

Ciclo Ideal de um Expansor a Pistão de um Sistema de Refrigeração a Ar Comprimido - EVR2021-0005

Thomaz P. Lacerda ^{1,*}, Washington O. I. Bohorquez ¹, Marco A. C. Alves ¹

¹ Universidade Federal de Juiz de Fora, Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica,
Laboratório de Ciências Térmicas e Hidráulicas – LCTH.
Juiz de Fora, Minas Gerais, Brasil, 36036-900

* Autor para correspondência, e-mail: thomaz.lacerda@engenharia.ufjf.br

Resumo

Com o advento das questões ambientais emergiu a demanda por fluidos de trabalho naturais na indústria de refrigeração e ar condicionado. Uma solução que se apresenta é o uso dos *sistemas de refrigeração a ar comprimido*. A novidade no presente trabalho é que o sistema de refrigeração a ar comprimido proposto utiliza um *expansor a pistão*, ao invés de um *expansor a turbina*, como é de praxe. O *ciclo termodinâmico ideal* de operação do expansor a pistão é construído, com um diagrama P-V original, de maneira a entender a operação e avaliar qualitativamente a influência das características de construção no desempenho do mesmo. Conclui-se que um expansor a pistão pode perfeitamente substituir um expansor a turbina, sobretudo em instalações de pequeno porte. Quanto às características construtivas do expansor a pistão: a cilindrada está relacionada ao tamanho, a taxa de compressão quanto maior melhor o desempenho e o controle da abertura e do fechamento das válvulas de injeção e exaustão é fundamental. Finalmente, indica-se pressões de alimentação de ar comprimido menores que 1,0 MPa.

Palavras-chave: ciclo ideal, expansor a pistão, refrigeração a ar.

Introdução

Com o advento das questões ambientais (aquecimento global e destruição da camada de ozônio), emergiu a demanda por fluidos de trabalho naturais na indústria de refrigeração e ar condicionado. Amônia, hidrocarbonetos e CO₂ são usados, mas têm suas limitações. Outra solução é o uso dos *sistemas de refrigeração a ar comprimido* (SRAC), onde o ar é o fluido de trabalho. Os SRAC operam segundo o ciclo de Brayton reverso (Park et al., 2012), uma vez que utilizam turbomáquinas nos processos de compressão (compressores axiais ou centrífugos) e nos processos de expansão (turbinas axiais e centrífugas).

A operação e a estrutura de um SRAC são relativamente simples e compactas quando comparadas com a operação e a estrutura dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor e por absorção (Park et al., 2012). Apesar do menor coeficiente de desempenho (COP) dos SRAC, suas aplicações são diversas. Uma aplicação importante dos SRAC é no condicionamento e pressurização do ambiente de aeronaves, mas também podem ser aplicados em: congelamento rápido e refrigeração de alimentos; sistemas de refrigeração para transporte de cargas; e sistemas de condicionamento de ar de edifícios e de veículos (trens).

A novidade no presente trabalho é que o SRAC em estudo não utiliza turbomáquinas, mas sim máquinas alternativas a pistão. É dada uma especial atenção ao subsistema de expansão do SRAC, denominado *expansor a pistão* (EP). Um ciclo termodinâmico ideal de operação do EP é construído, de maneira a entender a operação e avaliar qualitativamente a influência das características de construção do EP nos parâmetros de desempenho do SRAC. O desempenho do EP é comparado ao desempenho de um *expansor a turbina* (ET) de um ciclo de Brayton reverso.

O expansor a pistão também pode ser tratado como *motor a ar comprimido*, quando é dado destaque para a capacidade de produção de trabalho do expansor (Huang et al., 2013).

Metodologia

Um expansor a pistão (EP) é um subsistema de expansão de um sistema de refrigeração a ar comprimido, portanto é um dispositivo que apresenta uma capacidade de refrigeração, além de produzir um trabalho mecânico, a partir de um ar a alta pressão armazenado em um reservatório. Por conseguinte, os seguintes parâmetros de desempenho fundamentais do EP são avaliados: capacidade de refrigeração; trabalho mecânico; COP; eficiência mecânica; e temperatura de refrigeração.

