João Carlos Martins Coelho

ENERGIA E FLUIDOS

Transferência de calor

2ª edição

Exercícios resolvidos

Vol. 3

Blucher

Coleção Energia e Fluidos, v. 3, *Transferência de calor*, 2. ed., 2019

Manual de soluções

Apresentamos uma coleção de exercícios resolvidos do volume 3, *Transferência de calor* constituinte da Coleção Energia e Fluidos, que é constituída por cerca de 320 exercícios e é destinada a apoiar professores na preparação de material para ministrar cursos baseados no conteúdo deste livro.

Esta coleção não tem a pretensão de ser absolutamente completa e, por esse motivo, há alguns exercícios propostos no livro em referência cujas resoluções não são aqui apresentadas.

Por motivos didáticos, as soluções dos exercícios estão estruturadas em três partes. A primeira parte de cada solução compreende o enunciado do exercício. A segunda é constituída pela relação de dados e pelo conjunto de equações que devem ser resolvidas para a obtenção da resolução numérica das questões. Dessa forma, busca-se educar os alunos para raciocinarem a criação de um modelo matemático constituído por um conjunto de dados e por um conjunto de equações que, quando resolvidas, produzem a solução do problema. Por fim, a terceira parte consiste em um conjunto de dados numéricos que engloba dados iniciais e resultados numéricos obtidos.

Tendo em vista as dificuldades associadas à digitalização das soluções, parte da simbologia foi alterada, por exemplo:

- Vazão: Vz
- Volume: Vol
- Derivada: $\frac{dx}{dt} = dxdt$

Por fim, observamos que é provável que ocorram erros de digitação, e conto com o apoio dos colegas professores para eliminá-los.

Por fim, esperando que as soluções apresentadas se constituam, de fato, apoio relevante, coloco-me ao dispor de todos os professores.

João Carlos Martins Coelho

jcmcoelho@energiaefluidos.com

TCep1-06

Ep1.6 Uma parede plana com 150 mm de espessura, tem área superficial igual a 120 m^2. A superfície interna da parede está a 400°C e a externa está a 50ºC. Sabendo que a condutibilidade térmica do material constituinte da parede é igual a 0,2 W/(m.K) determine a taxa de calor através da parede. Desprezando os efeitos de transferência de calor por radiação, avalie o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície externa e o meio ambiente sabendo que a temperatura do ar ambiente é igual a 20ºC.

$$k = 0,2 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{1}$$

$$L = 0,150 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$A = 120 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{3}$$

$$T_1 = 400 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_2 = 50 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \tag{7}$$

$$\dot{Q}_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{9}$$

Resultados

$A = 120 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$h = 15,56 \left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k = 0,2 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,15 \, [\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{cond} = 56000 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 56000 \, [\mathrm{W}]$
$T_1 = 400 \, [^\circ\mathrm{C}]$	$T_2 = 50 \, [^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20 \, [^\circ\mathrm{C}]$	

TCep1-08

Ep1.8 Uma placa plana com 200 mm de espessura, tem as suas superfícies interna e externa, respectivamente, a 350°C e 50ºC. Sabe-se que a condutibilidade térmica do material constituinte da parede é igual a 0,05 W/(m.K), e que o coeficiente convectivo observado entre a face da placa a 50ºC e o ar ambiente a 20ºC é igual a 2 W/(m^2.K). Pede-se para determinar o fluxo de calor através da placa, o fluxo de calor por radiação entre a face da placa a 50ºC e o meio ambiente e a emissividade desta superfície sabendo-se que a temperatura da vizinhança é igual a 30ºC.

$$k = 0,05 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{1}$$

$$L = 0,20 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{3}$$

$$h = 2,0 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{4}$$

$$T_1 = 623,15 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_2 = 323,15 \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$T_{viz} = 303,15 \ [\mathrm{K}] \tag{8}$$

$$Fluxo_{cond} = Fluxo_{conv} + Fluxo_{rad} \tag{9}$$

$$Fluxo_{cond} = k \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} \tag{10}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{11}$$

$$Fluxo_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot \left(T_2^4 - T_{viz}^4\right) \tag{12}$$

Resultados

$\epsilon = 0,1076$	$Fluxo_{cond} = 75 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_{conv} = 60 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_{rad} = 15 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 2 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,05 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,2 \, [\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/m^2.K^4}\right]$
$T_1 = 623,2 \, [\mathrm{K}]$	$T_2 = 323,2 \, [\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$	$T_{viz} = 303,2 \, [\mathrm{K}]$

TCep1-10

Ep1.10 A temperatura média de uma parede vertical com área total de 12,0 m^2 é igual 35ºC. Sabendo que ela está exposta ao ar ambiente a 22ºC e que o coeficiente de transferência de energia por convecção entre a parede e o ar é igual a 14,0 W/(m^2.K), pede-se para determinar o fluxo médio de calor e a taxa de transferência de energia por convecção da parede para o ar.

$$T = 35\ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 22\ [^{\mathrm{o}}\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$A = 12,0\ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{3}$$

$$h = 14\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{4}$$

$$Fluxo = h \cdot (T - T_{inf}) \tag{5}$$

$$\dot{Q} = Fluxo \cdot A \tag{6}$$

Resultados

$A = 12\left[\mathrm{m}^2\right]$	$Fluxo = 182\left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$h = 14\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$\dot{Q} = 2184\,[\mathrm{W}]$
$T = 35\,[^{\mathrm{o}}\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 22\,[°\mathrm{C}]$

TCep1-12

Ep1.12 Uma placa plana com espessura de 20 mm e com condutividade térmica igual a 0,1 W/(m.K) tem uma das suas faces a 50ºC e a outra em uma temperatura mais elevada. Sua superfície fria pode ser considerada cinza difusa com absortividade igual a 0,8 está exposta ao meio ambiente a 25ºC e o coeficiente de transferência de energia por convecção entre a esta superfície e o ar ambiente é igual a 25 W/(m^2.K). Pede-se para calcular o fluxo de calor por condução através da parede, os fluxos de calor por convecção e por radiação na sua superfície fria e a temperatura da parede quente.

$$L = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$k = 0,1 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{2}$$

T_1 = ?

$$T_2 = 323,15 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$\alpha = 0,8 \tag{4}$$

$$\epsilon = \alpha \tag{5}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 298,15 \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$h = 25 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{8}$$

$$Fluxo_{cond} = Fluxo_{conv} + Fluxo_{rad} \tag{9}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{10}$$

$$Fluxo_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left(T_2^4 - T_{inf}^4\right) \tag{11}$$

$$Fluxo_{cond} = k \cdot \frac{T_1 - T_2}{L} \tag{12}$$

$$T_{1;Celsius} = T_1 - 273,15 \tag{13}$$

Resultados

$\alpha = 0,8$	$\epsilon = 0,8$
$Fluxo_{cond} = 761,2 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_{conv} = 625 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_{rad} = 136,2 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$h = 25 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,1 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,02 \, [\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/(m^2.K^4)}\right]$	$T_1 = 475,4 \, [\mathrm{K}]$
$T_{1;Celsius} = 202,2 \, [\mathrm{C}]$	$T_2 = 323,2 \, [\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 298,2 \, [\mathrm{K}]$	

TCep1-15

Ep1.15 Uma placa metálica delgada é isolada em sua superfície posterior e exposta ao sol na superfície anterior. A superfície anterior absorve o fluxo de radiação solar de 800 W/m^{2,} e a transfere por convecção livre para o ar ambiente a 20°C. Se o coeficiente de transferência de energia por convecção entre a placa e o ar for igual a 20 W/(m^2-K), qual será a temperatura da superfície da placa exposta ao sol?

$$Fluxo_{rad} = 800 \; \left[\mathrm{W/m^2}\right] \tag{1}$$

$$Fluxo_{conv} = Fluxo_{rad} \tag{2}$$

$$h = 20 \; \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{3}$$

$$T_{amb} = 20 \; [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_p - T_{amb}) \tag{5}$$

Resultados

$Fluxo_{conv} = 800\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_{rad} = 800\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 20\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$T_{amb} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_p = 60\,[°\mathrm{C}]$	

TCep1-16

Ep1.16 A temperatura média da superfície de um equipamento com área total de 26,0 m^2 é igual 40ºC. Sabendo que ela está exposta a um ambiente a 20ºC, que o coeficiente de transferência de energia por convecção entre a superfície e o ambiente é igual a 10,0 W/(m^2.K) e que a emissividade da superfície é igual a 0,6, pede-se para determinar as taxas de transferência de calor por convecção e por radiação entre a superfície e o ambiente que a envolve.

$$A = 26\ \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{1}$$

$$T_s = 40\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 20\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$h = 10\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m^2}\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,6 \tag{5}$$

$$\sigma = 0,0000000567\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m^2}\cdot\mathrm{K^4}\right)\right] \tag{6}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{7}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left((T_s + 273,15)^4 - (T_{inf} + 273,15)^4\right) \tag{8}$$

Resultados

$A = 26\,\left[\mathrm{m^2}\right]$	$\epsilon = 0,6$
$h = 10\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$\dot{Q}_{conv} = 5200\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 1974\,[\mathrm{W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W/(m^2.K^{4)}}\right]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_s = 40\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep1-17

Ep1.17 Resolva o exercício Ep1.15 considerando que a emissividade da superfície é igual a 0,8.

$$Fluxo_{radsolar} = 800 \ \left[\mathrm{W/m^2}\right] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

Adoto T_{viz} = T_{inf}, logo:

$$T_{viz} = (273,15 + 20) \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m^2}{\cdot}\mathrm{K^4}\right)\right] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,8 \tag{5}$$

$$h = 20 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m^2}{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{6}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_p - T_{inf}) \tag{7}$$

$$Fluxo_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left((T_p + 273,15)^4 - T_{viz}^4\right) \tag{8}$$

$$Fluxo_{conv} + Fluxo_{rad} = Fluxo_{radsolar} \tag{9}$$

Resultados

$\epsilon = 0,8$	$Fluxo_{conv} = 630,8 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_{rad} = 169,2 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_{radsolar} = 800 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 20 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/(m^2.K^4)}\right]$
$T_{inf} = 20 \, [°\mathrm{C}]$	$T_p = 51,54 \, [°\mathrm{C}]$
$T_{viz} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$	

TCep1-18

Ep1.18 Uma esfera com diâmetro igual a 250 mm é continuamente aquecida internamente por uma resistência elétrica cuja potência é igual a 100 W. A esfera rejeita calor por convecção em regime permanente para o ar ambiente que está a 20ºC. Supondo que a temperatura média da superfície da esfera em igual a 80ºC e que a sua emissividade é igual a 0,8 pede-se para avaliar as taxas de calor por radiação e por convecção entre a esfera e o meio ambiente e o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Hipótese: a temperatura da vizinhança é igual à temperatura ambiente.

$$D = 0,25 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$\dot{W}_{res} = 100 \ [\mathrm{W}] \tag{2}$$

$$T_{amb} = (20 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$T_{viz} = T_{amb} \tag{4}$$

$$T_{inf} = T_{amb} \tag{5}$$

$$T_s = (80 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$\epsilon = 0,8 \tag{7}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{8}$$

Taxa de calor por radiação

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot A \cdot \epsilon \cdot \left(T_s^4 - T_{viz}^4\right) \tag{9}$$

$$A = 4 \cdot \pi \cdot (D/2)^2 \tag{10}$$

Taxa de calor por convecção

$$\dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = \dot{W}_{res} \tag{11}$$

Coeficiente convectivo

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{12}$$

Resultados

$A = 0,1963 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$D = 0,25 \, [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,8$	$h = 2,313 \left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$\dot{Q}_{conv} = 27,25 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 72,75 \, [\mathrm{W}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/m^2.K^4}\right]$	$T_{amb} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$	$T_s = 353,2 \, [\mathrm{K}]$
$T_{viz} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$	$\dot{W}_{res} = 100 \, [\mathrm{W}]$

TCep1-19

Ep1.19 Um pequeno forno de uso laboratorial é internamente aquecido com resistências elétricas instaladas nas suas paredes verticais. Sabendo que a temperatura ambiente é igual a 20ºC, que o coeficiente de transferência de energia por convecção entre a superfície externa do forno e o ar ambiente é igual a 12 W/(m^{2K}), que a temperatura média da sua superfície externa é igual a 50ºC e que a sua emissividade é igual a 0,8, pede-se para determinar o fluxo de calor por convecção e o fluxo por radiação entre o forno e o meio ambiente. Se a área externa do forno exposta ao ar for igual a 4,0 m^{2,} qual será a taxa de transferência de calor para o meio ambiente?

$$T_{inf} = 20 + 273,15 \ [\mathrm{K}] \tag{1}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 {\cdot} \mathrm{K}\right)\right] \tag{2}$$

$$T = 50 + 273,15 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$\epsilon = 0,8 \tag{4}$$

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 {\cdot} \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{5}$$

$$Area = 4,0 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{6}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T - T_{inf}) \tag{7}$$

$$Fluxo_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left(T^4 - T_{inf}^4\right) \tag{8}$$

$$\dot{Q} = (Fluxo_{conv} + Fluxo_{rad}) \cdot Area \tag{9}$$

Resultados

$Area = 4 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$\epsilon = 0,8$
$Fluxo_{conv} = 360 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$	$Fluxo_{rad} = 159,6 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$h = 12 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$\dot{Q} = 2079 \, [\mathrm{W}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/(m^2.K^4)}\right]$	$T = 323,2 \, [\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$	

TCep1-20

Ep1.20 Uma lâmpada de filamento de 100 W tem eficiência de cerca de 50%, ou seja: 50% da potência transferida ao filamento são convertidos em energia luminosa e o restante é transferido ao meio ambiente por calor. Considerando que a área da sua superfície externa é equivalente à de uma esfera com raio igual a 3 cm, que o ambiente está a 20ºC, que o coeficiente médio de transferência de calor por convecção entre a lâmpada e o meio ambiente é igual a 12 W/(m^2.K) e que a transferência de energia para o meio por radiação térmica pode ser desprezada, estime a temperatura média da superfície da lâmpada.

$$\dot{W}_L = 100\ [\mathrm{W}] \tag{1}$$

$$\eta_L = 0,50 \tag{2}$$

$$R = 0,03\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$A = 4 \cdot \pi \cdot R^2 \tag{4}$$

$$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$h = 12\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{6}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{W}_L \cdot \eta_L \tag{7}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{8}$$

Resultados

$A = 0,01131\,[\mathrm{m}^2]$	$\eta_L = 0,5$
$h = 12\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})]$	$\dot{Q}_{conv} = 50\,[\mathrm{W}]$
$R = 0,03\,[\mathrm{m}]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_s = 388,4\,[°\mathrm{C}]$	$\dot{W}_L = 100\,[\mathrm{W}]$

TCep1-21

Ep1.21 Um tubo metálico com diâmetro externo igual a 60 mm, que conduz um óleo aquecido, é recoberto com uma espessura de 25 mm de isolante térmico com condutibilidade térmica igual a 0,05 W/(m.K). Sabendo que o coeficiente convectivo observado entre o material isolante e o meio ambiente é igual a 10 W/(m^2.K), a emissividade da superfície externa deste material é igual a 0,4, o ar ambiente está a 20ºC e que a temperatura da superfície externa do isolante é igual a 40ºC, pede-se para calcular a taxa de transferência de calor por convecção, por metro de tubo, entre o isolamento térmico e o meio ambiente e, também, a taxa de transferência de calor por radiação, por metro de tubo, entre o isolamento térmico e o meio ambiente.

$$r_1 = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$e = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = r_1 + e \tag{3}$$

$$k = 0,05 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{4}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{5}$$

$$\epsilon = 0,4 \tag{6}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_2 = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{10}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{conv;L} = \dot{Q}_{conv}/L \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left((T_2 + 273,15)^4 - (T_{inf} + 273,15)^4\right) \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{rad;L} = \dot{Q}_{rad}/L \tag{15}$$

Resultados

$A = 0,3456 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$e = 0,025 \, [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,4$	$h = 10 \left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$
$k = 0,05 \, [\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$	$L = 1 \, [\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{conv} = 69,12 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv;L} = 69,12 \, [\mathrm{W/m}]$
$\dot{Q}_{rad} = 17,49 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad;L} = 17,49 \, [\mathrm{W/m}]$
$r_1 = 0,03 \, [\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,055 \, [\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{w}/(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}^4)\right]$	$T_2 = 40 \, [°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20 \, [°\mathrm{C}]$	

TCep1-22

Ep1.22 Uma esfera com diâmetro igual a 300 mm é aquecida internamente por um aquecedor elétrico de 300 W. A esfera rejeita calor por convecção da superfície externa para o ar ambiente. Calcule o coeficiente de transferência de calor por convecção, se a diferença de temperatura entre a superfície da esfera e o meio ambiente for igual a 50°C. Despreze os efeitos de radiação.

$$D = 0,300 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$R = D/2 \tag{2}$$

$$\dot{W} = 300 \ [\mathrm{W}] \tag{3}$$

T_s - T_{inf} = 50°C

$$\Delta T = 50 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$A = 4 \cdot \pi \cdot R^2 \tag{5}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{W} \tag{6}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot \Delta T \tag{7}$$

Resultados

$A = 0,2827 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$D = 0,3 \, [\mathrm{m}]$
$\Delta T = 50 \, [°\mathrm{C}]$	$h = 21,22 \left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$\dot{Q}_{conv} = 300 \, [\mathrm{W}]$	$R = 0,15 \, [\mathrm{m}]$
$\dot{W} = 300 \, [\mathrm{W}]$	

TCep1-23

Ep1.23 Um bloco de gelo com comprimento de 1,0 m, altura e largura iguais a 20 cm está posicionado na horizontal, sobre dois cavaletes, em uma grande sala cuja temperatura é aproximadamente uniforme e igual a 30ºC. Considerando que a emissividade do gelo é igual a 0,97, que o bloco está derretendo, e que o coeficiente convectivo entre o bloco e ar ambiente é igual a 14 W/(m^2.K), avalie:
a) a taxa de calor líquida entre o bloco de gelo e o meio ambiente;
b) o tempo necessário para ocorrer o derretimento de uma camada de gelo de 1,0 mm sabendo que a sua entalpia de fusão é igual a 334 kJ/kg e que a sua massa específica é igual a 920 kg/m^3.

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$w = 0,20 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$\epsilon = 0,97 \tag{4}$$

$$T_s = 0 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$h = 14 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{6}$$

$$A = 2 \cdot w^2 + 4 \cdot w \cdot L \tag{7}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{9}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left((T_{inf} + 273,15)^4 - (T_s + 273,15)^4\right) \tag{10}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{11}$$

$$m = \rho \cdot Vol \tag{12}$$

$$\rho = 920 \ \left[\mathrm{kg/m}^3\right] \tag{13}$$

$$Vol = e \cdot A \tag{14}$$

$$e = 0,001 \ [\mathrm{m}] \tag{15}$$

$$h_{gelo} = 334000 \ [\mathrm{J/kg}] \tag{16}$$

$$h_{gelo} \cdot m = \dot{Q} \cdot \Delta t \tag{17}$$

Resultados

$A = 0,88 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$\Delta t = 531,3 \, [\mathrm{s}]$
$e = 0,001 \, [\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,97$
$h = 14 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_{gelo} = 334000 \, [\mathrm{J/kg}]$
$L = 1 \, [\mathrm{m}]$	$m = 0,8096 \, [\mathrm{kg}]$
$\dot{Q} = 508,9 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 369,6 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 139,3 \, [\mathrm{W}]$	$\rho = 920 \left[\mathrm{kg/m}^3\right]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{w/(m^2{\cdot}K^4)}\right]$	$T_{inf} = 30 \, [°\mathrm{C}]$
$T_s = 0 \, [°\mathrm{C}]$	$Vol = 0,00088 \left[\mathrm{m}^3\right]$
$w = 0,2 \, [\mathrm{m}]$	

TCep1-24

Ep1.24 A superfície de uma casca esférica com diâmetro igual a 250 m apresenta temperatura média igual a 200ºC e emissividade igual a 0,75. Considere que esta esfera esteja em um ambiente a 20ºC e que ar escoa sobre a esfera com temperatura média também igual a 20ºC. Se a taxa total de calor observada entre a esfera e o meio for igual a 710 W. Determine:
a) a taxa líquida de calor transferido por radiação entre a esfera e o meio ambiente;
b) o coeficiente convectivo observado entre a esfera e o ar ambiente.

$$D = 0,25 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T = 473,15 \ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{4}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{5}$$

$$\dot{Q} = 710 \ [\mathrm{W}] \tag{6}$$

$$Area = \pi \cdot D^2 \tag{7}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot Area \cdot \left(T^4 - T_{inf}^4\right) \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} = \dot{Q} \tag{9}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot Area \cdot (T - T_{inf}) \tag{10}$$

Resultados

$Area = 0,1963 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$D = 0,25 \, [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,75$	$h = 9,993 \left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$\dot{Q} = 710 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 353,2 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 356,8 \, [\mathrm{W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/(m^2.K^{4)}}\right]$
$T = 473,2 \, [\mathrm{K}]$	$T_{inf} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$

TCep1-25

Ep1.25 A superfície externa de uma estufa de esterilização de instrumentos odontológicos está na temperatura média de 40ºC. Considere que o coeficiente médio de transferência de calor por convecção entre esta superfície e o meio seja igual a 10 W/(m^2.K), que a temperatura do ar ambiente é igual a 20ºC e que a estufa é cúbica com aresta igual a 60 cm. Desprezando os efeitos de radiação térmica, determine o fluxo de calor observado na superfície da estufa e a taxa de transferência de calor entre a estufa e o meio ambiente.

$$T = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$a = 0,60 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$Area = 6 \cdot a^2 \tag{5}$$

$$Fluxo = h \cdot (T - T_{inf}) \tag{6}$$

$$\dot{Q} = Fluxo \cdot Area \tag{7}$$

Resultados

$a = 0,6\,[\mathrm{m}]$	$Area = 2,16\,[\mathrm{m}^2]$
$Fluxo = 200\,[\mathrm{W/m}^2]$	$h = 10\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$\dot{Q} = 432\,[\mathrm{W}]$	$T = 40\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	

TCep1-26

Ep1.26 A superfície externa de uma estufa de esterilização de instrumentos odontológicos está na temperatura média de 40ºC. Considere que o coeficiente médio de transferência de calor por convecção entre esta superfície e o meio seja igual a 12 W/(m^2.K), que a temperatura do ar ambiente é igual a 20ºC e que a estufa é cúbica com aresta igual a 80 cm. Sabendo que a emissividade da superfície da estufa é igual a 0,7, determine o fluxo de calor por convecção observado na superfície da estufa e a taxa de transferência de calor entre a estufa e o meio ambiente.

$$T = 313,15 \ [\mathrm{K}] \tag{1}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$aresta = 0,80 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,8 \tag{5}$$

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{6}$$

$$Area = 6 \cdot aresta^2 \tag{7}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T - T_{inf}) \tag{8}$$

$$Fluxo_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left(T^4 - T_{inf}^4\right) \tag{9}$$

$$\dot{Q} = (Fluxo_{conv} + Fluxo_{rad}) \cdot Area \tag{10}$$

Resultados

$Area = 3,84 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$aresta = 0,8 \, [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,8$	$Fluxo_{conv} = 240 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$Fluxo_{rad} = 101,2 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$	$h = 12 \left[\mathrm{W/(m^2\text{-}K)}\right]$
$\dot{Q} = 1310 \, [\mathrm{W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/m^2.K^4}\right]$
$T = 313,2 \, [\mathrm{K}]$	$T_{inf} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$

TCep2-03

Ep2.3 Calcule o fluxo de calor através de uma parede de um imóvel que é constituída por 5,0 cm de concreto, kc = 1,4 W/(m.K), revestida externamente com 10,0 cm de tijolos comuns, kt = 0,72 W/(m.K). Admita que a temperatura da face interna da parede é igual a 20ºC e que a temperatura da face externa da parede é igual a 30ºC. Qual é a temperatura da interface concreto-tijolo?

Índices:
1 - superfície interna; 2 - interface concreto-tijolo; 3 - superfície externa; t - tijolo; c - concreto.

$$Lc = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$kc = 1,4 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{2}$$

$$Lt = 0,1 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$kt = 0,72 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{4}$$

$$T_1 = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_3 = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

Cálculo do fluxo

$$Fluxo = \frac{T_3 - T_1}{Lc/kc + Lt/kt} \tag{7}$$

Cálculo da temperatura da interface

$$Fluxo = \frac{T_3 - T_2}{Lt/kt} \tag{8}$$

Resultados

$Fluxo = 57,27 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$kc = 1,4 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$
$kt = 0,72 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$	$Lc = 0,05 \, [\mathrm{m}]$
$Lt = 0,1 \, [\mathrm{m}]$	$T_1 = 20 \, [°\mathrm{C}]$
$T_2 = 22,05 \, [°\mathrm{C}]$	$T_3 = 30 \, [°\mathrm{C}]$

TCep2-08

Ep2.8 Uma fornalha vertical com diâmetro interno igual a 4 m é utilizada para queimar cavacos de madeira. A parede da fornalha, veja a Figura Ep2.8, é constituída por uma camada de tijolos refratários, k_{ref} = 1,3 W/(m.K), por uma camada de tijolos isolantes, k_{isol} = 0,5 W/(m.K), e por uma chapa de aço carbono, k_{aco} = 60 W/(m.K). A fornalha foi dimensionada para operar com temperatura da face interna do refratário, T_1, igual a 1200ºC e com temperatura da superfície externa da chapa metálica, T_4, igual a 50ºC. Sabe-se que a espessura da camada de tijolos refratários é igual a 228 mm, a da camada de tijolos isolantes é 342 mm e que a espessura da chapa de aço carbono é igual a 9 mm. Desprezando a transferência de calor por radiação para o meio ambiente, determine o fluxo de calor através da superfície externa da fornalha, a temperatura da interface entre os tijolos refratários e os isolantes e o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa da fornalha e o meio ambiente que está a 20ºC.

Dados

$$D_1 = 4,0 \ [\text{m}] \tag{1}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{2}$$

$$k_{ref} = 1,3 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{3}$$

$$k_{iso} = 0,5 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{4}$$

$$k_{aco} = 60 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{5}$$

$$T_1 = 1200 \ [°\text{C}] \tag{6}$$

$$T_4 = 50 \ [°\text{C}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\text{C}] \tag{8}$$

$$e_1 = 0,228 \ [\text{m}] \tag{9}$$

$$e_2 = 0,342 \ [\text{m}] \tag{10}$$

$$e_3 = 0,009 \ [\text{m}] \tag{11}$$

$$r_2 = r_1 + e_1 \tag{12}$$

$$r_3 = r_2 + e_2 \tag{13}$$

$$r_4 = r_3 + e_3 \tag{14}$$

$$L = 1 \ [\text{m}] \tag{15}$$

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ref} \cdot L} \tag{16}$$

$$Res_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_{iso} \cdot L} \tag{17}$$

$$Res_3 = \frac{\ln(r_4/r_3)}{2 \cdot \pi \cdot k_{aco} \cdot L} \tag{18}$$

$$Res_{eq} = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{19}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_4}{Res_{eq}} \tag{20}$$

$$Fluxo_4 = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot 2 \cdot r_4 \cdot L} \tag{21}$$

$$Fluxo_4 = h_4 \cdot (T_4 - T_{inf}) \tag{22}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res_1} \tag{23}$$

Solution

$D_1 = 4\,[\mathrm{m}]$	$e_1 = 0,228\,[\mathrm{m}]$
$e_2 = 0,342\,[\mathrm{m}]$	$e_3 = 0,009\,[\mathrm{m}]$
$Fluxo_4 = 1209\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$h_4 = 40,31\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k_{aco} = 60\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_{iso} = 0,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{ref} = 1,3\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 19597\,[\mathrm{W}]$	$Res_1 = 0,01322\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_2 = 0,04546\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_3 = 0,000009273\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{eq} = 0,05868\,[\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 2\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 2,228\,[\mathrm{m}]$	$r_3 = 2,57\,[\mathrm{m}]$
$r_4 = 2,579\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 1200\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 941\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_4 = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-09

Ep2.9 Considere o conjunto de placas ilustrado na Figura 2.9. Sabe-se que L_1 = 5,0 cm, L_2 = 10 cm e L_3 = 4 cm, k_A = 0,8 W/(mK), k_B = 0,04 W/(m.K) e k_C = 0,01 W/(m.K), T_1 = 150ºC e T_4 = 30ºC. Pede-se para determinar T_2, T_3 e o fluxo de calor através do conjunto de placas.

$$k_A = 0,8 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$k_B = 0,04 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{2}$$

$$k_C = 0,01 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{3}$$

$$L_1 = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$L_2 = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$L_3 = 0,04 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$T_1 = 150 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_4 = 30 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$Area = 1 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{9}$$

$$Res_A = \frac{L_1}{k_A \cdot Area} \tag{10}$$

$$Res_B = \frac{L_2}{k_B \cdot Area} \tag{11}$$

$$Res_C = \frac{L_3}{k_C \cdot Area} \tag{12}$$

$$Req = Res_A + Res_B + Res_C \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_4}{Req} \tag{14}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res_A} \tag{15}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_3}{Res_B} \tag{16}$$

$$Fluxo = \dot{Q}/Area \tag{17}$$

Resultados

$Area = 1\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$Fluxo = 18,29\,\left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$k_A = 0,8\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_B = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_C = 0,01\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_1 = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,1\,[\mathrm{m}]$	$L_3 = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 18,29\,[\mathrm{W}]$	$Req = 6,563\,[\mathrm{C/W}]$
$Res_A = 0,0625\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_B = 2,5\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_C = 4\,[\mathrm{K/W}]$	$T_1 = 150\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 148,9\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_3 = 103,1\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_4 = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-10

Ep2.10 Um conjunto de três placas planas, todas com espessura igual a 30 mm está sujeito a transferência de calor por convecção em suas faces expostas ao ar conforme ilustrado na Figura Ep2.9. Sabe-se que h_1 = 10 W/(m^2.K), os materiais A, B e C têm, respectivamente, condutibilidades térmicas 0,5 W/(m.K), 0,1 W/(m.K) e 0,05 W/(m.K), que h4 = 20 W/(m^2.K), $Tinf_1$ = 200ºC e $Tinf_4$ = 30ºC. Pede-se para determinar a o fluxo térmico através do conjunto de placas e as temperaturas nas superfícies expostas ao ar.

$$h_1 = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{1}$$

$$h_4 = 20 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{2}$$

$$Tinf_1 = 200 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$Tinf_4 = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$kA = 0,5 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{5}$$

$$kB = 0,1 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{6}$$

$$kC = 0,05 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{7}$$

$$L = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$A = 1 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \quad \text{área unitária de transferência de calor} \tag{9}$$

$$Res1 = \frac{1}{h_1 \cdot A} \tag{10}$$

$$Res4 = \frac{1}{h_4 \cdot A} \tag{11}$$

$$ResA = \frac{L}{kA \cdot A} \tag{12}$$

$$ResB = \frac{L}{kB \cdot A} \tag{13}$$

$$ResC = \frac{L}{kC \cdot A} \tag{14}$$

$$Resq = Res1 + ResA + ResB + ResC + Res4 \tag{15}$$

$$\dot{Q} = \frac{Tinf_1 - Tinf_4}{Resq} \tag{16}$$

$$\dot{Q} = \frac{Tinf_1 - T_1}{Res1} \tag{17}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_4 - Tinf_4}{Res4} \tag{18}$$

$$Fluxo = \dot{Q}/A \tag{19}$$

Resultados

$A = 1\left[\mathrm{m}^2\right]$	$Fluxo = 153,2\left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$h_1 = 10\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_4 = 20\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$kA = 0,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$kB = 0,1\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$kC = 0,05\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,03\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 153,2\,[\mathrm{W}]$	$Res1 = 0,1\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$Res4 = 0,05\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$ResA = 0,06\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$ResB = 0,3\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$ResC = 0,6\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$Resq = 1,11\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$Tinf_1 = 200\,[^\circ\mathrm{C}]$
$Tinf_4 = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_1 = 184,7\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_4 = 37,66\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-11

Ep2.11 Uma fornalha industrial tem paredes verticais constituídas por uma camada de tijolos refratários, k_R = 1,0 W/(m.K), com espessura igual a 254 mm e por uma camada de tijolos isolantes, k_I= 0,05 W/(m.K), com espessura igual 102 mm. Considere que a temperatura da face interna da camada de refratário seja igual a 1200ºC e que, nesta condição, a temperatura da face externa da camada isolante seja igual a 80ºC. Buscando reduzir o consumo de combustível da fornalha, um engenheiro sugere duplicar a espessura da camada isolante.
a) Determine o fluxo de calor através da parede da fornalha nas condições iniciais;
b) Determine o fluxo de calor através da parede da fornalha após o aumento de espessura da camada isolante (suponha que as temperaturas da face externa do isolante e da face interna do refratário permaneçam iguais às inicialmente fornecidas).
c) Considere que a temperatura máxima admissível do isolante é igual a 1100ºC. Você aumentaria a espessura da sua camada?
d) A hipótese adotada no item b 'suponha que as temperaturas da face externa do isolante e da face interna do refratário permaneçam iguais às inicialmente fornecidas' é aceitável? Justifique?

Dados

$$k_R = 1,0 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$L_R = 0,254 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$k_I = 0,05 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{3}$$

$$L_{I;1} = 0,102 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$T_1 = 1200 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_3 = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

Situação inicial - 1

$$A = 1 \quad \mathrm{m}^2 \tag{7}$$

$$Res_R = \frac{L_R}{k_R \cdot A} \tag{8}$$

$$Res_{I;1} = \frac{L_{I;1}}{k_I \cdot A} \tag{9}$$

$$Fluxo_1 = \frac{T_1 - T_3}{(Res_R + Res_{I;1}) \cdot A} \tag{10}$$

Situação final - 2

$$Res_{I;2} = 2 \cdot \frac{L_{I;1}}{k_I \cdot A} \tag{11}$$

$$Fluxo_2 = \frac{T_1 - T_3}{(Res_R + Res_{I;2}) \cdot A} \tag{12}$$

$$Fluxo_2 = \frac{T_1 - T_{22}}{Res_R \cdot A} \tag{13}$$

Item d: Ahipótese não é razoável. Se a temperatura do meio ambiente permanece constante, espera-se que temperatura da face extrerna diminua com o aumento da espessura de isolante.

Resultados

$A = 1\,[\mathrm{m}^2]$	$Fluxo_1 = 488,2\,[\mathrm{W/m^2}]$
$Fluxo_2 = 258,4\,[\mathrm{W/m^2}]$	$k_I = 0,05\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_R = 1\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_{I;1} = 0,102\,[\mathrm{m}]$
$L_R = 0,254\,[\mathrm{m}]$	$Res_{I;1} = 2,04\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{I;2} = 4,08\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_R = 0,254\,[\mathrm{K/W}]$
$T_1 = 1200\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{22} = 1134\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-12

Ep2.12 Em uma indústria cerâmica, há um forno de produção de piso no interior do qual é queimado gás natural. Uma das suas paredes verticais é constituída por uma camada de tijolos refratários, k_r = 2,0 W/(m.K), por uma camada de tijolos isolantes, k_i = 0,7 W/(m.K), e por uma placa isolante, k_p = 0,05 W/(m.K). O forno foi dimensionado para operar com temperatura da face interna do refratário igual a 1250ºC e com temperatura da superfície externa da placa isolante igual a 50ºC. Sabe-se que a espessura da camada de tijolos refratários é igual a 171 mm, a da camada de tijolos isolantes é 228 mm e que a espessura da placa isolante é igual a 20 mm. Determine o fluxo da calor através da parede do forno; a temperatura da interface entre os tijolos refratários e os isolantes. Se for desejável uma redução de 20% no fluxo de calor existente, mantidas as temperaturas da face interna do refratário e da face externa da placa isolante e as espessuras dos demais materiais, qual deveria ser a nova espessura da parede de tijolos isolantes?

$$k_r = 2,0 \ [\mathrm{W/(m\cdot K)}] \tag{1}$$

$$k_i = 0,7 \ [\mathrm{W/(m\cdot K)}] \tag{2}$$

$$k_p = 0,05 \ [\mathrm{W/(m\cdot K)}] \tag{3}$$

$$L_r = 0,171 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$L_i = 0,228 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$L_p = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$A = 1 \quad \text{área unitária de transm. calor} \tag{7}$$

$$T_r = 1250 \ [^\circ\mathrm{C}] \quad \text{Temp interna} \tag{8}$$

$$T_p = 50 \ [^\circ\mathrm{C}] \quad \text{Temp externa} \tag{9}$$

$$Res_r = \frac{L_r}{k_r \cdot A} \tag{10}$$

$$Res_i = \frac{L_i}{k_i \cdot A} \tag{11}$$

$$Res_p = \frac{L_p}{k_p \cdot A} \tag{12}$$

$$Res_q = Res_r + Res_i + Res_p \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_r - T_p}{Res_q} \tag{14}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_r - T_{interface}}{Res_r} \tag{15}$$

$$Fluxo = \dot{Q}/A \tag{16}$$

$$Fluxo_{novo} = 0,8 \cdot Fluxo \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{novo} = \frac{T_r - T_p}{Res_{qnova}} \tag{18}$$

$$Fluxo_{novo} = \dot{Q}_{novo}/A \tag{19}$$

$$Res_{qnova} = Res_r + Res_p + Res_{inova} \tag{20}$$

$$Res_{inova} = \frac{L_{inova}}{k_i \cdot A} \tag{21}$$

Resultados

$A = 1\,[\mathrm{m}^2]$	$Fluxo = 1479\,[\mathrm{W/m}^2]$
$Fluxo_{novo} = 1183\,[\mathrm{W/m}^2]$	$k_i = 0,7\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_p = 0,05\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_r = 2\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L_i = 0,228\,[\mathrm{m}]$	$L_{inova} = 0,37\,[\mathrm{m}]$
$L_p = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$L_r = 0,171\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 1479\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{novo} = 1183\,[\mathrm{W}]$
$Res_i = 0,3257\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_{inova} = 0,5285\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_p = 0,4\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_q = 0,8112\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{qnova} = 1,014\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_r = 0,0855\,[\mathrm{K/W}]$
$T_{interface} = 1124\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_p = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_r = 1250\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-13

Ep2.13 Um isolamento térmico é constituído por um conjunto de duas placas paralelas com condutibilidades k_1 = 0,1 W/(m.K) e k_2 = 0,05 W/(m.K) têm espessuras L_1 = 10 cm e L_2 = 5 cm. Veja a Figura Ep2.13. Sabendo que T_1 = 800ºC , T_{inf3} = 20ºC, h_3 = 15 W/(m^2.K) e que a emissividade da superfície 3 é igual a 0,7 pede-se para calcular: T_2, T_3, e o fluxo de calor na superfície 3.

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \tag{1}$$

$$k_1 = 0,1 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{2}$$

$$k_2 = 0,05 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{3}$$

$$L_1 = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$L_2 = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$T_1 = 800 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$Tinf_3 = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$h_3 = 15 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{8}$$

$$\epsilon_3 = 0,7 \tag{9}$$

$$A = 1 \ \left[\mathrm{m^2}\right] \quad \text{área unitária de transm. calor} \tag{10}$$

$$Res1 = \frac{L_1}{k_1 \cdot A} \tag{11}$$

$$Res2 = \frac{L_2}{k_2 \cdot A} \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res1} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_3}{Res1 + Res2} \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_3 \cdot A \cdot (T_3 - Tinf_3) \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon_3 \cdot A \cdot \left((T_3 + 273,15)^4 - (Tinf_3 + 273,15)^4\right) \tag{16}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{17}$$

$$Fluxo = \dot{Q}/A \tag{18}$$

Resultados

$A = 1\,\left[\mathrm{m^2}\right]$	$\epsilon_3 = 0,7$
$Fluxo = 375,5\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$h_3 = 15\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_1 = 0,1\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_2 = 0,05\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L_1 = 0,1\,[\mathrm{m}]$	$L_2 = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 375,5\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 283,7\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 91,82\,[\mathrm{W}]$	$Res1 = 1\,[°\mathrm{C/W}]$
$Res2 = 1\,[°\mathrm{C/W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W/(m^2.K^4)}\right]$
$Tinf_3 = 30\,[\mathrm{C}]$	$T_1 = 800\,[°\mathrm{C}]$
$T_2 = 424,5\,[°\mathrm{C}]$	$T_3 = 48,91\,[°\mathrm{C}]$

TCep2-14

Ep2.14 Um tanque com forma paralelepipédica armazena água gelada a 5ºC. Este tanque é isolado termicamente. O material isolante tem espessura de 25 mm e condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). Sabe-se que o meio ambiente está a 30ºC, que ocorre transferência de calor por convecção entre o ar ambiente e a superfície externa do isolamento do tanque com h = 12 W/(m^2.K) e que a emissividade da superfície externa do isolante térmico é igual a 0,75. Considerando que a temperatura da superfície interna do tanque é igual à da água, pede-se para determinar o fluxo de calor através das paredes do tanque e a sua temperatura externa.

Índices: 1 - superfície interna do tanque, 2 - superfície externa do tanque.

$$L_I = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$k_I = 0,04 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{2}$$

$$T_{inf} = (30 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K\right)}\right] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{5}$$

$$T_1 = (5 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K^4}\right] \tag{7}$$

$$Fluxo_{cond} = \frac{T_2 - T_1}{\frac{L_I}{(K_I)}} \tag{8}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_{inf} - T_2) \tag{9}$$

$$Fluxo_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left(T_{inf}^4 - T_2^4\right) \tag{10}$$

$$Fluxo_{cond} = Fluxo_{conv} + Fluxo_{rad} \tag{11}$$

Resultados

$\epsilon = 0,75$	$Fluxo_{cond} = 36,5 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_{conv} = 26,25 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_{rad} = 10,25 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 12 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k_I = 0,04 \, [\mathrm{W/m.K}]$
$L_I = 0,025 \, [\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/m^2.K^4}\right]$
$T_1 = 278,2 \, [\mathrm{K}]$	$T_2 = 301 \, [\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 303,2 \, [\mathrm{K}]$	

TCep2-15

Ep2.15 Água na fase líquida escoa no interior de um tubo de aço, k_1 = 50 W/(m.K), que tem diâmetro externo igual a 40 mm e interno igual a 30 mm. O tubo é revestido com uma camada de 25 mm de um material isolante cuja condutibilidade térmica é k_2 = 0,1 W/(m.K). Veja a Figura Ep2.15. Sabe-se que a temperatura da face interna do tubo é igual a 120ºC e que a temperatura da face externa do isolante é igual a 40ºC.
a) Determine a temperatura na interface entre o aço e o isolante térmico.
b) Determine a taxa de transferência de calor através do isolante térmico por metro de tubo.

Dados

$$D_1 = 30/1000 \quad \text{m} \tag{1}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{2}$$

$$D_2 = 40/1000 \quad \text{m} \tag{3}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{4}$$

$$r_3 = r_2 + e \tag{5}$$

$$e = 25/1000 \quad \text{m} \tag{6}$$

$$k_1 = 50,0 \quad \text{W/(m.K)} \tag{7}$$

$$k_2 = 0,1 \quad \text{W/(m.K)} \tag{8}$$

$$T_1 = 120 \quad {}^\circ\text{C} \tag{9}$$

$$T_3 = 40 \quad {}^\circ\text{C} \tag{10}$$

$$L = 1 \quad \text{m} \tag{11}$$

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_1 \cdot L} \tag{12}$$

$$Res_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L} \tag{13}$$

$$Res_{eq} = Res_1 + Res_2 \tag{14}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_3}{Res_{eq}} \tag{15}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}/L \tag{16}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res_1} \tag{17}$$

Resultados

$D_1 = 0,03\,[\text{m}]$	$D_2 = 0,04\,[\text{m}]$
$e = 0,025\,[\text{m}]$	$k_1 = 50\,[\text{W/m·K}]$
$k_2 = 0,1\,[\text{W/m·K}]$	$L = 1\,[\text{m}]$
$\dot{Q} = 61,94\,[\text{W}]$	$\dot{Q}_L = 61,94\,[\text{W/m}]$
$Res_1 = 0,0009157\,[\text{K/W}]$	$Res_2 = 1,291\,[\text{K/W}]$
$Res_{eq} = 1,292\,[\text{K/W}]$	$r_1 = 0,015\,[\text{m}]$
$r_2 = 0,02\,[\text{m}]$	$r_3 = 0,045\,[\text{m}]$
$T_1 = 120\,[^\circ\text{C}]$	$T_2 = 119,9\,[^\circ\text{C}]$
$T_3 = 40\,[^\circ\text{C}]$	

TCep2-16

Ep2.16 Um óleo escoa no interior de um tubo de aço, k_1 = 50 W/(m.K), que tem diâmetro externo igual a 60 mm e interno igual a 50 mm conforme esquematizado na Figura Ep2.15. O tubo é revestido com uma camada de 50 mm de um material isolante cuja condutibilidade térmica é k_2 = 0,1 W/(m.K). Sabe-se que a temperatura da face interna do tubo é igual a 220ºC, que a temperatura do ambiente no qual o tubo se encontra é igual a 20ºC e que o coeficiente de transferência de calor entre o isolante e o ar ambiente é igual a 8 W/(m^2.K). Desprezando a transferência de calor por radiação, determine:
a) a taxa de transferência de calor através do isolante térmico por metro de tubo;
b) a temperatura da face externa da camada isolante.

Dados

$$D_1 = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{2}$$

$$D_2 = 0,060 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{4}$$

$$D_3 = 2 \cdot r_3 \tag{5}$$

$$r_3 = r_2 + e \tag{6}$$

$$e = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$k_1 = 50,0 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{8}$$

$$k_2 = 0,1 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{9}$$

$$T_1 = 220 \ [°\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{11}$$

$$h = 8 \ \left[\mathrm{W/m^2{\cdot}K}\right] \tag{12}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \tag{13}$$

$$Res_1 = \frac{\ln\left(r_2/r_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_1 \cdot L} \tag{14}$$

$$Res_2 = \frac{\ln\left(r_3/r_2\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L} \tag{15}$$

$$Res_3 = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L} \tag{16}$$

$$Res_{eq} = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{17}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Res_{eq}} \tag{18}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}/L \tag{19}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_3 - T_{inf}}{Res_3} \tag{20}$$

Resultados

$D_1 = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,06\,[\mathrm{m}]$
$D_3 = 0,16\,[\mathrm{m}]$	$e = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$h = 8\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$k_1 = 50\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_2 = 0,1\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 110,5\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_L = 110,5\,[\mathrm{W/m}]$
$Res_1 = 0,0005803\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_2 = 1,561\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_3 = 0,2487\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_{eq} = 1,81\,[\mathrm{K/W}]$
$r_1 = 0,025\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,03\,[\mathrm{m}]$
$r_3 = 0,08\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 220\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 47,47\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-17

Ep2.17 Um cabo elétrico de cobre tem diâmetro igual a 6 mm e é isolado com um elastômero que apresenta condutibilidade térmica igual a 0,03 W/(m.K). Sabe-se que a espessura da camada de isolante é igual a 0,5 mm, a temperatura ambiente é igual a 20ºC, o coeficiente de transferência de energia por convecção entre o isolamento e o ar ambiente é igual a 6,0 W/(m^2.K) e que a taxa de calor entre o cabo e o meio ambiente é igual a 4 W por metro de comprimento de cabo. Determine a temperatura da superfície do cobre constituinte do cabo.

$$d_1 = 0,006 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_1 = d_1/2 \tag{2}$$

$$e = 0,0005 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot e \tag{4}$$

$$r_2 = d_2/2 \tag{5}$$

$$k = 0,03 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$h = 6,0 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{8}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento unitário do cabo} \tag{9}$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{10}$$

$$\dot{Q} = 4 \ [\mathrm{W/m}] \tag{11}$$

$$Risolante = \frac{\ln\left(r_2/r_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \tag{12}$$

$$Rconv = \frac{1}{h \cdot A} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_s - T_{inf}}{Risolante + Rconv} \tag{14}$$

Resultados

$A = 0,02199 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$d_1 = 0,006 \,[\mathrm{m}]$
$d_2 = 0,007 \,[\mathrm{m}]$	$e = 0,0005 \,[\mathrm{m}]$
$h = 6 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,03 \,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1 \,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q} = 4 \,[\mathrm{W/m}]$
$Rconv = 7,579 \,[\mathrm{k/W}]$	$Risolante = 0,8178 \,[\mathrm{K/W}]$
$r_1 = 0,003 \,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,0035 \,[\mathrm{m}]$
$T_{inf} = 20 \,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 53,59 \,[°\mathrm{C}]$

TCep2-18

Ep2.18 Um cabo elétrico de cobre tem diâmetro igual a 3 mm e é isolado com um elastômero que apresenta condutibilidade térmica igual a 0,03 W/(m.K). Sabendo que a superfície do cobre está na temperatura média de 50ºC, que a espessura da camada de isolante é igual a 0,5 mm e que a temperatura ambiente é igual a 20ºC, determine a taxa de transferência de energia por calor por metro de cabo. O coeficiente de transferência de energia por convecção entre o isolamento e o ar ambiente é igual a 6,0 W/(m^2.K).

$$d_1 = 0,003 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_1 = d_1/2 \tag{2}$$

$$e = 0,0005 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot e \tag{4}$$

$$r_2 = d_2/2 \tag{5}$$

$$k = 0,03 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{6}$$

$$T_s = 50 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$h = 6,0 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{9}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento unitário do cabo} \tag{10}$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{11}$$

$$R_{isolante} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \tag{12}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_s - T_{inf}}{R_{isolante} + R_{conv}} \tag{14}$$

Resultados

$A = 0,01257 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$d_1 = 0,003\,[\mathrm{m}]$
$d_2 = 0,004\,[\mathrm{m}]$	$e = 0,0005\,[\mathrm{m}]$
$h = 6 \left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$	$k = 0,03\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$L = 1\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q} = 2,029\,[\mathrm{W}]$
$r_1 = 0,0015\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,002\,[\mathrm{m}]$
$R_{conv} = 13,26\,[\mathrm{K/W}]$	$R_{isolante} = 1,526\,[\mathrm{K/W}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 50\,[°\mathrm{C}]$

TCep2-19

Ep2.19 Em um secador de areia, o agente de secagem (produtos de combustão misturados com ar) a 750ºC é transportado através de uma tubulação fabricada com chapas de aço carbono, k_a = 45 W/(m.K), com espessura de 3/8 de polegada, com diâmetro externo igual a 800 mm e internamente revestida com 240 mm de concreto isolante, k_i = 0,2 W/(m.K). Considerando que a superfície interna do isolante está na temperatura do agente de secagem e que o coeficiente de transferência de energia por convecção entre o tubo e o meio ambiente é igual a 12 W/(m^2.K) e que a temperatura ambiente é igual a 25ºC, pede-se para determinar a temperatura da superfície externa da tubulação e a taxa de transferência de energia por calor para o meio ambiente por metro de tubo. Despreze os efeitos de transferência de calor por radiação.

Índices:
1 - superfície interna do refratário;
2 - interface refratário-aço;
3 - superfície externa do tubo de aço.

Dados

$$T_1 = 750 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$e_{tubo} = (3 \cdot 25,4/8000) \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D_3 = 0,80 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_3 = D_3/2 \tag{4}$$

$$D_2 = D_3 - 2 \cdot e_{tubo} \tag{5}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{6}$$

$$D_1 = D_2 - 2 \cdot e_{iso} \tag{7}$$

$$e_{iso} = 0,240 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{9}$$

$$k_{iso} = 0,2 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{10}$$

$$k_{tubo} = 45 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{11}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{12}$$

$$T_{inf} = 25 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{13}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \tag{14}$$

$$Res_1 = \frac{\ln\left(r_2/r_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{iso} \cdot L} \tag{15}$$

$$Res_2 = \frac{\ln\left(r_3/r_2\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tubo} \cdot L} \tag{16}$$

$$Res_3 = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L} \tag{17}$$

$$Res_{eq} = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{18}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Res_{eq}} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}/L \tag{20}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_3 - T_{inf}}{Res_3} \tag{21}$$

Resultados

$D_1 = 0,301\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,781\,[\mathrm{m}]$
$D_3 = 0,8\,[\mathrm{m}]$	$e_{iso} = 0,24\,[\mathrm{m}]$
$e_{tubo} = 0,009525\,[\mathrm{m}]$	$h = 12\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_{iso} = 0,2\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_{tubo} = 45\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q} = 915,3\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_L = 915,3\,[\mathrm{W/m}]$	$Res_1 = 0,7588\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_2 = 0,00008524\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_3 = 0,03316\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{eq} = 0,7921\,[\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 0,1505\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,3905\,[\mathrm{m}]$	$r_3 = 0,4\,[\mathrm{m}]$
$T_1 = 750\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_3 = 55,35\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 25\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-20

Ep2.20 Um tubo de condução de vapor, com raio externo igual a 30 mm foi isolado termicamente com meias-calhas de silicato de cálcio, k = 0,08 W/(m.K), com espessura igual a 25,4 mm. Considerando que a superfície externa do tubo está a temperatura de 350°C, e que a superfície externa do isolamento térmico está exposta a um ambiente a 30°C com coeficiente de transferência de energia por convecção h = 30 W/(m^2.K), pede-se para determinar a temperatura na superfície externa do isolante térmico e a taxa de transferência de calor por metro de tubo para o meio.

