

Projeto 3

Escreva um código na plataforma EES para projetar um compressor de gás (ideal) de duplo estágio com resfriamento intermediário.

O código possibilita escolher os gases ideais:

CH₄; O₂; N₂; e ar.

Fluxo volumétrico (FAD) na faixa de 1 a 300 Nm³/h;

Rotação do compressor no intervalo de 100 a 2000 rpm;

Relação ($V_{rel} = V_c/V_s$) entre espaço morto (V_c) e volume deslocado (V_s) entre 1 e 5%.

A pressão de entrada (P1) é de 1 bar e a do tanque de armazenamento (P2) de até 100 bar.

Defina as características operacionais do compressor (gás; FAD; RPM ; V_{rel} , P1 e P2) e calcule:

Potência de compressão em um único estágio, considerando o coeficiente politrópico “n” equivalente a $Q = 0,8Q_{max}$, sabendo que, quando $Q = 0$ (adiabático), $n = C_p/C_v$ e quando $Q = Q_{max}$ (isotérmico), $n = 1$.

Plote a potência de compressão em dois estágios, assumindo resfriamento intermediário completo, para valores de P_i (pressão intermediária) variando de grau em grau entre P1 e P2.

Comente os resultados.

Máquinas Térmicas

Prof. Carlos Gurgel

Dep. Engenharia Mecânica – FT

Universidade de Brasília

Capítulo VII – Máquinas de Deslocamento Positivo (Eastop & McConkey, 1993)

Neste capítulo, o ciclo ideal de compressores alternativos será estudado. Algumas informações operacionais destas máquinas térmicas serão incluídas.

Compressores Alternativos

A finalidade de um compressor é conduzir um gás num dada pressão para um estado onde a pressão é superior àquela da admissão. Obviamente tal tipo de máquina é consumidora de potência e, portanto, almeja-se que este processo de compressão seja, termodinamicamente falando, o mais eficiente possível. Dois tipos de compressores destacam-se para esta finalidade. Os compressores alternativos, cuja característica principal reside no fornecimento de gás em altas pressões com baixas vazões mássicas, e os compressores rotativos típicos de pressões reduzidas e altíssimas vazões.

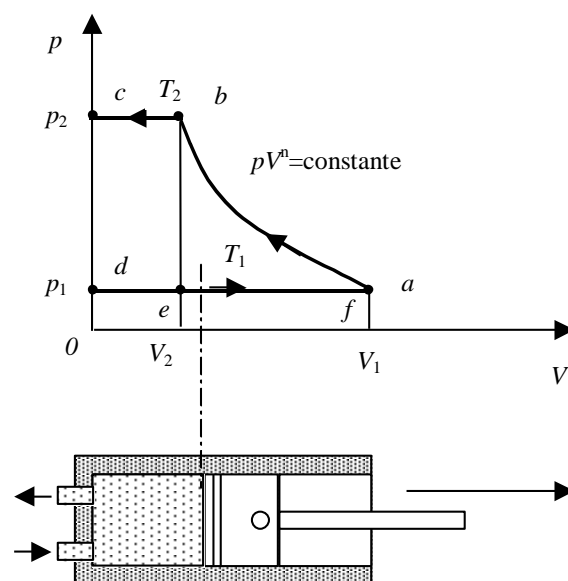


Figura VII-1: Diagrama $p - V$ de um compressor alternativo.

A Figura VII-1 ilustra o ciclo de um compressor alternativo, com espaço morto nulo, num diagrama $p - V$. Na Fig. VII-1, a linha $d - a$ representa a fase de indução, onde o fluido é admitido, idealmente, no interior do cilindro a pressão e temperatura constantes p_1 e T_1 , respectivamente. Nesta fase, a troca de calor do sistema com a vizinhança é nula. A indução inicia-se quando a diferença de pressão entre o interior do cilindro e a vizinhança é suficiente para abrir a válvula de admissão. A linha $a - b - c$ representa a fase de compressão e descarga. Nesta fase, imediatamente após o início da compressão, a válvula de admissão fecha-se e, a pressão no interior do cilindro cresce até um dado valor p_2 pré definido. Neste instante, a válvula de descarga abre-se, fase $b - c$, e os gases liberados para o exterior a pressão e temperatura constantes, num processo adiabático. Naturalmente, a temperatura T_2 , observada na descarga depende da lei de compressão entre os pontos a e b . Esta temperatura depende, obviamente, da troca de calor no processo de compressão. Pode-se assumir que a compressão do tipo politrópica reversível ($pV^n = \text{constante}$).

O trabalho indicado (obtido de um diagrama $p - V$) de compressão é dado, então, pela área sobre a curva $abcda$.

Geometricamente,

$$W = A_{abef} + A_{bc0e} - A_{ad0f}.$$

Para a área $abef$ referente ao processo de compressão politrópica (A_{abef}),

$$W_{abef} = \frac{p_2 V_b - p_1 V_a}{n-1}.$$

As parcelas restantes, A_{bc0e} e A_{ad0f} , são simplesmente retângulos, portanto, o trabalho líquido é dado por,

$$W = \frac{p_2 V_b - p_1 V_a}{n-1} + p_2 V_b - p_1 V_a.$$

Operando-se,

$$W = \frac{n}{n-1} (p_2 V_b - p_1 V_a).$$

Da equação dos gases perfeitos,

$$p_2 V_b = mRT_2 \text{ e } p_1 V_a = mRT_1,$$

tem-se, finalmente

$$W = \frac{n}{n-1} mR(T_2 - T_1).$$

A temperatura final pode ser obtida da relação,

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n}.$$

Exemplo VII-1:

Um compressor alternativo de um estágio, admite 1 m³ por minuto de ar a 1.03 bar e 15 °C e liberando o ar a 7 bar. Assumindo que a lei de compressão é $pV^{1.35}$ e que o espaço morto é desprezível, calcule a potência consumida.

$$R = \frac{\tilde{R}}{\tilde{m}} = \frac{8314.5}{28.97} = 287 \text{ N m / kg K.}$$

$$\dot{m} = \frac{p_1 \dot{V}_1}{RT_1} = \frac{1.013 \times 1 \times 10^5}{287 \times 288} = 1.226 \text{ kg / min.}$$

Precisamos da temperatura de descarga. Portanto,

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} = 288 \left(\frac{7}{1.013} \right)^{(1.35-1)/1.35} = 475.4 \text{ K.}$$

O potência de compressão indicada é,

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \dot{m} R (T_2 - T_1) = \frac{1.35 \times 1.226 \times 287 \times (475.4 - 288)}{10^3 \times (1.35 - 1) \times 60} = 4.238 \text{ kW.}$$

O trabalho de compressão, contudo, é maior do que este calculado termodinamicamente.

