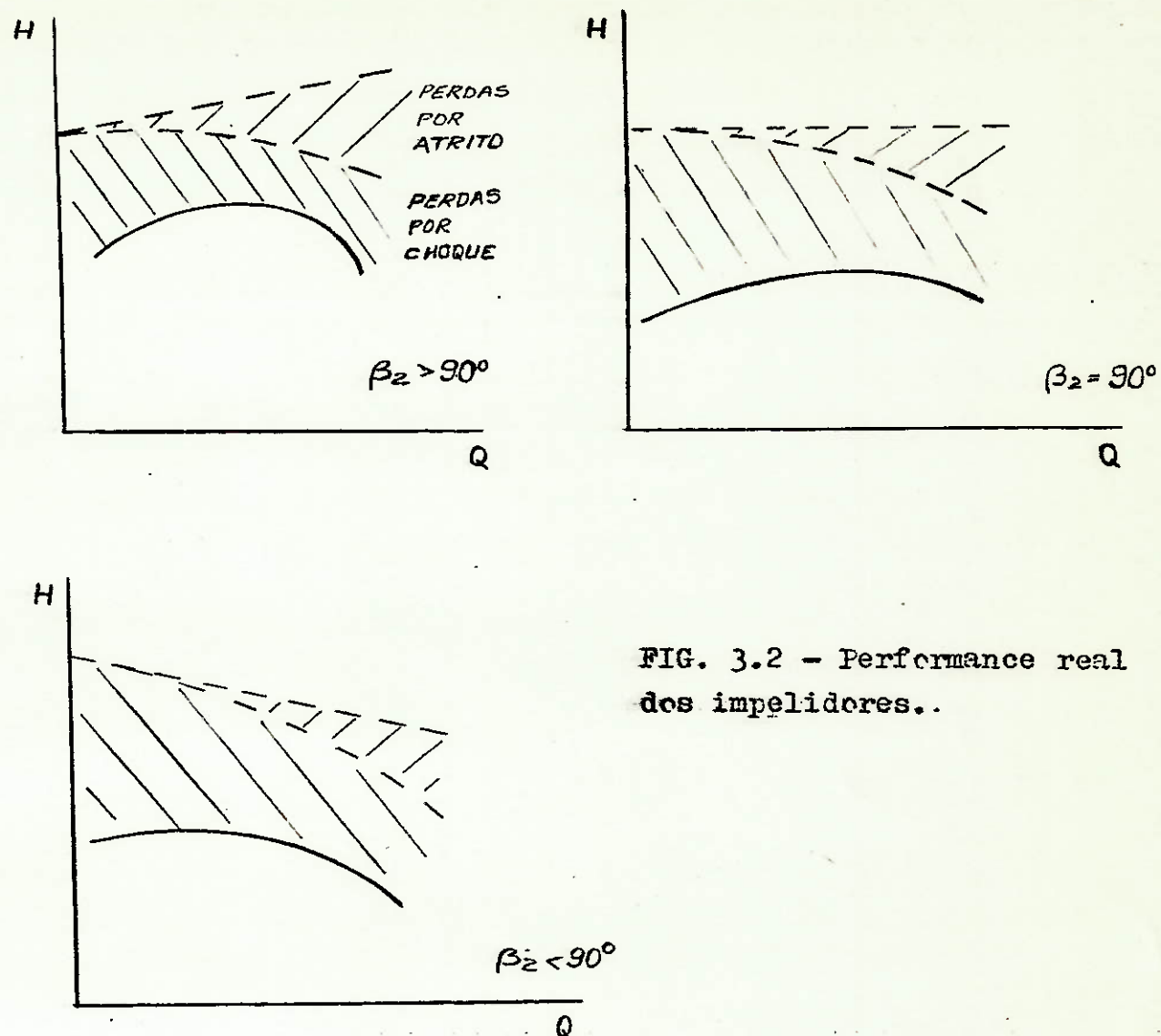


FIG. 3.2 - Performance real dos impelidores..

Nos gráficos acima notamos dois pontos importantes:

- 1- Q_{proj} - é o ponto de máxima eficiência, ou seja, onde as perdas são mínimas (ponto de projeto).
- 2- Q_{min} + é a vazão para a qual a energia é máxima. Abaixo desse valor aparece um fenômeno de instabilidade chamado bombeamento - (surge), que será explicado mais adiante.

- Eficiência Mecânica:

O acionador do compressor deve ter potência suficiente para vencer as perdas por atrito nos mancais e sistema de selagem, além de prover a energia necessária à compressão. Existem, ainda, perdas associadas à rotação dos impelidores em um meio viscoso. Para relacionar essas perdas define-se a eficiência mecânica como sendo:

$$\eta_m = \frac{N}{N_e}$$

N = potência realmente empregada na compressão

N_e = potência necessária no eixo (brake horsepower)

SCHEEL estimou as perdas por atrito como:

$$N_{at} = N^{0,4}$$

$$N_e = N + N^{0,4} \quad (3.1)$$

- Influência das condições de serviço - Variação do gás e suas propriedades:

A curva mais universal da performance do compressor centrífugo é o gráfico vazão versus energia por unidade de massa e versus rendimento, conforme ilustrado na fig. 3.3.