Índices
1 - superfície interna do isolamento térmico.
2 - superfície externa do isolamento térmico.

$$r_1 = 0,030 \ \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$k = 0,08 \ \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{2}$$

$$e = 0,025 \ \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_2 = r_1 + e \tag{4}$$

$$T_1 = 350 \ \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 30 \ \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$h = 30 \ \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right] \tag{7}$$

$$L = 1 \ \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \tag{9}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L} \tag{10}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{R_{cond} + R_{conv}} \tag{11}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_{inf}}{R_{conv}} \tag{12}$$

Resultados

$e = 0,025\,[\mathrm{m}]$	$h = 30\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k = 0,08\,[\mathrm{W/m.K}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 245,7\,[\mathrm{W}]$	$r_1 = 0,03\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,055\,[\mathrm{m}]$	$R_{cond} = 1,206\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{conv} = 0,09646\,[\mathrm{K/W}]$	$T_1 = 350\,[°\mathrm{C}]$
$T_2 = 53,7\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 30\,[°\mathrm{C}]$

TCep2-21

Ep2.21 Um tubo com diâmetros interno e externo iguais, respectivamente, a 50 mm e 90 mm tem as temperaturas das suas faces interna e externa iguais, respectivamente, a 150ºC e 40ºC. Sabendo que a temperatura ambiente é igual a 20ºC, que a condutibilidade térmica do material do tubo é igual a 0,08 W/(m.K) e que a transferência de energia por radiação pode ser desprezada, pede-se para calcular a taxa de transferência de energia por calor por metro de tubo, o fluxo de calor nas suas superfícies interna e externa e o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a sua superfície externa e o meio ambiente.

$$D_1 = 50/1000 \quad \text{m} \tag{1}$$

$$D_2 = 90/1000 \quad \text{m} \tag{2}$$

$$R_1 = D_1/2 \quad \text{m} \tag{3}$$

$$R_2 = D_2/2 \quad \text{m} \tag{4}$$

$$T_1 = 150 \quad {}^\circ\text{C} \tag{5}$$

$$T_2 = 40 \quad {}^\circ\text{C} \tag{6}$$

$$T_{inf} = 20 \quad {}^\circ\text{C} \tag{7}$$

$$k = 0,08 \quad \text{W/(m.K)} \tag{8}$$

$$L = 1 \quad \text{m - comprimento unitário do tubo} \tag{9}$$

$$A = \pi \cdot D_2 \cdot L \tag{10}$$

$$Res_1 = \frac{\ln(R_2/R_1)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \tag{11}$$

$$Res_2 = \frac{1}{h \cdot A} \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res_1} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{14}$$

$$Fluxo_{int} = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_1 \cdot L} \tag{15}$$

$$Fluxo_{ext} = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_2 \cdot L} \tag{16}$$

Resultados

$A = 0,2827\ [\text{m}^2]$	$D_1 = 0,05\ [\text{m}]$
$D_2 = 0,09\ [\text{m}]$	$Fluxo_{ext} = 332,7\ [\text{W/m}^2]$
$Fluxo_{int} = 598,9\ [\text{W/m}^2]$	$h = 16,63\ [\text{W/(m}^2\text{.K)}]$
$k = 0,08\ [\text{W/(m.K)}]$	$L = 1\ [\text{m}]$
$\dot{Q} = 94,07\ [\text{W}]$	$Res_1 = 1,169\ [\text{K/W}]$
$Res_2 = 0,2126\ [\text{K/W}]$	$R_1 = 0,025\ [\text{m}]$
$R_2 = 0,045\ [\text{m}]$	$T_1 = 150\ [{}^\circ\text{C}]$
$T_2 = 40\ [{}^\circ\text{C}]$	$T_{inf} = 20\ [{}^\circ\text{C}]$

TCep2-22

Ep2.22 Um tubo com diâmetros interno e externo iguais, respectivamente, a 50 mm e 90 mm tem as temperaturas das suas faces interna e externa iguais, respectivamente, a 150ºC e 40ºC. Sabendo que a temperatura ambiente é igual a 20ºC, que a condutibilidade térmica do material do tubo é igual a 0,08 W/(m.K) e que a emissividade da superfície externa do tubo é 0,7, pede-se para calcular a taxa de calor por metro de tubo, a taxa de calor por metro de tubo por convecção, a taxa de calor por metro de tubo por radiação e o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a sua superfície externa e o meio ambiente.

$$D_1 = 0,050\ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D_2 = 0,090\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$R_1 = D_1/2 \tag{3}$$

$$R_2 = D_2/2 \tag{4}$$

$$T_1 = 150\ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_2 = 40\ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$k = 0,08\ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{8}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{9}$$

$$\sigma = 0,0000000567\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{10}$$

$$L = 1\ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento unitário do tubo} \tag{11}$$

$$A = \pi \cdot D_2 \cdot L \tag{12}$$

$$Res_1 = \frac{\ln\left(R_2/R_1\right)}{2\cdot\pi\cdot k\cdot L} \tag{13}$$

$$Res_2 = \frac{1}{h\cdot A} \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{Res_1} \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h\cdot A\cdot\left(T_2 - T_{inf}\right) \tag{16}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon\cdot\sigma\cdot A\cdot\left(\left(T_2 + 273,15\right)^4 - \left(T_{inf} + 273,15\right)^4\right) \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{18}$$

$$Fluxo_{int} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\pi\cdot D_1\cdot L} \tag{19}$$

$$Fluxo_{ext} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\pi\cdot D_2\cdot L} \tag{20}$$

Resultados

$A = 0,2827\ [\mathrm{m}^2]$	$D_1 = 0,05\ [\mathrm{m}]$
$D_2 = 0,09\ [\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,7$
$Fluxo_{ext} = 332,7\ [\mathrm{W/m}^2]$	$Fluxo_{int} = 598,9\ [\mathrm{W/m}^2]$
$h = 12,21\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k = 0,08\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1\ [\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{cond} = 94,07\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 69,03\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 25,04\ [\mathrm{W}]$
$Res_1 = 1,169\ [\mathrm{K/W}]$	$Res_2 = 0,2897\ [\mathrm{K/W}]$
$R_1 = 0,025\ [\mathrm{m}]$	$R_2 = 0,045\ [\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/(m^2.K^{4})}]$	$T_1 = 150\ [^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 40\ [^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\ [^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-23

Ep2.23 Em uma fábrica há uma tubulação de aço carbono, k_a = 55,0 W/(m.K), com diâmetros interno e externo iguais a 44,6 mm e 60,3 mm, que transporta de vapor d'água a 150ºC. Considere que a temperatura da face interna da parede do tubo é igual à temperatura do vapor, que esta tubulação é revestida externamente com uma manta, com espessura de 25 mm, de fibra de vidro, k_f = 0,04 W/(m.K), que o coeficiente de transferência de energia por convecção entre a superfície externa do isolamento térmico e o ar ambiente é igual a 20 W/(m^2.K) e que a temperatura do ar ambiente é igual a 20ºC. Buscando racionalizar o consumo de energia, foi proposta a substituição desta manta por outra do mesmo material, porém com espessura igual a 38 mm. Para cada uma das situações acima, determine a temperatura externa da manta isolante. Determine a redução da taxa de rejeição de calor por metro de tubo para o meio ambiente propiciada pelo aumento da espessura de isolamento térmico.

$$k_a = 55,0 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$D_1 = 0,0446 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D_2 = 0,0603 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$e = (25/1000) \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$k_f = 0,04 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{5}$$

$$h_3 = 20 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K\right)}\right] \tag{6}$$

$$Tinf = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_1 = 150 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$e_{nova} = (38/1000) \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento unitário do tubo} \tag{10}$$

$$D_3 = D_2 + 2 \cdot e \tag{11}$$

$$D_{3novo} = D_2 + 2 \cdot e_{nova} \tag{12}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{13}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{14}$$

$$r_3 = D_3/2 \tag{15}$$

$$r_{3novo} = D_{3novo}/2 \tag{16}$$

$$Res1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L} \tag{17}$$

$$Res2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_f \cdot L} \tag{18}$$

$$Res2_{nova} = \frac{\ln(r_{3novo}/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_f \cdot L} \tag{19}$$

$$Res3 = \frac{1}{h_3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L} \tag{20}$$

$$Res3_{nova} = \frac{1}{h_3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{3novo} \cdot L} \tag{21}$$

$$Taxa = \frac{T_1 - Tinf}{Res1 + Res2 + Res3} \tag{22}$$

$$Taxa = \frac{T_1 - T_3}{Res1 + Res2} \tag{23}$$

$$Taxa_{nova} = \frac{T_1 - Tinf}{Res1 + Res2_{nova} + Res3_{nova}} \tag{24}$$

$$Taxa_{nova} = \frac{T_1 - T_{3nova}}{Res1 + Res2_{nova}} \tag{25}$$

$$\Delta_{TAXA} = Taxa - Taxa_{nova} \tag{26}$$

Resultados

$\Delta_{TAXA} = 12,36$ [W]	$D_1 = 0,0446$ [m]
$D_2 = 0,0603$ [m]	$D_3 = 0,1103$ [m]
$D_{3novo} = 0,1363$ [m]	$e = 0,025$ [m]
$e_{nova} = 0,038$ [m]	$h_3 = 20$ [W/(m^2.K)]
$k_a = 55$ [W/(m.K)]	$k_f = 0,04$ [W/(m.K)]
$L = 1$ [m]	$Res1 = 0,0008727$ [°C/W]
$Res2 = 2,403$ [°C/W]	$Res2_{nova} = 3,245$ [°C/W]
$Res3 = 0,1443$ [°C/W]	$Res3_{nova} = 0,1168$ [°C/W]
$r_1 = 0,0223$ [m]	$r_2 = 0,03015$ [m]
$r_3 = 0,05515$ [m]	$r_{3novo} = 0,06815$ [m]
$Taxa = 51,02$ [W]	$Taxa_{nova} = 38,66$ [W]
$Tinf = 20$ [°C]	$T_1 = 150$ [°C]
$T_3 = 27,36$ [°C]	$T_{3nova} = 24,51$ [°C]

TCep2-24

Ep2.24 Uma esfera oca tem raio interno igual a 50 mm e raio externo igual a 75 mm. Sabendo que a temperatura da sua superfície interna é constante e igual a 100ºC e que a da externa também é constante e é igual a 40ºC, que a condutibilidade térmica do material da esfera é igual a 0,1 W/(m.K), que a temperatura do ar ambiente é igual a 20ºC e que os efeitos de transferência de calor por radiação podem ser desprezados, pede-se para calcular o coeficiente convectivo e a taxa de calor entre a esfera e o meio.

Índices:
1 - superfície interna da esfera;
2 - superfície externa da esfera.

Dados

$$r_1 = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = 0,075 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_1 = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_2 = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k = 0,1 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \ [\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{Res} \tag{7}$$

$$Res = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k} \right) \cdot (1/r_1 - 1/r_2) \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_2^2 \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{9}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{Q}_{cond} \tag{10}$$

Resultados

$h = 8 \left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$k = 0,1 \, [\mathrm{W/m.K}]$
$\dot{Q}_{cond} = 11,31 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 11,31 \, [\mathrm{W}]$
$Res = 5,305 \, [\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 0,05 \, [\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,075 \, [\mathrm{m}]$	$T_1 = 100 \, [°\mathrm{C}]$
$T_2 = 40 \, [°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20 \, [°\mathrm{C}]$

TCep2-25

Resultados

Ep2.25 Uma esfera oca tem raio interno igual a 100 mm e raio externo igual a 125 mm. Sabendo que a temperatura da sua superfície interna é igual a 100ºC e que a da externa é 40ºC, a condutibilidade térmica do material da esfera é igual a 0,1 W/(m.K), a temperatura do ar ambiente é igual a 20ºC e que a emissividade da superfície externa da esfera é igual a 0,75, pede-se para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção, a taxa de calor entre a esfera e o meio e o fluxo de calor na superfície interna da esfera.

Índices:
1 - superfície interna da casca esférica;
2 - superfície externa da casca esférica.

Dados

$$r_1 = 0,100 \text{ [m]} \tag{1}$$

$$r_2 = 0,125 \text{ [m]} \tag{2}$$

$$T_1 = 100 \text{ [°C]} \tag{3}$$

$$T_2 = 40 \text{ [°C]} \tag{4}$$

$$k = 0,1 \text{ [W/m·K]} \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \text{ [°C]} \tag{6}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{7}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \left[\text{W/m}^2\text{·K}^4\right] \tag{8}$$

$$Area_2 = 4 \cdot \pi \cdot r_2^2 \tag{9}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{Res} \tag{10}$$

$$Res = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k}\right) \cdot (1/r_1 - 1/r_2) \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot Area_2 \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot Area_2 \cdot \left((T_2 + 273,15)^4 - (T_{inf} + 273,15)^4\right) \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{cond} \tag{14}$$

$$Fluxo_1 = \dot{Q}_{cond}/Area_1 \tag{15}$$

$$Area_1 = 4 \cdot \pi \cdot r_1^2 \tag{16}$$

Resultados

$Area_1 = 0,1257\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$Area_2 = 0,1963\ \left[\mathrm{m}^2\right]$
$\epsilon = 0,75$	$Fluxo_1 = 300\ \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$h = 4,856\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,1\ [\mathrm{W/m.K}]$
$\dot{Q}_{cond} = 37,7\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 19,07\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 18,63\ [\mathrm{W}]$	$Res = 1,592\ [\mathrm{K/W}]$
$r_1 = 0,1\ [\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,125\ [\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ \left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)}\right]$	$T_1 = 100\ [{}^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 40\ [{}^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\ [{}^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-26

Ep2.26 Uma resistência elétrica com comprimento de 500 mm está inserida em um tubo de material isolante térmico e elétrico com diâmetro interno de 3 mm e externo de 5 mm. Este tubo isolante é recoberto com um segundo tubo em aço inoxidável com espessura de parede igual a 0,5 mm. Sabe-se que as condutibilidades térmicas do material isolante e do aço inoxidável são, respectivamente, 0,035 W/(m.K) e 13,5 W/(m.K). Sabe-se que esta resistência destina-se ao aquecimento de um fluido de 20ºC a 60ºC sendo previsto que o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície externa do tubo de aço inoxidável e o fluido seja igual a 200 W/(m^2.K). Nesta situação, sabendo que a temperatura máxima admissível da resistência é igual a 300ºC, que a temperatura da resistência pode ser considerada igual à da superfície interna do isolante, pede-se para determinar a resistência térmica equivalente, a potência máxima da resistência e a temperatura máxima que a superfície externa da resistência atingirá.

$$D_1 = 0,003 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D_2 = 0,005 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D_3 = 2 \cdot R_3 \tag{3}$$

$$R_1 = D_1/2 \tag{4}$$

$$R_2 = D_2/2 \tag{5}$$

$$e_2 = 0,0005 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$R_3 = R_2 + e_2 \tag{7}$$

$$L = 0,5 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$k_I = 0,035 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{9}$$

$$k_A = 13,5 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{10}$$

$$h = 200 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{11}$$

$$T_1 = 300 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{12}$$

$$A = \pi \cdot D_3 \cdot L \tag{13}$$

$$T_{inf;1} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{14}$$

$$T_{inf;2} = 60 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{15}$$

$$Res_1 = \frac{\ln(R_2/R_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_I \cdot L} \tag{16}$$

$$Res_2 = \frac{\ln(R_3/R_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_A \cdot L} \tag{17}$$

$$Res_3 = \frac{1}{h \cdot A} \tag{18}$$

$$Res_t = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{max} = \frac{T_1 - T_{inf;1}}{Res_t} \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{max} = \frac{T_3 - T_{inf;2}}{Res_3} \tag{21}$$

Resultados

$A = 0,009425\,\left[\mathrm{m}^2\right]$ $D_1 = 0,003\,[\mathrm{m}]$
$D_2 = 0,005\,[\mathrm{m}]$ $D_3 = 0,006\,[\mathrm{m}]$
$e_2 = 0,0005\,[\mathrm{m}]$ $h = 200\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_A = 13,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$ $k_I = 0,035\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,5\,[\mathrm{m}]$ $\dot{Q}_{max} = 54,05\,[\mathrm{W}]$
$Res_1 = 4,646\,[\mathrm{K/W}]$ $Res_2 = 0,004299\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_3 = 0,5305\,[\mathrm{K/W}]$ $Res_t = 5,181\,[\mathrm{K/W}]$
$R_1 = 0,0015\,[\mathrm{m}]$ $R_2 = 0,0025\,[\mathrm{m}]$
$R_3 = 0,003\,[\mathrm{m}]$ $T_1 = 300\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 88,67\,[^\circ\mathrm{C}]$ $T_{inf;1} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf;2} = 60\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-27

Ep2.27 Em um edifício há uma tubulação de cobre, k_1 = 380 W/(m.K), com diâmetro externo de 50 mm e interno de 48 mm, que transporta água na fase líquida a 90ºC. Considere que a temperatura da face interna da parede do tubo é igual à temperatura da água quente, que esta tubulação é revestida externamente com calhas de fibra de vidro, com espessura de 25 mm, k_2 = 0,04 W/(m.K), que o coeficiente de transferência de energia por convecção entre a superfície externa do isolamento térmico e o ar ambiente é igual a 12 W/(m^2.K) e que a temperatura do ar ambiente é igual a 20ºC. Buscando racionalizar o consumo de energia, foi proposta a substituição deste isolamento térmico por outro do mesmo material, porém com espessura igual a 38 mm. Para a situação inicial, considerando a transferência de energia por radiação desprezível, determine para o comprimento de 1,0 m de tubo: a resistência térmica total e a taxa de transferência de calor entre a face interna do tubo e o meio ambiente. Determine, também, para o comprimento de 1,0 m de tubo, a redução da taxa de transferência de calor para o meio ambiente propiciada pelo aumento da espessura de isolamento térmico.

Configuração inicial

$$D_1 = 0,048 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D_2 = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D_3 = 2 \cdot R_3 \tag{3}$$

$$R_1 = D_1/2 \tag{4}$$

$$R_2 = D_2/2 \tag{5}$$

$$R_3 = R_2 + e \tag{6}$$

$$e = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{8}$$

$$k_1 = 380 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{9}$$

$$k_2 = 0,04 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{10}$$

$$h_3 = 12 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{11}$$

$$T_1 = 90 \ [°\mathrm{C}] \tag{12}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{13}$$

$$T_2 = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{14}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento unitário do tubo} \tag{15}$$

$$A = \pi \cdot D_3 \cdot L \tag{16}$$

$$Res_1 = \frac{\ln\left(R_2/R_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_1 \cdot L} \tag{17}$$

$$Res_2 = \frac{\ln\left(R_3/R_2\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L} \tag{18}$$

$$Res_3 = \frac{1}{h_3 \cdot A} \tag{19}$$

$$Rest = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{20}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_3}{Res_1 + Res_2} \tag{21}$$

$$\dot{Q} = h_3 \cdot A \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{22}$$

Configuração final

$$D_{3novo} = D_2 + 2 \cdot e_{novo} \tag{23}$$

$$e_{novo} = 0,038 \; [\mathrm{m}] \tag{24}$$

$$R_{3novo} = D_{3novo}/2 \tag{25}$$

$$A_{nova} = \pi \cdot D_{3novo} \cdot L \tag{26}$$

$$Res_{2nova} = \frac{\ln(R_{3novo}/R_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L} \tag{27}$$

$$Res_{3nova} = \frac{1}{h_3 \cdot A_{nova}} \tag{28}$$

$$Restnova = Res_1 + Res_{2nova} + Res_{3nova} \tag{29}$$

$$\dot{Q}_{nova} = \frac{T_1 - T_{3nova}}{Res_1 + Res_{2nova}} \tag{30}$$

$$\dot{Q}_{nova} = h_3 \cdot A_{nova} \cdot (T_{3nova} - T_{inf}) \tag{31}$$

Resultados

$A = 0,3142\,[\mathrm{m}^2]$	$A_{nova} = 0,3958\,[\mathrm{m}^2]$
$D_1 = 0,048\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$D_3 = 0,1\,[\mathrm{m}]$	$D_{3novo} = 0,126\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,025\,[\mathrm{m}]$	$e_{novo} = 0,038\,[\mathrm{m}]$
$h_3 = 12\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k_1 = 380\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_2 = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 23,15\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{nova} = 18\,[\mathrm{W}]$
$Rest = 3,023\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$Restnova = 3,888\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$Res_1 = 0,0000171\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_2 = 2,758\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{2nova} = 3,678\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_3 = 0,2653\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{3nova} = 0,2105\,[\mathrm{K/W}]$	$R_1 = 0,024\,[\mathrm{m}]$
$R_2 = 0,025\,[\mathrm{m}]$	$R_3 = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$R_{3novo} = 0,063\,[\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,[\mathrm{W/(m^2.K^4)}]$
$T_1 = 90\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_2 = 40\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 26,14\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{3nova} = 23,79\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-28

Ep2.28 Um tanque esférico de aço carbono com diâmetro externo igual a 12 m e espessura de parede igual a 50 mm armazena GLP. Devido à retirada de parte deste combustível para utilização industrial, a sua temperatura é reduzida de forma que a temperatura média da superfície interna do tanque atinge 15ºC quando a temperatura ambiente se torna igual a 25ºC. Desprezando a transferência de energia por radiação entre o tanque e o meio ambiente, sabendo que o coeficiente médio de transferência de calor por convecção entre o tanque e o meio é igual a 18 W/(m^2.K) e que a condutibilidade térmica do aço é igual a 50 W/(m.K), pede-se para calcular a taxa de transferência de energia por calor entre o meio ambiente e o GLP, o fluxo de calor na superfície externa do tanque, o fluxo de calor na sua superfície interna e a temperatura do sua superfície externa.

Índices:
1 - superfície interna do tanque
2 - superfície externa do tanque

$$D_2 = 12 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{2}$$

$$e = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_1 = D_2 - 2 \cdot e \tag{4}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{5}$$

$$T_1 = 15 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 25 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$h = 18 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{8}$$

$$k = 50 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{K})] \tag{9}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_1}{Res_1} \tag{10}$$

$$Res_1 = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k}\right) \cdot ((1/r_1) - (1/r_2)) \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_{inf} - T_2}{Res_2} \tag{12}$$

$$Res_2 = \frac{1}{h \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_2^2} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} \tag{14}$$

Fluxos

$$Fluxo_1 = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot \pi \cdot r_1^2} \tag{15}$$

$$Fluxo_2 = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot \pi \cdot r_2^2} \tag{16}$$

Resultados

$D_1 = 11,9\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 12\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$Fluxo_1 = 179,8\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_2 = 176,8\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$h = 18\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 50\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\dot{Q} = 79978\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 79978\,[\mathrm{W}]$	$Res_1 = 0,000002229\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_2 = 0,0001228\,[\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 5,95\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 6\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 15\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 15,18\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 25\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-29

2.29 Refaça o exercício Ep2.28 considerando que a emissividade da superfície externa do tanque é 0,7.

Índices:
1 - superfície interna do tanque
2 - superfície externa do tanque

$$D_2 = 12 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{2}$$

$$e = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_1 = D_2 - 2 \cdot e \tag{4}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{5}$$

$$T_1 = 15 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 25 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$h = 18 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{8}$$

$$k = 50 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{9}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{10}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{11}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_1}{Res_1} \tag{12}$$

$$Res_1 = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k}\right) \cdot ((1/r_1) - (1/r_2)) \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_{inf} - T_2}{Res_2} \tag{14}$$

$$Res_2 = \frac{1}{h \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_2^2} \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_2^2 \cdot \left((T_{inf} + 273,15)^4 - (T_2 + 273,15)^4\right) \tag{16}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{17}$$

Fluxos

$$Fluxo_1 = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot \pi \cdot r_1^2} \tag{18}$$

$$Fluxo_2 = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot \pi \cdot r_2^2} \tag{19}$$

Resultados

$D_1 = 11,9\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 12\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,7$
$Fluxo_1 = 218,9\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_2 = 215,3\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 18\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 50\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\dot{Q} = 97388\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 79662\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 17725\,[\mathrm{W}]$	$Res_1 = 0,000002229\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_2 = 0,0001228\,[\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 5,95\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 6\,[\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)}\right]$
$T_1 = 15\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_2 = 15,22\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 25\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-30

Ep2.30 Uma esfera com diâmetro igual a 200 mm é aquecida internamente por uma resistência elétrica com potência de 200 W. A esfera rejeita calor por convecção da superfície externa para o ar ambiente. Desprezando a transferência de energia por radiação, calcule o coeficiente de transferência de calor por convecção, se a diferença entre a temperatura média da superfície da esfera e a do meio ambiente for igual a 50°C.

$$\dot{W} = 200 \ [\mathrm{W}] \tag{1}$$

$$D = 0,20 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$R = d/2 \tag{3}$$

$$\Delta t = 50 \ [\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$\dot{Q} = \dot{W} \tag{5}$$

$$\dot{Q} = h \cdot 4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \Delta T \tag{6}$$

Resultados

$D = 0,2\,[\mathrm{m}]$	$\Delta t = 50\,[°\mathrm{C}]$
$h = 31,83\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$\dot{Q} = 200\,[\mathrm{W}]$
$R = 0,1\,[\mathrm{m}]$	$\dot{W} = 200\,[\mathrm{W}]$

TCep2-31

Ep2.31 Um forno industrial tem abóbada esférica conforme esquematizado na Figura Ep2.31. A camada de tijolos refratários, k_r = 1,5 W/(m.K) tem espessura de 228 mm, a camada de tijolos isolantes, k_i = 0,5 W/(m.K), tem espessura de 342 mm. Considere que a temperatura média da sua superfície externa é igual a 60ºC, que o raio r_1 é igual a 1,5 m e que a temperatura da superfície interna do forno é igual a 1200ºC. Determine a taxa de transferência de calor através da abóbada e a temperatura da interface entre o material refratário e o isolante.

$$kr = 1,5 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$er = 0,228 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$ki = 0,5 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{3}$$

$$ei = 0,342 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$Ts = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$Tinf = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$r1 = 1,5 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$r2 = r1 + er \tag{8}$$

$$r3 = r2 + ei \tag{9}$$

$$T1 = 1200 \ [°\mathrm{C}] \tag{10}$$

Taxa de calor

$$R_{esf;r} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot kr}\right) \cdot ((1/r1) - (1/r2)) \tag{11}$$

$$R_{esf;i} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot ki}\right) \cdot ((1/r2) - (1/r3)) \tag{12}$$

$$R_{eq} = R_{esf;r} + R_{esf;i} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = (1/2) \cdot \frac{T1 - Ts}{R_{eq}} \quad \text{meia esfera} \tag{14}$$

Avaliação de T2

$$\dot{Q} = (1/2) \cdot \frac{T1 - T2}{R_{esf;r}} \quad \text{meia esfera} \tag{15}$$

Avaliação de h

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (Ts - Tinf) \tag{16}$$

$$A = \left(4 \cdot \pi \cdot r3^2\right) \tag{17}$$

Resultados

$A = 53,85\,[\mathrm{m}^2]$	$ei = 0,342\,[\mathrm{m}]$
$er = 0,228\,[\mathrm{m}]$	$h = 13,31\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$ki = 0,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$kr = 1,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\dot{Q} = 28667\,[\mathrm{W}]$	$r1 = 1,5\,[\mathrm{m}]$
$r2 = 1,728\,[\mathrm{m}]$	$r3 = 2,07\,[\mathrm{m}]$
$R_{eq} = 0,01988\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$R_{esf;i} = 0,01522\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$R_{esf;r} = 0,004667\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$T1 = 1200\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T2 = 932,4\,[^\circ\mathrm{C}]$	$Tinf = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$Ts = 60\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-32

Ep2.32 Um forno industrial tem abóbada esférica conforme esquematizado na Figura Ep2.31. A camada de tijolos refratários, k_r = 1,5 W/(m.K) tem espessura de 228 mm, a camada de tijolos isolantes, k_i = 0,2 W/(m.K), tem espessura de 342 mm. Considere que o raio r_1 é igual a 1,5 m e que a temperatura da superfície interna do forno é igual a 1200ºC. Sabe que o coeficiente de transferência de energia por convecção entre a abóbada e o meio ambiente é igual a 15 W/(m^2.K), que a temperatura do meio ambiente é igual a 20ºC e que os efeitos de transferência de energia por radiação são desprezíveis. Determine a taxa de transferência de energia através da abóbada, a temperatura da interface entre o material refratário e o isolante e a temperatura da superfície externa da abóbada.

$$k_r = 1,5\ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{1}$$

$$e_r = 0,228\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$k_i = 0,2\ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{3}$$

$$e_i = 0,342\ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$h = 15\ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$r_1 = 1,5\ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$r_2 = r_1 + e_r \tag{8}$$

$$r_3 = r_2 + e_i \tag{9}$$

$$T_1 = 1200\ [°\mathrm{C}] \tag{10}$$

Taxa de calor

$$R_{esf;r} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_r}\right) \cdot ((1/r_1) - (1/r_2)) \tag{11}$$

$$R_{esf;i} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_i}\right) \cdot ((1/r_2) - (1/r_3)) \tag{12}$$

$$R_{esf;h} = \frac{1}{h \cdot A} \tag{13}$$

$$A = 4 \cdot \pi \cdot \left(r_3^2\right) \tag{14}$$

$$R_{eq} = R_{esf;r} + R_{esf;i} + R_{esf;h} \tag{15}$$

$$\dot{Q} = (1/2) \cdot \frac{T_1 - T_{inf}}{R_{eq}} \quad \text{meia esfera} \tag{16}$$

Determinação de T_2

$$\dot{Q} = (1/2) \cdot \frac{T_1 - T_2}{R_{esf;r}} \quad \text{meia esfera} \tag{17}$$

Determinação de T_3

$$\dot{Q} = (1/2) \cdot \frac{T_3 - T_{inf}}{R_{esf;h}} \quad \text{meia esfera} \tag{18}$$

Resultados

$A = 53,85\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$e_i = 0,342\,[\mathrm{m}]$
$e_r = 0,228\,[\mathrm{m}]$	$h = 15\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k_i = 0,2\,[\mathrm{W/m.K}]$	$k_r = 1,5\,[\mathrm{W/m.K}]$
$\dot{Q} = 13425\,[\mathrm{W}]$	$r_1 = 1,5\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 1,728\,[\mathrm{m}]$	$r_3 = 2,07\,[\mathrm{m}]$
$R_{eq} = 0,04395\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$R_{esf;h} = 0,001238\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$R_{esf;i} = 0,03804\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$R_{esf;r} = 0,004667\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$T_1 = 1200\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_2 = 1075\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 53,24\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-33

Ep2.33 Um forno industrial tem abóbada esférica conforme esquematizado na Figura Ep2.31. A camada de tijolos refratários, k_r = 1,5 W/(m.K) tem espessura de 228 mm, a camada de tijolos isolantes, k_i = 0,5 W/(m.K), tem espessura de 342 mm. Considere que o raio r_1 é igual a 1,5 m, que a temperatura da superfície interna do forno é igual a 1200ºC e que o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa da abóbada do forno e o meio ambiente é igual a 15 W/(m^2.K), que a temperatura do meio ambiente é igual a 20ºC e que a emissividade da sua superfície externa é igual a 0,6. Determine a taxa de transferência de energia através da abóbada, a temperatura da interface entre o material refratário e o isolante e a temperatura da superfície externa da abóbada.

$$k_r = 1,5 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m{\cdot}K})] \tag{1}$$

$$e_r = 0,228 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$k_i = 0,5 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m{\cdot}K})] \tag{3}$$

$$e_i = 0,342 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$h = 15 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{5}$$

$$T_{inf} = (20 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$r_1 = 1,5 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$r_2 = r_1 + e_r \tag{8}$$

$$r_3 = r_2 + e_i \tag{9}$$

$$T_1 = (1200 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{10}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{11}$$

$$\epsilon = 0,6 \tag{12}$$

Taxa de calor

$$R_{esf;r} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_r}\right) \cdot ((1/r_1) - (1/r_2)) \tag{13}$$

$$R_{esf;i} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_i}\right) \cdot ((1/r_2) - (1/r_3)) \tag{14}$$

$$R_{esf;h} = \frac{1}{h \cdot A} \tag{15}$$

$$R_{esf;rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A} \tag{16}$$

$$A_1 = \left(T_3^2 + T_{inf}^2\right) \tag{17}$$

$$A_2 = (T_3 + T_{inf}) \tag{18}$$

$$h_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A_1 \cdot A_2 \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_3}{R_{esf;r} + R_{esf;i}} \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{esf;r}} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_3 - T_{inf}}{R_{esf;h}} \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \frac{T_3 - T_{inf}}{R_{esf;rad}} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{24}$$

$$A = 4 \cdot \pi \cdot \left(r_3^2\right) \tag{25}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{cond}/2 \tag{26}$$

Resultados

$A = 53,85\,[\mathrm{m}^2]$	$A_1 = 206413\,[\mathrm{K}^2]$
$A_2 = 640,2\,[\mathrm{K}]$	$\epsilon = 0,6$
$e_i = 0,342\,[\mathrm{m}]$	$e_r = 0,228\,[\mathrm{m}]$
$h = 15\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$h_{rad} = 4,496\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k_i = 0,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_r = 1,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\dot{Q} = 28316\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{cond} = 56632\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 43572\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 13060\,[\mathrm{W}]$
$r_1 = 1,5\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 1,728\,[\mathrm{m}]$
$r_3 = 2,07\,[\mathrm{m}]$	$R_{esf;h} = 0,001238\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{esf;i} = 0,01522\,[\mathrm{K/W}]$	$R_{esf;r} = 0,004667\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{esf;rad} = 0,004131\,[\mathrm{K/W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,[\mathrm{W/(m^2.K^4)}]$
$T_1 = 1473\,[\mathrm{K}]$	$T_2 = 1209\,[\mathrm{K}]$
$T_3 = 347,1\,[\mathrm{K}]$	$T_{inf} = 293,2\,[\mathrm{K}]$

TCep2-34

Ep2.34 Uma esfera com diâmetro igual a 200 mm é aquecida internamente por uma resistência elétrica com potência de 200 W. A esfera rejeita calor por convecção e por radiação da superfície externa para o ar ambiente. Sabe-se que a temperatura da superfície externa da esfera é igual a 70ºC, que a do meio ambiente é igual a 20ºC e que a emissividade da superfície da esfera é igual a 0,65. Supondo que a temperatura da vizinhança da esfera seja igual à do meio ambiente, as taxas de calor rejeitadas pela esfera por convecção e por radiação e o coeficiente convectivo observado entre a superfície esférica e o meio ambiente.

$$\dot{W} = 200 \ [\mathrm{W}] \tag{1}$$

$$D = 0,20 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r = D/2 \tag{3}$$

$$A = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \tag{4}$$

$$T_s = 342,15 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$T_{viz} = T_{inf} \tag{7}$$

$$\epsilon = 0,65 \tag{8}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K^4}\right] \tag{9}$$

$$\dot{Q} = \dot{W} \tag{10}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left(T_s^4 - T_{viz}^4\right) \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} = \dot{Q} \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{13}$$

Resultados

$A = 0,1257 \left[\mathrm{m^2}\right]$	$D = 0,2 \, [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,65$	$h = 27,73 \left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$\dot{Q} = 200 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 170,7 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 29,27 \, [\mathrm{W}]$	$r = 0,1 \, [\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/m^2.K^4}\right]$	$T_{inf} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$
$T_s = 342,2 \, [\mathrm{K}]$	$T_{viz} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$
$\dot{W} = 200 \, [\mathrm{W}]$	

TCep2-35

Ep2.35 A parte condutora de um cabo elétrico de cobre tem diâmetro igual a 5 mm. Devido ao efeito joule, em determinada situação, a superfície do cobre atinge a temperatura de 30ºC. O isolamento elétrico do cabo é de PVC que também age como isolamento térmico com condutibilidade térmica é igual a 0,1 W/(m.K). Sabendo que este cabo está instalado em um ambiente a 15ºC e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção entre o PVC e o ar ambiente é igual a 8 W/(m^2.K), pede-se para determinar a espessura crítica deste isolamento elétrico e térmico. Pede-se, também, para calcular a taxa de calor observada entre o PVC e o meio ambiente por metro de cabo e a temperatura externa do PVC quando a espessura desse isolante for igual à crítica.

$$d_1 = 0,005 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_1 = d_1/2 \tag{2}$$

$$T_1 = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{inf} = 15 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$h = 8 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{5}$$

$$k = 0,1 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{K})] \tag{6}$$

$$r_c = k/h \tag{7}$$

$$e_c = r_c - r_1 \tag{8}$$

$$d_2 = 2 \cdot r_c \tag{9}$$

$$r_2 = d_2/2 \tag{10}$$

Res_1 e Res_2 são as resistências por metro de cabo.

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k} \tag{11}$$

$$Res_2 = \frac{1}{h \cdot A} \tag{12}$$

$$A = \pi \cdot d_2 \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Res_1 + Res_2} \tag{14}$$

$$\dot{Q} = h \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{15}$$

Resultados

$A = 0,07854 \, [\mathrm{m}]$	$d_1 = 0,005 \, [\mathrm{m}]$
$d_2 = 0,025 \, [\mathrm{m}]$	$e_c = 0,01 \, [\mathrm{m}]$
$h = 8 \, \left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$	$k = 0,1 \, [\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$\dot{Q} = 3,612 \, [\mathrm{W}]$	$Res_1 = 2,561 \, [\mathrm{m.K/W}]$
$Res_2 = 1,592 \, [\mathrm{m.K/W}]$	$r_1 = 0,0025 \, [\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,0125 \, [\mathrm{m}]$	$r_c = 0,0125 \, [\mathrm{m}]$
$T_1 = 30 \, [°\mathrm{C}]$	$T_2 = 15,45 \, [°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 15 \, [°\mathrm{C}]$	

TCep2-36

Ep2-36 Um engenheiro pretendendo melhorar o isolamento térmico de uma tubulação de transporte de vapor d'água resolveu aumentar a espessura deste isolamento. Considere que o tubo tenha diâmetro externo igual a 400 mm, que a sua superfície externa esteja a 400ºC, que o isolamento tenha forma de casca cilíndrica e que seja formado por duas camadas de material. O material isolante adjacente ao tubo tem espessura de 25 mm e condutibilidade térmica igual a 0,08 W/(m.K) e o segundo material isolante que está exposto ao ar ambiente tem, inicialmente, espessura seja igual a 40 mm e condutibilidade térmica igual a 0,05 W/(m.K). Sabe-se que o ar ambiente está a 20ºC e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção entre o isolamento e o ar é igual a 10 W/(m^2.K). Considerando-se que os efeitos da radiação podem ser desprezados, pergunta-se:
a) Qual é a taxa de calor por metro de tubo entre o vapor e o tubo com o isolamento térmico original?
b) Qual é a temperatura da face externa do isolante térmico original?
c) Considerando-se que o engenheiro pretende aumentar a espessura do material isolante exposto ao ar para 50 mm, pergunta-se: qual deve ser a nova temperatura da face externa do isolante?
d) Qual é a redução esperada, em kW/m, da taxa de calor com o novo isolamento térmico?

Índices:
1 - face externa do tubo;
2 - face externa do isolamento em contato com o tubo;
3 - face externa do isolamento em contato com o ar;
N - nova espessura.

$L = 1\ [\mathrm{m}]$ Cálculo para comprimento unitário do tubo (1)

$r_1 = 0,20\ [\mathrm{m}]$ Raio externo do tubo (2)

$r_2 = r_1 + e_1$ (3)

$r_3 = r_2 + e_2$ (4)

$r_{3N} = r_2 + e_{2N}$ novo raio de isolamento (5)

$e_1 = 0,025\ [\mathrm{m}]$ (6)

$e_2 = 0,040\ [\mathrm{m}]$ (7)

$e_{2N} = 0,050\ [\mathrm{m}]$ (8)

Cond. térmica do isol. em contato com o tubo

$k_1 = 0,08\ [\mathrm{W/(m \cdot K)}]$ (9)

Cond. térmica do isol. em contato com o ar

$k_2 = 0,05\ [\mathrm{W/(m \cdot K)}]$ (10)

$T_1 = 400\ [°\mathrm{C}]$ (11)

$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}]$ (12)

$h = 10,0\ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K\right)}\right]$ (13)

T3 - temperatura da face externa do isolamento em contato com o ar - isolamento inicial

T3N - temperatura da face externa do isolamento em contato com o ar - isolamento novo

a) Qual é a temperatura da face externa do isolante térmico?

b) Qual é a taxa de calor entre o vapor e o tubo?

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_1 \cdot L} \tag{14}$$

$$Res_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L} \tag{15}$$

$$Res_3 = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L} \tag{16}$$

$$Res_q = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{cond;L} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Res_q} \quad \text{taxa de calor por metro de tubo} \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{conv;L} = \dot{Q}_{cond;L} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{conv;L} = \frac{T_3 - T_{inf}}{Res_3} \quad \text{taxa de calor por metro de tubo} \tag{20}$$

c) Considerando-se que o engenheiro pretende aumentar a espessura do material isolante exposto ao ar para 50 mm, pergunta-se: qual deve ser a nova temperatura da face externa do isolante?
d) Qual é a redução esperada, em kW/m, da taxa de calor com o novo isolamento térmico?

$$Res_{2N} = \frac{\ln(r_{3N}/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L} \tag{21}$$

$$Res_{3N} = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{3N} \cdot L} \tag{22}$$

$$Res_{qN} = Res_1 + Res_{2N} + Res_{3N} \tag{23}$$

Nova taxa de calor por metro de tubo

$$\dot{Q}_{cond;LN} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Res_{qN}} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{conv;LN} = \dot{Q}_{cond;LN} \tag{25}$$

Nova taxa de calor por metro de tubo

$$\dot{Q}_{conv;LN} = \frac{T_{3N} - T_{inf}}{Res_{3N}} \tag{26}$$

$$Red = \dot{Q}_{cond;L} - \dot{Q}_{cond;LN} \tag{27}$$

Resultados

$e_1 = 0,025\,[\mathrm{m}]$	$e_2 = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$e_{2N} = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$h = 10\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_1 = 0,08\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_2 = 0,05\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{cond;L} = 466,1\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{cond;LN} = 408,2\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv;L} = 466,1\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv;LN} = 408,2\,[\mathrm{W}]$	$Red = 57,94\,[\mathrm{W}]$
$Res_1 = 0,2343\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_2 = 0,5208\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{2N} = 0,6388\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_3 = 0,06006\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{3N} = 0,05787\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_q = 0,8152\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{qN} = 0,931\,[\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 0,2\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,225\,[\mathrm{m}]$	$r_3 = 0,265\,[\mathrm{m}]$
$r_{3N} = 0,275\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 400\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 47,99\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{3N} = 43,62\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-37

Ep 2.37 Um tubo capilar de um sistema de refrigeração por compressão de vapor tem diâmetro externo igual a 3,2 mm e em condição de operação normal, sua temperatura externa é igual a -28°C. Este tubo capilar é isolado com uma casca cilíndrica constituída por um material cuja condutibilidade térmica é igual a 0,025 W/(m.K). Buscando obter a melhor capacidade refrigeração possível, o engenheiro responsável pelo projeto optou pela aplicação de isolante com espessura de 1,5 cm. Sabendo que o ar ambiente está a 35°C e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção entre o isolamento e o ar é igual a 12 W/(m^2.K), pergunta-se: qual é a temperatura da superfície externa do isolamento?

$$d_1 = 0,0032 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_1 = d_1/2 \tag{2}$$

$$T_1 = -28 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$k = 0,025 \ [\mathrm{W/m{\cdot}K}] \tag{4}$$

$$e = 0,015 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$r_2 = r_1 + e \tag{6}$$

$$d_2 = 2 \cdot r_2 \tag{7}$$

$$T_{inf} = 35 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W/m^2{\cdot}K}\right] \tag{9}$$

Res_1 e Res_2 são as resistências por metro de tubo.

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k} \tag{10}$$

$$Res_2 = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot d_2} \tag{11}$$

$$\dot{Q}_m = \frac{T_{inf} - T_1}{Res_1 + Res_2} \tag{12}$$

$$\dot{Q}_m = h \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (T_{inf} - T_2) \tag{13}$$

Resultados

$d_1 = 0,0032\,[\mathrm{m}]$	$d_2 = 0,0332\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,015\,[\mathrm{m}]$	$h = 12\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k = 0,025\,[\mathrm{W/m.K}]$	$\dot{Q}_m = 4,015\,[\mathrm{W/m}]$
$Res_1 = 14,89\,[\mathrm{m.K/W}]$	$Res_2 = 0,799\,[\mathrm{m.K/W}]$
$r_1 = 0,0016\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,0166\,[\mathrm{m}]$
$T_1 = -28\,[°\mathrm{C}]$	$T_2 = 31,79\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 35\,[°\mathrm{C}]$	

TCep2-38

Ep 2.38 Uma aleta piniforme com diâmetro igual a 6 mm e comprimento 30 mm está fixada em uma placa metálica cuja temperatura superficial é igual a 70ºC. Suponha que ela seja constituída por material com condutibilidade térmica igual a 50 W/(m.K), que ela esteja imersa em ar a 20ºC e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção entre a aleta e o ar seja igual a 10 W/(m^2.K). Adotando a hipótese de que esta aleta pode ser considerada infinita, determine a temperatura na sua extremidade, no seu ponto médio e a taxa de calor observada entre a aleta e o ar.

$$D = 0,006 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$N = L/2 \tag{3}$$

$$T_b = 343,15 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$k = 50 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{7}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{8}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{9}$$

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{10}$$

$$m^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \tag{11}$$

$$\dot{Q} = (h \cdot P \cdot k \cdot A_s)^{0,5} \cdot \theta_b \tag{12}$$

$$\theta_L/\theta_b = \exp(-m \cdot L) \tag{13}$$

$$\theta_L = T_L - T_{inf} \tag{14}$$

$$\theta_N/\theta_b = \exp(-m \cdot N) \tag{15}$$

$$\theta_N = T_N - T_{inf} \tag{16}$$

Resultados

$A_s = 0,00002827 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$D = 0,006 \,[\mathrm{m}]$
$h = 10 \left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$	$k = 50 \,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$L = 0,03 \,[\mathrm{m}]$	$m = 11,55 \,[1/\mathrm{m}]$
$N = 0,015 \,[\mathrm{m}]$	$P = 0,01885 \,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 0,8162 \,[\mathrm{W}]$	$\theta_b = 50 \,[\mathrm{K}]$
$\theta_L = 35,36 \,[\mathrm{K}]$	$\theta_N = 42,05 \,[\mathrm{K}]$
$T_b = 343,2 \,[\mathrm{K}]$	$T_{inf} = 293,2 \,[\mathrm{K}]$
$T_L = 328,5 \,[\mathrm{K}]$	$T_N = 335,2 \,[\mathrm{K}]$

TCep2-39

Ep 2.39 Uma aleta piniforme com diâmetro igual a 6 mm e comprimento 30 mm está fixada em uma placa metálica cuja temperatura superficial é igual a 70ºC. Suponha que ela seja constituída por material com condutibilidade térmica igual a 50 W/(m.K), que ela esteja imersa em ar a 20ºC e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção entre a aleta e o ar seja igual a 10 W/(m^2.K). Adotando a hipótese de que a extremidade desta aleta está sujeita a transferência de calor convectiva, determine a temperatura na sua extremidade, no seu ponto médio e a taxa de calor observada entre a aleta e o ar.

$$D = 0,006 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$N = L/2 \tag{3}$$

$$T_b = 70 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k = 50 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{7}$$

A aleta será modelada como se a sua extremidade fosse adiabática e o seu comprimento corrigido.

$$P = \pi \cdot D \tag{8}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{9}$$

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{10}$$

$$m^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{inf} = (h \cdot P \cdot k \cdot A_s)^{0,5} \cdot \theta_b \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{inf} \cdot \tanh(m \cdot L_c) \tag{13}$$

$$L_c = L + D/4 \tag{14}$$

$$\theta_L/\theta_b = \frac{\cosh(m \cdot (L - L))}{\cosh(m \cdot L)} \tag{15}$$

$$\theta_L = T_L - T_{inf} \tag{16}$$

$$\theta_N/\theta_b = \frac{\cosh(m \cdot (L - N))}{\cosh(m \cdot L)} \tag{17}$$

$$\theta_N = T_N - T_{inf} \tag{18}$$

Resultados

$A_s = 0,00002827 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$D = 0,006 \, [\mathrm{m}]$
$h = 10 \left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$	$k = 50 \, [\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$L = 0,03 \, [\mathrm{m}]$	$L_c = 0,0315 \, [\mathrm{m}]$
$m = 11,55 \, [1/\mathrm{m}]$	$N = 0,015 \, [\mathrm{m}]$
$P = 0,01885 \, [\mathrm{m}]$	$\dot{Q} = 0,2844 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{inf} = 0,8162 \, [\mathrm{W}]$	$\theta_b = 50 \, [°\mathrm{C}]$
$\theta_L = 47,14 \, [°\mathrm{C}]$	$\theta_N = 47,85 \, [°\mathrm{C}]$
$T_b = 70 \, [°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20 \, [°\mathrm{C}]$
$T_L = 67,14 \, [°\mathrm{C}]$	$T_N = 67,85 \, [°\mathrm{C}]$

TCep2-40

Ep 2.40 Uma aleta piniforme com diâmetro igual a 6 mm e comprimento 30 mm está fixada em uma placa metálica cuja temperatura superficial é igual a 70ºC. Suponha que ela seja constituída por material com condutibilidade térmica igual a 50 W/(m.K), que ela esteja imersa em ar a 20ºC e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção entre a aleta e o ar seja igual a 10 W/(m^2.K). Adotando a hipótese de que a extremidade desta aleta está termicamente isolada, determine a temperatura na sua extremidade, no seu ponto médio e a taxa de calor observada entre a aleta e o ar.

$$D = 0,006 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$N = L/2 \tag{3}$$

$$T_b = 70 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k = 50 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{7}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{8}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{9}$$

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{10}$$

$$m^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{inf} = (h \cdot P \cdot k \cdot A_s)^{0,5} \cdot \theta_b \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{inf} \cdot \tanh(m \cdot L) \tag{13}$$

$$\theta_L/\theta_b = \frac{\cosh(m \cdot (L - L))}{\cosh(m \cdot L)} \tag{14}$$

$$\theta_L = T_L - T_{inf} \tag{15}$$

$$\theta_N/\theta_b = \frac{\cosh(m \cdot (L - N))}{\cosh(m \cdot L)} \tag{16}$$

$$\theta_N = T_N - T_{inf} \tag{17}$$

Resultados

$A_s = 0,00002827 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$D = 0,006 \,[\mathrm{m}]$
$h = 10 \left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$	$k = 50 \,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$L = 0,03 \,[\mathrm{m}]$	$m = 11,55 \,[1/\mathrm{m}]$
$N = 0,015 \,[\mathrm{m}]$	$P = 0,01885 \,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 0,272 \,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{inf} = 0,8162 \,[\mathrm{W}]$
$\theta_b = 50 \,[\mathrm{C}]$	$\theta_L = 47,14 \,[°\mathrm{C}]$
$\theta_N = 47,85 \,[°\mathrm{C}]$	$T_b = 70 \,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20 \,[°\mathrm{C}]$	$T_L = 67,14 \,[°\mathrm{C}]$
$T_N = 67,85 \,[°\mathrm{C}]$	

TCep2-41

Ep 2.41 Uma aleta piniforme com diâmetro igual a 6 mm e comprimento 30 mm está fixada em uma placa metálica cuja temperatura superficial é igual a 70ºC. Suponha que ela seja constituída por material com condutibilidade térmica igual a 50 W/(m.K) e que o coeficiente convectivo observado entre a aleta e o ar seja igual a 10 W/(m^2.K), que ela esteja imersa em ar a 20ºC. Sabendo que a temperatura da sua extremidade é igual a 30ºC pede-se para determinar a taxa de calor através da aleta..

$$D = 0,006 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_b = 70 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$k = 50 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_L = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{7}$$

Esse problema consiste no Caso 2 - Temperatura da aleta conhecida na sua extremidade.

$$P = \pi \cdot D \tag{8}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{9}$$

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{10}$$

$$\theta_L = T_L - T_{inf} \tag{11}$$

$$m^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{al} = \frac{(\cosh{(m \cdot L)}) - (\theta_L/\theta_b)}{\sinh{(m \cdot L)}} \tag{13}$$

Resultados

$A_s = 0,00002827\left[\mathrm{m}^2\right]$	$D = 0,006\,[\mathrm{m}]$
$h = 10\left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$	$k = 50\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m}.\mathrm{K})]$
$L = 0,03\,[\mathrm{m}]$	$m = 11,55\,[1/\mathrm{m}]$
$P = 0,01885\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{al} = 2,435\,[\mathrm{W}]$
$\theta_b = 50\,[°\mathrm{C}]$	$\theta_L = 10\,[°\mathrm{C}]$
$T_b = 70\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_L = 30\,[°\mathrm{C}]$	

TCep2-42

Ep 2.42 Em um equipamento industrial, uma barra de aço (k = 45 W/(m.K)) de seção quadrada de lado igual a 40 mm e com comprimento igual a 50 cm, é utilizada como travamento mecânico horizontal entre duas placas paralelas verticais estando uma a 140ºC e a outra a 50ºC. Suponha que a barra esteja imersa em ar a 20ºC e que o coeficiente convectivo observado entre a barra e o ar seja igual a 10 W/(m^{2K}). Nestas condições determine a temperatura no ponto médio da barra e a taxa de calor observada entre a barra e o meio ambiente.

$$a = 0,040 \ [\mathrm{m}] \quad \text{Lado da barra} \tag{1}$$

$$L = 0,50 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_b = 140 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$k = 45 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_L = 50 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{7}$$

Esse problema pode ser modelado conforme o Caso 2 - Temperatura da aleta conhecida na sua extremidade.

$$P = 4 \cdot a \tag{8}$$

$$A_s = a^2 \tag{9}$$

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{10}$$

$$\theta_L = T_L - T_{inf} \tag{11}$$

$$m^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \tag{12}$$

Taxa de calor entre a aleta e o meio ambiente

$$\dot{Q}_{al} = \frac{(\cosh(m \cdot L)) - (\theta_L/\theta_b)}{\sinh(m \cdot L)} \tag{13}$$

Temperatura no ponto médio da barra

$$N = L/2 \tag{14}$$

$$C_1 = \sinh(m \cdot N) \tag{15}$$

$$C_2 = \sinh(m \cdot (L - N)) \tag{16}$$

$$C_3 = \sinh(m \cdot L) \tag{17}$$

$$\theta_N/\theta_b = \frac{(\theta_L/\theta_b) \cdot C_1 + C_2}{C_3} \tag{18}$$

$$\theta_N = T_N - T_{inf} \tag{19}$$

Resultados

$a = 0,04\,[\mathrm{m}]$	$A_s = 0,0016\,\left[\mathrm{m}^2\right]$
$C_1 = 1,471$	$C_2 = 1,471$
$C_3 = 5,232$	$h = 10\,\left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$
$k = 45\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$	$L = 0,5\,[\mathrm{m}]$
$m = 4,714\,[1/\mathrm{m}]$	$N = 0,25\,[\mathrm{m}]$
$P = 0,16\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{al} = 0,9703\,[\mathrm{W}]$
$\theta_b = 120\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\theta_L = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$
$\theta_N = 42,17\,[\mathrm{C}]$	$T_b = 140\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_L = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_N = 62,17\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-43

Ep2.43 Um conjunto de três placas planas, todas com espessura igual a 30 mm está sujeito a transferência de calor por convecção em suas faces expostas ao ar conforme ilustrado na Figura Ep2.9. Sabe-se que h_1 = 10 W/(m^2.K), os materiais A, B e C tem, respectivamente, condutibilidades térmicas 0,05 W/(m.K), 0,1 W/(m.K) e 1,0 W/(m.K), que h_4 = 20 W/(m^2.K), T_{inf1} = 200ºC e T_{inf4} = 20ºC. Considerando que a área da superfície das placas é igual a 1,4 m^{2,} pede-se para determinar a taxa de calor e o fluxo térmico através das placas e as temperaturas nas superfícies expostas ao ar.

$$L = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$h_1 = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{2}$$

$$h_4 = 20 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{3}$$

$$k_A = 0,05 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{4}$$

$$k_B = 0,10 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{5}$$

$$k_C = 1,00 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{6}$$

$$T_{inf1} = 200 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{inf4} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$Area = 1,4 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{9}$$

$$Res_1 = \frac{1}{h_1 \cdot Area} \tag{10}$$

$$Res_A = \frac{L}{k_A \cdot Area} \tag{11}$$

$$Res_B = \frac{L}{k_B \cdot Area} \tag{12}$$

$$Res_C = \frac{L}{k_C \cdot Area} \tag{13}$$

$$Res_4 = \frac{1}{h_4 \cdot area} \tag{14}$$

$$Req = Res_1 + Res_A + Res_B + Res_C + Res_4 \tag{15}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{inf1} - T_{inf4}}{Req} \tag{16}$$

$$Fluxo = \dot{Q}/Area \tag{17}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{inf1} - T_1}{Res_1} \tag{18}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_4 - T_{inf4}}{Res_4} \tag{19}$$

Resultados

$Area = 1,4\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$Fluxo = 166,7\ \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$h_1 = 10\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_4 = 20\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_A = 0,05\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_B = 0,1\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_C = 1\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,03\ [\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 233,3\ [\mathrm{W}]$	$Req = 0,7714\ [\mathrm{K/W}]$
$Res_1 = 0,07143\ [\mathrm{K/W}]$	$Res_4 = 0,03571\ [\mathrm{K/W}]$
$Res_A = 0,4286\ [\mathrm{K/W}]$	$Res_B = 0,2143\ [\mathrm{K/W}]$
$Res_C = 0,02143\ [\mathrm{K/W}]$	$T_1 = 183,3\ [°\mathrm{C}]$
$T_4 = 28,33\ [°\mathrm{C}]$	$T_{inf1} = 200\ [°\mathrm{C}]$
$T_{inf4} = 20\ [°\mathrm{C}]$	

TCep2-44

Ep 2.44 Um fio metálico utilizado na fabricação de resistências elétricas é capaz de prover a potência de aquecimento de 2,0 kW por metro de fio. Sabe-se que a sua condutibilidade térmica é igual a 20 W/(m.K) e que o seu diâmetro é igual a 3,0 mm. Considerando que a temperatura máxima admissível no seu centro é igual a 250ºC, pede-se para determinar a máxima temperatura admissível da sua superfície.

$$\dot{Q}_L = 2000 \ [\mathrm{W/m}] \tag{1}$$

$$k = 20 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{2}$$

$$D = 0,003 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$R_e = D/2 \tag{4}$$

$$T_{max} = 250 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$\dot{Q}_{vol} = \frac{\dot{Q}_L}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} \tag{6}$$

Distribuição de temperatura no cabo:

T = ($\dot{Q}_{vol}$/4*K)*R^2*(1 - (r/R$_e$)^2) + T$_s$

Na linha de centro:

$$T_{max} = \left(\frac{\dot{Q}_{vol}}{4 \cdot K}\right) \cdot R_e^2 + T_{s;max} \tag{7}$$

Resultados

$D = 0,003\,[\mathrm{m}]$	$k = 20\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\dot{Q}_L = 2000\,[\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_{vol} = 2,829 \times 10^8\,[\mathrm{W/m^3}]$
$R_e = 0,0015\,[\mathrm{m}]$	$T_{max} = 250\,[°\mathrm{C}]$
$T_{s;max} = 242\,[°\mathrm{C}]$	

TCep2-45

Ep2.45 Em elemento de combustível de um reator nuclear a taxa de geração de calor é causada pela fissão de átomos de urânio e deve ser controlada de forma a garantir que uma determinada potência elétrica seja produzida. Considere que em um determinado instante seja gerada uniformemente a taxa de 100 MW/m^3. Sabendo que o elemento combustível tem diâmetro igual a 1,6 cm, que a temperatura da sua superfície é igual a 550ºC, e que tem condutibilidade térmica aproximadamente igual a 2 W/(m.K), pede-se para determinar a temperatura na sua linha de centro estando ele operando em estado estacionário.

$$\dot{Q}_{vol} = \left(100 \cdot 10^6\right) \ \left[\mathrm{W/m^3}\right] \tag{1}$$

$$D = 0,16 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_s = 550 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$k = 2 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{4}$$

$$Raio = D/2 \tag{5}$$

Temperatura na linha de centro

$$T = \left(\frac{\dot{Q}_{vol}}{4 \cdot k}\right) \cdot Raio^2 + T_s \tag{6}$$

Resultados

$D = 0,16\,[\mathrm{m}]$	$k = 2\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\dot{Q}_{vol} = 1,000 \times 10^8\,\left[\mathrm{W/m^3}\right]$	$Raio = 0,08\,[\mathrm{m}]$
$T = 80550\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_s = 550\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-46

Ep2.46 Com o propósito de promover aquecimento, submergiu-se em água líquida a 20ºC um cabo metálico no qual se observa a passagem de corrente elétrica de 30 A. Sabe-se que o cabo metálico com 5 mm de diâmetro tem condutibilidade térmica igual a 3,5 W/(m.K), resistividade elétrica igual a 0,000044 Ohm e comprimento igual a 2,0 m. Considerando que a taxa de transferência de calor por convecção entre o cabo e a água é igual a 1500 W/(m^{2^2}.K), pede-se para determinar a taxa de geração no cabo e a temperatura no centro do cabo.

$$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$I = 30\ [\mathrm{A}] \tag{2}$$

$$\rho = 0,000044\ [\mathrm{ohm \cdot m}] \tag{3}$$

$$D = 0,005\ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$Raio = D/2 \tag{5}$$

$$L = 2,0\ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$h = 1500\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{7}$$

$$k = 3,50\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m \cdot K})] \tag{8}$$

Cálculos iniciais

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{9}$$

$$R_{elet} = \rho \cdot L/A_s \tag{10}$$

Potência elétrica

$$\dot{Q} = R_{elet} \cdot I^2 \tag{11}$$

Taxa de geração

$$\dot{Q}_{vol} = \frac{\dot{Q}}{L \cdot A_s} \tag{12}$$

Temperatura da superfície do cabo

$$\dot{Q} = h \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{13}$$

T_o = temperatura na linha de centro do cabo

$$T_o = \left(\frac{\dot{Q}_{vol}}{4 \cdot k}\right) \cdot Raio^2 + T_s \tag{14}$$

Tensão aplicada

$$\dot{Q} = U \cdot I \tag{15}$$

Resultados

$A_s = 0,00001963\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$D = 0,005\,[\mathrm{m}]$
$h = 1500\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$I = 30\,[\mathrm{a}]$
$k = 3,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 2\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 4034\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{vol} = 1,027 \times 10^8\,\left[\mathrm{W/m^3}\right]$
$Raio = 0,0025\,[\mathrm{m}]$	$\rho = 0,000044\,[\Omega.\mathrm{m}]$
$R_{elet} = 4,482\,[\Omega]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_o = 151,5\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 105,6\,[°\mathrm{C}]$
$U = 134,5\,[\mathrm{V}]$	

TCep2-47

Ep2.47 Um forno industrial esférico tem diâmetro interno igual a 50 cm sendo que seu isolamento térmico é constituído por três cascas esféricas conforme esquematizado na Figura Ep2.47. A casca interna tem espessura de 12,5 cm e é constituída por material com condutibilidade térmica igual a 1,5 W/(m.K), a casca intermediária tem espessura de 25 cm e é constituída por um material com condutibilidade térmica igual a 0,2 W/(m.K) e a casca externa tem espessura de 10 cm e é constituída por material com condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). Sabe-se que a temperatura da superfície interna do forno é igual a 1200ºC, que o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa do forno e o meio ambiente é igual a 8 W/(m^2.K) e que o meio ambiente está a 20ºC. Determine a taxa de calor observada entre o interior do forno e o meio ambiente, a temperatura da superfície externa do forno e o fluxo de calor observado na superfície interna do forno.

$$r_1 = 0,025\ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$k_1 = 1,5\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m{\cdot}K})] \tag{2}$$

$$r_2 = r_1 + e_1 \tag{3}$$

$$e_1 = 0,125\ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$r_3 = r_2 + e_2 \tag{5}$$

$$e_2 = 0,25\ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$k_2 = 0,2\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m{\cdot}K})] \tag{7}$$

$$r_4 = r_3 + e_3 \tag{8}$$

$$e_3 = 0,10\ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$k_3 = 0,04\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m{\cdot}K})] \tag{10}$$

$$T_1 = 1200\ [°\mathrm{C}] \tag{11}$$

$$h_4 = 8,0\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{12}$$

$$T_{inf4} = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{13}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf4}}{Res_{eq}} \tag{14}$$

$$Res_{eq} = Res_1 + Res_2 + Res_3 + Res_4 \tag{15}$$

$$Res_1 = \frac{r_1^{-1} - r_2^{-1}}{4 \cdot \pi \cdot k_1} \tag{16}$$

$$Res_2 = \frac{r_2^{-1} - r_3^{-1}}{4 \cdot \pi \cdot k_2} \tag{17}$$

$$Res_3 = \frac{r_3^{-1} - r_4^{-1}}{4 \cdot \pi \cdot k_3} \tag{18}$$

$$Res_4 = \frac{1}{h_4 \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_3^2} \tag{19}$$

Temperaturas

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res_1} \tag{20}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_3}{Res_2} \tag{21}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_4 - T_{inf4}}{Res_4} \tag{22}$$

Fluxos de calor

$$Fluxo_1 = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot \pi \cdot r_1^2} \tag{23}$$

$$Fluxo_2 = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot \pi \cdot r_2^2} \tag{24}$$

$$Fluxo_3 = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot \pi \cdot r_3^2} \tag{25}$$

$$Fluxo_4 = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot \pi \cdot r_4^2} \tag{26}$$

Resultados

$e_1 = 0,125\,[\mathrm{m}]$	$e_2 = 0,25\,[\mathrm{m}]$
$e_3 = 0,1\,[\mathrm{m}]$	$Fluxo_1 = 33513\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_2 = 930,9\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_3 = 130,9\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_4 = 83,78\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$h_4 = 8\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_1 = 1,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_2 = 0,2\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_3 = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\dot{Q} = 263,2\,[\mathrm{W}]$
$Res_1 = 1,768\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_2 = 1,658\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_3 = 0,9947\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_4 = 0,06217\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_{eq} = 4,483\,[\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 0,025\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,15\,[\mathrm{m}]$	$r_3 = 0,4\,[\mathrm{m}]$
$r_4 = 0,5\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 1200\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 734,5\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_3 = 298,2\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_4 = 36,36\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf4} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-48

Ep2.48 Com o propósito de promover aquecimento, submergiu-se em água líquida a 20ºC um cabo metálico no qual se observa a passagem de corrente elétrica. Sabe-se que o cabo metálico com 5 mm de diâmetro tem condutibilidade térmica igual a 3,5 W/(m.K), resistividade elétrica igual a 0,000044 Ohm e comprimento igual a 2,0 m. Considerando que o coeficiente convectivo observado entre o cabo e a água é igual a 1500 W/(m^2.K) e que a temperatura máxima admissível do cabo é igual a 150ºC, pede-se para determinar a taxa máxima admissível de geração no cabo.

