



COMPRESSORES A PISTÃO

1 INTRODUÇÃO

Compressores podem ser definidos como estruturas mecânicas industriais destinadas, essencialmente, a elevar a energia utilizável de gases, pelo aumento de sua pressão.

A compressão de um gás pode ser feita adiabaticamente ou com transferência de calor, dependendo da finalidade para a qual o gás está sendo comprimido; se o mesmo vai ser usado em um motor ou em um processo de combustão, a compressão adiabática é desejável a fim de se obter a maior energia disponível (exergia) no gás após o processo de compressão. Em muitas aplicações, no entanto, o gás é armazenado em um tanque para ser empregado posteriormente. Durante o processo de armazenagem há transferência de calor para a atmosfera e quando o gás for usado estará praticamente a temperatura ambiente. Neste caso, a compressão com transmissão de calor é mais vantajosa.

Gases comprimidos armazenados a temperatura ambiente são empregados para diversas finalidades; os exemplos mais comuns são o uso de ar comprimido em ferramentas pneumáticas, para controle pneumático de máquinas ou processos, como veículo de transporte de partículas sólidas (transporte pneumático), como propelente para tintas e vernizes, para limpeza industrial (puro ou em emulsão com água e detergentes), etc.

2. OBJETIVOS

Esta experiência tem por objetivos:

- a) Aplicar conceitos da termodinâmica
- b) Estudar o comportamento de um compressor de ar a pistão
- c) Verificar a influência da compressão em estágios
- d) Verificar a influência do resfriamento interestágios no desempenho
- e) Avaliar o desempenho do compressor através de eficiências

3. DESCRIÇÃO GERAL DA MONTAGEM

O equipamento que será utilizado é um sistema de compressão de ar, com finalidades didáticas, fornecido pela Plint & Partners (Inglaterra). O sistema é composto por um compressor de dois cilindros de baixa pressão (1^o estágio), um inter-resfriador, um compressor de alta pressão também de dois cilindros, um pós-resfriador e um tanque de armazenamento. O conjunto é acionado por motores elétricos; o primeiro estágio, por um motor de corrente alternada e o segundo por um motor de corrente contínua, cuja rotação pode ser variada. O sistema é instrumentado de modo a se medir pressões, temperaturas, vazões, torque de eixo, rotação de cada estágio e as potências elétricas de acionamento.

Para medir a vazão de ar que está sendo aspirado, há um bocal situado na entrada do tanque de sucção. Este tanque amortece a pulsação no escoamento de ar induzida pela aspiração transiente do compressor. Após passar pelo primeiro estágio de compressão, o ar é resfriado por água em um trocador de calor (inter-resfriador) e é então admitido no segundo estágio de compressão. O ar comprimido é novamente resfriado a água (pós-resfriador) antes de ser mandado ao reservatório de ar comprimido. Uma vez que os balanços de massa e energia devem ser feitos com o sistema operando em regime permanente, o tanque descarrega o ar comprimido através de um orifício calibrado para a atmosfera. A Figura 1 mostra esquematicamente o sistema, indicando ainda pontos de medidas de temperaturas, pressões e vazões.