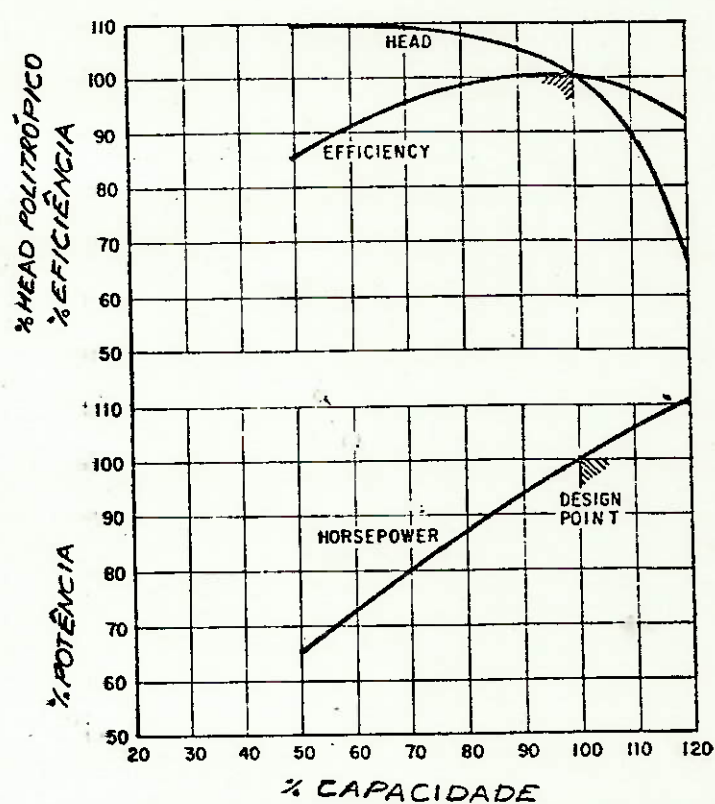


FIG.3.3- Curva típica de um compressor centrífugo para velocidade constante.

Uma vez fixadas a rotação e a vazão em volume, a eficiência politrópica e a energia por unidade de massa fornecidas por estágio, para um compressor centrífugo, são constantes qualquer que seja o gás e as condições de entrada. Para demonstrar o que foi dito consideramos a equação seguinte:

$$Q_1 = Gv_1 = \frac{G}{\rho_1} = \frac{G Z_1 \bar{R} T_1}{P_1}$$

onde: - Z é o fator de compressibilidade do gás;

ρ é a massa específica do gás;

\bar{R} é a constante universal dos gases perfeitos.

Observamos que as condições de projeto do gás na entrada podem ser mudadas sem alterarmos a vazão volumétrica, e, portanto, a eficiência e a energia por unidade de massa fornecida pelo compressor. Agora, podemos tirar algumas conclusões observando essas relações.

A equação que nos fornece a energia cedida ao fluido por unidade de massa em uma compressão politrópica é:

$$H_p = R T_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

-Variação do peso molecular:

Como $R = \frac{\bar{R}}{M}$, a variação de M significa um aumento ou diminuição de R .

Se considerarmos a diminuição de R , como H_p é fixa, obteremos um aumento da relação de compressão e, como consequência, da temperatura de saída.

Sendo a massa específica, função da pressão e temperatura, esta também variará, conforme a lei dos gases perfeitos:

$$\rho = \frac{M P}{R T}$$

E como

$$N = G \frac{H_p}{\eta_p}$$

A potência de compressão também será proporcional ao peso molecular.

Influência do fator de compressibilidade:

Na equação que fornece a energia específica, para obtenção de valores mais exatos, podemos empregar um fator de compressibilidade médio;

$$H_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} R T_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.2)$$

A vazão em massa fica:

$$G = \frac{M P}{Z R T} Q \quad (3.3)$$

- Influência da umidade:

A presença de vapores condensáveis ocasiona variações na densidade do gás que, conforme vimos, influencia a relação de compressão e a potência requerida.

No caso de compressores de alta pressão, com resfriadores entre os estágios, o condensado deve ser removido para não causar danos ao compressor. As consequências indesejáveis são a corrosão, a queda de rendimento e de relação de compressão.

- Limites de estabilidade:

Há limites de estabilidade no campo de funcionamento dos compressores. O limite inferior deve-se ao fenômeno do bombeamento, que ocorre normalmente com 50% da capacidade do projeto, em volume, medida na entrada. Para explicação desse fenômeno vamos considerar um compressor de único estágio, tendo uma válvula de controle à saída. Estrangulando a válvula, a resistência do sistema e a energia necessária para vencer essa resistência aumentam. À medida que se estrangula a válvula, com o aumento da perda de carga, diminui a vazão através do compressor.

Isso acontece até atingir-se o ponto de máximo "head". Para valores de vazão menor que este, o limite de bombeamento, o salto entálpico fornecido pelo compressor começa a diminuir, tornando a pressão de descarga menor que a contrapressão do sistema, causando uma inversão de fluxo através do T.C. Há um consequente alívio da pressão do sistema, possibilitando à unidade tornar a trabalhar.

acima do limite de funcionamento. Se as condições do sistema - não se alterarem haverá uma repetição do fenômeno, sendo essa - ação cíclica o que se chama propriamente de "surge" ou bombeamento. Determina-se, assim, uma vazão mínima para cada compressor.

As consequências da operação com o bombeamento são danosas: vibrações, que causam empenamento do rotor, destruição da selagem, tubulações, impelidor e, também, superaquecimento do gás.

O limite superior de funcionamento do T C ocorre para número de Mach do gás igual a 1, o que geralmente acontece na entrada do impelidor do primeiro estágio. Há formação de ondas de choque e o efeito de blocagem, com uma rápida queda da relação de compressão para aumentos desprezíveis de vazão, consequência das perdas decorrentes dos choques. Esse fenômeno é conhecido como "stonewall".