O atrito nas paredes entre superfícies de contato aumenta o trabalho necessário para a compressão (Fig. VII-2).

Desta forma, o trabalho que deve ser fornecido no eixo será a soma das duas parcelas.

Trabalho de eixo = trabalho termodinâmico + trabalho de atrito

Com isto, pode-se definir a eficiência mecânica do compressor com sendo, a razão entre a potência termodinâmica pela potência de eixo.

$$\eta_{mec.} = \frac{\text{potência indicada (term.)}}{\text{potência de eixo}}$$

A potência total requerida deve levar em consideração a eficiência do motor elétrico e do sistema de transmissão.

$$\eta_{motor} = \frac{\text{potência de eixo}}{\text{potência de entrada}}$$

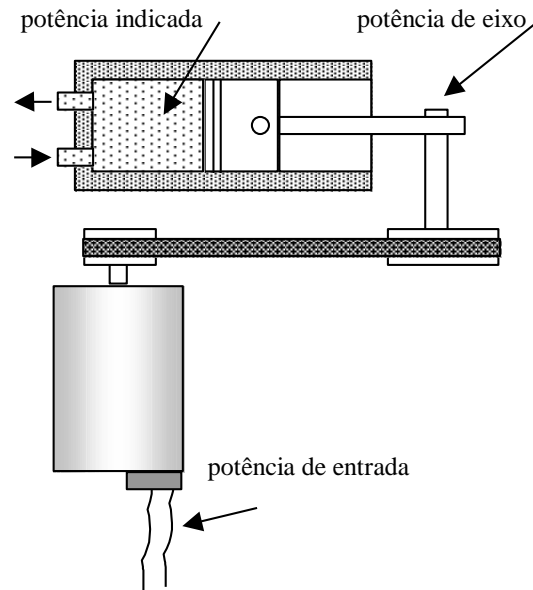


Figura VII-2: Potências envolvidas num compressor alternativo.

ExemploVII-2:

O compressor do problema anterior gira a 300 rpm. Calcule o diâmetro do cilindro assumindo que a razão entre o deslocamento e o diâmetro é de 1.5/1. Calcule a potência requerida pelo motor se a eficiência mecânica é de 85% e a eficiência do motor elétrico é de 90%.

Volume admitido por minuto: $1 \text{ m}^3 / \text{min}$.

Volume bombeado por ciclo: $\frac{1}{300} = 0.00333 \text{ m}^3 / \text{ciclo}$

Logo, o volume do cilindro é,

$$V = 0.00333 \text{ m}^3.$$

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 L = \frac{\pi}{4} d^2 (1.5 \times d) = 0.00333 \text{ m}^3.$$

$$d^3 = 0.00283 \text{ m}^3.$$

Logo,

$$d = 141.4 \text{ mm}.$$

Potência necessária para o compressor,

$$\dot{W} = \frac{4.238}{0.85} = 4.99 \text{ kW}.$$

Potência do motor,

$$W = \frac{4.99}{0.90} = 5.54 \text{ kW}.$$

Formulações Extras

A partir da fórmula $\dot{W} = \frac{n}{n-1} \dot{m} R (T_2 - T_1)$, pode-se deduzir outras expressões úteis para o cálculo da potência indicada.

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \dot{m} R (T_2 - T_1) = \frac{n}{n-1} \dot{m} R T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right).$$

Da relação $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n}$ potência termodinâmica indicada pode ser calculada pelas fórmulas,

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \dot{m} R T_1 \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\} \text{ e}$$

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} p_1 \dot{V} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\}.$$

Onde \dot{V} é o volume induzido por unidade de tempo.

Trabalho Mínimo

Conforme foi determinado, o trabalho de compressão é dado pela área sobre a curva dos processos num diagrama $p - V$. O trabalho mínimo será obtido consequentemente para uma área mínima estabelecida por um dado processo. A Figura VII-3 ilustra alguns possíveis processos na compressão de um dado gás.

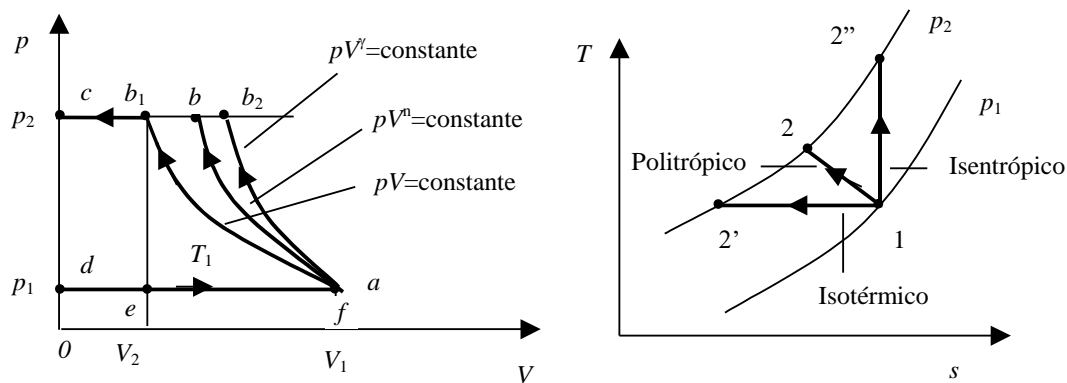


Figura VII-3: Diagramas de um compressor alternativo em diferentes processos.