A Figura 1 mostra um esboço, bem como a principal nomenclatura, do conjunto de um EP, que é constituído de um pistão que movimenta alternativamente no interior de um cilindro. São duas válvulas que controlam a operação do expansor: uma válvula que controla a injeção de ar comprimido no cilindro; a outra válvula que controla a exaustão de ar do interior do cilindro.

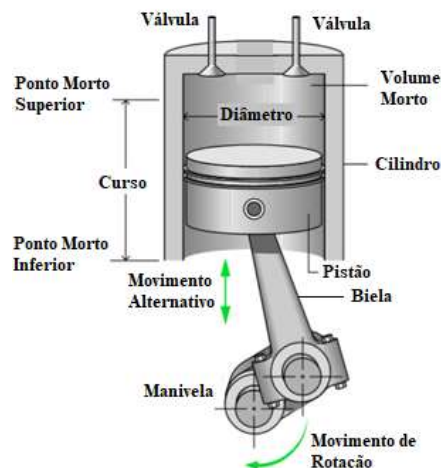


Figura 1: Esboço de um Expansor a Pistão (EP). Adaptada de Moran (2006)

Duas dimensões importantes do conjunto são o diâmetro e o curso do pistão, dimensões que definem a *cilindrada* (α) do expensor, ou seja, o volume deslocado pelo pistão quando ele faz o movimento de um ponto morto ao outro. O volume mínimo dentro do cilindro, quando o pistão está no ponto morto superior (PMS), é o volume morto. O volume máximo dentro do cilindro ocorre quando o pistão está no ponto morto inferior (PMI). O volume máximo dividido pelo volume morto define a *taxa de compressão* (β) do EP.

Considera-se que o EP opera em um ambiente onde as condições de pressão é P_0 e de temperatura é T_0 . A fonte de energia para acionamento do EP é o ar comprimido, proveniente de um reservatório, com alta pressão P_a e temperatura T_a . Para trabalhar adequadamente com a intermitência das fontes eólica e fotovoltaica de energia elétrica, os reservatórios de ar comprimido, cada vez mais importante na atualidade, são os *armazenamentos de energia em ar comprimido* - CAES (Budt et al., 2016). No presente estudo considera-se um *armazenamento isotérmico de energia em ar comprimido*, ou seja, um I-CAES, portanto T_a é considerado igual a T_0 . O processo de compressão isotérmica necessita menor trabalho de compressão.

Para descrição do funcionamento do EP considera-se as posições destacáveis (marcadas pelos pontos de 1 a 6) do pistão dentro do cilindro, como representadas na Figura 2.



Figura 2 – Posições destacáveis do pistão no cilindro.

Um ciclo de operação do EP é executado em dois cursos, ou seja, em dois deslocamentos do pistão de um ponto morto a outro. Considerando que o ciclo de operação inicia no ponto 1, que é um ponto intermediário do curso do pistão no seu deslocamento do PMI ao PMS; nesse ponto a válvula de exaustão é fechada e o ar no interior do cilindro é comprimido até o ponto 2, que coincide com o PMS. No PMS a válvula de injeção é aberta e a injeção de ar comprimido é iniciada. Idealmente o pistão permanece no PMS, até que a pressão do ar dentro do cilindro atinja a pressão do reservatório de ar comprimido; o ponto 2 é de início de injeção de ar comprimido e o ponto 3 é o ponto quando a pressão atinge a pressão do reservatório. A seguir o pistão inicia o curso de volta do PMS ao PMI e a válvula de injeção permanece aberta até o ponto 4, que está em uma posição intermediária entre o PMS e o PMI, de tal maneira que a pressão no interior do cilindro permanece igual à do reservatório durante esse percurso. Após o fechamento da válvula de injeção, o ar no interior do cilindro sofre uma

expansão até o ponto 5, coincidente com o PMI. No ponto 5, como a pressão do ar pode ser maior que a ambiente, a válvula de exaustão é aberta e ar escapa para o ambiente. Idealmente, na primeira exaustão, o pistão permanece no PMI. Logo após, com a pressão interna ao cilindro igual à pressão ambiente, o pistão inicia o curso de retorno do PMI ao PMS, até atingir o ponto 1, intermediário, quando a válvula de exaustão volta a fechar e o ciclo é completado. O ponto 5 é o começo da exaustão e o ponto 1 é o final da exaustão.