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$D = 0,005 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$Raio = D/2 \tag{3}$$

$$k = 3,50 \ [\mathrm{W/\,(m\cdot K)}] \tag{4}$$

$$\rho = 0,000044 \ [\mathrm{ohm\cdot m}] \tag{5}$$

$$L = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$h = 1500 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2\cdot K\right)}\right] \tag{7}$$

$$T_o = 150 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

Cálculos iniciais

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{9}$$

$$R_{elet} = \rho \cdot L/A_s \tag{10}$$

Potência elétrica

$$\dot{Q} = R_{elet} \cdot I^2 \tag{11}$$

Taxa de geração

$$\dot{Q}_{vol} = \frac{\dot{Q}}{L \cdot A_s} \tag{12}$$

Temperatura da superfície do cabo

$$\dot{Q} = h \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{13}$$

T_o = temperatura na linha de centro do cabo

$$T_o = \left(\frac{\dot{Q}_{vol}}{4 \cdot k}\right) \cdot Raio^2 + T_s \tag{14}$$

Tensão aplicada

$$\dot{Q} = U \cdot I \tag{15}$$

Resultados

$A_s = 0,00001963\;[\mathrm{m}^2]$	$D = 0,005\;[\mathrm{m}]$
$h = 1500\;[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$I = 29,83\;[\mathrm{A}]$
$k = 3,5\;[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 2\;[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 3989\;[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{vol} = 1,016 \times 10^8\;[\mathrm{W/m^3}]$
$Raio = 0,0025\;[\mathrm{m}]$	$\rho = 0,000044\;[\Omega.\mathrm{m}]$
$R_{elet} = 4,482\;[\Omega]$	$T_{inf} = 20\;[^\circ\mathrm{C}]$
$T_o = 150\;[^\circ\mathrm{C}]$	$T_s = 104,7\;[^\circ\mathrm{C}]$
$U = 133,7\;[\mathrm{V}]$	

Ep2.49 Em elemento de combustível de um reator nuclear a taxa de geração de calor é causada pela fissão de átomos de urânio e deve ser controlada de forma a garantir que a temperatura máxima na linha de centro do elemento combustível seja igual a 1300ºC. Sabendo que o elemento combustível tem diâmetro igual a 1,8 cm, a temperatura da sua superfície é igual a 550ºC e que a sua condutibilidade térmica é aproximadamente igual a 2 W/(m.K), pede-se para avaliar a taxa de geração máxima admissível para este elemento combustível estando ele operando em estado estacionário.

$$T_{max} = 1300 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$D = 0,018 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$R_e = D/2 \tag{3}$$

$$T_s = 550 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k = 2,0 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{5}$$

Distribuição de temperatura no elemento de combustível:

T = ($\dot{Q}_{vol}$/4K)R^2(1 - (r/R$_e$)^2) + T$_s$

Na linha de centro

$$T_{max} = \left(\frac{\dot{Q}_{vol}}{4 \cdot K}\right) \cdot R_e^2 + T_s \tag{6}$$

Resultados

$D = 0,018\,[\mathrm{m}]$	$k = 2\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\dot{Q}_{vol} = 7,407 \times 10^7\,\left[\mathrm{W/m^3}\right]$	$R_e = 0,009\,[\mathrm{m}]$
$T_{max} = 1300\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 550\,[°\mathrm{C}]$

TCep2-50

Ep2.50 Um engenheiro pretendendo melhorar o isolamento térmico de uma tubulação de transporte de vapor d'água resolveu aumentar a espessura deste isolamento. Considere que o tubo tenha diâmetro externo igual a 350 mm, que o isolamento tenha inicialmente espessura igual a 50 mm, que a sua superfície externa esteja a 450ºC e que o isolamento térmico tenha forma de casca cilíndrica e condutibilidade térmica igual a 0,05 W/(m.K). Sabe-se que o ar ambiente está a 20ºC e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção entre o isolamento e o ar é igual a 10 W/(m^2.K). Considerando-se que os efeitos da radiação podem ser desprezados, pergunta-se:

a) Qual é a temperatura da face externa do isolante térmico com o isolamento térmico original?
b) Qual é a taxa de calor por metro de tubo entre o vapor e o tubo com o isolamento térmico original?
c) Considerando-se que o engenheiro deseja reduzir a taxa de calor em 20%, qual deve ser a nova espessura de isolante?
d) Qual é a nova temperatura da superfície externa do isolante?

Índices:
1: face interna do isolante;
2: face externa do isolante;
i: referente à espessura original de isolante;
N: referente à nova espessura de isolante.

$$r_1 = 0,175 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$e = 0,05 \quad \text{m - espessura do isolamento} \tag{2}$$

$$r_2 = r_1 + e \tag{3}$$

r_{2N} = r_1 + eN novo raio de isolamento

$$k = 0,05 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{4}$$

$$T_1 = 450 \quad {}^\circ\text{C - temp da face interna do isolamento} \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \quad {}^\circ\text{C - temperatura do meio ambiente} \tag{6}$$

$$h = 10,0 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{7}$$

a) Qual é a temperatura da face externa do isolante térmico?

b) Qual é a taxa de calor por metro de tubo entre o vapor e o tubo?

$$\dot{Q}_{conv;L} = \dot{Q}_{cond;L} \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{cond;L} = \frac{T_1 - T_{2i}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{(2\cdot\pi\cdot k)}} \tag{9}$$

$$\dot{Q}_{conv;L} = h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot (T_{2i} - T_{inf}) \tag{10}$$

c) Considerando-se que o engenheiro deseja reduzir a taxa de calor em 20%, qual deve ser a nova espessura de isolante?

Nova taxa de calor

$$\dot{Q}_{conv;LN} = 0,8 \cdot \dot{Q}_{cond;L} \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{conv;LN} = \dot{Q}_{cond;LN} \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{conv;LN} = h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{2N} \cdot (T_{2N} - T_{inf}) \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{cond;LN} = \frac{T_1 - T_{2N}}{\frac{ln(r_{2N}/r_1)}{(2 \cdot \pi \cdot k)}} \tag{14}$$

Resultados

$e = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$h = 10\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,05\,[\mathrm{W/(m.\ K)}]$	$\dot{Q}_{cond;L} = 493,9\,[\mathrm{W/m}]$
$\dot{Q}_{cond;LN} = 395,1\,[\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_{conv;L} = 493,9\,[\mathrm{W/m}]$
$\dot{Q}_{conv;LN} = 395,1\,[\mathrm{W/m}]$	$r_1 = 0,175\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,225\,[\mathrm{m}]$	$r_{2N} = 0,2413\,[\mathrm{m}]$
$T_1 = 450\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{2i} = 54,93\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{2N} = 46,06\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-51

Ep2.51 Um engenheiro pretendendo melhorar o isolamento térmico de uma tubulação de transporte de vapor d'água resolveu duplicar a espessura deste isolamento. Considere que o tubo tenha diâmetro externo igual a 300 mm, que o isolamento tenha inicialmente espessura igual a 50 mm, que a superfície externa do tubo esteja a 400ºC e que o isolamento térmico tenha forma de casca cilíndrica e condutibilidade térmica igual a 0,05 W/(m.K). Sabe-se que o ar ambiente está a 20ºC e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção entre o isolamento e o ar é igual a 10 W/(m^2.K). Considerando-se que os efeitos da radiação podem ser desprezados, pergunta-se:

a) Qual é a temperatura da face externa do isolante térmico?
b) Qual é a taxa de calor por metro de tubo entre o vapor e o tubo?
c) Considerando-se que o engenheiro deseja reduzir a temperatura da face externa do isolante para 40o C, qual deve ser a nova espessura de isolante?
d) Qual é a nova taxa de calor por metro de tubo?

$r_1 = 0,15$ m - raio interno do isolamento (1)

$e = 0,05$ m - espessura do isolamento (2)

$r_2 = r_1 + e$ raio da face externa do isolamento (3)

$r_{2N} = r_1 + e_N$ novo raio de isolamento (4)

e$_N$: nova espessura de isolamento

$k = 0,05$ W/(m.K) - cond. térm. do isolamento (5)

$T_1 = 400$ °C - temp da face interna do isolamento (6)

°C - temperatura da face externa do isolamento - isolamento não duplicado

$T_{inf} = 20$ °C - temperatura do meio ambiente (7)

$h = 10,0$ W/(m^2.K) - coef. transm. calor conv. (8)

$T_{2iN} = 40$ °C (9)

a) Qual é a temperatura da face externa do isolante térmico?

b) Qual é a taxa de calor entre o vapor e o tubo?

$\dot{Q}_{conv;L} = \dot{Q}_{cond;L}$ (10)

$\dot{Q}_{cond;L} = \frac{T_1 - T_{2i}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{(2\cdot\pi\cdot k)}}$ taxa de calor por metro de tubo (11)

$\dot{Q}_{conv;L} = h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot (T_{2i} - T_{inf})$ taxa de calor por metro de tubo (12)

c) Considerando-se que o engenheiro deseja reduzir a temperatura da face externa do isolante para 40o C, qual deve ser a nova espessura de isolante?

$\dot{Q}_{conv;LN} = \dot{Q}_{cond;LN}$ para a nova e desconhecida espessura de isolante (13)

$\dot{Q}_{cond;LN} = \frac{T_1 - T_{2iN}}{\frac{ln(r_{2N}/r_1)}{(2\cdot\pi\cdot k)}}$ taxa de calor por metro de tubo para a nova e desconhecida espessura de isolante (14)

$\dot{Q}_{conv;LN} = h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{2N} \cdot (T_{2iN} - T_{inf})$ taxa de calor por metro de tubo para a nova e desconhecida espessura de isolante(15)

Resultados

$e = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$e_N = 0,07412\,[\mathrm{m}]$
$h = 10\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$k = 0,05\,[\mathrm{W/m.K}]$
$\dot{Q}_{cond;L} = 381,8\,[\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_{cond;LN} = 281,6\,[\mathrm{W/m}]$
$\dot{Q}_{conv;L} = 381,8\,[\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_{conv;LN} = 281,6\,[\mathrm{W/m}]$
$r_1 = 0,15\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,2\,[\mathrm{m}]$
$r_{2N} = 0,2241\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 400\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{2i} = 50,38\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{2iN} = 40\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-52

Ep2.52 A parede de um imóvel é constituída por quatro tipos de material conforme indicado na Figura Ep2.52. Sabendo que k_A = 1,0 W/(m.K), k_B = 0,05 W/(m.K), k_C = 0,2 W/(m.K), k_D = 0,5 W/(m.K), T_1 = 20º C, T_4 = 45ºC, L_A = L_D = 5 cm, L_B = L_C = 10 cm e A_1 = A_2 = 6,0 cm, pede-se para calcular o fluxo de calor médio através desta parede utilizando o circuito equivalente da figura. O resultado obtido é igual ao do Er2.5? Por qual motivo?

Dados

$$k_A = 1,0 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{1}$$

$$k_B = 0,05 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{2}$$

$$k_C = 0,2 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{3}$$

$$k_D = 0,5 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{4}$$

$$T_1 = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_4 = 45 \ [^\mathrm{o}\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$L_A = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$L_D = L_A \tag{8}$$

$$L_B = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$L_C = L_B \tag{10}$$

$$A_1 = 0,06 \ [\mathrm{m}] \tag{11}$$

$$A_2 = A_1 \tag{12}$$

Seja:

$$W = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{13}$$

Resistências equivalentes

$$R_{A1} = \frac{L_A}{k_A \cdot W \cdot A_1} \tag{14}$$

$$R_{A2} = \frac{L_A}{k_A \cdot W \cdot A_2} \tag{15}$$

$$R_B = \frac{L_B}{k_B \cdot W \cdot A_1} \tag{16}$$

$$R_C = \frac{L_C}{k_C \cdot W \cdot A_2} \tag{17}$$

$$R_{D1} = \frac{L_D}{k_D \cdot W \cdot A_1} \tag{18}$$

$$R_{D2} = \frac{L_D}{k_D \cdot W \cdot A_2} \tag{19}$$

$$R_{eq1} = R_{A1} + R_B + R_{D1} \tag{20}$$

$$R_{eq2} = R_{A2} + R_C + R_{D2} \tag{21}$$

$$Req = \frac{R_{eq1} \cdot R_{eq2}}{R_{eq1} + R_{eq2}} \tag{22}$$

Fluxo

$$Fluxo = \frac{T_4 - T_1}{Req \cdot A} \tag{23}$$

$$A = (A_1 + A_2) \cdot W \tag{24}$$

Resultados

$A = 0,12\,[\mathrm{m}^2]$	$A_1 = 0,06\,[\mathrm{m}]$
$A_2 = 0,06\,[\mathrm{m}]$	$Fluxo = 25,04\,[\mathrm{W/m}^2]$
$k_A = 1\,[\mathrm{W/m.K}]$	$k_B = 0,05\,[\mathrm{W/m.K}]$
$k_C = 0,2\,[\mathrm{W/m.K}]$	$k_D = 0,5\,[\mathrm{W/m.K}]$
$L_A = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$L_B = 0,1\,[\mathrm{m}]$
$L_C = 0,1\,[\mathrm{m}]$	$L_D = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$Req = 8,318\,[\mathrm{K/W}]$	$R_{A1} = 0,8333\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{A2} = 0,8333\,[\mathrm{K/W}]$	$R_B = 33,33\,[\mathrm{K/W}]$
$R_C = 8,333\,[\mathrm{K/W}]$	$R_{D1} = 1,667\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{D2} = 1,667\,[\mathrm{K/W}]$	$R_{eq1} = 35,83\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{eq2} = 10,83\,[\mathrm{K/W}]$	$T_1 = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_4 = 45\,[^\circ\mathrm{C}]$	$W = 1\,[\mathrm{m}]$

TCep2-53

Ep2.53 Pretende-se refrigerar um elemento eletrônico pela instalação de um dissipador retangular de 25 mm por 35 mm constituído por pinos de seção quadrada de lado 1,0 mm e altura 10 mm. A distância entre centros dos pinos é igual a 2,0 mm tanto no sentido da largura quanto no do comprimento do dissipador. Na pior condição de operação, a temperatura da base do dissipador é igual a 40ºC enquanto a temperatura ambiente é igual a 25ºC. Sabendo que o coeficiente convectivo observado entre a superfície do dissipador e o meio ambiente é igual a 5 W/(m^2.K) e que a condutibilidade térmica da liga de alumínio constituinte do dissipador é 220 W/(m.K), pede-se para determinar a máxima taxa de calor rejeitada pelo dissipador para o meio e a temperatura na extremidade das aletas.

$$L_1 = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L_2 = 0,035 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$N_A = 12 \cdot 17 \qquad \text{Quantidade de aletas} \tag{3}$$

$$a = 0,001 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$L = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$T_b = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$k = 220 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 25 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$h = 5 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{9}$$

A aleta será modelada como se a sua extremidade fosse adiabática e o seu comprimento corrigido.

$$P = 4 \cdot a \tag{10}$$

$$A_s = a^2 \tag{11}$$

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{12}$$

$$m^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{inf} = (h \cdot P \cdot k \cdot A_s)^{0,5} \cdot \theta_b \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{al} = \dot{Q}_{inf} \cdot \tanh(m \cdot L_c) \tag{15}$$

$$L_c = L + a/4 \tag{16}$$

$$\theta_L/\theta_b = \frac{\cosh(m \cdot (L - L))}{\cosh(m \cdot L)} \tag{17}$$

$$\theta_L = T_L - T_{inf} \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{diss} = N_A \cdot \dot{Q}_{al} + \dot{Q}_b \tag{19}$$

$$\dot{Q}_b = A_b \cdot h \cdot (T_b - T_{inf}) \tag{20}$$

$$A_b = L_1 \cdot L_2 - N_A \cdot a^2 \tag{21}$$

Resultados

$a = 0,001\,[\mathrm{m}]$	$A_b = 0,000671\,\left[\mathrm{m}^2\right]$
$A_s = 1,000 \times 10^{-6}\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$h = 5\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 220\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,01\,[\mathrm{m}]$
$L_1 = 0,025\,[\mathrm{m}]$	$L_2 = 0,035\,[\mathrm{m}]$
$L_c = 0,01025\,[\mathrm{m}]$	$m = 9,535\,[1/\mathrm{m}]$
$N_A = 204$	$P = 0,004\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{al} = 0,003065\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_b = 0,05033\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{diss} = 0,6756\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{inf} = 0,03146\,[\mathrm{W}]$
$\theta_b = 15\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\theta_L = 14,93\,[\mathrm{C}]$
$T_b = 40\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 25\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_L = 39,93\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-54

Ep2.54 Em uma residência foi instalado um aquecedor solar. Para transportar água quente proveniente do painel de aquecimento para o reservatório de água quente é utilizado tubo de CPVC (PVC Clorado ou Policloreto de Polivinila Clorado) cuja condutibilidade térmica é igual a 0,16 W/(m.K). Considerando que se deseja reduzir ao máximo a taxa de calor através desta tubulação, um engenheiro propôs isolá-la com meias-calhas de fibra de vidro com condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K) e com espessura de 20 mm. Considere que o diâmetro externo do tubo seja igual a 28,1 mm, a espessura da sua parede seja igual a 2,5 mm, a temperatura da face interna do tubo seja igual a 80ºC e que os coeficientes convectivos observados entre o isolamento térmico e ar ambiente e entre o tubo não isolado e o meio ambiente sejam iguais a 12,0 W/(m^2-K). Sabendo que o meio ambiente está a 20ºC pede-se para determinar:
a) a taxa de calor por metro de tubo não isolado;
b) a taxa de calor por metro de tubo isolado;
c) temperatura da superfície externa do isolamento térmico.

Índices: 1 - superfície interna do tubo cpvc; 2 - superfície externa do tubo cpvc; 3 superfície externa do isolamento térmico

$$k_{cpvc} = 0,16 \;\; [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{1}$$

$$k_{fibra} = 0,04 \;\; [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{2}$$

$$e = 0,020 \;\; [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$d_2 = 0,00281 \;\; [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$d_1 = \left(\frac{28,1 - 2 \cdot 2,5}{1000}\right) \;\; [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$d_3 = d_2 + 2 \cdot e \tag{6}$$

$$T_1 = 80 \;\; [\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20 \;\; [\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$h_3 = 12 \;\; \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K\right)}\right] \tag{9}$$

$$h_3 = h_2 \tag{10}$$

Solução item A

$$\dot{Q}_{nao;isolado} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Req1} \tag{11}$$

$$Req1 = \frac{\ln\left(d_2/d_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{cpvc}} + \frac{1}{h_2 \cdot \pi \cdot d_2} \tag{12}$$

Solução item B

$$\dot{Q}_{isolado} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Req2} \tag{13}$$

$$Req2 = \frac{\ln\left(d_2/d_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{cpvc}} + \frac{\ln\left(d_3/d_2\right)}{\left(2 \cdot \pi \cdot k_{fibra}\right)} + \frac{1}{h_3 \cdot \pi \cdot d_3} \tag{14}$$

Solução item C

$$\dot{Q}_{isolado} = \frac{T_3 - T_{inf}}{\frac{1}{(h_3 \cdot \pi \cdot d_3)}} \tag{15}$$

Resultados

$d_1 = 0,0231\,[\mathrm{m}]$	$d_2 = 0,00281\,[\mathrm{m}]$
$d_3 = 0,04281\,[\mathrm{m}]$	$e = 0,02\,[\mathrm{m}]$
$h_2 = 12\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$h_3 = 12\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_{cpvc} = 0,16\,[\mathrm{W/m.K}]$	$k_{fibra} = 0,04\,[\mathrm{W/m.K}]$
$\dot{Q}_{isolado} = 6,41\,[\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_{nao;isolado} = 8,17\,[\mathrm{W/m}]$
$Req1 = 7,344\,[\mathrm{m{\cdot}{}^\circ C/W}]$	$Req2 = 9,361\,[\mathrm{m{\cdot}{}^\circ C/W}]$
$T_1 = 80\,[{}^\circ\mathrm{C}]$	$T_3 = 23,97\,[{}^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[{}^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-55

Ep2.55 A parede de uma residência foi construída com blocos de 19 cm por 9 cm por 29 cm conforme ilustrado na Figura Ep2.55 assentados com cimento e rebocados com argamassa. Considere que a espessura de cimento é igual a 1,0 cm, que a da argamassa é igual a 1,5 cm, que a espessura do material do bloco é igual a 2,0 cm e que as condutibilidades térmicas do material do bloco, do cimento e da argamassa sejam iguais, respectivamente, a 1,8 W/(m.K), 1,5 W/(m.K) e 1,2 W/(m.K). Desprezando os efeitos de radiação e supondo que o espaço livre no interior do bloco apresente uma condutibilidade térmica equivalente igual a 0,7 W/(m.K), que a temperatura da face interna da parede é igual a 20°C, que a face externa da parede está sujeita à convecção com coeficiente convectivo igual a 12 W/(m.K) e que o meio ambiente externo está a 30°C determine:
a) a resistência térmica equivalente de uma unidade representativa da parede constituída por um bloco, pela espessura do cimento necessário ao seu assentamento e pela argamassa;
b) a taxa de calor através de uma unidade representativa da parede;
c) o fluxo de calor médio através de uma unidade representativa da parede;
d) a temperatura da face externa da parede;
e) a taxa de calor através de uma parede com área total igual a 30 m^2.

$$H = 0,19 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$H_1 = 0,01 \ [\mathrm{m}] \quad \text{espessura do cimento} \tag{2}$$

$$M = 0,29 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$M_1 = 0,115 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$L = 0,12 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$L_1 = 0,09 \ [\mathrm{m}] \quad \text{espessura do bloco} \tag{6}$$

$$L_2 = 0,02 \ [\mathrm{m}] \quad \text{espessura do material do bloco} \tag{7}$$

$$L_3 = 0,015 \ [\mathrm{m}] \quad \text{espessura da argamassa} \tag{8}$$

$$k_{blc} = 1,8 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{9}$$

$$k_{cim} = 1,5 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{10}$$

$$k_{arg} = 1,2 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{11}$$

$$k_{ar} = 0,7 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{12}$$

$$T_i = 20 \ [\mathrm{C}] \tag{13}$$

$$h_c = 12 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K\right)}\right] \tag{14}$$

$$T_{inf} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{15}$$

Resistências

Argamassa: duas placas verticais de 30 cm por 20 cm; espessura de 1,5 cm

$$R_{arg} = \frac{L_3}{k_{arg} \cdot (H + H_1) \cdot (M + H_1)} \tag{16}$$

Cimento: uma placa vertical de 1 cm por 19 cm; espessura de 9 cm

$$R_{cim;1} = \frac{L_1}{k_{cim} \cdot H \cdot H_1} \tag{17}$$

Cimento: uma placa horizontal de 30 cm por 1 cm; espessura de 9 cm

$$R_{cim;2} = \frac{L_1}{k_{cim} \cdot (M + H_1) \cdot H_1} \tag{18}$$

Bloco: duas placas verticais de 29 cm por 19 cm; espessura de 2 cm

$$R_{blc;1} = \frac{L_2}{k_{blc} \cdot M \cdot H} \tag{19}$$

Bloco: três placas verticais de 19 cm por 2 cm;espessura de 5 cm

$$R_{blc;2} = \frac{L_1 - 2 \cdot L_2}{k_{blc} \cdot H \cdot L_2} \tag{20}$$

Ar: dois espaços de 19 cm por 11,5 cm; espessura de 5 cm

$$R_{ar} = \frac{L_1 - 2 \cdot L_2}{k_{ar} \cdot L_3 \cdot H} \tag{21}$$

Resistência equivalente do bloco assentado; efeito da convecção não incluso

$$1/R_{eq;1} = 3/R_{blc;2} + 2/R_{ar} \tag{22}$$

$$R_{eq;2} = 2 \cdot R_{blc;1} + R_{eq;1} \tag{23}$$

$$1/R_{eq;3} = 1/R_{cim;1} + 1/R_{cim;2} + 1/R_{eq;2} \tag{24}$$

$$R_{eq} = 2 \cdot R_{arg} + R_{eq;3} \tag{25}$$

Resistência equivalente - convecção

$$R_{conv} = \frac{1}{h_c \cdot (M + H_1) \cdot (H + H_1)} \tag{26}$$

Fluxo e taxa de calor em um bloco

$$\dot{Q}_{blc} = \frac{T_{inf} - T_i}{R_{eq} + R_{conv}} \tag{27}$$

$$Fluxo = \frac{\dot{Q}_{blc}}{(M + H_1) \cdot (H + H_1)} \tag{28}$$

Temperatura externa

$$\dot{Q}_{blc} = \frac{T_{inf} - T_e}{R_{conv}} \tag{29}$$

Taxa de calor - parede

$$\dot{Q}_{parede} = Fluxo \cdot Area \tag{30}$$

$$Area = 30 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{31}$$

Resultados

$Area = 30\,[\text{m}^2]$	$Fluxo = 43,38\,[\text{W/m}^2]$
$H = 0,19\,[\text{m}]$	$H_1 = 0,01\,[\text{m}]$
$h_c = 12\,[\text{W/(m}^2\text{.K)}]$	$k_{ar} = 0,7\,[\text{W/(m.K)}]$
$k_{arg} = 1,2\,[\text{W/(m.K)}]$	$k_{blc} = 1,8\,[\text{W/(m.K)}]$
$k_{cim} = 1,5\,[\text{W/(m.K)}]$	$L = 0,12\,[\text{m}]$
$L_1 = 0,09\,[\text{m}]$	$L_2 = 0,02\,[\text{m}]$
$L_3 = 0,015\,[\text{m}]$	$M = 0,29\,[\text{m}]$
$M_1 = 0,115\,[\text{m}]$	$\dot{Q}_{blc} = 2,603\,[\text{W}]$
$\dot{Q}_{parede} = 1301\,[\text{W}]$	$R_{ar} = 25,06\,[\text{K/W}]$
$R_{arg} = 0,2083\,[\text{K/W}]$	$R_{blc;1} = 0,2017\,[\text{K/W}]$
$R_{blc;2} = 7,31\,[\text{K/W}]$	$R_{cim;1} = 31,58\,[\text{K/W}]$
$R_{cim;2} = 20\,[\text{K/W}]$	$R_{conv} = 1,389\,[\text{K/W}]$
$R_{eq} = 2,454\,[\text{K/W}]$	$R_{eq;1} = 2,04\,[\text{K/W}]$
$R_{eq;2} = 2,443\,[\text{K/W}]$	$R_{eq;3} = 2,037\,[\text{K/W}]$
$T_e = 26,39\,[^\circ\text{C}]$	$T_i = 20\,[^\circ\text{C}]$
$T_{inf} = 30\,[^\circ\text{C}]$	

TCep2B-56

Ep2.56 A parede de uma cozinha industrial foi construída com tijolos maciços (10 cm x 6 cm x 21 cm) assentados com argamassa, rebocada externamente também com argamassa e azulejada internamente conforme ilustrado na Figura Ep2.56. Considere que os azulejos têm espessura igual a 4 mm e condutibilidade térmica igual a 1,4 W/(m.K), que os tijolos têm condutibilidade térmica igual a 1,8 W/(m.K) e a argamassa 1,2 W/(m.K). Desprezando os efeitos de radiação e supondo que a temperatura da face externa da parede (face 3) é igual a 30ºC, que a face interna da parede está sujeita à convecção com coeficiente convectivo igual a 10 W/(m^2.K) e que o ambiente interno está a 20ºC determine:
a) a resistência térmica equivalente da parede;
b) o coeficiente global de transferência de calor através da parede;
c) o fluxo de calor médio através de uma unidade representativa da parede;
d) a temperatura da face interna da parede;
e) a taxa de calor através de uma parede com área total igual a 30 m^2.

$$k_{az} = 1,4 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$k_t = 1,8 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{2}$$

$$k_{ar} = 1,2 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{3}$$

$$L_1 = 0,004 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$L_2 = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$L_3 = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$L_t = 0,100 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$h_1 = 10 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{8}$$

$$T_3 = 30 \ [\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$T_{inf} = 20 \ [\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$A = (7 \cdot 22/10000) \ \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{11}$$

$$A_p = 30 \ \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{12}$$

$$R_c = \frac{1}{h_1 \cdot A} \tag{13}$$

$$R_1 = \frac{L_1}{k_{az} \cdot A} \tag{14}$$

$$R_2 = \frac{L_2}{k_{ar} \cdot A} \tag{15}$$

$$R_3 = \frac{L_3}{k_{ar} \cdot A} \tag{16}$$

$$R_t = \frac{L_t}{k_t \cdot A \cdot (6/7)} \tag{17}$$

$$R_A = \frac{L_t}{k_{ar} \cdot A \cdot (1/7)} \tag{18}$$

$$1/R_{par} = 2/R_A + 1/R_t \tag{19}$$

$$R_{eq} = R_c + R_1 + R_2 + R_3 + R_{par} \tag{20}$$

$$U = \frac{1}{R_{eq} \cdot A} \tag{21}$$

$$Fluxo = U \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{22}$$

$$\dot{Q} = Fluxo \cdot A_p \tag{23}$$

Resultados

$A = 0,0154\ [\mathrm{m}^2]$	$A_p = 30\ [\mathrm{m}^2]$
$Fluxo = 57,95\ [\mathrm{W/m}^2]$	$h_1 = 10\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k_{ar} = 1,2\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_{az} = 1,4\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_t = 1,8\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_1 = 0,004\ [\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,01\ [\mathrm{m}]$	$L_3 = 0,01\ [\mathrm{m}]$
$L_t = 0,1\ [\mathrm{m}]$	$\dot{Q} = 1739\ [\mathrm{W}]$
$R_1 = 0,1855\ [\mathrm{K/W}]$	$R_2 = 0,5411\ [\mathrm{K/W}]$
$R_3 = 0,5411\ [\mathrm{K/W}]$	$R_A = 37,88\ [\mathrm{K/W}]$
$R_c = 6,494\ [\mathrm{K/W}]$	$R_{eq} = 11,2\ [\mathrm{K/W}]$
$R_{par} = 3,444\ [\mathrm{K/W}]$	$R_t = 4,209\ [\mathrm{K/W}]$
$T_3 = 30\ [^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\ [^\circ\mathrm{C}]$
$U = 5,795\ [\mathrm{W/m^2.K}]$	

TCep2-57

Ep2.57 Pretende-se resfriar um componente eletrônico pela instalação de um dissipador retangular de 14 mm por 14 mm constituído por pinos de seção circular com diâmetro D = 1,0 mm e comprimento L = 4 mm. A distância entre centros dos pinos é A = 2,0 mm tanto no sentido da largura quanto no do comprimento do dissipador de forma que no dissipador observam-se 36 pinos. Em condição normal de operação, a temperatura da base do dissipador é igual a 50ºC enquanto a temperatura ambiente é igual a 20ºC. Sabendo-se que o coeficiente convectivo entre a superfície do dissipador e o meio ambiente é h = 12 W/(m^2.K) e que o dissipador foi fabricado com uma liga de alumínio que apresenta condutibilidade térmica igual a 220 W/(m.K) e que as aletas podem ser simuladas como se tivessem suas extremidades isoladas, pede-se para determinar a taxa de calor observada entre uma aleta e o meio e a entre taxa de calor observada entre o dissipador e o meio.

$$D = 0,001 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 0,004 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$N = 36 \tag{3}$$

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_b = 323,15 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$k = 220 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{6}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{7}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{8}$$

$$A_d = \left(0,014^2\right) \ \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{9}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{10}$$

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{11}$$

$$M = \theta_b \cdot \left((h \cdot P \cdot k \cdot A_s)^{0,5} \right) \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{aleta} = M \cdot \tanh \left(L \cdot \left(\frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \right)^{0,5} \right) \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{total} = N \cdot \dot{Q}_{aleta} + h \cdot (A_d - N \cdot A_s) \cdot \theta_b \tag{14}$$

Resultados

$A_d = 0,000196 \left[\mathrm{m^2}\right]$	$A_s = 7,854 \times 10^{-7} \left[\mathrm{m^2}\right]$
$D = 0,001 \, [\mathrm{m}]$	$h = 12 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 220 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,004 \, [\mathrm{m}]$
$M = 0,07657 \, [\mathrm{W}]$	$N = 36$
$P = 0,003142 \, [\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{aleta} = 0,004519 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{total} = 0,2231 \, [\mathrm{W}]$	$\theta_b = 30 \, [\mathrm{K}]$
$T_b = 323,2 \, [\mathrm{K}]$	$T_{inf} = 293,2 \, [\mathrm{K}]$

TCep2-58

Ep2.58 Em um reator químico esférico fabricado em aço inoxidável AISI 304 ocorre uma reação exotérmica que aquece o aço inoxidável fazendo com que a sua temperatura externa atinja 200ºC. O reator é isolado com uma camada de manta de fibra de vidro, k = 0,04 W/(m.K) com espessura de 50 mm. Sabe-se que o coeficiente convectivo externo é igual a 15 W/(m^2.K), que o meio ambiente está a 20ºC e que o diâmetro externo do reator não isolado é igual a 1,2 m. Desconsiderando-se os efeitos da transferência de calor por radiação, pede-se para determinar: a taxa de calor rejeitada para o meio ambiente, a temperatura da superfície externa do isolamento térmico e o fluxo de calor na superfície externa do isolamento térmico.

$$T_1 = 200 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$k = 0,04 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{3}$$

$$e = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$h = 15 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{5}$$

$$D_1 = 1,2 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{7}$$

$$D_2 = 2 \cdot r_2 \tag{8}$$

$$r_2 = r_1 + e \tag{9}$$

$$R_{cond} = \left(\frac{1}{4\cdot\pi\cdot k}\right)\cdot(1/r_1 - 1/r_2) \tag{10}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h\cdot 4\cdot\pi\cdot r_2^2} \tag{11}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{R_{cond} + R_{conv}} \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_{inf}}{R_{conv}} \tag{13}$$

$$Fluxo_{ext} = \frac{\dot{Q}}{4\cdot\pi\cdot r_2^2} \tag{14}$$

Resultados

$D_1 = 1,2\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 1,3\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$Fluxo_{ext} = 126,7\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 15\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\dot{Q} = 672,6\,[\mathrm{W}]$	$r_1 = 0,6\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,65\,[\mathrm{m}]$	$R_{cond} = 0,2551\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{conv} = 0,01256\,[\mathrm{K/W}]$	$T_1 = 200\,[°\mathrm{C}]$
$T_2 = 28,45\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$

TCep2B-59

Ep2.59 Em um reator químico esférico fabricado em aço inoxidável AISI 304 ocorre uma reação exotérmica que aquece o aço inoxidável fazendo com que a sua temperatura externa atinja 220ºC. O reator é isolado com uma camada de manta de fibra de vidro, k = 0,035 W/(m.K) com espessura de 50 mm. Sabe-se que o coeficiente convectivo externo é igual a 10 W/(m^2.K), que o meio ambiente está a 20ºC e que o diâmetro externo do reator não isolado é igual a 1,4 m. Considerando que os efeitos da transferência de calor por radiação são importantes e que a emissividade da superfície externa do isolante é igual a 0,75, pede-se para determinar: a taxa de calor rejeitada para o meio ambiente, a temperatura da superfície externa do isolamento térmico e o fluxo de calor na superfície externa do isolamento térmico. Suponha que a temperatura da vizinhança seja igual a 30ºC.

Dados

$$T_1 = (220 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = (20 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$T_{viz} = (30 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$k = 0,035 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{4}$$

$$e = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{6}$$

$$D_1 = 1,4 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{8}$$

$$D_2 = 2 \cdot r_2 \tag{9}$$

$$r_2 = r_1 + e \tag{10}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{11}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{12}$$

Equacionamento

$$A = 4 \cdot \pi \cdot r_2^2 \tag{13}$$

$$R_{cond} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k}\right) \cdot (1/r_1 - 1/r_2) \tag{14}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cond}} \tag{16}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_2 - T_{inf}}{R_{conv}} \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left(T_2^4 - T_{viz}^4\right) \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{19}$$

$$Fluxo_{ext} = \dot{Q}_{cond}/A \tag{20}$$

Resultados

$A = 7,069\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$D_1 = 1,4\ [\mathrm{m}]$
$D_2 = 1,5\ [\mathrm{m}]$	$e = 0,05\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,75$	$Fluxo_{ext} = 123,1\ \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$h = 10\ \left[\mathrm{W/(m^2\text{-}K)}\right]$	$k = 0,035\ [\mathrm{W/(m\text{-}K)}]$
$\dot{Q}_{cond} = 870,2\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 817,4\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 52,8\ [\mathrm{W}]$	$r_1 = 0,7\ [\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,75\ [\mathrm{m}]$	$R_{cond} = 0,2165\ [\mathrm{K/W}]$
$R_{conv} = 0,01415\ [\mathrm{K/W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ \left[\mathrm{W/m^2\text{-}K^4}\right]$
$T_1 = 493,2\ [\mathrm{K}]$	$T_2 = 304,7\ [\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 293,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{viz} = 303,2\ [\mathrm{K}]$

TCep2-60

Ep2.60 Em um reator químico esférico fabricado em aço inoxidável AISI 304 ocorre uma reação exotérmica que aquece o aço inoxidável fazendo com que a sua temperatura externa atinja 200ºC. Pretende-se isolar este reator com manta de fibra de vidro, k = 0,035 W/(m.K), de forma que a temperatura da superfície externa do isolamento torne-se igual a 40ºC. Sabe-se que o coeficiente convectivo externo é igual a 8 W/(m^2.K), que o meio ambiente está a 20ºC e que o diâmetro externo do reator não isolado é igual a 1,2 m. Desconsiderando-se os efeitos da transferência de calor por radiação , pede-se para determinar: a espessura da camada desejável de manta isolante, a taxa de calor através do isolamento térmico e o fluxo de calor na superfície externa do isolamento térmico.

$$T_2 = 200 \ [°\text{C}] \tag{1}$$

$$T_3 = 40 \ [°\text{C}] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\text{C}] \tag{3}$$

$$k = 0,035 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{4}$$

$$h = 8 \ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2\cdot\text{K}\right)\right] \tag{5}$$

$$D_2 = 1,2 \ [\text{m}] \tag{6}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{7}$$

$$D_3 = 2 \cdot r_3 \tag{8}$$

$$r_3 = r_2 + e \tag{9}$$

$$R_{cond} = \left(\frac{1}{4\cdot\pi\cdot k}\right)\cdot(1/r_2 - 1/r_3) \tag{10}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h\cdot 4\cdot\pi\cdot r_3^2} \tag{11}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_{inf}}{R_{cond} + R_{conv}} \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_3 - T_{inf}}{R_{conv}} \tag{13}$$

$$Fluxo_{ext} = \frac{\dot{Q}}{4\cdot\pi\cdot r_3^2} \tag{14}$$

Resultados

$D_2 = 1,2\,[\text{m}]$	$D_3 = 1,266\,[\text{m}]$
$e = 0,03317\,[\text{m}]$	$Fluxo_{ext} = 160\,\left[\text{W/m}^2\right]$
$h = 8\,\left[\text{W/(m}^2\text{.K)}\right]$	$k = 0,035\,[\text{W/(m.K)}]$
$\dot{Q} = 806,1\,[\text{W}]$	$r_2 = 0,6\,[\text{m}]$
$r_3 = 0,6332\,[\text{m}]$	$R_{cond} = 0,1985\,[\text{K/W}]$
$R_{conv} = 0,02481\,[\text{K/W}]$	$T_2 = 200\,[°\text{C}]$
$T_3 = 40\,[°\text{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\text{C}]$

TCep2B-61

Ep2.61 Em um reator químico esférico fabricado em aço inoxidável AISI 304 ocorre uma reação exotérmica que aquece o aço inoxidável fazendo com que a sua temperatura externa atinja 200ºC. Veja a Figura Ep2.60. Pretende-se isolar este reator com manta de fibra de vidro, k = 0,035 W/(m.K), de forma que a temperatura da superfície externa do isolamento torne-se igual a 40ºC. Sabe-se que o coeficiente convectivo externo é igual a 8 W/(m^2-K), que o meio ambiente está a 20ºC e que o diâmetro externo do reator não isolado é igual a 1,2 m. Considerando-se que os efeitos da transferência de calor por radiação são importantes e que a emissividade da superfície externa do isolante térmico é igual a 0,7, pede-se para determinar a espessura da camada desejável de manta isolante, a taxa de calor através do isolamento térmico e o fluxo de calor na superfície externa do isolamento térmico. Suponha que a temperatura da vizinhança seja igual a 30°C.

Dados

$$T_2 = 473,15 \ [\mathrm{K}] \tag{1}$$

$$T_3 = 313,15 \ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$T_{viz} = 303,15 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$k = 0,035 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{5}$$

$$h = 8 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{6}$$

$$D_2 = 1,2 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{8}$$

$$D_3 = 2 \cdot r_3 \tag{9}$$

$$r_3 = r_2 + e \tag{10}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{11}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{12}$$

Equacionamento

$$A = 4 \cdot \pi \cdot r_3^2 \tag{13}$$

$$R_{cond} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k}\right) \cdot (1/r_2 - 1/r_3) \tag{14}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_2 - T_3}{R_{cond}} \tag{16}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_3 - T_{inf}}{R_{conv}} \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left(T_3^4 - T_{viz}^4\right) \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{19}$$

$$Fluxo_{ext} = \dot{Q}_{cond}/A \tag{20}$$

Resultados

$A = 4,924\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$D_2 = 1,2\ [\mathrm{m}]$
$D_3 = 1,252\ [\mathrm{m}]$	$e = 0,026\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,7$	$Fluxo_{ext} = 206,5\ \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$h = 8\ \left[\mathrm{W/(m^2\text{-}K)}\right]$	$k = 0,035\ [\mathrm{W/(m\text{-}K)}]$
$\dot{Q}_{cond} = 1017\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 787,9\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 228,8\ [\mathrm{W}]$	$r_2 = 0,6\ [\mathrm{m}]$
$r_3 = 0,626\ [\mathrm{m}]$	$R_{cond} = 0,1574\ [\mathrm{K/W}]$
$R_{conv} = 0,02538\ [\mathrm{K/W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ \left[\mathrm{W/(m^2\text{-}K^{4)}}\right]$
$T_2 = 473,2\ [\mathrm{K}]$	$T_3 = 313,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 293,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{viz} = 303,2\ [\mathrm{K}]$

TCep2-62

Ep2.62 A parede de uma residência foi construída com tijolos maciços (10 cm x 6 cm x 21 cm) assentados com argamassa e rebocada interna e externamente também com argamassa conforme ilustrado na Figura Ep2.62. Considere que os tijolos têm condutibilidade térmica igual a 1,8 W/(m.K) e a argamassa 1,2 W/(m.K). Desprezando os efeitos de radiação e supondo que, em um dia ensolarado, a temperatura da face externa da parede é igual a 35ºC, que a face interna da parede está sujeita à convecção com coeficiente convectivo igual a 10 W/(m^2.K) e que o ambiente interno está a 20ºC determine:
a) a resistência térmica equivalente da parede (tijolo mais argamassa);
b) a temperatura da face interna da parede;
c) a taxa de calor através de uma parede com área total igual a 30 m^2.

Dados

$$T_{inf1} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_2 = 35 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura da face externa} \tag{2}$$

$$h_1 = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \quad \text{Coeficiente convectivo - face interna} \tag{3}$$

$$C = 0,21 \ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento do tijolo} \tag{4}$$

$$L_1 = 0,01 \ [\mathrm{m}] \quad \text{espessura da argamassa aplicada na face interna da parede} \tag{5}$$

$$L_2 = 0,10 \ [\mathrm{m}] \quad \text{espessura do tijolo} \tag{6}$$

$$L_3 = 0,01 \ [\mathrm{m}] \quad \text{espessura da argamassa aplicada na face externa da parede} \tag{7}$$

$$M_1 = 0,01 \ [\mathrm{m}] \quad \text{altura da argamassa entre tijolos} \tag{8}$$

$$M_2 = 0,06 \ [\mathrm{m}] \quad \text{altura dos tijolos} \tag{9}$$

$$k_a = 1,2 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{10}$$

$$k_t = 1,8 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{11}$$

Resistência - argamassa - face interna da parede

$$R_1 = \frac{L_1}{k_a \cdot A_1} \tag{12}$$

$$A_1 = (C + L_1) \cdot (M_1 + M_2) \tag{13}$$

Resistência do tijolo

$$R_2 = \frac{L_2}{k_t \cdot A_t} \tag{14}$$

$$A_t = C \cdot M_2 \tag{15}$$

Resistência da argamassa entre tijolos na horizontal

$$R_3 = \frac{L_2}{k_a \cdot A_2} \tag{16}$$

$$A_2 = C \cdot M_1 \tag{17}$$

Resistência da argamassa entre tijolos na vertical

$$R_4 = \frac{L_2}{k_a \cdot A_3} \tag{18}$$

$$A_3 = M_2 \cdot L_1 \tag{19}$$

Resistência - argamassa - face externa da parede

$$R_5 = R_1 \tag{20}$$

$$R_{eq} = R_1 + \left(\frac{1}{1/R_2 + 1/R_3 + 1/R_4} \right) + R_5 \tag{21}$$

Taxa de calor por tijolo

$$\dot{Q}_{tij} = \frac{T_2 - T_{inf1}}{R_{eq} + \frac{1}{(h_1 \cdot A_1)}} \tag{22}$$

Temperatura da face interna da parede

$$\dot{Q}_{tij} = \frac{T_1 - T_{inf1}}{\frac{1}{(h_1 \cdot A_1)}} \tag{23}$$

Taxa de calor através da parede

$$Area_{par} = 30 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{par} = \dot{Q}_{tij} \cdot (Area_{par}/A_1) \tag{25}$$

Resultados

$Area_{par} = 30 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_1 = 0,0154 \left[\mathrm{m}^2\right]$
$A_2 = 0,0021 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_3 = 0,0006 \left[\mathrm{m}^2\right]$
$A_t = 0,0126 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$C = 0,21 \,[\mathrm{m}]$
$h_1 = 10 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k_a = 1,2 \,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_t = 1,8 \,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_1 = 0,01 \,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,1 \,[\mathrm{m}]$	$L_3 = 0,01 \,[\mathrm{m}]$
$M_1 = 0,01 \,[\mathrm{m}]$	$M_2 = 0,06 \,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{par} = 2556 \,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{tij} = 1,312 \,[\mathrm{W}]$
$R_1 = 0,5411 \,[\mathrm{K/W}]$	$R_2 = 4,409 \,[\mathrm{K/W}]$
$R_3 = 39,68 \,[\mathrm{K/W}]$	$R_4 = 138,9 \,[\mathrm{K/W}]$
$R_5 = 0,5411 \,[\mathrm{K/W}]$	$R_{eq} = 4,94 \,[\mathrm{K/W}]$
$T_1 = 28,52 \,[°\mathrm{C}]$	$T_2 = 35 \,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf1} = 20 \,[°\mathrm{C}]$	

TCep2B-63

Ep2.63 Um isolamento térmico é constituído por um conjunto de duas placas paralelas com condutibilidades k_1 = 0,1 W/(m.K) e k_2 = 0,05 W/(m.K) cujas espessuras são L_1 = 10 cm e L_2 = 5 cm. Veja a Figura Ep2.13. Sabendo que T_3 = 40ºC , T_{inf3} = 20ºC, h_3 = 15 W/(m^2-K) e que a emissividade da superfície 3 é igual a 0,7 pede-se para estimar: o fluxo de calor por radiação na superfície 3; o fluxo de calor por convecção na superfície 3; T_1 e T_2.