A pressão de descarga p_2 é uma solicitação externa ao sistema. O volume induzido é função das características dimensionais do cilindro e do deslocamento do pistão. Portanto, o único processo que pode influenciar na área do diagrama é aquele entre os pontos a e b . Na figura, estão identificados três processos apenas. Um isotérmico, um politrópico generalizado e um adiabático reversível. Se nenhum calor é retirado do sistema, o aumento da energia interna é máximo ($u = f(T)$), com rápido aumento da pressão ($pV = RT$) seguindo a lei $pV^\gamma = \text{constante}$. No outro extremo, identifica-se o processo onde a variação da energia interna é nula, durante a compressão, em outras palavras, $pV = \text{constante}$. Para isto, calor deve ser retirado do sistema numa taxa máxima. Como estes dois casos são ideais, sempre um calor é transferido por uma parede que espera-se ser perfeitamente adiabática. No outro caso extremo, nunca retira-se todo o calor desejado quando almeja-se um processo isotérmico. Como consequência, espera-se que o caso geral (politrópico) esteja entre estas duas curvas. Isto é, o processo politrópico generalizado se situará entre as curvas definidas num processo isotérmico e num adiabático reversível. Estas situações estão identificadas na Fig. VII-3.

Com este parâmetro de comparação, podemos definir a *eficiência isotérmica* de compressão, baseada num diagrama indicada num plano $p - V$.

$$\text{Eficiência Isotérmica} = \frac{\text{Trabalho Isotérmico}}{\text{Trabalho Indicado}}$$

O trabalho de compressão isotérmico pode ser dada por

$$W = p_2 V_{b_1} \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$W = p_1 V_a \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$W = mRT \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Exemplo VII-3:

Calcule a eficiência isotérmica do compressor do Exemplo VII-1.

Precisamos calcular a potência isotérmica já que conhecemos a indicada.

$$\dot{W}_{\text{isot}} = \dot{m}RT \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{1.226 \times 0.287 \times 288}{60} \times \ln \frac{7}{1.013} = 3.265 \text{ kW.}$$

$$\dot{W}_{\text{ind}} = 4.238 \text{ kW.}$$

$$\eta_{\text{isot}} = \frac{3.265}{4.238} = 77\%$$

No desenvolvimento acima foi considerado que o compressor tinha espaço morto (folga) desprezível. De fato, com a finalidade de acomodar as válvulas de admissão e descarga, alguma folga deve ser providenciada.

A Figura VII-4 ilustra o ciclo de um compressor alternativo com espaço morto diferente de zero.

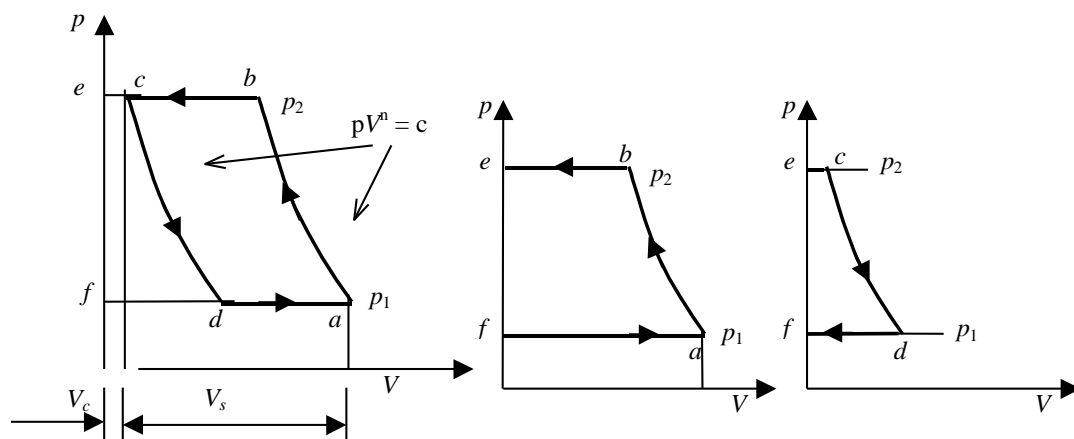


Figura VII-4: Ciclo de compressão com espaço morto num diagrama $p - v$.

Compressores de boa qualidade possuem espaço morto em torno de 6%, contudo, folgas de até 35% ocorrem.

O trabalho agora é dado por,

$$W = A_{abcd} = A_{abef} - A_{cefd}.$$

Utilizando-se as equações já deduzidas,

$$W_{abef} = \frac{n}{n-1} \dot{m}_a R (T_2 - T_1),$$

$$W_{cefd} = \frac{n}{n-1} \dot{m}_d R (T_1 - T_2).$$

Isto porque, $\dot{m}_a = \dot{m}_b$, $\dot{m}_c = \dot{m}_d$ e $\dot{m}_b - \dot{m}_c = \dot{m}_a - \dot{m}_d$.

A potência líquida é dada como

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \dot{m}_a R (T_2 - T_1) - \frac{n}{n-1} \dot{m}_d R (T_2 - T_1).$$

O efeito do espaço morto é tal que reduz o volume induzido a T_1 e p_1 , de V_s (deslocamento total) para $(V_a - V_d)$ que equivale ao deslocamento do pistão onde o O efeito do espaço morto é tal que reduz o volume induzido a T_1 e p_1 , de V_s (deslocamento total) para $(V_a - V_d)$ que equivale ao deslocamento do pistão onde o gás é efetivamente induzido. Isto ocorre porque o gás que permanece no cilindro após a descarga precisa primeiro expandir-se até a pressão atmosférica para que a válvula de admissão possa abrir.

Portanto, as massas nos diversos pontos do processo são tais que

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b \text{ e } \dot{m}_c = \dot{m}_d.$$

Desta forma, a potência é dada por,

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} (\dot{m}_a - \dot{m}_d) R (T_2 - T_1).$$

A massa liberada pelo compressor é

$$\dot{m} = \dot{m}_b - \dot{m}_c.$$

Esta massa é igual aquela induzida,

$$\dot{m} = \dot{m}_a - \dot{m}_d.$$

Finalmente,

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \dot{m} R (T_2 - T_1).$$

Este trabalho é idêntico aquele do compressor sem espaço morto. Isto ocorre pois o trabalho de compressão da massa de ar do espaço morto retorna no processo de expansão de c para d .

