

Uma experiência didáctica com um sistema de refrigeração

J. F. M. AZEVEDO E SILVA

Departamento de Física da Faculdade de Ciências de Lisboa

É utilizado um sistema de refrigeração para ilustrar alguns conceitos da Termodinâmica subjacentes às determinações experimentais.

1. Introdução

É bem conhecido o facto de que alguns conceitos da Termodinâmica, embora simples, são muitas vezes mal apreendidos pelos estudantes, devido à sua subtilidade.

O objectivo deste artigo é tentar clarificar o ensino de alguns desses conceitos através da observação e execução de uma experiência que utiliza um sistema de refrigeração análogo a um vulgar frigorífico doméstico.

O dispositivo experimental é muito simples e pode ser facilmente montado por um técnico de frio competente.

A experiência tem sido realizada rotineiramente nas aulas práticas do Departamento de Física da F.C.L..

2. Termodinâmica

A operação de uma máquina frigorífica pode ser descrita pelos efeitos que produz na sua vizinhança, ignorando completamente os pormenores do seu funcionamento. Neste sentido, a máquina pode ser encarada como uma «caixa negra», ou superfície de controlo, através de cujas fronteiras se observam transferência de energia tipo calor e tipo trabalho.

No caso particular de um frigorífico doméstico, o sistema de compressão do vapor absorve calor dos corpos ou fluidos que se pretende arrefecer, transferindo depois esse calor, através do condensador, para a atmosfera que constitui a vizinhança. Para desempenhar essa função, o sistema tem que receber energia do exterior que lhe é fornecida ligando o sistema à tomada da electricidade a fim de alimentar o compressor. Na Fig. 1 representa-se esquematicamente um frigorífico deste tipo. As principais transferên-

cias de energia são, desprezando as pequenas trocas verificadas nas tubagens, as seguintes:

- remoção de energia sob a forma de calor,

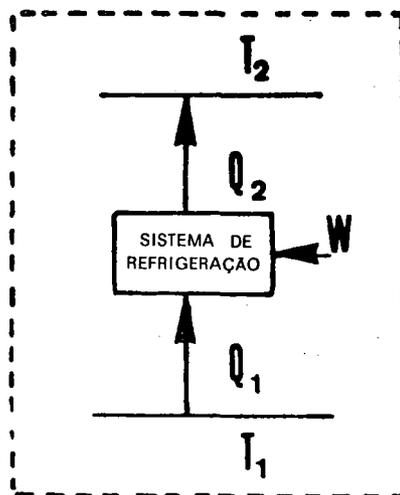


Fig. 1—Esquema geral de um sistema de refrigeração, ou máquina frigorífica, mostrando as transferências de calor e trabalho. O calor Q_1 é retirado aos produtos refrigerados à temperatura T_1 e o calor Q_2 é rejeitado para a atmosfera à temperatura $T_2 \geq T_1$. A máquina recebe o trabalho W para funcionar.

Q_1 , dos produtos refrigerados que estão à temperatura absoluta T_1 , no evaporador; 2) fornecimento de energia sob a forma de trabalho, W , ao sistema e 3) rejeição de energia sob a forma de calor, Q_2 , para a atmosfera à temperatura $T_2 > T_1$, no condensador.

Para um sistema deste tipo, funcionando por ciclos, o Primeiro Princípio da Termodinâmica pode escrever-se, para um ciclo:

$$Q_1 + W = Q_2 \quad (1)$$

Se o regime de funcionamento da máquina for estacionário, as transferências de calor

podem ser expressas em taxas em relação ao tempo, \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 , e o trabalho em termos de potência $P = \dot{W}$.

Nesse caso vem:

$$P = \dot{W} = \dot{Q}_2 - \dot{Q}_1 \quad (2)$$

O Segundo Princípio da Termodinâmica, diz-nos que a entropia de um sistema isolado (1) não pode diminuir.

Considerando a linha a tracejado da Fig. 1 como a fronteira de um tal sistema isolado, ou Universo Termodinâmico, podemos escrever:

$$dS_{UT} = dS_{MF} + dS_{VIZ} \geq 0 \quad (3)$$

onde dS_{UT} é a variação de entropia do Universo Termodinâmico e dS_{MF} e dS_{VIZ} são, respectivamente, as variações de entropia da máquina frigorífica e da vizinhança que, neste caso, é constituída pelos produtos refrigerados e pela atmosfera exterior.

Admitindo que a máquina funciona por ciclos, deve verificar-se $dS_{MF} = 0$, e portanto:

$$dS_{UT} \geq 0 \quad (4)$$

onde o sinal de igualdade é válido para ciclos reversíveis.