Dados

$$k_1 = 0,1 \; [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (1)$$

$$k_2 = 0,05 \; [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (2)$$

$$L_1 = 0,10 \; [\mathrm{m}] \quad (3)$$

$$L_2 = 0,05 \; [\mathrm{m}] \quad (4)$$

$$T_3 = 40 \; [\mathrm{C}] \quad (5)$$

$$T_{inf;3} = 20 \; [\mathrm{C}] \quad (6)$$

$$h_3 = 15 \; \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K\right)}\right] \quad (7)$$

$$\epsilon_3 = 0,7 \quad (8)$$

$$\sigma = 0,0000000567 \; \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \quad (9)$$

$$Fluxo_{rad;3} = \sigma \cdot \epsilon_3 \cdot \left((T_3 + 273,15)^4 - (T_{inf;3} + 273,15)^4 \right) \quad (10)$$

$$Fluxo_{conv;3} = h_3 \cdot (T_3 - T_{inf;3}) \quad (11)$$

$$FLuxo_{total} = Fluxo_{rad;3} + Fluxo_{conv;3} \quad (12)$$

$$FLuxo_{total} = k_2 \cdot \frac{T_2 - T_3}{L_2} \quad (13)$$

$$FLuxo_{total} = k_1 \cdot \frac{T_1 - T_2}{L_1} \quad (14)$$

Resultados

$\epsilon_3 = 0,7$	$Fluxo_{conv;3} = 300 \,[\mathrm{W/m^2}]$
$Fluxo_{rad;3} = 88,56 \,[\mathrm{W/m^2}]$	$FLuxo_{total} = 388,6 \,[\mathrm{W/m^2}]$
$h_3 = 15 \,[\mathrm{W/(m^2\text{-}K)}]$	$k_1 = 0,1 \,[\mathrm{W/(m\text{-}K)}]$
$k_2 = 0,05 \,[\mathrm{W/(m\text{-}K)}]$	$L_1 = 0,1 \,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,05 \,[\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \,[\mathrm{W/(m^2\text{-}K^{4)}}]$
$T_1 = 817,1 \,[\mathrm{C}]$	$T_2 = 428,6 \,[\mathrm{C}]$
$T_3 = 40 \,[\mathrm{C}]$	$T_{inf;3} = 20 \,[\mathrm{C}]$

TCep2-64

Ep2.64 A parede de uma residência foi construída com blocos de 19 cm por 9 cm por 29 cm conforme ilustrado na Figura Ep2.64 assentados com cimento. Considere que a parede é de blocos à vista, que a espessura de cimento é igual a 1,0 cm, que a espessura do material do bloco é igual a 2,0 cm e que as condutibilidades térmicas do material do bloco e do cimento sejam iguais, respectivamente, a 1,8 W/(m.K) e 1,2 W/(m.K). Desprezando os efeitos de radiação e supondo que o espaço livre no interior do bloco apresente uma condutibilidade térmica equivalente igual a 0,7 W/(m.K), que a temperatura da face interna da parede é igual a 20ºC, que a face externa da parede está sujeita à convecção com coeficiente convectivo igual a 12 W/(m.K) e que o meio ambiente externo está a 30ºC determine:

a) a resistência térmica equivalente à transferência de calor por condução através de uma unidade representativa da parede a qual é constituída por um bloco e pela espessura do cimento (lateral e inferior) necessária ao seu assentamento;
b) a taxa de calor através de uma unidade representativa da parede;
c) o fluxo de calor médio através de uma unidade representativa da parede;
d) a temperatura da face externa da parede;
e) a taxa de calor através de uma parede com área total igual a 30 m^2.

$$a = 0,09 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$b = 0,01 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$c = 0,20 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$d = 0,29 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$e = 0,02 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$f = 0,19 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$g = 0,115 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{7}$$

$$kb = 1,8 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{8}$$

$$kc = 1,2 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{9}$$

$$ke = 0,7 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{10}$$

$$R_1 = \frac{a}{kc \cdot b \cdot c} \tag{11}$$

$$R_2 = \frac{a}{kc \cdot b \cdot d} \tag{12}$$

$$R_3 = \frac{a}{kb \cdot 3 \cdot e \cdot f} \tag{13}$$

$$R_4 = \frac{e}{kb \cdot 2 \cdot g \cdot f} \tag{14}$$

$$R_5 = \frac{a - 2 \cdot e}{ke \cdot 2 \cdot g \cdot f} \tag{15}$$

$$R_6 = R_4 \tag{16}$$

$$1/R_{eq} = 1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3 + \frac{1}{R_4 + R_5 + R_6} \tag{17}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{18}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot (d+b) \cdot (f+b)} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{unidade} = \frac{T_{inf} - T_1}{R_{eq} + R_{conv}} \tag{20}$$

$$T_1 = 20 \ [°\text{C}] \tag{21}$$

$$T_{inf} = 30 \ [°\text{C}] \tag{22}$$

$$Fluxo_{unidade} = \frac{\dot{Q}_{unidade}}{(d+b) \cdot (f+b)} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{unidade} = \frac{T_{inf} - T_2}{R_{conv}} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{parede} = Fluxo_{unidade} \cdot A_p \tag{25}$$

$$A_p = 30 \ \left[\text{m}^2\right] \tag{26}$$

Resultados

$a = 0,09\,[\text{m}]$	$A_p = 30\,\left[\text{m}^2\right]$
$b = 0,01\,[\text{m}]$	$c = 0,2\,[\text{m}]$
$d = 0,29\,[\text{m}]$	$e = 0,02\,[\text{m}]$
$f = 0,19\,[\text{m}]$	$Fluxo_{unidade} = 61,62\,\left[\text{W/m}^2\right]$
$g = 0,115\,\left[\text{m/s}^2\right]$	$h = 12\,\left[\text{W/(m}^2\text{.K)}\right]$
$kb = 1,8\,[\text{W/(m.K)}]$	$kc = 1,2\,[\text{W/(m.K)}]$
$ke = 0,7\,[\text{W/(m.K)}]$	$\dot{Q}_{parede} = 1849\,[\text{W}]$
$\dot{Q}_{unidade} = 3,697\,[\text{W}]$	$R_1 = 37,5\,[\text{K/W}]$
$R_2 = 25,86\,[\text{K/W}]$	$R_3 = 4,386\,[\text{K/W}]$
$R_4 = 0,2543\,[\text{K/W}]$	$R_5 = 1,635\,[\text{K/W}]$
$R_6 = 0,2543\,[\text{K/W}]$	$R_{conv} = 1,389\,[\text{K/W}]$
$R_{eq} = 1,316\,[\text{K/W}]$	$T_1 = 20\,[°\text{C}]$
$T_2 = 24,86\,[°\text{C}]$	$T_{inf} = 30\,[°\text{C}]$

TCep2-65

Ep2.65 A distribuição de água quente em um edifício é realizada utilizando-se tubos de CPVC (PVC Clorado ou Policloreto de Polivinila Clorado) cuja condutibilidade térmica é igual a 0,16 W/(m.K). Considerando que se deseja reduzir ao máximo a taxa de calor através desta tubulação, um engenheiro propôs isolá-la com meias-calhas de fibra de vidro com condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K) e com espessura de 25 mm. Considere que o diâmetro externo do tubo seja igual a 54,0 mm, a espessura da sua parede seja igual a 4,9 mm, a temperatura da face interna do tubo seja igual a 80ºC e que o coeficiente convectivo observado entre o isolamento térmico e ar ambiente seja igual a 14,0 W/(m^2.K). Sabendo que o meio ambiente está a 20ºC e desprezando-se os efeitos da radiação, pede-se para determinar:
a) a taxa de calor por metro de tubo não isolado;
b) a taxa de calor por metro de tubo isolado;
c) a temperatura da superfície externa do isolamento térmico.

Índices: 1 - superfície interna do tubo cpvc; 2 - superfície externa do tubo cpvc; 3 superfície externa do isolamento térmico

$$k_{cpvc} = 0,16 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$k_{fibra} = 0,04 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{2}$$

$$e_2 = 0,025 \ [\mathrm{m}] \quad \text{Esp. isolante} \tag{3}$$

$$d_2 = 0,054 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$e_1 = 0,0049 \ [\mathrm{m}] \quad \text{Esp. tubo} \tag{5}$$

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot e_1 \tag{6}$$

$$d_3 = d_2 + 2 \cdot e_2 \tag{7}$$

$$T_1 = 80 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$h_3 = 14 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K\right)}\right] \tag{10}$$

$$h_3 = h_2 \tag{11}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \tag{12}$$

Resistências térmicas equivalentes

$$R1 = \frac{\ln(d_2/d_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{cpvc} \cdot L} \tag{13}$$

$$R2 = \frac{\ln(d_3/d_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_{fibra} \cdot L} \tag{14}$$

$$R3 = \frac{1}{h_3 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot L} \tag{15}$$

$$R4 = \frac{1}{h_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot L} \tag{16}$$

Solução item A

$$\dot{Q}_{nao;isolado} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Req1} \tag{17}$$

$$Req1 = R1 + R4 \tag{18}$$

Solução item B

$$\dot{Q}_{isolado} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Req2} \tag{19}$$

$$Req2 = R1 + R2 + R3 \tag{20}$$

Solução item C

$$\dot{Q}_{isolado} = \frac{T_3 - T_{inf}}{\frac{1}{(h_3 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot L)}} \tag{21}$$

Resultados

$d_1 = 0,0442\,[\mathrm{m}]$	$d_2 = 0,054\,[\mathrm{m}]$
$d_3 = 0,104\,[\mathrm{m}]$	$e_1 = 0,0049\,[\mathrm{m}]$
$e_2 = 0,025\,[\mathrm{m}]$	$h_2 = 14\,\left[\mathrm{W/m^{2K}}\right]$
$h_3 = 14\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k_{cpvc} = 0,16\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{fibra} = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{isolado} = 19,83\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{nao;isolado} = 96,74\,[\mathrm{W}]$
$R1 = 0,1992\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$R2 = 2,608\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$R3 = 0,2186\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$R4 = 0,421\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$Req1 = 0,6202\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$Req2 = 3,026\,[^\circ\mathrm{C/W}]$
$T_1 = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_3 = 24,34\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-66

Ep2.66 Pretende-se resfriar um componente eletrônico pela instalação de um dissipador retangular de 14 mm por 14 mm constituído por pinos de seção circular com diâmetro D = 1,0 mm e comprimento L = 6 mm. A distância entre centros dos pinos é A = 2,0 mm tanto no sentido da largura quanto no do comprimento do dissipador de forma que no dissipador observa-se 36 pinos. Veja a Figura Ep2.57. Em condição normal de operação, a temperatura da base do dissipador é igual a 60ºC enquanto a temperatura ambiente é igual a 20ºC. Sabe-se que o coeficiente convectivo entre a superfície do dissipador e o meio ambiente é h = 10 W/(m^2.K) e que o dissipador foi fabricado com uma liga metálica que apresenta condutibilidade térmica igual a 200 W/(m.K). Considerando, por hipótese que as aletas podem ser modeladas como se fossem infinitas, pede-se para determinar:
a) a taxa de calor observada entre uma aleta e o meio ambiente;
b) a temperatura e uma seção da aleta distante 4 mm da base;
c) a taxa de calor observada entre o dissipador e o meio ambiente.

Dados

$$Lado = 0,014 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D = 0,001 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L = 0,006 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$A = 0,002 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$N = 36 \tag{5}$$

$$T_s = T_b \tag{6}$$

$$T_b = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{9}$$

$$k = 200 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{10}$$

Taxa de calor entre uma aleta e o meio

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{11}$$

$$A_c = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{12}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{Al} = \left((h \cdot P \cdot k \cdot A_c)^{0,5}\right) \cdot \theta_b \tag{14}$$

Temperatura em x = 0,004 m

$$x = 0,004 \quad \mathrm{m} \tag{15}$$

$$m = \left(\frac{h \cdot P}{k \cdot A_c}\right)^{0,5} \tag{16}$$

$$T_x = \theta_b \cdot \exp\left(-m \cdot x\right) \tag{17}$$

Taxa de calor total

$$\dot{Q} = 36 \cdot \dot{Q}_{Al} + \dot{Q}_s \tag{18}$$

$$\dot{Q}_s = h \cdot A_s \cdot \left(T_s - T_{inf}\right) \tag{19}$$

$$A_s = Lado^2 - 36 \cdot A_c \tag{20}$$

Resultados

$A = 0,002\,[\mathrm{m}]$	$A_c = 7,854 \times 10^{-7}\,\left[\mathrm{m}^2\right]$
$A_s = 0,0001677\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$D = 0,001\,[\mathrm{m}]$
$h = 10\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 200\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,006\,[\mathrm{m}]$	$Lado = 0,014\,[\mathrm{m}]$
$m = 14,14\,[1/\mathrm{m}]$	$N = 36$
$P = 0,003142\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q} = 3,266\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{Al} = 0,08886\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_s = 0,06709\,[\mathrm{W}]$
$\theta_b = 40\,[°\mathrm{C}]$	$T_b = 60\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 60\,[°\mathrm{C}]$
$T_x = 37,8\,[°\mathrm{C}]$	$x = 0,004\,[\mathrm{m}]$

TCep2-67

Ep2.67 Para aquecer água, é proposta a fabricação de um recipiente isolado termicamente cujo fundo é constituído por uma placa metálica com espessura de 10 mm, largura de 25 cm e comprimento igual a 50 cm na qual é observada a taxa de geração de calor de 800 kW/m^3. Considerando que a temperatura da água longe da placa é igual a 50ºC, que o coeficiente convectivo observado entre a placa e a água é igual a 40 W/(m^2.K) e que a condutibilidade térmica do metal constituinte da placa é igual a 13 W/(m.K) pede-se para determinar a taxa de calor observada entre a placa e a água, a temperatura máxima da placa e a temperatura da sua superfície exposta à água. Despreze os efeitos das extremidades da placa.

$$L = 0,01 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$a = 0,25 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$b = 0,50 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$\dot{Q}_{vol} = 800000 \ \left[\mathrm{W/m^3}\right] \tag{4}$$

$$T_{agua} = 50 \ [\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura da água longe da placa} \tag{5}$$

$$h = 40 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{6}$$

$$k = 13 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{7}$$

$$Area = a \cdot b \tag{8}$$

$$\dot{Q} = Area \cdot L \cdot \dot{Q}_{vol} \tag{9}$$

$$\dot{Q} = h \cdot Area \cdot (T_s - T_{agua}) \tag{10}$$

$$T_{max} = \frac{\dot{Q}_{vol} \cdot L^2}{(2 \cdot k)} + T_s \tag{11}$$

Resultados

$a = 0,25\,[\mathrm{m}]$	$Area = 0,125\,\left[\mathrm{m^2}\right]$
$b = 0,5\,[\mathrm{m}]$	$h = 40\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 13\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,01\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 1000\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{vol} = 800000\,\left[\mathrm{W/m^3}\right]$
$T_{agua} = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{max} = 253,1\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_s = 250\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-68

Ep2.68 Uma parede de um imóvel, com espessura igual a 21 cm, altura igual a 3,0 m e largura igual a 4,2 m, é constituída por tijolos compostos por dois materiais diferentes conforme ilustrado na Figura Ep2.68. A temperatura interna do imóvel é tal que a temperatura média da face interna da parede é igual a 22°C e a temperatura do ambiente externo é igual a 30°C. Sabe-se que a condutibilidade térmica do material 1 é igual a 1,8 W/(m.K) e que a do material 2 é igual a 0,8 W/(m.K). Considerando que em dado momento os efeitos de radiação podem ser desprezados e que o coeficiente convectivo observado entre a face externa da parede e o ar externo é igual a 12 W/(m^2.K), pede-se para estimar:
a) a taxa de calor através de um tijolo;
b) a temperatura da face externa da parede;
c) a taxa de calor através da parede.

$$T_1 = 22 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$L = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$M = 0,07 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$k_1 = 1,8 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{5}$$

$$k_2 = 0,8 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{6}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{7}$$

$$R_1 = \frac{M}{k_1 \cdot L^2} \tag{8}$$

$$R_{11} = 2 \cdot \frac{M}{k_1 \cdot L^2} \tag{9}$$

$$R_{22} = 2 \cdot \frac{M}{k_2 \cdot L^2} \tag{10}$$

$$R_2 = \frac{M}{k_2 \cdot L^2} \tag{11}$$

$$R_3 = \frac{1}{h \cdot L^2} \tag{12}$$

$$R_{eq} = R_1 + \left(\frac{R_{11} \cdot R_{22}}{R_{11} + R_{22}}\right) + R_2 + R_3 \tag{13}$$

$$\dot{Q}_t = \frac{T_{inf} - T_1}{R_{eq}} \tag{14}$$

$$\dot{Q}_t = h \cdot L^2 \cdot (T_{inf} - T_3) \tag{15}$$

$$L_1 = 3 \ [\mathrm{m}] \tag{16}$$

$$L_2 = 4,2 \ [\mathrm{m}] \tag{17}$$

$$\dot{Q}_p = \frac{L_1 \cdot L_2}{L^2} \cdot \dot{Q}_t \tag{18}$$

Resultados

$h = 12\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k_1 = 1,8\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_2 = 0,8\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,3\,[\mathrm{m}]$
$L_1 = 3\,[\mathrm{m}]$	$L_2 = 4,2\,[\mathrm{m}]$
$M = 0,07\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_p = 382,4\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_t = 2,732\,[\mathrm{W}]$	$R_1 = 0,4321\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{11} = 0,8642\,[\mathrm{K/W}]$	$R_2 = 0,9722\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{22} = 1,944\,[\mathrm{K/W}]$	$R_3 = 0,9259\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{eq} = 2,929\,[\mathrm{K/W}]$	$T_1 = 22\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 27,47\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-69

Ep2.69 Uma parede de um imóvel com espessura igual a 21 cm, altura igual a 3,0 m e largura igual a 4,2 m é constituída por tijolos compostos por dois materiais diferentes conforme ilustrado na Figura Ep2.68. Sabe-se que a condutibilidade térmica do material 1 é igual a 1,8 W/(m.K) e que a do material 2 é igual a 0,8 W/(m.K). A temperatura da face interna do imóvel é igual a 20ºC enquanto que a temperatura do ar ambiente externo é igual 30ºC. Considere que, devido à ação do sol, se possa considerar que a temperatura da vizinhança com a qual a parede troca calor por radiação é igual a 40ºC e que a emissividade da face externa da parede seja igual a 0,7. Considerando que em dado momento o coeficiente convectivo observado entre a face externa da parede e o ar externo é igual a 10 W/(m^2.K), pede-se para estimar:
a) o fluxo de calor através de um tijolo;
b) a temperatura da face externa da parede;
c) a taxa de calor através da parede.

Índices:
1 - face interna
2 - face externa

$$L_1 = 3,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L_2 = 4,2 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$k_1 = 1,8 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{3}$$

$$k_2 = 0,8 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{4}$$

$$T_2 = (20 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_{inf;2} = (30 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$T_{viz} = (40 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{8}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{9}$$

$$h_2 = 10 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{10}$$

$$L = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{11}$$

$$M = 0,07 \ [\mathrm{m}] \tag{12}$$

Cálculo da resistência equivalente de um tijolo não incluindo a resistência à convecção na face externa

$$R_1 = \frac{M}{k_1 \cdot L^2} \tag{13}$$

$$R_{11} = 2 \cdot \frac{M}{k_1 \cdot L^2} \tag{14}$$

$$R_{22} = 2 \cdot \frac{M}{k_2 \cdot L^2} \tag{15}$$

$$R_2 = \frac{M}{k_2 \cdot L^2} \tag{16}$$

$$Req = R_1 + \left(\frac{R_{11} \cdot R_{22}}{R_{11} + R_{22}} \right) + R_2 \tag{17}$$

Cálculo das taxas de calor em um tijolo

$$\dot{Q}_{tij} = \frac{T_2 - T_1}{Req} \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_2 \cdot L^2 \cdot (T_{inf;2} - T_2) \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot L^2 \cdot \left(T_{viz}^4 - T_2^4\right) \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{tij} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{21}$$

$$Fluxo_{tij} = \frac{\dot{Q}_{tij}}{L^2} \tag{22}$$

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{tij} \cdot N_t \tag{23}$$

$$N_t = \frac{L_1 \cdot L_2}{L^2} \tag{24}$$

Resultados

$\epsilon = 0,7$	$Fluxo_{tij} = 188,6\ \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h_2 = 10\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k_1 = 1,8\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_2 = 0,8\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,3\ [\mathrm{m}]$
$L_1 = 3\ [\mathrm{m}]$	$L_2 = 4,2\ [\mathrm{m}]$
$M = 0,07\ [\mathrm{m}]$	$N_t = 140$
$\dot{Q}_{conv} = 9\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_p = 2376\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 7,97\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{tij} = 16,97\ [\mathrm{W}]$
$Req = 2,003\ [\mathrm{K/W}]$	$R_1 = 0,4321\ [\mathrm{K/W}]$
$R_{11} = 0,8642\ [\mathrm{K/W}]$	$R_2 = 0,9722\ [\mathrm{K/W}]$
$R_{22} = 1,944\ [\mathrm{K/W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ \left[\mathrm{W/(m^2.K^4)}\right]$
$T_1 = 259,2\ [\mathrm{K}]$	$T_2 = 293,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{inf;2} = 303,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{viz} = 313,2\ [\mathrm{K}]$

TCep2-70

Ep 2.70. Uma parede de um imóvel com espessura igual a 21 cm, altura igual a 3,0 m e largura igual a 4,2 m é constituída por tijolos compostos por três materiais diferentes conforme ilustrado na Figura Ep2.70. A temperatura interna do imóvel é tal que a temperatura média da face interna da parede é igual a 22ºC e a temperatura do ambiente externo é igual a 32ºC. Sabe-se que a condutibilidade térmica do material 1 é igual a 1,8 W/(m.K) e que a do material 2 é igual a 0,8 W/(m.K) e que a região central do tijolo é constituída por uma material com condutibilidade igual a 0,2 W/(m.K). Considerando que em dado momento os efeitos de radiação podem ser desprezados e que o coeficiente convectivo observado entre a face externa da parede e o ar externo é igual a 12 W/(m^2.K), pede-se para estimar:
a) a taxa de calor através de um tijolo;
b) temperatura da face externa da parede;
c) a taxa de calor através da parede.

$$T_1 = 22\ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 32\ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$k_1 = 1,8\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{3}$$

$$k_2 = 0,8\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{4}$$

$$k_3 = 0,2\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{5}$$

$$h = 12\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{6}$$

$$L = 0,07\ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$M = 0,1\ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$W = 0,30\ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$R_1 = \frac{L}{k_1 \cdot W^2} \tag{10}$$

$$R_2 = \frac{L}{k_2 \cdot W^2} \tag{11}$$

$$R_3 = \frac{L}{k_3 \cdot W \cdot M} \tag{12}$$

$$R_{13} = \frac{L}{k_1 \cdot W \cdot M} \tag{13}$$

$$R_{23} = \frac{L}{k_2 \cdot W \cdot M} \tag{14}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot W^2} \tag{15}$$

$$R_{central} = \frac{1}{1/R_3 + 1/R_{13} + 1/R_{23}} \tag{16}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_{central} + R_2 + R_{conv} \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{tijolo} = \frac{T_{inf} - T_1}{R_{eq}} \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{tijolo} = \frac{T_{inf} - T_2}{R_{conv}} \tag{19}$$

Número de tijolos em uma parede: N.

$$Altura = 3,0 \quad \text{m} \tag{20}$$

$$Largura = 4,2 \quad \text{m} \tag{21}$$

$$N = \frac{Altura \cdot Largura}{W^2} \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{parede} = N \cdot \dot{Q}_{tijolo} \tag{23}$$

Resultados

$Altura = 3\,[\text{m}]$	$h = 12\,\left[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})\right]$
$k_1 = 1,8\,[\text{W}/(\text{m.K})]$	$k_2 = 0,8\,[\text{W}/(\text{m.K})]$
$k_3 = 0,2\,[\text{W}/(\text{m.K})]$	$L = 0,07\,[\text{m}]$
$Largura = 4,2\,[\text{m}]$	$M = 0,1\,[\text{m}]$
$N = 140$	$\dot{Q}_{parede} = 442,5\,[\text{W}]$
$\dot{Q}_{tijolo} = 3,161\,[\text{W}]$	$R_1 = 0,4321\,[\text{K/W}]$
$R_{13} = 1,296\,[\text{K/W}]$	$R_2 = 0,9722\,[\text{K/W}]$
$R_{23} = 2,917\,[\text{K/W}]$	$R_3 = 11,67\,[\text{K/W}]$
$R_{central} = 0,8333\,[\text{K/W}]$	$R_{conv} = 0,9259\,[\text{K/W}]$
$R_{eq} = 3,164\,[\text{K/W}]$	$T_1 = 22\,[°\text{C}]$
$T_2 = 29,07\,[°\text{C}]$	$T_{inf} = 32\,[°\text{C}]$
$W = 0,3\,[\text{m}]$	

TCep2-71

Resultados

Ep2.71 Uma placa plana posicionada verticalmente tem espessura igual a 5 cm e comprimento e altura iguais a 1,0 m. Esta placa, constituída por um material cuja condutibilidade térmica é igual a 14 W/(m.K), está sujeita a um fenômeno que resulta na ocorrência em seu interior de uma taxa volumétrica de geração de calor igual a 4E5 W/m^3 a qual é uniforme em toda a extensão da placa. Sabe-se que as temperaturas médias das faces 1 e 2 são, respectivamente, 75 ºC e 60ºC, que a face 2 está em contato com água a 20ºC, que a face 1 está em contato com ar a 20ºC. Considerando que o processo é unidimensional e que ocorre em estado estacionário, pede-se para determinar:
a) A taxa de calor na face 1;
b) A taxa de calor na face 2;
c) O coeficiente convectivo na face 1;
d0 O coeficiente convectivo na face 2;
d) A posição do plano vertical no qual a temperatura da placa é máxima;
e) A temperatura máxima na placa.

$$T_{agua} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{ar} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$L = (0,05/2) \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$A = 1 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{4}$$

$$k = 14 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{5}$$

$$\dot{Q}_{vol} = 400000 \ \left[\mathrm{W}/\mathrm{m}^3\right] \tag{6}$$

$$T_2 = 60 \quad \text{Temp. da face 2 - em contato com a água} \tag{7}$$

$$T_1 = 75 \quad \text{Temp. da face 1 - em contato com o ar} \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{total} = 2 \cdot L \cdot A \cdot \dot{Q}_{vol} \tag{9}$$

$$x_{max} = \left(\frac{T_2 - T_1}{2 \cdot L}\right) \cdot \left(k/\dot{Q}_{vol}\right) \tag{10}$$

$$T_{max} = \left(\frac{\dot{Q}_{vol} \cdot L^2}{2 \cdot k}\right) \cdot \left(1 - \left(\frac{x_{max}^2}{L^2}\right)\right) + \left(\frac{T_2 - T_1}{2}\right) \cdot (x_{max}/L) + \frac{T_1 + T_2}{2} \tag{11}$$

$$\dot{Q}_2 = (L - x_{max}) \cdot A \cdot \dot{Q}_{vol} \tag{12}$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{total} - \dot{Q}_2 \tag{13}$$

$$\dot{Q}_2 = h_2 \cdot A \cdot (T_2 - T_{agua}) \tag{14}$$

$$\dot{Q}_1 = h_1 \cdot A \cdot (T_1 - T_{ar}) \tag{15}$$

Resultados

$A = 1 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$h_1 = 105,5 \left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K})\right]$
$h_2 = 355 \left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K})\right]$	$k = 14 \, [\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$L = 0,025 \, [\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_1 = 5800 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_2 = 14200 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{total} = 20000 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{vol} = 400000 \left[\mathrm{W}/\mathrm{m}^3\right]$	$T_1 = 75 \, [°\mathrm{C}]$
$T_2 = 60 \, [°\mathrm{C}]$	$T_{agua} = 20 \, [°\mathrm{C}]$
$T_{ar} = 20 \, [°\mathrm{C}]$	$T_{max} = 78 \, [°\mathrm{C}]$
$x_{max} = -0,0105 \, [\mathrm{m}]$	

TCep2-72

Ep2.72 Em um laboratório de uma escola de engenharia química, encontra-se armazenada uma mistura de gelo picado e água em um recipiente esférico isolado com diâmetro interno igual a 400 mm. Sabe-se que o recipiente foi construído com um material metálico cuja condutibilidade térmica é igual a 50 W/(m.K), espessura de 10 mm e que encontra-se isolado com uma camada de isolante com espessura de 25 mm e condutibilidade térmica igual a 0,05 W/(m.K). Medidas realizadas indicam que a temperatura do ambiente no qual o recipiente se encontra é igual a 20ºC. Sabendo que os efeitos da transmissão de calor por radiação podem ser desprezados, o coeficiente convectivo observado entre o a mistura de gelo picado e a superfície interna do recipiente é igual a 85 W/(m^2.K), o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa do isolante do recipiente e o meio ambiente é igual a 15 W/(m^2.K), determine:
a) o coeficiente global de transferência de calor observado entre a mistura de gelo picado e o meio ambiente, baseado na área externa do isolante térmico;
b) a taxa de calor observada entre o recipiente e o meio ambiente;
c) a temperatura da superfície externa do isolante térmico;
d) quantos quilogramas de gelo derretem por minuto? O calor de fusão do gelo é aproximadamente igual a 333,7 kJ/kg.

$$r_1 = 0,200 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = r_1 + e_m \tag{2}$$

$$e_m = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_3 = r_2 + e_i \tag{4}$$

$$e_i = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$k_m = 50 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{6}$$

$$k_i = 0,05 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$T_1 = 0 \ [°\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$h_3 = 15 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{10}$$

$$h_1 = 85 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{11}$$

Resistências equivalentes

$$R_{conv;int} = \frac{1}{h_1 \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_1^2} \tag{12}$$

$$R_m = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_m}\right) \cdot (1/r_1 - 1/r_2) \tag{13}$$

$$R_i = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_i}\right) \cdot (1/r_2 - 1/r_3) \tag{14}$$

$$R_{conv;ext} = \frac{1}{h_3 \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_3^2} \tag{15}$$

$$Req = R_{conv;int} + R_m + R_i + R_{conv;ext} \tag{16}$$

Coeficiente global - base área externa

$$U = \frac{1}{Req \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_3^2} \tag{17}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q} = U \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_3^2 \cdot (T_{inf} - T_1) \tag{18}$$

Cálculo de T_3

$$\dot{Q} = \frac{T_{inf} - T_3}{R_{conv;ext}} \tag{19}$$

Cálculo da massa de gelo derretido em um minuto

$$m = \dot{Q} \cdot t / H_{fus} \tag{20}$$

$$H_{fus} = 333700 \;\; \text{[J/kg]} \tag{21}$$

$$t = 60 \;\; \text{[s]} \tag{22}$$

Resultados

$e_i = 0,025\,[\text{m}]$	$e_m = 0,01\,[\text{m}]$
$h_1 = 85\,\left[\text{W/(m}^2\text{.K)}\right]$	$h_3 = 15\,\left[\text{W/(m}^2\text{.K)}\right]$
$H_{fus} = 333700\,[\text{J/kg}]$	$k_i = 0,05\,[\text{W/(m.K)}]$
$k_m = 50\,[\text{W/(m.K)}]$	$m = 0,003883\,[\text{kg}]$
$\dot{Q} = 21,6\,[\text{W}]$	$Req = 0,9261\,[\text{K/W}]$
$r_1 = 0,2\,[\text{m}]$	$r_2 = 0,21\,[\text{m}]$
$r_3 = 0,235\,[\text{m}]$	$R_{conv;ext} = 0,09606\,[\text{K/W}]$
$R_{conv;int} = 0,02341\,[\text{K/W}]$	$R_i = 0,8063\,[\text{K/W}]$
$R_m = 0,0003789\,[\text{K/W}]$	$t = 60\,[\text{s}]$
$T_1 = 0\,[^\circ\text{C}]$	$T_3 = 17,93\,[^\circ\text{C}]$
$T_{inf} = 20\,[\text{C}]$	$U = 1,556\,\left[\text{W/m}^2\text{·K}\right]$

TCep2-73

Ep 2.73 Em um laboratório de uma escola de engenharia química, encontra-se armazenada uma mistura de gelo picado e água em um recipiente esférico isolado com diâmetro interno igual a 400 mm. Sabe-se que o recipiente foi construído com um material metálico cuja condutibilidade térmica é igual a 15 W/(m.K), espessura de 10 mm e que se encontra isolado com uma camada de isolante com espessura de 25 mm e condutibilidade térmica igual a 0,05 W/(m.K). Medidas realizadas indicam que a temperatura do ambiente no qual o recipiente se encontra é igual a 20ºC. Sabendo que a emissividade da superfície externa do isolante é igual a 0,7, o coeficiente convectivo observado entre o a mistura de gelo picado e a superfície interna do recipiente é igual a 85 W/(m^2.K), e que o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa do isolante e o meio ambiente é igual a 15 W/(m^2.K), determine:
a) a taxa de calor observada entre o recipiente e o meio ambiente;
c) a temperatura da superfície externa do isolante térmico.
d) Quantos quilogramas de gelo derretem por minuto? O calor de fusão do gelo é aproximadamente igual a 334 kJ/kg.

$$r_1 = 0,200 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = r_1 + e_m \tag{2}$$

$$e_m = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_3 = r_2 + e_i \tag{4}$$

$$e_i = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$k_m = 15 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{6}$$

$$k_i = 0,05 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{7}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{8}$$

$$T_{inf;3} = (20 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$T_{inf;1} = 273,15 \ [\mathrm{K}] \tag{10}$$

$$T_{viz} = T_{inf;3} \tag{11}$$

$$h_3 = 15 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{12}$$

$$h_1 = 85 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{13}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{14}$$

Resistências equivalentes

$$R_{conv;int} = \frac{1}{h_1 \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_1^2} \tag{15}$$

$$R_m = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_m}\right) \cdot (1/r_1 - 1/r_2) \tag{16}$$

$$R_i = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_i}\right) \cdot (1/r_2 - 1/r_3) \tag{17}$$

$$R_{conv;ext} = \frac{1}{h_3 \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_3^2} \tag{18}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q}_{conv;i} = \frac{T_1 - T_{inf;1}}{R_{conv;int}} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_3 - T_1}{R_m + R_i} \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{conv;e} = \frac{T_{inf;3} - T_3}{R_{conv;ext}} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_3^2 \cdot \left(T_{viz}^4 - T_3^4\right) \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{conv;i} = \dot{Q}_{cond} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv;e} + \dot{Q}_{rad} \tag{24}$$

Cálculo da massa de gelo derretido em um minuto

$$m = \dot{Q}_{cond} \cdot t / H_{fus} \tag{25}$$

$$H_{fus} = 333700 \ \text{[J/kg]} \tag{26}$$

$$t = 60 \ \text{[s]} \tag{27}$$

Resultados

$\epsilon = 0,7$	$e_i = 0,025\,[\text{m}]$
$e_m = 0,01\,[\text{m}]$	$h_1 = 85\,\left[\text{W/(m}^2\text{.K)}\right]$
$h_3 = 15\,\left[\text{W/(m}^2\text{.K)}\right]$	$H_{fus} = 333700\,[\text{J/kg}]$
$k_i = 0,05\,[\text{W/(m.K)}]$	$k_m = 15\,[\text{W/(m.K)}]$
$m = 0,003965\,[\text{kg}]$	$\dot{Q}_{cond} = 22,05\,[\text{W}]$
$\dot{Q}_{conv;e} = 17,44\,[\text{W}]$	$\dot{Q}_{conv;i} = 22,05\,[\text{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 4,611\,[\text{W}]$	$r_1 = 0,2\,[\text{m}]$
$r_2 = 0,21\,[\text{m}]$	$r_3 = 0,235\,[\text{m}]$
$R_{conv;ext} = 0,09606\,[\text{K/W}]$	$R_{conv;int} = 0,02341\,[\text{K/W}]$
$R_i = 0,8063\,[\text{K/W}]$	$R_m = 0,001263\,[\text{K/W}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\text{W/(m}^2\text{.K}^4\text{)}\right]$	$t = 60\,[\text{s}]$
$T_1 = 273,7\,[\text{K}]$	$T_3 = 291,5\,[\text{K}]$
$T_{inf;1} = 273,2\,[\text{K}]$	$T_{inf;3} = 293,2\,[\text{K}]$
$T_{viz} = 293,2\,[\text{K}]$	

TCep2-74

Ep2.74 Um equipamento é termicamente isolado por meio do uso de duas placas isolantes paralelas adjacentes conforme ilustrado na Figura Ep2.74. A placa constituída pelo material 1 tem espessura igual a 40 mm, k_1 = 0,1 W/(m.K), e a placa constituída pelo material 2 tem espessura igual a 75 mm, k_2 = 0,05 W/(m.K). Sabe-se T_3 = 40ºC , T_{inf3} = 20ºC, T_{viz} = 30ºC, h_3 = 12 W/(m^2.K) e que a emissividade da superfície 3 é igual a 0,7. Pede-se para calcular: o fluxo de calor por radiação na superfície 3; o fluxo de calor por convecção na superfície 3; e a temperatura T_1.

$$L_1 = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L_2 = 0,075 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$k_1 = 0,1 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{3}$$

$$k_2 = 0,05 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{4}$$

$$T_3 = 313,15 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_{viz} = 303,15 \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$T_{inf;3} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$h_3 = 12 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{8}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{9}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{10}$$

Consideremos uma área unitária de transferência de calor A

$$A = 1 \ \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{11}$$

$$R_1 = \frac{L_1}{k_1 \cdot A} \tag{12}$$

$$R_2 = \frac{L_2}{k_2 \cdot A} \tag{13}$$

$$R_3 = \frac{1}{h_3 \cdot A} \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_3 - T_{inf;3}}{R_3} \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left(T_3^4 - T_{viz}^4\right) \tag{16}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{17}$$

$$Fluxo_{rad} = \dot{Q}_{rad}/A \tag{18}$$

$$Fluxo_{conv} = \dot{Q}_{conv}/A \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_3}{R_1 + R_2} \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_2 - T_3}{R_2} \tag{21}$$

Resultados

$A = 1\ [\mathrm{m}^2]$	$\epsilon = 0,7$
$Fluxo_{conv} = 240\ [\mathrm{W/m^2}]$	$Fluxo_{rad} = 46,47\ [\mathrm{W/m^2}]$
$h_3 = 12\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k_1 = 0,1\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_2 = 0,05\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_1 = 0,04\ [\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,075\ [\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{cond} = 286,5\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 240\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 46,47\ [\mathrm{W}]$
$R_1 = 0,4\ [\mathrm{K/W}]$	$R_2 = 1,5\ [\mathrm{K/W}]$
$R_3 = 0,08333\ [\mathrm{K/W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/m^2.K^4}]$
$T_1 = 857,4\ [\mathrm{K}]$	$T_2 = 742,9\ [\mathrm{K}]$
$T_3 = 313,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{inf;3} = 293,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{viz} = 303,2\ [\mathrm{K}]$	

TCep2-75

Ep2.75 A parede de uma residência pode ser simulada pela composição de três placas planas adjacentes conforme ilustrado na Figura Ep2.75. Sabe-se que a argamassa tem espessura igual a 1,5 cm, condutibilidade térmica igual a 1,2 W/(m.K) e que os tijolos têm espessura igual a 10 cm com condutibilidade térmica igual a 1,8 W/(m.K). Sabe-se que a temperatura da superfície interna da parede é igual a 20ºC enquanto a temperatura da face externa é igual a 40ºC. Determine o fluxo de calor através da parede e a temperatura da interface entre a argamassa interna e o tijolos.

$$L_1 = 0,015 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L_2 = 0,100 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L_3 = L_1 \tag{3}$$

$$k_1 = 1,2 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{4}$$

$$k_2 = 1,8 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{5}$$

$$k_3 = k_1 \tag{6}$$

$$T_1 = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_4 = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$A = 1 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{9}$$

$$Res_1 = \frac{L_1}{k_1 \cdot A} \tag{10}$$

$$Res_2 = \frac{L_2}{k_2 \cdot A} \tag{11}$$

$$Res_3 = Res_1 \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_4 - T_1}{Res_1 + Res_2 + Res_3} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_1}{Res_1} \tag{14}$$

$$Fluxo = \dot{Q}/A \tag{15}$$

Resultados

$A = 1 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$Fluxo = 248,3 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$k_1 = 1,2 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_2 = 1,8 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_3 = 1,2 \, [\mathrm{W/m.K}]$	$L_1 = 0,015 \, [\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,1 \, [\mathrm{m}]$	$L_3 = 0,015 \, [\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 248,3 \, [\mathrm{W}]$	$Res_1 = 0,0125 \, [\mathrm{K/W}]$
$Res_2 = 0,05556 \, [\mathrm{K/W}]$	$Res_3 = 0,0125 \, [\mathrm{K/W}]$
$T_1 = 20 \, [°\mathrm{C}]$	$T_2 = 23,1 \, [°\mathrm{C}]$
$T_4 = 40 \, [°\mathrm{C}]$	

TCep2-76

Ep2.76 Uma fornalha vertical com diâmetro interno igual a 4 m é utilizada para queimar cavacos de madeira. A parede da fornalha, veja a Figura Ep2.8, é constituída por uma camada de tijolos refratários, k_{ref} = 1,3 W/(m.K), por uma camada de tijolos isolantes, k_{isol} = 0,5 W/(m.K), e por uma chapa de aço carbono, $k_{aço}$ = 60 W/(m.K). A fornalha foi dimensionada para operar com temperatura da face interna do refratário, T_1, igual a 1200ºC e com temperatura da superfície externa da chapa metálica, T_4, igual a 50ºC. Sabe-se que a espessura da camada de tijolos refratários é igual a 228 mm, a da camada de tijolos isolantes é 342 mm e que a espessura da chapa de aço carbono é igual a 9 mm. Sabendo que a emissividade da superfície externa da fornalha é igual a 0,7, que a temperatura ambiente e a da vizinhança são iguais a 20ºC, determine o fluxo de calor através da superfície externa da fornalha; a temperatura da interface entre os tijolos refratários e os isolantes e o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa da fornalha e o meio ambiente.

Dados

$$d_1 = 4,0 \ [\mathrm{m}] \quad (1)$$

$$r_1 = d_1/2 \quad (2)$$

$$k_{ref} = 1,3 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (3)$$

$$k_{iso} = 0,5 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (4)$$

$$k_{aco} = 60 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (5)$$

$$T_1 = 1200 \ [\mathrm{C}] \quad (6)$$

$$T_4 = 50 \ [\mathrm{C}] \quad (7)$$

$$T_{inf} = 20 \ [\mathrm{C}] \quad (8)$$

$$e_{ref} = 0,228 \ [\mathrm{m}] \quad (9)$$

$$r_2 = r_1 + e_{ref} \quad (10)$$

$$e_{isol} = 0,342 \ [\mathrm{m}] \quad (11)$$

$$r_3 = r_2 + e_{isol} \quad (12)$$

$$e_{ch} = 0,009 \ [\mathrm{m}] \quad (13)$$

$$r_4 = r_3 + e_{ch} \quad (14)$$

$$\epsilon = 0,7 \quad (15)$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \quad (16)$$

$$A_4 = 2 \cdot \pi \cdot r_4 \cdot L \quad (17)$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \quad (18)$$

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ref} \cdot L} \quad (19)$$

$$Res_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_{iso} \cdot L} \quad (20)$$

$$Res_3 = \frac{\ln{(r_4/r_3)}}{2 \cdot \pi \cdot k_{aco} \cdot L} \tag{21}$$

$$Res_{eq} = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{22}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_4}{Res_{eq}} \tag{23}$$

$$Fluxo_4 = \dot{Q}/A_4 \tag{24}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res_1} \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_4 \cdot A_4 \cdot (T_4 - T_{inf}) \tag{26}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A_4 \cdot \left((T_4 + 273,15)^4 - (T_{inf} + 273,15)^4 \right) \tag{27}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{28}$$

Resultados

$A_4 = 16,2\ [\mathrm{m}^2]$	$d_1 = 4\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,7$	$e_{ch} = 0,009\ [\mathrm{m}]$
$e_{isol} = 0,342\ [\mathrm{m}]$	$e_{ref} = 0,228\ [\mathrm{m}]$
$Fluxo_4 = 1209\ [\mathrm{W/m}^2]$	$h_4 = 35,66\ [\mathrm{W/m}^2.\mathrm{K}]$
$k_{aco} = 60\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_{iso} = 0,5\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{ref} = 1,3\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\ [\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 19597\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 17334\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 2264\ [\mathrm{W}]$	$Res_1 = 0,01322\ [\mathrm{K/W}]$
$Res_2 = 0,04546\ [\mathrm{K/W}]$	$Res_3 = 0,000009273\ [\mathrm{K/W}]$
$Res_{eq} = 0,05868\ [\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 2\ [\mathrm{m}]$
$r_2 = 2,228\ [\mathrm{m}]$	$r_3 = 2,57\ [\mathrm{m}]$
$r_4 = 2,579\ [\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/(m^2.K^{4)}}]$
$T_1 = 1200\ [°\mathrm{C}]$	$T_2 = 941\ [°\mathrm{C}]$
$T_4 = 50\ [°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}]$

TCep2-77

Ep2.77 Uma placa plana posicionada verticalmente tem espessura igual a 6 cm e comprimento e altura iguais a 2,0 m. Esta placa, constituída por um material cuja condutibilidade térmica é igual a 20 W/(m.K), está sujeita a um fenômeno que resulta na ocorrência em seu interior de uma taxa volumétrica de geração de calor igual a 8E5 W/m^3 a qual é uniforme em toda a extensão da placa. Sabe-se que as temperaturas médias das faces 1 e 2 são iguais a 60ºC, que a face 2 está em contato com água a 20ºC, que a face 1 está em contato com água a 40ºC. Considerando que o processo é unidimensional e que ocorre em estado estacionário, pede-se para determinar:
a) a taxa de calor na face 1;
b) a taxa de calor na face 2;
c) o coeficiente convectivo na face 1;
d) o coeficiente convectivo na face 2;
e) a posição do plano vertical no qual a temperatura da placa é máxima;
f) a temperatura máxima na placa.

$$T_1 = 60 \ [°\text{C}] \tag{1}$$

$$T_{inf;1} = 40 \ [°\text{C}] \tag{2}$$

$$T_2 = 60 \ [°\text{C}] \tag{3}$$

$$T_{inf;2} = 20 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$T_s = T_1 \tag{5}$$

$$L = (0,06/2) \ [\text{m}] \tag{6}$$

$$A = 4 \ \left[\text{m}^2\right] \tag{7}$$

$$k = 20 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{vol} = 800000 \ \left[\text{W/m}^3\right] \tag{9}$$

$$\dot{Q}_{total} = 2 \cdot L \cdot A \cdot \dot{Q}_{vol} \tag{10}$$

Como as temperaturas das faces daplaca são iguais, tem-se:

$$x_{max} = 0 \quad \text{m} \tag{11}$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{total}/2 \tag{12}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 \tag{13}$$

$$T_{max} = \left(\frac{\dot{Q}_{vol} \cdot L^2}{2 \cdot k}\right) + T_s \tag{14}$$

$$\dot{Q}_2 = h_2 \cdot A \cdot (T_2 - T_{inf;2}) \tag{15}$$

$$\dot{Q}_1 = h_1 \cdot A \cdot (T_1 - T_{inf;1}) \tag{16}$$

Resultados

$A = 4\left[\mathrm{m}^2\right]$	$h_1 = 1200\left[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}\right]$
$h_2 = 600\left[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}\right]$	$k = 20\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,03\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_1 = 96000\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_2 = 96000\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{total} = 192000\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{vol} = 800000\left[\mathrm{W/m^3}\right]$	$T_1 = 60\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 60\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf;1} = 40\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf;2} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{max} = 78\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_s = 60\,[^\circ\mathrm{C}]$	$x_{max} = 0\,[\mathrm{m}]$

TCep2-78

Ep2.78 Um óleo escoa no interior de um tubo com diâmetro externo de 50 mm e interno de 40 mm de aço carbono com condutibilidade térmica igual a 12 W/(m.K). Este tubo é isolado com um isolante térmico com condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K) e com espessura igual a 38 mm. Entre o tubo e o isolante há uma resistência elétrica com espessura desprezível cuja potência é desconhecida. Veja a Figura Ep2.78. Considere que a temperatura da superfície interna do tubo é igual a 180ºC, que a temperatura da resistência é uniforme e eigual a 182ºC, que a temperatura ambiente é igual a 25ºC e que o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa do isolante e o ar ambiente é igual a 8 W/m^2.K. Pede-se para avaliar:
a) a taxa de calor para o óleo por metro de tubo;
b) a taxa de calor para o meio ambiente por metro de tubo;
c) a temperatura da superfície externa do isolante térmico;
d) a potência da resistência elétrica

$$r_1 = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$e = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_3 = r_2 + e \tag{4}$$

$$k_t = 12 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{5}$$

$$k_i = 0,04 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{6}$$

$$T_1 = 180 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_2 = 182 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$T_{inf} = 25 \ [°\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$h_3 = 8 \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right] \tag{10}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \quad \text{Comprimento unitário do tubo} \tag{11}$$

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \tag{12}$$

$$Res_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} \tag{13}$$

$$Res_3 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L \cdot h_3} \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{21} = \frac{T_2 - T_1}{Res_1} \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{2inf} = \frac{T_2 - T_{inf}}{Res_2 + Res_3} \tag{16}$$

$$\dot{Q}_{23} = \dot{Q}_{2inf} \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{23} = \frac{T_2 - T_3}{Res_2} \tag{18}$$

$$\dot{W}_{el} = \dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{21} \tag{19}$$

Resultados

$e = 0,038\,[\mathrm{m}]$	$h_3 = 8\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k_i = 0,04\,[\mathrm{W/m.K}]$	$k_t = 12\,[\mathrm{W/m.K}]$
$L = 1\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{21} = 675,8\,[\mathrm{W/m}]$
$\dot{Q}_{23} = 39,32\,[\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_{2inf} = 39,32\,[\mathrm{W/m}]$
$Res_1 = 0,00296\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_2 = 3,678\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_3 = 0,3158\,[\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 0,02\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,025\,[\mathrm{m}]$	$r_3 = 0,063\,[\mathrm{m}]$
$T_1 = 180\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_2 = 182\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 37,42\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 25\,[^\circ\mathrm{C}]$
$\dot{W}_{el} = 715,1\,[\mathrm{W/m}]$	

TCep2-79

Ep2.79 Para aquecer água, é proposta a fabricação de um recipiente isolado termicamente cujo fundo é constituído por uma placa metálica com espessura de 10 mm, largura e comprimento iguais a 50 cm na qual é observada a taxa de geração de calor de 800 kW/m^3. Considerando que o coeficiente convectivo observado entre a placa e a água é igual a 45 W/(m^2.K) e que a condutibilidade térmica do metal constituinte da placa é igual a 13 W/(m.K). Despreze os efeitos das extremidades da placa e considere que a temperatura da superfície da placa exposta à água é igual a 255ºC. Pede-se para determinar a taxa de calor observada entre a placa e a água, a temperatura máxima da placa e a temperatura esperada da água longe da placa.

$$a = 0,50 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$b = 0,50 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L = 0,01 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$\dot{Q}_{vol} = 800000 \ \left[\mathrm{W/m^3}\right] \tag{4}$$

$$T_s = 255 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$h = 45 \ \left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right] \tag{6}$$

$$k = 13 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{7}$$

$$Area = a \cdot b \tag{8}$$

$$\dot{Q} = Area \cdot L \cdot \dot{Q}_{vol} \tag{9}$$

$$\dot{Q} = h \cdot Area \cdot (T_s - T_{agua}) \tag{10}$$

$$T_{max} = \frac{\dot{Q}_{vol} \cdot L^2}{(2 \cdot k)} + T_s \tag{11}$$

Resultados

$a = 0,5\,[\mathrm{m}]$	$Area = 0,25\,\left[\mathrm{m^2}\right]$
$b = 0,5\,[\mathrm{m}]$	$h = 45\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 13\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,01\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 2000\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{vol} = 800000\,\left[\mathrm{W/m^3}\right]$
$T_{agua} = 77,22\,[°\mathrm{C}]$	$T_{max} = 258,1\,[°\mathrm{C}]$
$T_s = 255\,[°\mathrm{C}]$	

TCep2-80

Ep2.80 Em um reator químico esférico fabricado em aço inoxidável com condutibilidade térmica igual a 50 W/(m.K), ocorre uma reação exotérmica que aquece o aço inoxidável fazendo com que a sua temperatura interna atinja 230ºC. O reator é isolado com um isolante térmico com condutibilidade térmica igual a 0,02 W/(m.K) tendo espessura de 50 mm. Sabe-se que o coeficiente convectivo externo é igual a 12 W/(m^2.K), que o meio ambiente está a 20ºC, que a espessura do aço inoxidável que constitui o corpo do reator é igual a 9,5 mm e que o diâmetro externo do reator não isolado é igual a 1,6 m. Desconsiderando-se os efeitos da transferência de calor por radiação, pede-se para determinar: a taxa de calor rejeitada para o meio ambiente, a temperatura da superfície externa do isolamento térmico e o fluxo de calor na superfície externa do isolamento térmico.

$$T_1 = 230 \ [°C] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°C] \tag{2}$$

$$k_1 = 50,0 \ [W/m \cdot K] \tag{3}$$

$$k_2 = 0,02 \ [W/m \cdot K] \tag{4}$$

$$e_1 = 0,0095 \ [m] \tag{5}$$

$$e_2 = 0,050 \ [m] \tag{6}$$

$$h = 12 \ \left[W/m^2 \cdot K\right] \tag{7}$$

$$D_2 = 1,6 \ [m] \tag{8}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{9}$$

$$r_2 = r_1 + e_1 \tag{10}$$

$$r_3 = r_2 + e_2 \tag{11}$$

$$R_{cond1} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_1}\right) \cdot (1/r_1 - 1/r_2) \tag{12}$$

$$R_{cond2} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_2}\right) \cdot (1/r_2 - 1/r_3) \tag{13}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_3^2} \tag{14}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{R_{cond1} + R_{cond2} + R_{conv}} \tag{15}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_3 - T_{inf}}{R_{conv}} \tag{16}$$

$$Fluxo_{ext} = \frac{\dot{Q}}{4 \cdot \pi \cdot r_3^2} \tag{17}$$

Resultados

$D_2 = 1,6\,[m]$	$e_1 = 0,0095\,[m]$
$e_2 = 0,05\,[m]$	$Fluxo_{ext} = 76,65\,\left[W/m^2\right]$
$h = 12\,\left[W/m^2.K\right]$	$k_1 = 50\,[W/m.K]$
$k_2 = 0,02\,[W/m.K]$	$\dot{Q} = 695,9\,[W]$
$r_1 = 0,7905\,[m]$	$r_2 = 0,8\,[m]$
$r_3 = 0,85\,[m]$	$R_{cond1} = 0,00002391\,[K/W]$
$R_{cond2} = 0,2926\,[K/W]$	$R_{conv} = 0,009178\,[K/W]$
$T_1 = 230\,[°C]$	$T_3 = 26,39\,[°C]$
$T_{inf} = 20\,[°C]$	

TCep2-81

Ep2.81 Em uma cidade do Rio Grande do Sul, para minimizar o efeito das baixas temperaturas no inverno e o do alto nível de ruído produzido por uma serralheria instalada na sua vizinhança, o proprietário de um imóvel optou por instalar janelas com vidros duplos. Veja a Figura Ep2.81. Considere que os vidros têm espessura igual a 3 mm, a distância entre os vidros é igual a 74 mm, a área da janela é igual a 1,2 m^{2,} a condutibilidade térmica do vidro é igual a cerca de 0,8 W/(m.K) e a do ar é igual a 0,025 W/(m.K). Suponha que o ar permanece estagnado e que, por este motivo, o processo de transferência de calor através do ar se dá apenas por condução. Considerando que o coeficiente convectivo externo da janela é igual a 8,0 W/(m^2.K) e que o interno é igual a 4,0 W/(m^2.K), determine a temperatura das superfícies externa e interna da janela e a taxa de calor através da janela em um dia frio no qual a temperatura externa é igual a 2ºC e no qual a temperatura interna do imóvel é mantida igual a 22ºC

Dados

$$A = 1,2\ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{1}$$

$$L_v = 0,003\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_{inf2} = 22\ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{inf1} = 2\ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k_v = 0,8\ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{5}$$

$$k_{ar} = 0,025\ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{6}$$

$$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s}^2\right] \tag{7}$$

$$h_1 = 8\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{8}$$

$$h_2 = 4\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{9}$$

$$L_{ar} = 0,074\ [\mathrm{m}] \tag{10}$$

Cálculo das resistências térmicas

$$R_{conv1} = \frac{1}{h_1 \cdot A} \tag{11}$$

$$R_{conv2} = \frac{1}{h_2 \cdot A} \tag{12}$$

$$R_v = \frac{L_v}{k_v \cdot A} \tag{13}$$

$$R_{ar} = \frac{L_{ar}}{k_{ar} \cdot A} \tag{14}$$

$$R_{eq} = R_{conv1} + R_{conv2} + 2 \cdot R_v + R_{ar} \tag{15}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q} = \frac{T_{inf2} - T_{inf1}}{R_{eq}} \tag{16}$$

Temperaturas

$$\dot{Q} = \frac{T_{inf2} - T_2}{R_{conv2}} \tag{17}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf1}}{R_{conv1}} \tag{18}$$

Resultados

$A = 1,2\,[\mathrm{m}^2]$	$g = 9,81\,[\mathrm{m/s}^2]$
$h_1 = 8\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$h_2 = 4\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k_{ar} = 0,025\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_v = 0,8\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L_{ar} = 0,074\,[\mathrm{m}]$	$L_v = 0,003\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 7,18\,[\mathrm{W}]$	$R_{ar} = 2,467\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{conv1} = 0,1042\,[\mathrm{K/W}]$	$R_{conv2} = 0,2083\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{eq} = 2,785\,[\mathrm{K/W}]$	$R_v = 0,003125\,[\mathrm{K/W}]$
$T_1 = 2,748\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_2 = 20,5\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf1} = 2\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf2} = 22\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-82

Ep2.82 Uma tubulação transporta de vapor d'água saturado. Esta tubulação tem diâmetro externo e interno iguais a, respectivamente, 274 mm e 254 mm, a sua condutibilidade térmica é igual a 50 W/(m.K) e é isolada com um material com condutibilidade térmica igual a 0,05 W/(m.K) e espessura igual a 50 mm. Sabe-se que a temperatura da superfície interna do tubo é igual a temperatura do vapor, que a temperatura da superfície externa do isolante é igual a 40°C, que a temperatura do ar ambiente é igual a 20°C e que a temperatura da vizinhança da tubulação é igual a 30°C. Considerando que o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa do isolante e o ar ambiente é igual a 3 W/(m^2.K) e que a emissividade da superfície do isolante é igual a 0,6, pede-se para determinar:
a) a taxa de calor transferida ao ambiente por convecção por metro de tubo;
b) a taxa de calor transferida ao ambiente por radiação por metro de tubo;
c) a temperatura do vapor.

$$D_1 = 0,254 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{2}$$

$$D_2 = 0,274 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{4}$$

$$r_3 = r_2 + e \tag{5}$$

$$e = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$T_3 = 313,15 \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{8}$$

$$T_{viz} = 303,15 \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$k_t = 50 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{10}$$

$$k_i = 0,05 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{11}$$

$$h_3 = 3 \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right] \tag{12}$$

$$\epsilon = 0,6 \tag{13}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot \left(T_3^4 - T_{viz}^4\right) \tag{16}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{17}$$

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_t} \tag{18}$$

$$Res_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_i} \tag{19}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_3}{Res_1 + Res_2} \tag{20}$$

$$T_{1;C} = T_1 - 273,15 \tag{21}$$

Resultados

$D_1 = 0,254\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,274\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,6$
$h_3 = 3\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$k_i = 0,05\,[\mathrm{W/m.K}]$
$k_t = 50\,[\mathrm{W/m.K}]$	$\dot{Q} = 117,3\,[\mathrm{W/m}]$
$\dot{Q}_{conv} = 70,5\,[\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_{rad} = 46,8\,[\mathrm{W/m}]$
$Res_1 = 0,0002413\,[\mathrm{m.K/W}]$	$Res_2 = 0,9904\,[\mathrm{m.K/W}]$
$r_1 = 0,127\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,137\,[\mathrm{m}]$
$r_3 = 0,187\,[\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W/(m^2.K^{4)}}\right]$
$T_1 = 429,3\,[\mathrm{K}]$	$T_{1;C} = 156,2\,[°\mathrm{C}]$
$T_3 = 313,2\,[\mathrm{K}]$	$T_{inf} = 293,2\,[\mathrm{K}]$
$T_{viz} = 303,2\,[\mathrm{K}]$	

TCep2-83

Ep2.83 Sejam duas placas de material cerâmico, k = 1,6 W/(m.K), quadradas, com lado igual a 20 cm e espessura igual a 2 cm. Consideremos que estas placas estejam posicionadas na vertical, tenham uma das suas faces na temperatura de 200ºC e a outra exposta ao ar a 20ºC. Veja a Figura Ep2.83. Considere que existem, na peça aletada, 6 aletas com espessura igual a 5 mm e distanciadas entre si de 30 mm. Sabendo que os coeficientes convectivos observados nas faces expostas ao ar das duas placas são iguais a 18 W/(m^2.K), determine a temperatura da face exposta ao ar e a taxa de calor observada na peça não aletada. Determine a taxa de calor através da peça aletada, supondo que a superfície da face exposta ao ar não coberta pelas aletas está na mesma temperatura da superfície exposta ao ar da peça não aletada e que há convecção na extremidade das aletas.