Como no caso anterior, a potência pode ser obtida com auxílio de

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} p_1 \dot{V} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\}. \text{ Onde } \dot{V} \text{ é o volume induzido por unidade de tempo.}$$

Esta fórmula pode ser modificada para incluir o número de ciclos por unidade de tempo (f).

O fluxo volumétrico é dado por,

$$\dot{V} = f \times (V_a - V_d)$$

portanto,

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} p_1 f (V_a - V_d) \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\}.$$

A massa de ar liberada pelo compressor pode ser aumentada se o pistão trabalhar com ambos os lados (ação dupla).

Exemplo VII-4:

Um compressor de simples estágio, ação dupla, é utilizado para produzir 14 m^3 de ar por minuto, na condição de 1.013 bar e 15°C . A pressão de descarga é de 7 bar a velocidade de 300 rpm. Assuma que a folga (espaço morto) é de 5% do volume deslocado. O coeficiente politrópico da compressão e da expansão é 1.3. Calcule o volume deslocado pelo cilindro, a temperatura de descarga e a potência termodinâmica.

Volume deslocado,

$$V_s = V_a - V_c$$

volume do espaço morto,

$$V_c = 0.05 V_s.$$

O volume induzido por ciclo é

$$V_a - V_d = \frac{14}{300 \times 2} = 0.0233 \text{ m}^3 / \text{ciclo}.$$

$$V_d = V_c \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} = 0.05 \left(\frac{7}{1.013} \right)^{1/1.3} = 0.221 V_s$$

Como,

$$(V_a - V_d) = 1.05 V_s - 0.221 V_s = 0.0233 \text{ m}^3 / \text{ciclo}.$$

Portanto,

$$V_s = \frac{0.0233}{0.829} = 0.0281 \text{ m}^3 / \text{ciclo}.$$

Logo, o volume deslocado pelo compressor é 0.0281 m³.

A temperatura de descarga é dada por

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} = 288 \left(\frac{7}{1.013} \right)^{(1.3-1)/1.3} = 450 \text{ K}.$$

A potência termodinâmica pode então ser calculada,

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} p_1 \dot{V} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\} = \frac{1.3}{0.3} \times \frac{1.013 \times 10^5 \times 14}{10^3 \times 60} \left\{ \left(\frac{7}{1.013} \right)^{(1.3-1)/1.3} - 1 \right\}$$

$$= 57.6 \text{ kW}.$$

Eficiência Volumétrica

Mostrou-se que o efeito do espaço morto reduz o volume induzido para um valor menor que o volume deslocado. A consequência disto é que o tamanho do cilindro deve ser aumentado de um certo valor acima daquele para o qual assumiu-se espaço morto nulo.

A eficiência volumétrica η_v é definida como a razão entre a massa de ar liberada pela massa de ar que ocuparia o volume deslocado nas condições de pressão e temperatura do ar de admissão. A eficiência também pode ser definida em termos volumétrico na condições de temperatura e pressão do ar de admissão.

Denomina-se *FAD* (“free air delivery”) o fluxo de ar liberado medido na pressão e temperatura da atmosfera local.

A massa de ar liberada por ciclo é

$$m = \frac{pV}{RT}.$$

A massa necessária para preencher o volume deslocado, V_s , a p e T é

$$m_s = \frac{pV_s}{RT}.$$

Da definição de eficiência volumétrica tem-se

$$\eta_v = \frac{m}{m_s} = \frac{pV}{RT} \times \frac{RT}{pV_s} = \frac{V}{V_s}.$$

A eficiência volumétrica pode ser obtida com auxílio do diagrama $p - v$, na Fig. VII-5.

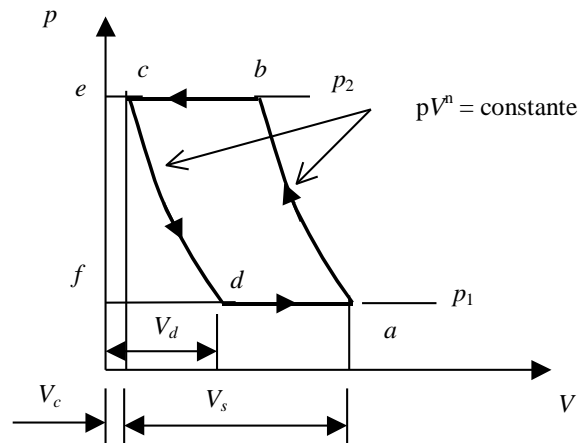


Figura VII-5: Ciclo de compressão com espaço morto num diagrama $p - v$.

O volume induzido é dado por

$$V_{ind} = V_a - V_d = V_s + V_c - V_d.$$

Sabe-se que,

$$V_d = V_c \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n},$$

portanto,

$$V_{ind} = V_s + V_c - V_c \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n}.$$

Simplificando-se,

$$V_{ind} = V_s - V_c \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right\}.$$

Como,

$$\eta_v = \frac{V_a - V_d}{V_s} = \frac{V_s - V_c \left\{ (p_2 / p_1)^{1/n} - 1 \right\}}{V_s}.$$

Isto é,

$$\eta_v = 1 - \frac{V_c}{V_s} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right\}.$$

Na derivação da fórmula acima, considerou-se o caso ideal em que a pressão e a temperatura do gás no interior do cilindro, na fase de indução, igualam-se às condições atmosféricas. Em outras palavras, admite-se que não há transferência de calor das paredes do cilindro para o ar induzido. Admite-se, também, que a pressão no cilindro, na fase de indução, é a mesma da atmosfera. Ambas as suposições não se verificam na prática. O ar ao ser admitido é ligeiramente aquecido pelas paredes do cilindro. Para haver indução, a pressão no interior do cilindro deve ser ligeiramente menor do que a pressão atmosférica para causar o fluxo para o interior do cilindro. Portanto, a fórmula acima requer correções para que seja aplicada em situações práticas.

