

MÁQUINAS TÉRMICAS

Aulas 15-16

Compressores Alternativos

- **Introdução, descrição, tipos, características.**
- **Termodinâmica: diagrama do ciclo, processo de compressão isentrópico, politrópico, isotérmico, cálculo da potência, cálculo do calor rejeitado no processo.**
- **Compressor a pistão de um estágio, de vários estágios, resfriamento intermediário.**
- **Eficiência, diferentes definições.**
- **Coefficiente de espaço morto, rendimento volumétrico.**

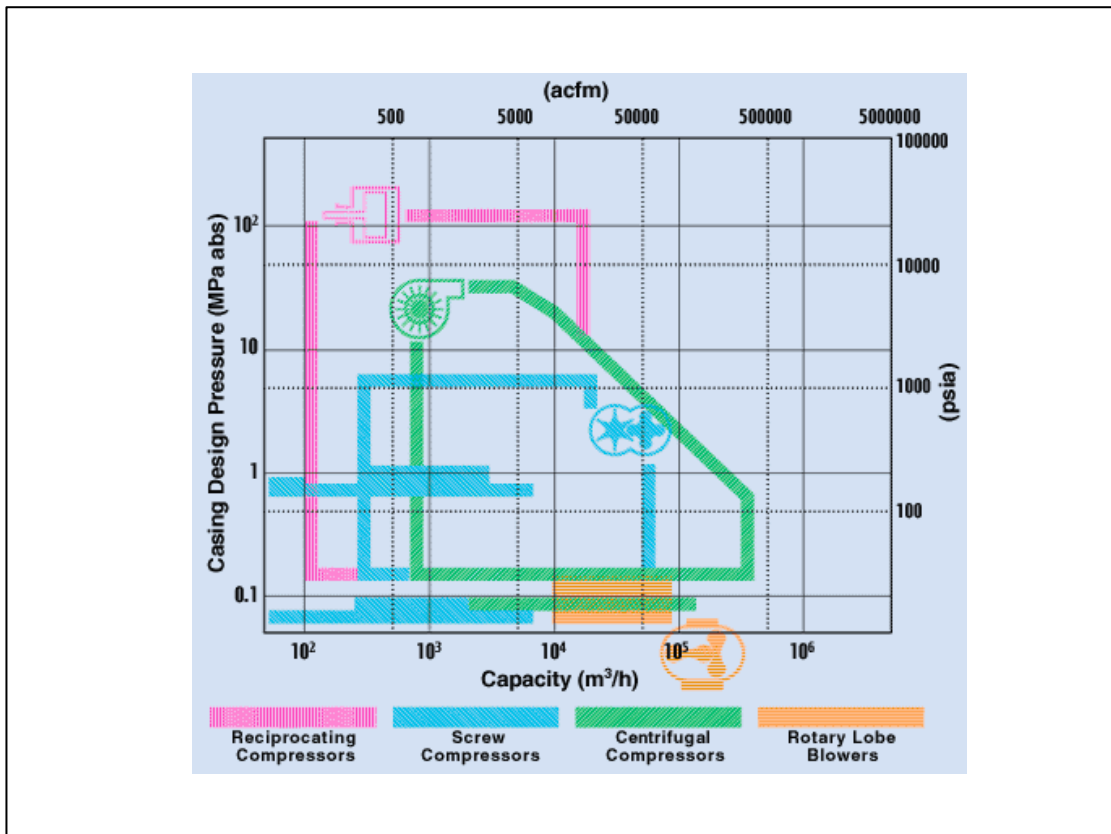
Nesta aula serão discutidos os compressores alternativos, além da importância do tema em si, devido a grande popularidade e múltiplos usos deste tipo de máquinas, esta aula serve como introdução ao tema de máquinas alternativas, que continuará depois com motores alternativos.

Será dada uma descrição dos mesmos, apresentando esquemas de compressores de diversas marcas.

Serão discutidos os aspectos termodinâmicos, a partir do diagrama do ciclo, serão discutidos os diferentes tipos de processos de compressão: isentrópico, politrópico, isotérmico. Será apresentado também o cálculo da potência e do calor rejeitado no processo, para compressores de um estágio e de múltiplos estágios. Serão discutidas as vantagens/desvantagens dos compressores de múltiplos estágios, com e sem resfriamento intermediário, assim como a pressão ótima inter-estágios.

Diferentes tipos de eficiências serão discutidos: adiabática, politrópica, isotérmica e exérgica.

Serão apresentados também os conceitos de espaço morto e rendimento volumétrico.



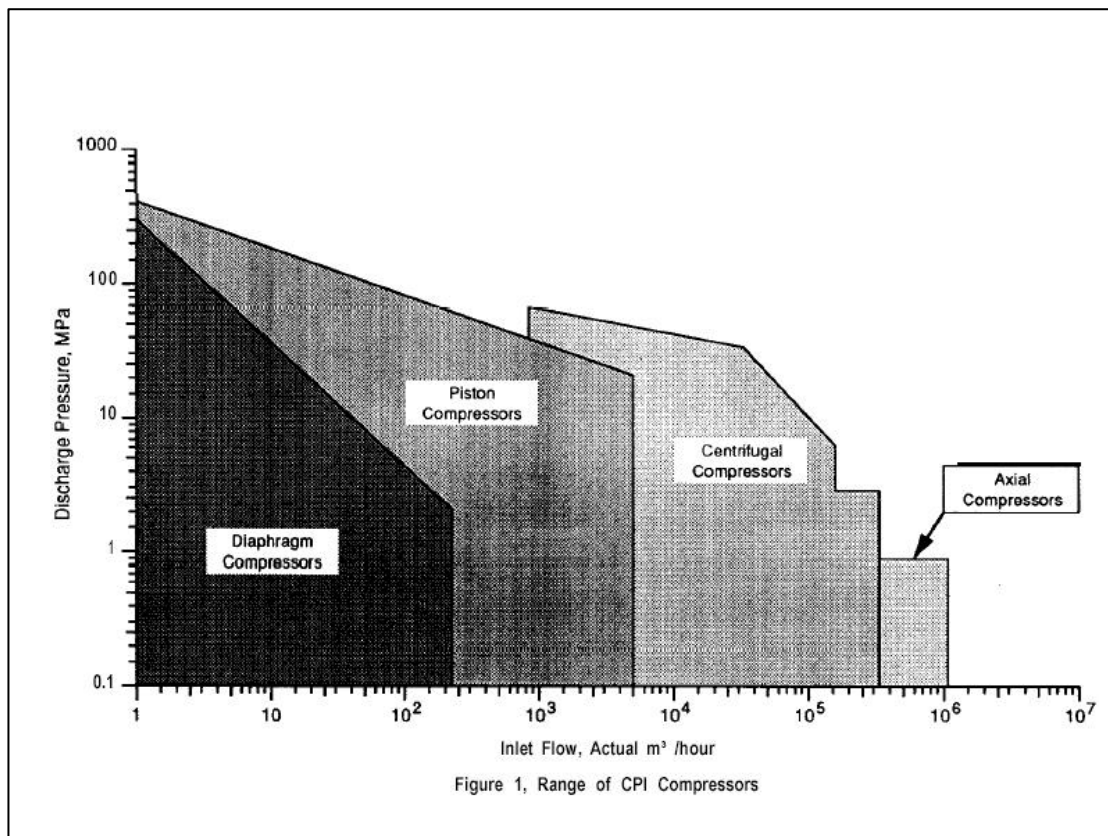
Os compressores se dividem em quatro grandes grupos:

- os alternativos ou a pistão, que inclui os de diafragma, são aqueles nos quais o gás é movimentado pelo movimento linear de um pistão num espaço confinado, cilíndrico ou não.
- as turbomáquinas, são aqueles em que energia cinética é conferida ao gás mediante palhetas rotativas confinadas numa carcaça. A energia cinética é transformada depois em energia de pressão. Esta categoria inclui os de fluxo axial, radial e os centrífugos.
- os rotativos, como os de hélice, de lóbulos rotativos ou outros tipos, nestes o ar é impelido pela ação de lóbulos rotativos ou por outro tipo de impelidor.
- os ejetores. Estes últimos pertencem a uma outra categoria, são estáticos, sem peças móveis, e funcionam na base da energia de uma corrente de gases a alta velocidade e alta pressão, que “suga”, numa câmara, uma outra corrente de menor pressão e velocidade. (1)

Os compressores de fluxo axial e radial já foram discutidos numa aula anterior, nesta aula serão discutidos os alternativos, dos quais existem dois tipos, os a pistão e os de diafragma.

A figura do slide foi tirada do site da empresa KOBELCO e ilustra a faixa de trabalho dos diferentes tipos de compressores. Como se observa, os alternativos são adequados para atingir altas pressões, até 100 MPa, embora as vazões sejam mais restritas, até 20.000 Nm³/h.

(1) Classificação obtida em:” Build your working knowledge of process compressors”, Edward T. Livingston, *Chemical Engineering Progress*, February, 1993, p. 27 – 36.



