

Lembrando que

$$X_1 = \frac{n_1}{n} \quad e \quad n = \frac{m}{M}$$

x - fração molar

n - número de moles

temos

$$X_1 = \frac{\frac{m_1}{M_1}}{\frac{m}{M}} = \frac{m_1}{m} \frac{M}{M_1}$$

$$X_1 = q_1 \frac{M}{M_1}$$

Quando se faz a compressão de uma mistura de gases não ideais, é necessário calcular o fator de compressibilidade  $Z$  da mistura para determinadas condições de pressão e temperatura. O procedimento geralmente adotado consiste em empregar propriedades pseudo-críticas para a mistura, definidas da seguinte maneira.

$$p_c = x_1 p_{c1} + \dots + x_n p_{cn}$$

$$T_c = x_1 T_{c1} + \dots + x_n T_{cn}$$

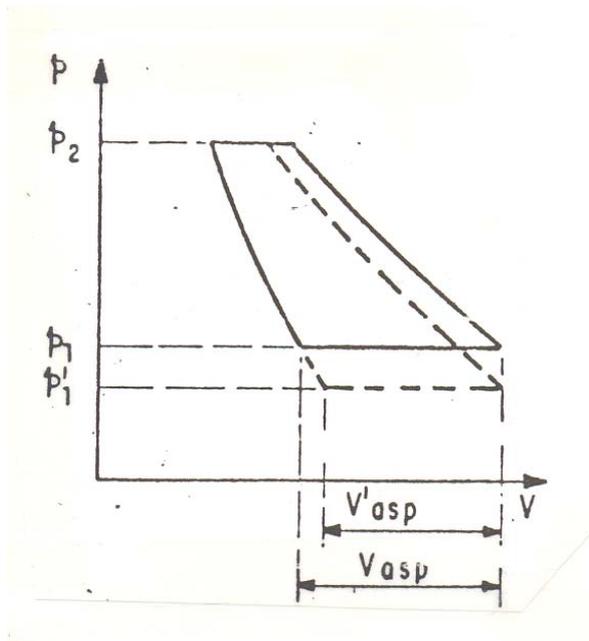
$$Z = Z\left(\frac{p}{p_c}, \frac{T}{T_c}\right)$$

(carta generalizada de compressibilidade)

## INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE SERVIÇO

### - Pressão de sucção

A fig. 5.5.3. mostra que uma diminuição na pressão de sucção causa um menor volume aspirado, e portanto uma menor vazão fornecida pelo compressor.



**FIG. 5.5.3. - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO DE SUÇÃO**

Além disso, sendo a pressão de sucção mais baixa, a densidade do gás na entrada é menor, o que concorre, além do fato atrás citado, para a diminuição da vazão em massa fornecida pelo compressor.

Da análise matemática da expressão do trabalho requerido de compressão pode ser facilmente estudada a influência da variação da pressão de sucção sobre o trabalho. Os resultados dessa análise estão mostrados na fig. 5.5.5- para um caso particular. Observe que a potência consumida é função da relação de compressão, relação de compressão e coeficiente da isoentrópica.

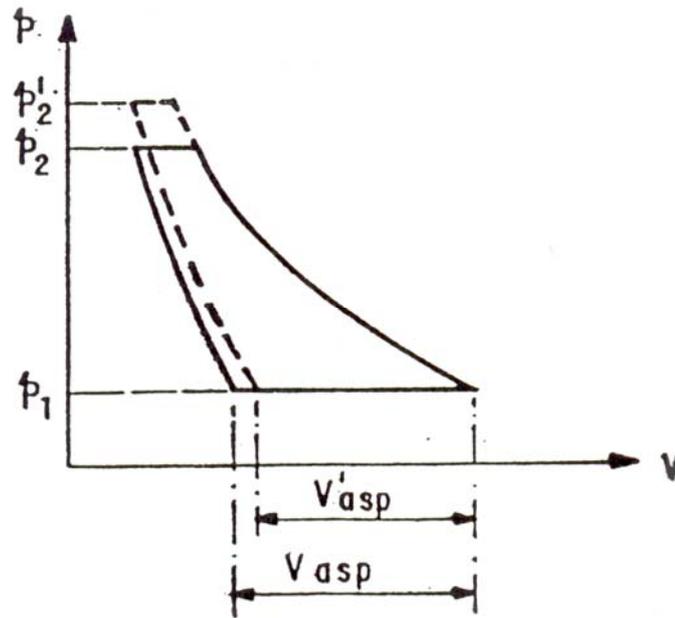
Por outro lado, o trabalho requerido por unidade de massa aumenta sempre com a diminuição da pressão, e a temperatura de descarga aumenta devido a maior relação de compressão.

**- Temperatura de sucção**

Quanto maior a temperatura de sucção, menor a massa de gás que preenche o cilindro, maior o trabalho por unidade de massa requerido e maior a temperatura de descarga.

**- Pressão de descarga**

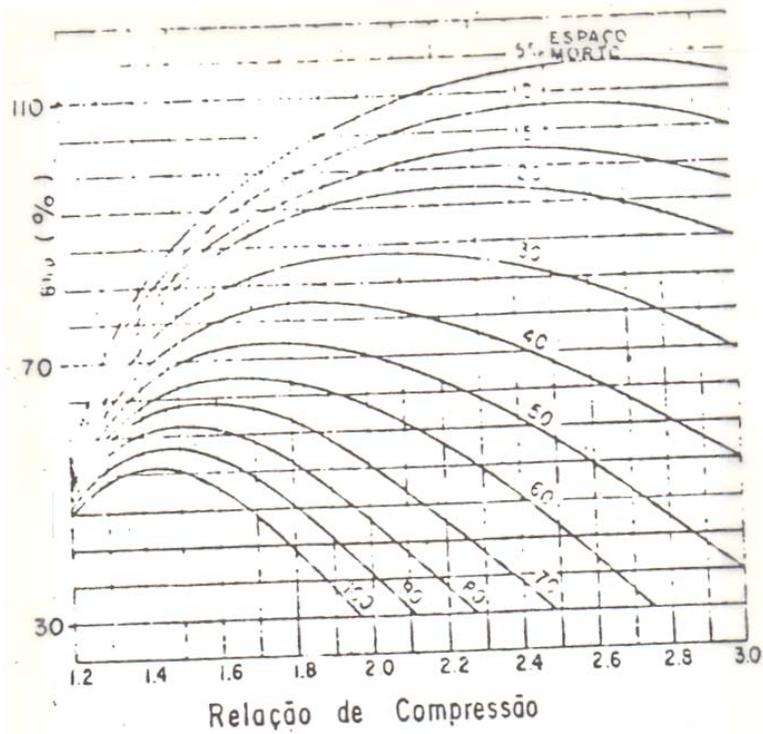
Um aumento de  $P_2$  causa os mesmos efeitos que uma diminuição de  $p_1$  (fig. 5.5.4).



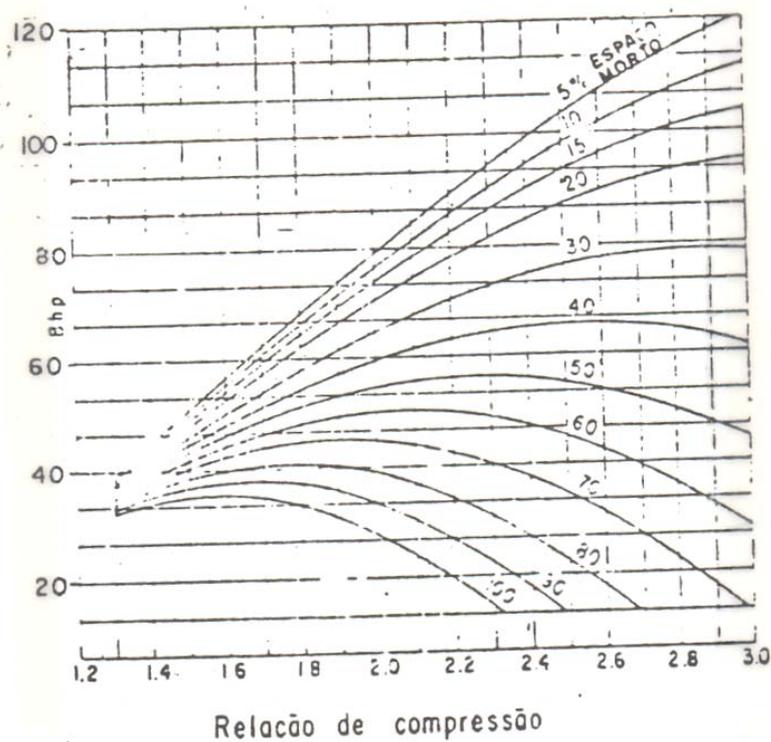
**FIG. 5.5.4 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO DE DESCARGA**

A vazão em volume sofrerá um decréscimo e a temperatura aumentará.

A fig. 5.5.5. - b mostra a influência da variação da pressão de descarga sobre a potência necessária à compressão. Observe que mesmas variações da pressão de sucção e descarga afetam de maneira diferente a potência, o que é fácil verificar pela análise da expressão desta.



a) Variação da pressão de sucção (K = 1,3)

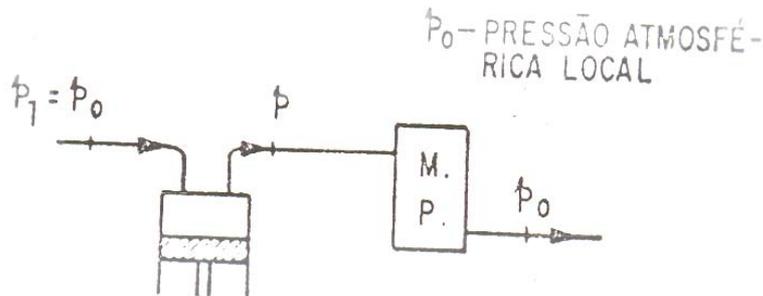


b) Variação da pressão de descarga (K = 1,3)

**FIG. 5.5.5. INFLUÊNCIA DE VARIAÇÕES DAS PRESSÕES DE SUCCÃO E DESCARGA SOBRE BHP**

**- Influência da altitude no funcionamento de compressores fornecendo ar para máquinas pneumática.**

Para que as condições de utilização das máquinas pneumáticas sejam as mesmas, é necessário que a pressão efetiva ( $p - p_o$ ) do ar comprimido, figura 5.5.6., seja constante. Em locais de maior altitude, a pressão atmosférica será menor, e a condição de pressão efetiva constante obriga o compressor a trabalhar com relação de compressão maior, como é demonstrado a seguir.