Portanto o estado termodinâmico do ar no interior do cilindro na fase de admissão é p_1 e T_1 , enquanto na atmosfera este encontra-se a p e T .

$$m = \frac{pV}{RT} = \frac{p_1(V_a - V_d)}{RT_1}.$$

Portanto, a massa de ar que é induzida pelo cilindro é

$$m = \frac{p_1(V_a - V_d)}{RT_1}.$$

Este valor, nas condições atmosféricas, onde a FAD é definida, equivaleria à

$$m = \frac{pV}{RT}.$$

Portanto, se as condições no interior do cilindro são conhecidas, a FAD/ciclo pode ser determinada através de

$$V = (V_a - V_d) \frac{T}{T_1} \frac{p_1}{p} \text{ (FAD/ciclo)}$$

onde o índice 1 se refere às condições no interior do cilindro.

Exemplo VII-5:

Um compressor de ar, simples estágio, dupla ação, tem uma FAD e 14 m³/min medida a 1.013 bar e 15 °C (atmosfera). A pressão e a temperatura no cilindro durante a fase de indução são, 0.95 bar e 32 °C. A pressão de descarga é de 7 bar e o coeficiente politrópico de expansão e compressão é igual a 1.3. Calcule a potência termodinâmica requerida e a eficiência volumétrica. A folga (espaço morto) é 5% do volume deslocado.

O fluxo mássico é dado por,

$$\dot{m} = \frac{p\dot{V}}{RT}.$$

A FAD é dada por \dot{V} a p e T . Desta forma,

$$\dot{m} = \frac{1.013 \times 14 \times 10^5}{0.287 \times 288 \times 10^3} = 17.16 \text{ kg / min.}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} = 305 \times \left(\frac{7}{0.95} \right)^{(1.3-1)/1.3} = 483.6 \text{ K.}$$

Observe-se que os valores do ciclo na indução consideram o aquecimento do ar (305 K) e a queda de pressão (0.95 bar) necessária à indução.

A potência termodinâmica é

$$W = \frac{n}{n-1} \dot{m} R (T_2 - T_1) = \frac{1 \times 17.16 \times 0.287 (483.6 - 305)}{0.3 \times 60} = 63.5 \text{ kW.}$$

Para o cálculo do volume deslocado tem-se,

$$V_d = V_c \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} = 0.05V_s \left(\frac{7}{0.95} \right)^{1/1.3} = 0.232V_s,$$

portanto,

$$V_a - V_d = V_a - 0.232V_s = 1.05V_s - 0.232V_s = 0.818V_s.$$

Portanto, a FAD por ciclo será,

$$FAD/\text{ciclo} = (V_a - V_d) \frac{T}{T_1} \frac{p_1}{p} = 0.818V_s \times \frac{288}{305} \frac{0.95}{1.013} = 0.724V_s.$$

Para a eficiência volumétrica obtém-se

$$\eta_v = \frac{V}{V_s} = \frac{0.724V_s}{V_s} = 72.4\%.$$

Se ignorarmos a diferença entre as condições atmosféricas e o estado na indução (p_1 e T_1) obteríamos

$$\eta_v = 1 - \frac{V_c}{V_s} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right\} = 1 - \frac{0.05V_c}{V_s} \left\{ \left(\frac{7}{0.95} \right)^{1/1.3} - 1 \right\} = 81.8\%.$$

Pode-se observar que a diferença é significativa. portanto, nos casos reais, devido ao aquecimento do ar que é admitido e a necessária queda de pressão de forma a induzi-lo diminuem a eficiência volumétrica.

Compressão Multi estágio

Verificou-se que para a condição de trabalho mínimo, a compressão deve ser isotérmica. O aumento da temperatura está relacionado com o diferencial de pressão no processo politrópico através de

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n}.$$

Sabe-se que a eficiência volumétrica é dada por

$$\eta_v = 1 - \frac{V_c}{V_s} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right\}.$$

Pode-se então concluir que o aumento da taxa de compressão reduz a eficiência volumétrica do compressor (Fig. VII-6).

Nos três casos da Fig. VII-6 têm-se:

$$FAD/\text{ciclo} = V_a - V_d \text{ se a compressão for até } p_2.$$

$$FAD/\text{ciclo} = V_a - V_{d'} \text{ se a compressão for até } p_3.$$

$$FAD/\text{ciclo} = V_a - V_{d''} \text{ se a compressão for até } p_4.$$

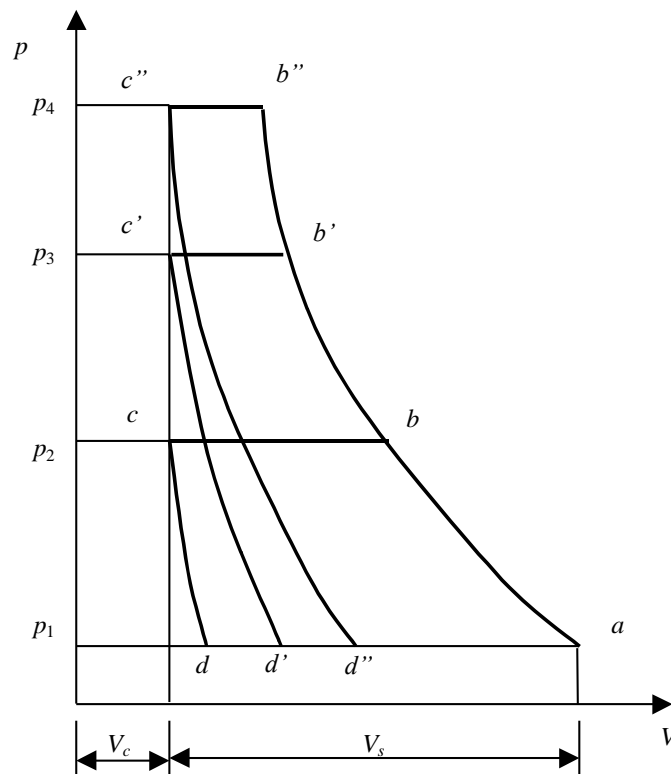


Figura VII-6: Efeito da pressão de descarga na eficiência volumétrica.