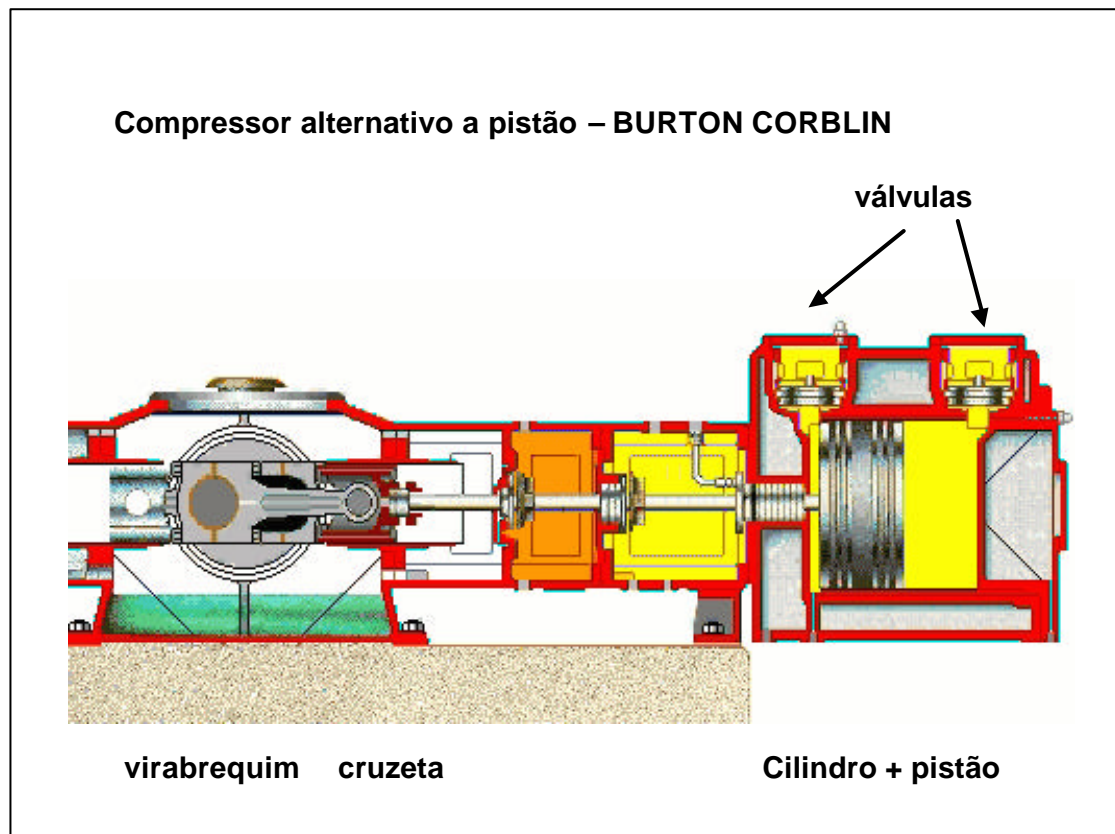
A informação do slide anterior pode ser contrastada com a deste obtida na publicação (1).

Neste gráfico podem ser melhor identificadas as faixas de trabalho dos diferentes tipos de compressores:

- De diafragma: pressões até 300 MPa, vazões até uns 200 Nm³/h.
- De pistão: pressões até uns 400 MPa e vazões até 5.000 Nm³/h.
- centrífugos: pressões até uns 70 MPa e vazões até uns 350.000 Nm³/h.
- Axiais: pressões de até 10 bares e vazões até 1.000.000 Nm³/h

O aspecto mais importante a ser lembrado é que os compressores a pistão são utilizados quando se requer altas pressões e que eles trabalham com vazões menores que os outros tipos. Razões de pressão de 10:1 ou 11:1 podem ser atingidas num único estágio, desejando pressões maiores, devem ser utilizados vários estágios de compressão (compressores ou cilindros/compressores trabalhando em série).

(1) "Build your working knowledge of process compressors", Edward T. Livingston, *Chemical Engineering Progress*, February, 1993, p. 27 – 36.



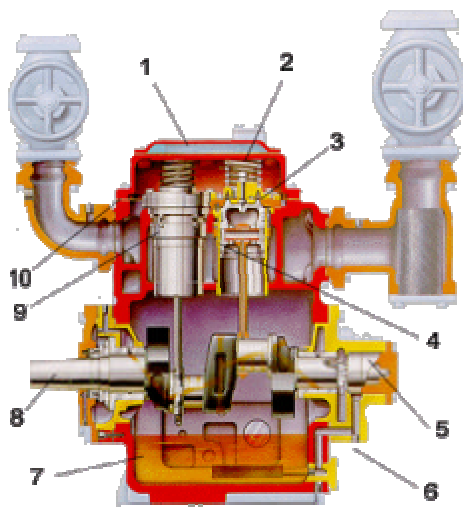
Neste slide são mostrados os elementos básicos de um compressor alternativo:

- O virabrequim: que transforma o movimento rotativo de um eixo de um motor elétrico num movimento linear.
- a cruzeta: que guia o movimento do eixo do pistão.
- O pistão, normalmente com anéis de vedação.]
- Um cilindro, onde a compressão acontece.
- Uma ou mais válvulas de sucção e uma ou mais válvulas de descarga. Estas válvulas regulam o fluxo de gás que entra e sai do cilindro.

Observar que o compressor acima é provido de uma câmara horizontal. Na realidade são duas câmaras horizontais, uma para cada lado, com um único virabrequim. No slide seguinte pode-se apreciar um com câmaras verticais. Além disso, apresenta também duas câmaras pelas quais passa o eixo dos pistão. Este é um tipo especial de compressor, estas câmaras, pressurizadas, servem para evitar a fuga de gases ambientalmente perigosos.

Os compressores podem funcionar com e sem um fluido lubrificante. No slide próximo veremos um que utiliza fluido lubrificante.

Compressor Alternativo a Pistão - MYCOM



- 1 - Resfriamento do Cabeçote, por água ou líquidos refrigerantes
- 2 - Molas de Segurança, para prevenir danos na câmara de descarga
- 3 - Mecanismo da Placa de Válvulas: com tampa ranhurada, e tensão controlada da mola de levantamento e amortecimento.
- 4 - Pistões e Camisas de Cilindros, removíveis.
Os anéis de compressão e óleo asseguram o selo entre o pistão e a parede do cilindro, permitindo lubrificação
- 5 - Filtro de Óleo
- 6 - Resfriamento de Óleo por água ou refrigerante (líquido expandido)
- 7 - Carter
- 8 - Virabrequim
- 9 - Mecanismos de Controle de Capacidade: controlado hidráulicamente por intermédio de válvula manual ou automaticamente por válvula solenóide.
- 10 - Gaxetas

O desenho apresentado acima foi tirado do site da MYCOM, utilizados nos produtos da MAYEKAWA DO BRASIL, REFRIGERAÇÃO LTDA.

Trata-se de um compressor tipicamente utilizado em refrigeração.

No desenho podem visualizar-se as diferentes peças que constituem um compressor alternativo. Neste caso trata-se de um compressor de dois cilindros (4), que é resfriado no cabeçote, mediante uma camisa, por água ou líquidos refrigerantes. Outra forma de resfriamento pode ser através de aletas, com aletas externas na tampa e nos lados, que permitem o resfriamento por convecção natural.

Se verá depois, ao discutir os aspectos termodinâmicos do funcionamento de compressores, porquê a refrigeração é importante.

Os pistões estão ligados ao virabrequim (8), através de uma haste.

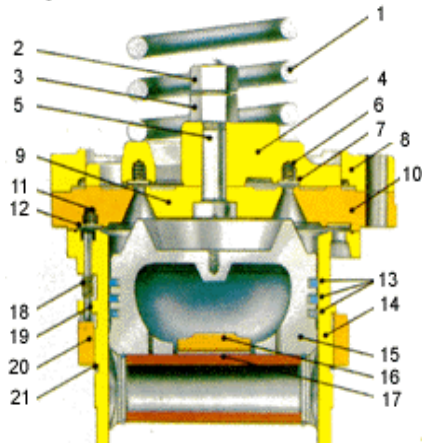
O cárter (7) é o invólucro, fechado, que contém todas as partes móveis, na sua parte inferior armazena o óleo lubrificante. O sistema de lubrificação inclui uma bomba, um filtro de óleo, e um sistema de resfriamento do óleo.

Estes compressores podem ser utilizados para amônia ou para refrigerantes fluorocarbonados, segundo informa o fabricante.

Como nos motores de carro, o fluido lubrificante “banha” o pistão, e pode ser arrastado pelo gás que está sendo pressurizado. Em alguns casos isto pode ser tolerado, em outros não. Os compressores que trabalham “a seco” são normalmente 30 % mais caros que os lubrificados. Os que trabalham “a seco” são mais difíceis de construir.