Índices: a - aletada; na - não aletad; 1 - faces quentes; 2 - faces expostas ao ar; sa - superfície da face fria da placa aletada não coberta pelas aletas.

$$k = 1,6 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$Lado = 0,20 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L = 0,02 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$e = 0,005 \ [\mathrm{m}] \quad \text{espessura de cada aleta.} \tag{4}$$

$$b = 0,030 \ [\mathrm{m}] \quad \text{distância entre duas aletas.} \tag{5}$$

$$T_1 = 200 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$h = 18 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{8}$$

$$N_a = 6 \quad \text{número de aletas.} \tag{9}$$

Peça não aletada

$$R_{1na} = \frac{L}{k \cdot A_{na}} \tag{10}$$

$$R_{2na} = \frac{1}{h \cdot A_{na}} \tag{11}$$

$$Req_{na} = R_{1na} + R_{2na} \tag{12}$$

$$A_{na} = Lado^2 \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{na} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Req_{na}} \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{na} = \frac{T_1 - T_{2na}}{R_{1na}} \tag{15}$$

Peça aletada

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{sa} + N_a \cdot \dot{Q}_{al} \tag{16}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_{2sa}}{R_{1a}} \tag{17}$$

$$R_{1a} = \frac{L}{k \cdot A_{na}} \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{sa} = \frac{T_{2sa} - T_{inf}}{Rconv_{sa}} \tag{19}$$

$$Rconv_{sa} = \frac{1}{h \cdot A_{sa}} \tag{20}$$

$$A_{sa} = A_{na} - N_a \cdot A_s \tag{21}$$

$$A_s = Lado \cdot e \tag{22}$$

Determinação da taxa de calor através de uma aleta

Como há convecção na extremidade da aleta, consideraremos que essa extremidade é adiabática e que o seu comprimento será corrigido.

$$\dot{Q}_{al} = (h \cdot P \cdot k \cdot A_s)^{0,5} \cdot \tanh(m \cdot L_c) \cdot \theta \tag{23}$$

$$\theta = (T_{2sa} - T_{inf}) \tag{24}$$

$$L_c = b + e/2 \tag{25}$$

$$P = 2 \cdot Lado + 2 \cdot e \tag{26}$$

$$m = \left(\frac{h \cdot P}{k \cdot A_s}\right)^{0,5} \tag{27}$$

Resultados

$A_{na} = 0,04\ [\mathrm{m}^2]$	$A_s = 0,001\ [\mathrm{m}^2]$
$A_{sa} = 0,034\ [\mathrm{m}^2]$	$b = 0,03\ [\mathrm{m}]$
$e = 0,005\ [\mathrm{m}]$	$h = 18\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k = 1,6\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,02\ [\mathrm{m}]$
$Lado = 0,2\ [\mathrm{m}]$	$L_c = 0,0325\ [\mathrm{m}]$
$m = 67,92\ [1/\mathrm{m}]$	$N_a = 6$
$P = 0,41\ [\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{al} = 13,73\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{cond} = 161,6\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{na} = 105,8\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{sa} = 79,24\ [\mathrm{W}]$	$Rconv_{sa} = 1,634\ [\mathrm{K/W}]$
$Req_{na} = 1,701\ [\mathrm{K/W}]$	$R_{1a} = 0,3125\ [\mathrm{K/W}]$
$R_{1na} = 0,3125\ [\mathrm{K/W}]$	$R_{2na} = 1,389\ [\mathrm{K/W}]$
$\theta = 129,5\ [°\mathrm{C}]$	$T_1 = 200\ [°\mathrm{C}]$
$T_{2na} = 166,9\ [°\mathrm{C}]$	$T_{2sa} = 149,5\ [°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}]$	

TCep2-84

Ep 2.84 Em um equipamento industrial, uma barra metálica com condutibilidade térmica igual a 14 W/(m.K) de seção cilíndrica com diâmetro igual a 50 mm e com comprimento igual a 50 cm, é utilizada como travamento mecânico horizontal entre duas placas paralelas verticais que estão a 150ºC. Suponha que a barra esteja imersa em ar a 20ºC e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção entre a barra e o ar seja igual a 20 W/(m^2.K). Nestas condições, desprezando os efeitos da transferência de calor por radiação, determine:
a) a taxa de calor observada entre a barra e o ar;
b) a temperatura mínima da barra.

Como as placas estão na mesma temperatura, a temperatura mínima da barra será observada no seu ponto médio e, neste local, não será observada taxa de calor ao longo da barra. Assim sendo podemos analisar metade da barra como sendo uma aleta com extremidade adiabática.

$$k = 14 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{1}$$

$$D = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L_B = 0,50 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$L = L_B/2 \tag{4}$$

$$h = 20 \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right] \tag{5}$$

$$T_b = 150 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

Taxa de calor na base da aleta

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{8}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{9}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{10}$$

$$M = (h \cdot P \cdot k \cdot A_s)^{0,5} \cdot \theta_b \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{aleta} = M \cdot \tanh{(m_o \cdot L)} \tag{12}$$

$$m_o^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \tag{13}$$

$$\dot{Q}ra = 2 \cdot \dot{Q}_{aleta} \tag{14}$$

Temperatura mínima da aleta

$$\theta_{min} = \theta_B \cdot \frac{\cosh{(m_o \cdot (L - L))}}{\cosh{(m_o \cdot L)}} \tag{15}$$

$$\theta_{min} = T_{min} - T_{inf} \tag{16}$$

Resultados

$A_s = 0,001963\,[\mathrm{m}^2]$	$D = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$h = 20\,[\mathrm{W/m^2.K}]$	$k = 14\,[\mathrm{W/m.K}]$
$L = 0,25\,[\mathrm{m}]$	$L_B = 0,5\,[\mathrm{m}]$
$M = 38,2\,[\mathrm{W}]$	$m_o = 10,69\,[{}^1/\mathrm{m}]$
$P = 0,1571\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{aleta} = 37,84\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}ra = 75,68\,[\mathrm{W}]$	$\theta_b = 130\,[^\circ\mathrm{C}]$
$\theta_{min} = 17,87\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_b = 150\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{min} = 37,87\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep2-86

Ep2.86 Em um processo produtivo, uma barra metálica com diâmetro igual a 50 mm e comprimento igual a 600 mm é aquecida por indução eletromagnética fazendo com que na região aquecida a temperatura da barra atinja 500ºC em condição de estado estacionário. Veja a Figura Ep2.85. Sabe-se b = 100 mm, a = c = 250 mm, toda a barra metálica, inclusive as suas extremidades, está exposta ao ar ambiente que está a 20ºC, o coeficiente convectivo observado entre a barra e o meio ambiente é igual a 20 W/(m^2-K) e que a condutibilidade térmica do material da barra é igual a 14 W/(m.K). Determine a potência térmica transferida do elemento de aquecimento para a barra metálica e a temperatura da seção transversal da barra a 100 mm da sua extremidade.

Devido à simetria, pode-se considerar que a barra é composta por uma seção de aquecimento e mais duas seções que se comportam como duas aletas iguais com as suas extremidades expostas ao meio ambiente.

Consideraremos que poderemos adotar o modelo de comprimento expandido das aletas que formam a barra considerando que elas são adiabáticas.

$$D = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$a = 0,250 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$b = 0,100 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$c = 0,250 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$L = a \tag{5}$$

$$L_e = a + D/4 \tag{6}$$

$$h = 20 \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right] \tag{7}$$

$$k = 14 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{8}$$

$$T_b = 500 \ [°\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{10}$$

Taxa de calor na base da aleta

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{11}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{12}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{13}$$

$$m_o^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \tag{14}$$

$$M = (h \cdot P \cdot k \cdot A_s)^{0,5} \cdot \theta_b \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{aleta} = M \cdot \tanh(m_o \cdot L_e) \tag{16}$$

$$\dot{Q}ra = 2 \cdot \dot{Q}_{aleta} \tag{17}$$

Temperatura a 100 mm da extremidade da barra

$$\theta_{100} = \theta_B \cdot \frac{\cosh(m_o \cdot (L_e - L_e/2))}{\cosh(m_o \cdot L_e)} \tag{18}$$

$$\theta_{100} = T_{100} - T_{inf} \tag{19}$$

Resultados

$a = 0,25\,[\mathrm{m}]$	$A_s = 0,001963\,\left[\mathrm{m}^2\right]$
$b = 0,1\,[\mathrm{m}]$	$c = 0,25\,[\mathrm{m}]$
$D = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$h = 20\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k = 14\,[\mathrm{W/m.K}]$	$L = 0,25\,[\mathrm{m}]$
$L_e = 0,2625\,[\mathrm{m}]$	$M = 141,1\,[\mathrm{W}]$
$m_o = 10,69\,\left[{}^1/\mathrm{m}\right]$	$P = 0,1571\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{aleta} = 140\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}ra = 280,1\,[\mathrm{W}]$
$\theta_{100} = 124,7\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\theta_b = 480\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{100} = 144,7\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_b = 500\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-87

Ep2.87 Em um processo produtivo, uma barra metálica com diâmetro igual a 45 mm e comprimento igual a 600 mm é aquecida por indução eletromagnética fazendo com que na região aquecida a temperatura da barra atinja 400ºC em condição de estado estacionário. Veja a Figura Ep2.85. Sabe-se que a = 200 mm, b = 100 mm, c = 300 mm, considerando que as extremidades da barra estão expostas ao ar ambiente que está a 20ºC e que o coeficiente convectivo observado entre a barra e o meio ambiente é igual a 22 W/(m^2.K). Determine a potência térmica transferida do elemento de aquecimento para a barra metálica neste processo e a temperatura da seção transversal da barra a 100 mm de cada uma das suas extremidades.

Devido à simetria, pode-se considerar que a barra é composta por uma seção de aquecimento e mais duas seções que se comportam como duas aletas iguais com as suas extremidades expostas ao meio ambiente.

Consideraremos que poderemos adotar o modelo de comprimento expandido das aletas que formam a barra considerando que elas são adiabáticas.

$$D = 0,045 \text{ [m]} \tag{1}$$

$$a = 0,200 \text{ [m]} \tag{2}$$

$$b = 0,100 \text{ [m]} \tag{3}$$

$$c = 0,300 \text{ [m]} \tag{4}$$

$$L_a = a \tag{5}$$

$$L_{ea} = a + D/4 \tag{6}$$

$$L_c = c \tag{7}$$

$$L_{ec} = c + D/4 \tag{8}$$

$$L_{100} = 0,1 \text{ [m]} \tag{9}$$

$$h = 22 \left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right] \tag{10}$$

$$k = 14 \text{ [W/(m·K)]} \tag{11}$$

$$T_b = 400 \text{ [°C]} \tag{12}$$

$$T_{inf} = 20 \text{ [°C]} \tag{13}$$

Taxa de calor na base da aleta - a

$$\theta_b = T_b - T_{inf} \tag{14}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{15}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{16}$$

$$m_o^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_s} \tag{17}$$

$$M = (h \cdot P \cdot k \cdot A_s)^{0,5} \cdot \theta_b \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{aleta;a} = M \cdot \tanh\left(m_o \cdot L_{ea}\right) \tag{19}$$

Taxa de calor na base da aleta - c

$$\dot{Q}_{aleta;c} = M \cdot \tanh\left(m_o \cdot L_{ec}\right) \tag{20}$$

Taxa de calor total

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{aleta;a} + \dot{Q}_{aleta;c} \tag{21}$$

Temperatura a 100 mm da extremidade da aleta a

$$\theta_{100a} = \theta_b \cdot \frac{\cosh\left(m_o \cdot \left(L_{ea} - L_{100}\right)\right)}{\cosh\left(m_o \cdot L_{ea}\right)} \tag{22}$$

$$\theta_{100a} = T_{100a} - T_{inf} \tag{23}$$

Temperatura a 100 mm da extremidade da aleta c

$$\theta_{100c} = \theta_b \cdot \frac{\cosh\left(m_o \cdot \left(L_{ec} - L_{100}\right)\right)}{\cosh\left(m_o \cdot L_{ec}\right)} \tag{24}$$

$$\theta_{100c} = T_{100c} - T_{inf} \tag{25}$$

Resultados

$a = 0,2\,[\mathrm{m}]$	$A_s = 0,00159\,\left[\mathrm{m}^2\right]$
$b = 0,1\,[\mathrm{m}]$	$c = 0,3\,[\mathrm{m}]$
$D = 0,045\,[\mathrm{m}]$	$h = 22\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 14\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_{100} = 0,1\,[\mathrm{m}]$
$L_a = 0,2\,[\mathrm{m}]$	$L_c = 0,3\,[\mathrm{m}]$
$L_{ea} = 0,2113\,[\mathrm{m}]$	$L_{ec} = 0,3113\,[\mathrm{m}]$
$M = 100\,[\mathrm{W}]$	$m_o = 11,82\,\left[{}^1/\mathrm{m}\right]$
$P = 0,1414\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{aleta;a} = 98,65\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{aleta;c} = 99,87\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{total} = 198,5\,[\mathrm{W}]$
$\theta_{100a} = 124,1\,[°\mathrm{C}]$	$\theta_{100c} = 117,3\,[°\mathrm{C}]$
$\theta_b = 380\,[°\mathrm{C}]$	$T_{100a} = 144,1\,[°\mathrm{C}]$
$T_{100c} = 137,3\,[°\mathrm{C}]$	$T_b = 400\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	

TCep2-88

Ep2.88 Um tubo metálico com diâmetro externo igual a 60 mm, que conduz um óleo aquecido, é recoberto com uma espessura de 25 mm de isolante térmico com condutibilidade térmica igual a 0,05 W/(m.K). Sabendo que o coeficiente de transferência de calor entre o material isolante e o meio ambiente é igual a 10 W/(m^2.K), a emissividade da superfície externa deste material é igual a 0,4, o ar ambiente está a 20ºC e que a temperatura da superfície externa do isolante é igual a 40ºC, pede-se para calcular: a taxa de transferência de calor por convecção, por metro de tubo, entre o isolamento térmico e o meio ambiente; a taxa de transferência de calor por radiação, por metro de tubo, entre o isolamento térmico e o meio ambiente e a temperatura da face externa do tubo metálico.

$$r_1 = 0,030 \ [\mathrm{m}] \quad (1)$$

$$e = 0,025 \ [\mathrm{m}] \quad (2)$$

$$r_2 = r_1 + e \quad (3)$$

$$k = 0,05 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \quad (4)$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right] \quad (5)$$

$$\epsilon = 0,4 \quad (6)$$

$$T_{inf} = 20 \ [\mathrm{C}] \quad (7)$$

$$T_2 = 40 \ [\mathrm{C}] \quad (8)$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \quad (9)$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \quad (10)$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K^4}\right] \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_2 - T_{inf}) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{conv;L} = \dot{Q}_{conv}/L \quad (13)$$

$$T_K = 273,15 \ [\mathrm{K}] \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left((T_2 + T_K)^4 - (T_{inf} + T_K)^4 \right) \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{rad;L} = \dot{Q}_{rad}/L \quad (16)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (17)$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res} \quad (18)$$

$$Res = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (19)$$

Resultados

$A = 0,3456 \left[\mathrm{m^2}\right]$	$e = 0,025 \, [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,4$	$h = 10 \left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k = 0,05 \, [\mathrm{W/m.K}]$	$L = 1 \, [\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 86,6 \, [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 69,12 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv;L} = 69,12 \, [\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_{rad} = 17,49 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad;L} = 17,49 \, [\mathrm{W/m}]$	$Res = 1,929 \, [\mathrm{K/W}]$
$r_1 = 0,03 \, [\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,055 \, [\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/m^2.K^4}\right]$	$T_1 = 207,1 \, [°\mathrm{C}]$
$T_2 = 40 \, [°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20 \, [°\mathrm{C}]$
$T_K = 273,2 \, [\mathrm{K}]$	

TCep2-89

Ep2.89 Uma parede de um restaurante é constituída por tijolos e argamassa. Para produzir um efeito interno agradável e melhorar o conforto térmico, um designer sugeriu que a face interna da parede fosse recoberta por madeira. Veja a Figura Ep2.89. Sabe-se que os tijolos, a argamassa e a madeira têm, respectivamente, as seguintes condutibilidades térmicas: 1,8 W/(m.K), 0,8 W/(m.K) e 0,12 W/(m.K). As espessuras dos tijolos, argamassa e madeira são, respectivamente, iguais a 10 cm, 1,2 cm e 1,0 cm. Sabendo que o coeficiente convectivo interno é igual a 4,0 W/(m^2.K), que a temperatura do ar no interior do restaurante é igual a 22ºC e que a temperatura da face externa da parede é igual a 35ºC, pede-se para determinar:
a) o fluxo de calor através da parede;
b) a temperatura da face interna da parede;
c) o fluxo de calor através da parede e a temperatura da face interna da parede no caso de se optar por não recobrir a parede com madeira.

$$k_t = 1,8 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$k_a = 0,8 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{2}$$

$$k_m = 0,12 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{3}$$

$$h_5 = 4,0 \ \left[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}\right] \tag{4}$$

$$T_{inf5} = 22 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_1 = 35 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$L_t = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$L_a = 0,012 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$L_m = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$R_t = L_t/k_t \tag{10}$$

$$R_a = L_a/k_a \tag{11}$$

$$R_m = L_m/k_m \tag{12}$$

$$R_c = 1/h_5 \tag{13}$$

$$Fluxo_{cm} = \frac{T_1 - T_{inf5}}{R_t + 2 \cdot R_a + R_m + R_c} \tag{14}$$

$$Req_{cm} = R_t + 2 \cdot R_a + R_m + R_c \tag{15}$$

$$Fluxo_{cm} = \frac{T_5 - T_{inf5}}{R_c} \tag{16}$$

$$Fluxo_{sm} = \frac{T_1 - T_{inf5}}{R_t + 2 \cdot R_a + R_c} \tag{17}$$

$$Req_{sm} = R_t + 2 \cdot R_a + R_c \tag{18}$$

$$Fluxo_{sm} = \frac{T_{5sm} - T_{inf5}}{R_c} \tag{19}$$

Resultados

$Fluxo_{cm} = 31,03\ [\mathrm{W/m^2}]$	$Fluxo_{sm} = 38,74\ [\mathrm{W/m^2}]$
$h_5 = 4\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k_a = 0,8\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_m = 0,12\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_t = 1,8\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L_a = 0,012\ [\mathrm{m}]$	$L_m = 0,01\ [\mathrm{m}]$
$L_t = 0,1\ [\mathrm{m}]$	$Req_{cm} = 0,4189\ [\mathrm{m^2.K/W}]$
$Req_{sm} = 0,3356\ [\mathrm{m^2.K/W}]$	$R_a = 0,015\ [\mathrm{m^2.K/W}]$
$R_c = 0,25\ [\mathrm{m^2.K/W}]$	$R_m = 0,08333\ [\mathrm{m^2.K/W}]$
$R_t = 0,05556\ [\mathrm{m^2.K/W}]$	$T_1 = 35\ [^\circ\mathrm{C}]$
$T_5 = 29,76\ [^\circ\mathrm{C}]$	$T_{5sm} = 31,69\ [^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf5} = 22\ [^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-90

Ep2.90 A temperatura da face interna de um tubo isolado é igual a 120ºC e a temperatura do ar ambiente no qual ele se encontra é igual a 20ºC. Sabe-se que o diâmetro interno do tubo é igual a 30 mm, o diâmetro externo é igual a 40 mm e a condutibilidade térmica do material do tubo é igual a 45 W/(m.K). A espessura do isolante térmico é igual a 20 mm, sua condutibilidade térmica é igual a 0,03 W/(m.K) e o coeficiente convectivo observado entre o isolante e o ar é igual a 10 W/(m^2.K). Considerando que o comprimento do tubo é igual a 4 m, pede-se para calcular:
a) a taxa de calor transferido para o meio ambiente;
b) a temperatura da superfície externa do isolante térmico;
c) o fluxo de calor na face interna do tubo.
d) Por motivos econômicos, pretendendo-se reduzir à metade a taxa de calor transferida para o meio ambiente substituindo-se o isolante térmico por outro mais eficaz. Mantidas as demais condições, qual deve ser a nova condutibilidade térmica do material isolante a ser utilizado?

Índices:
1 - face interna do tubo;
2 - interface tubo-isolante térmico;
3 - face externa do isolante térmico.

$$r_1 = 0,015 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$e = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_3 = r_2 + e \tag{4}$$

$$k_t = 45 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{5}$$

$$k_i = 0,03 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{6}$$

$$T_1 = 120 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$L = 4,0 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$h_3 = 10 \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right] \tag{10}$$

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \tag{11}$$

$$Res_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} \tag{12}$$

$$Res_3 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L \cdot h_3} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Res_1 + Res_2 + Res_3} \tag{14}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_3 - T_{inf}}{Res_3} \tag{15}$$

$$Fluxo_1 = \frac{\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L} \tag{16}$$

Nova condutibilidade térmica do isolante para reduzir a taxa de calor à metade

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}/2 \tag{17}$$

$$\dot{Q}_r = \frac{T_1 - T_{inf}}{Res_1 + Res_{2r} + Res_3} \tag{18}$$

$$Res_{2r} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ir} \cdot L} \tag{19}$$

Resultados

$e = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$Fluxo_1 = 260,3\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h_3 = 10\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$k_i = 0,03\,[\mathrm{W/m.K}]$
$k_{ir} = 0,01423\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_t = 45\,[\mathrm{W/m.K}]$
$L = 4\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q} = 98,13\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_r = 49,07\,[\mathrm{W}]$	$Res_1 = 0,0002544\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_2 = 0,9193\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_{2r} = 1,938\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_3 = 0,09947\,[\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 0,015\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$r_3 = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$T_1 = 120\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_3 = 29,76\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep2-91

Ep2.91 Uma placa plana de material cerâmico, k = 1,6 W/(m.K), quadrada, com lado igual a 30 cm e espessura igual a 2 cm está posicionada com suas faces maiores na vertical. Consideremos que uma dessas faces esteja na temperatura de 400ºC e a outra, com emissividade igual a 0,7, esteja exposta ao ar ambiente a 20ºC. Sabendo que o coeficiente convectivo observado na face exposta ao ar é igual a 15 W/(m^2.K), determine a temperatura dessa face e a taxa de calor observada entre ela e o meio ambiente. Considere que a temperatura da vizinhança seja igual à do ar ambiente.

Índices: 1 - face quentes; 2 - face expostas ao ar.

$$k = 1,6\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K})] \tag{1}$$

$$Lado = 0,30\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L = 0,02\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_1 = (400 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = (20 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_{viz} = T_{inf} \tag{6}$$

$$h = 15\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{7}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{8}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{9}$$

$$R_1 = \frac{L}{k \cdot A} \tag{10}$$

$$R_2 = \frac{1}{h \cdot A} \tag{11}$$

$$A = Lado^2 \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_1} \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_2 - T_{inf}}{R_2} \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left(T_2^4 - T_{viz}^4\right) \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{16}$$

Resultados

$A = 0,09\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$\epsilon = 0,7$
$h = 15\,\left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$	$k = 1,6\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$L = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$Lado = 0,3\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{cond} = 731\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 375,9\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 355\,[\mathrm{W}]$	$R_1 = 0,1389\,[\mathrm{K/W}]$
$R_2 = 0,7407\,[\mathrm{K/W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K}^4)\right]$
$T_1 = 673,2\,[\mathrm{K}]$	$T_2 = 571,6\,[\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 293,2\,[\mathrm{K}]$	$T_{viz} = 293,2\,[\mathrm{K}]$

TCep2-92

Ep2.92 Uma placa plana de material cerâmico, k = 1,6 W/(m.K), quadrada, com lado igual a 30 cm e espessura igual a 5 cm está posicionada com suas faces maiores na vertical. Consideremos que uma dessas faces, com emissividade igual a 0,6 esteja exposta ao ar na temperatura de 400ºC e a outra, com emissividade igual a 0,7, esteja exposta ao ar ambiente a 20ºC. Sabe-se que o coeficiente convectivo observado na face exposta ao ar quente é igual a 20 W/(m^2.K) e que o observado na face exposta ao ar ambiente é igual a 10 W/(m^2.K). Considerando que as temperaturas das vizinhanças sejam iguais às do ar, determine as temperaturas das faces maiores da placa e taxa de calor observada através dela.

Índices: 1 - face quentes; 2 - face expostas ao ar.

$$k = 1,6 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$Lado = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_{inf1} = (400 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_{inf2} = (20 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_{viz1} = T_{inf1} \tag{6}$$

$$T_{viz2} = T_{inf2} \tag{7}$$

$$h_1 = 20 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K\right)}\right] \tag{8}$$

$$h_2 = 10 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K\right)}\right] \tag{9}$$

$$\epsilon_1 = 0,6 \tag{10}$$

$$\epsilon_2 = 0,7 \tag{11}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{12}$$

$$R_{cond} = \frac{L}{k \cdot A} \tag{13}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_1 \cdot A} \tag{14}$$

$$R_2 = \frac{1}{h_2 \cdot A} \tag{15}$$

$$A = Lado^2 \tag{16}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cond}} \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{conv1} = \frac{T_{inf1} - T_1}{R_1} \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{conv2} = \frac{T_2 - T_{inf2}}{R_2} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{rad1} = \sigma \cdot \epsilon_1 \cdot A \cdot \left(T_{viz1}^4 - T_1^4\right) \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{rad2} = \sigma \cdot \epsilon_2 \cdot A \cdot \left(T_2^4 - T_{viz2}^4\right) \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv1} + \dot{Q}_{rad1} \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv2} + \dot{Q}_{rad2} \tag{23}$$

Resultados

$A = 0,09\ [\mathrm{m}^2]$	$\epsilon_1 = 0,6$
$\epsilon_2 = 0,7$	$h_1 = 20\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_2 = 10\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k = 1,6\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$Lado = 0,3\ [\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{cond} = 343,9\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv1} = 123,8\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv2} = 172,7\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad1} = 220,1\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad2} = 171,2\ [\mathrm{W}]$	$R_1 = 0,5556\ [\mathrm{K/W}]$
$R_2 = 1,111\ [\mathrm{K/W}]$	$R_{cond} = 0,3472\ [\mathrm{K/W}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/(m^2.K^{4)}}]$	$T_1 = 604,4\ [\mathrm{K}]$
$T_2 = 485\ [\mathrm{K}]$	$T_{inf1} = 673,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{inf2} = 293,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{viz1} = 673,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{viz2} = 293,2\ [\mathrm{K}]$	

TCep2-93

Ep2.93 Um tubo é constituído por três cascas cilíndricas justapostas conforme ilustrado na Figura Ep2.93. Sabe-se que o coeficiente convectivo externo é igual a 10 W/(m^2.K) e que as condutibilidades térmicas dos materiais constituintes do tubo são k_1 = 1 W/(m.K), k_2 = 1 W/(m.K), k_3 = 0,1 W/(m.K). Os raios das cascas cilíndricas são r_1 = 2 cm, r_2 = 8 cm, r_3 = 12 cm e r_4 = 14 cm. Em determinado momento a temperatura T_1 é igual a 200ºC e a T_4 é igual a 30ºC. Nesta condição, pede-se para determinar as temperaturas T_2 e T_3 e o fluxo de calor na superfície externa do tubo.

$$h = 10 \;\left[\mathrm{W/m^2{\cdot}K}\right] \tag{1}$$

$$k_1 = 1 \;[\mathrm{W/m{\cdot}K}] \tag{2}$$

$$k_2 = 0,1 \;[\mathrm{W/m{\cdot}K}] \tag{3}$$

$$k_3 = 0,01 \;[\mathrm{W/m{\cdot}K}] \tag{4}$$

$$r_1 = 0,02 \;[\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$r_2 = 0,08 \;[\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$r_3 = 0,12 \;[\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$r_4 = 0,14 \;[\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$T_1 = 200 \;[^\circ\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$T_4 = 30 \;[^\circ\mathrm{C}] \tag{10}$$

Resistências térmicas

Seja:

$$L = 1,0 \;[\mathrm{m}] \tag{11}$$

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\cdot\pi\cdot k_1\cdot L} \tag{12}$$

$$Res_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\cdot\pi\cdot k_2\cdot L} \tag{13}$$

$$Res_3 = \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\cdot\pi\cdot k_3\cdot L} \tag{14}$$

Taxa e fluxo de calor

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_4}{Res_1 + Res_2 + Res_3} \tag{15}$$

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}/L \tag{16}$$

$$Fluxo = \frac{\dot{Q}}{2\cdot\pi\cdot r_4\cdot L} \tag{17}$$

Temperaturas

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res_1} \tag{18}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_3}{Res_2} \tag{19}$$

Resultados

$Fluxo = 58,22\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$h = 10\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k_1 = 1\,[\mathrm{W/m.K}]$	$k_2 = 0,1\,[\mathrm{W/m.K}]$
$k_3 = 0,01\,[\mathrm{W/m.K}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 51,22\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_m = 51,22\,[\mathrm{W/m}]$
$Res_1 = 0,2206\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_2 = 0,6453\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_3 = 2,453\,[\mathrm{K/W}]$	$r_1 = 0,02\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,08\,[\mathrm{m}]$	$r_3 = 0,12\,[\mathrm{m}]$
$r_4 = 0,14\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 200\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 188,7\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_3 = 155,7\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_4 = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep3-01

Ep3.1 Em uma residência, uma tubulação de cobre, com comprimento de 15 m, transporta água quente a 80ºC. Sabe-se que esta tubulação está embutida em uma parede e recoberta com argamassa conforme ilustrado na Figura Ep3.1. Sabe-se que z = 40 mm e que o diâmetro externo da tubulação é D = 30 mm. Em um dia frio, a temperatura externa da argamassa é T2 = 10ºC. Sabendo que a condutibilidade térmica da argamassa é aproximadamente igual a 1,5 W/(m.K), determine a taxa de calor entre o tubo e o meio ambiente.

Dados

$$L = 15 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$z = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_1 = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_2 = 10 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$k_{arg} = 1,5 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{6}$$

Seja:

$$y = 3 \cdot D/2 \tag{7}$$

Como z = 40 mm $<$ y = 45 mm, temos:

$$S = 2 \cdot \pi \cdot \frac{L}{\cosh\left(2 \cdot z/D\right)} \tag{8}$$

A taxa de calor observada ebtre a superfície da tubulação e a superfície externa da parede é dada por:

$$\dot{Q} = S \cdot k_{arg} \cdot (T_1 - T_2) \tag{9}$$

Resultados

$D = 0,03\,[\mathrm{m}]$	$k_{arg} = 1,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 15\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q} = 1369\,[\mathrm{W}]$
$S = 13,03\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 80\,[°\mathrm{C}]$
$T_2 = 10\,[°\mathrm{C}]$	$y = 0,045\,[\mathrm{m}]$
$z = 0,04\,[\mathrm{m}]$	

TCep3-02

Ep3.2 Uma estufa de forma cúbica com aresta interna igual a 80 cm tem a temperatura da sua superfície interna igual a 180ºC. Ela é isolada com placas de fibra de vidro resinada com espessura de 38 mm e condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). A temperatura da sua superfície externa é uniforme e igual a 30ºC. Determine a taxa de calor através das paredes da estufa supondo que o fenômeno de transferência de calor é unidimensional e considerando que a área total de transferência de calor é:
a) a área externa;
b) a área interna.

$$H = 0,8 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_1 = 180 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_2 = 30 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$e = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$k = 0,04 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{5}$$

a) Taxa de calor considerando que a área total de transferência de calor é a externa

$$A_{ext} = \left((H + 2 \cdot e)^2\right) \cdot 6 \tag{6}$$

$$\dot{Q}_{ext} = k \cdot A_{ext} \cdot \frac{T_1 - T_2}{e} \tag{7}$$

b) Taxa de calor considerando que a área total de transferência de calor é a interna

$$A_{int} = 6 \cdot \left(H^2\right) \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{int} = k \cdot A_{int} \cdot \frac{T_1 - T_2}{e} \tag{9}$$

Resultados

$A_{ext} = 4,604 \, [\mathrm{m}^2]$	$A_{int} = 3,84 \, [\mathrm{m}^2]$
$e = 0,038 \, [\mathrm{m}]$	$H = 0,8 \, [\mathrm{m}]$
$k = 0,04 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$	$\dot{Q}_{ext} = 727 \, [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{int} = 606,3 \, [\mathrm{W}]$	$T_1 = 180 \, [^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 30 \, [^\circ\mathrm{C}]$	

TCep3-03

Ep3.3 Uma estufa de forma cúbica com aresta interna igual a 80 cm tem a temperatura da sua superfície interna igual a 180ºC. Ela é isolada com placas de fibra de vidro resinada com espessura de 38 mm e condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). A temperatura da sua superfície externa é uniforme e igual a 30ºC. Determine a taxa de calor através da aresta de duas paredes adjacentes com comprimento de 80 cm.

$$H = 0,8 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_1 = 180 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_2 = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$e = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$k = 0,04 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{5}$$

A área de transferência de calor é dada por:

$$A_{ext} = 2 \cdot e \cdot H \tag{6}$$

O fator de forma é dado por:

$$S = 0,54 \cdot H \tag{7}$$

A taxa de calor é dada por:

$$\dot{Q}_{aresta} = S \cdot k \cdot (T_1 - T_2) \tag{8}$$

Resultados

$A_{ext} = 0,0608 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$e = 0,038 \, [\mathrm{m}]$
$H = 0,8 \, [\mathrm{m}]$	$k = 0,04 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$
$\dot{Q}_{aresta} = 2,592 \, [\mathrm{W}]$	$S = 0,432 \, [\mathrm{m}]$
$T_1 = 180 \, [°\mathrm{C}]$	$T_2 = 30 \, [°\mathrm{C}]$

TCep3-04

Ep3.4 Uma estufa de forma cúbica com aresta interna igual a 80 cm tem a temperatura da sua superfície interna igual a 180ºC. Ela é isolada com placas de fibra de vidro resinada com espessura de 38 mm e condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). A temperatura da sua superfície externa é uniforme e igual a 30ºC. Determine a taxa de calor através do vértice de três paredes adjacentes.

$$H = 0,8 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_1 = 180 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_2 = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$e = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$k = 0,04 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m} \cdot \mathrm{K}\right)] \tag{5}$$

A área de transferência de calor é dada por:

$$A_{ext} = 3 \cdot e^2 \tag{6}$$

O fator de forma é dado por:

$$S = 0,15 \cdot e \tag{7}$$

A taxa de calor é dada por:

$$\dot{Q}_{vert} = S \cdot k \cdot (T_1 - T_2) \tag{8}$$

Resultados

$A_{ext} = 0,004332 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$e = 0,038 \, [\mathrm{m}]$
$H = 0,8 \, [\mathrm{m}]$	$k = 0,04 \, [\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$\dot{Q}_{vert} = 0,0342 \, [\mathrm{W}]$	$S = 0,0057 \, [\mathrm{m}]$
$T_1 = 180 \, [°\mathrm{C}]$	$T_2 = 30 \, [°\mathrm{C}]$

TCep3-05

Ep3.5 Uma estufa de forma cúbica com aresta interna igual a 80 cm tem a temperatura da sua superfície interna igual a 180ºC. Ela é isolada com placas de fibra de vidro resinada com espessura de 38 mm e condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). A temperatura da sua superfície externa é uniforme e igual a 30ºC. Determine a taxa de calor através das paredes da estufa considerando que o fenômeno de transferência de energia por calor é bidimensional e compare com os resultados obtidos na solução do exercício Ep3.2.

$$H = 0,8 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_1 = 180 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_2 = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$e = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$k = 0,04 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{5}$$

A taxa de calor é dada por:

$$\dot{Q} = 6 \cdot \dot{Q}_{parede} + 8 \cdot \dot{Q}_{aresta} + 8 \cdot \dot{Q}_{vert} \tag{6}$$

Das soluções dos exercícios Ep29.3 e Ep29.4, temos:

$$\dot{Q}_{aresta} = 2,592 \ [\mathrm{W}] \tag{7}$$

$$\dot{Q}_{vert} = 0,0342 \ [\mathrm{W}] \tag{8}$$

A taxa de calor através de uma das suas paredes descontando-se as arestas e os vértices é dada por:

$$\dot{Q}_{parede} = k \cdot H^2 \cdot \frac{T_1 - T_2}{e} \tag{9}$$

Resultados

$e = 0,038\,[\mathrm{m}]$	$H = 0,8\,[\mathrm{m}]$
$k = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\dot{Q} = 627,3\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{aresta} = 2,592\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{parede} = 101,1\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{vert} = 0,0342\,[\mathrm{W}]$	$T_1 = 180\,[°\mathrm{C}]$
$T_2 = 30\,[°\mathrm{C}]$	

TCep3-06

Ep3.6 Uma estufa de forma cúbica com aresta interna igual a 1,0 m, tem a temperatura da sua superfície interna igual a 220ºC. Ela é isolada com placas de fibra de vidro resinada com espessura de 45 mm e condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). Determine a taxa de calor através das paredes da estufa e a sua temperatura externa considerando que o fenômeno de transferência de energia por calor é unidimensional, que a área total de transferência de calor é a área externa, que a temperatura ambiente é igual a 20ºC e que o coeficiente médio de transferência de calor por convecção é igual a 12 W/(m^2.K).

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_1 = 220 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$e = 0,045 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$k = 0,04 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{5}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{6}$$

a) Taxa de calor considerando que a área total de transferência de calor é a externa

$$A_{ext} = \left(\left(L + 2\cdot e\right)^2\right)\cdot 6 \tag{7}$$

$$\dot{Q}_{ext} = k\cdot A_{ext}\cdot\frac{T_1 - T_2}{e} \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{ext} = h\cdot A_{ext}\cdot\left(T_2 - T_{inf}\right) \tag{9}$$

Resultados

$A_{ext} = 7,129\,[\mathrm{m}^2]$	$e = 0,045\,[\mathrm{m}]$
$h = 12\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})]$	$k = 0,04\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$L = 1\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{ext} = 1180\,[\mathrm{W}]$
$T_1 = 220\,[°\mathrm{C}]$	$T_2 = 33,79\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	

TCep3-07

Ep3.7 Uma estufa de forma cúbica com aresta interna igual a 1,0 m, tem a temperatura da sua superfície interna igual a 220ºC. Ela é isolada com placas de fibra de vidro resinada com espessura de 45 mm e condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). Determine a taxa de calor através das paredes da estufa e a sua temperatura externa considerando que o fenômeno de transferência de energia por calor não é unidimensional, que as taxas de calor por condução devem ser determinadas utilizando fatores de forma, que a temperatura ambiente é igual a 20ºC e que o coeficiente médio de transferência de calor por convecção é igual a 12 W/(m^2-K).

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_1 = 220 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$e = 0,045 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$k = 0,04 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m{\cdot}K})] \tag{5}$$

$$h = 12 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{6}$$

Taxa de calor através de uma aresta

$$\dot{Q}_{ar} = S_{ar} \cdot k \cdot (T_1 - T_2) \tag{7}$$

$$S_{ar} = 0,54 \cdot e \tag{8}$$

Taxa de calor através de um vértice

$$\dot{Q}_{vert} = S_{vert} \cdot k \cdot (T_1 - T_2) \tag{9}$$

$$S_{vert} = 0,15 \cdot e \tag{10}$$

Taxa de calor através de uma superfície

$$A_{sup} = L^2 \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{sup} = k \cdot A_{sup} \cdot \frac{T_1 - T_2}{e} \tag{12}$$

Taxa de calor total

$$\dot{Q}_{tot} = 6 \cdot \dot{Q}_{sup} + 8 \cdot \dot{Q}_{ar} + 8 \cdot \dot{Q}_{vert} \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{tot} = h \cdot A_{ext} \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{14}$$

$$A_{ext} = \left((L + 2 \cdot e)^2\right) \cdot 6 \tag{15}$$

Resultados

$A_{ext} = 7,129\,[\mathrm{m}^2]$	$A_{sup} = 1\,[\mathrm{m}^2]$
$e = 0,045\,[\mathrm{m}]$	$h = 12\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{ar} = 0,183\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{sup} = 167,3\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{tot} = 1006\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{vert} = 0,05083\,[\mathrm{W}]$
$S_{ar} = 0,0243\,[\mathrm{m}]$	$S_{vert} = 0,00675\,[\mathrm{m}]$
$T_1 = 220\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_2 = 31,76\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep4-04

Ep4.4 Em um processo industrial, um cabo de liga de alumínio de seção circular com diâmetro de 10 mm, inicialmente a 90ºC, é resfriado por meio da sua contínua passagem sob um jato de água a 20ºC. Sabendo-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a água e o cabo é igual a 50 W/(m^2.K) e que a condutibilidade térmica da liga de alumínio constituinte do cabo é 200 W/(m.K), seu calor específico é 800 J/(kg.K), sua massa específica é 2700 kg/m^3, determine o tempo de permanência do cabo sob o jato de forma que a sua temperatura seja reduzida a 30ºC.

$$D = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$To = 90 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura inicial.} \tag{2}$$

$$Tinf = 20 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura do meio.} \tag{3}$$

$$T_{final} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$h = 50 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{5}$$

$$k = 200 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{6}$$

$$\rho = 2700 \ \left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right] \tag{7}$$

$$cp = 800 \ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{8}$$

$$R = D/2 \tag{9}$$

$$L_c = R/2 \tag{10}$$

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{11}$$

Como Bi < 0,1, tem-se:

$$Tempo = -\left(\frac{\rho \cdot L_c \cdot cp}{h}\right) \cdot \ln\left(\frac{T_{final} - Tinf}{\mathsf{to} \ - Tinf}\right) \tag{12}$$

Resultados

$Bi = 0,000625$	$cp = 800\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,01\,[\mathrm{m}]$	$h = 50\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 200\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_c = 0,0025\,[\mathrm{m}]$
$R = 0,005\,[\mathrm{m}]$	$\rho = 2700\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$Tempo = 210,2\,[\mathrm{s}]$	$Tinf = 20\,[°\mathrm{C}]$
$To = 90\,[°\mathrm{C}]$	$T_{final} = 30\,[°\mathrm{C}]$

TCep4-05

Ep4.5 Em um processo industrial uma fita de liga metálica com espessura de 2 mm, inicialmente a 100ºC é continuamente resfriada pela sua passagem através de um banho de óleo a 25ºC. Determine o tempo de permanência da fita no banho sabendo que a sua temperatura final deve ser igual a 28ºC, que a condutibilidade térmica da liga é k = 200 W/(m.K), seu calor específico é 300 J/(kg.K), sua massa específica é 6700 kg/m^3 e que o coeficiente de transmissão de calor por convecção é igual a 20 W/(m^2.K).

$$L = 0,002 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$To = 100 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura inicial.} \tag{2}$$

$$Tinf = 25 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura do meio.} \tag{3}$$

$$T_{final} = 28 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$h = 20 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{5}$$

$$k = 200 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{6}$$

$$\rho = 6700 \ \left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right] \tag{7}$$

$$cp = 300 \ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{8}$$

$$L_c = L/2 \tag{9}$$

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{10}$$

Como Bi < 0,1, tem-se:

$$Tempo = -\left(\frac{\rho \cdot L_c \cdot cp}{h}\right) \cdot \ln\left(\frac{T_{final} - Tinf}{\text{to} \ \ - Tinf}\right) \tag{11}$$

Resultados

$Bi = 0,0001$	$cp = 300 \,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$h = 20 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 200 \,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,002 \,[\mathrm{m}]$	$L_c = 0,001 \,[\mathrm{m}]$
$\rho = 6700 \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$Tempo = 323,5 \,[\mathrm{s}]$
$Tinf = 25 \,[°\mathrm{C}]$	$To = 100 \,[°\mathrm{C}]$
$T_{final} = 28 \,[°\mathrm{C}]$	

TCep4-06

Ep4.6 Pretende-se aquecer placas finas de material cerâmico, espessura igual a 4 mm, pelo seu contato com produtos de combustão a 160ºC em uma estufa contínua tipo túnel. As placas cerâmicas são caracterizadas por terem densidade relativa igual a 2,55, condutibilidade térmica igual a 1,8 W/(m.K) e calor específico igual a 850 J/(kg.K). O coeficiente de transmissão de calor por convecção entre as placas e o ar é igual a 20 W/(m^2.K). Tendo em vista que se deseja que o material cerâmico, inicialmente a 30ºC, atinja a temperatura de 110ºC, pede-se para determinar o tempo necessário para prover o aquecimento desejado.

$$L = 0,004 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$Tinf = 160 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura do meio.} \tag{2}$$

$$To = 30 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura inicial.} \tag{3}$$

$$T_{final} = 110 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k = 1,8 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{5}$$

$$\rho = 2550 \ \left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right] \tag{6}$$

$$cp = 850 \ [\mathrm{J}/(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{K})] \tag{7}$$

$$L_c = L/2 \tag{8}$$

$$h = 20 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{9}$$

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{10}$$

Como Bi < 0,1, tem-se:

$$Tempo = -\left(\frac{\rho \cdot L_c \cdot cp}{h}\right) \cdot \ln\left(\frac{T_{final} - Tinf}{\text{to} \ - Tinf}\right) \tag{11}$$

Resultados

$Bi = 0,02222$	$cp = 850\,[\mathrm{J}/(\mathrm{kg.K})]$
$h = 20\,\left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$	$k = 1,8\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$L = 0,004\,[\mathrm{m}]$	$L_c = 0,002\,[\mathrm{m}]$
$\rho = 2550\,\left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right]$	$Tempo = 207,1\,[\mathrm{s}]$
$Tinf = 160\,[°\mathrm{C}]$	$To = 30\,[°\mathrm{C}]$
$T_{final} = 110\,[°\mathrm{C}]$	

TCep4-07

Ep4.7 Na seção de descarga de um forno túnel a rolos de produção de pisos cerâmicos pretende-se reduzir a temperatura das peças inicialmente a 300ºC pelo sopro de ar a 30ºC e 94 kPa perpendicularmente as suas superfícies (inferiores e superiores). Sabe-se que o piso cerâmico apresenta as seguintes propriedades: espessura igual a 6 mm; massa específica igual a 1800 kg/m^{3,} condutibilidade térmica igual a 0,5 W/(m.K) e cp = 850 J/(kg.K). Sabendo que o coeficiente de transmissão de calor por convecção é igual a 50 W/(m^2.K), pergunta-se: a utilização do método da capacidade concentrada é adequado? Se este método for utilizado, qual seria temperatura atingida pela peça se o processo de resfriamento durasse 3,0 minutos?

$T_o = 300\ [°\mathrm{C}]$ Temperatura inicial. (1)

$T_{inf} = 30\ [°\mathrm{C}]$ Temperatura do meio. (2)

$$Tempo = 180\ [\mathrm{s}] \tag{3}$$

$$p_{atm} = 94\ [\mathrm{kPa}] \tag{4}$$

$$k = 0,5\ [\mathrm{W/\left(m\cdot K\right)}] \tag{5}$$

$$\rho = 1800\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{6}$$

$$cp = 850\ [\mathrm{J/\left(kg\cdot K\right)}] \tag{7}$$

$$e = 0,006\ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$Lc = e/2 \tag{9}$$

$$h = 50\ \left[\mathrm{W/\left(m^2\cdot K\right)}\right] \tag{10}$$

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot Lc}{k} \tag{11}$$

Este cálculo resulta em Bi = 0,3 $>$ 0,1. Logo o método é inadequado.

Cálculo da temperatura final - T$_{final}$:

$$\frac{T_{final} - T_{inf}}{(T_o - T_{inf})} = \exp\left(-h \cdot \frac{Tempo}{\rho \cdot e \cdot cp}\right) \tag{12}$$

Resultados

$Bi = 0,3$	$cp = 850\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$e = 0,006\,[\mathrm{m}]$	$h = 50\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$Lc = 0,003\,[\mathrm{m}]$
$p_{atm} = 94\,[\mathrm{kPa}]$	$\rho = 1800\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$Tempo = 180\,[\mathrm{s}]$	$T_{final} = 131,3\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 30\,[°\mathrm{C}]$	$T_o = 300\,[°\mathrm{C}]$

TCep4-08

Ep4.8 É adequado resolver o exercício Ep4.7 utilizando a solução exata para placas planas simplificada pelo uso de apenas o primeiro termo da série? Qual seria a temperatura máxima atingida pela peça (temperatura no plano de simetria) se o processo de resfriamento durasse 2,0 minutos?

$T_o = 300\ [°\mathrm{C}]$ Temperatura inicial. (1)

$T_{inf} = 30\ [°\mathrm{C}]$ Temperatura do meio. (2)

$t = 120\ [\mathrm{s}]$ (3)

$p_{atm} = 94\ [\mathrm{kPa}]$ (4)

$k = 0,5\ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}]$ (5)

$\rho = 1800\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$ (6)

$cp = 850\ [\mathrm{J/\,(kg{\cdot}K)}]$ (7)

$e = 0,006\ [\mathrm{m}]$ (8)

$L_c = e/2$ (9)

$h = 50\ \left[\mathrm{W(/m^2{\cdot}K)}\right]$ (10)

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{11}$$

Este cálculo resulta em Bi $>$ 0,1.

Cálculo do Número de Fourier

$$Fo = \frac{k \cdot t}{\rho \cdot cp \cdot L_c^2} \tag{12}$$

Este cálculo resulta em Fo $>$ 0,2. Logo o uso da solução exata simplificada pelo uso do primeiro termo da série é adequado.

Cálculo da temperatura final - T$_{final}$:

$$\lambda_1 \cdot \tan(\lambda_1) = Bi \tag{13}$$

$$\frac{T_{final} - T_{inf}}{(T_o - T_{inf})} = \frac{4 \cdot \sin(\lambda_1)}{2 \cdot \lambda_1 + \sin(2 \cdot \lambda_1)} \cdot \exp\left(-\lambda_1^2 \cdot Fo\right) \tag{14}$$

Resultados

$Bi = 0,3$	$cp = 850\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$e = 0,006\,[\mathrm{m}]$	$Fo = 4,357$
$h = 50\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$k = 0,5\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\lambda_1 = 5,218 \times 10^{-1}$	$L_c = 0,003\,[\mathrm{m}]$
$p_{atm} = 94\,[\mathrm{kPa}]$	$\rho = 1800\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$t = 120\,[\mathrm{s}]$	$T_{final} = 116,2\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 30\,[°\mathrm{C}]$	$T_o = 300\,[°\mathrm{C}]$

Ep4.9 Uma esfera metálica, com massa específica igual a 2700 kg/m^{3,} k = 160 W/(m.K) e cp = 830 J/(kg.K), com 20 mm de diâmetro e inicialmente a 60ºC, é repentinamente submersa em água a 20ºC. Se o coeficiente de transmissão de calor por convecção é igual a 100 W/(m^2.K), qual será a sua temperatura depois de decorridos 30 segundos do início da imersão?

$T_o = 60\ [°\mathrm{C}]$ Temperatura inicial. (1)

$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}]$ Temperatura do meio. (2)

$$Tempo = 30\ [\mathrm{s}] \tag{3}$$

$$k = 160\ [\mathrm{W/m{\cdot}K}] \tag{4}$$

$$\rho = 2700\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{5}$$

$$cp = 830\ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{6}$$

$$D = 0,020\ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$r = D/2 \tag{8}$$

$$L_c = r/3 \tag{9}$$

$$h = 100\ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{10}$$

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{11}$$

Este cálculo resulta em Bi $<$ 0,1. Logo o método é adequado.

Cálculo da temperatura final - T$_{final}$:

$$\frac{T_{final} - T_{inf}}{(T_o - T_{inf})} = \exp\left(-h \cdot \frac{Tempo}{\rho \cdot L_c \cdot cp}\right) \tag{12}$$

Resultados

$Bi = 0,002083$	$cp = 830\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$h = 100\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 160\,[\mathrm{W/m.K}]$	$L_c = 0,003333\,[\mathrm{m}]$
$r = 0,01\,[\mathrm{m}]$	$\rho = 2700\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$Tempo = 30\,[\mathrm{s}]$	$T_{final} = 46,77\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_o = 60\,[°\mathrm{C}]$

TCep4-10

Ep4.10 Uma esfera metálica, com massa específica igual a 2700 kg/m^{3,} k = 160 W/(m.K) e cp = 830 J/(kg.K), com 20 mm de diâmetro e inicialmente a 60ºC, é repentinamente submersa em água a 20ºC. Considerando que o coeficiente convectivo médio observado entre a esfera e a água é igual a 80 W/(m^2.K) e que a esfera permanece mergulhada na água durante 60 s, pede-se para determinar a variação da energia interna da esfera ao longo do processo.

$$T_o = 60 \ [°\mathrm{C}] \qquad \text{Temperatura inicial.} \tag{1}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \qquad \text{Temperatura do meio.} \tag{2}$$

$$Tempo = 60 \ [\mathrm{s}] \tag{3}$$

$$k = 160 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{4}$$

$$\rho = 2700 \ \left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right] \tag{5}$$

$$cp = 830 \ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{6}$$

$$D = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$r = D/2 \tag{8}$$

$$L_c = r/3 \tag{9}$$

$$h = 80 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}\right)\right] \tag{10}$$

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{11}$$

Este cálculo resulta em Bi $<$ 0,1. Logo o método é adequado.

Cálculo da temperatura final - T$_{final}$:

$$\frac{T_{final} - T_{inf}}{(T_o - T_{inf})} = \exp\left(-h \cdot \frac{Tempo}{\rho \cdot L_c \cdot cp}\right) \tag{12}$$

Variação da energia interna
Considereremos, por hipótese, que os calores específicos cp e cv são aproximadamente iguais e constantes com a temperatura.

$$m = \rho \cdot \pi \cdot \frac{D^3}{6} \tag{13}$$

$$\Delta U = m \cdot cp \cdot (T_o - T_{final}) \tag{14}$$

Resultados

$Bi = 0,001667$	$cp = 830\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$\Delta U = 178\,[\mathrm{J}]$
$h = 80\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 160\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L_c = 0,003333\,[\mathrm{m}]$	$m = 0,01131\,[\mathrm{kg}]$
$r = 0,01\,[\mathrm{m}]$	$\rho = 2700\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$Tempo = 60\,[\mathrm{s}]$	$T_{final} = 41,04\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_o = 60\,[°\mathrm{C}]$

TCep4-11

Ep4.11 Uma esfera metálica, com massa específica igual a 2700 kg/m^{3,} k = 160 W/(m.K) e cp = 830 J/(kg.K), com 20 mm de diâmetro e inicialmente a 60ºC, é repentinamente submersa em água a 20ºC. Considerando que o coeficiente convectivo médio observado entre a esfera e a água é igual a 80 W/(m^2.K), pede-se para determinar a temperatura que a esfera atinge após 20 s.

$T_o = 60\ [°\mathrm{C}]$ Temperatura inicial. (1)

$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}]$ Temperatura do meio. (2)

$Tempo = 20\ [\mathrm{s}]$ (3)

$k = 160\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})]$ (4)

$\rho = 2700\ \left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right]$ (5)

$cp = 830\ [\mathrm{J}/(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{K})]$ (6)

$D = 0,020\ [\mathrm{m}]$ (7)

$r = D/2$ (8)

$L_c = r/3$ (9)

$h = 80\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right]$ (10)

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} \qquad (11)$$

Este cálculo resulta em Bi $<$ 0,1. Logo o método é adequado.

Cálculo da temperatura final - T$_{final}$:

$$\frac{T_{final} - T_{inf}}{(T_o - T_{inf})} = \exp\left(-h \cdot \frac{Tempo}{\rho \cdot L_c \cdot cp}\right) \qquad (12)$$

Resultados

$Bi = 0,001667$	$cp = 830\,[\mathrm{J}/(\mathrm{kg.K})]$
$D = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$h = 80\,\left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$
$k = 160\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$	$L_c = 0,003333\,[\mathrm{m}]$
$r = 0,01\,[\mathrm{m}]$	$\rho = 2700\,\left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right]$
$Tempo = 20\,[\mathrm{s}]$	$T_{final} = 52,29\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_o = 60\,[°\mathrm{C}]$

TCep4-12

Ep4.12 Um bloco disforme de um aço carbono, massa específica igual a 7800 kg/m^{3,} condutibilidade térmica igual a 40 W/(m.K) e calor específico igual a 490 J/(kg.K), tem volume 500 cm^3 e área superficial de cerca de 1250 cm^2. Este bloco, inicialmente a 200ºC é subitamente imerso em óleo a 20ºC. Supondo que o coeficiente de transmissão de calor por convecção é igual a 100 W/(m^2.K), determine a temperatura média do bloco após o tempo de imersão de 120 segundos.

$$T_o = 200 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura inicial.} \tag{1}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura do meio.} \tag{2}$$

$$Tempo = 120 \ [\mathrm{s}] \tag{3}$$

$$k = 4000 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{4}$$

$$\rho = 7800 \ \left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right] \tag{5}$$

$$Vol = 0,0005 \ \left[\mathrm{m}^3\right] \tag{6}$$

$$A_s = 0,125 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{7}$$

$$cp = 490 \ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{8}$$

$$h = 100 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{9}$$

Comprimento característico

$$L_c = Vol/A_s \tag{10}$$

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{11}$$

Este cálculo resulta em Bi $<$ 0,1. Logo o método é adequado.