Curva característica para velocidade variável:

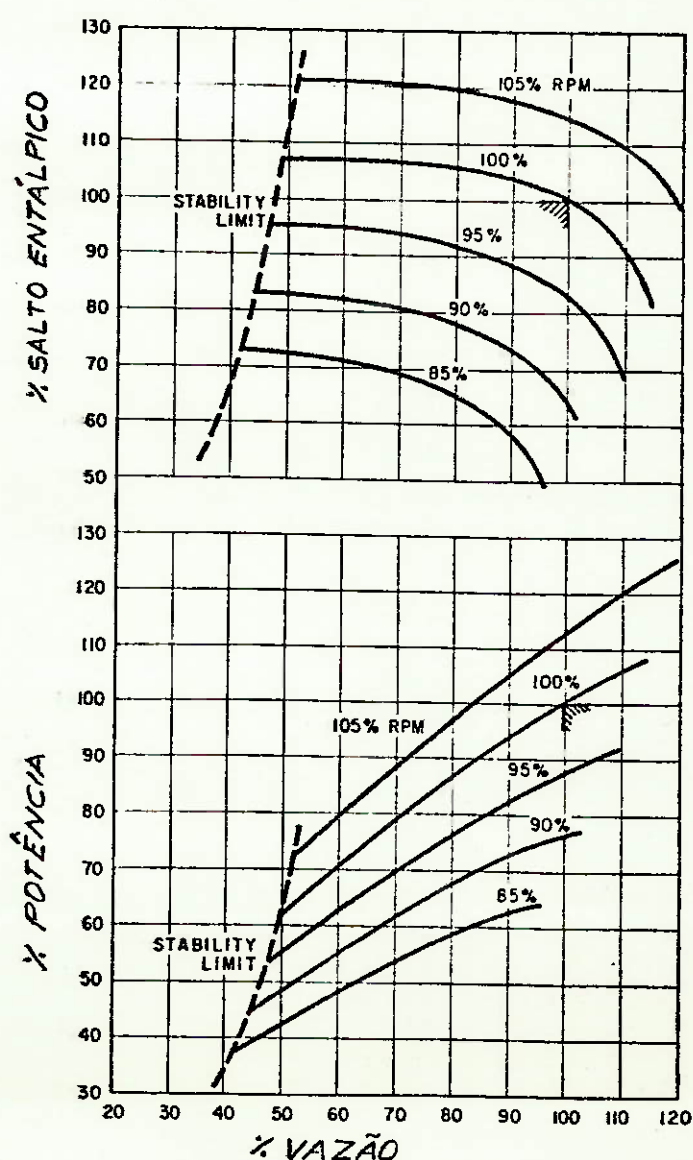


FIG.3.4- Curvas típicas de performance do compressor centrífugo para velocidade variável.

Como observamos na fig. 3.4, com velocidade variável, o compressor pode fornecer diferentes relações de compressão para uma mesma capacidade, ou mantida a capacidade, variar a relação de compressão, ou, ainda, uma variação simultânea das duas grandezas.

A performance do compressor centrífugo, para velocidades diferentes da condição de projeto, segue a Lei da Semelhança: a capacidade varia diretamente com a velocidade, o salto entálpico por unidade de massa com o quadrado da velocidade e a potência requerida com o cubo da velocidade. À medida que a rotação do compressor afasta-se do ponto de projeto aumenta o erro dos valores achados através dessas relações.

Pela variação da velocidade o compressor centrífugo alcança todas as condições de carga e pressão requeridas pelo processo, dentro dos limites operacionais do equipamento e do sistema.

Controle do compressor: -

Na maioria dos casos da aplicação de turbocompressores é necessária alguma forma de regulação, de maneira a manter a vazão e a pressão dentro dos limites requeridos pelo sistema. Essa regulação pode ser obtida pela variação da velocidade, no caso de compressores acionados por turbina. Para acionamento com velocidade constante pode ser utilizada acoplamento hidráulico, instalada na entrada ou na saída do compressor uma válvula de estrangulamento, ser alterado o ângulo das pás fixas de pré-rotação, citando-se os sistemas de regulação mais comuns.

Temos, ainda, em vários casos, a necessidade de sistema de controle para evitar o fenômeno do bombeamento.

Um estudo mais detalhado sobre o controle será feito mais adiante.

CAPITULO IVCRITÉRIOS PARA SELEÇÃO DE COMPRESSORES

Para a especificação de compressores centrífugos é importante conhecer-se as propriedades do gás a comprimir, a relação de compressão e a quantidade de gás a ser comprimida, pois a performance, o projeto mecânico, materiais empregados, tipo de selagem e de controle dependem destes dados. Temos, ainda, que determinar o tipo de acionamento e características principais.

É importante termos em mente que a partir destes valores iniciais serão escolhidos o ponto ótimo do projeto, o ponto máximo de funcionamento, o rendimento para atender às condições de serviço, flexibilidade de operação para atender futuras condições de acréscimo ou redução de carga.

FLUIDO A SER COMPRIMIDO:

De acordo com o exposto acima, após cuidadoso estudo, devem ser estabelecidas a pressão de entrada do gás, temperatura de entrada, capacidade na entrada, peso molecular, razão dos calores específicos e razão de compressão.

Também, sempre que possível, deve-se evitar que o gás contenha líquidos, componentes abrasivos e partículas que possam se depositar ou polimerizar nos componentes internos do compressor. Recomenda-se, portanto, uma limpeza do gás antes de chegar ao equipamento. No caso de não ser possível a eliminação completa desses componentes alguns cuidados de projeto devem ser tomados.