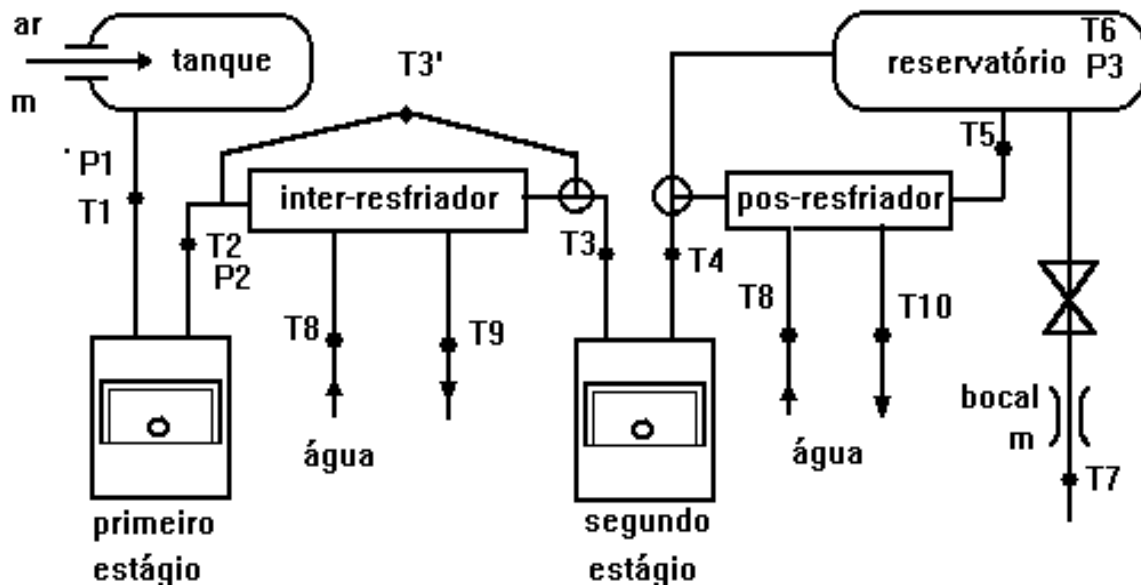


Figura 1: Esquema geral do sistema de compressão

4. DADOS TÉCNICOS NECESSÁRIOS

São fornecidas a seguir algumas especificações técnicas necessárias para o cálculo das diferentes grandezas e parâmetros de desempenho.

a) Compressor, 1^o estágio:

número de cilindros	2
diâmetro do cilindro	101,6 mm
curso do pistão	101,6 mm
pressão máxima de saída	1000 kPa
Razão de redução de rotação entre o motor e o compressor	3:1
Eficiência mecânica da transmissão por correia	0,98
Volume do espaço morto	20 cm ³

b) Compressor, 2^o estágio:

número de cilindros	2
diâmetro do cilindro	66,7 mm
curso do pistão	63,5 mm
pressão máxima de saída	1500 kPa
Razão de redução de rotação entre o motor e o compressor	3:1
Eficiência mecânica da transmissão por correia	0,98
Volume do espaço morto	13 cm ³

c) Potência de eixo dos motores elétricos:

Os motores elétricos de acionamento encontram-se montados em balanço. A reação do torque de eixo na carcaça do motor é medida através de um braço de alavanca e de uma balança graduada em newton (N).

$$W_m = F N / K \quad (\text{ watt}) \quad (1)$$

onde **F** é a carga aplicada sobre a balança, **N** é a rotação em rpm e **K** é a constante de carga do dinamômetro (43,41 nas unidades acima)



d) Fluxo de massa de ar

Para medir a descarga mássica de ar o sistema dispõe de dois orifícios calibrados; o primeiro é situado na entrada do tanque de sucção e o segundo situado após a válvula de controle de vazão de descarga. O fluxo de massa em cada caso pode ser calculado a partir das condições ambientes, do diâmetro do orifício e da depressão lida no manômetro inclinado, conforme as equações abaixo.

Diâmetro da placa de orifício de entrada 3,202 cm
Diâmetro do bocal de descarga 2,500 cm

Na entrada:

$$m_o = 0,001232 d^2 \sqrt{\frac{h_o P_A}{T_A}} \quad (\text{kg/s}) \quad (2)$$

e na saída:

$$m_n = 0,002012 d^2 \sqrt{\frac{h_n P_A}{T_7}} \quad (\text{kg/s}) \quad (3)$$

onde **d** é o diâmetro do orifício (centímetros), **P** é dada em kN/m² e a depressão **h** deve ser expressa em cm H₂O. Em regime permanente, os fluxos de massa na entrada e na saída devem ser iguais.

5. ANÁLISE TERMODINÂMICA DO PROCESSO DE COMPRESSÃO

5.1 - Trabalho mínimo de compressão politrópica

Para realizar a compressão de um gás é necessário consumir trabalho. Frequentemente é conveniente que se conheça o trabalho mínimo de um processo, para comparação com o processo real. Aplicando-se a primeira lei para um processo em regime permanente, internamente reversível e politrópico, pode-se mostrar que o trabalho de compressão é dado por

$$W = m_f R T_1 \frac{n}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4)$$

Deve-se observar que a expressão acima pode ser utilizada também para um processo isentrópico desde que **n = k**. Para o processo isotérmico, porém, a expressão não pode ser empregada (**n=1**)

No caso de um processo politrópico com rejeição de calor, o calor rejeitado pode ser determinado a partir da aplicação da 1ª lei da termodinâmica, resultando:

$$Q = m_f c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) \quad (5)$$

5.2 - Trabalho mínimo de compressão isotérmica.