Portanto, as dimensões do cilindro deveriam ser aumentadas para se manter a FAD constante quando se deseja pressões de saída mais elevadas.

A eficiência volumétrica pode ser aumentada realizando-se a compressão em vários estágios. Após o primeiro estágio, o gás é admitido em cilindro de menor dimensão e comprimido por mais uma etapa. A Figura VII-7 ilustra uma compressão em dois estágios.

Foi verificado que a condição de trabalho mínimo é obtida no processo de compressão isotérmica. Para tal, deve-se providenciar resfriamento dos gases de maneira ideal. Isto

é muito difícil de ser obtido numa compressão direta uma vez que praticamente apenas as paredes laterais do cilindro estão disponíveis para a realização de trocas de calor. Uma alternativa razoável é aquela em que se utiliza vários estágios de compressão, de tal forma que o gás pode ser resfriado entre estes estágios. Se o inter-resfriamento for completo, o gás entrará no segundo estágio na mesma temperatura em que foi admitido no primeiro. A economia em potência pode ser visualizada com auxílio da Fig. VII-8. A área marcada indica a economia de trabalho quando inter-resfriamento é providenciado. Nesta figura, assume-se que a descarga do primeiro estágio e a indução no segundo estágio ocorrem à mesma pressão.

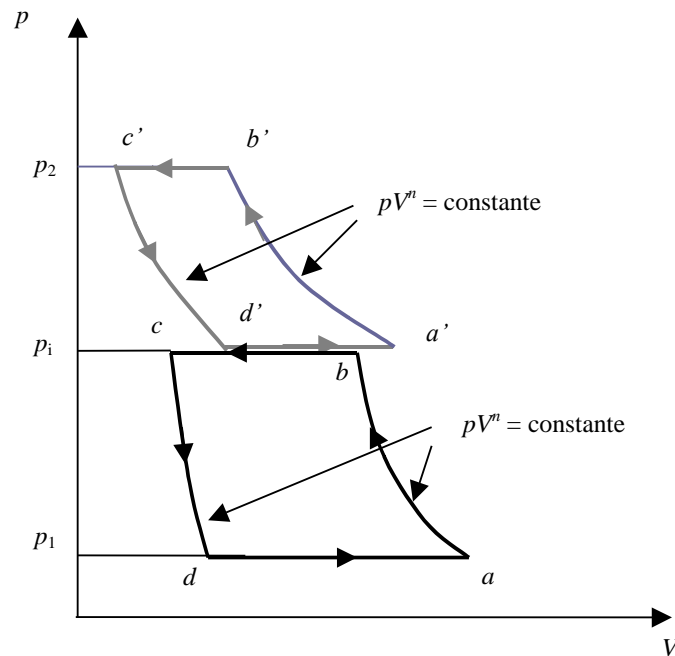


Figura VII-7: Compressão em dois estágios.

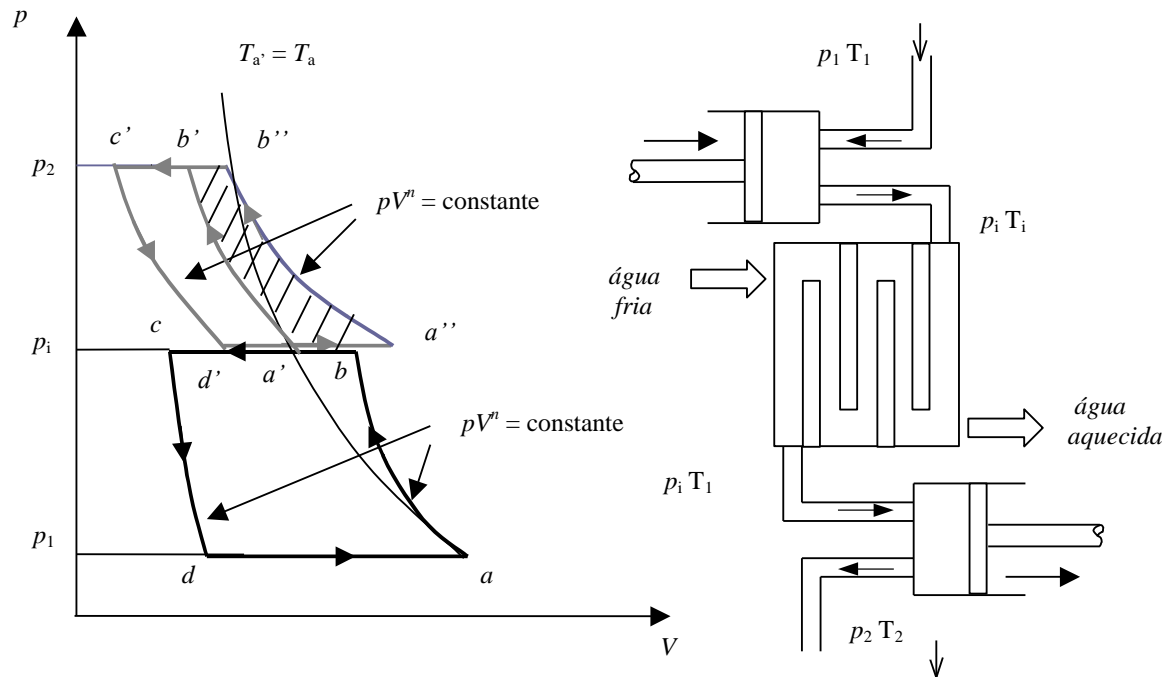


Figura VII-8: Efeito do inter-resfriamento no trabalho de compressão.

A temperatura intermediária (T_i) entre os dois estágios de compressão pode ser obtida por

$$T_i = T_1 \left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \quad \text{e, para o segundo estágio,}$$

$$T_2 = T_i \left(\frac{p_2}{p_i} \right)^{(n-1)/n}.$$

Pode-se verificar estas trocas de calor num diagrama $T-s$ (Fig. VII-9). Neste caso utilizou-se taxas de compressão idênticas e, além do inter-resfriamento entre os estágios de compressão, verifica-se o emprego de pós-resfriamento completo.