Se houver presença de pós abrasivos, deve-se escolher metais de boa dureza e resistência mecânica para os impelidores. Pode-se pensar mesmo na realização de tratamentos superficiais na peça. Para o caso de ar comprimido, com sucção da atmosfera, deve-se instalar filtros apropriados, cuidadosamente escolhidos, se o ar disponível for muito sujo. Há casos de instalações sofisticadas, como uma indústria de Cubatão, que dispõe de uma sala especial - permanentemente limpa, no centro da qual o ar é filtrado e enviado ao compressor.

Os depósitos podem causar desbalanceamento do rotor e restrição ao fluxo de gás. A utilização de rotores de pás radiais é recomendável sob esse aspecto, pois, a própria força centrífuga, de mesma direção e sentido que o fluxo, realiza a remoção das partículas. Já as pás inclinadas para trás não são tão recomendadas nessas condições, pois, a força centrífuga joga as partículas contra o lado interno das palhetas. Em alguns casos os depósitos nas pás e passagem pela carcaça são removidos com água tratada ou solvente. Esse processo requer muito cuidado e uma inspeção interna frequente da unidade.

Conforme a natureza dos contaminantes do ar, as condições de umidade e temperatura, favoráveis à corrosão, os rotores e partes rotativas em geral, requerem materiais como aço inox, bronze ou monel. Os componentes estacionários são sujeitos a menores esforços, podendo suportar maior grau de corrosão, e geralmente são feitos de aço carbono ou ferro fundido. No entanto, deve-se tomar cuidado com componentes corrosivos à temperaturas abaixo do ponto de orvalho. Deve-se tomar cuidado com a detecção de certos componentes nocivos ao cobre, alumínio e chumbo. Uma característica desse tipo de corrosão é a coloração esverdeada dos depósitos.

A presença de líquidos num fluxo de gás já saturado vai aumentar consideravelmente a potência de acionamento requerida, podendo ocasionar danos sérios aos componentes rotativos e mancais, e pitting e erosão nos rotores devido ao choque constante dasotas de líquido. Com a evaporação da umidade há grande probabilidade dos resíduos se depositarem. Não havendo separadores de umidade deve-se instalar purgadores na entrada do compressor e entre os estágios.

TAXA DE COMPRESSÃO E VOLUME COMPRIMIDO.

O compressor centrífugo deve descarregar o gás a uma pressão no mínimo igual à máxima pressão do sistema. Devemos lembrar que se a contrapressão for maior que a pressão de descarga do compressor, não havendo válvula de retenção, o gás do sistema retornará pelo compressor. Alguns comentários serão úteis na análise dos desvios da condição de projeto:

- somente um ponto de operação da curva do compressor é garantida.
- os outros pontos são apenas esperados, mas, não garantidos.
- a forma da curva característica e o ponto de bombeamento também são esperados, mas, não garantidos.

Mas, embora os fabricantes não garantam todos os pontos de operação, pode-se assumir que a unidade irá atingir todas as condições necessárias, sem grande erro.

A curva pressão em função da vazão do sistema, é normalmente a mais difícil de ser determinada com precisão, e dentre os problemas encontrados com os T C muitos dizem respeito a pressões inadequadas, para algum ponto da curva do sistema. O problema pode ser simplificado se houver um controle da saída com pressão constante. Ainda assim é desejável que o compressor seja escolhido com uma margem de segurança na relação de compressão, prevenindo-se possíveis erros na avaliação das características do sistema e pensando-se na condição mais desfavorável.

Tomemos como exemplo, para caracterização do problema da variação das condições de vazão e pressão requeridas, as curvas a baixo.

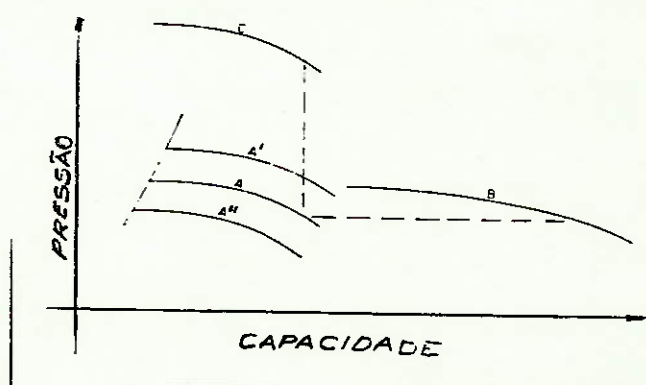


FIG. 4.1. Curvas características para três compressores de diferentes dimensões básicas.

Na fig. 4.1 a curva A representa um determinado tamanho de compressor. Se desejarmos aumentar a capacidade para uma mesma pressão de saída, a curva B atenderá as condições desejadas e se quisermos aumentar a relação de compressão para uma mesma capacidade temos o compressor C. A curva B é característica com o mesmo número de estágios que A, com rotores maiores e mais largos e menor velocidade de rotação. A curva C corresponde uma unidade com as mesmas dimensões características e velocidade de A e o dobro de número de estágios. Se pudermos aumentar a velocidade de A obteremos a curva A', para a mesma unidade e A'' re-

presenta um decréscimo de velocidade. Notamos que nessas condições ocorrem variações de pressão e velocidade, porém, numa faixa estreita.

O que se costuma fazer é projetar o compressor com menor número de estágios e próximo da velocidade máxima. Resta, assim, o recurso de variar a velocidade para um melhor ajuste da curva característica às necessidades do sistema. Com esse procedimento aumenta-se a eficiência e reduz-se o custo da unidade.

O método de variação da rotação é mostrado comparativamente na fig. 4.2 com a utilização de palhetas guias. Nesse método, varia-se o ângulo das palhetas, na entrada do compressor, ocasionando uma pré-rotação e queda de pressão, conforme as curvas D, E, F. Em alguns casos coloca-se uma turbina de reação à saída do primeiro estágio, de palhetas com ângulo regulável que, à custa de queda de pressão, fornecem energia adicional ao eixo.