Neste ponto, pode chamar-se imediatamente a atenção do estudante para o facto de que a irreversibilidade do ciclo não significa que se tenha de verificar $dS_{MF} > 0$. A irreversibilidade do ciclo é condicionada pela variação de entropia da vizinhança, e o que tem de verificar-se, na realidade, é $dS_{VIZ} > 0$, o que quer dizer que o processo é, pelo menos, externamente irreversível. No entanto, a variação de entropia do fluido refrigerante, ao longo de um ciclo, é sempre igual a zero pela própria definição de ciclo seja ele reversível ou irreversível.

O Segundo Princípio, no enunciado de Clausius, diz que na Eq. (1), não podemos ter $W = 0$. Isto é o mesmo que afirmar que, para a máquina trabalhar, tem de lhe ser fornecida energia: não existe o frigorífico perfeito.

Mas o enunciado de Clausius vai mais longe e demonstra que existe um determinado coeficiente de eficiência máxima, que não pode ser excedido sem violar a lei.

Carnot mostrou que, para esse coeficiente de eficiência máximo, ϵ , poderíamos escrever:

$$Q_1/T_1 = Q_2/T_2 \quad (5)$$

e, conseqüentemente:

$$\epsilon = Q_1/W = 1/[(T_2/T_1) - 1] \quad (6)$$

Deve-se esclarecer o estudante que o coeficiente de Clausius, ϵ , é válido para qualquer ciclo reversível funcionando apenas entre as duas temperaturas absolutas T_1 e T_2 e não se restringe só ao ciclo de Carnot.

A eficiência de Clausius é a máxima que pode ser atingida quando se refrigeram produtos à temperatura T_1 , com rejeição de calor à temperatura $T_2 > T_1$.

Duas das condições necessárias a verificar, durante as transferências de calor, para atingir essa eficiência máxima são: a) não haver diferença de temperatura entre o fluido refrigerante que atravessa o evaporador e os produtos refrigerados, à temperatura T_1 ; b) não haver diferença de temperatura entre o fluido refrigerante que atravessa o condensador e a atmosfera exterior, para a qual o calor é transferido, à temperatura T_2 .

Mas, como se sabe, é impossível haver transferência de calor entre dois sistemas sem haver diferença de temperatura entre eles. Essas diferenças não podem ser eliminadas, mas podem ser reduzidas a valores muito pequenos, se se providenciarem áreas de permuta suficientemente extensas. Na prática, são considerações económicas que condicionam o valor dessas diferenças. Em geral a temperatura dos produtos refrigerados está 5K a 10K acima da temperatura do refrigerante no evaporador, e a temperatura da atmosfera exterior está 5K a 10K abaixo da temperatura do refrigerante no condensador.

Assim, o coeficiente de eficiência é sempre muito menor que o valor teórico máximo, o

(1) O conceito da existência real de um sistema isolado, tão cómodo para a Termodinâmica, tem de ser encarado com alguma precaução para não conduzir a falsas interpretações das leis da Física. (Ver, por exemplo, Callen, H. B. «Thermodynamics and an Introduction to Thermostatistics», Wiley, 1985).

que quer dizer que o processo é irreversível; e isto é uma consequência directa da necessidade de haver diferenças finitas de temperatura para poderem ocorrer transferências de calor, o que significa, por outro lado, que esses processos não são uma sucessão de estados de equilíbrio, não podendo por isso ser reversíveis.

Vê-se, portanto, que independentemente de qualquer outra consideração como, por exemplo, o atrito no compressor, ou a expansão na válvula de expansão, a simples necessidade da existência de gradientes de temperatura nos pontos de transferência de calor implica, por si só, a irreversibilidade do processo de refrigeração no seu conjunto. As duas maiores contribuições para essa irreversibilidade surgem precisamente dos aumentos de entropia devidos a essas transferências.

3. Os processos individuais no ciclo de refrigeração

Na Fig. 2 estão representados esquematicamente os componentes essenciais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

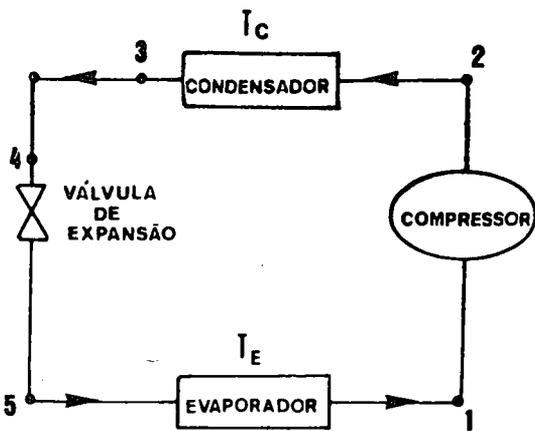


Fig. 2 — Componentes essenciais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. A temperatura de condensação, T_C , é tal que $T_C > T_2$ (ver Fig. 1), e a temperatura de evaporação, T_E , é tal que $T_E \leq T_1$ (ver Fig. 1). As temperaturas do refrigerante são medidas nos pontos 1, 2, 3, 4 e 5, no dispositivo experimental.