**FIG. 5.5.6 - MÁQUINA PNEUMÁTICA**

**Altitude menor**

$$\Delta p = p - p_o$$

$$r_c = \frac{p}{p_o} = \frac{p_o + \Delta p}{p_o}$$

$$rc = 1 + \frac{\Delta p}{p_o}$$

**Multiplicando e dividendo por P'o**

$$rc = \frac{p_o p_o' p_o' \Delta p}{p_o p_o'}$$

**Altitude maior**

$$\Delta p = p' - p'o$$

$$r'c = \frac{p'}{p'o} = \frac{p'o + \Delta p}{p'o}$$

$$r'c = 1 + \frac{\Delta p}{p'o}$$

## Multiplicando e dividindo por $p_o$

$$r'_c = \frac{p_o p_o' + p_o \Delta p}{p_o' p_o}$$

Como  $p'_o < p_o$ , resulta  $r'_c > r_c$

O aumento da relação de compressão causa rendimento volumétrico menor, portanto a vazão em volume fornecida será menor.

A influência da menor pressão de sucção no trabalho requerido já foi analisada neste capítulo. Com as pressões normalmente usadas para ar comprimido ( $\geq 100$  psig) observa-se uma diminuição da potência necessária à compressão.

Dois fatos devem ainda ser notados:

- Em maiores altitudes, motores de combustão interna admitem menores massas de ar pois a densidade do ar é menor, e portanto sua potência é diminuída. Motores elétricos também tem a potência disponível reduzida devido às piores condições de resfriamento pelo ventilador, causadas pela menor densidade do ar.

- As máquinas pneumáticas, em maiores altitudes, requerem maiores vazões em volume medidas à pressão atmosférica.

Portanto, um compressor, funcionando à mesma rotação, pode alimentar um maior número de máquinas pneumáticas ao nível do mar que em maiores altitudes.

## 5.6. Compressão em Estágios

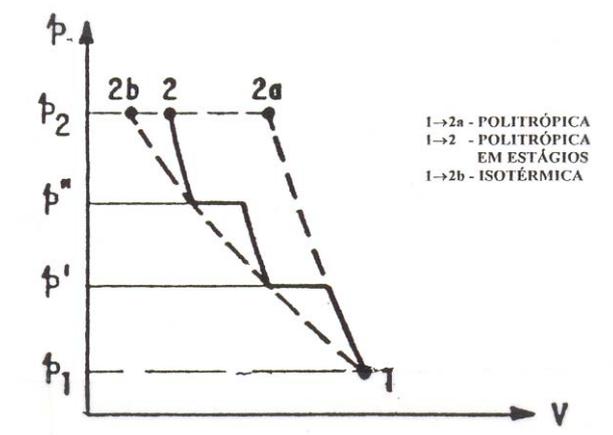


FIG. 5.6.1. - COMPRESSÃO EM ESTÁGIOS

Na compressão em estágios, o gás passa sucessivamente por cilindros que lhe conferem aumentos parciais de pressão até atingir a pressão de descarga referquerida.

O objetivo básico da compressão em estágios é aproximar a transformação de uma isotérmica para que se tenham as vantagens que esta proporciona (fig. 5.6.1).

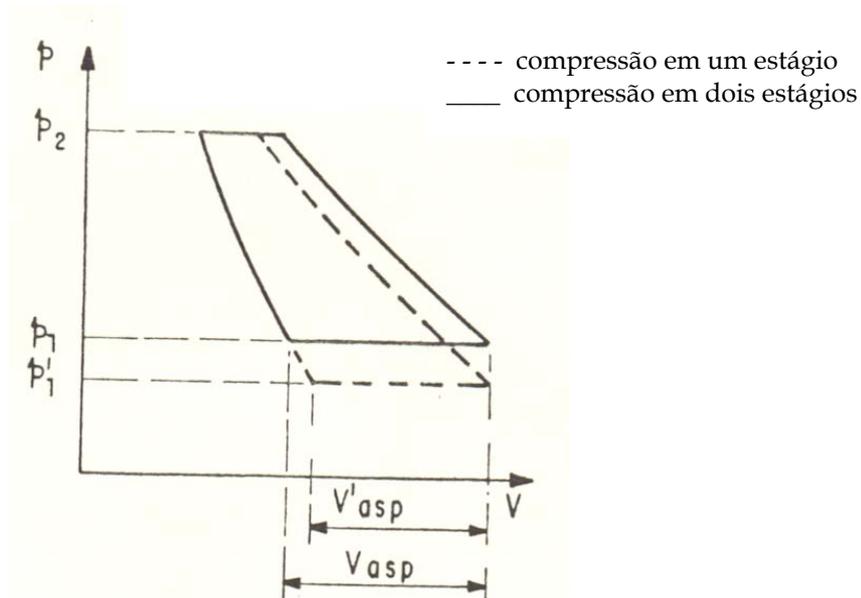
Observe que essa aproximação da isotérmica é obtida fazendo-se um resfriamento do gás entre dois estágios sucessivos até a temperatura de sucção (ou próximo dela).

Sem esse resfriamento intermediário do gás, a evolução do gás numa compressão em estágios seria absolutamente igual aquela numa compressão em um único estágio e não haveria a aproximação da isotérmica.

O resfriamento do gás é feito em trocadores de calor, denominados intercoolers, em geral do tipo casco e tubos, onde o fluido resfriador é água. Durante o resfriamento, portanto, o gás segue um processo praticamente a pressão constante, a menos da perda de carga do trocador (observar a fig. 5.6.1.).

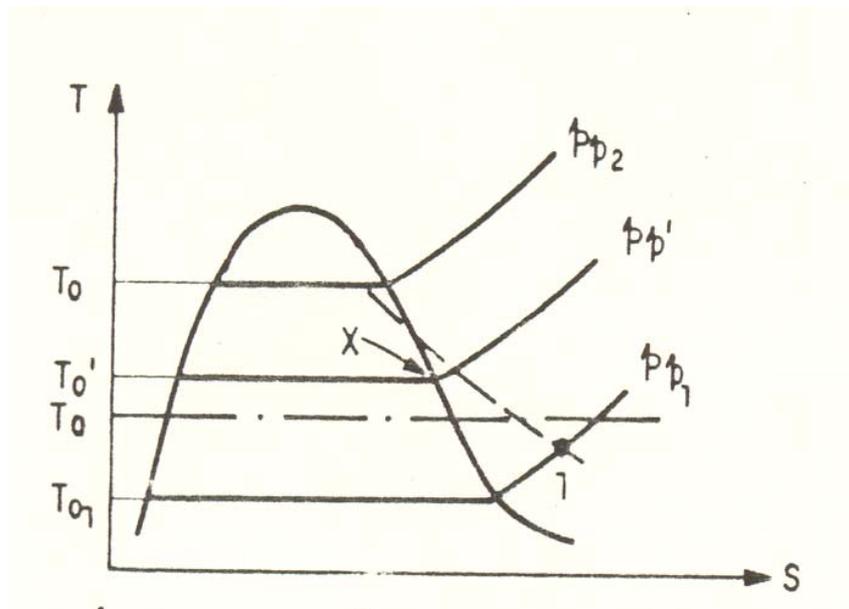
### FINALIDADE DA COMPRESSÃO EM ESTÁGIOS

- Aproximação da transformação isotérmica, com redução do trabalho requerido e da temperatura de descarga do gás (ver ítem 5.3.1.).
- Redução da carga sobre os pistões - a explicação desse fato está adiante, no ítem que estuda a influência das variações das pressões de sucção e descarga nas relações de compressão dos estágios.
- Aumento do rendimento volumétrico - como a compressão em estágios a relação de compressão em cada estágio é menor, o rendimento volumétrico resulta maior que na compressão em 1 estágio (fig. 5.6.2).



**FIG.5.6.2. - AUMENTO DO RENDIMENTO VOLUMÉTRICO PELA COMPRESSÃO EM ESTÁGIOS**

Extração do condensado em compressores de misturas de gases com vapores condensáveis (gás natural, ar).



$p_p$  - pressão parcial do componente condensável na mistura  
 $T_o$  - temperatura de orvalho do componente a dada pressão  
 $T_a$  - temperatura da água no intercooler

**FIG. 5.6.3. - EXTRAÇÃO DO CONDENSADO EM COMPRESSÃO EM ESTÁGIOS**

A medida que aumenta a pressão da mistura, maior é a pressão parcial do componente condensável na mistura, e portanto maior a temperatura de orvalho da mistura (fig. 5.6.3.).

Depois de sofrer uma componente condensável pode atingir o estado de vapor saturado (ponto x no diagrama) ou um estado próximo, de vapor levemente superaquecido.

No estado de vapor saturado, qualquer perda de calor a pressão constante ocasiona a condensação de parte do vapor.

Em uma compressão em apenas 1 estágio, essa condensação poderia ocorrer no cilindro, prejudicando as condições de compressão, de lubrificação do cilindro, causando corrosão, etc.

Na compressão em estágios, se aquele componente sai de um estágio quase como vapor saturado, e se a sua pressão parcial na mistura é tal que a temperatura de orvalho é maior que a temperatura da água de resfriamento no intercooler, esse vapor pode ser condensado, e separado no intercooler, evitando-se a sua condensação no próximo cilindro.

A maioria das misturas gasosas que sofrem processos de compressão na prática estão saturadas ou próximas à condição de saturação.

## CONDIÇÕES PARA O EMPREGO DA COMPRESSÃO EM ESTÁGIOS

A compressão em estágios é usada em geral para

$$r_c > 4$$

(para ar, quando a pressão de descarga  $p_2 > \sim 60$  psig)

Também é usada quando a temperatura de descarga para a compressão em 1 estágio resultar excessiva (para ar  $T_{max} \leq 200^\circ \text{C}$ ).