Somente uma parte da massa do fluido de trabalho (ar) efetivamente executa um ciclo – é a massa contida no processo de compressão entre o ponto 1 e o ponto 2. A massa de ar injetada, proveniente do reservatório de ar comprimido, nos processos entre o ponto 2 e o ponto 4, é posteriormente rejeitada para o ambiente a ser refrigerado, nos processos entre o ponto 5 e o ponto 1. Portanto, parte do fluido de trabalho executa um “ciclo aberto”.

O *ciclo ideal do EP* é baseado nas seguintes hipóteses:

- O fluido de trabalho é o ar, modelado como gás perfeito, que apresenta calor específico constante.
- Todos os processos do ciclo são adiabáticos.
- Os trabalhos realizados são devidos a movimentação de fronteira.
- As variações de energia cinética e de energia potencial não são consideradas nos processos.
- O ambiente de operação do expensor está na pressão P_0 e temperatura T_0 .

Os processos do ciclo estão mostrados no diagrama P-V da Figura 3 e as características de cada processo estão descritas na Tabela 1.

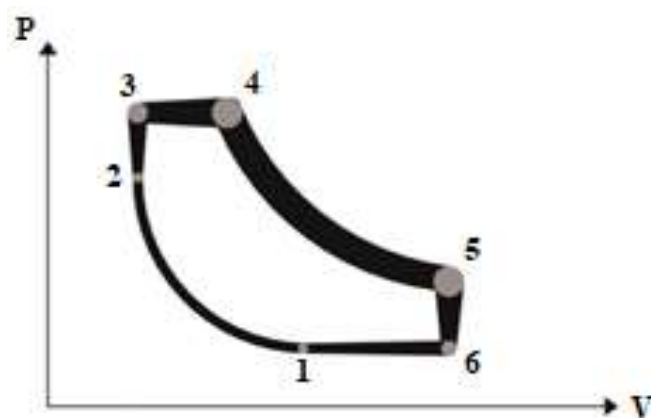


Figura 3 – Processos do ciclo ideal do EP.

No diagrama P-V adota-se uma representação que não é de praxe – como a massa de fluido de trabalho não é constante no ciclo, a espessura da linha representativa dos processos varia de acordo com a quantidade de massa. A área do diagrama P-V está relacionada ao trabalho líquido do ciclo.

Nos processos onde a massa é constante, a análise será feita usando o conceito de sistema termodinâmico; nos processos onde existe variação de massa será usado o conceito de volume de controle. Outra observação importante é que nos processos com variação de massa é utilizada a análise em regime transitório (Moran et al., 2006).

Símbolos: No que segue: V – volume; P – pressão; T – temperatura; W – trabalho; H – entalpia; m – massa; n = 1, 2, 3, 4, 5, 6 – número do ponto no diagrama P-V.

Tabela 1: Modelos Ideias dos Processos do Expansor

Processo	Considerações
Compressão (1-2)	Sistema fechado, reversível (isentrópico)
Injeção (2-3)	Sistema aberto, volume constante
Injeção (3-4)	Sistema aberto, pressão constante
Expansão (4-5)	Sistema fechado, reversível (isentrópico)
Exaustão (5-6)	Sistema aberto, volume constante
Exaustão (6-1)	Sistema aberto, pressão constante

Formulário: As fórmulas, dadas a seguir, estão em uma sequência que permite a construção de uma planilha de cálculos necessária para a análise do ciclo ideal do EP.