Um fluido volátil entra em ebulição no evaporador e condensa-se no condensador às temperaturas correspondentes às respectivas

tensões de vapor. As transferências de calor relevantes para o processo dão-se principalmente nesses dois componentes, sob a forma de calores latentes de vaporização e de condensação. A válvula de expansão serve para manter a diferença de pressões entre o condensador e o evaporador, com o conseqüente abaixamento acentuado da temperatura. O compressor, que é o único componente mecânico do sistema, comprime o fluido da pressão de evaporação (a que também se chama pressão de aspiração, P_A) até à pressão de condensação (a que também se chama pressão de compressão, P_C).

A Fig. 3 mostra o ciclo completo com sobre-aquecimento, (ponto 1), e sub-arrefecimento, (ponto 4), no diagrama $\log p - h$. Aqui pode chamar-se a atenção do estudante para três factos: a) a entalpia específica, h , é um dos potenciais termodinâmicos mais úteis neste caso, visto que as transições de fase que se dão durante o ciclo são a pressão constante; b) a importância do conceito de calor latente como sendo a variação de entalpia numa transição de fase de primeira espécie; c) a variação da pressão do refrigerante na válvula

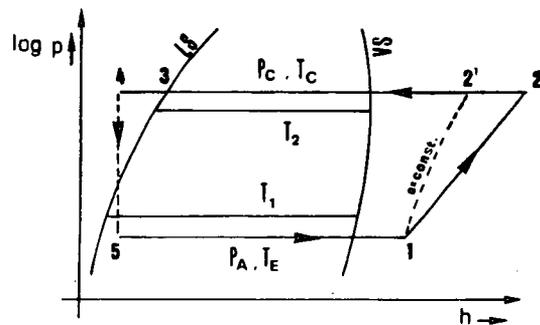


Fig. 3 — O ciclo de compressão de vapor com sobre-aquecimento (ponto 1) e sub-arrefecimento (ponto 4), no diagrama $\log p - h$. P_A e P_C são as pressões de aspiração e de compressão; T_E e T_C são as temperaturas de evaporação e de condensação; T_1 e T_2 são as temperaturas referidas na Fig. 1; LS e VS representam, respectivamente, as linhas de líquido saturado e de vapor saturado do refrigerante. A linha a tracejado unindo os pontos 2 e 2' é uma linha de entropia constante. Notar que T_E e T_C são constantes apenas ao longo das transições de fase, ou seja, entre as linhas LS e VS, e que a linha a tracejado unindo os pontos 4 e 5 representa um processo que não pode ser uma sucessão de estados de equilíbrio.

de expansão pode ser de mais de uma ordem de grandeza.

A aprendizagem da consulta de tabelas e diagramas é muito instrutiva ao tratar da representação do ciclo nos diversos diagramas representativos.

4. Os diferentes processos do ciclo de refrigeração

Na análise dos processos de fluxo contínuo, é usual definir-se um volume de controlo, que não é mais que a região do espaço que se está a considerar para o estudo do processo termodinâmico em questão. A fronteira do volume de controlo é a superfície de controlo que já atrás se referiu, através da qual se verificam as transferências de energia.

Também neste caso, a entalpia específica é um dos potenciais termodinâmicos mais úteis.

A entalpia específica, h , de um sistema termodinâmico é definida pela equação:

$$h = u + pv \quad (7)$$

em que u é a energia interna específica, p a pressão, e v o volume específico.

No caso particular do processo de refrigeração, que é um processo de fluxo contínuo estacionário, a entalpia específica do refrigerante nos pontos da sua entrada e da sua saída do volume de controlo definido para o componente é, portanto, a soma da energia interna específica, u , nesses pontos com o produto da pressão pelo volume específico nesses mesmos pontos, pv .

Este último termo, pv , representa, na realidade, o trabalho que a unidade de massa do refrigerante tem de realizar para forçar a sua entrada e a sua saída no volume de controlo do componente. Este trabalho denomina-se trabalho de fluxo.