Cálculo da temperatura final - T$_{final}$:

$$\frac{T_{final} - T_{inf}}{(T_o - T_{inf})} = \exp\left(-h \cdot \frac{Tempo}{\rho \cdot L_c \cdot cp}\right) \tag{12}$$

Resultados

$A_s = 0,125 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$Bi = 0,0001$
$cp = 490 \, [\mathrm{J}/(\mathrm{kg.K})]$	$h = 100 \left[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})\right]$
$k = 4000 \, [\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$	$L_c = 0,004 \, [\mathrm{m}]$
$\rho = 7800 \left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right]$	$Tempo = 120 \, [\mathrm{s}]$
$T_{final} = 102,1 \, [°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20 \, [°\mathrm{C}]$
$T_o = 200 \, [°\mathrm{C}]$	$Vol = 0,0005 \left[\mathrm{m}^3\right]$

TCep4-13

Ep4.13 Um bloco disforme de um aço carbono, massa específica igual a 7800 kg/m^{3,} condutibilidade térmica igual a 40 W/(m.K) e calor específico igual a 490 J/(kg.K), tem volume 500 cm^3 e área superficial de cerca de 1250 cm^2. Este bloco, inicialmente a 200ºC é subitamente imerso em óleo a 20ºC. Determine o fluxo de calor médio observado na superfície do bloco no instante t = 60 s.

$$T_o = 200 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura inicial.} \tag{1}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Temperatura do meio.} \tag{2}$$

$$Tempo = 60 \ [\mathrm{s}] \tag{3}$$

$$k = 4000 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{4}$$

$$\rho = 7800 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{5}$$

$$Vol = 0,0005 \ \left[\mathrm{m^3}\right] \tag{6}$$

$$A_s = 0,125 \ \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{7}$$

$$cp = 490 \ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{8}$$

$$h = 100 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{9}$$

Comprimento característico

$$L_c = Vol/A_s \tag{10}$$

Cálculo do Número de Biot

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{11}$$

Este cálculo resulta em Bi $<$ 0,1. Logo o método é adequado.

Cálculo da temperatura final - T$_{final}$:

$$\frac{T_{final} - T_{inf}}{(T_o - T_{inf})} = \exp\left(-h \cdot \frac{Tempo}{\rho \cdot L_c \cdot cp}\right) \tag{12}$$

Fluxo

$$Fluxo = h \cdot (T_{final} - T_{inf}) \tag{13}$$

Resultados

$A_s = 0,125 \left[\mathrm{m^2}\right]$	$Bi = 0,0001$
$cp = 490 \, [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$Fluxo = 12157 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 100 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 4000 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L_c = 0,004 \, [\mathrm{m}]$	$\rho = 7800 \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$Tempo = 60 \, [\mathrm{s}]$	$T_{final} = 141,6 \, [°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20 \, [°\mathrm{C}]$	$T_o = 200 \, [°\mathrm{C}]$
$Vol = 0,0005 \left[\mathrm{m^3}\right]$	

TCep4-14

Ep4.14 Em um processo industrial, uma fina fita de aço com espessura igual a 1,0 mm e largura igual a 30 mm deve ser temperada pela imersão em óleo. Veja a Figura Ep4.14. Um engenheiro propõe que este processo seja realizado continuamente pelo aquecimento da fita até a temperatura de 850ºC pela sua passagem em um pequeno forno no qual é queimado gás natural. Na seção de saída do forno, a fita é submetida a um banho de óleo a 30ºC promovendo a têmpera. Considere que seja desejável que a fita de aço esteja a 200ºC na saída do banho de óleo, o aço tem densidade relativa igual a 7,85, a sua condutibilidade térmica é igual a 40 W/(m.K), o seu calor específico é igual a 470 J/(kg.K), o coeficiente convectivo observado entre a fita e o óleo é igual a 160 W/(m^2-K) e que a largura do banho de óleo é igual a 200 mm. Sabe-se que a fita deverá estar submersa no banho de óleo o tempo necessário para que a sua temperatura atinja 200ºC e que o limite da produtividade do processo é o tempo de têmpera.
a) O método da capacidade concentrada é aplicável à solução deste problema? Justifique a sua resposta.
b) Determine quantos metros de fita, no máximo, podem ser tratados por minuto.
c) A largura da fita é um parâmetro importante no processo de transferência de calor?

$$e = 0,001 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$Lf = 0,030 \ [\mathrm{m}] \qquad \text{Largura da fita.} \tag{2}$$

$$To = 850 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$Tinf = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

Ts = Temperatura da fita na saída do banho de óleo

$$Ts = 200 \ [\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$\rho = 7850 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{6}$$

$$k = 40 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{7}$$

$$cp = 470 \ [\mathrm{J/\,(kg{\cdot}K)}] \tag{8}$$

$$h = 160 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{9}$$

L = Largura do banho de óleo.

$$L = 0,200 \ [\mathrm{m}] \tag{10}$$

Cálculo do Número de Biot

Para o método da capacidade concentrada ser mapliçavel é necessário que Bi $<$ 0,1

$$Bi = \frac{h \cdot Lc}{k} \tag{11}$$

$$Lc = e \tag{12}$$

Velocidade máxima da fita

Vol/As = e

$$tempo = -\left(\frac{\rho \cdot e \cdot cp}{h}\right) \cdot \ln\left(\frac{Ts - Tinf}{To - Tinf}\right) \tag{13}$$

$$Vel = L/tempo \tag{14}$$

A largura da fita não é um parâmetro importante

Resultados

$Bi = 0,004$	$cp = 470\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$e = 0,001\,[\mathrm{m}]$	$h = 160\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 40\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,2\,[\mathrm{m}]$
$Lc = 0,001\,[\mathrm{m}]$	$Lf = 0,03\,[\mathrm{m}]$
$\rho = 7850\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$tempo = 36,28\,[\mathrm{s}]$
$Tinf = 30\,[°\mathrm{C}]$	$To = 850\,[°\mathrm{C}]$
$Ts = 200\,[°\mathrm{C}]$	$Vel = 0,005512\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-04

Ep6.4 Ar a 30ºC e à pressão atmosférica escoa sobre uma placa plana lisa com velocidade de corrente livre de 10 m/s. Considere que a placa tem comprimento igual a 1,5 m, largura igual a 0,40 m e que a sua temperatura é uniforme e igual a 100 ºC. Supondo que o escoamento ocorra na direção da largura da placa, determine a taxa de calor entre uma das faces da placa e o ar ambiente.

$$Tinf = 30 \ [°C] \tag{1}$$

$$L = 1,5 \ [m] \tag{2}$$

$$b = 0,40 \ [m] \tag{3}$$

$$V = 10 \ [m/s] \tag{4}$$

$$Tp = 100 \ [°C] \tag{5}$$

$$Tf = \frac{Tinf + Tp}{2} \tag{6}$$

$$Pf = 100 \ [kPa] \tag{7}$$

Propriedades do ar a Tf

$$k = 0,02845 \ [W/(m \cdot K)] \tag{8}$$

$$\rho = 1,0305 \ \left[kg/m^3\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000203 \ [kg/(m \cdot s)] \tag{10}$$

$$Pr = 0,7188 \tag{11}$$

$$Reb = \rho \cdot V \cdot b/\mu \tag{12}$$

Para Re < 5*10^5; tratamos a camada limite como sendo laminar.

$$Nub = 0,664 \cdot Reb^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \tag{13}$$

$$Nub = \frac{h \cdot b}{k} \tag{14}$$

$$\dot{Q} = h \cdot Area \cdot (Tp - Tinf) \tag{15}$$

$$Area = L \cdot b \tag{16}$$

Resultados

$Area = 0,6 \left[m^2\right]$	$b = 0,4 \, [m]$
$h = 19,06 \left[W/(m^2.K)\right]$	$k = 0,02845 \, [W/(m.K)]$
$L = 1,5 \, [m]$	$\mu = 0,0000203 \, [kg/(m.s)]$
$Nub = 268$	$Pf = 100 \, [kPa]$
$Pr = 0,7188$	$\dot{Q} = 800,7 \, [W]$
$Reb = 203054$	$\rho = 1,031 \left[kg/m^3\right]$
$Tf = 65 \, [°C]$	$Tinf = 30 \, [°C]$
$Tp = 100 \, [°C]$	$V = 10 \, [m/s]$

TCep6-05

Ep6.5 Um fluido escoa com velocidade de corrente livre de 1,0 m/s sobre uma placa plana lisa com comprimento de 2,0 m mantida na temperatura uniforme de 100ºC. Considerando que este fluido seja ar a 10 bar e a 20ºC, determine o coeficiente convectivo médio ao longo de toda a placa.

$$V = 1,0 \ \text{[m/s]} \tag{1}$$

$$L = 2,0 \ \text{[m]} \tag{2}$$

$$T_p = (100 + 273,15) \ \text{[K]} \tag{3}$$

$$P_f = 1000 \ \text{[kPa]} \tag{4}$$

$$T_{inf} = (20 + 273,15) \ \text{[K]} \tag{5}$$

$$T_f = \frac{T_{inf} + T_p}{2} \tag{6}$$

$$R = 0,287 \ \text{[kJ/ (kg·K)]} \tag{7}$$

Propriedades do ar a T$_f$

$$k = 0,02808 \ \text{[W/ (m·K)]} \tag{8}$$

$$\rho = \frac{P_f}{R \cdot T_f} \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000201 \ \text{[kg/ (m·s)]} \tag{10}$$

$$Pr = 0,7199 \tag{11}$$

$$ReL = \rho \cdot V \cdot L/\mu \tag{12}$$

Para Re $<$ 5*10^5; tratamos a camada limite como sendo laminar.

Neste caso a camada limite é mista

$$NuL = \left(0,037 \cdot ReL^{4/5} - 871\right) \cdot Pr^{1/3} \tag{13}$$

$$NuL = \frac{h \cdot L}{k} \tag{14}$$

Resultados

$h = 19,37 \left[\text{W/(m}^2\text{.K)}\right]$	$k = 0,02808 \, [\text{W/(m.K)}]$
$L = 2 \, [\text{m}]$	$\mu = 0,0000201 \, [\text{kg/(m.s)}]$
$NuL = 1379$	$Pr = 0,7199$
$P_f = 1000 \, [\text{kPa}]$	$R = 0,287 \, [\text{kJ/(kg.K)}]$
$ReL = 1,041 \times 10^6$	$\rho = 10,46 \left[\text{kg/m}^3\right]$
$T_f = 333,2 \, [\text{K}]$	$T_{inf} = 293,2 \, [\text{K}]$
$T_p = 373,2 \, [\text{K}]$	$V = 1 \, [\text{m/s}]$

TCep6-08

Ep 6.8 Um fluido escoa com velocidade de corrente livre de 1,0 m/s sobre uma placa plana lisa com comprimento de 2,0 m e largura igual a 0,5 m mantida sob condição de fluxo de calor uniforme igual a 1,0 kW/m^2. Considerando que este fluido seja ar a 10 bar e a 20ºC, determine a temperatura da placa a 30 cm do bordo de ataque.

$$V = 1,0 \ \text{[m/s]} \tag{1}$$

$$w = 0,5 \ \text{[m]} \tag{2}$$

$$L = 2,0 \ \text{[m]} \tag{3}$$

$$x = 0,30 \ \text{[m]} \tag{4}$$

$$Fluxo = 1000 \ \left[\text{W/m}^2\right] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\text{C}] \tag{6}$$

Propriedades do ar na temperatura T$_f$ e a 1000 kPa:

Como desconhecemos a temeratura de filme, adotamos o valor de 30°C. Se esse valor não for proximo do calculado, o problema deve ser resolvido novamente utilizando-se um valor adequado.

$$T_f = 30 \ [°\text{C}] \tag{7}$$

$$R = 0,287 \ [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})] \tag{8}$$

$$P = 1000 \ [\text{kPa}] \tag{9}$$

$$\rho = \frac{P}{R \cdot (T_f + 273,15)} \tag{10}$$

$$k = 0,02588 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{11}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{12}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})] \tag{13}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{14}$$

Cálculo do número de Re$_x$

$$Re_x = \frac{\rho \cdot V \cdot x}{\mu} \tag{15}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$Nux = 0,0308 \cdot Re_x^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \tag{16}$$

$$Nux = \frac{h_x \cdot x}{k} \tag{17}$$

$$T_{sx} = T_{inf} + Fluxo/h_x \tag{18}$$

Resultados

$Fluxo = 1000\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$h_x = 38,98\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02588\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 2\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000187\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,000001627\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$Nux = 451,8$	$P = 1000\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7268$	$R = 0,287\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$
$Re_x = 184391$	$\rho = 11,49\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_f = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{sx} = 45,66\,[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 1\,[\mathrm{m/s}]$
$w = 0,5\,[\mathrm{m}]$	$x = 0,3\,[\mathrm{m}]$

TCep6-10

Ep6.10 Um estudante de engenharia se propôs a realizar alguns experimentos em um túnel de vento em um dia no qual a temperatura ambiente era igual a 20ºC. Para tal ele usou uma placa com comprimento M = 60 cm e largura L = 15 cm na qual havia, internamente, um conjunto de resistências elétricas que permitia manter a sua temperatura aproximadamente uniforme. Ao conduzir o experimento, a placa foi fixada conforme indicado na figura. Pergunta-se: qual deve ser a máxima velocidade do ar para a qual a camada limite dinâmica permanece laminar ao longo de toda a largura da placa? Para manter uma diferença de temperatura igual a 60ºC entre a placa e o ar, qual deve ser a potência elétrica requerida pelas resistências de aquecimento se a velocidade do ar é mantida igual a 20 m/s?

$$Tar = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$M = 0,6\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L = 0,15\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$Ts = 80\ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$V = 20\ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$\Delta_t = Ts - Tar \tag{6}$$

$$Tfilme = 50,0\ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

Propriedades do ar a 20ºC:

$$\rho_{20} = 1,189\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$\mu_{20} = \left(1,852 \cdot 10^{-5}\right)\ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{9}$$

$$Re_{max} = 500000 \tag{10}$$

$$Re_{max} = \frac{\rho_{20} \cdot Vmax \cdot L}{\mu_{20}} \tag{11}$$

Propriedades do ar a Tfilme = 50ºC:

$$\rho = 1,078\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$cp = 1006\ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000196\ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{14}$$

$$k = 0,02735\ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{15}$$

$$Pr = 0,7221 \tag{16}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \tag{17}$$

$$NuL = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3} \tag{18}$$

$$h = NuL \cdot k/L \tag{19}$$

$$\dot{Q} = h \cdot 2 \cdot L \cdot M \cdot (Ts - Tar) \tag{20}$$

Resultados

$cp = 1006\,[\mathrm{J/(kgK)}]$	$\Delta_t = 60\,[\mathrm{C}]$
$h = 44,12\,\left[\mathrm{W/(m^2K)}\right]$	$k = 0,02735\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,15\,[\mathrm{m}]$	$M = 0,6\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000196\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_{20} = 0,00001852\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$NuL = 242$	$Pr = 0,7221$
$\dot{Q} = 476,5\,[\mathrm{W}]$	$Re = 165000$
$Re_{max} = 500000$	$\rho = 1,078\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$\rho_{20} = 1,189\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$Tar = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$Tfilme = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$	$Ts = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$
$V = 20\,[\mathrm{m/s}]$	$Vmax = 51,92\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-11

Ep6.11 Ar ambiente a 20ºC com velocidade de corrente livre de 2,0 m/s escoa paralelamente a um tubo com diâmetro externo de 2 cm e comprimento de 50 cm. Determine o coeficiente convectivo observado entre o tubo e o ar e a taxa de transferência de calor entre o tubo e o ar.

$$V = 2,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{1}$$

$$D = 0,02 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L = 0,5 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_s = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{6}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f e a 100 kPa:

$$P = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{7}$$

$$\rho = 1,113 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$\mu = 0,0000192 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{9}$$

$$k = 0,02662 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{10}$$

$$Pr = 0,7244 \tag{11}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{12}$$

Cálculo do número de Re_L

$$Re_L = \rho \cdot V \cdot L/\mu \tag{13}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$NuL = 0,664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \tag{14}$$

$$NuL = h \cdot L/k \tag{15}$$

$$\dot{Q} = h \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{16}$$

Resultados

$D = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$h = 7,644\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02662\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,5\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000192\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001725\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$NuL = 143,6$	$P = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7244$	$\dot{Q} = 9,606\,[\mathrm{W}]$
$Re_L = 57969$	$\rho = 1,113\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_f = 40\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_s = 60\,[°\mathrm{C}]$	$V = 2\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-12

Ep6.12 Ar a 20ºC e 5,0 bar com velocidade de corrente livre de 2,0 m/s escoa paralelamente a um tubo com diâmetro de 5 cm, comprimento de 3,0 m cuja temperatura superficial é igual a 60ºC. Determine o coeficiente convectivo e a taxa de transferência de calor entre o tubo e o ar.

$$V = 2,0 \ [\mathrm{m/s}] \quad (1)$$

$$D = 0,05 \ [\mathrm{m}] \quad (2)$$

$$L = 3,0 \ [\mathrm{m}] \quad (3)$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \quad (4)$$

$$T_s = 60 \ [°\mathrm{C}] \quad (5)$$

$$R = 0,287 \ [\mathrm{kJ/(kg \cdot K)}] \quad (6)$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \quad (7)$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 40°C:

$$P = 500 \ [\mathrm{kPa}] \quad (8)$$

$$\rho = \frac{P}{R \cdot (T_f + 273,15)} \quad (9)$$

$$k = 0,02662 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (10)$$

$$Pr = 0,7244 \quad (11)$$

$$\mu = 0,0000192 \ [\mathrm{kg/m \cdot s}] \quad (12)$$

$$\nu = \mu/\rho \quad (13)$$

Cálculo do número de Re_L

$$Re_L = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \quad (14)$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$NuL = \left(0,037 \cdot Re_L^{4/5} - 871\right) \cdot Pr^{1/3} \quad (15)$$

$$NuL = h \cdot L/k \quad (16)$$

$$\dot{Q} = h \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_s - T_{inf}) \quad (17)$$

Resultados

$D = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$h = 22,02\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02662\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 3\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000192\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,000003451\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$NuL = 2481$	$P = 500\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7244$	$\dot{Q} = 415\,[\mathrm{W}]$
$R = 0,287\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$	$Re_L = 1,739 \times 10^6$
$\rho = 5,563\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_f = 40\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 60\,[°\mathrm{C}]$
$V = 2\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep6-13

Ep6.13 Ar a 20ºC com velocidade de corrente livre igual a 5,0 m/s sopra perpendicularmente a um cilindro com raio igual a 0,1 m e com temperatura externa média igual a 40ºC. Determine o coeficiente de transferência de calor e o fluxo térmico por convecção entre o cilindro e o ar.

$$V = 5,0 \ \text{[m/s]} \quad (1)$$

$$D = 2 \cdot r \quad (2)$$

$$r = 0,1 \ \text{[m]} \quad (3)$$

$$T_{inf} = 20 \ \text{[C]} \quad (4)$$

$$T_s = 40 \ \text{[C]} \quad (5)$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \quad (6)$$

Propriedades do ar na temperatura T_f e a 100 kPa:

$$P = 100 \ \text{[kPa]} \quad (7)$$

$$k = 0,02588 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \quad (8)$$

$$Pr = 0,7268 \quad (9)$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})] \quad (10)$$

$$\rho = 1,149 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \quad (11)$$

$$\nu = \mu/\rho \quad (12)$$

Cálculo do número de Re_D

$$Re_D = \rho \cdot V \cdot D/\mu \quad (13)$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = \left(1 + (Re_D/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \quad (14)$$

$$A_2 = \left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4} \quad (15)$$

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot A_1/A_2 \quad (16)$$

$$NuD = h \cdot D/k \quad (17)$$

$$Fluxo = h \cdot (T_s - T_{inf}) \quad (18)$$

Resultados

$A_1 = 1,298$	$A_2 = 1,137$
$D = 0,2\,[\mathrm{m}]$	$Fluxo = 409,1\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 20,45\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,02588\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,0000187\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001628\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$NuD = 158,1$	$P = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7268$	$r = 0,1\,[\mathrm{m}]$
$Re_D = 61444$	$\rho = 1,149\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_f = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_s = 40\,[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 5\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-14

Ep6.14 Ar a 100 kPa e 20ºC escoa perpendicularmente sobre um cabo elétrico com 100 m de comprimento e diâmetro igual a 20 mm. Se a superfície do cabo está a 22ºC e se a velocidade de corrente livre do ar for igual a 15 m/s, qual deve ser a taxa de transferência de calor por metro de cabo para o ar? Qual é a força de arrasto aplicada pelo ar ao cabo?

$$V = 15,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{1}$$

$$D = 0,02 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L = 100 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_s = 22 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{6}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f e a 100 kPa:

$$\rho = 1,185 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{7}$$

$$\mu = 0,00001834 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{8}$$

$$k = 0,025214 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{9}$$

$$Pr = 0,72905 \tag{10}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{11}$$

Cálculo do número de Re_D

$$Re_D = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{12}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = \left(1 + \left(Re_D/282000\right)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{13}$$

$$A_2 = \left(1 + \left(0,4/Pr\right)^{2/3}\right)^{1/4} \tag{14}$$

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot A_1/A_2 \tag{15}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{16}$$

$$Fluxo = h \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{17}$$

$$\dot{Q}_m = Fluxo \cdot \pi \cdot D \tag{18}$$

Força de arrasto

Considerando que o coeficiente de arrasto sobre cilindros infinitos para Re = 12850 é aproximadamente igual a 1,0, tem-se:

$$C_A = 1 \tag{19}$$

$$C_A = \frac{F_A}{(1/2) \cdot \rho \cdot V^2 \cdot D \cdot L} \tag{20}$$

Resultados

$A_1 = 1,147$	$A_2 = 1,137$
$C_A = 1$	$D = 0,02\,[\mathrm{m}]$
$Fluxo = 198,5\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$F_A = 266,6\,[\mathrm{N}]$
$h = 99,24\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,02521\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 100\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,00001834\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001548\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$NuD = 78,72$
$Pr = 0,7291$	$\dot{Q}_m = 12,47\,[\mathrm{W/m}]$
$Re_D = 19384$	$\rho = 1,185\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_f = 21\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_s = 22\,[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 15\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-15

Ep6.15 Óleo hidráulico a 50ºC escoa com velocidade de 1,0 m/s perpendicularmente a um tubo metálico com diâmetro externo de 15 mm cuja superfície está a 30ºC. Utilizando a correlação de Zukauskas, determine o fluxo térmico médio entre a superfície do tubo e o óleo, determine também a taxa de transferência de calor do óleo para o tubo por metro de tubo. Considere que o óleo lubrificante tem as seguintes propriedades a 40ºC: ρ = 876 kg/m^3,mu = 0,210 kg/(m-s), k = 0,44 W/(m.K), Pr = 2870, cp = 1974 J/(kg.K) e Prs = 5740 a 30°C.

$$T_{inf} = 50 \ [°C] \tag{1}$$

$$V = 1,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{2}$$

$$D = 0,015 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_s = 30 \ [°C] \tag{4}$$

$$T_f = \frac{T_{inf} + T_s}{2} \tag{5}$$

$$\mu = 0,210 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{6}$$

$$\rho = 876 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{7}$$

$$k = 0,44 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{8}$$

$$Pr = 2870 \tag{9}$$

$$cp = 1974 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{10}$$

$$Pr_s = 5470 \tag{11}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{12}$$

Correlação de Zukauskas

O cálculo do número de Reynolds resulta em um valor muito baixo!

Apartir daí, são selecionadas as costantes a serem usadas na correlação de Zukauskas

$$Nus = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot (Pr/Pr_s)^{0,25} \tag{13}$$

$$C = 0,51 \tag{14}$$

$$a = 0,5 \tag{15}$$

$$b = 0,36 \tag{16}$$

$$Nus = h \cdot D/k \tag{17}$$

$$Fluxo = h \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{linha} = Fluxo \cdot \pi \cdot D \tag{19}$$

Resultados

$a = 0,5$	$b = 0,36$
$C = 0,51$	$cp = 1974\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,015\ [\mathrm{m}]$	$Fluxo = 35397\ \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 1770\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,44\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,21\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$Nus = 60,34$
$Pr = 2870$	$Pr_s = 5470$
$\dot{Q}_{linha} = 1668\ [\mathrm{W/m}]$	$Re = 62,57$
$\rho = 876\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_f = 40\ [°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 50\ [°\mathrm{C}]$	$T_s = 30\ [°\mathrm{C}]$
$V = 1\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep6-16

Ep6.16 Uma barra de aço de seção quadrada com lado igual a 2,0 cm e com temperatura superficial mantida a 100ºC está sujeita ao escoamento de ar a 20ºC com velocidade de corrente livre de 15 m/s. O escoamento é perpendicular a uma das faces da barra e, neste caso, como o fluido é ar, o coeficiente convectivo pode ser calculado por intermédio da expressão: ν = 0,102Re^{0,675}*Pr$^{1/3}$ quando 5000 $<$ Re $<$ 100000. Determine a taxa de calor por unidade de comprimento entre a barra e o ar se o escoamento for perpendicular à uma das suas faces.

$$V = 15,0 \ [\text{m/s}] \tag{1}$$

$$e = 0,02 \ [\text{m}] \tag{2}$$

$$L = 1 \ [\text{m}] \tag{3}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$T_s = 100 \ [°\text{C}] \tag{5}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{6}$$

Propriedades do ar na temperatura T$_f$ = 60°C e a 100 kPa:

$$k = 0,02808 \ [\text{W/(m·K)}] \tag{7}$$

$$Pr = 0,7199 \tag{8}$$

$$\mu = 0,0000201 \ [\text{kg/(m·s)}] \tag{9}$$

$$\rho = 1,046 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{10}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{11}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \rho \cdot V \cdot e/\mu \tag{12}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$Nus = 0,102 \cdot Re^{0,675} \cdot pr^{1/3} \tag{13}$$

$$Nus = h \cdot e/k \tag{14}$$

$$Fluxo = h \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{15}$$

$$\dot{Q}_m = Fluxo \cdot 4 \cdot e \tag{16}$$

Resultados

$e = 0,02$ [m]	$Fluxo = 6951$ [W/m^2]
$h = 86,89$ [W/(m^2.K)]	$k = 0,02808$ [W/(m.K)]
$L = 1$ [m]	$\mu = 0,0000201$ [kg/(m.s)]
$\nu = 0,00001922$ [m^2/s]	$Nus = 61,89$
$Pr = 0,7199$	$\dot{Q}_m = 556,1$ [W/m]
$Re = 15612$	$\rho = 1,046$ [kg/m^3]
$T_f = 60$ [°C]	$T_{inf} = 20$ [°C]
$T_s = 100$ [°C]	$V = 15$ [m/s]

TCep6-17

Ep6.17 Em uma fábrica há uma tubulação de aço carbono, k_a = 55,0 W/(m.K), com diâmetro interno e externo, respectivamente iguais a 52,5 mm e 60,3 mm, que transporta de vapor d'água saturado a 8 bar e, por desleixo do responsável, um trecho desta tubulação está temporariamente sem isolamento térmico. Esta tubulação está sujeita ao escoamento perpendicular ao seu eixo de ar com velocidade de 2,0 m/s a 20°C. Considere que a temperatura da face interna da parede do tubo é igual à temperatura do vapor. Desprezando os efeitos da transferência de calor por radiação e utilizando a correlação de Zukauskas, determine a temperatura externa do tubo e a taxa de calor por metro de tubo para o meio ambiente.

$$k_{aco} = 45 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$r_1 = 0,02625 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = 0,03015 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$P_{vapor} = 800 \ [\mathrm{kPa}] \tag{4}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$V_{ar} = 2,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{6}$$

$$T_{ar} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_1 = 170,4 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

Como a temperatura da superfície externa do tubo deve ser próxima à da interna, consideraremos T_f = 95°C.

$$\rho = 0,94655 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000216 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{10}$$

$$k = 0,030595 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{11}$$

$$Pr = 0,71275 \tag{12}$$

$$Pr_s = 0,7016 \quad \text{(a 170°C)} \tag{13}$$

Mesmo adotando valor para T_f, o processo de cálculo é iterativo.
Assim sendo, prevendo que o número de Renolds deve estar entre 1000 e 20000, selecionou-se os valores das constantes C, a e b a serem utilizados na equação de Zukauskas.
A solução final confirma a adequação dessa previsão

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{ar} \cdot 2 \cdot r_2}{\mu} \tag{14}$$

$$NuD = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot (Pr/Pr_s)^{1/4} \tag{15}$$

$$C = 0,26 \tag{16}$$

$$a = 0,6 \tag{17}$$

$$b = 0,37 \tag{18}$$

$$NuD = h \cdot 2 \cdot r_2/k \tag{19}$$

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{aco} \cdot L} \tag{20}$$

$$Area = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{21}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot Area} \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cond}} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_2 - T_{ar}}{R_{conv}} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \tag{25}$$

Resultados

$a = 0,6$	$Area = 0,1894 \left[\mathrm{m}^2\right]$
$b = 0,37$	$C = 0,26$
$h = 20,02 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,0306 \left[\mathrm{W/(m.K)}\right]$
$k_{aco} = 45 \left[\mathrm{W/(m.K)}\right]$	$L = 1 \left[\mathrm{m}\right]$
$\mu = 0,0000216 \left[\mathrm{kg/(m.s)}\right]$	$NuD = 39,45$
$Pr = 0,7128$	$Pr_s = 0,7016$
$P_{vapor} = 800 \left[\mathrm{kPa}\right]$	$\dot{Q}_{cond} = 569,3 \left[\mathrm{W}\right]$
$\dot{Q}_{conv} = 569,3 \left[\mathrm{W}\right]$	$Re = 5285$
$\rho = 0,9466 \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$r_1 = 0,02625 \left[\mathrm{m}\right]$
$r_2 = 0,03015 \left[\mathrm{m}\right]$	$R_{cond} = 0,0004899 \left[\mathrm{K/W}\right]$
$R_{conv} = 0,2637 \left[\mathrm{K/W}\right]$	$T_1 = 170,4 \left[{}^\circ\mathrm{C}\right]$
$T_2 = 170,1 \left[{}^\circ\mathrm{C}\right]$	$T_{ar} = 20 \left[{}^\circ\mathrm{C}\right]$
$V_{ar} = 2 \left[\mathrm{m/s}\right]$	

TCep6-18

Ep6.18 Resolva o exercício Ep6.17 considerando que a emissividade da superfície externa do tubo é igual a 0,75.

$$k_{aco} = 55 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$r_1 = 0,02625 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = 0,03015 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$P_{vapor} = 800 \ [\mathrm{kPa}] \tag{4}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{6}$$

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{7}$$

$$V_{ar} = 2,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{8}$$

$$T_{ar} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$T_1 = 170,4 \ [°\mathrm{C}] \tag{10}$$

Usar eq. Zukauskas

Como a temperatura da superfície externa do tubo deve ser próxima à da interna, consideraremos T_f = 95°C.

$$\rho = 0,94655 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{11}$$

$$\mu = 0,0000216 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{12}$$

$$k = 0,030595 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{13}$$

$$Pr = 0,71275 \tag{14}$$

$$Pr_s = 0,7016 \quad \text{(a 170°C)} \tag{15}$$

Mesmo adotando valor para T_f, o processo de cálculo é iterativo.
Assim sendo, prevendo que o número de Renolds deve estar entre 1000 e 20000, selecionou-se os valores das constantes C, a e b a serem utilizados na equação de Zukauskas.
A solução final confirma a adequação dessa previsão

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{ar} \cdot 2 \cdot r_2}{\mu} \tag{16}$$

$$NuD = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot (Pr/Pr_s)^{1/4} \tag{17}$$

$$a = 0,6 \tag{18}$$

$$b = 0,37 \tag{19}$$

$$c = 0,26 \tag{20}$$

$$NuD = h \cdot 2 \cdot r_2 / k \tag{21}$$

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{aco} \cdot L} \tag{22}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot Area} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cond}} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_2 - T_{ar}}{R_{conv}} \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot Area \cdot \left((T_2 + 273,15)^4 - (T_{ar} + 273,15)^4 \right) \tag{26}$$

$$Area = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{27}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{28}$$

Resultados

$a = 0,6$	$Area = 0,1894\ [\mathrm{m}^2]$
$b = 0,37$	$c = 0,26$
$\epsilon = 0,75$	$h = 20,02\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k = 0,0306\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_{aco} = 55\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000216\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$NuD = 39,45$	$Pr = 0,7128$
$Pr_s = 0,7016$	$P_{vapor} = 800\ [\mathrm{kPa}]$
$\dot{Q}_{cond} = 820,5\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 569,1\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 251,4\ [\mathrm{W}]$	$Re = 5285$
$\rho = 0,9466\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$r_1 = 0,02625\ [\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,03015\ [\mathrm{m}]$	$R_{cond} = 0,0004008\ [\mathrm{K/W}]$
$R_{conv} = 0,2637\ [\mathrm{K/W}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/(m^2.K^4)}]$
$T_1 = 170,4\ [°\mathrm{C}]$	$T_2 = 170,1\ [°\mathrm{C}]$
$T_{ar} = 20\ [°\mathrm{C}]$	$V_{ar} = 2\ [\mathrm{m/s}]$

TCep6-19

Ep6.19 Em uma fábrica há uma tubulação de aço, k_a = 45,0 W/(m.K), com diâmetro interno igual a 52,5 mm e externo igual a 60,3 mm, que transporta de vapor d'água a 140ºC. Esta tubulação está sujeita ao escoamento perpendicular ao seu eixo de ar com velocidade de 3,0 m/s a 20ºC. Considere que a temperatura da face interna da parede do tubo é igual à temperatura do vapor e que esta tubulação é revestida externamente com uma manta, com espessura de 25 mm, de fibra de vidro, k_f = 0,04 W/(mK). Desconsiderando os efeitos da transferência de calor por radiação, determine a temperatura externa da manta isolante e a taxa de rejeição de calor por metro de tubo para o meio ambiente.

Índices:
1 - superfície interna do tubo;
2 - superfície externa do tubo;
3 - superfície externa do isolante.

$$k_a = 45,0 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{1}$$

$$D_2 = 0,0603 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D_1 = 0,0525 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$e = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$D_3 = D_2 + 2 \cdot e \tag{5}$$

$$T_v = 140 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$V = 3,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{7}$$

$$T_1 = T_v \tag{8}$$

$$k_f = 0,04 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{9}$$

$$T_f = \frac{T_3 + T_{inf}}{2} \tag{10}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \tag{11}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{12}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f. Como T_f é desconhecida, adotamos 25°C. Se esse valor ficar próximo do calculado, esse valor, para cálculo de propriedades será considerado adequado.

$$\rho = 1,169 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000185 \ [\mathrm{kg/\,(m \cdot s)}] \tag{14}$$

$$k = 0,02551 \ [\mathrm{W/\,(m \cdot K)}] \tag{15}$$

$$Pr = 0,72805 \tag{16}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{17}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \rho \cdot V \cdot D_3/\mu \tag{18}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot \frac{\left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5}}{\left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4}} \tag{19}$$

$$NuD = h \cdot D_3/k \tag{20}$$

Resistências equivalentes

$$Res_1 = \frac{\ln(D_2/D_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_a \cdot L} \tag{21}$$

$$Res_2 = \frac{\ln(D_3/D_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_f \cdot L} \tag{22}$$

$$Res_3 = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L} \tag{23}$$

$$Req = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{24}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Req} \tag{25}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_3 - T_{inf}}{Res_3} \tag{26}$$

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}/L \tag{27}$$

Resultados

$D_1 = 0,0525\,[\text{m}]$	$D_2 = 0,0603\,[\text{m}]$
$D_3 = 0,1103\,[\text{m}]$	$e = 0,025\,[\text{m}]$
$h = 19,01\,\left[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})\right]$	$k = 0,02551\,[\text{W}/(\text{m.K})]$
$k_a = 45\,[\text{W}/(\text{m.K})]$	$k_f = 0,04\,[\text{W}/(\text{m.K})]$
$L = 1\,[\text{m}]$	$\mu = 0,0000185\,[\text{kg}/(\text{m.s})]$
$\nu = 0,00001583\,\left[\text{m}^2/\text{s}\right]$	$NuD = 82,2$
$Pr = 0,7281$	$\dot{Q} = 46,97\,[\text{W}]$
$\dot{Q}_m = 46,97\,[\text{W}/\text{m}]$	$Re = 20909$
$Req = 2,555\,[\text{K}/\text{W}]$	$Res_1 = 0,0004899\,[\text{K}/\text{W}]$
$Res_2 = 2,403\,[\text{K}/\text{W}]$	$Res_3 = 0,1518\,[\text{K}/\text{W}]$
$\rho = 1,169\,\left[\text{kg}/\text{m}^3\right]$	$T_1 = 140\,[°\text{C}]$
$T_3 = 27,13\,[°\text{C}]$	$T_f = 23,56\,[°\text{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\text{C}]$	$T_v = 140\,[°\text{C}]$
$V = 3\,[\text{m}/\text{s}]$	

TCep6-20

Ep6.20 Em um equipamento térmico, ar a 20ºC escoa com velocidade de 6 m/s perpendicularmente a um tubo metálico com seção transversal quadrada com lados iguais a 5 cm. Veja a Figura Ep6.20. A superfície externa do tubo é mantida aproximadamente a 120ºC pela condensação interna de vapor d'água. Determine a taxa de calor por metro de tubo. Para resolver esse exercício, busque uma correlação adequada na literatura!

$$L = 0,05 \; [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 20 \; [\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_p = 120 \; [\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$p = 100 \; [\mathrm{kPa}] \tag{4}$$

$$V = 6,0 \; [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$T_f = \frac{T_{inf} + T_p}{2} \tag{6}$$

Propriedades do ar na temperatura de filme - 70°C

$$k = 0,02881 \; [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{7}$$

$$\rho = 1,015 \; \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$\mu = 0,0000205 \; [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{9}$$

$$Pr = 0,7177 \tag{10}$$

$$ReL = \rho \cdot V \cdot L/\mu \tag{11}$$

O cálculo do número de Reynolds resulta: 14854

Utilizando a correlação de Zukauskas apropriada obtida na literatura, obtemos:

$$NuL = 0,102 \cdot ReL^{0,675} \cdot Pr^{1/3} \tag{12}$$

$$NuL = \frac{h \cdot L}{k} \tag{13}$$

$$\dot{Q}_m = h \cdot 4 \cdot L \cdot (T_p - T_{inf}) \tag{14}$$

Resultados

$h = 34,45 \left[\mathrm{W/m^2\text{-}K}\right]$	$k = 0,02881 \, [\mathrm{W/(m\text{-}K)}]$
$L = 0,05 \, [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000205 \, [\mathrm{kg/(m\text{-}s)}]$
$NuL = 59,78$	$p = 100 \, [\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7177$	$\dot{Q}_m = 688,9 \, [\mathrm{W/m}]$
$ReL = 14854$	$\rho = 1,015 \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_f = 70 \, [\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20 \, [\mathrm{C}]$
$T_p = 120 \, [\mathrm{C}]$	$V = 6 \, [\mathrm{m/s}]$

TCep6-21

Ep6.21 Um tubo com diâmetros interno e externo iguais, respectivamente, a 50 mm e 100 mm tem a temperaturas da sua face externa igual a 40ºC. Sabe-se que sobre ele escoa perpendicularmente ar com velocidade de corrente livre de 3,0 m/s a 20ºC, que a condutibilidade térmica do material do tubo é igual a 0,08 W/(m.K). Considerando que a transferência de energia por radiação pode ser desprezada, pede-se para calcular a taxa de transferência de energia por calor por metro de tubo, o fluxo de calor nas suas superfícies interna e externa e o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a sua superfície externa e o meio ambiente e a temperatura média da sua superfície interna.

Índices:
1 - superfície interna do tubo;
2 - superfície externa do tubo;

$$D_2 = 0,100 \;\; [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D_1 = 0,050 \;\; [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_2 = 40 \;\; [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$V = 3,0 \;\; [\mathrm{m/s}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 20 \;\; [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$k_t = 0,08 \;\; [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

$$L = 1 \;\; [\mathrm{m}] \tag{8}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f e a 100 kPa:

$$P = 100 \;\; [\mathrm{kPa}] \tag{9}$$

$$k = 0,02588 \;\; [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{10}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{11}$$

$$\mu = 0,0000187 \;\; [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{12}$$

$$\rho = 1,149 \;\; \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{13}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{14}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \rho \cdot V \cdot D_2/\mu \tag{15}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{16}$$

$$A_2 = \left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4} \tag{17}$$

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot A_1/A_2 \tag{18}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k \tag{19}$$

Resistências equivalentes

$$Res1 = \frac{\ln(D_2/D_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \tag{20}$$

$$Res2 = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot D_2 \cdot L} \tag{21}$$

$$Req = Res1 + Res2 \tag{22}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Req} \tag{23}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_{inf}}{Res2} \tag{24}$$

$$Fluxo_1 = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_1 \cdot L} \tag{25}$$

$$Fluxo_2 = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_2 \cdot L} \tag{26}$$

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}/L \tag{27}$$

Solution

$A_1 = 1,143$	$A_2 = 1,137$
$D_1 = 0,05\,[\text{m}]$	$D_2 = 0,1\,[\text{m}]$
$Fluxo_1 = 790,6\,\left[\text{W/m}^2\right]$	$Fluxo_2 = 395,3\,\left[\text{W/m}^2\right]$
$h = 19,77\,\left[\text{W/(m}^2\text{.K)}\right]$	$k = 0,02588\,[\text{W/(m.K)}]$
$k_t = 0,08\,[\text{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\text{m}]$
$\mu = 0,0000187\,[\text{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001628\,\left[\text{m}^2/\text{s}\right]$
$NuD = 76,38$	$P = 100\,[\text{kPa}]$
$Pr = 0,7268$	$\dot{Q} = 124,2\,[\text{W}]$
$\dot{Q}_m = 124,2\,[\text{W/m}]$	$Re = 18433$
$Req = 1,54\,[\text{K/W}]$	$Res1 = 1,379\,[\text{K/W}]$
$Res2 = 0,161\,[\text{K/W}]$	$\rho = 1,149\,\left[\text{kg/m}^3\right]$
$T_1 = 211,3\,[°\text{C}]$	$T_2 = 40\,[°\text{C}]$
$T_f = 30\,[°\text{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\text{C}]$
$V = 3\,[\text{m/s}]$	

TCep6-22

Ep6.22 Um tubo com diâmetros interno e externo iguais, respectivamente, a 50 mm e 100 mm tem a temperaturas da sua face externa igual a 40ºC. Sabe-se que sobre ele escoa perpendicularmente ar com velocidade de corrente livre de 4,0 m/s a 20ºC, que a condutibilidade térmica do material do tubo é igual a 0,05 W/(m.K). Considerando que a emissividade da superfície externa do tubo é igual a 0,7 e que a temperatura da vizinhança também é igual a 20ºC, pede-se para calcular a taxa de calor por metro de tubo, o fluxo de calor nas suas superfícies interna e externa e o coeficiente convectivo entre a sua superfície externa e o meio ambiente e a temperatura média da sua superfície interna.

Índices:
1 - superfície interna do tubo;
2 - superfície externa do tubo;

$$D_1 = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D_2 = 0,100 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_2 = 40 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$V = 4,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$k_t = 0,05 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)}\right] \tag{9}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{10}$$

Propriedades do ar na temperatura Tf e a 100 kPa:

$$P = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{11}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W/\,(m \cdot K)}] \tag{12}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/\,(m \cdot s)}] \tag{14}$$

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{15}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{16}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \rho \cdot V \cdot D_2/\mu \tag{17}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{18}$$

$$A_2 = \left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4} \tag{19}$$

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot A_1/A_2 \tag{20}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k \tag{21}$$

Resistências equivalentes

$$A_{ext} = \pi \cdot D_2 \cdot L \tag{22}$$

$$A_{int} = \pi \cdot D_1 \cdot L \tag{23}$$

$$Res1 = \frac{\ln (D_2/D_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \tag{24}$$

$$Res2 = \frac{1}{h \cdot A_{ext}} \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_2 - T_{inf}}{Res2} \tag{26}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A_{ext} \cdot \left((T_2 + 273,15)^4 - (T_{inf} + 273,15)^4\right) \tag{27}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{Res1} \tag{28}$$

$$\dot{Q}_{cond;m} = \dot{Q}_{cond}/L \tag{29}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{30}$$

$$Fluxo_1 = \dot{Q}_{cond}/A_{int} \tag{31}$$

$$Fluxo_2 = \dot{Q}_{cond}/A_{ext} \tag{32}$$

Resultados

$A_1 = 1,171$	$A_2 = 1,137$
$A_{ext} = 0,3142\ [\mathrm{m^2}]$	$A_{int} = 0,1571\ [\mathrm{m^2}]$
$D_1 = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,1\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,7$	$Fluxo_1 = 1112\ [\mathrm{W/m^2}]$
$Fluxo_2 = 555,8\ [\mathrm{W/m^2}]$	$h = 23,36\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k = 0,02588\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_t = 0,05\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000187\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001628\ [\mathrm{m^2/s}]$	$NuD = 90,27$
$P = 100\ [\mathrm{kPa}]$	$Pr = 0,7268$
$\dot{Q}_{cond} = 174,6\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{cond;m} = 174,6\ [\mathrm{W/m}]$
$\dot{Q}_{conv} = 146,8\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 27,82\ [\mathrm{W}]$
$Re = 24578$	$Res1 = 2,206\ [\mathrm{K/W}]$
$Res2 = 0,1363\ [\mathrm{K/W}]$	$\rho = 1,149\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/m^2.K^4}]$	$T_1 = 425,2\ [°\mathrm{C}]$
$T_2 = 40\ [°\mathrm{C}]$	$T_f = 30\ [°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}]$	$V = 4\ [\mathrm{m/s}]$

TCep6-23

Ep6.23 Um tubo metálico, kt = 14 W/(m.K), com diâmetro externo igual a 80 mm e diâmetro interno igual a 68 mm, tem a sua temperatura interna aproximadamente igual a da condensação de vapor d'água a 10 bar. Este tubo está sujeito ao escoamento, perpendicular ao seu eixo, de óleo a 20ºC com velocidade de corrente livre igual a 1,0 m/s. Considere que as propriedades do óleo na temperatura de filme são: massa específica igual a 840 kg/m^{3,} viscosidade dinâmica igual a 0,0172 kg/(m.s), condutibilidade térmica igual a 0,134 W/(m.K) e Pr = 279. Determine o coeficiente convectivo observado entre o óleo e o tubo, a temperatura externa do tubo e a taxa de transferência de calor por metro de tubo.

$$D_2 = 0,080\ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D_1 = 0,068\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_1 = T_v \tag{3}$$

$$T_v = 179,9\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$V = 1,0\ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$k_t = 14\ [\mathrm{W/m{\cdot}K}] \tag{7}$$

$$\rho = 840\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$\mu = 0,0172\ [\mathrm{kg/m{\cdot}s}] \tag{9}$$

$$k = 0,134\ [\mathrm{W/m{\cdot}K}] \tag{10}$$

$$Pr = 279 \tag{11}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \rho \cdot V \cdot D_2/\mu \tag{12}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{13}$$

$$A_2 = \left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4} \tag{14}$$

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot A_1/A_2 \tag{15}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k \tag{16}$$

Resistências equivalentes

$$L = 1,0\ [\mathrm{m}] \tag{17}$$

$$Res1 = \frac{\ln (D_2/D_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \tag{18}$$

$$Res2 = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot D_2 \cdot L} \tag{19}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_{inf}}{Res2} \tag{20}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res1} \tag{21}$$

$$Fluxo1 = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_1 \cdot L} \tag{22}$$

$$Fluxo2 = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_2 \cdot L} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}/L \tag{24}$$

Resultados

$A_1 = 1,055$	$A_2 = 1,003$
$D_1 = 0,068\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,08\,[\mathrm{m}]$
$Fluxo1 = 69569\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo2 = 59134\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 446,5\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,134\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_t = 14\,[\mathrm{W(/m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0172\,[\mathrm{kg/m.s}]$	$NuD = 266,6$
$Pr = 279$	$\dot{Q} = 14862\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_m = 14862\,[\mathrm{W/m}]$	$Re = 3907$
$Res1 = 0,001848\,[\mathrm{K/W}]$	$Res2 = 0,008911\,[\mathrm{K/W}]$
$\rho = 840\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_1 = 179,9\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 152,4\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_v = 179,9\,[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 1\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-24

Ep 6.24 Água a 20ºC escoa com velocidade de corrente livre de 2 m/s sobre uma esfera lisa com diâmetro de 12 cm e com sua temperatura superficial mantida igual a 80ºC. Desprezando os efeitos da transferência de calor por radiação, determine o fluxo térmico e a taxa de calor entre a água e a esfera.

$$Tinf = 20 \ [°\text{C}] \tag{1}$$

$$V = 2,0 \ [\text{m/s}] \tag{2}$$

$$D = 0,12 \ [\text{m}] \tag{3}$$

$$Ts = 80 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

Propriedades da água na fase líquida a 20°C

$$\mu = 0,0010 \ [\text{kg/m}\cdot\text{s}] \tag{5}$$

$$\rho = 998,2 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{6}$$

$$k = 0,5984 \ [\text{W}/\left(\text{m}\cdot\text{K}\right)] \tag{7}$$

$$Pr = 7,0040 \tag{8}$$

$$cp = 4184 \ [\text{J}/\left(\text{kg}\cdot\text{K}\right)] \tag{9}$$

$$\mu_s = 0,000354 \ [\text{kg}/\left(\text{m}\cdot\text{s}\right)] \tag{10}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{11}$$

Correlação de Whitaker

$$NuD = 2 + \left(0,4 \cdot Re^{1/2} + 0,06 \cdot Re^{2/3}\right) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\mu/\mu_s\right)^{1/4} \tag{12}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{13}$$

$$Fluxo = h \cdot (Ts - Tinf) \tag{14}$$

$$\dot{Q} = Fluxo \cdot \pi \cdot D^2 \tag{15}$$

Resultados

$cp = 4184\,[\text{J/(kg.K)}]$	$D = 0,12\,[\text{m}]$
$Fluxo = 361595\,\left[\text{W/m}^2\right]$	$h = 6027\,\left[\text{W/m}^2\text{.K}\right]$
$k = 0,5984\,[\text{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,001\,[\text{kg/m.s}]$
$\mu_s = 0,000354\,[\text{kg/(m.s)}]$	$NuD = 1209$
$Pr = 7,004$	$\dot{Q} = 16358\,[\text{W}]$
$Re = 239568$	$\rho = 998,2\,\left[\text{kg/m}^3\right]$
$Tinf = 20\,[°\text{C}]$	$Ts = 80\,[°\text{C}]$
$V = 2\,[\text{m/s}]$	

TCep6-25

Ep6.25 Uma esfera com raio 0,06 m aquecida internamente em regime permanente por uma resistência elétrica, tem a temperatura média da sua superfície é igual a 100ºC. Nestas condições, ar ambiente a 20ºC é soprado sobre a esfera com velocidade de corrente livre de 5,0 m/s. Desprezando os efeitos da transferência de calor por radiação, determine o coeficiente convectivo e a taxa de transferência de calor entre a esfera e o ar.

$$R = 0,06 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D = 2 \cdot R \tag{2}$$

$$Ts = 100 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$Tinf = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$V = 5,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

Propriedades do ar a 100 kPa:

$$k = 0,02514 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{6}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{7}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{8}$$

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu_s = 0,0000218 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{10}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{11}$$

Cálculo do número de Re

$$ReD = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{12}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$NuD = 2 + A_1 \cdot A_2 \tag{13}$$

$$A_1 = \left(0,4 \cdot ReD^{1/2} + 0,06 \cdot ReD^{2/3}\right) \tag{14}$$

$$A_2 = Pr^{0,4} \cdot (\mu/\mu_s)^{1/4} \tag{15}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{16}$$

$$\dot{Q} = h \cdot 4 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot (Ts - Tinf) \tag{17}$$

Resultados

$A_1 = 148$	$A_2 = 0,8436$
$D = 0,12\,[\mathrm{m}]$	$h = 26,57\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k = 0,02514\,[\mathrm{W/m.K}]$	$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/m.s}]$
$\mu_s = 0,0000218\,[\mathrm{kg/m.s}]$	$\nu = 0,00001539\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$NuD = 126,8$	$Pr = 0,7293$
$\dot{Q} = 96,16\,[\mathrm{W}]$	$R = 0,06\,[\mathrm{m}]$
$ReD = 38984$	$\rho = 1,189\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$Tinf = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	$Ts = 100\,[^\circ\mathrm{C}]$
$V = 5\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep6-26

Ep6.26 Ar a 20ºC escoa a 5,0 m/s sobre uma lâmpada incandescente de forma esférica cujo diâmetro externo é igual a 5,0 cm. A potência da lâmpada é igual a 40 W e ela é capaz de converter apenas 60% da potência elétrica recebida em potência luminosa de forma que a potência restante é transferida por calor para o meio ambiente. Considerando que a transferência de calor se dá somente por convecção, determine a temperatura média da superfície da lâmpada. Estime a força de arrasto aplicada pelo ar à lâmpada.

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \quad (1)$$

$$P_{inf} = 100 \ [\mathrm{kPa}] \quad (2)$$

$$V = 5,0 \ [\mathrm{m/s}] \quad (3)$$

$$D = 0,05 \ [\mathrm{m}] \quad (4)$$

$$\dot{W}_{el} = 40 \ [\mathrm{W}] \quad (5)$$

$$\eta = 0,60 \quad (6)$$

$$\dot{Q} = (1 - \eta) \cdot \dot{W}_{el} \quad (7)$$

Propriedades do ar na temperatura T_{inf} = 20°C

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \quad (8)$$

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \quad (9)$$

$$k = 0,02514 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (10)$$

$$Pr = 0,7293 \quad (11)$$

$$cp = 1004 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \quad (12)$$

Necessitamos determinar a viscosidade dinâmica do ar na temperatura da superfície da lâmpada. Como ela é desconhecida, adotamos um valor. Se o valor calculado for muito diferente do adotado, os cálculos devem ser refeitos.
Adotamos Ts = 30ºC

$$\mu_s = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \quad (13)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (14)$$

Correlação de Whitaker

$$NuD = 2 + A_1 \cdot A_2 \quad (15)$$

$$A_1 = \left(0,4 \cdot Re^{1/2} + 0,06 \cdot Re^{2/3}\right) \quad (16)$$

$$A_2 = Pr^{0,4} \cdot (\mu/\mu_s)^{1/4} \quad (17)$$

$$NuD = h \cdot D/k \quad (18)$$

$$Fluxo = h \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{19}$$

$$\dot{Q} = Fluxo \cdot 4 \cdot \pi \cdot D^2 \tag{20}$$

Força de arrasto

$$C_A = 0,5 \tag{21}$$

$$F_A = C_A \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{22}$$

Como a temperatura calculada da superfície está próxima da adotada, consideramos a solução como adequada.