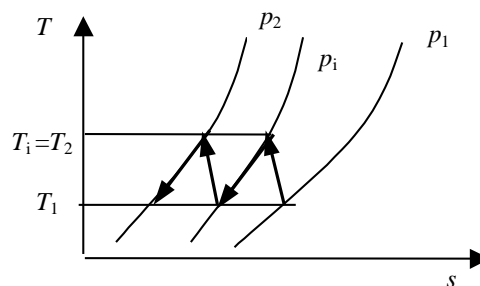


Figura VII-9: Diagrama $T-s$ para compressão com inter-resfriamento.

Exemplo VII-6:

Um compressor de ar alternativo, ação simples, dois estágios admite 4.5 kg de ar por minuto, elevando a pressão de 1.013 bar, 15 °C, com taxa de compressão de 9 para 1. Os dois estágios têm a mesma taxa de compressão e a lei de compressão e expansão é dada por $pV^{1.3} = \text{constante}$. Se o inter-resfriamento é completo, calcule a potência termodinâmica e o volume deslocado requerido. Assuma que a folga (espaço morto) em ambos os estágios seja de 5% dos respectivos volumes deslocados. O compressor opera a 300 rpm.

Com base no diagrama $p - v$ da Fig. VII-8 tem-se para o primeiro estágio (baixa pressão) o ciclo $abcd$ e para o ciclo de alta pressão, $a'b'c'd'$.

Da taxa de compressão sabe-se que,

$$p_2 = 9p_1,$$

sabe-se também que

$$p_i / p_1 = p_2 / p_i,$$

portanto,

$$p_i^2 = 9p_1^2,$$

então,

$$p_i / p_1 = \sqrt{9} = 3.$$

A temperatura de saída do compressor, antes do inter-resfriamento será,

$$T_i = T_1 \left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{(n-1)/n} = 288(3)^{1.3-1/1.3} = 371 \text{ K}.$$

Como o coeficiente politrópico, o fluxo mássico e a diferença de temperatura entre os dois estágios é o mesmo, a potência termodinâmica total será o dobro da necessária para o primeiro estágio, portanto,

$$W = 2 \times \frac{n}{n-1} \dot{m} R (T_i - T_1) = 2 \times \frac{1.3 \times 4.5 \times 0.28787 (371 - 288)}{0.3 \times 60} = 15.5 \text{ kW}.$$

A massa induzida por ciclo é,

$$m = \frac{4.5}{300} = 0.015 \text{ kg / ciclo}$$

Esta massa circulará por cada um dos estágios. Para o cilindro de baixa pressão tem-se

$$V_a - V_d = \frac{mRT_1}{p_1} = \frac{0.015 \times 287 \times 288}{1.013 \times 10^5} = 0.0122 \text{ m}^3 / \text{ciclo}$$

A eficiência volumétrica para $V_c = 0.05 V_s$ será

$$\eta_v = \frac{V_a - V_d}{V_s} = 1 - \frac{V_c}{V_s} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right\} = 1 - 0.05 (3^{1/1.3} - 1) = 0.934.$$

Então,

$$V_s = \frac{V_a - V_c}{0.934} = \frac{0.0122}{0.934} = 0.0131 \text{ m}^3 / \text{ciclo}.$$

Para o cilindro de alta pressão, o volume admitido será,

$$V = \frac{mRT_1}{p_i}.$$

Após o resfriamento completo, o ar é admitido no cilindro de alta pressão a T_1 . A pressão intermediária pode ser calculada pela taxa de compressão do primeiro estágio.

Logo,

$$p_i = 3 \times 1.013 = 3.039 \text{ bar}.$$

Desta forma

$$V = \frac{mRT_1}{p_i} = \frac{0.015 \times 287 \times 288}{3.039 \times 10^5} = 0.00406 \text{ m}^3 / \text{ciclo}.$$

Como a razão, V_c / V_s é a mesma para ambos os estágios, da mesma forma,

$$p_2 / p_i = p_i / p_1, \text{ a eficiência volumétrica do segundo estágio é será igual a do primeiro.}$$

Portanto,

$$V_s = \frac{0.00406}{0.934} = 0.00436 \text{ m}^3.$$

Pressão Intermediária Ideal

O valor da pressão intermediária p_i influencia o trabalho realizado no gás e a distribuição deste entre os diversos estágios. Se for possível encontrar uma relação do trabalho entre os dois estágios como função única das pressões envolvidas encontrar-se-á a pressão intermediária que definirá o trabalho mínimo de compressão. Na dedução a seguir, assume-se uma compressão em dois estágios. Contudo, a derivação pode ser estendida para qualquer número de estágios.

O trabalho total de compressão em dois estágios é a soma dos trabalhos do primeiro estágio com o segundo estágio. Deste forma,

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \dot{m} R T_1 \left\{ \left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\} + \frac{n}{n-1} \dot{m} R T_1 \left\{ \left(\frac{p_2}{p_i} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\}.$$

Na expressão acima, assumiu-se que o inter-resfriamento foi completo fazendo com que a temperatura de entrada nos dois estágios seja a mesma, isto é, T_1 .

A potência total pode ser simplificada para,

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} \dot{m} R T_1 \left\{ \left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 + \left(\frac{p_2}{p_i} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\}.$$

Como p_1 e p_2 são fixos, pode-se derivar em relação à pressão intermediária e aplicar a condição de mínimo, isto é,

$$\frac{d}{dp_i} \left\{ \left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{(n-1)/n} + \left(\frac{p_2}{p_i} \right)^{(n-1)/n} - 2 \right\} = 0.$$

Realizando a derivada acima e simplificando-se, obtemos,

$$p_i^2 = p_1 p_2.$$

A expressão pode ser escrita na forma de taxa de compressão entre os dois estágios,

$$\frac{p_i}{p_1} = \frac{p_2}{p_i}.$$

Conclui-se, então, que a taxa de compressão deve ser a mesma entre os dois estágios. Como a potência total está relacionada com a taxa de compressão entre os dois estágios, pode-se dizer que

$$\dot{W} = 2 \times \frac{n}{n-1} \dot{m} R T_1 \left\{ \left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\}.$$

Em termos das pressões de entrada e saída da unidade compressora (p_2/p_1) tem-se

$$\frac{p_i}{p_1} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/2}, \text{ logo,}$$

$$\dot{W} = 2 \times \frac{n}{n-1} \dot{m} R T_1 \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/2n} - 1 \right\}.$$

Esta expressão pode ser generalizada para um número z de estágios, tal que,

$$\dot{W} = z \times \frac{n}{n-1} \dot{m} R T_1 \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/zn} - 1 \right\}.$$

A taxa de compressão entre cada um dos estágios sendo $\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/z}$.