Compressores Alternativos a Pistão – MYCOM Detalhe das válvulas e o pistão

SEÇÃO DA PLACA DE VÁLVULAS

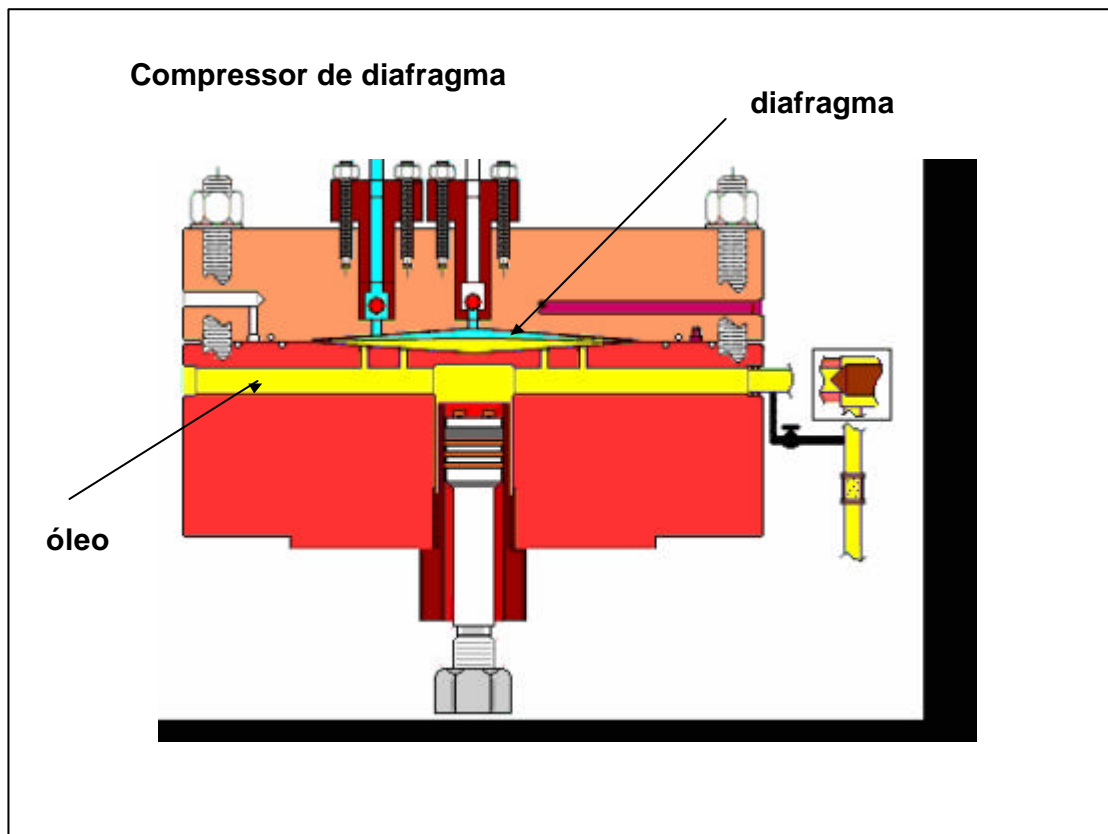


- 1 - mola helicoidal do cabeçote
- 2 - porca do assento da válvula de descarga nº2
- 3 - porca do assento da válvula de descarga nº1
- 4 - caixilho da válvula de descarga
- 5 - parafuso do assento da válvula de descarga
- 6 - mola da válvula de descarga
- 7 - disco da válvula de descarga
- 8 - guia do caixilho
- 9 - assento da válvula de descarga
- 10 - placa da válvula de sucção
- 11 - mola da válvula de sucção
- 12 - disco da válvula de sucção
- 13 - anel do pistão
- 14 - camisa do cilindro
- 15 - pistão
- 16 - biela
- 17 - pino do pistão
- 18 - mola do pino de levantamento
- 19 - pino do levantamento
- 20 - anel do came
- 21 - anel trava para camisa do cilindro

Um outro aspecto importante é o das válvulas de sucção e descarga, estas podem ser de diferentes tipos: de palhetas, de canal, de disco ou unidireccionais, são automáticas, com a abertura e o fechamento provocados pelas diferenças de pressão entre as faces de sucção e descarga.

O detalhamento da construção das molas de segurança e da placa de válvulas do compressor MYCON é mostrado no slide.

Assim como os pistões dos motores de carro, estes têm camisas removíveis e anéis de compressão, que asseguram o selo entre o pistão e a parede do cilindro. Este selo é importante para evitar o arraste de óleo de lubrificação pelo ar ou gás que está sendo comprimido.



Este compressor é alternativo e trabalha na base da mudança de posição de um diafragma metálico.

A área em amarelo corresponde a um espaço ocupado por um fluido que atua como fluido de trabalho (normalmente, um óleo). Este fluido é comprimido pelo pistão, e por sua vez, comprime o diafragma, provocando seu deslocamento.

O compressor de diafragma é particularmente útil para trabalhar com gases perigosos ou corrosivos, devido à sua estanqueidade, o gás comprimido é completamente isolado, não há chance dele se misturar a lubrificantes.

Existem compressores híbridos, com seus primeiros estágios a pistão e o último de diafragma.

Compressores a pistão, Schulz

SINGLE STAGE



MSL 10 ML

1-2 HP



MSV 10 VL

2 HP



MSV 15 VL

3 HP

TWO STAGE



MSV 20 MAX

5 HP



MSV 30 SA

7.5 HP



MSV 40 SA

10 HP



TR 15

15 HP

HP: 2-15

10-60 CFM

120-175 PSI

RPM 810-1215

Neste slide e os que seguem são apresentadas figuras de diferentes tipos de compressores/fabricantes.

Para conseguir uma compressão mais alta se combinam vários cilindros em série, ou *estágios* de compressão. Estes cilindros podem ser dispostos em diferentes formas, como se observa no desenho.

Os compressores Schultz possuem de um a três cilindros, dispostos em “V”, são de um único estágio ou dois estágios e o resfriamento é feito através de aletas, por convecção natural.

Os compressores de dois estágios são denominados assim porque o ar entra no primeiro cilindro e passa depois para um segundo cilindro. O compressor pode possuir um resfriador intermediário do ar, este é resfriado quando sai do primeiro cilindro, antes de entrar no segundo. Mais adiante serão discutidas as características termodinâmicas deste tipo de processo.

Esta marca de compressores utiliza válvulas de sucção/descarga de tipo de palhetas.

Como se observa no slide, as características dos compressores variam de um modelo a outro, a potência consumida varia de 2 a 15 HP, a vazão de ar vá de 10 a 60 pés cúbicos por minuto, a pressão pode ser de 120 a 175 libras força por polegada quadrada e a rotação varia de 810 a 1215 revoluções por minuto.

Compressores a pistão, SCHULZ



MSV 15 VL

3 HP

Um estágio
3 HP
15 CFM
120 PSI (max)
1215 RPM



TR 15

15 HP

Dois estágios
15 HP
60 CFM
175 PSI (max)
1065 RPM

Dados mais detalhados de dois tipos de compressores SCHULZ.

1 HP = 745,7 W

CFM = cubic feet per minute = pés cúbicos por minuto = $4,7195 \cdot 10^{-4}$ m³/s

PSI = Pound per square inch = libra por polegada quadrada = 6894,76 Pa

RPM = revoluções por minuto

**Compressor/Purifier
Cadet CPM**



**Four stage, 6000 psi, air-cooled
dimensions 30" wide x 28" deep x
38" high**

Control System complete

**On/Off Switch; magnetic starter
motor overload protection;
auto start and stop pressure
switch;**

high air temperature shutdown.

Hour Meter

**gauge panel with a gauge for each
stage**

Emergency Stop Palm Button

Muffler/Reservoir for

Auto Condensate Drain System

Low oil level switch

Cartridge Change Indicator (CCI)