O trabalho isotérmico - que constitui o caso ideal para um processo em que se requer o gás à temperatura ambiente - pode ser determinado diretamente a partir da primeira lei para um volume de controle, em um processo internamente reversível, impondo-se que o processo seja isotérmico:

$$W_{it} = m_f R T_1 \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \quad (6)$$

Neste caso, o calor rejeitado é igual ao trabalho consumido.

5.3 - Compressor a pistão: diagrama indicador ($P \times V$) e $T \times S$

Na Figura 2 é apresentado o diagrama $P \times V$ teórico de operação de um compressor alternativo a pistão. Os processos que compõem um ciclo mecânico completo são:

- COMPRESSÃO : começa quando o volume do cilindro é máximo, no ponto 1. Conforme diminui o volume, a pressão aumenta até atingir P_2 (ponto 2), quando se abre a válvula de descarga (acionada automaticamente pela pressão do cilindro).
- DESCARGA : entre os pontos 2 e 3 o gás é descarregado a pressão constante, impelido pelo movimento do pistão.
- EXPANSÃO - de 3 a 4 ocorre a expansão do gás que restou dentro do cilindro devido ao **espaço morto**. Essa expansão prossegue até que a pressão de admissão seja atingida.
- SUCÇÃO - quando se abrem as válvulas de admissão, o pistão aspira gás a baixa pressão (entre os pontos 4 e 1) para então reiniciar o ciclo mecânico.

Supondo-se que os processos de compressão e expansão sejam politrópicos, pode-se mostrar que a soma dos trabalhos envolvidos em cada um dos processos acima descritos é exatamente igual à expressão do trabalho mínimo politrópico, obtida a partir de um volume de controle em regime permanente.

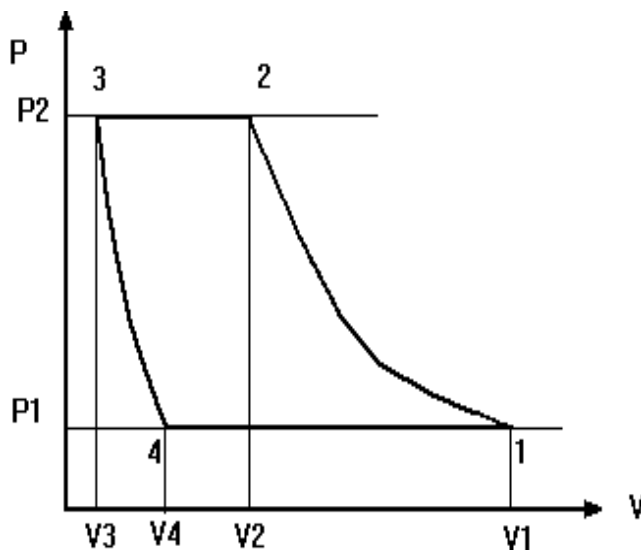


Figura 2 - Diagrama indicador de um compressor a pistão.

As Figuras 3 e 4 apresentam os diversos valores possíveis de n nos diagramas $P \times V$ e $T \times S$, respectivamente. Uma vez que a área do ciclo mecânico (pontos 1 a 4) no diagrama $P \times V$ é proporcional ao trabalho necessário, é evidente que quanto menor o valor de n , menor será o trabalho politrópico de acionamento do compressor. A energia disponível no gás (exergia), porém, será também menor. Caso o ar comprimido deva estar à temperatura ambiente quando for empregado, é mais conveniente tentar aproximar o processo de compressão de um processo isotérmico.

O valor do coeficiente n depende do tipo de processo termodinâmico que ocorre

- se $n = 1$ teremos um processo isotérmico (ideal).
- se $1 < n < k$ teremos um processo com rejeição de calor.
- se $n = k$ teremos um processo adiabático, reversível.

- se $k < n$ teremos um processo adiabático com atrito.