O trabalho de fluxo é apenas parte de toda a energia do tipo trabalho trocada entre o volume de controlo do componente e a sua vizinhança, e está associado, pois, à força que o fluido que vai entrar (ou sair) tem de realizar para deslocar o fluido que ainda se encontra à entrada (ou à saída).

O conceito de entalpia é, portanto, muito útil, neste contexto, para a formulação do Primeiro Princípio da Termodinâmica para processos de fluxo contínuo estacionário que é traduzido pela equação:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m} [(h_2 + 1/2 V_2^2 + gz_2) - (h_1 + 1/2 V_1^2 + gz_1)] \quad (8)$$

Esta equação pode ser aplicada separadamente a cada componente individual do sistema de refrigeração.

Na Eq. (8) \dot{Q} e \dot{W} representam, respectivamente, as taxas de transferência de calor e trabalho através da superfície de controlo do componente, \dot{m} é a taxa de transferência de massa, h a entalpia específica, V a velocidade, z a altitude em relação a um nível de referência e g a aceleração da gravidade por unidade de massa.

Os índices 1 e 2 referem-se às condições do fluido refrigerante respectivamente à entrada e à saída da superfície de controlo do componente em consideração.

Os sinais de \dot{Q} e \dot{W} convencionam-se ser positivos quando há energia a entrar para o interior da superfície de controlo, e negativos no caso contrário.

Se, ao aplicar a Eq. (8) se desprezarem as variações de energia cinética e potencial, vem, para cada componente:

Compressor:

Estado à entrada, 1; estado à saída, 2

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{W}_{\text{COM}} \\ \dot{Q} &= -\dot{Q}_{\text{COM}} \end{aligned} \quad (9)$$

W é a potência a fornecer ao compressor \dot{Q}_{COM} representa as trocas de calor entre o compressor e a vizinhança.

Para o compressor, aplicando a Eq. (8), vem, portanto:

$$\dot{W}_{\text{COM}} = \dot{m} ((h_2 - h_1) + \dot{Q}_{\text{COM}}) \quad (10)$$

Aqui é importante notar que o ponto 2, na Fig. 3, para uma compressão real, tanto pode estar para a esquerda como para a direita do ponto 2' consoante a natureza do processo

de compressão particular que se esteja a considerar. Pode até acontecer que os pontos 2 e 2' coincidam indicando que a variação de entropia foi nula.

Isto não quer dizer que esse processo de compressão seja reversível. Significa simplesmente que o efeito das irreversibilidades durante a compressão, que tenderiam a aumentar a entropia, foram mais ou menos compensadas pelas transferências de calor entre o compressor e a sua vizinhança, \dot{Q}_{COM} , que a fazem decrescer.

O estudante tem que compreender que, embora o processo de compressão siga uma linha de entropia constante, isso não quer dizer que se trate de uma compressão reversível: também neste caso a reversibilidade do processo é condicionada pela variação de entropia da vizinhança.

Pode-se ainda fazer notar que geralmente se considera o processo de compressão do refrigerante como sendo adiabático devido à velocidade de rotação do veio do compressor, que não permite que haja trocas de calor significativas durante o processo.

Condensador:

Estado à entrada, 2; estado à saída, 3

$$\begin{aligned}\dot{W} &= 0 \\ \dot{Q} &= -\dot{Q}_C\end{aligned}\quad (11)$$

E portanto:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (12)$$

Válvula de expansão:

Estado à entrada, 4; estado à saída, 5

$$\dot{W} = 0 \quad (13)$$

Normalmente, na válvula de expansão, as transferências de calor podem ser desprezadas devido à rapidez do processo de expansão, embora a temperatura do corpo da válvula desça significativamente tornando-se inferior à temperatura da vizinhança. Pode considerar-se a expansão, tal como a compressão, como sendo processos adiabáticos.

Há, por outro lado, uma variação apreciável da energia cinética do refrigerante ao

atravessar a válvula. No entanto, se se definir a superfície de controlo da válvula de tal modo que a intersecção do fluxo se faça suficientemente a jusante, grande parte dessa energia já foi dissipada por efeitos de viscosidade e podemos então desprezá-la também.

Podemos escrever, neste caso:

$$0 = \dot{m}(h_5 - h_4) \quad (14)$$

ou seja:

$$h_5 = h_4 \quad (15)$$

Esta última equação determina o estado do refrigerante à saída da válvula e possibilita a localização do ponto 5 nos diagramas.