Para:

- pequenas capacidades
- serviços intermitentes

não se usam compressores em estágios, mesmo para  $r_c > 4$ , por razões de custo, pois um compressor em estágios é bem mais caro com 1 estágio para o mesmo serviço, e a economia em potência na operação não compensaria o maior investimento inicial.

## **DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE ESTÁGIOS E RELAÇÃO DE COMPRESSÃO PARA CADA ESTÁGIO**

SCHEEL dá as seguintes indicações para o número de estágios de um compressor alternativo.

		<b>NÚMERO DE ESTÁGIOS</b>
	$r_c \leq 6$	1
6	$< r_c \leq 20$	2
20	$< r_c \leq 60$	3
60	$< r_c \leq 180$	4
180	$< r_c \leq 540$	5

Pode ser mostrado teoricamente (REMI, pag. 41) que, supondo a temperatura na entrada de cada estágio igual à temperatura de sucção do compressor, para que o trabalho requerido na compressão seja mínimo, deve-se ter:

$$r'_c = \sqrt[j]{r_c}$$

$r'_c$  - relação de compressão em cada estágio

$j$  - número de estágio

Se a relação de compressão for a mesma em todos os estágios, é fácil verificar que:

- o trabalho requerido será o mesmo em cada estágio

- a temperatura de descarga em cada estágio será a mesma.

Nessa dedução não se levam em conta as diminuições de pressão do gás nos intercooler. Para considerar esse efeito, WINTTERLIN recomenda prever

$$r'c \cong 1,1 \sqrt[r_c]$$

O uso dessa relação na prática é generalizado, embora a condição de mesma temperatura na entrada de cada estágio não seja satisfeita, pois é comum.

$$T' \cong T_1 + 20^\circ \text{ F}$$

T' - temperatura na entrada de um estágio qualquer

Isso acontece porque a água de resfriamento do intercooler também é usada para resfriamento dos cilindros e sua temperatura não pode ser muito baixa, pois possibilitaria condensação de vapor do cilindro ou choque térmico nas peças.

Observe que a relação de compressão em que cada estágio vai atuar é assegurada simplesmente calculando o volume deslocado por cada cilindro de maneira que ele aspire exatamente a massa que lhe for fornecida pelo estágio anterior à pressão que se deseja estabelecer como intermediária entre esses dois estágios, (no caso de não haver entrada ou retirada de fluido entre estágios, o que aliás será suposto no estudo apresentado a seguir).

Assim, por exemplo, em um compressor de dois estágios.

- estágio I deve comprimir uma vazão em volume X da pressão  $p_1$  à pressão  $p'$

- estágio II deve, então ser capaz de aspirar a vazão em volume

$$X' = X \frac{p_1}{p'} \frac{T'}{T_1} \frac{Z'}{Z_1}$$

à pressão  $p'$  e comprimí-la à pressão  $p_2$ , isso que realmente a pressão intermediária seja  $p'$ .

Se o estágio II for subdimensionado, a pressão intermediária será  $p''$ , maior que  $p'$  de tal modo que o estágio II seja capaz de aspirar a vazão

$$X'' = X \frac{p_1}{p''} \frac{T''}{T_1} \frac{Z''}{Z_1} \text{ à pressão } p''.$$

Seguindo o mesmo raciocínio é fácil concluir que um estágio II superdimensionado causará pressão intermediária menor que  $p'$ .

A relação entre os volumes deslocados dos cilindros deverá então (desprezando pequenas diferenças nos rendimentos volumétricos devido a espaço nocivo, fugas, etc) ser:

$$\frac{Vd_{II}}{Vd_I} = \frac{T'}{T_1} \frac{p_1}{p'} \frac{Z'}{Z_1}$$

$$\frac{Vd_{III}}{Vd_{II}} = \frac{T''}{T'} \frac{p'}{p''} \frac{Z''}{Z'}$$

Supondo mesmas temperaturas de sucção e relações de compressão pra os diversos estágios e supondo ainda que o gás obedeça à lei dos gases perfeitos.

$$\frac{Vd_{II}}{Vd_I} = \frac{Vd_{III}}{Vd_{II}} = \dots = \frac{1}{r'_c} = \frac{1}{\sqrt[j]{r'_c}}$$

Se todos os pistões tiverem o mesmo curso (o que é normal).

$$\frac{A_{II}}{A_I} = \frac{A_{III}}{A_{II}} = \frac{1}{\sqrt[j]{r'_c}}$$

A - área do pistão

Essa relação explica, para compressores de simples efeito, o fato de compressão em estágios diminuir a carga sobre cada pistão, pois em cada estágio a pressão aumenta, mas a área do pistão diminui, e a carga de mantém dentro de limites.

Valendo as hipóteses feitas para a obtenção de relação anterior teremos cargas máximas iguais nos pistões, pois:

$$r'_c = \sqrt[j]{r'_c} = \frac{p'}{p_1} = \frac{p''}{p'} = \frac{p'''}{p''}$$

$$\text{e então } F = p' A_I = p'' A_{II} = p''' A_{III}$$

F - carga máxima sobre o pistão

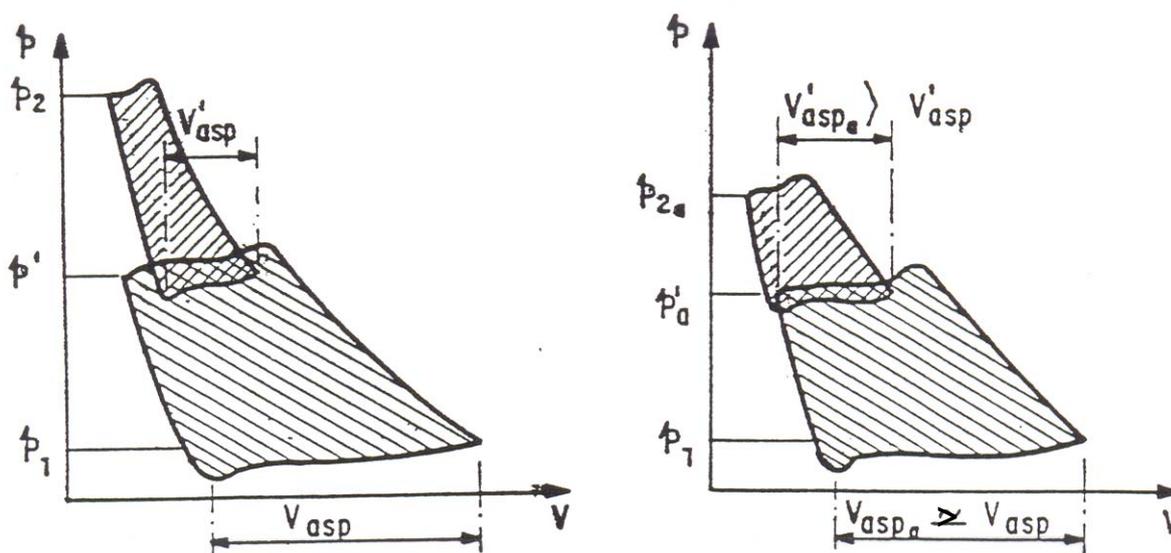
Em compressores de duplo efeito, a compressão em estágios diminui a carga sobre os pistões da mesma maneira, mas as cargas máximas nos pistões são bastantes diferentes devido aos maiores diferenciais de pressão nos últimos estágios que nos primeiros.

## INFLUÊNCIA DAS VARIAÇÕES DAS PRESSÕES DE SUCCÃO E DESCARGA NAS RELAÇÕES DE COMPRESSÃO DOS ESTÁGIOS

Se faz abstração da influência do espaço morto e das fugas, quando a pressão na descarga do compressor varia (por ex. compressor descarregando em um vaso), a pressão de descarga de todos os estágios permanece constante, mantendo a mesma relação de compressão, exceto, obviamente, o último estágio, que tem sua relação de compressão variando no mesmo sentido da pressão de descarga do compressor.

Na realidade, devido aos espaços mortos e as diversas imperfeições, as pressões intermediárias variam, embora bastante pouco, no mesmo sentido que a pressão de descarga do compressor.

Se, por exemplo, a pressão de descarga diminui de  $p_2$  a  $p_{2a}$  (fig. 5.6.4.), o último estágio funciona com uma relação de compressão menor. Por outro lado, o rendimento volumétrico desse estágio aumenta, e portanto o volume aspirado por esse cilindro se torna maior (de  $V'_{asp}$  a  $V'_{asp_a}$ ) causando a diminuição de pressão intermediária  $p'$  a  $p'_a$ .



**FIG. 5.6.4.- VARIAÇÃO DA PRESSÃO INTERMEDIÁRIA COM A PRESSÃO DE DESCARGA EM UM COMPRESSOR DE DOIS ESTÁGIOS**

O penúltimo estágio tem, portanto, sua relação de compressão diminuída, o seu volume aspirado aumenta e assim por diante.

Portanto, a variação da pressão de descarga é sentida quase que inteiramente no último estágio, sendo que os outros estágios apenas tem a relação de compressão ligeiramente alterada no mesmo sentido da variação.

Se a influência dos espaços mortos é sensível, a vazão fornecida diminui quando a pressão de descarga aumenta, porque o rendimento volumétrico do primeiro estágio (a vazão só depende do primeiro estágio) diminui.

A potência absorvida, nesse caso, sendo também influenciada pela vazão aspirada, pode mesmo permanecer constante ou decrescer a partir de um valor bastante alto da pressão de descarga, quando o rendimento volumétrico do primeiro estágio for muito baixo.

O efeito da variação da pressão de sucção pode ser estudada analogamente, notando apenas que mesmo pequenas variações da pressão de sucção afetam sensivelmente o rendimento volumétrico do primeiro estágio, e portanto, a vazão aspirada.

## 5.7. Capacidade do Compressor

Significa a vazão em massa que ele deverá fornecer nas condições de compressão especificadas:

- gás determinado
- condições de sucção - pressão e temperatura
- pressão de descarga (ou relação de compressão)
- temperatura máxima permitida na descarga

Essas condições devem ser fornecidas ao fabricante para que ele possa dimensionar o compressor.

Na prática, costuma-se a referir à capacidade de um compressor de várias formas, todas elas traduzindo explícita ou implicitamente uma vazão em massa.