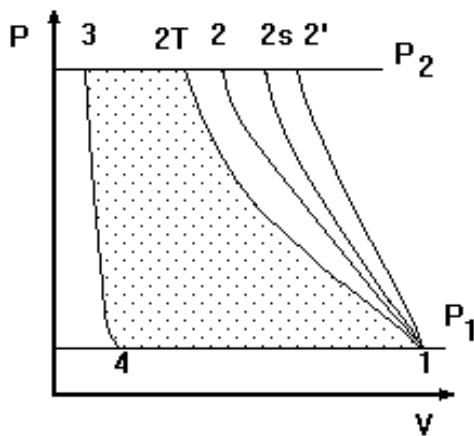


Fig. 3 - Diagrama P x V

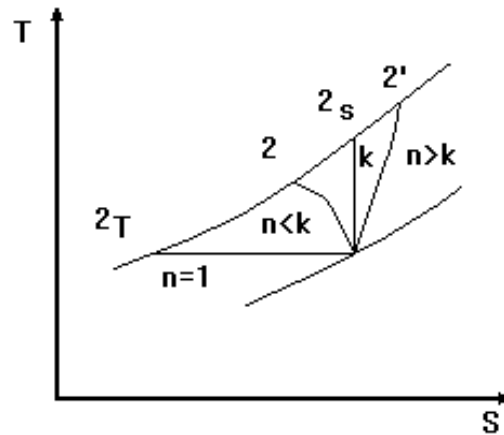


Fig. 4 - Diagrama T x S

Se a fase de compressão se estendesse até que fosse atingido o volume de espaço morto V_3 , a fase de descarga ficaria eliminada. O gás, que estaria na pressão máxima, não poderia ser descarregado para o duto de descarga. Nesse caso, toda a massa de ar contida no cilindro seria re-expandida sem sair do cilindro (fluxo de massa nulo através do compressor).

Nesta condição, a pressão máxima seria dada por:

$$P_{\max} = P_1 \left(\frac{V_1}{V_3} \right)^n \quad (7)$$

5.4 - Rendimento volumétrico aparente e real

Um compressor sempre possui um **espaço morto** ou **espaço nocivo**, que corresponde ao volume mínimo (V_3). Define-se o coeficiente de espaço nocivo ε :

$$\varepsilon = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \quad (8)$$

O **rendimento volumétrico aparente** relaciona o deslocamento volumétrico durante a sucção com o deslocamento total do compressor (cilindrada); usando a Figura 2 como base, podemos então escrever:

$$\eta_{\text{vap}} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \quad (9)$$

Pode-se mostrar que o rendimento volumétrico aparente pode ser expresso em função do coeficiente de espaço nocivo e da relação de pressões:

$$\eta_{\text{vap}} = 1 + \varepsilon - \varepsilon \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n} \quad (10)$$

O **rendimento volumétrico real** de um compressor expressa uma relação entre **massas** (apesar do nome); este conceito compara a massa de gás que foi efetivamente succionada com a massa que caberia no volume deslocado (cilindrada), nas condições de pressão e temperatura a montante da válvula de sucção:



$$\eta_v = \frac{m_f}{\rho_i V_{CC}} \quad (11)$$

onde ρ_i é a densidade do gás imediatamente antes de entrar no compressor e V_{CC} é a cilindrada. O rendimento volumétrico real só pode ser obtido experimentalmente.

5.5 - Definições de eficiências para compressores

A avaliação do desempenho de um compressor normalmente é realizada através do conceito de **eficiência**. Este conceito permite comparar o desempenho de diferentes compressores realizando uma mesma tarefa ou para comparar o desempenho de uma mesma máquina operando em diferentes condições

Várias são as definições possíveis para o conceito de eficiência. Tradicionalmente são adotadas as definições de **eficiência isentrópica (η_{SC})**, **eficiência isotérmica (η_{IT})** e **eficiência politrópica (η_{PC})**. A primeira é empregada basicamente para compressores axiais e centrífugos operando sem resfriamento. A segunda é adotada para compressores a pistão com resfriamento. A terceira é adotada como critério de avaliação de quanto que o processo real se afasta do politrópico devido a perdas e atritos internos. As equações a seguir mostram cada uma das definições acima citadas:

$$\eta_{SC} = \frac{W_S}{W_C} \quad (12)$$

$$\eta_{IT} = \frac{W_{IT}}{W_C} \quad (13)$$

$$\eta_{PC} = \frac{W_P}{W_C} \quad (14)$$

onde W_C representa o trabalho de eixo fornecido ao compressor

W_S representa o trabalho de compressão isentrópica

W_{IT} representa o trabalho de compressão isotérmica

W_P representa o trabalho de compressão politrópica.

Usando o conceito de **exergia**, pode-se definir uma **eficiência exérgica** para o compressor, relacionando a variação de exergia obtida pela compressão ao trabalho de eixo fornecido:

$$\eta_{EX} = \frac{exf_2 - exf_1}{W_C} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{W_C} \quad (15)$$

Esta definição, apesar de pouco usada atualmente, é a que efetivamente compara um trabalho reversível entre os estados inicial e final do gás, com o trabalho real, sem recorrer a processos auxiliares (isoentrópico, isotérmico ou politrópico).