Resultados

$A_1 = 89,46$	$A_2 = 0,8766$
$cp = 1004\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$C_A = 0,5$
$D = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$\eta = 0,6$
$Fluxo = 509,3\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$F_A = 0,01459\,[\mathrm{N}]$
$h = 40,44\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,02514\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_s = 0,0000187\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$NuD = 80,42$	$Pr = 0,7293$
$P_{inf} = 100\,[\mathrm{kPa}]$	$\dot{Q} = 16\,[\mathrm{W}]$
$Re = 16243$	$\rho = 1,189\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 32,59\,[°\mathrm{C}]$
$V = 5\,[\mathrm{m/s}]$	$\dot{W}_{el} = 40\,[\mathrm{W}]$

TCep6-27

Ep6.27 Água é aquecida pelo seu escoamento na direção perpendicular ao eixo de uma resistência elétrica cilíndrica com raio igual a 10 mm. A temperatura média da superfície da resistência é 80ºC, a temperatura e a velocidade de corrente livre da água são, respectivamente, 20ºC e 4,0 m/s. Desprezando os efeitos da transferência de calor por radiação, determine o coeficiente médio de transferência de calor por convecção entre a superfície da resistência e a água e a taxa de calor por metro de resistência elétrica.

$$D = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$V = 4,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{3}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_f = \frac{T + T_{inf}}{2} \tag{5}$$

Propriedades da água na temperatura de filme

$$\rho = 988,0 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{6}$$

$$\mu = 0,000547 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{7}$$

$$cp = 4182 \ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{8}$$

$$k = 0,6435 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{9}$$

$$Pr = 3,553 \tag{10}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{11}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{12}$$

$$A_2 = \left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4} \tag{13}$$

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot A_1/A_2 \tag{14}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{15}$$

Taxa de calor e fluxo

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{16}$$

$$Res = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot D \cdot L} \tag{17}$$

$$\dot{Q} = \frac{T - T_{inf}}{Res} \tag{18}$$

$$Fluxo1 = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D \cdot L} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}/L \tag{20}$$

Resultados

$A_1 = 1,329$	$A_2 = 1,054$
$cp = 4182\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,01\,[\mathrm{m}]$
$Fluxo1 = 1,239 \times 10^6\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$h = 20657\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k = 0,6435\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,000547\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$NuD = 321$
$Pr = 3,553$	$\dot{Q} = 38937\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_m = 38937\,[\mathrm{W/m}]$	$Re = 72249$
$Res = 0,001541\,[\mathrm{K/W}]$	$\rho = 988\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_f = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 4\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-28

Ep6.28 Pretendendo-se aquecer ar utilizando-se vapor d'água, propõe-se que o ar escoe através de um banco de tubos conforme esquematizado na Figura Ep6.28. Os tubos têm diâmetro externo D = 40 mm; L_L = 60 mm e L_T = 60 mm e a sua temperatura superficial é igual a 120ºC. A velocidade e a temperatura de corrente livre do ar são, respectivamente, 5,0 m/s e 40ºC. Sabendo-se que o banco é composto por 5 linhas transversais de tubos, pede-se para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e os tubos.

$$D = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L_L = 0,060 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L_T = 0,060 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_s = 120 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$V = 5,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

Avaliação da velocidade máxima

$$L_I = \left(L_L^2 - (L_T/2)^2\right)^{0,5} \tag{8}$$

$$y_1 = 2 \cdot (L_I - D) \tag{9}$$

$$y_2 = L_T - D \tag{10}$$

Os cálculos resultam em $y_1 > y_2$, logo:

$$V_{max} = V \cdot \frac{L_T}{L_T - D} \tag{11}$$

Propriedades do ar na temperatura de filme, 80°C.

$$\rho = 0,9865 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\mu = 0,0000210 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{13}$$

$$cp = 1008 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{14}$$

$$k = 0,02953 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{15}$$

$$Pr = 0,7157 \tag{16}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \tag{17}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = L_L/D \tag{18}$$

$$A_2 = L_T/D \tag{19}$$

Os cálculos resultam el A_1 = A_2 = 1,5. Logo:

$$c = 0,460 \tag{20}$$

$$n = 0,562 \tag{21}$$

Como o fluido é ar, temos:

$$NuD = c \cdot Re^n \tag{22}$$

$$NuD = h_{grim} \cdot D/k \tag{23}$$

Como o número de filas de tubos é igual a 5, temos:

$$c_o = 0,92 \tag{24}$$

$$h = c_o \cdot h_{grim} \tag{25}$$

Resultados

$A_1 = 1,5$	$A_2 = 1,5$
$c = 0,46$	$cp = 1008\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$c_o = 0,92$	$D = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$h = 99,01\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$h_{grim} = 107,6\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02953\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_I = 0,05196\,[\mathrm{m}]$
$L_L = 0,06\,[\mathrm{m}]$	$L_T = 0,06\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,000021\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$n = 0,562$
$NuD = 145,8$	$Pr = 0,7157$
$Re = 28186$	$\rho = 0,9865\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_f = 80\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 40\,[°\mathrm{C}]$
$T_s = 120\,[°\mathrm{C}]$	$V = 5\,[\mathrm{m/s}]$
$V_{max} = 15\,[\mathrm{m/s}]$	$y_1 = 0,02392\,[\mathrm{m}]$
$y_2 = 0,02\,[\mathrm{m}]$	

TCep6-29

Ep6.29 Pretendendo-se aquecer ar utilizando-se vapor d'água, propõe-se que o ar escoe através de um banco de tubos conforme esquematizado na Fig. Ep6.29. Os tubos têm diâmetro externo D = 40 mm; L_L = 50 mm e L_T = 60 mm e a sua temperatura superficial é igual a 120ºC. A velocidade e a temperatura de corrente livre do ar são, respectivamente, 5,0 m/s e 40ºC. Pede-se para determinar o coeficiente de transferência de calor entre o ar e os tubos. Compare o resultado obtido com o resultado da questão anterior.

$$D = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L_L = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L_T = 0,060 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_s = 120 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$V = 5,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

Avaliação da velocidade máxima

$$V_{max} = V \cdot \frac{L_T}{L_T - D} \tag{8}$$

Propriedades do ar na temperatura de filme, 80°C.

$$\rho = 0,9865 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000210 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{10}$$

$$cp = 1008 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{11}$$

$$k = 0,02953 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{12}$$

$$Pr = 0,7157 \tag{13}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \tag{14}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = L_L / D \tag{15}$$

$$A_2 = L_T / D \tag{16}$$

Os cálculos resultam el A_1 = 1,25 e A_2 = 1,5. Logo:

$$c = 0,250 \tag{17}$$

$$n = 0,620 \tag{18}$$

Como o fluido é ar, temos:

$$NuD = c \cdot Re^n \tag{19}$$

$$NuD = h_{grim} \cdot D/k \tag{20}$$

Como o número de filas de tubos é igual a 5, temos:

$$c_o = 0,92 \tag{21}$$

$$h = c_o \cdot h_{grim} \tag{22}$$

Resultados

$A_1 = 1,25$	$A_2 = 1,5$
$c = 0,25$	$cp = 1008\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$c_o = 0,92$	$D = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$h = 97,49\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$h_{grim} = 106\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02953\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_L = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$L_T = 0,06\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,000021\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$n = 0,62$	$NuD = 143,5$
$Pr = 0,7157$	$Re = 28186$
$\rho = 0,9865\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_f = 80\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 40\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 120\,[°\mathrm{C}]$
$V = 5\,[\mathrm{m/s}]$	$V_{max} = 15\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-30

Ep6.30 Em uma unidade industrial, pretende-se reduzir a temperatura de uma substância líquida, pela sua passagem através de um banco de tubos alinhados conforme ilustrado na Figura Ep6.29. Considere que D = 60 mm; L_L = 90 mm e L_T = 90 mm, que a temperatura superficial dos tubos é 30°C, que a temperatura do fluido é 110°C e que as propriedades deste fluido na temperatura de filme são: rho = 960 kg/m^3, mu = 0,010 kg/(m.s), cp =4300 J/(kg.K), Pr = 1,65 e k_f = 0,68 W/(m.K). Sabendo o banco de tubos é formado por oito fileiras de tubos e que a velocidade da substância na entrada do banco de tubos é V = 1,5 m/s, pede-se para avaliar o coeficiente de transmissão de calor por convecção.

$$D = 0,060 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L_L = 0,090 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L_T = 0,090 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_s = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$V = 1,5 \ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 110 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

Avaliação da velocidade máxima

Como o feixe de tubos é alinhado, vem:

$$V_{max} = V \cdot \left(\frac{L_T}{L_T - D} \right) \tag{7}$$

Propriedades do fluido

$$\rho = 960 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$\mu = 0,010 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{9}$$

$$cp = 4300 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{10}$$

$$k = 0,68 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{11}$$

$$Pr = 1,65 \tag{12}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \tag{13}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = L_L/D \tag{14}$$

$$A_2 = L_T/D \tag{15}$$

Os cálculos resultam em $A_1 = A_2 = 1{,}5$. Logo:

$$c = 0,250 \tag{16}$$

$$n = 0,620 \tag{17}$$

Como o fluido não é ar, temos:

$$NuD = 1,13 \cdot c \cdot Re^n \cdot Pr^{1/3} \tag{18}$$

$$NuD = h_{grim} \cdot D/k \tag{19}$$

Como o número de filas de tubos é igual a 8, temos:

$$c_o = 0,98 \tag{20}$$

$$h = c_o \cdot h_{grim} \tag{21}$$

Resultados

$A_1 = 1,5$	$A_2 = 1,5$
$c = 0,25$	$cp = 4300\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$c_o = 0,98$	$D = 0,06\,[\mathrm{m}]$
$h = 2021\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$h_{grim} = 2062\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,68\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_L = 0,09\,[\mathrm{m}]$
$L_T = 0,09\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,01\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$n = 0,62$	$NuD = 182$
$Pr = 1,65$	$Re = 25920$
$\rho = 960\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_{inf} = 110\,[°\mathrm{C}]$
$T_s = 30\,[°\mathrm{C}]$	$V = 1,5\,[\mathrm{m/s}]$
$V_{max} = 4,5\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep6-31

Ep6.31 Óleo hidráulico a 50°C escoa com velocidade de 1,0 m/s perpendicularmente a um tubo metálico com diâmetro externo de 15 mm cuja superfície está a 30°C. Utilizando a correlação de Churchill-Bernstein, Equação 6.28, determine o fluxo térmico médio entre a superfície do tubo e o óleo e a taxa de calor do óleo para o tubo por metro de tubo. Considere que o óleo lubrificante tem as seguintes propriedades a 40°C: ρ = 876 kg/m^3, μ = 0,210 kg/(m.s), k = 0,44 W/(m.K), Pr = 2870, cp = 1974 J/(kg.K).

$$T_{inf} = 50 \ [°C] \tag{1}$$

$$V = 1,0 \ [m/s] \tag{2}$$

$$D = 0,015 \ [m] \tag{3}$$

$$T_s = 30 \ [°C] \tag{4}$$

$$T_f = 40 \ [°C] \tag{5}$$

Propriedades do óleo

$$\mu = 0,210 \ [kg/(m \cdot s)] \tag{6}$$

$$\rho = 876 \ \left[kg/m^3\right] \tag{7}$$

$$k = 0,44 \ [W/(m \cdot K)] \tag{8}$$

$$Pr = 2870 \tag{9}$$

$$cp = 1974 \ [J/(kg \cdot K)] \tag{10}$$

Cálculo no número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{11}$$

Correlação de Churchill-Bernstein

$$NuD = 0,3 + \left(\frac{0,62 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{\left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4}} \right) \cdot \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{12}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{13}$$

Cálculo do fluxo e da taxa de calor

$$Fluxo = h \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{14}$$

$$\dot{Q}_{linha} = Fluxo \cdot \pi \cdot D \tag{15}$$

Resultados

$cp = 1974$ [J/(kg.K)]	$D = 0,015$ [m]
$Fluxo = 41207$ [W/m^2]	$h = 2060$ [W/(m^2.K)]
$k = 0,44$ [W/(m.K)]	$\mu = 0,21$ [kg/(m.s)]
$NuD = 70,24$	$Pr = 2870$
$\dot{Q}_{linha} = 1942$ [W/m]	$Re = 62,57$
$\rho = 876$ [kg/m^3]	$T_f = 40$ [°C]
$T_{inf} = 50$ [°C]	$T_s = 30$ [°C]
$V = 1$ [m/s]	

TCep6-32

Ep6.32 Em uma fábrica há uma tubulação de aço carbono, k_a = 45,0 W/(m.K), com diâmetro interno e externo, respectivamente iguais a 52,5 mm e 60,3 mm, que transporta de vapor d'água saturado a 8 bar e, por desleixo do responsável, um trecho desta tubulação está temporariamente sem isolamento térmico. Esta tubulação está sujeita ao escoamento perpendicular ao seu eixo de ar com velocidade de 2,0 m/s a 30ºC. Considere que a temperatura da face interna da parede do tubo é igual à temperatura do vapor. Desprezando os efeitos da transferência de calor por radiação e utilizando a correlação de Churchill-Bernstein, equação 6.28, determine a temperatura externa do tubo e a taxa de transferência de calor por metro de tubo para o meio ambiente.

$$k_{aco} = 45 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$r_1 = 0,02625 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = 0,03015 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$P_{vapor} = 800 \ [\mathrm{kPa}] \tag{4}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$V_{ar} = 2,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{6}$$

$$T_{ar} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_1 = 170,4 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

Como a temperatura da superfície externa do tubo deve ser próxima à da interna, consideraremos Tf = 100°C.

$$\rho = 0,9337 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000218 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{10}$$

$$k = 0,03095 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{11}$$

$$Pr = 0,7118 \tag{12}$$

$$Pr_s = 0,7016 \qquad \text{(a 170°C)} \tag{13}$$

$$Re = \rho \cdot V_{ar} \cdot 2 \cdot r_2 / \mu \tag{14}$$

$$C_1 = 0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \tag{15}$$

$$C_2 = \left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4} \tag{16}$$

$$C_3 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{17}$$

$$NuD = 0,3 + C_1/C_2 \cdot C_3 \tag{18}$$

$$NuD = h \cdot 2 \cdot r_2 / k \tag{19}$$

$$R_{cond} = \frac{\ln (r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_{aco} \cdot L} \tag{20}$$

$$Area = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{21}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot Area} \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cond}} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_2 - T_{ar}}{R_{conv}} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{cond;m} = \dot{Q}_{cond}/L \tag{26}$$

Resultados

$Area = 0,1894\ [\mathrm{m}^2]$	$C_1 = 39,79$
$C_2 = 1,139$	$C_3 = 1,065$
$h = 19,26\ [\mathrm{W/m^2.K}]$	$k = 0,03095\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{aco} = 45\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\ [\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000218\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$NuD = 37,52$
$Pr = 0,7118$	$Pr_s = 0,7016$
$P_{vapor} = 800\ [\mathrm{kPa}]$	$\dot{Q}_{cond} = 511,3\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{cond;m} = 511,3\ [\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_{conv} = 511,3\ [\mathrm{W}]$
$Re = 5165$	$\rho = 0,9337\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$r_1 = 0,02625\ [\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,03015\ [\mathrm{m}]$
$R_{cond} = 0,0004899\ [\mathrm{K/W}]$	$R_{conv} = 0,2741\ [\mathrm{K/W}]$
$T_1 = 170,4\ [^\circ\mathrm{C}]$	$T_2 = 170,1\ [^\circ\mathrm{C}]$
$T_{ar} = 30\ [^\circ\mathrm{C}]$	$V_{ar} = 2\ [\mathrm{m/s}]$

TCep6-33

Ep6.33 No interior de um tubo de cobre, escoa uma mistura bifásica de R134a na temperatura de -20ºC. O tubo está isolado com uma camada de um isolante térmico com condutividade térmica kI = 0,04 W/(m.K) e diâmetro externo igual a 40 mm. Sabe-se que a temperatura externa do isolante é igual a 25ºC, que o meio ambiente está a 30ºC e que sobre o tubo isolado, escoa perpendicularmente ar com velocidade de corrente livre de 4,0 m/s e que a emissividade da superfície do isolante térmico é igual a 0,8. Considerando desprezível a resistência à transferência de calor por condução no tubo de cobre e considerando que a temperatura da sua superfície é aproximadamente igual à do R134a, pede-se para determinar:
a) a taxa de calor por convecção por metro de tubo,
b) a taxa de calor por radiação por metro de tubo,
c) a espessura do isolamento,
d) e a taxa de evaporação de R134a por metro de tubo sabendo que sua entalpia de vaporização a -20ºC é igual a 212,3 kJ/kg.

$$k_i = 0,04 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{1}$$

$$r_2 = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_1 = 253,15 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$T_2 = 298,15 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,8 \tag{5}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{7}$$

$$V_{ar} = 4,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{8}$$

$$T_{ar} = 303,15 \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$D = 2 \cdot r_2 \tag{10}$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L \tag{11}$$

$$T_f = 27,5 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{12}$$

Taxa de calor por radiação

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left(T_{ar}^4 - T_2^4\right) \tag{13}$$

Propriedades do ar na temeratura T$_f$

Interpolando na Tabela B.1, vem:

$$\rho = 1,159 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$\mu = 0,0000186 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{15}$$

$$k = 0,025695 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{16}$$

$$Pr = 0,7274 \tag{17}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{ar} \cdot D}{\mu} \tag{18}$$

Taxa de calor por convecção

Eq. Churchill-Bernstein

$$NuD = 0,3 + A_1 \cdot A_2 \tag{19}$$

$$A_1 = \left(\frac{0,62 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{\left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{0,25}} \right) \tag{20}$$

$$A_2 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{21}$$

Avaliação da espessura do isolante

$$NuD = \frac{h \cdot D}{k} \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_{ar} - T_2) \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_2 - T_1}{R} \tag{25}$$

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} \tag{26}$$

$$e = r_2 - r_1 \tag{27}$$

Taxa de evaporação, TE

$$hv = 212300 \ \text{[J/kg]} \tag{28}$$

$$T_{evap} = \dot{Q}_{cond}/hv \tag{29}$$

Resultados

$A = 0,1257\ [\mathrm{m}^2]$	$A_1 = 48,97$
$A_2 = 1,098$	$D = 0,04\ [\mathrm{m}]$
$e = 0,007297\ [\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,8$
$h = 34,73\ [\mathrm{W/m^2.K}]$	$hv = 212300\ [\mathrm{J/kg}]$
$k = 0,0257\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_i = 0,04\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000186\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$NuD = 54,06$	$Pr = 0,7274$
$\dot{Q}_{cond} = 24,92\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 21,82\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 3,098\ [\mathrm{W}]$	$R = 1,806\ [\mathrm{K/W}]$
$Re = 9970$	$\rho = 1,159\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$r_1 = 0,0127\ [\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,02\ [\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/(m^2.K^4)}]$	$T_1 = 253,2\ [\mathrm{K}]$
$T_2 = 298,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{ar} = 303,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{evap} = 0,0001174\ [\mathrm{kg/s}]$	$T_f = 27,5\ [^\circ\mathrm{C}]$
$V_{ar} = 4\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep6-34

Ep6.34 Pretendendo-se aquecer ar, inicialmente a 20°C, para um processo especial de secagem que requer ar limpo, optou-se pelo seu escoamento através de um banco de resistências elétricas cilíndricas de forma que na seção de saída do banco se disponha de ar a 100ºC. Sabe-se que o banco é formado por 25 resistências com comprimento igual a 400 mm e diâmetro de 10 mm dispostas como o ilustrado na Figura Ep6.28, sendo L_L = 20 mm, L_T = 20 mm e L = 100 mm. A velocidade do ar na entrada do banco de resistências é V = 3,0 m/s. Pede-se para determinar o coeficiente convectivo médio observado entre o ar e os tubos. Considere, para efeito de cálculo das propriedades do ar, que a sua temperatura de filme é igual a 60°C

$$N_r = 25 \quad (1)$$

$$D = 0,010 \ [\mathrm{m}] \quad (2)$$

$$R = 0,400 \ [\mathrm{m}] \quad (3)$$

$$L_L = 0,020 \ [\mathrm{m}] \quad (4)$$

$$L_T = 0,020 \ [\mathrm{m}] \quad (5)$$

$$L = 0,100 \ [\mathrm{m}] \quad (6)$$

$$T_e = 20 \ [°\mathrm{C}] \quad (7)$$

$$T_s = 100 \ [°\mathrm{C}] \quad (8)$$

$$V = 3,0 \ [\mathrm{m/s}] \quad (9)$$

Avaliações preliminares

$$T_f = \frac{T_s + T_e}{2} \quad (10)$$

$$V_{max} = V \cdot \frac{L_T}{L_T - D} \quad (11)$$

Propriedades do ar na temperatura de filme, 60°C.

$$\rho = 1,046 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \quad (12)$$

$$\mu = 0,0000201 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \quad (13)$$

$$cp = 1007 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \quad (14)$$

$$k = 0,02808 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (15)$$

$$Pr = 0,7199 \quad (16)$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \quad (17)$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = L_L / D \quad (18)$$

$$A_2 = L_T/D \tag{19}$$

Os cálculos resultam el A_1 = 1,25 e A_2 = 1,5. Logo:

$$c = 0,229 \tag{20}$$

$$n = 0,632 \tag{21}$$

Como o fluido é ar, temos:

$$NuD = c \cdot Re^n \tag{22}$$

$$NuD = h_{grim} \cdot D/k \tag{23}$$

Como o número de filas de tubos é igual a 5, temos:

$$c_o = 0,92 \tag{24}$$

$$h = c_o \cdot h_{grim} \tag{25}$$

Resultados

$A_1 = 2$	$A_2 = 2$
$c = 0,229$	$cp = 1007\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$c_o = 0,92$	$D = 0,01\,[\mathrm{m}]$
$h = 95,62\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_{grim} = 103,9\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02808\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,1\,[\mathrm{m}]$
$L_L = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$L_T = 0,02\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000201\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$n = 0,632$
$NuD = 37,01$	$N_r = 25$
$Pr = 0,7199$	$R = 0,4\,[\mathrm{m}]$
$Re = 3122$	$\rho = 1,046\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_e = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_f = 60\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_s = 100\,[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 3\,[\mathrm{m/s}]$
$V_{max} = 6\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep6-35

Ep6.35 Água a 20ºC e a 5 bar escoa paralelamente a uma placa metálica lisa retangular com lado igual a 0,4 m mantida na temperatura de 120ºC. Considerando que a velocidade de corrente livre da água é igual a 1,0 m/s. Pede-se para determinar:
a) o fluxo de calor a 1/3 da borda de ataque da placa;
b) o fluxo de calor a $\frac{3}{4}$ da borda de ataque da placa;
c) a taxa de calor observada entre uma das faces da placa e a água.

$$T_{inf} = 20 \ [\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$L_1 = 0,4 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L_2 = L_1/3 \tag{3}$$

$$L_3 = 3 \cdot L_1/4 \tag{4}$$

$$b = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$V = 1,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{6}$$

$$T_p = 120 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_f = \frac{T_{inf} + T_p}{2} \tag{8}$$

Propriedades da água na temperatura de filme

$$k = 0,6631 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{9}$$

$$\rho = 977,7 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{10}$$

$$\mu = 0,000404 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{11}$$

$$Pr = 2,552 \tag{12}$$

$$cp = 4190 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{13}$$

$$Re_1 = \rho \cdot V \cdot L_1/\mu \tag{14}$$

$$Re_2 = \rho \cdot V \cdot L_2/\mu \tag{15}$$

$$Re_3 = \rho \cdot V \cdot L_3/\mu \tag{16}$$

Os cálculos dos números de Reynolds indicam que a camada limite é laminar a 1/3 do bordo de ataque e é turbulenta nos outros pontos considerados.

Para o cálculo do fluxo local, deve-se utilizar o coeficiente convectivo local.

Fluxo de calor em $\mathrm{L_2}$

$$Fluxo_2 = h_2 \cdot (T_p - T_{inf}) \tag{17}$$

$$Nu2 = 0,332 \cdot Re_2^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \tag{18}$$

$$Nu2 = h_2 \cdot L_2/k \tag{19}$$

Fluxo de calor em L_3

Por hipótese, consideraremos que é razoável utilizar a expressão 6.18 adequada para cálculo do número de Nusselt local em camadas limite totalmente turbulentas.

$$Fluxo_3 = h_3 \cdot (T_p - T_{inf}) \tag{20}$$

$$Nu3 = 0,0296 \cdot Re_2^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \tag{21}$$

$$Nu3 = h_3 \cdot L_3/k \tag{22}$$

Fluxo de calor em L_1

Por hipótese, consideraremos que é razoável utilizar a expressão 6.18 adequada para cálculo do número de Nusselt local em camadas limite totalmente turbulentas.

$$Fluxo_1 = h_1 \cdot (T_p - T_{inf}) \tag{23}$$

$$Nu1 = 0,0296 \cdot Re_1^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \tag{24}$$

$$Nu1 = h_1 \cdot L_1/k \tag{25}$$

Resultados

$b = 1\,[\mathrm{m}]$	$cp = 4190\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$Fluxo_1 = 412235\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_2 = 128170\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_3 = 228237\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$h_1 = 4122\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$h_2 = 1282\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_3 = 2282\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,6631\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_1 = 0,4\,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,1333\,[\mathrm{m}]$	$L_3 = 0,3\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,000404\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$Nu1 = 2487$
$Nu2 = 257,7$	$Nu3 = 1033$
$Pr = 2,552$	$Re_1 = 968020$
$Re_2 = 322673$	$Re_3 = 726015$
$\rho = 977,7\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_f = 70\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_p = 120\,[°\mathrm{C}]$
$V = 1\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep6-36

Ep6.36 Água a 20ºC escoa paralelamente a uma placa metálica lisa retangular com lado igual a 1,0 m. Considere que no interior da placa há uma resistência elétrica suficientemente bem distribuída para que se possa supor que o fluxo de calor em cada uma das faces da placa é constante e uniforme. Considere também que a potência da resistência elétrica é igual a 4,0 kW e que a velocidade de corrente livre da água é igual a 1,0 m/s. Pede-se para determinar:
a) a temperatura da placa a 1/3 da borda de ataque;
b) a temperatura da placa a 2/3 da borda de ataque.

Hipótese: o fluxo de calor é uniforme e constante ao longo da placa.

$$L_1 = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L_2 = 2 \cdot L_1/3 \tag{2}$$

$$L_3 = L_1/3 \tag{3}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$V = 1,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$\dot{W} = 4000 \ [\mathrm{W}] \tag{6}$$

Considerando que a transferência de calor ocorre nas duas faces da placa, temos:

$$\dot{Q} = \dot{W}/2 \tag{7}$$

$$Fluxo = \dot{Q}/A \tag{8}$$

$$A = L_1^2 \tag{9}$$

Cálculo do Número de Reynolds

Considerando, para efeito do cálculo do número de Reynolds, que as propriedades da água podem se tomadas a 20°C, temos:

$$\rho = 998,2 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{10}$$

$$\mu = 0,0010 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{11}$$

$$k = 0,5984 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{12}$$

$$Pr = 7,0040 \tag{13}$$

$$cp = 4184 \ [\mathrm{J/\,(kg{\cdot}K)}] \tag{14}$$

$$Re_1 = \frac{\rho \cdot V \cdot L_1}{\mu} \tag{15}$$

$$Re_2 = \frac{\rho \cdot V \cdot L_2}{\mu} \tag{16}$$

$$Re_3 = \frac{\rho \cdot V \cdot L_3}{\mu} \tag{17}$$

Os coeficientes convectivos serão dados por:

$$Nu1 = 0,00380 \cdot Re_1^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \tag{18}$$

$$Nu1 = h_1 \cdot L_1/k \tag{19}$$

$$Nu2 = 0,00380 \cdot Re_2^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \tag{20}$$

$$Nu2 = h_2 \cdot L_2/k \tag{21}$$

$$Nu3 = 0,453 \cdot Re_3^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \tag{22}$$

$$Nu3 = h_3 \cdot L_3/k \tag{23}$$

As temperaturas serão

$$T_1 = T_{inf} + Fluxo/h_1 \tag{24}$$

$$T_2 = T_{inf} + Fluxo/h_2 \tag{25}$$

$$T_3 = T_{inf} + Fluxo/h_3 \tag{26}$$

Resultados

$A = 1\,[\mathrm{m}^2]$	$cp = 4184\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$Fluxo = 2000\,[\mathrm{W/m}^2]$	$h_1 = 274,1\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_2 = 297,3\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$h_3 = 897,5\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k = 0,5984\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_1 = 1\,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,6667\,[\mathrm{m}]$	$L_3 = 0,3333\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,001\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$Nu1 = 458,1$
$Nu2 = 331,2$	$Nu3 = 500$
$Pr = 7,004$	$\dot{Q} = 2000\,[\mathrm{W}]$
$Re_1 = 998200$	$Re_2 = 665467$
$Re_3 = 332733$	$\rho = 998,2\,[\mathrm{kg/m^3}]$
$T_1 = 27,3\,[°\mathrm{C}]$	$T_2 = 26,73\,[°\mathrm{C}]$
$T_3 = 22,23\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$V = 1\,[\mathrm{m/s}]$	$\dot{W} = 4000\,[\mathrm{W}]$

TCep6-37

Ep6.37 Em uma fábrica de papel há uma tubulação de aço carbono, k_a = 45,0 W/(m.K), com diâmetro externo igual a 73 mm e espessura de parede igual a 5,2 mm, destinada ao transporte de óleo com temperatura média igual a 240ºC. Esta tubulação está sujeita ao escoamento perpendicular ao seu eixo de ar com velocidade de 2,0 m/s a 20ºC. Considere que a temperatura da face interna da parede do tubo é igual à temperatura do óleo e que esta tubulação é revestida externamente com uma manta isolante, com espessura de 38 mm, e com condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). Desconsiderando os efeitos da transferência de calor por radiação, determine a temperatura externa da manta isolante e a taxa de rejeição de calor por metro de tubo para o meio ambiente.

$$k_a = 45\ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$k_i = 0,04\ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{2}$$

$$r_2 = 0,0365\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_1 = r_2 - 0,0052\ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$r_3 = r_2 + 0,038\ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$L = 1,0\ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$V_{ar} = 2,0\ [\mathrm{m/s}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$T_1 = 240\ [°\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$P_{atm} = 100\ [\mathrm{kPa}] \tag{10}$$

Propriedades do ar

para efeito do cálculo das propriedaes do ar, adoto T_3 = 30°C, logo T_{inf} = 25°C.
Como o cálculo de T_3 resulta 29,0°C, a adoção de T_3 = 30°C foi adequada.

$$\rho = 1,169\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{11}$$

$$\mu = 0,0000184\ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{12}$$

$$k = 0,02551\ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{13}$$

$$Pr = 0,72805 \tag{14}$$

Equação de Churchill-Berstein

$$Nus = 0,3 + \left(\frac{0,62 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{\left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4}} \right) \cdot A_1 \tag{15}$$

$$A_1 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{16}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{ar} \cdot 2 \cdot r_3}{\mu} \tag{17}$$

$$Nus = \frac{h \cdot 2 \cdot r_3}{k} \tag{18}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_3 - T_{inf}}{R_{conv}} \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_3}{R_{cond}} \tag{21}$$

$$R_{cond} = R_{cond1} + R_{cond2} \tag{22}$$

$$R_{cond1} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \tag{23}$$

$$R_{cond2} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \tag{25}$$

Resultados

$A_1 = 1,145$	$h = 13,29\,[\mathrm{W/m^2 \cdot K}]$
$k = 0,02551\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_a = 45\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_i = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000184\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$Nus = 77,61$
$Pr = 0,7281$	$P_{atm} = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$\dot{Q}_{cond} = 55,58\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 55,58\,[\mathrm{W}]$
$Re = 18933$	$\rho = 1,169\,[\mathrm{kg/m^3}]$
$r_1 = 0,0313\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,0365\,[\mathrm{m}]$
$r_3 = 0,0745\,[\mathrm{m}]$	$R_{cond} = 3,798\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{cond1} = 0,9589\,[\mathrm{K/W}]$	$R_{cond2} = 2,839\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{conv} = 0,1608\,[\mathrm{K/W}]$	$T_1 = 240\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 28,93\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$V_{ar} = 2\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep6-38

Ep6.38 Em uma fábrica de papel há uma tubulação de aço carbono, k_a = 45,0 W/(m.K), com diâmetro externo igual a 73 mm e espessura de parede igual a 5,2 mm, destinada ao transporte de óleo com temperatura média igual a 240ºC. Esta tubulação está sujeita ao escoamento perpendicular ao seu eixo de ar ambiente com velocidade de 2,0 m/s a 20ºC. Considere que a temperatura da face interna da parede do tubo é igual à temperatura do óleo e que esta tubulação é revestida externamente com uma manta de material isolante, com espessura de 38 mm, e com condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K). Supondo que a superfície externa do isolamento térmico apresente emissividade igual a 0,75, determine a temperatura externa da manta isolante e a taxa de calor por metro de tubo para o meio ambiente.

$$k_a = 45 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$k_i = 0,035 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{2}$$

$$r_2 = (73/2000) \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$e_a = 0,0052 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$r_1 = r_2 - e_a \tag{5}$$

$$e_i = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$r_3 = r_2 + e_i \tag{7}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$V_{ar} = 2,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{9}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$T_1 = 240 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{11}$$

$$P_{atm} = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{12}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{13}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{14}$$

Propriedades do ar na temperatura de filme

Note que, como a temperatura da superfície externa da manta é desconhecida, não conhecemos a temperatura de filme. Adotamos, então, T_f = 25°C, se os cálculos indicarem um valor significativamente diferente, eles devem ser refeitos.

$$T_f = 25 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{15}$$

$$\rho = 1,169 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{16}$$

$$\mu = 0,0000185 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{17}$$

$$k = 0,02551 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{18}$$

$$Pr = 0,7281 \tag{19}$$

Equação de Churchill-Berstein

$$A_1 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{20}$$

$$Nus = 0,3 + \left(\frac{0,62 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{\left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4}} \right) \cdot A_1 \tag{21}$$

$$Nus = \frac{h \cdot 2 \cdot r_3}{k} \tag{22}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{ar} \cdot 2 \cdot r_3}{\mu} \tag{23}$$

Taxa de calor por condução por unidade de comprimento de tubo

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_3}{Rcond} \tag{24}$$

$$Rcond_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_a} \tag{25}$$

$$Rcond_2 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_i} \tag{26}$$

$$Rcond = Rcond_1 + Rcond_2 \tag{27}$$

Taxa de calor por convecção por unidade de comprimento de tubo

$$Rconv = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3} \tag{28}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_3 - T_{inf}}{Rconv} \tag{29}$$

Taxa de calor por radiação por unidade de comprimento de tubo

$$A = 273,15 \ \text{[K]} \tag{30}$$

$$T_{viz} = T_{inf} \tag{31}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot \left((T_3 + A)^4 - (T_{viz} + A)^4\right) \tag{32}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{33}$$

Resultados

$A = 273,2\,[\mathrm{K}]$ $\quad$ $A_1 = 1,145$
$\epsilon = 0,75$ $\quad$ $e_a = 0,0052\,[\mathrm{m}]$
$e_i = 0,038\,[\mathrm{m}]$ $\quad$ $h = 13,25\,\left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right]$
$k = 0,02551\,[\mathrm{W/(m.K)}]$ $\quad$ $k_a = 45\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_i = 0,035\,[\mathrm{W/(m.K)}]$ $\quad$ $L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000185\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$ $\quad$ $Nus = 77,37$
$Pr = 0,7281$ $\quad$ $P_{atm} = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$\dot{Q}_{cond} = 65,37\,[\mathrm{W/m}]$ $\quad$ $\dot{Q}_{conv} = 48,9\,[\mathrm{W/m}]$
$\dot{Q}_{rad} = 16,47\,[\mathrm{W/m}]$ $\quad$ $Rcond = 3,245\,[\mathrm{m.K/W}]$
$Rcond_1 = 0,0005436\,[\mathrm{m.K/W}]$ $\quad$ $Rcond_2 = 3,244\,[\mathrm{m.K/W}]$
$Rconv = 0,1613\,[\mathrm{m.K/W}]$ $\quad$ $Re = 18830$
$\rho = 1,169\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$ $\quad$ $r_1 = 0,0313\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,0365\,[\mathrm{m}]$ $\quad$ $r_3 = 0,0745\,[\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W/m^2\text{-}K^4}\right]$ $\quad$ $T_1 = 240\,[°\mathrm{C}]$
$T_3 = 27,89\,[°\mathrm{C}]$ $\quad$ $T_f = 25\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$ $\quad$ $T_{viz} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$V_{ar} = 2\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-39

Ep6.39 No interior de um tubo metálico com diâmetro externo igual a 10 mm, escoa uma mistura bifásica de R134a na temperatura de -26ºC. O tubo está isolado com uma camada de um isolante térmico com condutividade térmica k_i = 0,02 W/(m.K) e diâmetro externo igual a 40 mm. Veja a Figura Ep6.33. Sabe-se que tanto a temperatura do ar ambiente quanto a da vizinhança do tubo são iguais a 30ºC que, sobre o tubo isolado, escoa perpendicularmente ar com velocidade de corrente livre de 4,0 m/s e que a emissividade da superfície do isolamento é igual a 0,7. Considerando, apenas para cálculo de propriedades, que a temperatura de filme é igual a 30ºC, que a resistência à transferência de calor por condução no tubo de cobre é desprezível e que a temperatura da sua superfície é aproximadamente igual à do R134a, pede-se para determinar:
a) temperatura da superfície externa do isolante térmico;
b) taxa de calor por convecção por metro de tubo;
c) a taxa de calor por radiação por metro de tubo;
d) a taxa de condensação de R134a por metro de tubo sabendo que sua entalpia de vaporização

$$p_{atm} = 100 \ [\text{kPa}] \quad (1)$$

$$D_1 = 0,010 \ [\text{m}] \quad (2)$$

$$r_1 = D_1/2 \quad (3)$$

$$T_1 = -26 \ [°\text{C}] \quad (4)$$

$$k_i = 0,02 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \quad (5)$$

$$D_2 = 0,040 \ [\text{m}] \quad (6)$$

$$r_2 = D_2/2 \quad (7)$$

$$T_{inf} = 30 \ [°\text{C}] \quad (8)$$

$$V = 4,0 \ [\text{m/s}] \quad (9)$$

$$\epsilon = 0,7 \quad (10)$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2\cdot\text{K}^4\right)\right] \quad (11)$$

$$L = 1 \ [\text{m}] \quad (12)$$

$$h_{LV} = 212300 \ [\text{J/kg}] \quad (13)$$

Propriedades do ar determinadas na temperatura de filme.

$$T_f = 30 \ [°\text{C}] \quad (14)$$

$$k_a = 0,02588 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \quad (15)$$

$$cp_a = 1005 \ [\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})] \quad (16)$$

$$\rho_a = 1,149 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \quad (17)$$

$$\mu_a = 0,0000187 \ [\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})] \quad (18)$$

$$Pr_a = 0,7268 \quad (19)$$

Determinação do coeficiente convectivo

$$Re = \rho_a \cdot V \cdot D_2/\mu_a \tag{20}$$

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot \frac{Pr_a^{1/3}}{\left(1 + (0,4/Pr_a)^{2/3}\right)^{1/4}} \cdot \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{21}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k_a \tag{22}$$

$$Res_1 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} \tag{23}$$

$$Res_2 = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_2 - T_1}{Res_1} \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_{inf} - T_2}{Res_2} \tag{26}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \cdot \left((T_{inf} + 273,15)^4 - (T_2 + 273,15)^4\right) \tag{27}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{28}$$

$$Taxa_{cond} = \dot{Q}_{cond}/h_{LV} \tag{29}$$

Resultados

$cp_a = 1005$ [J/(kg-K)]	$D_1 = 0,01$ [m]
$D_2 = 0,04$ [m]	$\epsilon = 0,7$
$h = 34,7$ [W/(m^2.K)]	$h_{LV} = 212300$ [J/kg]
$k_a = 0,02588$ [W/(m.K)]	$k_i = 0,02$ [W/(m.K)]
$L = 1$ [m]	$\mu_a = 0,0000187$ [kg/(m-s)]
$NuD = 53,63$	$Pr_a = 0,7268$
$p_{atm} = 100$ [kPa]	$\dot{Q}_{cond} = 4,984$ [W]
$\dot{Q}_{conv} = 4,423$ [W]	$\dot{Q}_{rad} = 0,561$ [W]
$Re = 9831$	$Res_1 = 11,03$ [K/W]
$Res_2 = 0,2294$ [K/W]	$\rho_a = 1,149$ [kg/m^3]
$r_1 = 0,005$ [m]	$r_2 = 0,02$ [m]
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}$ [W/(m^2.K^4)]	$Taxa_{cond} = 0,00002348$ [kg/s]
$T_1 = -26$ [°C]	$T_2 = 28,99$ [°C]
$T_f = 30$ [°C]	$T_{inf} = 30$ [°C]
$V = 4$ [m/s]	

TCep6-40

Ep6.40 Na linha de centro de um cilindro com raio externo igual a 30 mm e comprimento igual a 1,0 m, existe uma resistência elétrica também cilíndrica que promove o seu aquecimento. Sabe-se que a temperatura média da superfície do cilindro é igual a 40ºC, que a sua vizinhança está a 20ºC e que sobre ele escoa ar a 10ºC com velocidade de corrente livre de 4,0 m/s. Considerando que a superfície externa do tubo apresenta emissividade igual a 0,75, que raio da resistência é igual a 10 mm e que a condutibilidade térmica do material constituinte do cilindro é igual a 14 W/(m.K), pede-se para calcular:
a) o coeficiente convectivo observado entre a superfície do cilindro e o meio ambiente;
b) a taxa de calor por convecção entre o cilindro e o meio ambiente;
c) a potência da resistência elétrica;
d) a temperatura da superfície externa da resistência elétrica.

$$k_c = 14 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$r_1 = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D = 2 \cdot r_2 \tag{4}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$T_s = (40 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$T_{ar} = (10 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$T_{viz} = (20 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{8}$$

$$V_{ar} = 4,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{9}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{10}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{11}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{ar}}{2} \tag{12}$$

Propriedades do ar na temperatura Tf

$$\mu = 0,0000185 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{13}$$

$$\rho = 1,169 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$k = 0,02551 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{15}$$

$$cp = 1004,5 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{16}$$

$$Pr = 0,72805 \tag{17}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{ar} \cdot D}{\mu} \tag{18}$$

$$A_1 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{19}$$

$$NuD = 0,3 + \left(\frac{0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left(\left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)\right)^{1/4}} \right) \cdot A_1 \tag{20}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_s - T_{ar}) \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot \left(T_s^4 - T_{viz}^4\right) \tag{23}$$

$$\dot{W}_{el} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{24}$$

$$\dot{W}_{el} = \frac{T_{res} - T_s}{Req} \tag{25}$$

$$Req = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_c \cdot L} \tag{26}$$

Resultados

$A_1 = 1,127$	$cp = 1005$ [J/(kg.K)]
$D = 0,06$ [m]	$\epsilon = 0,75$
$h = 29,07$ [W/(m^2.K)]	$k = 0,02551$ [W/(m.K)]
$k_c = 14$ [W/(m.K)]	$L = 1$ [m]
$\mu = 0,0000185$ [kg/(m.s)]	$NuD = 68,37$
$Pr = 0,7281$	$\dot{Q}_{conv} = 164,4$ [W]
$\dot{Q}_{rad} = 17,88$ [W]	$Re = 15165$
$Req = 0,01249$ [K/W]	$\rho = 1,169$ [kg/m^3]
$r_1 = 0,01$ [m]	$r_2 = 0,03$ [m]
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}$ [W/m^2.K^4]	$T_{ar} = 283,2$ [K]
$T_f = 298,2$ [K]	$T_{res} = 315,4$ [K]
$T_s = 313,2$ [K]	$T_{viz} = 293,2$ [K]
$V_{ar} = 4$ [m/s]	$\dot{W}_{el} = 182,3$ [W]

TCep6-41

Ep6.41 Em um equipamento industrial, uma barra metálica, k = 50 W/(m.K), com diâmetro igual a 40 mm e comprimento igual a 80 cm é utilizada como travamento mecânico entre duas placas, ambas na temperatura de 100ºC, entre as quais escoa ar com velocidade média de 4 m/s que, na região próxima à barra, está a 40ºC. Avaliando as propriedades do ar a 70ºC pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado entre a barra e o ar;
b) a taxa de calor entre a barra e o ar.

$$k_b = 50 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m{\cdot}K}\right)] \tag{1}$$

$$D = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r = D/2 \tag{3}$$

$$L = 0,80 \ [\mathrm{M}] \tag{4}$$

$$T_p = 100 \ [{}^{\circ}\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$V = 4,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 40 \ [{}^{\circ}\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_f = 70 \ [{}^{\circ}\mathrm{C}] \tag{8}$$

Propriedades do ar na temperatura T$_f$ e a 100 kPa:

$$k = 0,02881 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m{\cdot}K}\right)] \tag{9}$$

$$Pr = 0,7177 \tag{10}$$

$$\mu = 0,0000205 \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m{\cdot}s}\right)] \tag{11}$$

$$\rho = 1,015 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{13}$$

Cálculo do número de Re$_D$

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{14}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = \left(1 + \left(Re_D/282000\right)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{15}$$

$$A_2 = \left(1 + \left(0,4/Pr\right)^{2/3}\right)^{1/4} \tag{16}$$

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot A_1/A_2 \tag{17}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{18}$$

A taxa de calor pode ser calculada considerando-se que metade da barra consiste em uma aleta com extremidade adiabática e comprimento igual a L/2.

$$P = \pi \cdot D \tag{19}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{20}$$

$$\theta_b = T_p - T_{inf} \tag{21}$$

$$M = (h \cdot P \cdot k_b \cdot A_s)^{0,5} \cdot \theta_b \tag{22}$$

$$w = \left(\frac{h \cdot P}{k_b \cdot A_s}\right)^{0,5} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{al} = M \cdot \tanh(w \cdot L/2) \tag{24}$$

Logo a taxa de calor entre a barra e o ar é:

$$\dot{Q}ra = 2 \cdot \dot{Q}_{al} \tag{25}$$

Resultados

$A_1 = 1,085$	$A_2 = 1,138$
$A_s = 0,001257\,[\mathrm{m}^2]$	$D = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$h = 34,14\,[\mathrm{W/m^2.K}]$	$k = 0,02881\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_b = 50\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,8\,[\mathrm{m}]$
$M = 31,15\,[\mathrm{W}]$	$\mu = 0,0000205\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,0000202\,[\mathrm{m^2/s}]$	$NuD = 47,4$
$P = 0,1257\,[\mathrm{m}]$	$Pr = 0,7177$
$\dot{Q}_{al} = 31,07\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}ra = 62,14\,[\mathrm{W}]$
$r = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$Re_D = 7922$
$\rho = 1,015\,[\mathrm{kg/m^3}]$	$\theta_b = 60\,[°\mathrm{C}]$
$T_f = 70\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 40\,[°\mathrm{C}]$
$T_p = 100\,[°\mathrm{C}]$	$V = 4\,[\mathrm{m/s}]$
$w = 8,263\,[1/\mathrm{m}]$	

TCep6-42

Equations

Ep6.42 No interior de um tubo de alumínio de um sistema de refrigeração, escoa uma mistura bifásica de R134a na temperatura de -25ºC. O tubo está isolado com uma camada de um isolante térmico com condutividade térmica k_I = 0,02 W/(m.K) cujo diâmetro externo é igual a 30 mm. Sabe-se que a temperatura externa do isolante é igual a 25ºC, o meio ambiente está a 35ºC, sobre o tubo isolado escoa perpendicularmente ar com velocidade de corrente livre de 4,0 m/s e que a emissividade da superfície do isolamento é igual a 0,7. Considerando desprezível a resistência à transferência de calor por condução no tubo de alumínio e considerando que a temperatura da sua superfície externa é aproximadamente igual à do R134a, pede-se para determinar:
a) a taxa de calor por convecção por metro de tubo,
b) a taxa de calor por radiação por metro de tubo,
c) a espessura do isolamento,
d) e a taxa de condensação de R134a por metro de tubo sabendo que sua entalpia de vaporização a -25ºC é igual a 215,6 kJ/kg.

$$k_i = 0,02 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$r_2 = 0,015 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_1 = -25 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_2 = 25 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{5}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{7}$$

$$V_{ar} = 4,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{8}$$

$$T_{ar} = 35 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$D_2 = 2 \cdot r_2 \tag{10}$$

$$A = \pi \cdot D_2 \cdot L \tag{11}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{ar}}{2} \tag{12}$$

Taxa de calor por radiação

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left((T_{ar} + 273,15)^4 - (T_2 + 273,15)^4\right) \tag{13}$$

Taxa de calor por convecção

Propriedades do ar tomadas a 30°C

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{15}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{16}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{17}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{ar} \cdot D_2}{\mu} \tag{18}$$

Eq. Churchill-Bernstein

$$C_1 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{19}$$

$$NuD = 0,3 + \left(\frac{0,62 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{\left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{0,25}}\right) \cdot C_1 \tag{20}$$

Avaliação da espessura do isolante

$$NuD = \frac{h \cdot D_2}{k} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_{ar} - T_2) \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_2 - T_1}{R} \tag{24}$$

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} \tag{25}$$

$$e = r_2 - r_1 \tag{26}$$

Taxa de evaporação, TE

$$h_v = 212300 \ [\mathrm{J/kg}] \tag{27}$$

$$Taxa_{evap} = \dot{Q}_{cond}/h_v \tag{28}$$

Resultados

$A = 0,09425\ [\mathrm{m^2}]$	$C_1 = 1,081$
$D_2 = 0,03\ [\mathrm{m}]$	$e = 0,002111\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,7$	$h = 39,52\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_v = 212300\ [\mathrm{J/kg}]$	$k = 0,02588\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_i = 0,02\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\ [\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000187\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$NuD = 45,82$
$Pr = 0,7268$	$\dot{Q}_{cond} = 41,42\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 37,25\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 4,17\ [\mathrm{W}]$
$R = 1,207\ [\mathrm{K/W}]$	$Re = 7373$
$\rho = 1,149\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$r_1 = 0,01289\ [\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,015\ [\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)}]$
$Taxa_{evap} = 0,0001951\ [\mathrm{kg/s}]$	$T_1 = -25\ [°\mathrm{C}]$
$T_2 = 25\ [°\mathrm{C}]$	$T_{ar} = 35\ [°\mathrm{C}]$
$T_f = 30\ [°\mathrm{C}]$	$V_{ar} = 4\ [\mathrm{m/s}]$

TCep6-43

Ep6.43 Um reator esférico construído com chapa de aço inoxidável com espessura de 10 mm (k_A = 14,9 W/(m.K)) tem diâmetro externo igual a 1,2 m e é externamente revestido com 50 mm de isolante térmico (k_I = 0,05 W/(m.K)) cuja superfície apresenta emissividade igual a 0,8. Neste reator ocorre uma reação química exotérmica que, mantendo a superfície interna do reator igual a 225ºC, rejeita a taxa de calor de 940 W para o meio ambiente que está a 20ºC. Sabendo que o ar ambiente escoa com velocidade de corrente livre igual a 3,0 m/s sobre o reator e que a temperatura da vizinhança do reator é igual à do ar, pede-se para determinar:
a) a temperatura da superfície externa do isolamento térmico;
b) o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa do isolamento térmico e o ar ambiente;
c) a taxa de calor rejeitada por radiação para o meio ambiente;
d) a taxa de calor rejeitada por convecção para o meio ambiente.

$$r_1 = 0,59 \ [\text{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = 0,60 \ [\text{m}] \tag{2}$$

$$e = 0,050 \ [\text{m}] \tag{3}$$

$$r_3 = r_2 + e \tag{4}$$

$$k_A = 14,9 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{5}$$

$$k_I = 0,05 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{6}$$

$$\epsilon = 0,8 \tag{7}$$

$$T_1 = 225 \ [°\text{C}] \tag{8}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)\right] \tag{9}$$

$$\dot{Q} = 940 \ [\text{W}] \tag{10}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\text{C}] \tag{11}$$

$$V = 3,0 \ [\text{m/s}] \tag{12}$$

Resistências à transferência de calor

$$R_A = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_A}\right) \cdot (1/r_1 - 1/r_2) \tag{13}$$

$$R_I = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_I}\right) \cdot (1/r_2 - 1/r_3) \tag{14}$$

Cálculo de T_3

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_3}{R_A + R_I} \tag{15}$$

Propriedades do ar a 100 kPa:

$$P_{ar} = 100 \ [\text{kPa}] \tag{16}$$

$$\mu_{ar} = 0,0000180 \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}\right)] \quad (17)$$

$$\rho_{ar} = 1,2 \ \left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right] \quad (18)$$

$$cp_{ar} = 1004 \ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{K}\right)] \quad (19)$$

$$Pr_{ar} = \mu_{ar} \cdot cp_{ar}/k_{ar} \quad (20)$$

$$k_{ar} = 0,02514 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \quad (21)$$

Por hipótese, considero que a temperatura da superfície da esfera seja igual a 35°C (apenas para cálculo da viscosidade ar na temperatura da superfície da esfera.).
Os cálculos indicam que a temperatura da superficie da esfera é aproximadamente igual a 33°C. Logo essa estimativa é adequada.

$$\mu_s = 0,00001895 \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}\right)] \quad (22)$$

$$\nu_{ar} = \mu_{ar}/\rho_{ar} \quad (23)$$

Cálculo do número de Re

$$ReD = \rho_{ar} \cdot V \cdot D_3/\mu_{ar} \quad (24)$$

$$D_3 = 2 \cdot R_3 \quad (25)$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$NuD = 2 + A_1 + A_2 \quad (26)$$

$$A_1 = \left(0,4 \cdot ReD^{1/2} + 0,06 \cdot ReD^{2/3}\right) \quad (27)$$

$$A_2 = Pr_{ar}^{0,4} \cdot \left(\mu_{ar}/\mu_s\right)^{1/4} \quad (28)$$

$$NuD = h \cdot D_3/k_{ar} \quad (29)$$

Cálculo das taxas de calor por radiação e por convecção

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_3^2 \cdot \left(\left(T_3 + 273,15\right)^4 - \left(T_{inf} + 273,15\right)^4\right) \quad (30)$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_3^2 \cdot \left(T_3 - T_{inf}\right) \quad (31)$$

Solution

$A_1 = 448,4$	$A_2 = 0,8651$
$cp_{ar} = 1004\,[\mathrm{J/(kg\text{-}K)}]$	$D_3 = 1,3\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,8$
$h = 8,726\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$k_A = 14,9\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{ar} = 0,02514\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_I = 0,05\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu_{ar} = 0,000018\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_s = 0,00001895\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$NuD = 451,2$	$\nu_{ar} = 0,000015\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$

$Pr_{ar} = 0,7189$ | $P_{ar} = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$\dot{Q} = 940\,[\mathrm{W}]$ | $\dot{Q}_{conv} = 604,9\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 338,7\,[\mathrm{W}]$ | $ReD = 260000$
$\rho_{ar} = 1,2\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$ | $r_1 = 0,59\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,6\,[\mathrm{m}]$ | $r_3 = 0,65\,[\mathrm{m}]$
$R_A = 0,0001509\,[\mathrm{K/W}]$ | $R_I = 0,204\,[\mathrm{K/W}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W/(m^2\text{-}K^4)}\right]$ | $T_1 = 225\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 33,06\,[^\circ\mathrm{C}]$ | $T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$V = 3\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-44

Ep6.44 Um tubo, k_t = 3,4 W/(m.K), com diâmetro externo igual a 86 mm e diâmetro interno igual a 68 mm, tem a sua temperatura interna aproximadamente igual a 160ºC. Este tubo está sujeito ao escoamento, perpendicular ao seu eixo, de água a 10 bar e 40ºC com velocidade de corrente livre igual a 4,0 m/s. Determine:
a) o coeficiente convectivo observado entre a água e o tubo;
b) a temperatura externa do tubo;
c) a taxa de calor por metro de tubo transferida para a água.

$$D_2 = 0,086 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D_1 = 0,068 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_1 = 160 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$V = 4,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$k_t = 3,4 \ [\mathrm{W/\,(m \cdot K)}] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

Adoto as propriedades termofísicas da água como sendo iguais às da água saturada na fase líquida a 40ºC

$$\rho = 992,3 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,000653 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{10}$$

$$k = 0,6306 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{11}$$

$$Pr = 4,3280 \tag{12}$$

Cálculo do número de Re

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_2}{\mu} \tag{13}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$A_1 = \left(1 + (Re/282000)^{5/8}\right)^{4/5} \tag{14}$$

$$A_2 = \left(1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4} \tag{15}$$

$$NuD = 0,3 + 0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot A_1/A_2 \tag{16}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k \tag{17}$$

Resistências equivalentes

$$Res1 = \frac{\ln\left(D_2/D_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \tag{18}$$

$$Res2 = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot D_2 \cdot L} \tag{19}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_{inf}}{Res2} \tag{20}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res1} \tag{21}$$

$$Fluxo1 = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_1 \cdot L} \tag{22}$$

$$Fluxo2 = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot D_2 \cdot L} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}/L \tag{24}$$

Resultados

$A_1 = 2,062$	$A_2 = 1,048$
$D_1 = 0,068\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,086\,[\mathrm{m}]$
$Fluxo1 = 49518\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo2 = 39153\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 10545\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,6306\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_t = 3,4\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,000653\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$NuD = 1438$
$Pr = 4,328$	$\dot{Q} = 10578\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_m = 10578\,[\mathrm{W/m}]$	$Re = 522743$
$Res1 = 0,01099\,[\mathrm{K/W}]$	$Res2 = 0,000351\,[\mathrm{K/W}]$
$\rho = 992,3\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_1 = 160\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 43,71\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_f = 41,86\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 40\,[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 4\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-45

Ep6.45 Um tanque paralelepipédico com altura igual 1,0 m, largura igual a 1,5 m e comprimento igual a 2,0 m é destinado ao armazenamento de água quente, pressurizada, na temperatura de 120ºC. Esse tanque tem todas as suas paredes constituídas por três camadas formadas por materiais diferentes. Observe a Figura Ep6.45. As condutibilidades térmicas dos materiais 1, 2 e 3 são, respectivamente, 1,0 W/(m.K), 0,035 W/(m.K) e 15,0 W/(m.K). As espessuras dos materiais 1 e 3 são, respectivamente, 6 mm e 2 mm. Sabe-se que a temperatura da face interna das paredes do tanque pode ser, em primeira aproximação, considerada igual à da água armazenada, que o ar ambiente está a 20ºC e que a temperatura desejada da superfície externa é igual a 25ºC. Considerando que as propriedades do ar na temperatura de filme podem ser aproximadas pelas do ar a 20ºC, que o ar escoa horizontalmente e paralelamente à face externa vertical da parede com comprimento de 2,0 m e que a velocidade de corrente livre do ar é igual a 5,0 m/s, determine, para essa parede:
a) o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa e o meio ambiente,
b) o fluxo de calor observado na face externa dessa parede vertical;
c) a espessura necessária do material 2 para que, de fato, a temperatura da superfície externa dessa parede seja igual a 25ºC.