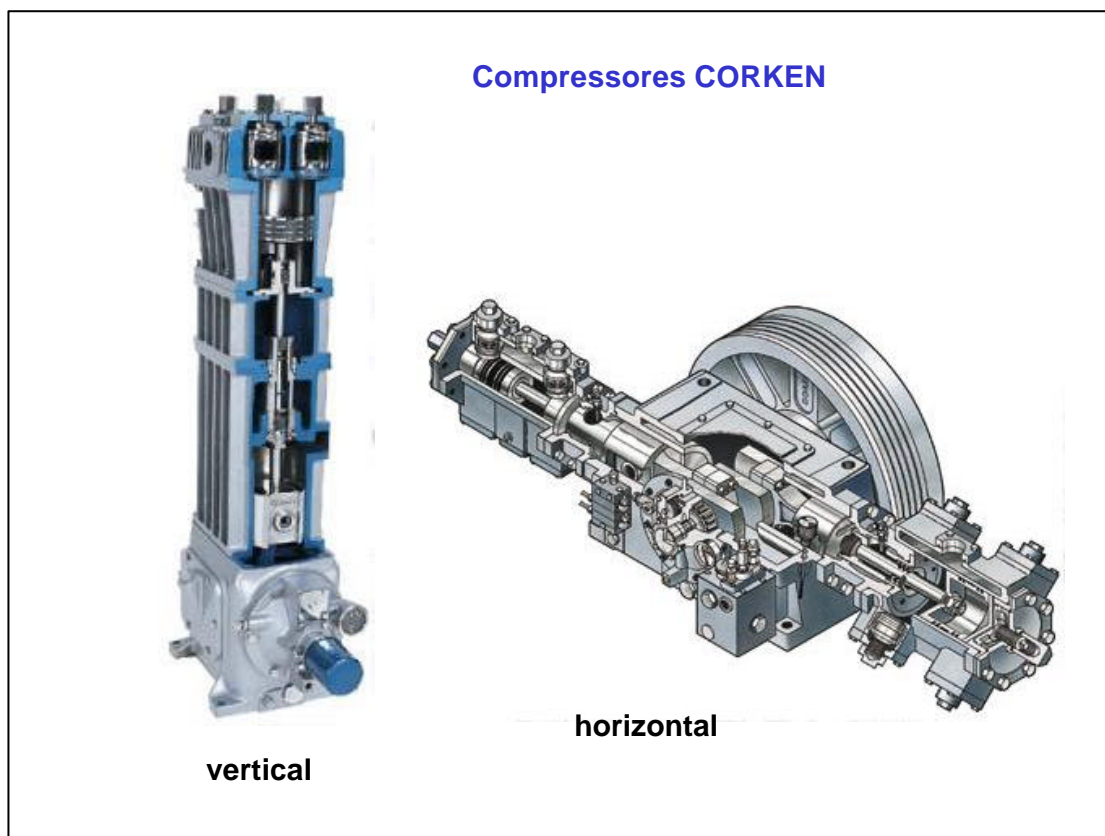
Control System

Moisture Monitor (ppm/dewpoint)

No slide é mostrado um compressor da marca CADET.

Podemos observar aqui algumas outras características. Este compressor é de quatro estágios, produz ar a uma pressão de 6000 libras por polegada quadrada, e é resfriado a ar. Possui alguns dispositivos de controle: de sobrecarga do motor, de temperatura do ar, de pressão, de nível de óleo.

A pressão de cada estágio é medida e possui um sistema de drenagem da água condensada, devido à umidade do ar na entrada, com um monitor de umidade, de ponto de orvalho.

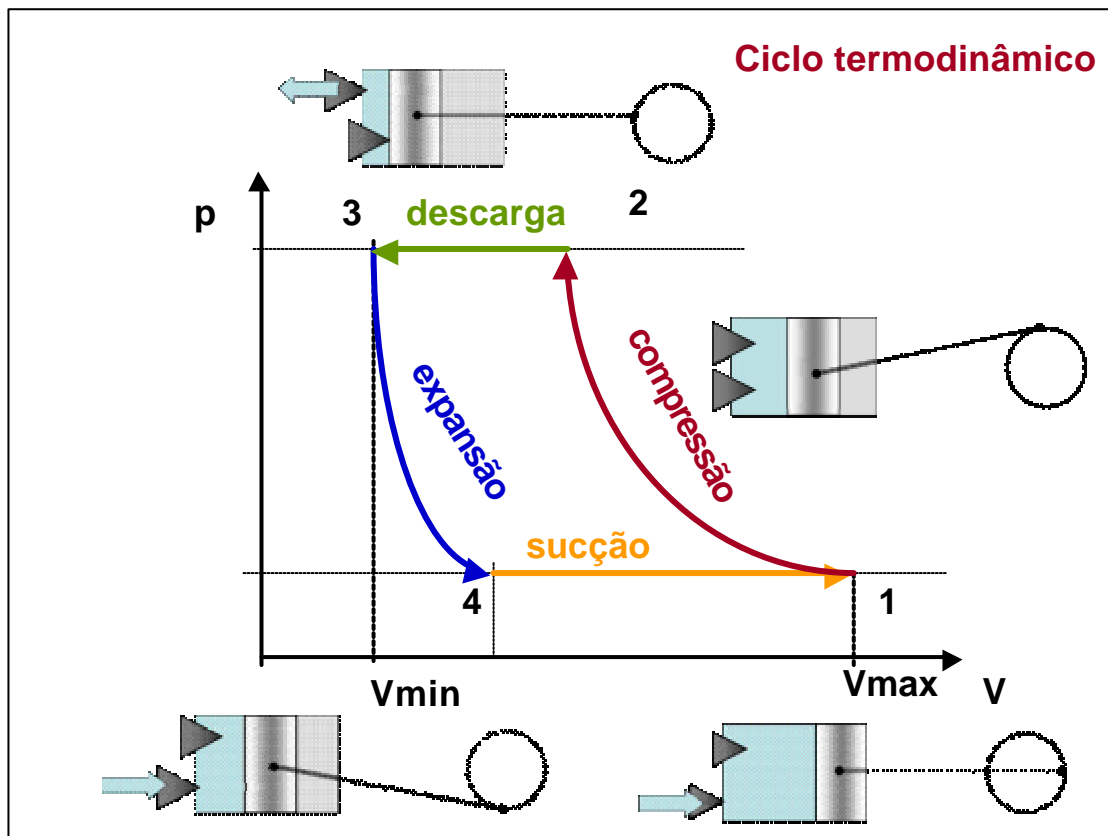


Os compressores Corken trabalham com todo tipo de gases: gás natural, ar, amônia, argônio, diversos hidrocarbonetos, bióxido e monóxido de carbono, etc. Modelos especiais, do tipo vertical, trabalham sem lubrificação a óleo, para evitar a contaminação do gás com óleo lubrificante.

Os de tipo vertical trabalham na faixa de 6,8 a 102 m³/hora. Modelos especiais atingem 171 m³/hora, estes utilizam óleo lubrificante.

Os verticais podem ser de um ou dois estágios. O de um estágio trabalha com uma razão de compressão de 5:1, o de dois estágios é utilizado para mais alta compressão, até 9:1. O de dois estágios é oferecido também com resfriamento a água no cilindro e no cabeçote deste.

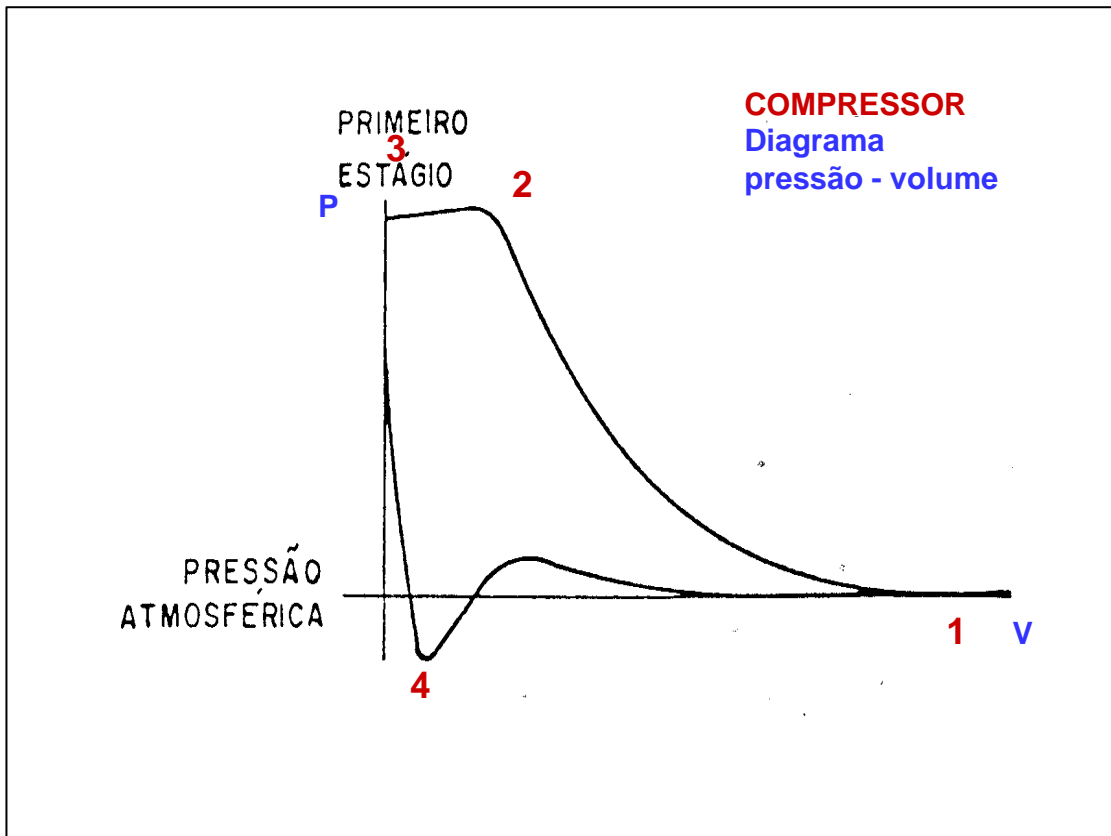
O compressor horizontal pode ser de 1 a 4 estágios, com razão de compressão de 5:1 e 9:1, dependendo do modelo, pode chegar a prover uma pressão de 114,8 bar e prover uma vazão de até 380 m³/hora. É fabricado com diferentes tamanhos de cilindros, de 2 pol. a 8 pol. , em arranjos de diferentes combinações. Possui uma bomba de óleo lubrificante e um filtro de óleo. É oferecido também com cilindros resfriados a água. O espaço morto na parte superior do cilindro pode ser variado com o compressor em funcionamento, de modo a ajustar a razão de pressão do mesmo em operação. Para maior flexibilidade de operação, permite reconfigurar os estágios de compressão, e inclusive, mediante uma válvula de fechamento, os cilindros podem passar a operar como de simples efeito.



