

PROCESSO SELETIVO – 004 / 2024

Área de Conhecimento: Sistemas Termo Fluidos

PROVA ESCRITA – PADRÃO DE RESPOSTA

QUESTÃO 1: 2,5 Pontos

Em um ciclo de Carnot, os processos ocorrem às seguintes temperaturas e entropias específicas (por unidade de massa):

- $T_1 = 250 \text{ K}$
- $T_2 = 300 \text{ K}$
- $s_2 = 1,2 \text{ kJ/kgK}$
- $s_3 = 0,9 \text{ kJ/kgK}$

Quais devem ser as quantidades de calor removido, q_a , e rejeitado, q_r , por kg de refrigerante circulado no ciclo?

Solução

Como o ciclo de Carnot aparece como um retângulo no diagrama temperatura-entropia,

- $T_3 = T_2 = 300 \text{ K}$
- $T_4 = T_1 = 250 \text{ K}$
- $s_2 = s_1 = 1,2 \text{ kJ/kgK}$
- $s_4 = s_3 = 0,9 \text{ kJ/kgK}$

O calor removido do ambiente a baixa temperatura, q_a , pode ser obtido da área sob a linha 4-1:

$$q_a = T_1(s_1 - s_4) = 75 \text{ kJ/kg}$$

ao passo que a área sob a linha 2-3 fornece o calor rejeitado, q_r ,

$$q_r = T_2(s_2 - s_3) = 90 \text{ kJ/kg}$$

Exemplo 2.7 de: Stoecker, W. F., & Jones, J. W. Refrigeração e Ar Condicionado. São Paulo:
McGraw-Hill do Brasil, 1985.

Membros da Banca:

ASSINADO DIGITALMENTE

Avaliador 1: Fernanda P. Disconzi

ASSINADO DIGITALMENTE

Avaliador 3: Marcus V C Alves

ASSINADO DIGITALMENTE

Avaliador 2: Roberto W. Francisco Jr.

ASSINADO DIGITALMENTE

Presidente da Banca: Marcus V C Alves

PROCESSO SELETIVO – 004 / 2024

Área de Conhecimento: Sistemas Termo Fluidos
PROVA ESCRITA – PADRÃO DE RESPOSTA

QUESTÃO 2: 5,0 pontos

- (a) Como se trata de um ciclo de Carnot, os processos 1-2, de compressão, e 3-4, de expansão no motor térmico, são isoentrópicos. Nessas condições, $s_1 = s_2$ e $s_3 = s_4$. Por outro lado, os processos 2-3 e 4-1 ocorrem a temperatura constante. Nessas condições, os valores da entalpia associados aos estados indicados podem ser diretamente obtidos da Tabela B3a, resultando iguais a:

- h_2 = entalpia do vapor saturado a 30 °C = 414,8 kJ/kg
- h_3 = entalpia do líquido saturado a 30 °C = 241,7 kJ/kg

O estado 1 corresponde a uma mistura de líquido-vapor a -10 °C, cuja entropia, s_1 , é igual à entropia do estado 2, s_2 . Como o estado 2 é de vapor saturado a 30 °C, da Tabela B3a, obtém-se $s_2 = 1,714 \text{ kJ/kgK}$. Assim, o título do vapor no estado 1 será dado pela seguinte expressão:

$$x_1 = \frac{s_1 - s_1}{s_{lv}} = \frac{h_1 - h_1}{h_{lv}}$$

Da Tabela B3a, para uma temperatura de -10 °C:

$$s_v = 1,733 \text{ kJ/kgK} \text{ e } s_1 = 0,951 \text{ kJ/kgK}$$

Quanto às entalpias,

$$h_v = 392,7 \text{ kJ/kg} \text{ e } h_1 = 186,7 \text{ kJ/kg}$$

Então,

$$\frac{1,714 - 0,951}{1,733 - 0,951} = \frac{h_1 - 186,7}{392,7 - 186,7} \Rightarrow h_1 = 387,7 \text{ kJ/kg}$$

O título do estado 1 resulta igual a 0,976.

O valor da entalpia do estado 4, h_4 , pode ser obtido de maneira semelhante por meio das entropias do líquido e do vapor saturados a -10 °C e da entropia s_4 que é igual a s_3 . Esta pode ser obtida da Tabela B3a, resultando igual a 1,143 kJ/kgK (líquido saturado a 30 °C).

$$\frac{s_4 - s_1}{s_{lv}} = \frac{h_4 - h_1}{h_{lv}}$$

Como no caso do estado 1, as propriedades relacionadas aos estados de líquido saturado e vapor saturado devem ser determinadas à temperatura de -10 °C.

$$\frac{1,143 - 0,951}{1,733 - 0,951} = \frac{h_4 - 186,7}{392,7 - 186,7} \Rightarrow h_4 = 237,4 \text{ kJ/kg}$$

O título do estado 4 é igual a 0,246.