5.6 - A compressão por estágios

À medida que se requer maior pressão de um dado compressor (a pressão de descarga se aproxima da pressão máxima), o rendimento volumétrico aparente se reduz, como pode ser visto pela equação (10). Consequentemente, o fluxo de massa que escoar através do compressor também se reduz. Para evitar este problema pode-se realizar a **compressão em estágios**, onde o segundo compressor aspira a partir da descarga do primeiro e assim por diante. Se entre dois estágios consecutivos se faz um inter-resfriamento, o trabalho consumido por kg de ar comprimido se reduz, como pode ser visto na Figura 5.

Se o número de estágios entre dois níveis de pressão é aumentado, e entre estágios há um inter-resfriador, o processo tende a uma compressão isotérmica e portanto a um menor trabalho requerido por kg de gás comprimido. Por razões econômicas, há um número adequado de estágios para cada nível de pressão pretendido.

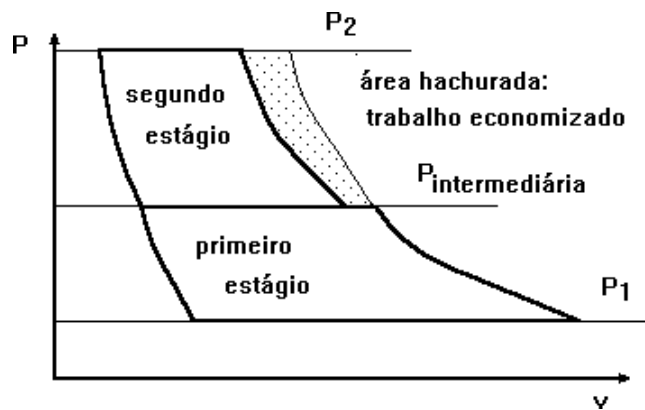


Figura 5: A compressão por estágios

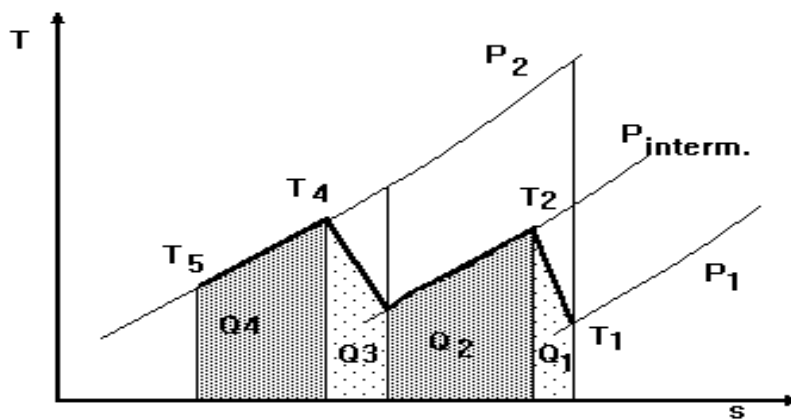


Figura 6: Diagrama T x S para compressão em dois estágios

O diagrama T x S para a compressão em dois estágios pode ser visto na Figura 6 e corresponde à montagem experimental completa: uma compressão até a pressão intermediária, politrópica, com resfriamento a ar (Q_1), seguida de um inter-resfriador a água (Q_2), nova compressão até a pressão final, também politrópica com resfriamento a ar (Q_3) e finalmente um pós-resfriador (Q_4). As áreas hachuradas correspondem às perdas de calor do gás para o fluido refrigerante (ar ou água).

Pode-se mostrar que, uma vez escolhido o número de estágios, a relação de pressão para cada estágio é dada pela expressão abaixo (considerando-se que o inter-resfriamento restitui o gás sempre à temperatura de sucção do primeiro estágio):



$$(r_p)_{EST} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/z} \quad (16)$$

onde z é o número de estágios.

5. INSTRUÇÕES DE OPERAÇÃO E PROCEDIMENTO DE TESTE

Antes de iniciar a operação:

- a) verifique os zeros dos manômetros inclinados
- b) complete com óleo os copos dos termômetros
- c) drene condensado do resfriador intermediário, do resfriador posterior e do reservatório.