No desenho estão indicados os quatro processos que constituem o ciclo termodinâmico no compressor.

O ponto 3 corresponde ao momento em que o pistão se encontra no ponto morto superior. O volume mínimo, que corresponde a esta posição se denomina *volume morto*. Neste momento começa o movimento do pistão para baixo, é a expansão do próprio ar ou gás contido no volume morto, com a conseqüente queda de pressão. No ponto 4 se abre a válvula de admissão do ar ou gás, entrando uma nova carga de ar/gás, ao mesmo tempo que entra a nova carga o pistão se desloca até o volume máximo, no ponto 1. Neste momento se fecha a válvula de admissão e começa a compressão da carga, processo que vai até o ponto 2. No ponto 2 abre-se a válvula de descarga, o pistão se desloca de 2 a 3, expulsando a carga do cilindro, da qual fica apenas uma pequena massa no volume morto do cilindro.

Os processos de expansão e compressão são idealmente isentrópicos, se não houver geração de irreversibilidade nem perda de calor. Na prática isto não acontece, sendo ambos politrópicos.



O diagrama apresentado no slide corresponde a um processo real, foi tirado no compressor do Laboratório de Ensino do Departamento de Energia (FEM/UNICAMP).

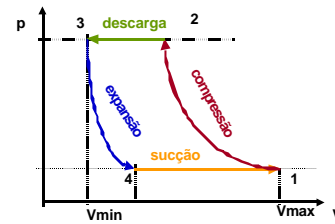
Como pode observar-se o diagrama real é bastante próximo do ideal, notadamente se afasta no ponto 4, onde a pressão dentro do cilindro cai um pouco abaixo da atmosférica (externa) no momento da sucção de nova carga, subindo logo depois um pouco acima. Na descarga, de 2 para 3 se observa uma leve queda na pressão. O máximo valor da pressão é obtido no ponto 2.

O processo de compressão é politrópico. O coeficiente politrópico pode ser obtido a partir da curva 1-2.

**Cálculo do trabalho:
análise de sistema fechado**

$$W_{total} = \int_2^3 p dV + \int_3^4 p dV + \int_4^1 p dV + \int_1^2 p dV$$

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n = p v^n \quad n < k, \text{ politrópico}$$



$$W_{1\otimes 2} = \int_1^2 p dV = \int_1^2 \frac{p_1 V_1^n}{V} dV = p_1 V_1^n \int_1^2 \frac{dV}{V^n} = \frac{p_1 V_1^n}{-n+1} [V^{-n+1}]_1^2 = \frac{1}{1-n} [p_2 V_2 - p_1 V_1]$$

$$W_{2\otimes 3} = \int_2^3 p dV = p_2 [V_3 - V_2] \quad p_2 = p_3,$$

Da mesma forma:

$$W_{3\otimes 4} = \int_3^4 p dV = \frac{1}{1-n} [p_4 V_4 - p_3 V_3]$$

$$W_{4\otimes 1} = \int_4^1 p dV = p_1 [V_1 - V_4] \quad p_1 = p_4$$

O trabalho correspondente a um ciclo completo pode ser calculado somando o correspondente a cada processo.

Assim temos que o trabalho 1 – 2, correspondente à uma compressão é menor que zero, devido a que *ele é fornecido ao sistema*.

O mesmo acontece no período de descarga, de 2 para 3.

Na expansão, de 3 para 4, que corresponde ao retrocesso do pistão, o sistema *fornece trabalho* (há uma expansão).

O mesmo acontece na sucção, do ponto 4 ao 1.

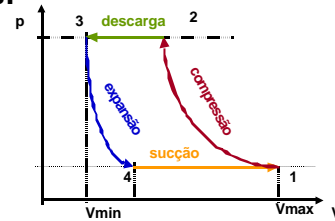
De 1 a 2 temos um processo *politrópico*, substituímos a pressão na integral pela sua expressão segundo a equação de processos politrópicos, e depois integramos.

De 2 para 3 temos um processo a pressão constante.

De 3 para 4 o processo é também politrópico.

De 4 para 1 é a pressão constante.

Reunindo os resultados dos quatro processos:



$$W_{total} = \oint p dV =$$

$$\frac{\alpha}{\epsilon} \frac{1}{1-n} \left[p_2 V_2 - p_1 V_1 \right] + \left[p_3 V_3 - p_2 V_2 \right] + \frac{\alpha}{\epsilon} \frac{1}{1-n} \left[p_4 V_4 - p_3 V_3 \right] + \left[p_1 V_1 - p_4 V_4 \right]$$

De onde, lembrando que $p_1=p_2$ e $p_3=p_4$:

$$W_{total} = \oint p dV = \frac{\alpha}{\epsilon} \frac{n}{1-n} \left\{ p_2 [V_2 - V_3] + p_1 [V_4 - V_1] \right\}$$

O trabalho líquido, calculado nas últimas equações é representado pela área dentro da curva, ele é negativo, o sistema absorve trabalho.

Se fizermos o cálculo com o volume total em cada ponto, o trabalho será aquele fornecido à carga de ar/gás que entra e sai do cilindro no processo, ou seja à massa de ar/gás succionada pelo pistão no seu movimento de retrocesso.

No slide seguinte veremos como calcular a massa succionada.

Cálculo da massa de ar / gás succionada pelo pistão

Massa succionada pelo pistão = $m_1 - m_4$

$$m_1 = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = r_1 V_1 \quad m_4 = \frac{p_4 V_4}{RT_4} = r_4 V_4$$

Mas $T_1 = T_4$ e $p_1 = p_4$:
$$m_{suc} = \frac{p_1}{RT_1} [V_1 - V_4] = \frac{V_1 - V_4}{n_1} = [V_1 - V_4] r_1$$

Da mesma forma:

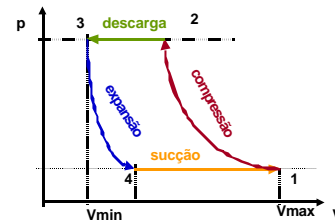
$$m_{des} = m_2 - m_3 = \frac{p_2}{RT_2} [V_2 - V_3] = \frac{V_2 - V_3}{n_2} = [V_2 - V_3] r_2$$

Lembrando que:

$$W_{total} = \int p dV = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{n}{R} \left\{ p_2 [V_2 - V_3] + p_1 [V_4 - V_1] \right\}$$

E que: massa descarga = massa sucção

Obtém-se:
$$W_{total} = \int p dV = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{n}{R} m_{suc} \{ p_2 n_2 - p_1 n_1 \}$$



A massa succionada pelo pistão em cada revolução do virabrequim pode ser calculada, levando em conta que ela será igual à diferença das massas que estejam no cilindro nos pontos 1 (final da expansão) e 4 (início da expansão), utilizando a equação dos gases ideais obtém-se a equação acima. A diferença $(V_1 - V_4)$ nos dá o volume de ar succionado, a diferença $(V_2 - V_3)$ nos dá o volume total de ar/gás contido no cilindro, esta diferença é denominada *cilindrada*.

Para manter um funcionamento em regime permanente é necessário que a massa de ar/gás succionada seja igual à de descarga. Isto foi utilizado para obter a última expressão do trabalho, que seria à correspondente ao trabalho consumido a cada *ida e volta do pistão*.

Análise em regime permanente (sistema aberto)

Considerando que o ar/gás entra na condição i e sai do compressor na condição o, temos:

$$w_{eixo} = -\dot{m} \int_i^o n dp = -\dot{m} n_i p_i^{1/n} \int_i^o \frac{dp}{p^{1/n}} = -\dot{m} \frac{n_i p_i^{1/n}}{1 - 1/n} [p^{1-1/n}]_{p_i}^{p_o}$$

$$w_{eixo} = -\dot{m} \frac{n}{1-n} [p_o^{n/n} - p_i^{n/n}] = -\dot{m} \frac{n}{1-n} R [T_o - T_i]$$

Processo isotérmico: n=1

$$w_{eixo} = -\dot{m} \int_i^o n dp = -\dot{m} n_i p_i \int_i^o \frac{dp}{p} = -\dot{m} n_i p_i \ln \frac{p_o}{p_i} = -\dot{m} R T \ln \frac{p_o}{p_i}$$

As equações acima demonstram que se é feita uma análise de tipo sistema aberto, ou seja, considerando o compressor como um volume de controle, obtemos o mesmo resultado que antes (análise de sistema fechado), por quilograma de ar/gás que passa pelo sistema.

Observar que a expressão para o cálculo do trabalho de eixo é diferente à expressão do cálculo do trabalho num sistema fechado, porque?