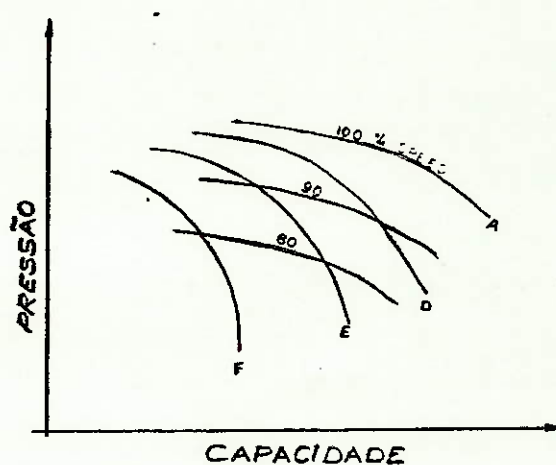


Fig. 4.2 -Curvas de performance do T C - com o uso de palhetas guias superpostas a curvas de velocidades variáveis.

Finalizando este capítulo, concluímos que um bom conhecimento do gás do processo e dos contaminantes presentes, suas quantidades e pressões requeridas pelo sistema irão ajudar substancialmente na seleção de um equipamento com a performance adequada, economia e flexibilidade. O capítulo II fornece um bom roteiro para determinação do tamanho do compressor, número de estágios, potência requerida, velocidades e condições de saída do gás

- CAPÍTULO V -

OPERAÇÃO DE COMPRESSORES EM CIRCUITO REAL

Inicialmente abordaremos alguns métodos para o controle operacional do compressor. Essa tarefa será grandemente facilitada pelas observações feitas nos capítulos anteriores.

CONTROLE DE DEMANDA TIPO PRESSÃO CONSTANTE: -

1 - Pela variação de rotação:

A fig. 5.1 mostra um sistema de controle de pressão de descarga constante, para turbocompressor acionado por turbina. O regulador atua sobre o servomotor que é ligado ao governador da turbina ou à válvula de entrada de vapor, variando a rotação e mantendo constante a pressão fornecida ao sistema.

A performance do compressor segue a Lei de Semelhança. Exemplificando, se tivermos uma velocidade $n_{proj.}$ para uma pressão de 100% e no limite de bombeamento, nessa rotação, a pressão for da ordem de 110%, a velocidade de rotação para mantermos a pressão de projeto será

$$m = n_{proj.} \frac{100}{110}$$

$$m = 0,95 n_{proj.}$$

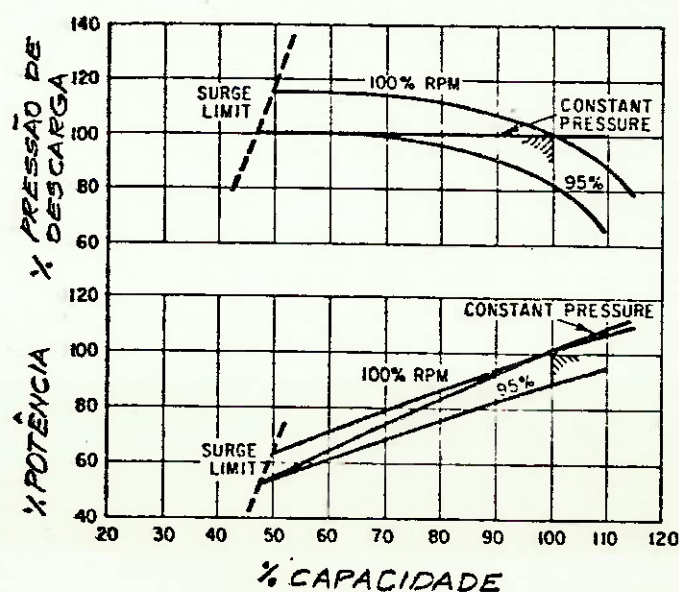


FIG. 5.1 - Sistema de controle da pressão de descarga para compressor acionado por turbina.

2 - Por estrangulamento na sucção:

Este sistema utiliza, também, um certo motor e é usado para compressores com velocidade de acionamento constante. O servo mecanismo atua sobre uma válvula tipo borboleta instalada na sucção que, acionada para vazões menores que de projeto, provoca uma perda de carga adicional, compensando a maior relação de compressão.

O estrangulamento poderia ser feito na descarga. Contudo, - ao fazê-lo na sucção, a vazão em volume na entrada do compressor fica maior, para uma mesma vazão em massa.

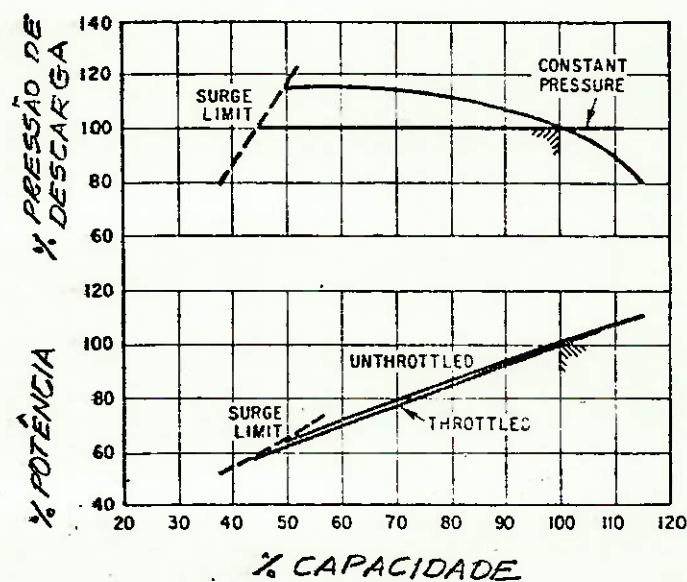


FIG. 5.2 - Controle para - pressão de descarga constante com estrangulamento na - sucção.