Resumindo,

$$h_1 = 387,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 241,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 414,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 237,4 \text{ kJ/kg}$$

- (b) A refrigeração produzida pela unidade de massa de refrigerante denomina-se de *efeito de refrigeração*, ER. Neste caso,

$$ER = h_1 - h_4 = 387,7 - 237,4 = 150,2 \text{ kJ/kg}$$

A taxa de refrigeração, q_e , é igual ao produto da vazão de refrigerante pelo efeito de refrigeração:

$$q_e = (\dot{m})(ER) = (1,4 \text{ kg/s}) \times (150,2 \text{ kJ/kg}) = 210,3 \text{ kW}$$

- (c) A potência de compressão, P_c , será igual a:

$$P_c = (\dot{m})(h_2 - h_1) = (1,4 \text{ kg/s})(414,8 - 387,7) = 38,0 \text{ kW}$$

- (d) A potência desenvolvida pelo motor térmico, P_m , poderá ser calculada do seguinte modo:

$$P_m = (\dot{m})(h_3 - h_4) = (1,4 \text{ kg/s})(241,7 - 237,4) = 32,0 \text{ kW}$$

- (e) A taxa de rejeição de calor no condensador, q_c , será igual a:

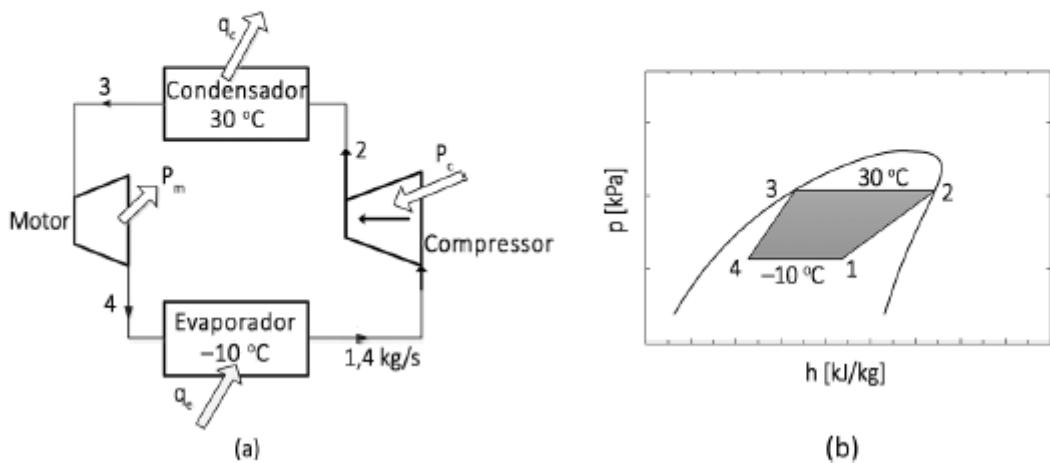
$$q_c = (\dot{m})(h_2 - h_3) = (1,4 \text{ kg/s})(414,8 - 241,7) = 242,3 \text{ kW}$$

- (f) O coeficiente de eficácia do ciclo, COP, é dado pela relação entre a taxa de refrigeração e a potência líquida que deve ser fornecida,

$$COP = \frac{210,3}{38,0 - 6,0} = 6,58$$

Como se trata de um ciclo de Carnot, o COP também pode ser determinado por uma relação entre as temperaturas-limite do ciclo, Equação (2.15).

$$COP = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{263,15}{303,15 - 263,15} = 6,58$$



Exemplo 2.11 de: Stoecker, W. F., & Jones, J. W. Refrigeração e Ar Condicionado. São Paulo:
McGraw-Hill do Brasil, 1985.

Membros da Banca:

ASSINADO DIGITALMENTE

Avaliador 1: Fernanda P. Disconzi

ASSINADO DIGITALMENTE

Avaliador 3: Marcus V C Alves

ASSINADO DIGITALMENTE

Avaliador 2: Roberto W. Francisco Jr.