A expansão do fluido refrigerante na válvula de expansão é um processo de Joule-Thomson, que é altamente irreversível.

Este processo de expansão pode ser usado para ilustrar os desvios que um gás real apresenta em relação a um gás ideal, e também para fazer alguns comentários acerca da variação da energia interna de um gás ideal, numa expansão adiabática, em comparação com um gás real. Enquanto que no gás ideal a energia interna é função exclusiva da temperatura, no gás real isso não se verifica o que tem por consequência o arrefecimento do refrigerante embora não haja quaisquer trocas de energia com o exterior.

Pode aproveitar-se ainda este processo para acentuar o facto de que a equação dos gases ideais pode não ser a mais indicada na resolução de problemas práticos que exijam soluções quantitativas exactas.

Evaporador:

Estado à entrada, 5; estado à saída, 1

$$\begin{aligned}\dot{W} &= 0 \\ \dot{Q} &= \dot{Q}_E\end{aligned}\quad (16)$$

Portanto:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_5) \quad (17)$$

ou:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (18)$$

A Eq. (18) pode ser obtida directamente, definindo a superfície de controlo de tal modo que inclua, não só o evaporador, como também

a válvula de expansão. Neste caso, não é necessário desprezar a transferência de calor na válvula de expansão. Isto é o que acontece na prática, na maioria dos casos, dado que normalmente a válvula de expansão se encontra no interior do espaço refrigerado.

À grandezza \dot{Q}_E , que é muito importante, chama-se capacidade de refrigeração do sistema. Esta quantidade é o produto de dois factores: o fluxo de refrigerante, \dot{m} , que depende da eficiência do compressor; e a diferença de entalpias, ($h_1 = h_4$), que depende do refrigerante mas é independente das dimensões do sistema.

A este último factor, ($h_1 - h_4$), dá-se o nome de coeficiente específico de refrigeração.

O isolamento térmico dos tubos que ligam os vários componentes do sistema merece também um comentário especial. Acontece que para esse isolamento existe uma espessura óptima para ele ser eficaz, que é um compromisso entre a sua conductividade térmica e a sua área exposta. Verifica-se em muitas instalações em que se usam tubos de pequena bitola, que o seu isolamento aumenta, na realidade, a condução do calor em vez de a reduzir.

5. Parte experimental

O dispositivo experimental corresponde ao desenho esquemático da Fig. 2, em conjunto com a representação do ciclo da Fig. 3.

O compressor é um Danfoss, modelo SC10B, e todos os outros componentes são dimensionados para a ele se ajustarem.

O evaporador é uma serpentina de cobre com cerca de 13 m de comprimento e 1,5 cm de diâmetro exterior, mergulhada num banho de água salgada de aproximadamente 55 litros de capacidade.

O sistema usa refrigerante R12 (Fréon-12) com valores típicos de temperatura de condensação, $T_C \approx 30^\circ\text{C}$ e de evaporação, $T_E \approx -10^\circ\text{C}$.

O dispositivo está ainda equipado com dois manómetros que lêem os valores das pressões de aspiração e de compressão, os quais, em condições normais de funcionamento, se situam,

respectivamente, em $P_A \approx 212\text{KPa}$ (valor absoluto) e $P_C \approx 780\text{KPa}$ (valor absoluto). Estes valores estão, como era de esperar, muito próximos dos valores de saturação correspondentes a T_E e T_C .

As temperaturas aproximadas nos vários pontos do ciclo representados nas Figs. 2 e 3, são medidas com termopares de cobre-constantan fixados aos tubos com fita cola.

A Tabela I mostra os valores dessas temperaturas.

TABELA I

Ponto	$^\circ\text{C}$
1	20
2	88
3	30
4	23
5	-10

6. Conclusões

A dedução de quase todas as propriedades importantes deste sistema didáctico de refrigeração pode ser facilmente obtida a partir dos dados da secção anterior e das características do compressor fornecidas pelo fabricante.

No entanto, parece ser mais importante sublinhar e apontar ao estudante alguns conceitos da Termodinâmica que estão subjacentes às determinações experimentais.

REFERÊNCIAS

- GOSNEY, W. B. — «Principles of Refrigeration», Cambridge University Press (1982).
 RAPIN, P. J. — «Installations Frigorifiques», Éditions PYC, Paris (1982).
 WOOD, B. D. — «Applications of Thermodynamics», Addison-Wesley Pub. Co., Reading (1969).
 HUANG, F. F. — «Engineering Thermodynamics», Macmillan Pub. Co., N. Y. (1976).
 ASHRAE — «Handbook of Fundamentals», ASHRAE (1968).