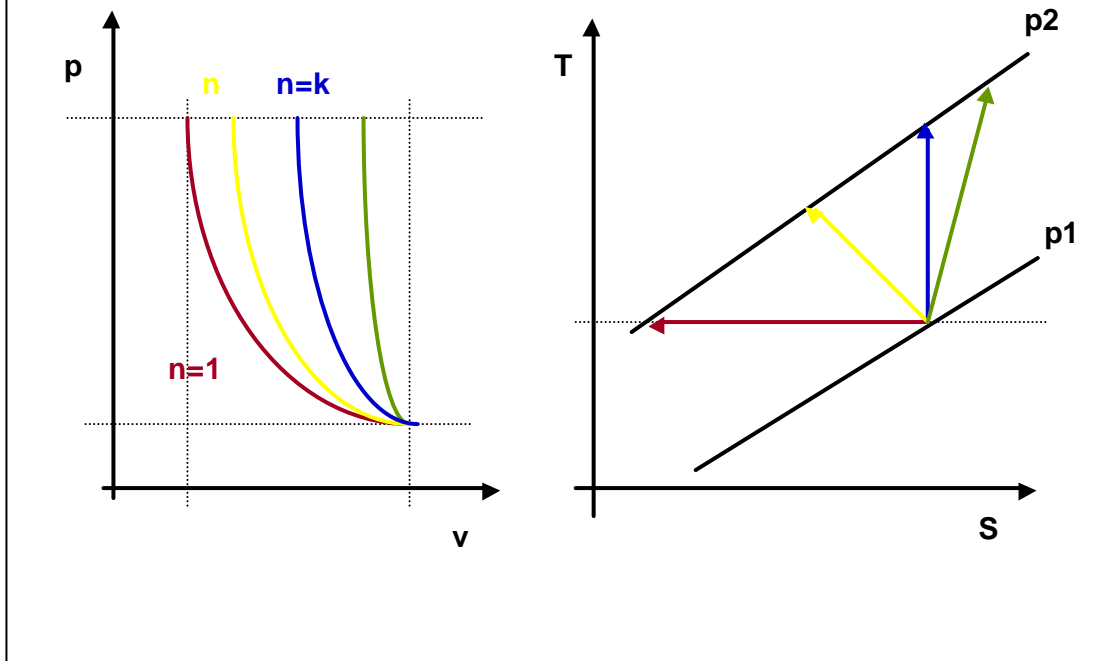
Também são utilizadas as equações para processos politrópicos e a equação de estado para os gases ideais.

Lembrar que nos casos em que é usada a equação dos gases ideais deve ser testado se ela é válida dentro das condições do processo.

Embaixo foi obtida a expressão para o cálculo do trabalho num processo de compressão isotérmico.

No slide seguinte faremos uma comparação entre os diferentes tipos de processos para concluir qual deles é mais conveniente e deve ser procurado num compressor.

Tipos de processos na compressão



No slide estão representados os processos básicos possíveis numa compressão:

$n=1$, isotérmico

n , politrópico em geral

$n=k$, isentrópico

$n > k$, adiabático, porém com geração interna de entropia.

Da inspeção do diagrama $p-v$ é evidente que o processo que requer menos potência é o isotérmico, daí que os compressores são refrigerados de alguma forma, mediante aletas ou com uma camisa onde circula um fluido refrigerante, que pode ser água ou um outro fluido térmico.

No processo politrópico, quanto menor seja o valor de “ n ”, menor será a potência requerida. O valor de “ n ” depende do resfriamento e das características do processo.

O coeficiente “ k ” depende do tipo de gás e da sua temperatura , para o ar têm um valor de 1,4 a temperatura ambiente, para o argônio é de 1,667 (alto) o do metano é mais baixo, 1,299, o do octano é ainda menor: 1,044. Todos os valores de “ k ” reportados são à temperatura ambiente.

Cálculo do calor rejeitado: processos politrópicos

$$q - w = Dh$$

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

$$q_{rev} = Dh + w_{rev} = c_p (T_2 - T_1) - \frac{nR}{n-1} (T_2 - T_1)$$

$$R = c_p - c_v \quad k = \frac{c_p}{c_v}$$

$$q_{rev} = c_p \frac{n-k}{(n-1)k} (T_2 - T_1)$$

Num processo isotérmico:

$$q_{rev} = w_{rev} = -RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

A primeira equação no slide não é outra coisa que a primeira lei da termodinâmica, para uma kilograma de ar/gás que passe pelo compressor.

Na segunda equação utilizou-se o subíndice “rev” para indicar que podemos calcular o calor e o trabalho com as expressões com que os substituímos no caso em que os processos sejam reversíveis.

Na expressão do calor rejeitado para um processo politrópico se observa que para $n=k$, teremos um processo adiabático reversível, isentrópico por tanto, caso no qual o calor rejeitado é nulo.

A última equação corresponde a um processo isotérmico, caso no qual não há variação de entalpia no ar/gás, motivo pelo qual o calor rejeitado será igual ao trabalho entregue ao ar/gás.

Eficiência

$$\text{Isentrópica} \quad h_{sc} = \frac{W_s}{W_c}$$

$$\text{Isotérmica} \quad h_{sc} = \frac{W_T}{W_c}$$

$$\text{politrópica} \quad h_{pc} = \frac{W_p}{W_c}$$

$$\text{Para um mesmo processo:} \quad h_{Tc} < h_{pc} < h_{sc}$$

$$h_{ex} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{W_c} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{W_c}$$

Como se observa acima, é possível arbitrar diferentes definições de eficiência para um compressor.

Nas definições propostas, no denominador sempre aparece o trabalho de eixo real fornecido ao compressor, que pode ser determinado por exemplo medindo a potência elétrica consumida, ou se for possível, a potência mecânica consumida. (A potência elétrica será um pouco maior que a mecânica, já que temos perdas na transmissão).

No numerador da eficiência isentrópica é calculado o trabalho que seria entregue a uma processo que se inicie nas mesmas condições do estudado e que seja isentrópico, com a mesma pressão na saída que o processo real (a temperatura será diferente).

No processo isotérmico e comparado o trabalho real com o trabalho requerido por um processo isotérmico com as mesmas condições iniciais que o estudado e a mesma pressão final (a temperatura final deste processo ideal será igual à inicial).

No processo politrópico o cálculo é feito a partir da determinação de “n” para o processo real, porém, outras perdas possíveis não são consideradas, daí a eficiência é sempre menor que 1.

A eficiência exergética compara a variação de exergia no processo real com o trabalho fornecido ao mesmo.

Determinação do coeficiente politrópico

Variáveis medidas : T1, p1, T2, p2

$$p_1 n_1^n = p_2 n_2^n \quad n = \frac{RT}{p} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}}$$

Tomando logaritmos nos dois lados da última expressão:

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) - \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{p_2 T_1}{p_1 T_2}\right)}$$

O coeficiente politrópico é uma característica importante do processo.

Como vimos antes, além de depender do tipo de gás que está sendo comprimido, também depende das condições do próprio processo, particularmente da perda de calor que esteja acontecendo, ou seja, da forma de resfriamento, até da forma do cilindro e das próprias temperaturas e pressões envolvidas.

Experimentalmente é possível determiná-lo medindo as pressões e temperaturas na entrada e saída do fluido que está sendo comprimido. Porém, esta determinação é aproximada, a melhor forma de fazer isto é trabalhando com o diagrama termodinâmico experimental, determinando o trabalho entregue ao fluido em cada movimento do pistão. Integrando com valores experimentais de pressão ponto – a – ponto, no diagrama real.

Coeficiente de espaço morto

$$e = \frac{V_3}{(V_1 - V_3)}$$

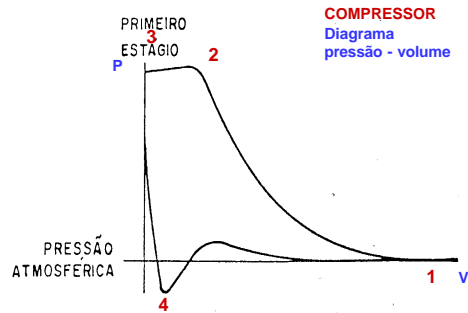
$$\frac{p_{m\acute{a}xima}}{p_1} @ \frac{p_1 V_1 \ddot{o}^n}{p_1 V_3 \ddot{o}^n}$$

$$\frac{V_1}{V_3} = \frac{V_1 - V_3 + V_3}{V_3} = \frac{V_1 - V_3}{V_3} + 1 = \frac{1}{e} + 1 = \frac{1+e}{e}$$

$$p_{m\acute{a}xima} @ p_1 \frac{1+e}{e} \frac{\ddot{o}^n}{\ddot{o}^n}$$

$$V_{cc} = V_3 - V_1$$

$$V_{cc} = p \frac{D^2}{4} L$$



O coeficiente de espaço morto é uma característica importante de um compressor.

Pelas equações colocadas acima se observa que a pressão máxima teórica depende do coeficiente de espaço morto. Da análise da equação obtida surge a reflexão que quanto maior seja o coeficiente de espaço morto, menor será a pressão máxima teórica, por tanto, menor será a pressão máxima atingível pelo compressor.