### ESPECIFICAÇÃO DA CAPACIDADE DO COMPRESSOR

#### a) Vazão em massa

Para que ela defina o tamanho do compressor, é necessário especificar:

- $p_1$ ,  $T_1$  - com a descarga em massa requerido e as condições de sucção, está determinada a vazão em volume necessária, e tendo escolhido uma rotação, tem-se o  $V_{asp}$  necessário dos cilindros do primeiro estágio.
- $p_2$  ou  $r_c$  - esses valores permitem estimar qual será o rendimento volumétrico do cilindro.

Tendo  $V_{asp}$  e  $n_v$ , pode-se determinar o  $V_d$  dos cilindros.

**Unidades usuais:** lb/h , kg/h

#### b) Vazão padrão

É a vazão em volume do gás em condições padrões de pressão e temperatura, que equivale à vazão em massa que o compressor deverá fornecer.

Para que defina o tamanho do compressor, também é necessário fixar.

-  $p_1$  ,  $T_1$  - as quais, relacionadas com as condições padrões, determinam o  $V_{asp}$  necessário dos cilindros do primeiro estágio.

-  $p_2$  ou  $r_c$  - permitem estimar o rendimento volumétrico

Com  $V_{asp}$  e  $n_v$ , determina-se  $V_d$ .

### Unidades usuais:

- SCFM (Standard cubic feet per minute) - para esta unidade as condições padrões são:

$$\text{ASME} \left\{ \begin{array}{l} 68^\circ \text{ F} \\ 14,7 \text{ psia} \end{array} \right. \quad p/\text{ ar} \quad \left\{ \begin{array}{l} - 36\% \text{ umidade relativa} \\ - 0,075 \text{ lb/ft}^3 \text{ massa específica} \end{array} \right.$$
  

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{indústria} \\ \text{americana} \\ \text{em geral} \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} 60^\circ \text{ F} \\ 14,7 \text{ psia} \end{array} \right.$$

-  $\text{Nm}^3/\text{h}$  (metros cúbicos normais por hora) - as condições padrões são

$$\text{Europeu} \left\{ \begin{array}{l} 0^\circ \text{ C} \\ 1 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \end{array} \right. \quad \text{Petrobras} \left\{ \begin{array}{l} 20^\circ \text{ C} \\ 1 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \end{array} \right.$$

### c) Vazão livre (free air) / volume real aspirado

É a vazão em volume do gás nas condições de sucção (volume aspirado) que representa uma vazão em massa igual à que o compressor deverá fornecer. Esse valor em si já define qual deve ser o volume deslocado (ou seja, o tamanho) do compressor, a menos da influência da relação de compressão no rendimento volumétrico, e portanto  $r_c$  deverá ser indicada ao fabricante.

### Unidade usual:

- ACFM (actual CFM) ou (ICFM (inlet CFM)

As especificações são mais comumentes feitas em ACFM ou SCFM.

Note que na especificação do compressor, tendo em vista que se deseja uma determinada vazão em massa nas condições de compressão, o SCFM a ser especificado não depende das condições de sucção, enquanto o ACFM é função delas.

Para um compressor em funcionamento, por outro lado, uma variação das condições de sucção não acarretará mudança no ACFM fornecido, uma vez que o volume aspirado pelo compressor permanece o mesmo (a menos de variações provocadas pela alteração do rendimento volumétrico), enquanto a vazão em massa e o SCFM fornecidos serão alterados, devido à variação do peso específico na sucção.

Na especificação do compressor se deseja garantir que ele forneça uma determinada vazão em massa mínima. Portanto, se é conhecido a priori que as condições de serviço sofrerão variação, a capacidade do compressor deverá ser especificada considerando a pressão de sucção, mais baixa, a temperatura de sucção mais alta e a relação de compressão mais alta possíveis de acontecerem em serviço. Nestas condições, o compressor fornecerá uma vazão em volume equivalente à vazão em massa necessária, e se a temperatura em serviço for mais baixa que a especificada, ou a pressão mais alta (nos dois casos, aumentando o peso específico do gás na sucção) ou a relação de compressão mais baixa (aumentando o rendimento volumétrico), o compressor fornecerá vazões em massa maiores que aquela mínima necessária.

### CAPACIDADE DE UM COMPRESSOR DE REFRIGERAÇÃO

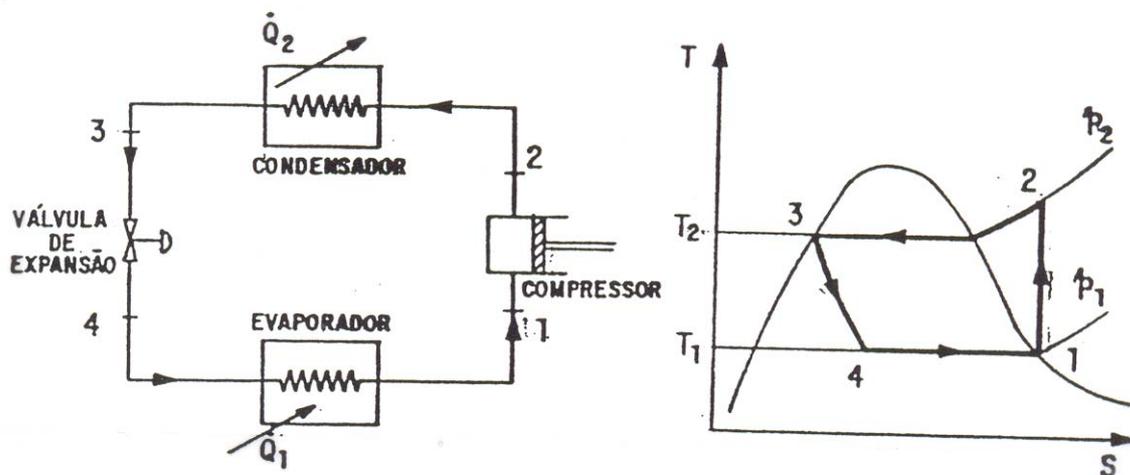


FIG. 5.7.1 - CICLO TEÓRICO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO

A capacidade de um compressor de refrigeração (vazão em massa de um determinado fluido frigorífico que ele deverá fornecer) é geralmente especificada pela taxa de calor  $Q_1$  que essa vazão em massa é capaz de receber do meio quando esse fluido atua num ciclo de refrigeração semelhante ao ciclo 1 - 2 - 3 - 4 (fig. 5.7.1.), com temperaturas padrões  $T_1$  e  $T_2$ .

Lembre que a fixação de  $T_1$  e  $T_2$  implica na fixação de  $p_1$  e  $p_2$ , para um determinado fluido.

É fácil ver que a especificação de  $Q_1$ , com  $T_1$  e  $T_2$  fixas, implica na fixação da vazão em massa do compressor:

estado 3 - líquido saturado a  $T_2$

transformação 3 @ 4 é isoentálpica  $h_4 = h_3$

estado 1 - vapor saturado a  $T_1$

e portanto temos fixadas  $h_1$  e  $h_4$

Aplicando a primeira lei da Termodinâmica ao evaporador.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

$\dot{m}$  - vazão em massa do fluido no ciclo

portanto, fixando  $\dot{Q}_1$ ,  $\dot{m}$  está determinada.

Nos ciclos de refrigeração por compressão práticos (fig. 5.7.1), linha tracejada sempre se efetua, antes da admissão ao compressor, um certo superaquecimento do vapor, para garantir a inexistência de líquido naquele equipamento, e também um sub-resfriamento do líquido a ser expandido na válvula.

### Unidades usuais (para $\dot{Q}_1$ ):

- TR ou ton (tonelada de refrigeração)

$$1 \text{ TR} = 288.000 \text{ Btu/dia}$$

(taxa de calor que deve ser retirada de água a 32°F para a obtenção de 1 tonelada inglesa de gelo a 32°F por dia).

A capacidade de um compressor de refrigeração, em TR, é definida para a unidade de refrigeração em um ciclo com

$$T_1 = 5^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 86^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_L = 9^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_V = 9^\circ\text{F}$$

- Frig/h (frigoria por hora)

$$1 \text{ frig/h} = 1 \text{ kcal/h}$$

É definida para um ciclo com  $T_1 = -10^\circ\text{C}$   
 $T_2 = 25^\circ\text{C}$

- kcal/h

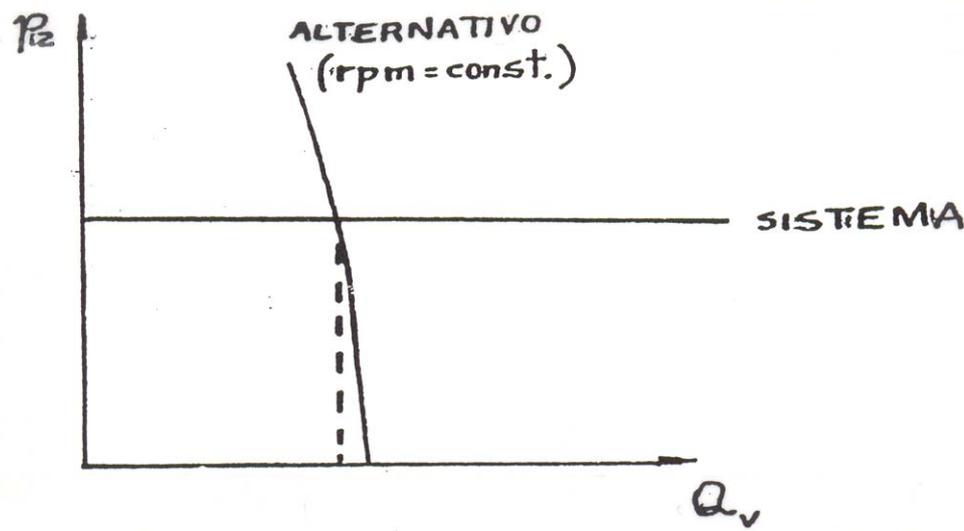
Em qualquer caso deverão ser especificadas as temperaturas do fluido no evaporador ( $T_1$ ) e no condensador ( $T_2$ ) e os graus de superaquecimento ( $\Delta T_V$ ) e sub-resfriamento ( $\Delta T_L$ ), além da capacidade da unidade, para que esteja determinada a vazão em massa de fluido que o compressor deve aspirar.