Geometria do expansor – Volumes nos pontos do ciclo:

Para a análise do *ciclo ideal do EP*, são necessários parâmetros iniciais, que têm influência direta no desempenho do ciclo. Os primeiros desses parâmetros são os relacionados à geometria do expansor: cilindrada α ; taxa de compressão β ; ponto de fechamento da válvula de injeção γ ; e o ponto de fechamento da válvula de exaustão δ . A definição desses parâmetros, bem como as formulas de cálculo dos volumes, estão nas equações de (1) a (10).

$$\alpha = V_6 - V_2 \quad (1)$$

$$\beta = V_6 / V_2 \quad (2)$$

$$\gamma = (V_4 - V_2) / (V_5 - V_2) \quad (3)$$

$$\delta = (V_5 - V_1) / (V_5 - V_2) \quad (4)$$

$$V_1 = \frac{\alpha}{\beta - 1} (\beta - \delta(\beta - 1)) \quad (5)$$

$$V_2 = \frac{\alpha}{\beta - 1} \quad (6)$$

$$V_3 = \frac{\alpha}{\beta - 1} \quad (7)$$

$$V_4 = \frac{\alpha}{\beta - 1} (\gamma(\beta - 1) + 1) \quad (8)$$

$$V_5 = \frac{\alpha\beta}{\beta - 1} \quad (9)$$

$$V_6 = \frac{\alpha\beta}{\beta - 1} \quad (10)$$

Propriedades termodinâmicas nos pontos do ciclo:

Das condições ambientes, da geometria do expansor, dos processos do ciclo e da pressão e temperatura de alimentação do ar comprimido, as propriedades termodinâmicas nos pontos do ciclo são calculadas conforme as fórmulas de (11) a (23). Os cálculos das propriedades estão demonstrados em Lacerda (2021). As fórmulas (19) e (22) estão de acordo com Horlock (1966). O cálculo de T_1 é iterativo.

$$P_1 = P_0 \quad (11)$$

$$P_2 = P_1 \left(V_1 / V_2 \right)^k \quad (12)$$

$$P_3 = P_a \quad (13)$$

$$P_4 = P_3 \quad (14)$$

$$P_5 = P_4 \left(V_4 / V_5 \right)^k \quad (15)$$

$$P_6 = P_0 \quad (16)$$

$$T_1 = T_6 \quad (17)$$

$$T_2 = T_1 \left(V_1 / V_2 \right)^{k-1} \quad (18)$$

$$T_3 = \frac{kT_a}{\left(\frac{p_2}{p_3} \left(\frac{kT_a}{T_2} - 1 \right) + 1 \right)} \quad (19)$$

$$T_4 = \frac{T_a}{\left(\frac{V_3}{V_4} \left(\frac{T_a}{T_3} - 1 \right) + 1 \right)} \quad (20)$$

$$T_5 = T_4 \left(V_4 / V_5 \right)^{k-1} \quad (21)$$

$$T_6 = T_5 \left(\frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (22)$$

$$m_n = \frac{P_n V_n}{RT_n}, n = 1, 6 \quad (23)$$

Balanco de massa nos processos: (24) a (31).

$$1-2 \quad \text{Massa constante} \quad m_1 = m_2 \quad (24)$$

$$2-3 \quad \text{Massa de ar injetada} \quad = m_3 - m_2 \quad (25)$$

$$3-4 \quad \text{Massa de ar injetada} \quad = m_4 - m_3 \quad (26)$$

$$4-5 \quad \text{Massa constante} \quad m_5 = m_4 \quad (27)$$

$$5-6 \quad \text{Massa de ar rejeitada} \quad = m_5 - m_6 \quad (28)$$

$$6-1 \quad \text{Massa de ar rejeitada} \quad = m_6 - m_1 \quad (29)$$

$$2-4 \quad \text{Massa total injetada} \quad = m_4 - m_2 \quad (30)$$

$$5-1 \quad \text{Massa total rejeitada} \quad = m_5 - m_1 \quad (31)$$

Balanco de energia nos processos: (32) a (40).