Um outro parâmetro característico é a *cilindrada*, que corresponde ao *volume varrido pelo pistão no seu percurso*.

O coeficiente de espaço morto está ligado ao *rendimento volumétrico aparente*, como se verá no slide seguinte.

Rendimento volumétrico

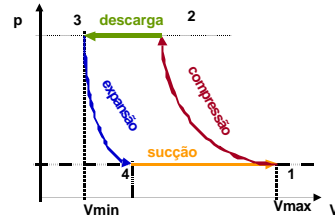
Real:
$$h_{vol} = \frac{m_{suc}}{m_{max}} = \frac{m_{suc}}{V_{cc} / n_1}$$

Aparente:
$$h_{volap} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$

$$V_4 = V_3 \frac{p_4}{p_3} = V_3 \frac{p_2}{p_1}^{1/n}$$

$$h_{volap} = \frac{V_1 - V_3 + V_3 - V_3 \frac{p_2}{p_1}^{1/n}}{V_1 - V_3} \quad e = \frac{V_3}{(V_1 - V_3)}$$

$$h_{volap} = 1 + e - e \frac{p_2}{p_1}^{1/n}$$



Efeito do fator de compressibilidade sobre o rendimento volumétrico

$$h_{volap} = 1 + e - e \frac{p_2}{p_1}^{1/n} \frac{z_1}{z_2}$$

O *rendimento volumétrico real* é obtido a partir da determinação de : (i) vazão de fluido que entra (ou sai) no (do) compressor, (ii) número de batidas do pistão por minuto (considerando o número de revoluções do motor e possíveis reduções), (iii) cilindrada total (considerando o número de cilindros funcionando em paralelo).

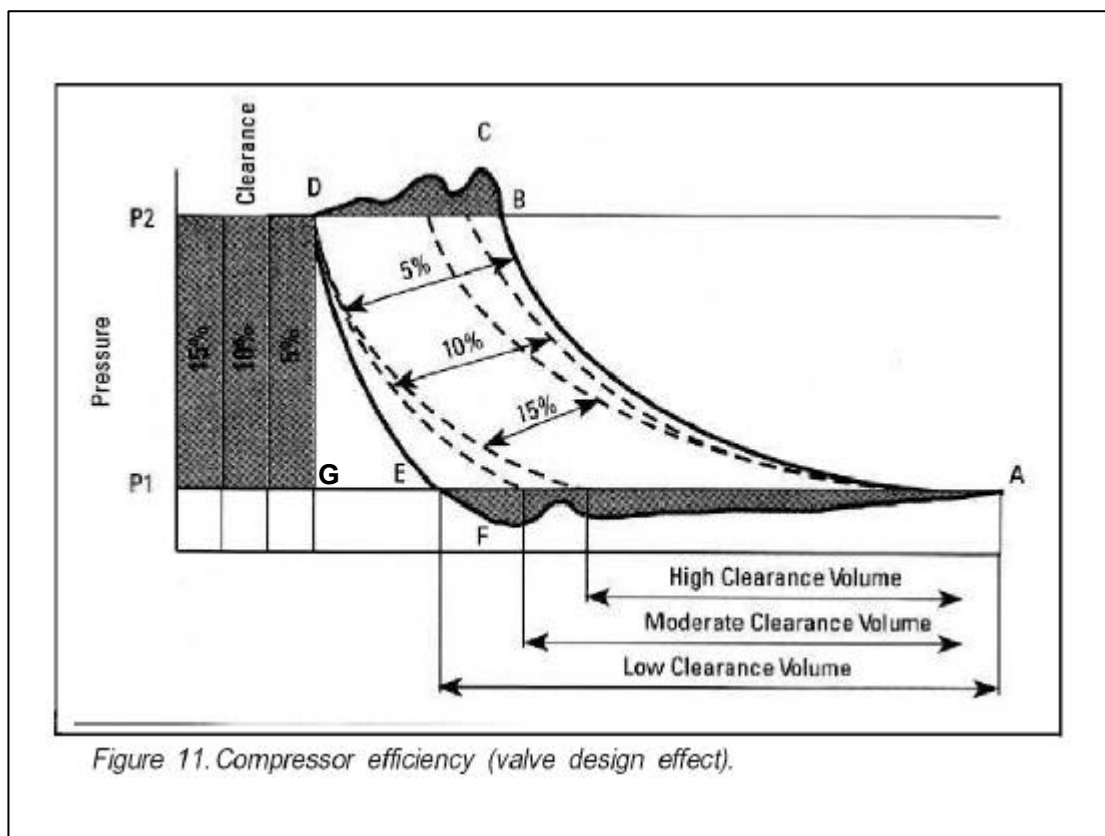
O *rendimento volumétrico aparente* é obtido a partir da informação do coeficiente de espaço morto (informação do fabricante ou medição “in loco”) e das pressões de entrada e saída no compressor, medidas experimentalmente.

O rendimento volumétrico depende do coeficiente de espaço morto e da razão de compressão, entre outros fatores.

A eficiência volumétrica é importante, porque está relacionada em forma direta a o menor ou maior consumo de potência do compressor.

A eficiência volumétrica é influenciada por diversos fatores: razão de compressão, fatores de compressibilidade dos gases na entrada e na saída (coeficiente z da equação dos gases reais), espaço morto no cilindro, perdas nas válvulas, fugas nos anéis do pistão, expoente politrópico ou adiabático na equação de compressão, vapor de água presente nos gases.

Na última equação se mostra a equação da eficiência volumétrica corrigida com o fator de compressibilidade. Lembrar que este fator leva em conta o afastamento dos gases do comportamento ideal, que deve ser considerado a altas pressões.



A eficiência volumétrica é influenciada por diversos fatores: razão de compressão, fatores de compressibilidade dos gases na entrada e na saída (coeficiente z da equação dos gases reais), espaço morto no cilindro, perdas nas válvulas, fugas nos anéis do pistão, expoente politrópico ou adiabático na equação de compressão, vapor de água presente nos gases.

O gráfico acima tenta mostrar o efeito da variação do espaço morto no processo de compressão. Os valores de 5, 10 e 15 % correspondem a valores do espaço morto (coeficiente ϵ do slide anterior, em %). A linha cheia ABC corresponde a um espaço morto de 5 %, se o espaço for maior, a compressão acontecerá segundo as linhas pontilhadas. Se observa que a linha cheia ABC é mais íngreme que as pontilhadas, o máximo valor de pressão (ponto C) é atingido antes quando o espaço morto é menor. Ao mesmo tempo, a linha cheia DEFA, que corresponde à admissão, é também mais íngreme para o processo com menor espaço morto. Isto significa que o gás entra e sai do cilindro mais rapidamente quando o volume morto é menor.

No diagrama também é apresentado o efeito das válvulas, quando a pressão incrementa ao longo da AB, e o valor desejado é obtido, a válvula de exaustão é aberta, a pressão chega ao seu máximo valor em C, e o gás é enviado ao tubo de descarga. O processo de descarga consiste numa série de ondas de pressão que degeneram até que o pistão atinge o ponto D. Os gases que não foram expelidos se expandem, e o pistão retrocede, de D até E e F. A válvula de admissão é aberta, novo gás é admitido, até o pistão atingir a posição A.

Observar que devido à forma que funciona o processo, a eficiência volumétrica depende das razões de volume: $(AG - AE)/AG$.

Desenho e informações tirados dos textos:

” Build your working knowledge of process compressors”, Edward T. Livingston, *Chemical Engineering Progress*, February, 1993, p. 27 – 36.

Burton Corblin Technical Bulletin. Bulletin BCTB -101: Basics of gas compression. (Burton Corblin, Langhorne, PA, USA)

Quantidade de vapor presente numa massa de ar

Umidade relativa:
$$UR\% = \frac{P_{pv}}{P_{satv}(T)} 100$$

Razão de umidade ou umidade absoluta:

Lei de Dalton:

$$P_{pv}V = m_v R_v T \quad R_v = 18,02 \text{ kg/kmol}$$
$$P_{par}V = m_{ar} R_{ar} T \quad R_{ar} = 28,97 \text{ kg/kmol}$$

$$f = \frac{m_{vapor}}{m_{ar seco}} = \frac{P_{pv} R_{ar}}{P_{par} R_v} = 0,622 \frac{P_{pv}}{P_{total} - P_{pv}}$$

Se se conhece a umidade relativa do ar que está entrando num compressor é possível calcular a pressão parcial do vapor na mistura.

Com o dado da pressão parcial do vapor e conhecendo o valor da pressão atmosférica total, pode ser calculada a razão de umidade, como indicado acima, que nos informa a quantidade de kg de vapor que se tem por cada kg de ar que entra.

A umidade absoluta permanecerá a mesma ao longo do processo, mas as pressões mudam no compressor, a pressão total fica maior e a pressão parcial do vapor muda devido à mudança de temperatura. A máxima pressão parcial que o vapor de água pode ter na mistura é a de saturação correspondente à temperatura (este valor é obtido das tabelas de vapor saturado).