## 5.8. Controle de Capacidade do Compressor

As características de performance de um compressor alternativo para uma determinada rotação (fig. 5.8.1.), são de vazão praticamente constante para uma grande faixa de pressões.

Quando um compressor alternativo atuam um sistema como, por exemplo, uma central de ar comprimido, que requer pressão de descarga constante para qualquer vazão de consumo, o compressor em si não conseguirá atender às necessidades características do sistema (fig. 5.8.1.)

Torna-se necessário dotar o compressor de um sistema auxiliar que lhe possibilita variar a vazão para, a cada instante, se poder manter uma variável qualquer (pressão de descarga, vazão em massa fornecida ao sistema) no valor desejado, ou mais realisticamente, dentro da faixa desejada.



**FIG. 5.8.1. - PERFORMANCE DE COMPRESSOR ALTERNATIVO E CARACTERÍSTICA DO SISTEMA**

As características requeridas pelo sistema vão definir:

- tipo do compressor - em geral, alternativo ou centrífugo.
- tipo do sistema de controle
- acionador - rpm constante ou variável

Observando a expressão da vazão de um compressor alternativo.

$$Q_v = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \ell \cdot r \cdot z \cdot x \cdot \eta_v$$

D - diâmetro dos pistões do primeiro estágio

$\ell$  - curso dos pistões do primeiro estágio

r - rotação do compressor

z - número de efeitos dos cilindros do primeiro estágio

x - número de cilindros do primeiro estágio

$\eta_v$  - rendimento volumétrico do primeiro estágio

Verifica-se que a variação de qualquer das grandezas que participam da expressão, a menos de D e,  $\ell$  constante para um dado compressor, ocasiona alteração da vazão fornecida pelo compressor.

## TIPOS DE CONTROLE

### a) Variação de rotação do compressor

A vazão em volume é proporcional à rotação do compressor. Para uma variação na rotação.

- as eficiências de compressão e mecânica e o rendimento volumétrico permanecem praticamente os mesmos.
- acfm e scfm são proporcionais à rotação
- potência necessária no eixo é proporcional à rotação
- a potência necessária no eixo por unidade de massa de gás permanece a mesma

Esse último fato evidencia que a variação de rotação é um meio bastante eficiente de controle de capacidade do compressor.

Em geral, a capacidade pode ser reduzida dessa maneira até 50 a 75% da nominal, sendo que abaixo de 50% o compressor deve ser provido com um sistema especial de lubrificação.

Os acionadores mais comuns que permitem variação de rotação são:

- turbinas, a vapor ou a gás - de 80 a 110% da rpm nominal, para um controle eficiente.
- motor de combustão interna - de 50 a 110%
- motor de indução de rotor bobinado - até 60%.

Seu uso é contudo limitado, porque a potência total entregue ao motor é basicamente constante em toda a faixa de rotações; quando a rotação é menor, parte da potência consumida simplesmente deixa de ser entregue ao motor para ser consumida pelo reostato.

- motor de indução com rotor em gaiola com acoplamento hidráulico (fluid drive) - contudo o acoplamento tem baixa eficiência para rotações diferentes da nominal.

- motor de indução com variador de frequência.

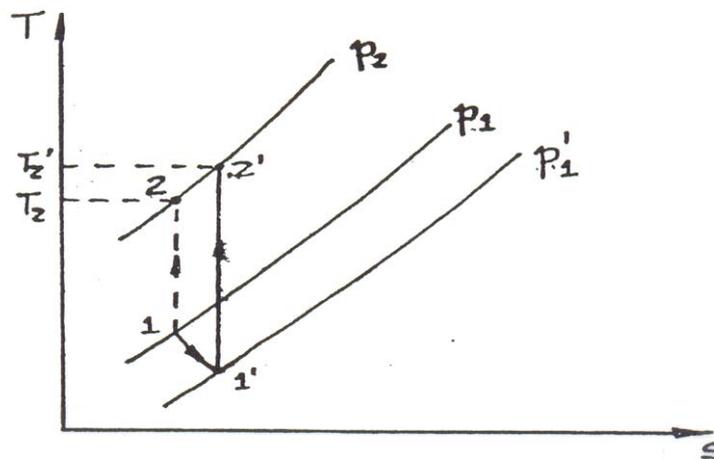
### b) Estrangulamento na sucção

Neste caso o gás na sucção é estrangulado por uma válvula manual ou comandada. A pressão na entrada do compressor varia com o maior ou menor estrangulamento, e sua influência sobre a performance do compressor já foi analisada no item 5.5.

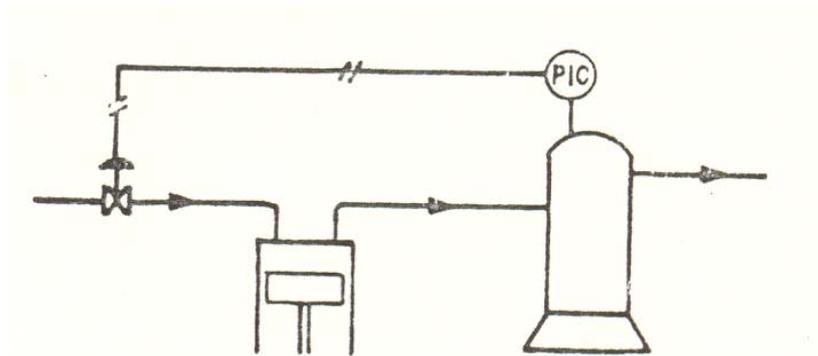
Embora o controle por estrangulamento da sucção possa ser feito até vazão nula, ele é bastante limitado, até 5%, pois causaria temperatura de descarga excessiva (o diagrama  $T \times s$  da fig. 5.8.2. mostra que o estrangulamento da sucção causa aumento da temperatura de descarga), além de aumento da potência necessária para  $rc < 3$ .

É fácil verificar que esse controle não é muito eficiente, pois existem perdas de energia disponível do fluido no estrangulamento, causando um aumento do trabalho necessário por unidade de massa do gás.

Em compressores com acionadores de rotação constante frequentemente é empregada uma válvula de controle comanda automaticamente para manter constante a pressão no vaso de descarga (fig. 5.8.3.).



**FIG. 5.8.2. - AUMENTO DA TEMPERATURA DE DESCARGA DEVIDO AO ESTRANGULAMENTO DA SUCCÃO**



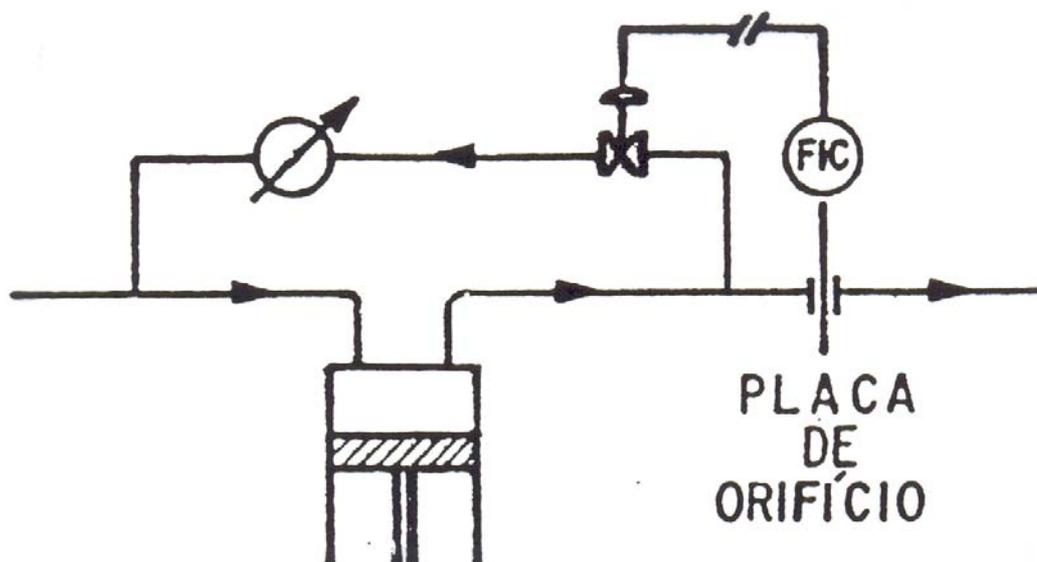
**FIG. 5.8.3. CONTROLE AUTOMÁTICO DA PRESSÃO DE DESCARGA PELO ESTRANGULAMENTO DA SUCCÃO**

**c) Recirculação e descarga para atmosfera**

Quando é requerida uma vazão menor que a fornecida pelo compressor, uma parte desta pode ser recirculada da descarga para a sucção através de um bypass provido de uma válvula de controle (fig. 5.8.4).

Estando o gás na descarga em temperatura mais alta que na sucção, é necessário que haja um resfriamento do gás recirculado, caso contrário as temperaturas de sucção e descarga aumentariam progressivamente.

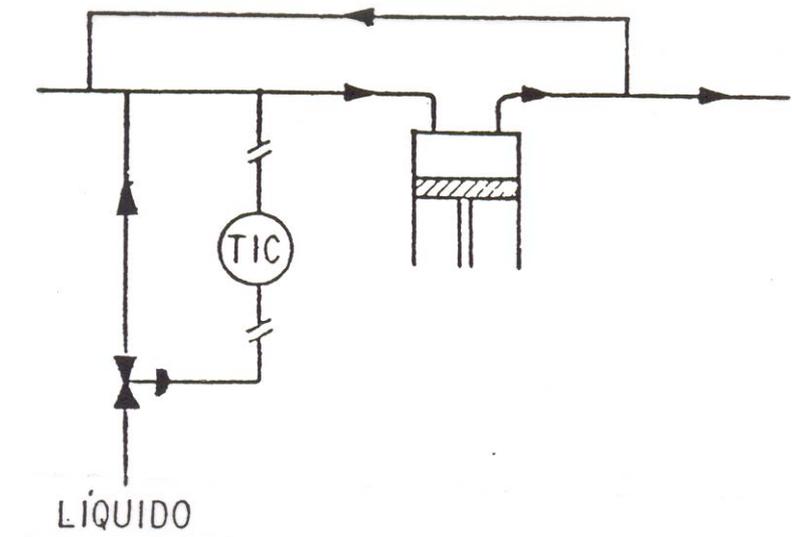
Se houver um resfriador na descarga, a tomada de gás deve ser feita após o permutador, se houver um na sucção, a entrada do gás reciclado deverá ser feita antes do permutador. Se não existirem esses permutadores, pode ser usado ainda um resfriador no próprio circuito de bypass (fig. 5.8.4).