$$1-2 \quad {}_1W_2 = -m_1 c_v (T_2 - T_1) \quad (32)$$

$$2-3 \quad H_{2-3} = (m_3 - m_2) c_p T_a \quad (33)$$

$$3-4 \quad H_{3-4} = (m_4 - m_3) c_p T_a \quad (34)$$

$$3-4 \quad {}_3W_4 = P_3 (V_4 - V_3) \quad (35)$$

$$4-5 \quad {}_4W_5 = -m_4 c_v (T_5 - T_4) \quad (36)$$

$$5-6 \quad H_{5-6} = (m_5 - m_6) c_p T_{5-6}^* \quad (37)$$

$$5-6 \quad H_{6-1} = (m_6 - m_1) c_p T_6 \quad (38)$$

$$6-1 \quad {}_6W_1 = -P_6 (V_6 - V_1) \quad (39)$$

$$* \quad T_{5-6} = \frac{(m_5 T_5 - m_6 T_6)}{k(m_5 - m_6)} \quad (40)$$

Parâmetros de desempenho: Parâmetros importantes são: *trabalho líquido* (WL); *eficiência mecânica* (EM); *capacidade de refrigeração* (CR); *coeficiente de desempenho* (COP); e a *temperatura de refrigeração* (TR). Os parâmetros são calculados pelas fórmulas (41) a (46). Para o cálculo da EM e do COP utiliza-se o *trabalho de compressão* (WC) despendido na compressão isotérmica, para obtenção do ar comprimido.

$$WL = {}_3W_4 + {}_4W_5 + {}_1W_2 + {}_6W_1 \quad (41)$$

$$WC = RT_a \ln \frac{P_a}{P_0} \quad (42)$$

$$EM = \frac{WL}{WC} \quad (43)$$

$$CR = (H_{5-6} + H_{6-1}) - c_p T_0 (m_5 - m_1) \quad (44)$$

$$COP = \frac{CR}{WC - WL} \quad (45)$$

$$TR = \frac{H_{5-6} + H_{6-1}}{c_p (m_5 - m_1)} \quad (46)$$

Resultados

O ar comprimido de alimentação do expensor é obtido de um I-CAES: a temperatura T_a , do ar comprimido, é igual a T_0 , a temperatura ambiente. Em face da lei da conservação da energia no EP, resulta: WL igual a CR; e $COP = EM / (1 - EM)$. Portanto, o aumento do COP acompanha o aumento da EM.

Condições ambientes adotadas: $P_0 = 0,1$ MPa; $T_0 = 288$ K.

Os parâmetros iniciais e os parâmetros de desempenho do ciclo ideal de um EP de referência estão na Tabela 2.

Tabela 2: Parâmetros Iniciais e de Desempenho.

P_a (MPa)	α (cc)	β	γ	δ
1,0	100	6	0,1	0,8
WL(J)	EM(%)	CR(J)	COP	TR(°C)
31	65	31	1,86	-108

(a). A título de comparação do desempenho do ciclo ideal de referência do EP, é considerado o desempenho de um ciclo ideal de um expensor a turbina (ET). O ET é o expensor do ciclo de Brayton reverso. Com $P_a = 1,0$ MPa, $T_a = 288$ K, $P_0 = 0,1$ MPa, o ET ideal fornece $WL = CR = 35$ J, resultando em um $COP = 2,74$, uma $EM = 73\%$ e uma $TR = -124^\circ\text{C}$.

(b). Aumentando a cilindrada do EP de referência, de 100 para 150 cc, resulta: um aumento de WL e CR de 31 para 46 J. Os parâmetros EM, COP e TR não alteram.

(c). Aumentando a taxa de compressão do EP de referência de 6 para 9, resulta em: diminuição do WL e da CR de 31 para 25 J; aumento da EM de 65 para 70% e COP de 1,86 para 2,30; e diminuição da TR de -108 para -117 °C.