Procedimento de partida

- a) coloque as válvulas controladoras do fluxo de ar dos resfriadores na posição desejada, que corresponde à montagem a realizar.
- b) ligue a bomba e ajuste os fluxos de água de refrigeração no meio das escalas dos medidores.
- c) verifique se a válvula de gaveta da entrada do reservatório está aberta
- d) acione o dispositivo de alívio de partida do primeiro estágio
- e) ligue o 1^o estágio do compressor
- f) coloque o controlador de velocidade do segundo estágio no máximo (painel elétrico)
- g) abra a válvula de esfera da entrada do segundo estágio
- h) ligue o segundo estágio mediante a chave do painel de controle
- i) quando a pressão do reservatório chegar ao valor desejado, abra gradativamente a válvula de saída do tanque (anterior ao bocal ISA de saída) até obter operação em regime permanente.

j) certifique-se que haja alguma válvula de saída aberta!

pressão máxima no primeiro estágio: 1000 kPa

pressão máxima no segundo estágio: 1500 kPa

ATENÇÃO: A cada novo ajuste das condições de operação, deve-se esperar pelo menos 20 minutos para o sistema entrar em regime. Quando as diversas leituras de pressão, temperatura e vazão estiverem estabilizadas, deve-se proceder então às leituras. Deve-se observar a pressão no reservatório, que deve permanecer constante durante o teste. Para isto, pequenos ajustes na válvula de estrangulamento devem ser feitos periodicamente.

Ensaio a realizar:

Montagem 1: Compressão em um estágio: efeito da pressão de descarga só o primeiro estágio funcionando
recomenda-se as pressões de 400 e 600 kPa

Montagem 2: Compressão em dois estágios: efeito do inter-resfriamento
Ambos os estágios em operação
Inter-resfriador ativado
Pressão recomendada: 600 kPa



Departamento de Energia

ES747 - Laboratório de Sistemas Térmicos e Fluidomecânicos



6. RELATÓRIO

O relatório deste experimento deve seguir as orientações gerais quanto à apresentação de resultados, análise de erros experimentais e conclusões obtidas.

ATENÇÃO: AS PRESSÕES LIDAS SÃO MANOMÉTRICAS!

Pede-se:

- a) deduzir as expressões (4), (5) e (6).
- b) calcular os coeficientes da politrópica de compressão para cada estágio em cada condição de operação.
- c) calcular o coeficiente de espaço nocivo para cada compressor e o rendimento volumétrico aparente de cada estágio, para cada condição de operação.
- d) calcular os rendimentos volumétricos, trabalho politrópico de cada estágio, calor rejeitado ao ar, calor rejeitado à água no inter-resfriador e pós-resfriador, eficiências isotérmica, politrópica e exergética para cada condição de operação.
- e) Para a montagem 1, analisar o que ocorre com o desempenho da máquina quando sobe a pressão.
- f) Compare as Montagens 1 e 2 para a pressão de 600 kPa. Que ocorre com os indicadores de desempenho?

7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATLAS COPCO "Manual do ar Comprimido". McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1976.

BARBOSA, P.S. "Compressores". Apostila Petrobrás - CENPES - DIVEN, 2ª edição, 1984.

CHERKASSKI, V.M. "Bombas, Ventiladores e Compressores". Editora MIR, Moscou, 1986.

COSTA, E.C. "Compressores". Editora Edgard Blucher, São Paulo 1978.

GALLO, W.L.R. & WALTER, A..S. "Compressores a Pistão". Complemento à Apostila Didática "Máquinas Térmicas", CABS, 1986.



COMPRESSOR DE DOIS ESTÁGIOS - FOLHA DE TESTE

Pressão Ambiente:

TESTE		1	2	3	4	5	6
P intermed.	KPa						
P reservat.	Kpa						
Ho	mmh ₂ o						
Hn	mmh ₂ o						
T ambiente	°C						
T1	°C						
T2	°C						
T3	°C						
T4	°C						
T5	°C						
T6	°C						
T7	°C						
RESFRIAMENTO							
Vazão inter.	l/min						
T8	°C						
T9	°C						
Vazão pós	l/min						
T10	°C						
MOTORES							
Força - 1	N						
Ω- 1	rpm						
Pot Elétrica	W						
Força - 2	N						
Ω- 2	rpm						
Dif. Pot.-2	V						
Corrente-2	A						



Departamento de Energia

ES747 - Laboratório de Sistemas Térmicos e Fluidomecânicos