**FIG. 5.8.4. CONTROLE DA VAZÃO POR RECIRCULAÇÃO**

Um outro esquema para resfriamento consiste na injeção de líquido no circuito de bypass, controlada automaticamente pelo sinal correspondente na sucção (fig. 5.8.5.). Esse sistema é usado, por exemplo, em compressores de amônia.

Para relações de compressão muito baixas, para pequenas vazões de recirculação ou durante pequenos períodos não é necessário o resfriamento.



**FIG. 5.8.5. - RESFRIAMENTO DO GÁS RECIRCULADO POR INJEÇÃO DE LÍQUIDO**

Quando a válvula de bypass é operada por instrumentos, os cilindros do compressor deverão ser superdimensionados, porque mesmo com 100% de vazão sendo enviada para consumo, a válvula deverá estar levemente aberta para permitir controle nessa vazão.

A recirculação é um método de controle pouco econômico, pois a potência consumida é constante, independente do fato da vazão realmente entregue para consumo ser menor.

Em compressores de vários estágios, para evitar um consumo de potência mais alto, faz-se recirculação no primeiro estágio, em geral.

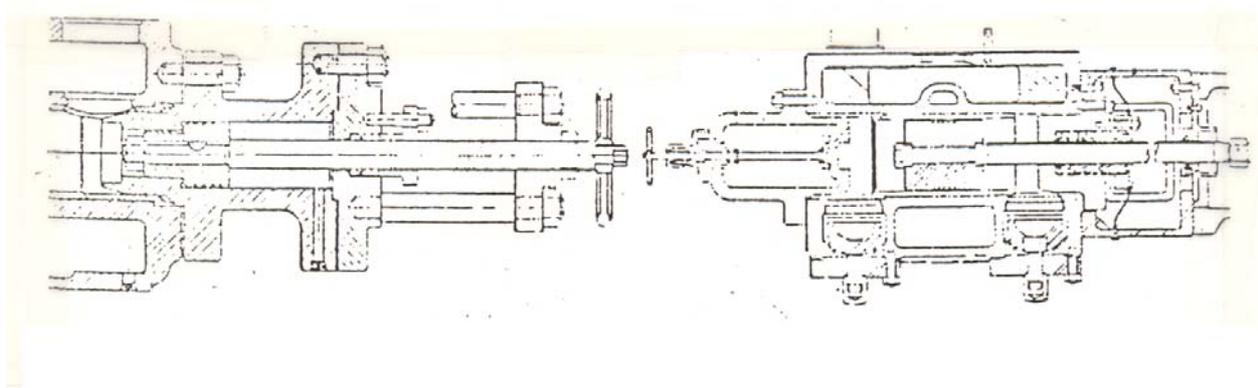
Para ar ou gases não perigosos e baratos, é feita simplesmente a descarga para a atmosfera.

#### **d) Variação do espaço morto**

O fato de uma maior relação entre o volume deslocado causar uma diminuição do rendimento volumétrico do cilindro, e portanto, da vazão por ele fornecida, já foi analisado no ítem 5.3.2.

A variação do espaço morto de um cilindro pode ser conseguida de duas maneiras.:

- **variação contínua** (fig. 5.8.6.)



I – VARIAÇÃO DESCONTÍNUA

II – VARIAÇÃO CONTÍNUA

**FIG. 5.8.6 - ESPAÇO MORTO VARIÁVEL**

- **variação descontínua** (fig. 5.8.6)

Existem um ou mais volumes em conexão com o cilindro, mas normalmente bloqueadas por plugs. O levantamento de cada plug causa um novo valor para o espaço morto.

A variação descontínua é facilmente adaptada para controle automático. Até agora, a variação contínua do espaço morto controlada automaticamente tem sido muito pouco explorada comercialmente.

Em compressores de estágios, para evitar alterações nas pressões intermediárias, todos os estágios devem possuir volumes disponíveis para variação do espaço morto, de maneira que a mesma variação de vazão ocorra para todos os estágios, mantendo as relações de compressão previstas para os estágios.

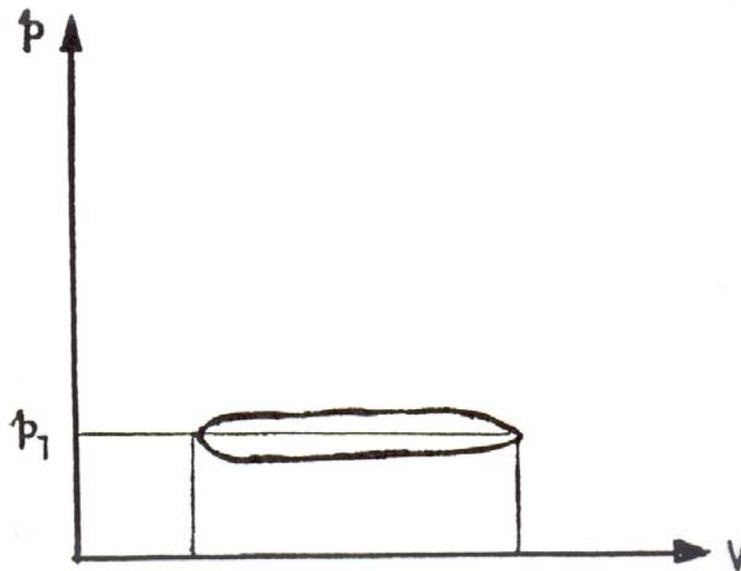
O controle de capacidade pelo espaço nocivo é muito eficiente, pois mantém aproximadamente o mesmo trabalho consumido por unidade de massa do gás.

Por outro lado, compressores de processo em geral necessitam apenas de pequenas variações na vazão fornecida, e portanto o número e o volume dos espaços mortos necessários em um cilindro são mínimos.

O controle através da variação do espaço morto tende, contudo, a se tornar impraticável para  $rc < 1,8$  porque nesse caso os espaços mortos deverão ser muito grandes para se conseguirem suficientes reduções de vazão (baixos rendimentos volumétricos).

#### **e) Alívio nas válvulas de sucção**

Um cilindro, ou uma das câmaras de um cilindro de duplo efeito, pode ter a vazão fornecida reduzida a zero mantendo abertas as válvulas de sucção. Isso permite ao gás no cilindro retornar à sucção. Isso permite ao gás no cilindro retornar à sucção durante o ciclo de compressão, com um mínimo consumo de potência por esse cilindro (ver fig. 5.8.7).



**FIG. 5.8.7. - DIAGRAMA  $p \times V$  P/ CILINDRO COM ALÍVIO NAS VÁLVULAS DE SUCCÃO**

Um cilindro de duplo efeito pode ter a vazão reduzida a 50% ou anulada, aliviando respectivamente as válvulas de sucção de uma câmara ou de ambas.

O alívio é feito mecanicamente por um garfo comandado manual ou automaticamente.

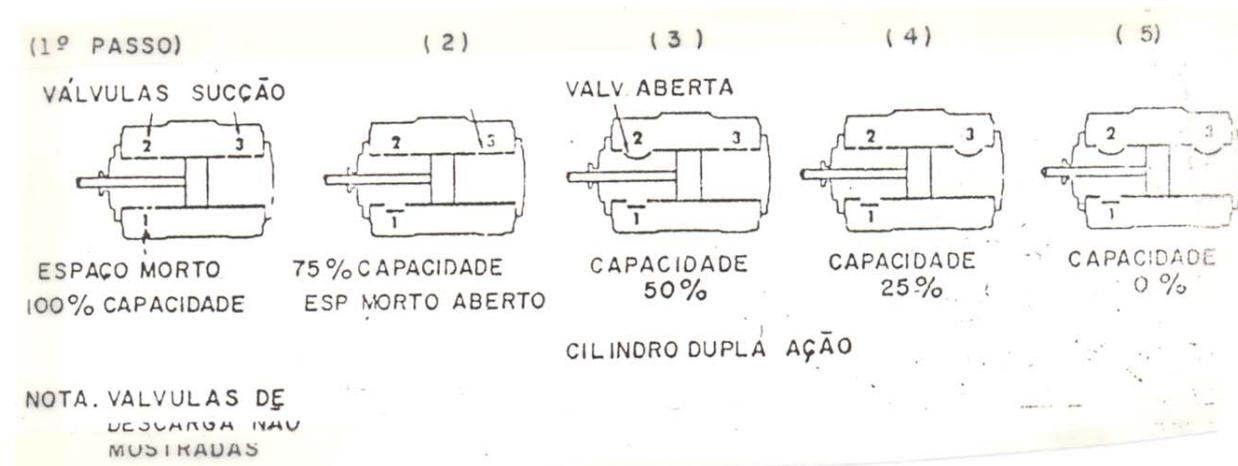
Este tipo de controle é desvantajoso em dois pontos:

- não é gradual
- desbalanceia o compressor, pois no cilindro onde foram aliviadas as válvulas de sucção, a pressão o gás permanece em valores muito baixo, causando forças no girabrequim que não equilibram as dos outros cilindros.

Também para esse sistema, em compressores de vários estágios, todos os estágios deverão ter suas capacidades reduzidas proporcionalmente.

#### **f) Sistemas combinados**

Um sistema de controle de vazão bastante empregado em cilindros de duplo efeito combina a variação do espaço morto com o alívio das válvulas de sucção. Esse controle é capaz de fornecer 0, 25, 50, 75 e 100% de vazão nominal, e está descrito na fig. 5.8.8.



**FIG. 5.8.8. - CONTROLE DE CAPACIDADE EM 5 PASSOS POR SISTEMA COMBINADO ESPAÇO MORTO E ALÍVIO DAS VÁLVULAS DE SUCCÃO**

### g) Parada e partida do acionador

Usado para compressores de ar, acionados por motor elétrico, ou motor de combustão interna.