(d). Atrasando o ponto de fechamento da válvula de injeção de 0,1 para 0,5 resulta: aumento do WL e da CR de 31 para 73 J; diminuição da EM de 65 para 52% e do COP de 1,86 para 1,09; e aumento da TR de -108 para -84 °C.

(e). Adiantando o ponto de fechamento da válvula de exaustão de 0,8 para 0,5 resulta: redução de WL e CR de 31 para 26 J; aumento de EM de 65 para 69% e do COP de 1,86 para 2,24; e diminuição da TR de -108 para -116 °C.

(f). Diminuindo a pressão de injeção de ar comprimido de 1,0 para 0,8 MPa, resulta: diminuição de WL e de CR de 31 para 22 J; aumento da EM de 65 para 69% e do COP de 1,86 para 2,19; e aumento da TR de -108 para -102 °C. Menor pressão do ar comprimido, maior COP.

Conclusões

De (a) conclui-se que o EP tem menor desempenho que um ET. Em um ET é um único processo isentrópico; no EP são seis processos (Tabela 1). A análise exérgica dos processos do ciclo ideal do EP, feita por Lacerda (2021), permite identificar as ocorrências de irreversibilidades. No processo 2-3 há uma de expansão não resistida; no processo 3-4 há uma troca de calor entre massas de ar com diferença finita de temperatura. Porém, em se tratando de pequenas dimensões, por exemplo, no condicionamento de pequenos ambientes, o EP pode ser mais indicado que o ET.

Em (b) os aumentos de WL e CR são proporcionais ao aumento da cilindrada. Portanto a cilindrada estabelece o tamanho do expensor. Dividindo WL e CR pelo produto $[a(P_a - P_0)]$ tem-se um parâmetro adimensional que iguala os expansores, independentemente do tamanho. A área do diagrama P-V da Figura 3 é uma medida do WL e da CR.

Em (c), o aumento de taxa de compressão causa um aumento na EM e no COP, porém uma diminuição no WL e CR, devido ao menor volume morto e menor injeção de ar.

Em (d), o atraso no fechamento da válvula de injeção, aumenta a injeção de ar comprimido e aumenta a área do diagrama P-V. WL e CR aumentam, ao custo da diminuição dos outros parâmetros de desempenho.

Em (e), adiantando o fechamento da exaustão aumenta o trabalho de 1-2 e diminui o ar injetado, diminuindo WL e CR. Existe um ponto ótimo de fechamento, porém o parâmetro é o que tem menor influência no desempenho do EP.

Em (f), diminuindo a pressão de injeção de ar, menos massa de ar é injetada, portanto menor WL e CR; o WC diminui mais que o WL e a CR, resultando no aumento da EM e do COP. Pressões menores que 1 MPa são adequadas.

Estão sendo criadas instalações que permitirão experimentações com *expansores a pistão*. Aplicações dos expansores estão sendo prospectadas, com vistas a construir um protótipo para testes de validação.

Referências

- Park, S. K., Ahn, J. H., & Kim, T. S. (2012). Off-design operating characteristics of an open-cycle air refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 35, 2311-2320.
- Huang, C., Hu, C., Yu, C., & Sung, C. (2013). Experimental investigation on the performance of a compressed-air driven piston engine. *Energies*, 6, 1731-1745.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of engineering thermodynamics*, John Wiley & Sons Ltd.
- Budt, M., Wolf, D., Span, R., & Yan, J. (2016). A review on compressed air energy storage: basic principles, past milestones and recent developments. *Applied Energy*, 170, 250-268.
- Lacerda, T. P. (2021). *Ciclo ideal de um expensor a pistão de um sistema de refrigeração a ar comprimido. Trabalho de Conclusão de Curso*. Universidade Federal de Juiz de Fora.
- Horlock, J. H., & Woods, W. W. (1966). The thermodynamics of charging and discharging processes. *Proc Instn Mech Engrs*. Vol. 180 Pt 3.

Aviso de responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo material incluído neste documento.