Exemplo VII-7:

Um compressor de três estágios, ação simples, admitindo ar atmosférico a 1.013 bar e 15 °C tem uma FAD de 2.83 m³ / min. A temperatura e a pressão de sucção são, 32 °C e 0.98 bar, respectivamente. Calcule a potência termodinâmica requerida assumindo inter-resfriamento completo, $n = 1.3$ e trabalho mínimo. A pressão de saída é de 70 bar.

A massa de ar comprimida é

$$\dot{m} = \frac{pV}{RT} = \frac{1.013 \times 10^5 \times 2.83}{287 \times 288} = 3.47 \text{ kg / min}$$

Utilizando-se a equação apropriada,

$$\dot{W} = z \times \frac{n}{n-1} \dot{m} R T_1 \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/zn} - 1 \right\}.$$

$$\dot{W} = 3 \times \frac{1.3}{1.3-1} \frac{3.47 \times 0.287 \times 305}{60} \left\{ \left(\frac{70}{0.98} \right)^{(1.3-1)/(3 \times 1.3)} - 1 \right\} = 25.6 \text{ kW}.$$

Num compressor alternativo, o processo de compressão politrópica ocorre num sistema fechado. Apenas na admissão e na descarga, que ocorrem a temperatura e pressão constantes o compressor comporta-se como volume de controle. Por isto, conduziu-se a análise a análise sem a necessidade de utilizarmos a equação da energia para fluxo de massa em regime permanente. Obviamente, tratando-se de uma máquina que opera admitindo e descarregando massa, podemos efetuar a análise utilizando-se a equação da energia para sistemas abertos (Fig. VII-10).

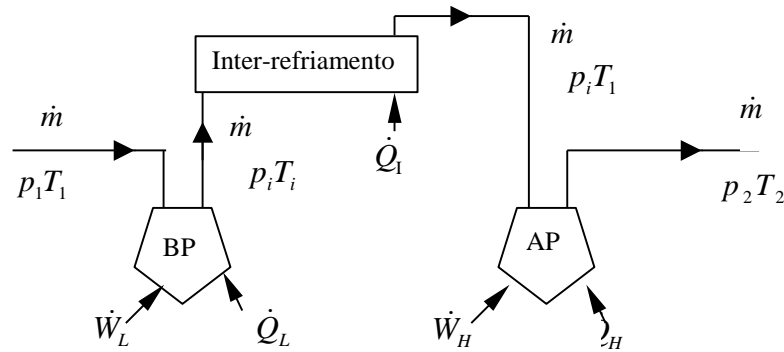


Figura VII-10: Análise de compressor de dois estágios como sistema aberto.

Desprezando-se mudanças na energia cinética e na diferença de altura (cota) entre a entrada e a saída tem-se,

$$h_1 + \frac{C_1^2}{2} + Q + W = h_2 + \frac{C_2^2}{2}.$$

Para o estágio e baixa pressão,

$$\dot{m}c_p T_1 + \dot{Q}_L + \dot{W}_L = \dot{m}c_p T_i. \text{ Portanto,}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{W}_L - \dot{m}c_p (T_i - T_1).$$

No inter-resfriador,

$$\dot{m}c_p T_i + \dot{Q}_I = \dot{m}c_p T_1. \text{ Portanto,}$$

$$\dot{Q}_L = -\dot{m}c_p(T_i - T_1).$$

Para o estágio e alta pressão,

$$\dot{m}c_p T_1 + \dot{Q}_H + \dot{W}_H = \dot{m}c_p T_2. \text{ Portanto,}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{W}_H - \dot{m}c_p(T_2 - T_1).$$

Exemplo VII-8:

Com os dados do exemplo de compressão em multiestágio determine a taxa de calor de resfriamento dos cilindros e do inter-resfriador.

Como o trabalho de compressão é o mesmo,

$$\dot{W}_L = \dot{W}_H = \frac{15.5}{2} \text{ kW.}$$

Sabe-se também que,

$$T_2 = T_i = 371 \text{ K.}$$

O calor rejeitado no cilindro de baixa pressão é

$$\dot{Q}_L = \dot{W}_L - \dot{m}c_p(T_i - T_1) = \frac{15.5}{2} - \frac{4.5 \times 1.005}{60}(371 - 288) = -1.49 \text{ kW.}$$

Para o compressor de alta pressão,

$$\dot{Q}_H = \dot{W}_H - \dot{m}c_p(T_2 - T_1).$$

Como, $\dot{W}_H = \dot{W}_L$ e $T_2 = T_i$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L = -1.49 \text{ kW}$$

Para o inter-resfriador,

$$\dot{Q}_L = -\dot{m}c_p(T_i - T_1) = \frac{4.5 \times 1.005}{60} \times (371 - 288) = -6.26 \text{ kW.}$$

Compressores Rotativos

Conforme dito anteriormente, os compressores rotativos permitem grandes vazões em pressões não muito elevadas. Em função das características de operação, a mais

importante sendo a ausência de esfriamento, a compressão ocorre de maneira aproximadamente adiabática. A compressão é a volume constante em alguns tipos de máquinas e adiabática reversível em outras. A teoria desenvolvida para compressores alternativos serve de base para os compressores rotativos e, portanto, não será discutida neste capítulo. O leitor interessado deve procurar maiores informações nas referências do curso.