ASSINADO DIGITALMENTE

Presidente da Banca: Marcus V C Alves

PROCESSO SELETIVO – 004 / 2024

Área de Conhecimento: Sistemas Termo Fluidos

PROVA ESCRITA – PADRÃO DE RESPOSTA

QUESTÃO 3: 2,5 pontos

Conforme exposto por LESIEUR, Marcel. Turbulence in Fluids : Fourth Revised and Enlarged Edition. Dordrecht: Springer Netherlands, 2008. (Fluid Mechanics and its Applications, 0926-5112 ; 84). ISBN 9781402064357. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4020-6435-7> no seu Capítulo 12:

“...não há a priori nenhuma dificuldade em prevendo uma solução numérica de equações não estacionárias de Navier-Stokes para fluxos rotacionais: os vários operadores são representados por sistemas discretos relacionando os valores tomados pelos componentes de velocidade ou vorticidade, pressão, densidade, temperatura, etc., em uma grade de espaço-tempo. Esta grade pode ser espacialmente regular ou irregular, com métodos de diferenças finitas, volumes finitos ou elementos finitos. Frequentemente, uma decomposição ortogonal do fluxo permite que um método espectral seja usado (ver, por exemplo, Canuto et al. [95]). Para fluxos bidimensionais incompressíveis, o uso da função de fluxo permite a eliminação da pressão...”

“...o DNS de turbulência deve levar em conta explicitamente todas escalas de movimento, desde as maiores (impostas pela existência de limites ou as periodicidades) ao menor (a escala de dissipação de Kolmogorov para instância).

Já vimos que o número total de graus de liberdade necessários representar um fluxo turbulento através de toda esta extensão de escalas é de a ordem de $R^{9/4} \sim R^{9/2} \lambda$ em três dimensões e R^2 em duas dimensões, onde R é o número turbulento de Reynolds baseado na escala integral...” “...pode-se, em cálculos tridimensionais, multiplicar em dez a cada dez anos o número de pontos computacionais em cada direção do espaço. Assim, a melhoria é muito lenta e os números de Reynolds atingiram ainda são várias ordens de magnitude inferiores aos enormes números de Reynolds encontrados em situações naturais: não há esperança no futuro próximo, mesmo com a atual revolução informática sem precedentes, para prever, por exemplo, uma simulação numérica direta da atmosfera da Terra em escalas planetárias (vários milhares de quilômetros horizontalmente) para a escala de dissipação (1 mm), já que seriam necessários cerca de 1020 graus de liberdade para colocar no computador, todos esses modos interagindo de forma não linear. As coisas ficam ainda piores em Júpiter, ou em uma estrela como o sol. Mesmo num túnel de vento, com escala integral de 5 cm e uma escala de Kolmogorov de 0,1 mm, são necessários cerca de 108 graus de liberdade (5×10^2 em cada direção). Como já foi sublinhado acima, isto está em mãos agora. A situação está melhorando com o desenvolvimento de computadores paralelos usando um grande número de processadores simultaneamente. Devemos também mencionar novamente que a simulação da cascata de Kolmogorov no limite de viscosidade zero requer um número infinito de graus de liberdade e está fora do alcance de qualquer DNS.

A conclusão que tiramos é que, para um número turbulento de alto número de Reynolds fluxo, não é possível num futuro próximo (e talvez não no distante futuro também) para simular explicitamente todas as escalas de movimento desde o menor para o maior. Geralmente, os cientistas ou engenheiros estão mais interessados na descrição das grandes escalas do fluxo, que muitas vezes contêm o desejado informações sobre transferências turbulentas de momento ou calor, por exemplo: são essas grandes escalas que serão simuladas no computador. O problema é não mais o de um DNS de turbulência, mas de um LES. Este último, como será visto, precisam da representação de alguma forma (pelo menos estatisticamente) da energia trocas com as pequenas escalas que não são explicitamente simuladas...”

Membros da Banca:

ASSINADO DIGITALMENTE

Avaliador 1: Fernanda P. Disconzi

ASSINADO DIGITALMENTE

Avaliador 3: Marcus V C Alves

ASSINADO DIGITALMENTE

Avaliador 2: Roberto W. Francisco Jr.

ASSINADO DIGITALMENTE

Presidente da Banca: Marcus V C Alves



Assinaturas do documento



Código para verificação: **7NW20M8I**

Este documento foi assinado digitalmente pelos seguintes signatários nas datas indicadas:

 **"MARCUS VINÍCIUS CANHOTO ALVES"** em 24/06/2024 às 11:38:55
Emitido por: "SGP-e", emitido em 13/07/2018 - 14:40:07 e válido até 13/07/2118 - 14:40:07.
(Assinatura do sistema)

Para verificar a autenticidade desta cópia, acesse o link <https://portal.sgpe.sea.sc.gov.br/portal-externo/conferencia-documento/VURFU0NfMTIwMjJfMDAwMjU3NjhfMjU4MDVfMjAyNF83TlcyME04SQ==> ou o site <https://portal.sgpe.sea.sc.gov.br/portal-externo> e informe o processo **UDESC 00025768/2024** e o código **7NW20M8I** ou aponte a câmera para o QR Code presente nesta página para realizar a conferência.