Para motores elétricos, esse sistema é empregado para potências até 100 HP, principalmente até 10 HP (pois para motores maiores os cuidados na partida tornam-se cada vez mais problemáticos), ou para sistemas que provoquem um pequeno número de paradas.

Nesse tipo de controle, um sinal proveniente de um controlador da pressão do reservatório de descarga atua uma chave que faz partir o compressor quando a pressão cai a um nível tal como 90 psig e desliga o acionador quando a pressão atinge 105 psig (para ar comprimido em pressão de 100 psig).

### Problemas de partida

O compressor alternativo exige alto torque de partida. O torque do motor deve ser suficiente para vencer o torque resistente devido à compressão do gás e ainda possibilitar a aceleração do conjunto até a rotação nominal.

Os motores elétricos apresentam alta corrente de partida (até nove vezes a corrente nominal), e portanto um tempo de partida muito longo pode causar danos ao motor.

Para evitar prejuízos ao motor elétrico durante a partida do compressor, são tomadas as seguintes medidas:

a) Diminuição da corrente de partida, através de:

- chave de redução de tensão - não se pode diminuir muito a tensão, pois o torque de partida é proporcional ao quadrado da tensão.

- motor especial com baixa corrente de partida.
- motor de maior tensão nominal.

Exemplo:

HP	Tensão (V)	I nom. (A)	I part. (A)
250	2300	68	350
125	440	160	915

b) Diminuição do torque resistente, possibilitando menor tempo de partida (até atingir a rotação de regime), da ordem de 10 seg. Existem vários modos:

- recirculação de gás da descarga para a sucção-nesse caso a tubulação de bypass deve ser bastante ampla, para uma velocidade de 100 ft/s. Algumas vezes o bypass é construído no próprio cilindro.
- alívio das válvulas de sucção
- abrir a descarga para a atmosfera, no caso de ar ou gases de pouco valor
- fechamento da válvula de bloqueio da sucção

Em compressores portáteis acionados por motor de combustão interna é usada uma embreagem entre o motor e o compressor para poupar a bateria.

## 5.9. Estimativa da Potência Necessária de Compressão

### DIAGRAMA INDICADO DE COMPRESSÃO

Consiste num diagrama  $p \times V$  do gás no cilindro, registrado por um instrumento que é adaptado ao cilindro em funcionamento. Com isso, os valores indicados nesse diagrama são os reais, apresentando desvios em relação aos previstos teoricamente.

Sua utilidade consiste em:

- Apontar defeitos de válvulas, fugas, etc para compressores de gás de grande potência.
- Possibilitar verificar e promover a equalização das condições de trabalhos dos cilindros.
- Possibilitar o cálculo do trabalho real necessário à compressão.

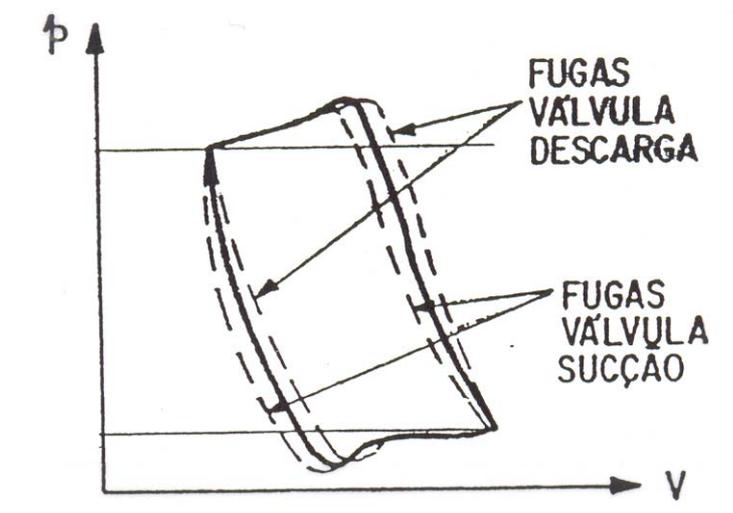
Como já foi visto no capítulo 5.4., o diagrama indicado apresenta algumas variações em relação ao teórico, devido ao funcionamento das válvulas automáticas.

Além disso, outras variações são produzidas por efeitos de fugas que se processam através das válvulas e dos anéis do pistão.

Quando o pistão está comprimido (fig. 5.9.1), ocorrem fugas para dentro do pistão pelas válvulas de descarga tendendo a aumentar o trabalho requerido, e fugas para fora do pistão pelas válvulas de sucção e, em geral, pelos anéis do pistão, tendendo a diminuir o trabalho requerido.

Na expansão do gás do espaço nocivo, ocorrem os mesmos fatos, com efeitos requeridos inversos àqueles da compressão.

O diagrama indicado ainda é afetado como já foi visto, pelas condições de resfriamento do cilindro, que influenciam o coeficiente politrópico  $n$ , e pela diferença de comportamento que o gás apresenta em relação aos gases perfeitos, representada pelo fator de compressibilidade  $Z$ .



**FIG. 5.9.1. - EFEITOS DE FUGAS NO DIAGRAMA INDICADO**

## TRABALHO E POTÊNCIA INDICADOS

O trabalho indicado em um ciclo  $W$ , para um cilindro, é o trabalho realmente empregado na compressão do gás pelo cilindro, em uma rotação completa do girabrequim. Corresponde, portanto, à área do diagrama indicado registrado para o cilindro nas condições de serviço.

A potência indicada  $N$  de um compressor é a potência realmente empregada na compressão do gás pelo compressor, e portanto

$$N = r \sum_1^g w$$

$N$  - potência indicada

$r$  - número de rotações da unidade de tempo

$\sum_1^g w$  - soma dos trabalhos indicados por ciclo para todos os  $g$  cilindros do compressor

Observar que se os cilindros forem de duplo efeito, deverão ser somados os trabalhos das duas câmaras.

Embora já tenham sido analisados os efeitos da perda de carga nas válvulas e fugas no trabalho requerido na compressão do gás, esses fatos (e outros) tem ainda influência na vazão fornecida pelo compressor.

## RENDIMENTO VOLUMÉTRICO REAL DO COMPRESSOR

A vazão em massa fornecida por um cilindro é menor do que aquela prevista teoricamente pelas seguintes razões:

- a temperatura da água de resfriamento em geral é mantida mais alta que a temperatura de sucção de gás. Quando o gás é admitido ao cilindro, recebe calor das paredes do cilindro aumentando sua temperatura e portanto o volume específico. Dessa maneira, uma menor massa de gás preencherá o cilindro.
- As fugas do gás para fora ao cilindro pela válvula de sucção e pelos anéis do pistão durante a expansão do gás no espaço nocivo tem efeito positivo sobre a vazão (ver fig. 5.9.1.). Na compressão do gás, essas fugas tem efeito negativo.

As fugas para dentro do cilindro pela válvula de descarga durante a expansão pela válvula de descarga durante a expansão diminuem a vazão fornecida. Na compressão essas fugas não tem qualquer influência sobre a vazão.

- Devido à abertura da válvula de sucção, o volume aspirado pelo cilindro é menor, e além disso, como a pressão do gás no cilindro durante o processo de sucção é menor que a pressão de sucção nominal, o volume específico do gás será maior, fazendo com que uma menor massa de gás preencha o cilindro.

Na prática, essa diminuição da vazão em massa em relação à teórica é levada em conta por uma correção no rendimento volumétrico teórico, resultando o chamado rendimento volumétrico real  $\eta_v$ .

BOTELER propõe a seguinte fórmula para o rendimento volumétrico real:

$$\eta_v = 0,97 - \frac{V_o}{V_d} \left( \frac{Z_1}{Z_2} r_c^{1/n} - 1 \right) - L$$

O fator 0,97 (em lugar de 1,0) leva em conta a diminuição da vazão em massa devido ao aquecimento do gás durante à admissão e à perda de carga nas válvulas.

Z - fator de compressibilidade

L - diminuição do rendimento volumétrico devido às fugas

$0,02 \leq L \leq 0,05$  p/ compressores lubrificados

$0,04 \leq L \leq 0,10$  p/ compressores não lubrificados

Em compressores lubrificados, as fugas pelos anéis do pistão são menores, devido ao efeito de vedação do óleo.

Além disso, observar que gases de menor peso molecular apresentam maiores fugas que gases mais densos.

O conhecimento de  $\eta_v$  para um dado cilindro, em dadas condições de compressão, e com o compressor funcionamento em certa rotação, permite prever qual será a vazão realmente fornecida por esse cilindro.

## EFICIÊNCIA DE COMPRESSÃO

Quando se faz a seleção de um compressor para determinado serviço, é necessário estabelecer a priori a potência real necessária à compressão do gás, para que se possa especificar o acionador.

Define-se como eficiência politrópica  $\eta_p$  de um cilindro para uma determinada compressão a relação entre a potência por unidade de vazão em massa necessária à compressão politrópica por unidade de vazão em massa realmente empregada na compressão.

$$\eta_p = \frac{\frac{N_p}{\dot{m}_p}}{\frac{N}{\dot{m}}}$$

•  
 $\dot{m}_p$  - vazão em massa prevista para a compressão politrópica

•  
 $\dot{m}$  - vazão em massa real

$N_p$  - potência politrópica

$N$  - potência real

Lembrando que

$$N_p = r \cdot W_p = r p_1 V_{asp} \frac{n}{n-1} \left( r_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1}$$

$$\dot{m}_p = \frac{r \cdot V_{asp}}{V} = \frac{r \cdot V_{asp} \cdot p_1}{Z_1 R T_1}$$

$r_c$  - relação de compressão do cilindro

$r$  - número de rotações na unidade de tempo

$v$  - volume específico

temos:

$$\frac{N_p}{\dot{m}_p} = R T_1 \frac{n}{n-1} \left( r_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$

## IMPORTANTE

Lembrar que a potência necessária à compressão deve ser calculada como a soma das potências para os diversos cilindros. Somente dessa maneira poder-se à levar em conta variações da vazão em massa nos diversos estágios, efeitos do resfriamento nos intercooler, etc.