3 - Pela variação do ângulo das palhetas guias: -

O sistema de servo-mecanismo poderia, também, ser usado para variar o ângulo das palhetas guias na entrada do rotor, método já discutido no capítulo IV. Apresentamos o gráfico figura 5.3, que compara o desempenho para os três sistemas de controle descritos.

Observando o gráfico, notamos que o sistema mais vantajoso - é o controle por variação da velocidade. Por outro lado, o controle por estrangulamento é o que demanda mais energia. Geralmente, quanto maiores a relação de compressão e o número de estágios, mais pronunciada é a diferença entre o controle por velocidade e os outros métodos.

Para o caso de termos dois ou mais compressores iguais, ope-

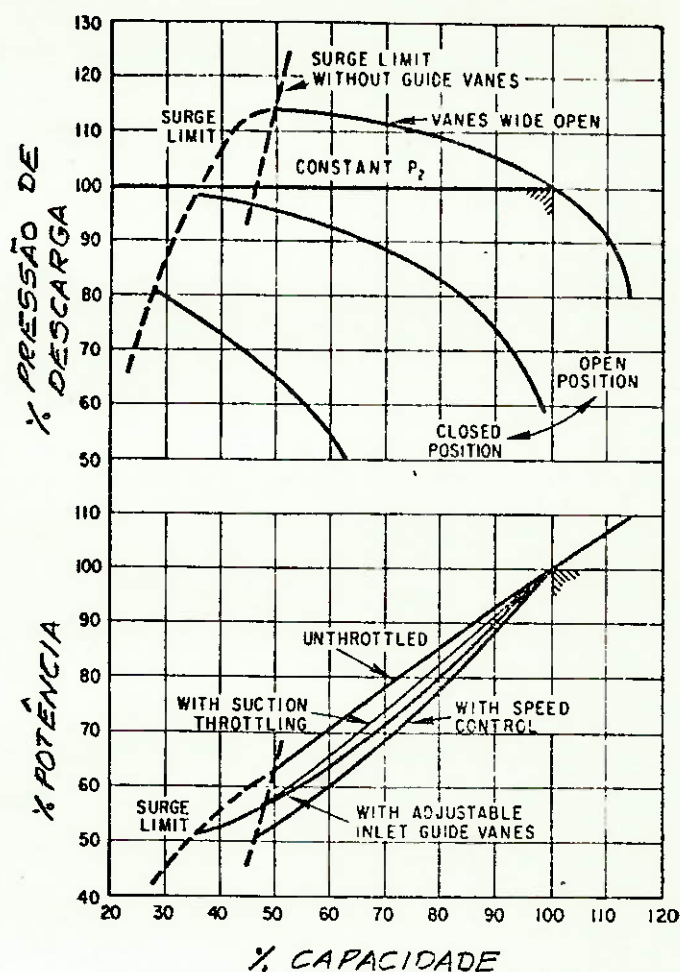


FIG. 5.2 - Curvas comparativas dos sistemas de regulação com pressão constante.

rande em paralelo, os mesmos sistemas podem ser usados. É possível, inclusive, termos um único regulador de pressão enviando sinal para os servomotores acionarem os governadores de velocidade, seu acionamento por turbina, e a válvula de estrangulamento ou as palhetas guias, para acionamento por motor elétrico. Em qualquer caso recomenda-se a instalação de válvulas de retenção para proteção contra desbalanceamentos do sistema.

Se os compressores tiverem características diferentes o sistema deve ter controladores de pressão para cada unidade de compressão.

CONTROLE DE DEMANDA TIPO VAZÃO CONSTANTE (EM MASSA)

Podemos usar os mesmos sistemas utilizados para controlar a pressão de descarga. A figura 5.4 mostra a instalação e a curva característica para o controle por variação da velocidade da turbina de acionamento. Nesse sistema a temperatura e a pressão de -

entrada variam com a demanda. O sistema de controle por variação de velocidade é o mais eficiente, pois, não introduz perdas de energia adicionais para o fluido. E, para os sistemas comuns, a curva característica do sistema é bem próxima da curva de máxima eficiência do compressor.

Note-se que ao colocar-se compressores em série o sistema de controle permanece o mesmo, com um único controle para os dois ou mais compressores, no caso da turbina de acionamento ser a mesma. Uma alternativa é ter-se o compressor de baixa com velocidade constante, fazendo-se a regulação no compressor de alta pressão, com velocidade variável.

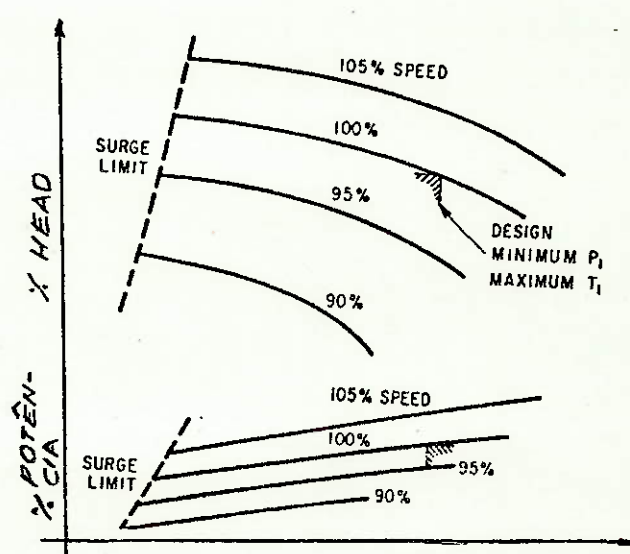


FIG. 5.4 - Sistema de controle para fluxo em massa constante para compressores acionados por turbina.