Se houver inte-rresfriamento nos estágios do compressor, haverá condensação do vapor de água.

Exemplo

Ar inicialmente a 1 bar , 25 °C e com 60 % de umidade relativa é comprimido até 6 bares, sendo depois resfriado, atingindo uma temperatura final de 40 °C, o que acontecerá com a água contida inicialmente na mistura?

$$R_{ar} = \text{MolarMass}('Air')$$

$$R_v = \text{MolarMass}('Steam')$$

$$m_{ar} = 1$$

$$UR1 = 60$$

$$P_{total1} = 1$$

$$T0 = 25$$

$$P_{sat1} = P('Steam', T=T0, x=1)$$

$$P_{v1} = \frac{UR1}{100} \cdot P_{sat1}$$

$$\phi = \frac{R_{ar}}{R_v} \cdot \left[\frac{P_{v1}}{P_{total1} - P_{v1}} \right]$$

$$\phi = \frac{m_v}{m_{ar}}$$

$$P_{total2} = 6$$

$$T2 = 40$$

$$\phi = \frac{R_{ar}}{R_v} \cdot \left[\frac{P_{v2}}{P_{total2} - P_{v2}} \right]$$

$$P_{sat2} = P('Steam', T=T2, x=1)$$

$$\frac{P_{v2}}{P_{sat2}} \cdot 100 = UR2$$

Este exemplo pretende mostrar como pode ser calculada a água líquida que com certeza se formará numa corrente de ar úmido inicialmente pressurizada e depois resfriada.

As equações implementam os cálculos mostrados no slide anterior, foi obtida a pressão parcial do vapor na mistura e a umidade absoluta, a partir das condições iniciais.

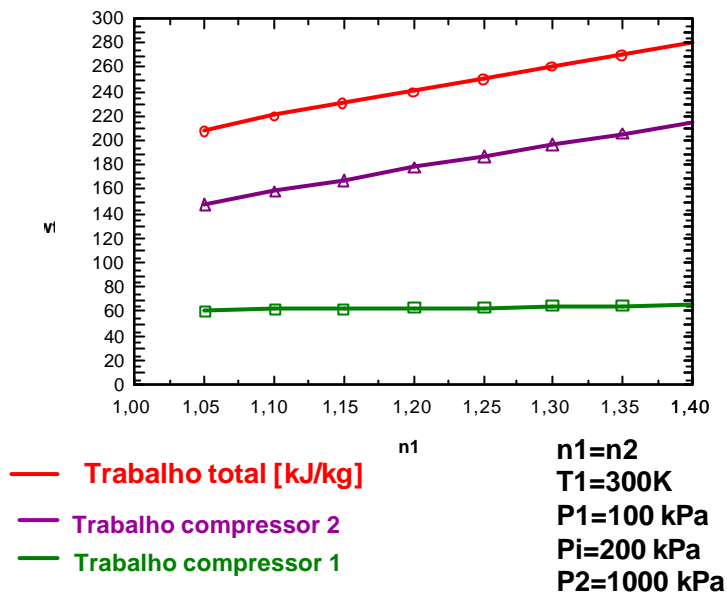
Depois, baseando-se no princípio que a umidade absoluta permanece constante, e com o dado da nova pressão total e também nova temperatura da mistura, foi calculada a nova pressão de saturação do vapor, assim como o novo valor da umidade relativa.

Dados iniciais	Pressões de vapor:
T0=25 [C]	Psat1=0.03169 [bar]
T2=40 [C]	Psat2=0.07381 [bar]
UR1=60 %	Pv1=0.01901 [bar]
Ptotal1=1 [bar]	Pv2=0.1141 [bar]
Ptotal2=6 [bar]	
mar=1 [kg/s]	Resultados:
Pesos moleculares	mv=0.03117 [kg/s]
Rar=28.97 [kg/kmol]	phi=0.03117 [kg vapor/kg ar]
Rv=18.02 [kg/kmol]	UR2=154.6 % “valor impossível, parte da água condensará”

Como pode observar-se, a quantidade inicial de massa de vapor não era grande, apenas 0,03117, por cada kg de ar seco entrando, mas mesmo assim, aproximadamente 1/3 dela será condensada.

Devido a este efeito é que os condensadores devem ser sempre providos de um dreno.

Exemplo: dois compressores em série, sem resfriamento,
efeito do coeficiente politrópico

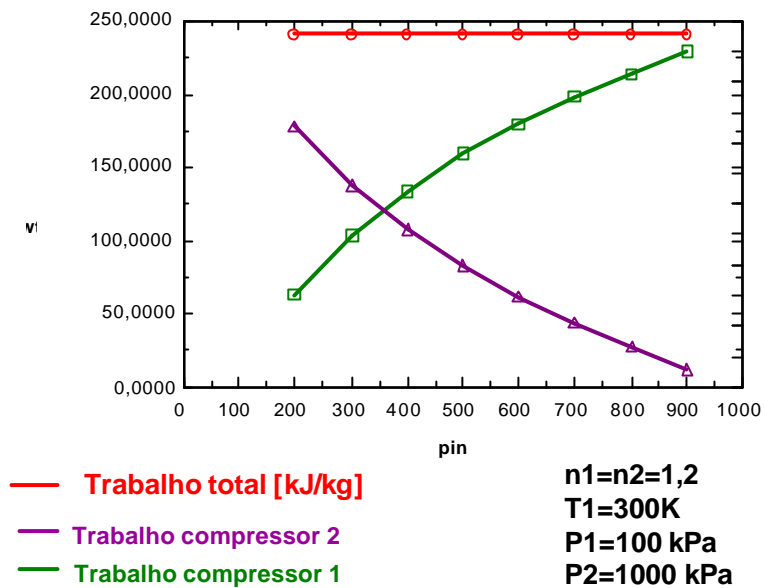


O exemplo numérico apresentado no slide pretende mostrar o efeito do coeficiente politrópico no consumo de energia num compressor.

Foram considerados dois cilindros (ou compressores) trabalhando em série, porém, sem resfriamento intermediário.

Como se observa, a medida que o coeficiente politrópico aumenta, aumenta o consumo de energia, o efeito é mais marcante no segundo compressor devido a que foi considerada uma relação de pressões mais alta (5:1) para ele, para o primeiro compressor foi considerado (2:1).

Exemplo: dois compressores em série, sem resfriamento,
efeito da pressão intermediária



Neste exemplo foram considerados também dois compressores em série, tentando mostrar o efeito da pressão intermediária entre eles.

Como se observa, a medida que o trabalho do compressor 2 decresce, o do 1 aumenta, porém, não de forma linear. Como não foi considerado resfriamento intermediário, não se observa vantagem no fato do processo acontecer em dois estágios no lugar de um só, o trabalho total resulta constante para todos os casos considerados.

No caso em que houvesse resfriamento intermediário, a melhor situação, com mínimo consumo de potência corresponderia ao valor ótimo da pressão intermediária, igual à raiz quadrada do produto das pressões inicial e final, 316,23 kPa no caso.

Exercício 1

Considere dois compressores trabalhando em série, com resfriamento intermediário entre os dois. O resfriamento atua de tal forma que esfria o gás que sai do primeiro compressor até este retornar à temperatura de entrada no primeiro, antes deste ingressar no segundo compressor.

Assuma que os processos de compressão são isentrópicos.

Sejam: P_1 e T_1 a pressão e temperatura de entrada no primeiro compressor, P_2 e T_2 a pressão e temperatura de saída do segundo compressor, P_x e T_x a pressão e temperatura intermediárias, na saída do primeiro compressor.

Determine o valor ótimo de P_x em função das outras variáveis para obter um consumo mínimo de potência no compressor.

Lembre que o mínimo de uma função corresponde ao valor nulo da derivada no ponto, e a um valor negativo para a segunda derivada no mesmo ponto.

EXERCÍCIO 2

Ar entra num compressor a 95 kPa e 27°C, e sai a 600 kPa e 277°C. A vazão de ar é de 1,4 m³/s. Desprezando mudanças de energia cinética e potencial no gás, calcule:

- a) A temperatura a que o ar teria que sair se o processo fosse adiabático reversível (isoentrópico).
- b) A potência teórica necessária se o processo fosse isentrópico.
- c) O coeficiente politrópico do processo.
- d) A perda de calor que aconteceu no compressor.
- e) A potência teórica utilizada no compressor.
- f) A potência teórica utilizada se o processo no compressor fosse isotérmico.

Compare as respostas b), e) e f), tire conclusões.

EXERCÍCIO 3

Ar entra num compressor de dois estágios, a 100 kPa e 27°C., e é comprimido a 900 kPa.

A razão de compressão através de cada estágio é a mesma, e o ar é resfriado até sua temperatura inicial entre os dois estágios.

a) Supondo que o processo de compressão seja isentrópico, determine a potência necessária no compressor para um fluxo mássico de 0,02 kg/s.

**Qual seria a resposta para um compressor de um único estágio?
Compare as duas respostas.**

b) Supondo que o ar entra a 60 % de umidade, calcule a água que será necessário drenar no trocador de calor intermediário.