São definidas ainda eficiências de compressão isotérmica (t) e isoentrópica (s).

$$\eta_t = \frac{\frac{Nt}{\dot{m} t}}{\frac{N}{\dot{m} w}} \quad \eta_s = \frac{\frac{Ns}{\dot{m} s}}{\frac{N}{\dot{m}}}$$

A eficiência politrópica é, contudo, a medida mais aproximada da eficiência térmica (relação entre aumento da energia disponível do fluido e trabalho dispendido na compressão) do processo de compressão, pois leva em conta o aumento real de temperatura do fluido.

Observe que para compressões com resfriamento abundante, próximas à isotérmica, pode-se ter  $\eta_s > 1$ , o que não faz sentido no consenso comum do termo eficiência.

Para o cálculo da potência necessária para a compressão, porém, qualquer das eficiências definidas pode ser empregada, levando a um valor consistente para a potência. Como o uso da eficiência politrópica presume o conhecimento do coeficiente politrópico  $n$  e este, em geral, só pode ser determinado em teste, é mais cômodo o emprego das eficiências isoentrópica e isotérmica.

Em compressores comuns, SCHEEL indica um valor médio da eficiência isoentrópica

$$\eta_s \cong 83,5\%$$

Esse é um valor médio geralmente usado pelos fabricantes, exacto para  $rc < 2,2$ , quando então os valores de  $h_s$  são mais baixos.

Um certo cuidado é necessário no emprego dos valores das eficiências de compressão, pois outros autores se referem a elas como o quociente da potência teórica necessária por unidade de vazão em massa de gás pela **potência necessária no eixo do compressor** por unidade de vazão em massa.

## POTÊNCIA EFETIVA NECESSÁRIA (NO EIXO DO COMPRESSOR)

### - EFICIÊNCIA MECÂNICA

A potência efetiva de compressão  $N_e$  para determinadas condições é aquela que realmente deve ser entregue ao compressor. É obviamente maior que a potência indicada do compressor para aquelas condições, pois existem atritos entre as partes móveis do compressor responsáveis por perdas de potência, e portanto, da potência entregue ao compressor (potência efetiva de compressão) apenas uma parte é aproveitada na compressão do gás (potência indicada).

Define-se como eficiência mecânica do compressor  $\eta_m$  a relação

$$\eta_m = \frac{\sum_1^g N}{Ne}$$

g - número de cilindros do compressor

Conhecendo-se então valores aproximados para a eficiência de compressão ( $\eta_p$ ,  $\eta_s$ ,  $\eta_t$ ) e a mecânica hm, é fácil prever qual será a potência efetiva de compressão Ne:

$$Ne = \frac{\sum_1^g N}{\eta_m} = \frac{1}{\eta_m} \sum_1^g \left( \frac{\dot{m} N_p}{m_p \eta_p} \right)$$

ou

$$Ne = \frac{1}{\eta_m} \sum_1^g \left[ \frac{\dot{m} RT_1 \frac{n}{n-1} \left( rc^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \frac{Z_1 + Z_2}{2}}{\dots} \right]$$

Para a eficiência mecânica SCHEEL indica:

$$\eta_m = \frac{Ne - \sum_1^g (Ne)^{0,5}}{Ne}$$

Esse cálculo presume perdas por atrito

$$N_{at} = \sum_1^g (Ne)^{0,5}$$

contudo geralmente calcula-se

$$N_{at} = \sum_1^g (N)^{0,5}$$

que fornece suficiente aproximação

Se não existem perdas na transmissão de potência do motor para o compressor, a potência necessária do acionador  $N_m$  medida em dinamômetro (brake horsepower - BHP), ou seja, a potência que o motor deve poder entregar no eixo, é igual à potência efetiva de compressão  $N_e$ .

Havendo perdas na transmissão, a potência necessária  $N_m$  será obtida pelo quociente da potência efetiva pela eficiência da transmissão  $\eta_{tr}$ .

$$N_m = \frac{N_e}{\eta_{tr}}$$

Ainda segundo SCHEEL.

- para redutores de engrenagens de simples redução ou redução por correias em V -  $\eta_{tr} = 97\%$
- para reduções por correias planas com polias esticadoras -  $\eta_{tr} = 95\%$
- idem, sem polias esticadoras -  $\eta_{tr} = 92\%$
- redutores de engrenagens de dupla redução -  $\eta_{tr} = 96\%$

### **CÁLCULO DA POTÊNCIA NECESSÁRIA À COMPRESSÃO USANDO DIAGRAMAS DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO FLUIDO**

Como já foi visto no item 5.3., a potência necessária à compressão em um cilindro, para um cilindro isoentrópico, pode ser calculada por:

$$N_s = \dot{m} s (h_{2s} - h_1)$$

$\dot{m} s$  - vazão em massa de gás no processo isoentrópico

$h$  - entalpia específica (por unidade de massa) do gás

Sendo as condições de sucção do gás  $p_1$   $T_1$  conhecidas, a entalpia  $h_1$  pode ser facilmente determinada, pelo uso de um diagrama  $T \times s$  ou  $p \times h$ , ou de uma tabela das propriedades do fluido.

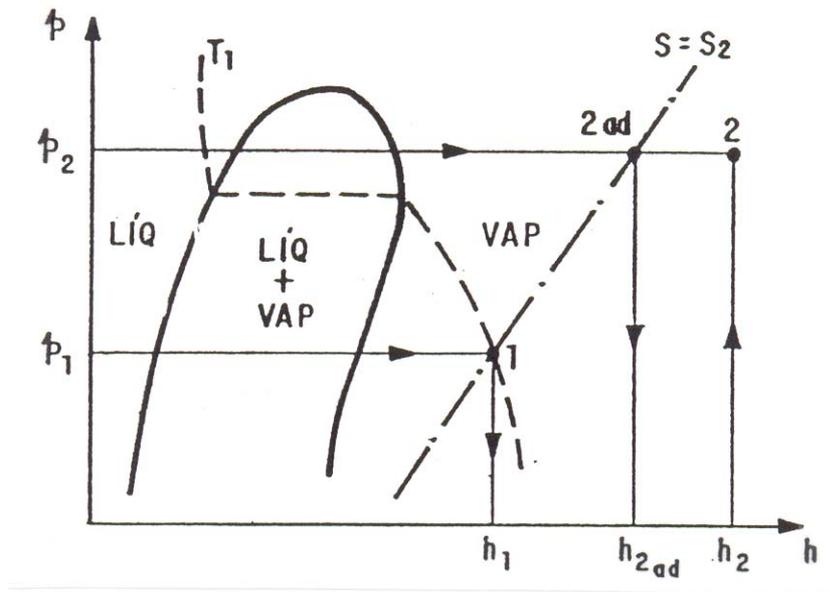
Para um processo isoentrópico.

$$s_2 = s_1$$

$s$  - entropia específica do gás

Como a pressão necessária da descarga  $p_2$  é conhecida

$$\left. \begin{matrix} p_2 \\ s_2 \end{matrix} \right\} \text{DIAGRAMA } \left. \begin{matrix} h_2 \\ s \end{matrix} \right.$$



**FIG. 5.9.2. - CÁLCULO DA POTÊNCIA DE COMPRESSÃO PELO DIAGRAMA p x h**

Portanto, fica conhecida a potência necessária à compressão por unidade de massa supondo o processo isoentrópico.

$$\frac{N_s}{\dot{m}_s} = h_{2s} - h_1$$

Como já sabemos que a potência N necessária à compressão no processo real

$$N = \frac{\dot{m} \frac{N_s}{\dot{m}_s}}{\eta_s}$$

temos

$$N = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\eta_s}$$

Conhecendo, portanto, a eficiência isoentrópica do cilindro, é fácil determinar a potência real necessária à compressão.

Se o processo real for adiabático (embora não isoentrópico) é fácil ainda determinar qual será a temperatura de descarga T<sub>2</sub>.

$$N = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

Sendo a potência N já conhecida, h<sub>2</sub> pode ser determinada, e

$p_2$  }  
 $h_2$  } DIAGRAMA  $T_2$

Todo o procedimento seguido está mostrado na fig. 5.9.2.

Se o processo real for com troca de calor, temos.

$$N = \dot{m} (h_2 - h_1) + Q_t$$

$Q_t$  - taxa de calor cedida pelo fluido durante a compressão

e para determinar a temperatura de descarga pelo diagrama, será necessário conhecer a taxa de calor trocado.

Tendo a potência  $N$  total (soma das potências necessárias à compressão em todos os cilindros), o cálculo da potência necessária no eixo do compressor segue o caminho já apresentado anteriormente.

## 5.10. Compressores não Lubrificados

"São usados para trabalhar em sistemas em que não pode haver contato do óleo com o gás".

Na verdade, somente o cilindro e a vedação da haste não são lubrificados, os mancais do girabrequim e as articulações das bielas são lubrificados pelos sistemas usuais.

Empregam-se comumente compressores alternativos não lubrificados nas seguintes aplicações

- compressão de  $O_2$  - pois poderia haver combustão do lubrificante pelo  $O_2$  em alta pressão e temperatura
- Compreensão de gases que reagem com os lubrificantes - exemplo,  $Cl_2$
- Sistemas de refrigeração - no evaporador a temperatura é baixa e poderia haver a deposição do óleo que fosse arrastado pelo gás prejudicando a transferência de calor.
- Fabricação de válvulas, medicamentos, alimentos – não pode haver a contaminação do gás pelo óleo.
- Ar comprimido para limpeza de moldes de fundição – óleo iria com o ar para o molde e vaporizaria durante o vazamento, causando bolhas na peça.
- Ar comprimido para instrumentos – o óleo poderia bloquear os tubos, que tem pequeno diâmetro, ou os instrumentos.
- Compressão de butadieno, hélio,  $CO$ , e na síntese de amônia – inexistência de lubrificantes adequados para temperaturas muito baixas.

## **INCONVENIENTES DOS COMPRESSORES NÃO LUBRIFICADOS**

- menor vida - pois os anéis e o cilindro se atritam diretamente, desgastando-se mais
- maior potência necessária - devido ao maior atrito.
- menores rotações – para evitar desgastes excessivos, causando maiores dimensões para mesmas capacidades. Para menores rotações, os motores elétricos deverão possuir maior número de polos, e serão portanto mais caros.
- maiores fugas - nos compressores lubrificados, o óleo auxilia a vedação entre pistão e cilindro.
- manutenção mais freqüente – nos compressores lubrificados, o óleo forma película que protege contra corrosão.