OPERAÇÃO ABAIXO DO LIMITE DE BOMBEAMENTO: -

Em certos casos, é desejável operação do compressor abaixo do limite de bombeamento. Além disso, na partida do compressor, é comum a ocorrência de surge, chegando a destruir o sistema de selagem, se a operação ocorrer com frequência.

Para operar abaixo do limite de surge é instalado um ramal de recirculação para o excesso de vazão. Dessa maneira a vazão do compressor deverá ser maior que a de bombeamento. No caso de esta comprimindo ar o excesso pode ser descarregado para a atmosfera.

A figura 5.6 mostra um sistema de controle automático de bom-

beamento, para gás. Note-se o trocador de calor que leva o gás, já comprimido, às condições de entrada do compressor. Isso garante a resposta esperada do compressor, que não ocorreria se tivéssemos uma temperatura de entrada maior que a de projeto.

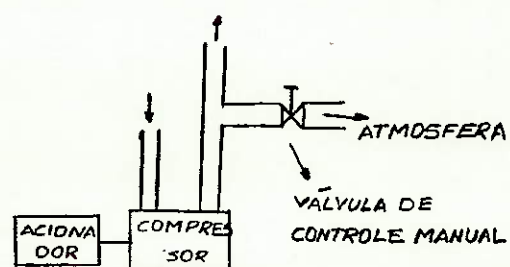


FIG.5.5 -Sistema manual de controle de bombeamento.

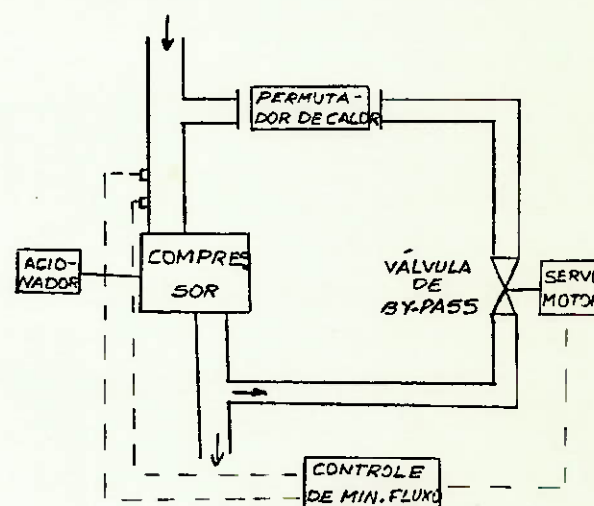
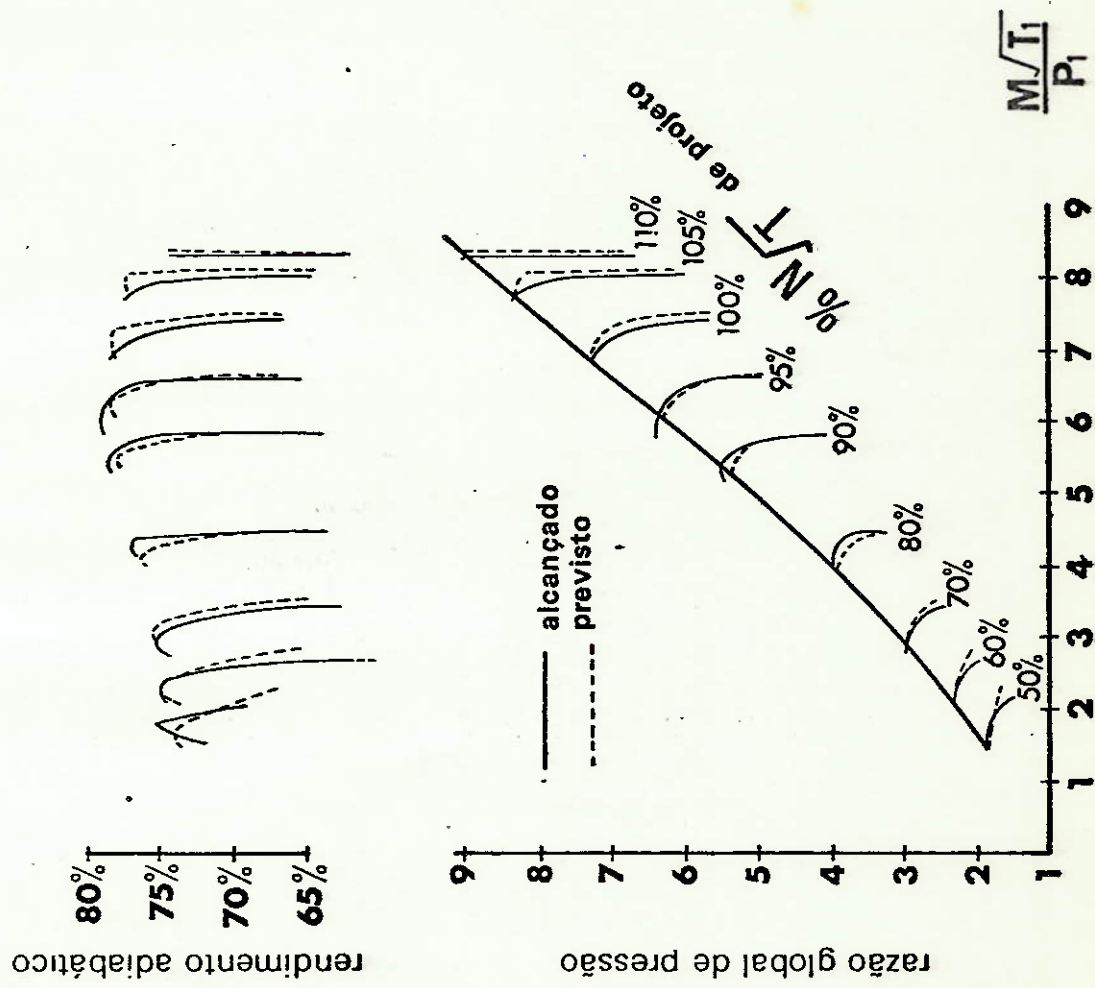


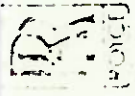
FIG. 5.6- Sistema automático de controle anti-bombeamento com by-pass de recirculação.



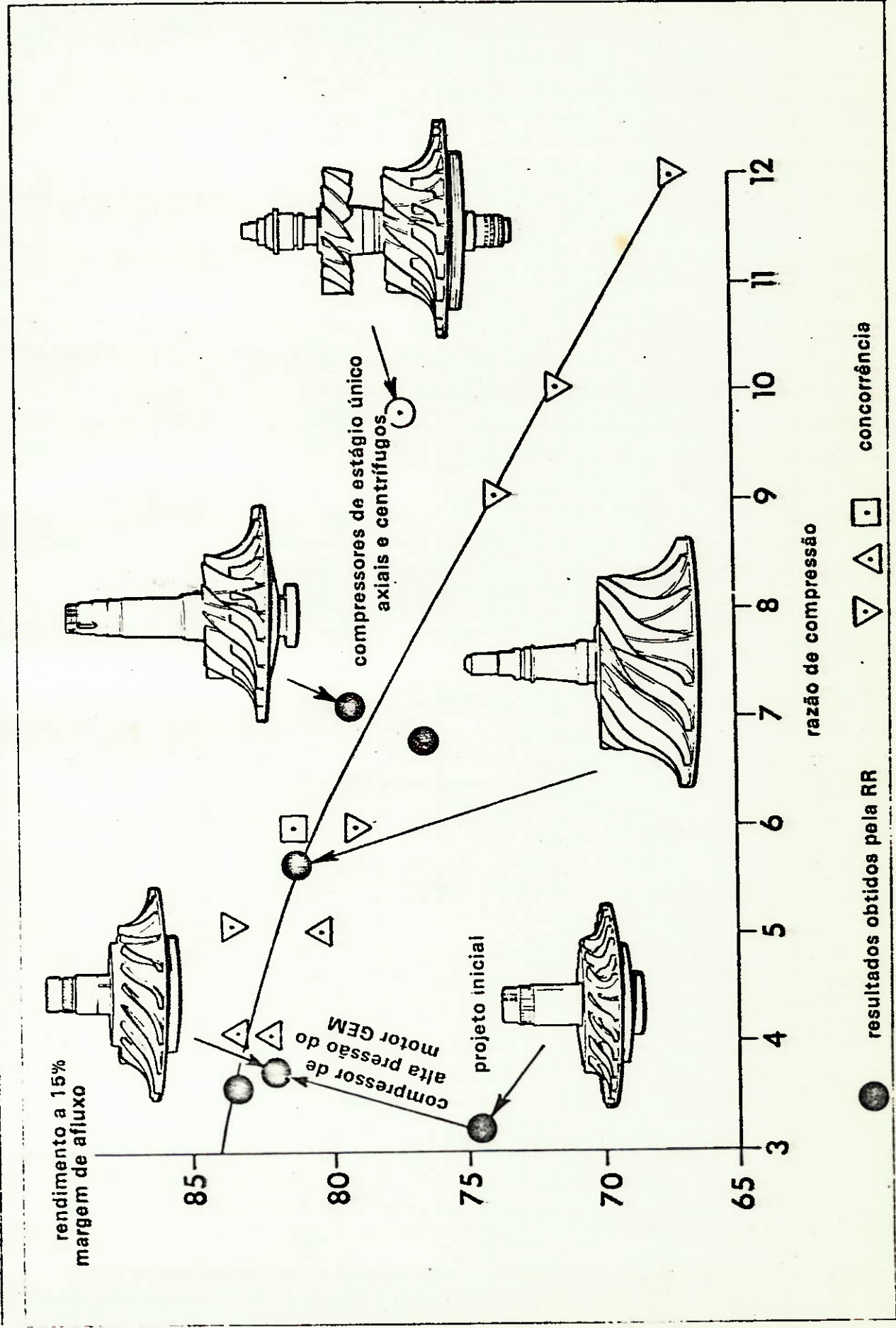
Compressor Centrifugo Projeto Ajustado por Computador



SML 16708



A Gama de Compressores Centrífugos



BIBLIOGRAFIA

FERGUSON, T. B. - The Centrifugal Compressor Stage

BUTTERWORTHS, London - 1963

MATAIX, CLAUDIO - Turbomaquinas Termicas

ED DOSSAT, Madrid - 1973

TSRDÁ, J. M. - Ventiladores e Turbocompressores

MARCOMBO - Barcelona 1966

SHAPIRO - INTRODUÇÃO à Dinâmica dos Gases

VAN WYLEN & SONTAG - Fundamentos da Termodinâmica Clássica

EDGARD BLUCHER :- S. Paulo 1976

VÁRIOS AUTORES - Compressor Handbook

GULF PUBLISHING COMPANY - Houston 1969