$$Alt = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$Larg = 1,5 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$Compr = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_1 = 120 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k_1 = 1,0 \ [\mathrm{W/((m{\cdot}K)}] \tag{5}$$

$$k_2 = 0,035 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right))}] \tag{6}$$

$$k_3 = 15,0 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{7}$$

$$L_1 = 0,006 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$L_3 = 0,002 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$T_4 = 25 \ [°\mathrm{C}] \tag{11}$$

$$T_f = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{12}$$

$$V = 5,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{13}$$

Proprieddes do ar a 20°C

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$cp = 1004 \ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{15}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{16}$$

$$k = 0,02514 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{17}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{18}$$

Avaliação do coeficiente convectivo

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot Compr}{\mu} \tag{19}$$

$$Nucompr = \left(0,037 \cdot Re^{4/5} - 871\right) \cdot Pr^{1/3} \tag{20}$$

$$Nucompr = \frac{h \cdot Compr}{k} \tag{21}$$

Avaliação da taxa e do fluxo de calor

$$A = Compr \cdot Alt \tag{22}$$

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_4 - T_{inf}) \tag{23}$$

$$Fluxo = \dot{Q}/A \tag{24}$$

Avaliação da espessura do isolante térmico

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_4}{R_{eq}} \tag{25}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3 \tag{26}$$

$$R_1 = \frac{L_1}{k_1 \cdot A} \tag{27}$$

$$R_2 = \frac{L_2}{k_2 \cdot A} \tag{28}$$

$$R_3 = \frac{L_3}{k_3 \cdot A} \tag{29}$$

Solution

$A = 2\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$Alt = 1\,[\mathrm{m}]$
$Compr = 2\,[\mathrm{m}]$	$cp = 1004\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$Fluxo = 44,26\,\left[\mathrm{W/m}^2\right]$	$h = 8,853\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$
$k = 0,02514\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_1 = 1\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_2 = 0,035\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_3 = 15\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$Larg = 1,5\,[\mathrm{m}]$	$L_1 = 0,006\,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,0749\,[\mathrm{m}]$	$L_3 = 0,002\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$Nucompr = 704,3$
$Pr = 0,7293$	$\dot{Q} = 88,53\,[\mathrm{W}]$
$Re = 649727$	$\rho = 1,189\,\left[\mathrm{kg/m}^3\right]$
$R_1 = 0,003\,[\mathrm{K/W}]$	$R_2 = 1,07\,[\mathrm{K/W}]$
$R_3 = 0,00006667\,[\mathrm{K/W}]$	$R_{eq} = 1,073\,[\mathrm{K/W}]$
$T_1 = 120\,[°\mathrm{C}]$	$T_4 = 25\,[°\mathrm{C}]$
$T_f = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$V = 5\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep6-46

Ep6.46 Uma esfera com raio 0,06 m aquecida internamente em regime permanente por uma resistência elétrica, tem a temperatura média da sua superfície é igual a 120ºC. Nestas condições, ar ambiente a 20ºC é soprado sobre a esfera com velocidade de corrente livre de 6,0 m/s. Sabe-se que a temperatura da vizinhança é igual a 30ºC e que a emissividade da superfície da esfera é igual a 0,65. Determine a taxa de calor por radiação, o coeficiente convectivo e a taxa de calor entre a esfera e o ar.

$$R = 0,06 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D = 2 \cdot R \tag{2}$$

$$Ts = 120 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$Tinf = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$Tviz = 30 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$V = 6,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{6}$$

$$\epsilon = 0,65 \tag{7}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{8}$$

Propriedades do ar a 100 kPa e 20°C

$$k = 0,02514 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{9}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{10}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{s}\right)] \tag{11}$$

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\mu_s = 0,0000226 \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{s}\right)] \tag{13}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{14}$$

Cálculo do número de Re

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{15}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$NuD = 2 + A_1 \cdot A_2 \tag{16}$$

$$A_1 = \left(0,4 \cdot Re_D^{1/2} + 0,06 \cdot Re_D^{2/3}\right) \tag{17}$$

$$A_2 = Pr^{0,4} \cdot \left(\mu/\mu_s\right)^{1/4} \tag{18}$$

$$NuD = \frac{h \cdot D}{k} \tag{19}$$

Cálculo das taxas de calor

$$A = 4 \cdot \pi \cdot R^2 \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (Ts - Tinf) \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left((Ts + 273,15)^4 - (Tviz + 273,15)^4 \right) \tag{22}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{23}$$

$A = 0,04524\ [\mathrm{m}^2]$	$A_1 = 164,4$
$A_2 = 0,8361$	$D = 0,12\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,65$	$h = 29,22\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k = 0,02514\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,0000183\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\mu_s = 0,0000226\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001539\ [\mathrm{m^2/s}]$
$\nu_D = 139,5$	$Pr = 0,7293$
$\dot{Q} = 157,9\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 132,2\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 25,75\ [\mathrm{W}]$	$R = 0,06\ [\mathrm{m}]$
$Re_D = 46780$	$\rho = 1,189\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/m^2.K^4}]$	$Tinf = 20\ [^\circ\mathrm{C}]$
$Ts = 120\ [^\circ\mathrm{C}]$	$Tviz = 30\ [^\circ\mathrm{C}]$
$V = 6\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep6-47

Ep6.47 Uma casca esférica, constituída por um material com condutibilidade térmica igual a 1,0 W/(m.K), tem raio interno igual a 120 mm e raio externo igual a 150 mm. Esta casca é internamente aquecida por uma resistência elétrica que também tem forma esférica com raio igual a 20 mm e há vácuo entre a casca esférica e a resistência elétrica. Sabe-se que a casca esférica está sujeita a um escoamento de ar a 10ºC com velocidade de corrente livre igual a 5,0 m/s e que a sua temperatura superficial média é igual a 30ºC. Considerando que as emissividades das superfícies externa e interna da casca esférica e da superfície externa da resistência elétrica são iguais a 0,9, pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado entre a casca esférica e o meio;
b) a taxa de calor por convecção observada entre a casca e o meio;
c) a taxa líquida de calor por radiação entre a esfera e o meio supondo que o meio também está a 10ºC;
d) a temperatura da superfície interna da casca esférica;
e) a potência da resistência elétrica; e
f) a temperatura da sua superfície.

$$k_e = 1,0 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$r_1 = 0,120 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = 0,150 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D = 2 \cdot r_2 \tag{4}$$

$$r_{res} = 0,02 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$V = 5,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 10 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_2 = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$\epsilon = 0,9 \tag{9}$$

$$p_f = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{10}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{11}$$

Propriedades do ar na $T_{inf.}$

$$k = 0,2439 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{12}$$

$$\rho = 1,23 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000178 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{14}$$

$$\mu_s = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{15}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{16}$$

Cálculo da taxa de calor por convecção

$$Nus_D = 2 + A \cdot (\mu/\mu_s)^{1/4} \tag{17}$$

$$A = 0,4 \cdot Re_D^{1/2} + 0,06 \cdot Re_D^{2/3} \cdot Pr^{0,4} \tag{18}$$

$$Re_D = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{19}$$

$$Nus_D = h \cdot D/k \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot Area \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{21}$$

$$Area = 4 \cdot \pi \cdot r_2^2 \tag{22}$$

Cálculo da taxa de calor por radiação

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot Area \cdot \left((T_2 + 273,15)^4 + (T_{inf} + 273,15)^4 \right) \tag{23}$$

Determinação de T_1

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{Res} \tag{25}$$

$$Res = \frac{1/r_1 - 1/r_2}{4 \cdot \pi \cdot k_e} \tag{26}$$

$$\dot{W}_{el} = \dot{Q}_{cond} \tag{27}$$

$$\dot{W}_{el} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A_{res} \cdot \left((T_{res} + 273,15)^4 - (T_2 + 273,15)^4 \right) \tag{28}$$

$$A_{res} = 4 \cdot \pi \cdot r_{res}^2 \tag{29}$$

Resultados

$A = 245,5$	$Area = 0,2827\ [\mathrm{m}^2]$
$A_{res} = 0,005027\ [\mathrm{m}^2]$	$D = 0,3\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,9$	$h = 198,7\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k = 0,2439\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_e = 1\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,0000178\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_s = 0,0000187\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$Nus_D = 244,5$	$Pr = 0,7293$
$p_f = 100\ [\mathrm{kPa}]$	$\dot{Q}_{cond} = 1338\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 1124\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 214,6\ [\mathrm{W}]$
$Res = 0,1326\ [\mathrm{K/W}]$	$Re_D = 103652$
$\rho = 1,23\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$r_1 = 0,12\ [\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,15\ [\mathrm{m}]$	$r_{res} = 0,02\ [\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/m^2.K^4}]$	$T_1 = 207,5\ [°\mathrm{C}]$
$T_2 = 30\ [°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 10\ [°\mathrm{C}]$
$T_{res} = 1239\ [°\mathrm{C}]$	$V = 5\ [\mathrm{m/s}]$
$\dot{W}_{el} = 1338\ [\mathrm{W}]$	

TCep6-48

Ep6.48 Uma esfera de gelo, com diâmetro igual a 0,30 m, encontra-se suspensa por um cabo conforme ilustrado na Figura Ep6.48. Esta esfera encontra-se sujeita ao escoamento de corrente livre de ar a 20ºC com velocidade de 5,0 m/s. Considerando que os efeitos de transferência de calor por radiação podem ser, em primeira aproximação, desconsiderados, determine:
a) o coeficiente convectivo observado entre a esfera e o meio;
b) a taxa de calor por convecção observada entre a esfera e o meio;
c) o fluxo de calor observado na superfície da esfera.

$$D = 0,30\ [\mathrm{m}] \tag{1}$$
$$R = D/2 \tag{2}$$
$$T_s = 0\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$
$$T_{inf} = 20\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$
$$V = 5,0\ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

Propriedades do ar a 20°C :

$$P = 100\ [\mathrm{kPa}] \tag{6}$$
$$k = 0,02514\ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{7}$$
$$Pr = 0,7293 \tag{8}$$
$$\mu = 0,0000183\ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{9}$$
$$\rho = 1,189\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{10}$$
$$\mu_s = 0,0000173\ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{11}$$
$$\nu = \mu/\rho \tag{12}$$

Cálculo do número de Re

$$ReD = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{13}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$NuD = 2 + A_1 \cdot A_2 \tag{14}$$
$$A_1 = \left(0,4 \cdot ReD^{1/2} + 0,06 \cdot ReD^{2/3}\right) \tag{15}$$
$$A_2 = Pr^{0,4} \cdot (\mu/\mu_s)^{1/4} \tag{16}$$
$$NuD = h \cdot D/k \tag{17}$$

Cálculo da taxa e do fluxo de calor

$$A = 4 \cdot \pi \cdot R^2 \tag{18}$$
$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{19}$$
$$Fluxo = h \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{20}$$

Resultados

$A = 0,2827 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_1 = 251,9$
$A_2 = 0,8938$	$D = 0,3\,[\mathrm{m}]$
$Fluxo = 380,8 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$	$h = 19,04 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02514\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\mu_s = 0,0000173\,[\mathrm{kg/m.s}]$	$\nu = 0,00001539 \left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$NuD = 227,2$	$P = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7293$	$\dot{Q}_{conv} = 107,7\,[\mathrm{W}]$
$R = 0,15\,[\mathrm{m}]$	$ReD = 97459$
$\rho = 1,189 \left[\mathrm{kg/m}^3\right]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_s = 0\,[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 5\,[\mathrm{m/s}]$

TCep6-49

EpB6.49 Uma casca esférica, construída com um material cuja condutibilidade térmica é igual a 1,0 W/(m.K), tem espessura de 10 cm e raio interno igual a 300 mm. Ela é aquecida internamente por uma resistência elétrica também esférica com raio igual a 2,0 cm. Veja a Figura Ep6.49. Nestas condições, ar ambiente a 20ºC é soprado sobre a esfera com velocidade de corrente livre de 5,0 m/s. Desprezando os efeitos da transferência de calor por radiação entre a casca esférica e o meio ambiente, sabendo que a emissividade da superfície da resistência esférica é igual a 0,80 e que a temperatura da superfície externa da esfera é igual a 40°C, determine:
a) o coeficiente convectivo observado entre a casca esférica e o ar ambiente;
b) taxa de calor entre a esfera e o ar;
c) a temperatura da superfície interna da casca esférica.
d) a temperatura da superfície da superfície da resistência elétrica.

$$e = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_1 = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = r_1 + e \tag{3}$$

$$D_2 = 2 \cdot r_2 \tag{4}$$

$$r_{res} = 0,02 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$k_e = 1,0 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$P_{inf} = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

$$V = 5,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{9}$$

$$T_2 = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{11}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{12}$$

$$\epsilon = 0,80 \tag{13}$$

Propriedades do ar na temperatura T$_f$

$$\mu = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{14}$$

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{15}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{16}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{17}$$

$$cp = 1005 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{18}$$

$$\mu_s = 0,0000192 \ [\mathrm{kg/m{\cdot}s}] \tag{19}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_2}{\mu} \tag{20}$$

Correlação de Whitaker

$$NuD = 2 + A_1 \cdot A_2 \tag{21}$$

$$A_1 = \left(0,4 \cdot Re^{1/2} + 0,06 \cdot Re^{2/3}\right) \tag{22}$$

$$A_2 = Pr^{0,4} \cdot (\mu/\mu_s)^{1/4} \tag{23}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k \tag{24}$$

Fluxo e taxa de calor

$$Fluxo = h \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{25}$$

$$\dot{Q} = Fluxo \cdot 4 \cdot \pi \cdot D_2^2 \tag{26}$$

Temperaturas

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res_{cond}} \tag{27}$$

$$Res_{cond} = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_e}\right) \cdot (1/r_1 - 1/r_2) \tag{28}$$

$$A_{res} = 4 \cdot \pi \cdot r_{res}^2 \tag{29}$$

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A_{res} \cdot \left((T_{res} + 273,15)^4 - (T_1 + 273,15)^4\right) \tag{30}$$

Resultados

$A_1 = 433,7$	$A_2 = 0,8744$
$A_{res} = 0,005027\ [\mathrm{m^2}]$	$cp = 1005\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$D_2 = 0,8\ [\mathrm{m}]$	$e = 0,1\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,8$	$Fluxo = 246,7\ [\mathrm{W/m^2}]$
$h = 12,33\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k = 0,02588\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_e = 1\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,0000187\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\mu_s = 0,0000192\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$NuD = 381,2$
$Pr = 0,7268$	$P_{inf} = 100\ [\mathrm{kPa}]$
$\dot{Q} = 1984\ [\mathrm{W}]$	$Re = 245775$
$Res_{cond} = 0,06631\ [\mathrm{K/W}]$	$\rho = 1,149\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$r_1 = 0,3\ [\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,4\ [\mathrm{m}]$
$r_{res} = 0,02\ [\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\mathrm{W/(m^2\text{-}K^4)}]$
$T_1 = 171,6\ [°\mathrm{C}]$	$T_2 = 40\ [°\mathrm{C}]$
$T_f = 30\ [°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}]$
$T_{res} = 1446\ [°\mathrm{C}]$	$V = 5\ [\mathrm{m/s}]$

TCep7-06

Ep7.6 Devido a um problema operacional, a temperatura da superfície de um cabo elétrico horizontal com diâmetro externo igual a 8,0 mm é igual a 40ºC. Supondo que o cabo está imerso em um meio a 20ºC, pede-se para calcular o fluxo de calor por convecção na superfície do cabo.

$$T_s = 40 \ [°\text{C}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\text{C}] \tag{2}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2 \ [°\text{C}]} \tag{3}$$

$$k = 0,02591 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{4}$$

$$Pr = 0,7377 \tag{5}$$

$$\nu = 0,000016527 \ \left[\text{m}^2/\text{s}\right] \tag{6}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{7}$$

$$g = 9,81 \ \left[\text{m}/\text{s}^2\right] \tag{8}$$

$$D = 0,008 \ [\text{m}] \tag{9}$$

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot \left(D^3\right)}{\nu^2} \tag{10}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{11}$$

$$NuD = \left(0,60 + \left(0,387 \cdot \frac{Ra_D^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/19}\right)^{8/27}}\right)\right)^2 \tag{12}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{13}$$

$$Fluxo = h \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{14}$$

Resultados

$\beta = 0,003299 \, [1/\text{K}]$	$D = 0,008 \, [\text{m}]$
$Fluxo = 165,2 \, \left[\text{W}/\text{m}^2\right]$	$g = 9,81 \, \left[\text{m}/\text{s}^2\right]$
$Gr_D = 1213$	$h = 8,259 \, \left[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})\right]$
$k = 0,02591 \, [\text{W}/(\text{m.K})]$	$\nu = 0,00001653 \, \left[\text{m}^2/\text{s}\right]$
$NuD = 2,55$	$Pr = 0,7377$
$Ra_D = 895$	$T_f = 30 \, [°\text{C}]$
$T_{inf} = 20 \, [°\text{C}]$	$T_s = 40 \, [°\text{C}]$

TCep7-07

Ep7.7 Uma placa metálica delgada é isolada em sua superfície posterior e exposta ao sol na superfície anterior. A superfície anterior absorve o fluxo de radiação solar de 800 W/m^{2,} e a dissipa por convecção livre para o ar ambiente a 20°C. Considerando que a temperatura da placa é igual a 70°C, pede-se para determinar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção entre a placa e o ar.

$$Fluxo_{rad} = 800 \ \left[\mathrm{W/m^2}\right] \tag{1}$$

$$Fluxo_{conv} = Fluxo_{rad} \tag{2}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_s = 70 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{5}$$

Resultados

$Fluxo_{conv} = 800 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_{rad} = 800 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$h = 16 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$T_{inf} = 20 \, [°\mathrm{C}]$
$T_s = 70 \, [°\mathrm{C}]$	

TCep7-08

Ep7.8 Uma esfera com diâmetro igual a 50 mm é aquecida internamente em regime permanente por uma resistência elétrica. Sabendo que os efeitos de transferência de calor por radiação são desprezíveis, que a temperatura média da superfície da esfera é 100ºC e que ela está imersa em água a 20ºC e 2 bar, pede-se para determinar a potência elétrica dissipada pela resistência.

.

$$D = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_s = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{3}$$

$$A = 4 \cdot \pi \cdot (D/2)^2 \tag{4}$$

Fluido: água a 20°C

$$P = 200 \ [\mathrm{kPa}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

$$k_a = 0,6543 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{8}$$

$$Pr = 2,9830 \tag{9}$$

$$\mu = 0,000466 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{10}$$

$$\beta = 0,0005233 \ [1/\mathrm{K}] \tag{11}$$

$$\rho = 983,1 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{13}$$

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot D^3}{\nu^2} \tag{14}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{15}$$

$$NuD = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra_D^{0,25}}{\left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{16}$$

$$NuD = h \cdot D/k_a \tag{17}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_{inf}}{\frac{1}{(h \cdot A)}} \tag{18}$$

Resultados

$A = 0,007854 \left[\mathrm{m^2}\right]$	$\beta = 0,0005233 \, [1/\mathrm{K}]$
$D = 0,05 \, [\mathrm{m}]$	$g = 9,81 \left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$Gr_D = 2,285 \times 10^8$	$h = 1115 \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_a = 0,6543 \, [\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,000466 \, [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 4,740 \times 10^{-7} \left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$NuD = 85,2$
$P = 200 \, [\mathrm{kPa}]$	$Pr = 2,983$
$\dot{Q}_{conv} = 700,5 \, [\mathrm{W}]$	$Ra_D = 6,815 \times 10^8$
$\rho = 983,1 \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_f = 60 \, [°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20 \, [°\mathrm{C}]$	$T_s = 100 \, [°\mathrm{C}]$

TCep7-09

Ep7.9 Uma esfera com diâmetro igual a 100 mm é aquecida internamente em regime permanente por uma resistência elétrica. Sabe-se que a emissividade da superfície da esfera é igual a 0,7, que a temperatura média da sua superfície é igual 120ºC e que ela está no meio ambiente a 20ºC. Pede-se para determinar a potência elétrica dissipada pela resistência.

$$D = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{2}$$

$$T_s = 393,15 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{4}$$

$$A = 4 \cdot \pi \cdot (D/2)^2 \tag{5}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K^4}\right] \tag{6}$$

Fluido: ar a 20°C

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{8}$$

$$k = 0,02881 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{9}$$

$$Pr = 0,7177 \tag{10}$$

$$\mu = 0,0000205 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{11}$$

$$\rho = 1,015 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{13}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{14}$$

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot D^3}{\nu^2} \tag{15}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{16}$$

$$NuD = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra_D^{0,25}}{\left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{17}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_{inf}}{\frac{1}{(h \cdot A)}} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot A \cdot \epsilon \cdot \left(T_s^4 - T_{inf}^4\right) \tag{20}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{21}$$

Resultados

$A = 0,03142\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$\beta = 0,002914\ [1/\mathrm{K}]$
$D = 0,1\ [\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,7$
$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s}^2\right]$	$Gr_D = 7,008 \times 10^6$
$h = 6,785\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,02881\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,0000205\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,0000202\ \left[\mathrm{m}^2/\mathrm{s}\right]$
$NuD = 23,55$	$Pr = 0,7177$
$\dot{Q} = 41,9\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 21,31\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 20,58\ [\mathrm{W}]$	$Ra_D = 5,030 \times 10^6$
$\rho = 1,015\ \left[\mathrm{kg/m}^3\right]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ \left[\mathrm{W/(m^2.K^4)}\right]$
$T_f = 343,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{inf} = 293,2\ [\mathrm{K}]$
$T_s = 393,2\ [\mathrm{K}]$	

TCep7-10

Ep7.10 Um forno industrial tem corpo cilíndrico e teto em forma de hemisfério com raio externo igual a 4,0 m. Sabendo que a altura da parede vertical do forno é igual a 4,0 m, que toda a sua superfície externa está a 45ºC e que o meio ambiente está a 25ºC, pede-se para calcular a taxa de transferência de calor através da abóbada e através da superfície lateral.

$$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{1}$$

$$r = 4\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L = 4\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_s = 45\ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 25\ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2}\ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 35°C.

$$\rho = 1,131\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{7}$$

$$cp = 1005\ [\mathrm{J/(kg{\cdot}K)}] \tag{8}$$

$$\mu = 0,00001895\ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{9}$$

$$k = 0,02625\ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{10}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{11}$$

$$Pr = 0,7256 \tag{12}$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot cp} \tag{13}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{14}$$

Taxa de calor parede vertical

$$Gr_v = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{15}$$

$$Ra_v = Gr_v \cdot Pr \tag{16}$$

$$y = \frac{35}{Gr_v^{1/4}} \tag{17}$$

$$NuL_v = \left(0,825 + \left(\frac{0,387 \cdot Ra_v^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)\right)^2 \tag{18}$$

$$NuL_v = \frac{h_v \cdot L}{k} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_v = h_v \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{20}$$

Taxa de calor - abóbada

$$Gr_A = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot r^3}{\nu^2} \tag{21}$$

$$Ra_A = Gr_A \cdot Pr \tag{22}$$

$$NuA = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra_A^{0,25}}{\left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{23}$$

$$NuA = \frac{h_A \cdot 2 \cdot r}{k} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_A = h_A \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{25}$$

Resultados

$\alpha = 0,00002309\ \left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$\beta = 0,003245\ [1/\mathrm{K}]$
$cp = 1005\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$Gr_A = 1,452 \times 10^{11}$	$Gr_v = 1,452 \times 10^{11}$
$h_A = 0,8582\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_v = 3,519\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02625\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 4\ [\mathrm{m}]$
$\mu = 0,00001895\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001676\ \left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$NuA = 261,5$	$NuL_v = 536,2$
$Pr = 0,7256$	$\dot{Q}_A = 1725\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_v = 7075\ [\mathrm{W}]$	$r = 4\ [\mathrm{m}]$
$Ra_A = 1,053 \times 10^{11}$	$Ra_v = 1,053 \times 10^{11}$
$\rho = 1,131\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_f = 35\ [°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 25\ [°\mathrm{C}]$	$T_s = 45\ [°\mathrm{C}]$
$y = 0,0567$	

TCep7-11

Ep7.11 Toda a superfície externa de um freezer industrial de armazenamento de borracha não vulcanizada está a 20ºC enquanto que o meio ambiente está a 30ºC. Sabendo-se que o freezer tem forma paralelepipédica com altura igual a 2,0 m e com comprimento e a sua largura iguais, respectivamente, a 0,7 m e 1,4 m, pergunta-se: Qual é a taxa de transferência de energia por calor por convecção entre a superfície externa do teto do freezer e o meio ambiente? Se o coeficiente de transferência por convecção entre a superfície vertical e o meio ambiente for igual a 4,0 W/(m^2-K), qual é a taxa de transferência de energia por calor entre a superfície externa vertical maior do freezer e o meio ambiente?

Fluido: ar a 20°C

Considero que a pressão atmmosférica local é igual a 100 kPa.

$$T_s = 20 \;[°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 30 \;[°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$alt = 2,0 \;[\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$compr = 0,7 \;[\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$larg = 1,4 \;[\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$h_{lat} = 4,0 \;\left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

$$g = 9,81 \;\left[\mathrm{m/s}^2\right] \tag{8}$$

Propriedaddes do ar na temperatura T_f = 25°C

$$cp = 1004,5 \;[\mathrm{J}/(\mathrm{kg} \cdot \mathrm{K})] \tag{9}$$

$$\rho = 1,169 \;\left[\mathrm{kg/m}^3\right] \tag{10}$$

$$\mu = 0,0000185 \;[\mathrm{kg}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{s})] \tag{11}$$

$$k = 0,02625 \;[\mathrm{W}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{K})] \tag{12}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{13}$$

$$Pr = 0,7256 \tag{14}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{15}$$

Gr_L

$$L = compr \cdot \frac{larg}{2 \cdot compr + 2 \cdot larg} \tag{16}$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{17}$$

Cálculo do coeficiente convectivo - h$_t$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{18}$$

$$NuL = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4} \tag{19}$$

$$NuL = h_t \cdot L/k \tag{20}$$

Cálculo da taxa de calor entre teto e meio ambiente

$$\dot{Q}_{teto} = \frac{T_{inf} - T_s}{\frac{1}{(h_t \cdot compr \cdot larg)}} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{lat} = \frac{T_{inf} - T_s}{\frac{1}{(h_{lat} \cdot alt \cdot larg)}} \tag{22}$$

Resultados

$alt = 2\,[\mathrm{m}]$	$\beta = 0,003354\,[1/\mathrm{K}]$
$compr = 0,7\,[\mathrm{m}]$	$cp = 1005\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$	$Gr_L = 1,669 \times 10^7$
$h_{lat} = 4\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_t = 1,792\,\left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right]$
$k = 0,02625\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,2333\,[\mathrm{m}]$
$larg = 1,4\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000185\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001583\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$NuL = 15,93$
$Pr = 0,7256$	$\dot{Q}_{lat} = 112\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{teto} = 17,56\,[\mathrm{W}]$	$Ra_L = 1,211 \times 10^7$
$\rho = 1,169\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_f = 25\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_s = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep7-12

Ep7.12 Um pequeno forno industrial tem forma paralelepipédica com altura igual a 1,5 m e com largura e profundidade iguais a 1,2 m. Considere que a temperatura da superfície externa do forno seja constante e igual a 40ºC. Suponha que o ar ambiente está a 20ºC e despreze os efeitos de transferência de calor por radiação entre o forno e o meio ambiente. Pede-se para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o teto do forno e o meio ambiente e a taxa de transferência de energia por calor através do teto forno.

Fluido: ar a 20ºC

Considero que a pressão atmosférica local é igual a 100kPa.

L = altura, a = profundidade e b = largura do forno.

$$L = 0,5 \; [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$a = 1,2 \; [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$b = 1,2 \; [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_s = 40 \; [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 20 \; [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{6}$$

$$g = 9,81 \; \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{7}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 30ºC

$$\rho = 1,149 \; \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$\mu = 0,0000187 \; [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{9}$$

$$k = 0,02588 \; [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{10}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{11}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{12}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{13}$$

Gr_L

$$L_{carac} = \frac{a \cdot b}{2 \cdot a + 2 \cdot b} \tag{14}$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot L_{carac}^3}{\nu^2} \tag{15}$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{16}$$

Cálculo do coeficiente convectivo - h_t

Trata-se de superfície superior quente

$$NuL = 0,15 \cdot Ra_L^{1/3} \tag{17}$$

$$NuL = h_t \cdot L/k \tag{18}$$

Cálculo da taxa de calor entre teto e meio ambiente

$$\dot{Q}_{teto} = \frac{T_s - T_{inf}}{\frac{1}{(h_t \cdot a \cdot b)}} \tag{19}$$

Resultados

$a = 1,2$ [m]	$b = 1,2$ [m]
$\beta = 0,003299$ [1/K]	$g = 9,81$ [m/s^2]
$Gr_L = 6,597 \times 10^7$	$h_t = 2,821$ [W/(m^2·K)]
$k = 0,02588$ [W/(m.K)]	$L = 0,5$ [m]
$L_{carac} = 0,3$ [m]	$\mu = 0,0000187$ [kg/(m.s)]
$\nu = 0,00001628$ [m^2/s]	$NuL = 54,49$
$Pr = 0,7268$	$\dot{Q}_{teto} = 81,23$ [W]
$Ra_L = 4,795 \times 10^7$	$\rho = 1,149$ [kg/m^3]
$T_f = 30$ [°C]	$T_{inf} = 20$ [°C]
$T_s = 40$ [°C]	

TCep7-13

Ep7.13 Vapor d'água a 10 bar é condensado no interior em um tubo de aço, k = 43 W/(m.K), com diâmetro interno igual a 26,6 mm e diâmetro externo igual a 33,4 mm posicionado na horizontal. Esse tubo encontra-se exposto ao aor ambiente a 20ºC. Desprezando os efeitos de transferência de calor por radiação, determine a taxa de calor do tubo para o ar ambiente por unidade de comprimento de tubo.

T_1 = Temperatura de saturação da água a 10 bar,

$$T_1 = 179,9 \ [°C] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°C] \tag{2}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2 \ [C]} \tag{3}$$

$$k_{aço} = 43 \ [W/(m \cdot K)] \tag{4}$$

$$L = 1,0 \ [m] \quad \text{comprimento unitário do tubo} \tag{5}$$

É razoável considerar que a temperatura da superfície externa do tubo seja aproximadamente igual à dp vapor consensando. Assim, para feito de determinação das propriedades do ar, consideraremos T_f = 100°C:

As propriedades do ar a 100°C e 100 kPa são:

$$k_{ar} = 0,03095 \ [W/(m \cdot K)] \tag{6}$$

$$\mu = 0,0000218 \ [kg/(m \cdot s)] \tag{7}$$

$$Pr = 0,7118 \tag{8}$$

$$\rho = 0,9337 \ \left[kg/m^3\right] \tag{9}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{10}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{11}$$

$$g = 9,81 \ \left[m/s^2\right] \tag{12}$$

$$D_2 = 0,0334 \ [m] \tag{13}$$

$$D_1 = 0,0266 \ [m] \tag{14}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{15}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{16}$$

$$A = \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{17}$$

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot \left(D_2^3\right)}{\nu^2} \tag{18}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{19}$$

$$NuD = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{Ra_D^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{20}$$

$$NuD = h \cdot D_2 / k_{ar} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{\left(2 \cdot \pi \cdot k_{aço} \cdot L\right)}} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \tag{24}$$

Resultados

$A = 0,05246\ [\mathrm{m^2}]$	$\beta = 0,00268\ [1/\mathrm{K}]$
$D_1 = 0,0266\ [\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,0334\ [\mathrm{m}]$
$g = 9,81\ [\mathrm{m/s^2}]$	$Gr_D = 287278$
$h = 8,713\ [\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}]$	$k_{ar} = 0,03095\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{aço} = 43\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\ [\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000218\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00002335\ [\mathrm{m^2/s}]$
$NuD = 9,403$	$Pr = 0,7118$
$\dot{Q}_{cond} = 73,07\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 73,07\ [\mathrm{W}]$
$Ra_D = 204484$	$\rho = 0,9337\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$r_1 = 0,0133\ [\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,0167\ [\mathrm{m}]$
$T_1 = 179,9\ [°\mathrm{C}]$	$T_2 = 179,8\ [°\mathrm{C}]$
$T_f = 99,92\ [°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}]$

TCep7-14

Ep7.14 Toda a superfície externa de um pequeno refrigerador está a 20ºC enquanto que o meio ambiente está a 30ºC. Sabendo-se que ele tem forma paralelepipédica com altura igual a 50 cm e com comprimento e a sua largura iguais a 40 cm, pergunta-se qual é a taxa de transferência de calor por convecção entre o teto do refrigerador e o meio ambiente? Se o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície vertical e o meio ambiente for igual a 2,8 W/(m^2.K), qual será a taxa de transferência de calor entre uma das suas superfícies laterais e o meio ambiente?

Fluido: ar a 20°C

Considero que a pressão atmosférica local é igual a 100 kPa.

$$T_s = 20\ [°\text{C}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 30\ [°\text{C}] \tag{2}$$

$$alt = 2,0\ [\text{m}] \tag{3}$$

$$compr = 0,7\ [\text{m}] \tag{4}$$

$$larg = 1,4\ [\text{m}] \tag{5}$$

$$h_{lat} = 2,8\ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2{\cdot}\text{K}\right)\right] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

$$g = 9,81\ \left[\text{m/s}^2\right] \tag{8}$$

Propriedades do ar na temperatura T$_f$ = 25°C

$$cp = 1004,5\ [\text{J}/(\text{kg}{\cdot}\text{K})] \tag{9}$$

$$\rho = 1,169\ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{10}$$

$$\mu = 0,0000185\ [\text{kg}/(\text{m}{\cdot}\text{s})] \tag{11}$$

$$k = 0,02551\ [\text{W}/(\text{m}{\cdot}\text{K})] \tag{12}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{13}$$

$$Pr = 0,72805 \tag{14}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{15}$$

Determinação de Gr$_L$

$$L = compr \cdot \frac{larg}{2 \cdot compr + 2 \cdot larg} \tag{16}$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{17}$$

Cálculo do coeficiente convectivo - h$_t$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{18}$$

$$NuL = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4} \tag{19}$$

$$NuL = h_t \cdot L/k \tag{20}$$

Cálculo da taxa de calor entre teto e meio ambiente

$$\dot{Q}_{teto} = \frac{T_{inf} - T_s}{\frac{1}{(h_t \cdot compr \cdot larg)}} \tag{21}$$

Cálculo da taxa de calor entre uma lateral e o meio ambiente

$$\dot{Q}_{lat} = \frac{T_{inf} - T_s}{\frac{1}{(h_{lat} \cdot alt \cdot larg)}} \tag{22}$$

Resultados

$alt = 2\,[\mathrm{m}]$	$\beta = 0,003354\,[1/\mathrm{K}]$
$compr = 0,7\,[\mathrm{m}]$	$cp = 1005\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$	$Gr_L = 1,669 \times 10^7$
$h_{lat} = 2,8\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_t = 1,743\,\left[\mathrm{W/m^2 \cdot K)}\right]$
$k = 0,02551\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,2333\,[\mathrm{m}]$
$larg = 1,4\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000185\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001583\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$NuL = 15,94$
$Pr = 0,7281$	$\dot{Q}_{lat} = 78,4\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{teto} = 17,08\,[\mathrm{W}]$	$Ra_L = 1,215 \times 10^7$
$\rho = 1,169\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_f = 25\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_s = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep7-15

Ep7.15 Toda a superfície externa de uma câmara frigorífica de armazenamento de carnes está a 20ºC enquanto que o meio ambiente está a 30ºC. Sabendo-se que o câmara tem forma paralelepipédica com altura igual a 2,0 m e com comprimento e largura iguais a 1,5 m, pergunta-se: Qual é a taxa de calor por convecção entre a superfície externa do teto da câmara e o meio ambiente? Qual é a taxa de calor entre a superfície uma externa vertical maior da câmara e o meio ambiente?

Comprimento = a = 1,5 m;
Largura = b = 1,5 m.
Índices: v = vertical; t = teto

$$T_s = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$L_v = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$a = 1,5 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$b = 1,5 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 25ºC e a 100 kPa:

$$P = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

$$k = 0,02551 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{9}$$

$$Pr = 0,72805 \tag{10}$$

$$\mu = 0,0000185 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{11}$$

$$\rho = 1,1690 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\beta = (1/298,15) \ [1/\mathrm{K}] \tag{13}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{14}$$

Taxa de calor entre o teto e o meio ambiente.

$$L_t = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} \tag{15}$$

$$Gr_t = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot \left(L_t^3\right)}{\nu^2} \tag{16}$$

$$Ra_t = Gr_t \cdot Pr \tag{17}$$

$$Nut = 0,27 \cdot Ra_t^{1/4} \tag{18}$$

$$Nut = \frac{h_t \cdot L_t}{k} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_t = h_t \cdot a \cdot b \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{20}$$

Taxa de calor entre a parede vertical e o meio ambiente.

$$Gr_v = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot \left(L_v^3\right)}{\nu^2} \tag{21}$$

$$Ra_v = Gr_v \cdot Pr \tag{22}$$

Ra$_v > 10^9$ - a camada limite não é laminar.

$$Nuv = \left(0,825 + 0,387 \cdot \frac{Ra_v^{1/6}}{\left(1 + \left((0,492/Pr)^{9/16}\right)\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{23}$$

$$Nuv = h_v \cdot L_v / k \tag{24}$$

$$\dot{Q}_v = h_v \cdot L_v \cdot a \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{25}$$

Resultados

$a = 1,5\,[\mathrm{m}]$	$b = 1,5\,[\mathrm{m}]$
$\beta = 0,003354\,[1/\mathrm{K}]$	$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$Gr_t = 6,928 \times 10^7$	$Gr_v = 1,051 \times 10^{10}$
$h_t = 1,548\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_v = 2,968\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02551\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L_t = 0,375\,[\mathrm{m}]$
$L_v = 2\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000185\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001583\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$Nut = 22,75$
$Nuv = 232,7$	$P = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7281$	$\dot{Q}_t = 34,83\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_v = 89,03\,[\mathrm{W}]$	$Ra_t = 5,044 \times 10^7$
$Ra_v = 7,652 \times 10^9$	$\rho = 1,169\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_f = 25\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 30\,[°\mathrm{C}]$
$T_s = 20\,[°\mathrm{C}]$	

TCep7-16

Ep7.16 Uma estufa de secagem de produtos cerâmicos tem toda a sua superfície externa a 40ºC. Sua altura é igual a 2,0 m, seu comprimento é igual a 3,0 m e sua largura é igual a 2,0 m. Sabendo que o ar ambiente está a 20ºC e desprezando-se os efeitos de radiação, pergunta-se:
a) Qual é a taxa de transferência de calor entre o teto da estufa e o meio ambiente?
b) Qual é a taxa de transferência de calor entre a superfície lateral maior e o meio ambiente?
c) Suponha que a resposta do item b seja 402 W. Sabendo que a condutibilidade térmica do material constituinte das paredes verticais, cuja espessura é 100 mm, é igual a 0,1 W/(m.K), estime a temperatura média da superfície interna de uma destas paredes.

$$L = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$compr = 3,0 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$larg = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_s = 40 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{amb} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = T_{amb} \tag{6}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{7}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \ [\mathrm{C}] \tag{8}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 30°C e a 100 kPa:

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{9}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{10}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{11}$$

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{13}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{14}$$

Cálculo dos números de Ra

$$L_{teto} = compr \cdot \frac{larg}{2 \cdot (compr + larg)} \tag{15}$$

$$Gr_{teto} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot \left(L_{teto}^3\right)}{\nu^2} \tag{16}$$

$$Ra_{teto} = Gr_{teto} \cdot Pr \tag{17}$$

$$Gr_{vert} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot \left(L^3\right)}{\nu^2} \tag{18}$$

$$Ra_{vert} = Gr_{vert} \cdot Pr \tag{19}$$

Cálculo das taxas de calor

Teto é superfície superior quente.

$$Nut = 0,15 \cdot Ra_{teto}^{1/3} \tag{20}$$

$$Nut = h_{teto} \cdot L_{teto}/k \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{teto} = h_{teto} \cdot compr \cdot larg \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{22}$$

Taxa de calor entre a parede vertical e o meio ambiente.

Ra$_{vert} > 10^9$ - a camada limite não é laminar.

$$Nuvert = \left(0,825 + 0,387 \cdot \frac{Ra_{vert}^{1/6}}{\left(1 + \left((0,492/Pr)^{9/16}\right)\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{23}$$

$$Nuvert = h_{vert} \cdot L/k \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{vert} = h_{vert} \cdot L \cdot compr \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{25}$$

Temperatura da superfície interna

$$e = 0,1 \ [\mathrm{m}] \tag{26}$$

$$k_p = 0,1 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{27}$$

$$\dot{Q}_e = 402 \ [\mathrm{W}] \tag{28}$$

$$\dot{Q}_e = k_p \cdot L \cdot compr \cdot \frac{T_i - T_s}{e} \tag{29}$$

Resultados

$\beta = 0,003299\,[1/\mathrm{K}]$	$compr = 3\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,1\,[\mathrm{m}]$	$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$Gr_{teto} = 5,278 \times 10^8$	$Gr_{vert} = 1,955 \times 10^{10}$
$h_{teto} = 4,701\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_{vert} = 3,66\,\left[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}\right]$
$k = 0,02588\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_p = 0,1\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 2\,[\mathrm{m}]$	$larg = 2\,[\mathrm{m}]$
$L_{teto} = 0,6\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000187\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001628\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$Nut = 109$
$Nuvert = 282,9$	$Pr = 0,7268$
$\dot{Q}_e = 402\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{teto} = 564,1\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{vert} = 439,2\,[\mathrm{W}]$	$Ra_{teto} = 3,836 \times 10^8$
$Ra_{vert} = 1,421 \times 10^{10}$	$\rho = 1,149\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_{amb} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_f = 30\ [°\mathrm{C}]$
$T_i = 107\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_s = 40\,[°\mathrm{C}]$	

TCep7-17

Ep7.17 Uma esfera com raio igual a 150 mm é aquecida internamente por um aquecedor elétrico. A esfera rejeita calor por convecção e por radiação da sua superfície externa para o meio ambiente. Sabendo que a taxa líquida de calor por radiação na superfície da esfera é igual a 50 W, que a emissividade da sua superfície é igual a 0,8 e que o meio ambiente pode ser considerado como um corpo negro a 20ºC pede-se para calcular:
a) a temperatura da superfície de esfera;
b) a potência do aquecedor elétrico.

Fluido: ar 20°C e 100 kPa

$$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$A = 4 \cdot \pi \cdot R^2 \tag{2}$$

$$R = 0,15\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D = 2 \cdot R \tag{4}$$

$$\sigma = \left(5,68 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{5}$$

$$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s}^2\right] \tag{6}$$

$$\epsilon = 0,8 \tag{7}$$

$$\dot{Q}_{rad} = 50\ [\mathrm{W}] \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot \left((T_s + 273,15)^4 - (T_{inf} + 273,15)^4\right) \tag{9}$$

A solução da equação acima resulta na temperatura da superfície da esfera. T_s 54°C.
Adoto T_f = 37,5°C para a determinação das propriedades do ar.

$$\rho = 1,122\ \left[\mathrm{kg/m}^3\right] \tag{10}$$

$$\mu = 0,000019075\ [\mathrm{kg}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{s})] \tag{11}$$

$$k = 0,026435\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{K})] \tag{12}$$

$$Pr = 0,7250 \tag{13}$$

$$\beta = (1/310,65)\ [1/\mathrm{K}] \tag{14}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{15}$$

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot D^3}{\nu^2} \tag{16}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{17}$$

$$NuD = 2 + 0,589 \cdot \frac{Ra_D^{0,25}}{\left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{18}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{20}$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{21}$$

Resultados

$A = 0,2827\,[\mathrm{m}^2]$	$\beta = 0,003219\,[1/\mathrm{K}]$
$D = 0,3\,[\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,8$
$g = 9,81\,[\mathrm{m/s}^2]$	$Gr_D = 9,653 \times 10^7$
$h = 3,848\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k = 0,02644\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,00001908\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,000017\,[\mathrm{m^2/s}]$
$NuD = 43,67$	$Pr = 0,725$
$\dot{Q}_{conv} = 35,6\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 50\,[\mathrm{W}]$
$R = 0,15\,[\mathrm{m}]$	$Ra_D = 6,998 \times 10^7$
$\rho = 1,122\,[\mathrm{kg/m^3}]$	$\sigma = 5,680 \times 10^{-8}\,[\mathrm{W/(m^2.K^4)}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 52,72\,[°\mathrm{C}]$
$\dot{W} = 85,6\,[\mathrm{W}]$	

TCep7-18

Ep7.18 Toda a superfície externa de um pequeno forno de aplicação laboratorial está a 45ºC enquanto o ar ambiente está a 20ºC. Sabendo-se que suas dimensões externas são: altura igual a 60 cm, profundidade igual a 80 cm e largura igual a 80 cm, pergunta-se:
a) Qual é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o teto do forno e o meio ambiente?
b) Qual é a taxa de transferência de calor entre uma das suas superfícies laterais e o meio ambiente?
c) Sabendo que a condutibilidade térmica do material constituinte das paredes verticais, cuja espessura é 150 mm, é igual a 0,05 W/(m.K), estime a temperatura média da superfície interna das paredes verticais do forno.

Fluido: ar a 20°C

Considero que a pressão atmmosférica local é igual a 100 kPa.

L = altura, a = profundidade e b = largura do forno.

$$L = 0,6 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$a = 0,8 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$b = 0,8 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_s = 45 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{6}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{7}$$

$$k_v = 0,05 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{8}$$

$$e = 0,15 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 32,5°C

$$cp = 1005 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{10}$$

$$\rho = 1,140 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{11}$$

$$\mu = 0,00001883 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{12}$$

$$k = 0,02607 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{13}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{14}$$

$$Pr = 0,7262 \tag{15}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{16}$$

Gr_t

$$L_{carac} = \frac{a \cdot b}{2 \cdot a + 2 \cdot b} \tag{17}$$

$$A_0 = 1000 \quad \text{J/kJ} \tag{18}$$

$$Gr_t = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot L_{carac}^3}{\nu^2} \tag{19}$$

$$Ra_t = Gr_t \cdot Pr \tag{20}$$

Cálculo do coeficiente convectivo - h_t

Trata-se de superfície superior quente

$$Nut = 0,54 \cdot Ra_t^{1/4} \tag{21}$$

$$Nut = \frac{h_t \cdot L_{carac}}{k} \tag{22}$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{23}$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{24}$$

$$NuL = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra_L^{1/4}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{25}$$

$$Nul = \frac{h_L \cdot L}{k} \tag{26}$$

Cálculo da taxa de calor entre superfície lateral e o meio ambiente

$$\dot{Q}_L = \frac{T_s - T_{inf}}{\frac{1}{(h_L \cdot L \cdot a)}} \tag{27}$$

Temperatura interna - T_i

$$\dot{Q}_L = k_v \cdot L \cdot a \cdot \frac{T_i - T_s}{e} \tag{28}$$

Resultados

$a = 0,8\,[\mathrm{m}]$	$A_0 = 1000\,[\mathrm{J/kJ}]$
$b = 0,8\,[\mathrm{m}]$	$\beta = 0,003272\,[1/\mathrm{K}]$
$cp = 1005\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$e = 0,15\,[\mathrm{m}]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$	$Gr_L = 6,353 \times 10^8$
$Gr_t = 2,353 \times 10^7$	$h_L = 3,312\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$h_t = 4,525\,\left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right]$	$k = 0,02607\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_v = 0,05\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,6\,[\mathrm{m}]$
$L_{carac} = 0,2\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,00001883\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001652\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$NuL = 76,24$
$Nut = 34,72$	$Pr = 0,7262$
$\dot{Q}_L = 39,75\,[\mathrm{W}]$	$Ra_L = 4,613 \times 10^8$
$Ra_t = 1,709 \times 10^7$	$\rho = 1,14\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_f = 32,5\,[°\mathrm{C}]$	$T_i = 293,4\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 45\,[°\mathrm{C}]$

Ep7.19 Uma estufa com forma cúbica tem aresta igual a 600 mm. A temperatura da superfície externa da estufa é uniforme e igual a 60°C. Considerando que a estufa está apoiada sobre um suporte que permite a ocorrência de transferência de calor por convecção livre em toda a sua superfície externa e considerando que a temperatura do ar ambiente é igual a 20°C, avalie:
a) o número de Rayleigh que governa o processo e transferência de calor entre uma parede vertical e o meio ambiente;
b) a taxa de transferência de calor entre uma parede vertical e o meio ambiente;
c) o número de Rayleigh que governa o processo e transferência de calor entre o teto e o meio ambiente.
d) a taxa de transferência de calor entre o teto da estufa e o meio ambiente.

$$L = 0,600 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_s = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{amb} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{inf} = T_{amb} \tag{4}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{5}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{6}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 40 C e a 100 kPa:

$$P = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{7}$$

$$k = 0,2662 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{8}$$

$$Pr = 0,7244 \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000192 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{10}$$

$$\rho = 1,113 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{11}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{12}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{13}$$

Cálculo dos números de Ra

$$Gr_{vert} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot \left(L^3\right)}{\nu^2} \tag{14}$$

$$Ra_{vert} = Gr_{vert} \cdot Pr \tag{15}$$

$$Gr_{teto} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot \left(L_t^3\right)}{\nu^2} \tag{16}$$

$$L_t = \frac{L^2}{4 \cdot L} \tag{17}$$

$$Ra_{teto} = Gr_{teto} \cdot Pr \tag{18}$$

$$L_p = L_t \tag{19}$$

$$Ra_{piso} = Ra_{teto} \tag{20}$$

a) Taxa de calor entre uma superfície lateral e o meio ambiente

$$Nuvert = 0,68 + 0,67 \cdot \frac{Ra_{vert}^{1/4}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{21}$$

$$Nuvert = h_{vert} \cdot L/k \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{vert} = h_{vert} \cdot L^2 \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{23}$$

b) Taxa de calor entre o teto e o meio ambiente.
O teto é superfície superior quente.

$$Nut = 0,15 \cdot Ra_{teto}^{1/3} \tag{24}$$

$$h_{teto} = Nut \cdot k/L_t \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{teto} = h_{teto} \cdot L_t^2 \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{26}$$

c) Taxa de calor entre o piso e o meio ambiente.
O piso é um asuperfície inferior quente.

$$Nupiso = 0,27 \cdot Ra_{piso}^{1/4} \tag{27}$$

$$Nupiso = \frac{h_{piso} \cdot L_p}{k} \tag{28}$$

$$\dot{Q}_{piso} = h_{piso} \cdot L^2 \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{29}$$

d) Taxa de calor entre a estufa e o meio ambiente

$$\dot{Q} = 4 \cdot \dot{Q}_{vert} + \dot{Q}_{teto} + \dot{Q}_{piso} \tag{30}$$

Resultados

$\beta = 0,003193\ [1/\mathrm{K}]$	$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$Gr_{teto} = 1,421 \times 10^7$	$Gr_{vert} = 9,095 \times 10^8$
$h_{piso} = 27,14\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_{teto} = 57,91\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$h_{vert} = 36,94\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,2662\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,6\ [\mathrm{m}]$	$L_p = 0,15\ [\mathrm{m}]$
$L_t = 0,15\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000192\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001725\ \left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$Nupiso = 15,29$
$Nut = 32,63$	$Nuvert = 83,25$
$P = 100\ [\mathrm{kPa}]$	$Pr = 0,7244$
$\dot{Q} = 2571\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{piso} = 390,8\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{teto} = 52,12\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{vert} = 531,9\ [\mathrm{W}]$
$Ra_{piso} = 1,029 \times 10^7$	$Ra_{teto} = 1,029 \times 10^7$
$Ra_{vert} = 6,589 \times 10^8$	$\rho = 1,113\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_{amb} = 20\ [\mathrm{C}]$	$T_f = 40\ [^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\ [^\circ\mathrm{C}]$	$T_s = 60\ [^\circ\mathrm{C}]$

TCep7-20

Ep7.20 Um pequeno forno industrial tem forma cilíndrica vertical com diâmetro externo igual a 1,6 m e altura igual a 2,5 m. Sua temperatura externa pode ser considerada uniforme e igual a 50ºC enquanto que o ar ambiente está a 30ºC. Sabendo que sua parede é constituída por tijolos isolantes com condutibilidade térmica igual a 0,07 W/(m.K), que a emissividade da sua superfície externa é igual a 0,6 e que o forno é um equipamento muito pequeno frente às dimensões do ambiente fabril, pede-se para calcular a taxa de transferência de calor por convecção entre sua superfície vertical externa e o meio ambiente; a taxa de transferência de calor por radiação entre sua superfície vertical externa e o meio ambiente e a temperatura da sua face interna supondo que a espessura da parede é igual a 285 mm.

Índices: 2 - externo; 1 - interno

$$D_2 = 1,6 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 2,5 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_2 = 50 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{2K} = (50 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,6 \tag{5}$$

$$T_{inf} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{infK} = (30 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$k_{isol} = 0,07 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{8}$$

$$e = 0,285 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{10}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{11}$$

$$T_{fK} = \frac{T_{2K} + T_{infK}}{2} \tag{12}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m^2}\cdot\mathrm{K^4}\right)\right] \tag{13}$$

$$D_1 = D_2 - 2 \cdot e \tag{14}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f e a 100 kPa:

$$k = 0,02662 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{15}$$

$$Pr = 0,7244 \tag{16}$$

$$\mu = 0,0000192 \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}\right)] \tag{17}$$

$$\rho = 1,113 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{18}$$

$$\beta = 1/T_{fK} \tag{19}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{20}$$

Cálculo do número de Ra

$$Gr_{vert} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot \left(L^3\right)}{\nu^2} \tag{21}$$

$$Ra_{vert} = Gr_{vert} \cdot Pr \tag{22}$$

Cálculo das taxas de calor

$$Nuvert = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_{vert}^{1/6}}{\phi}\right)^2 \tag{23}$$

$$\phi = \left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27} \tag{24}$$

$$Nuvert = h_{vert} \cdot L/k \tag{25}$$

Efeito da curvatura?

$$y = D_2/L - \frac{35}{Gr_{vert}^{1/4}} \tag{26}$$

$$Ae = \pi \cdot D_2 \cdot L \tag{27}$$

$$\dot{Q}_{vert} = h_{vert} \cdot Ae \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{28}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot Ae \cdot \left(T_{2K}^4 - T_{infK}^4\right) \tag{29}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{vert} \tag{30}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{e}{k_{isol} \cdot Ae}\right)} \tag{31}$$

Resultados

$Ae = 12,57\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$\beta = 0,003193\ [1/\mathrm{K}]$
$D_1 = 1,03\ [\mathrm{m}]$	$D_2 = 1,6\ [\mathrm{m}]$
$e = 0,285\ [\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,6$
$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s}^2\right]$	$Gr_{vert} = 3,290 \times 10^{10}$
$h_{vert} = 3,548\ \left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right]$	$k = 0,02662\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{isol} = 0,07\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 2,5\ [\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000192\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001725\ \left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$Nuvert = 333,2$	$\phi = 1,191$
$Pr = 0,7244$	$\dot{Q} = 1943\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 1051\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{vert} = 891,7\ [\mathrm{W}]$
$Ra_{vert} = 2,383 \times 10^{10}$	$\rho = 1,113\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ \left[\mathrm{W/(m^2.K^4)}\right]$	$T_1 = 679,5\ [°\mathrm{C}]$
$T_2 = 50\ [°\mathrm{C}]$	$T_{2K} = 323,2\ [\mathrm{K}]$
$T_f = 40\ [°\mathrm{C}]$	$T_{fK} = 313,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 30\ [°\mathrm{C}]$	$T_{infK} = 303,2\ [\mathrm{K}]$
$y = 0,5578$	

TCep7-21

Ep7.21 A parede lateral vertical de um forno industrial tem largura igual a 3,0 m e altura igual a 2,5 m. A temperatura da face externa desta parede é uniforme e igual a 50ºC, sua emissividade é igual a 0,65 e o ar ambiente está a 20ºC. Sabendo que a parede é constituída por tijolos isolantes com condutibilidade térmica k_{isol} = 0,07 W/(m.K) e que o forno é um equipamento muito pequeno frente às dimensões do ambiente fabril, pede-se para calcular a taxa de calor por convecção entre a parede e o meio ambiente, a taxa de calor por radiação entre a parede e o meio ambiente e a temperatura da sua face interna supondo que a espessura da parede é igual a 228 mm.

Índices: 2 - externo; 1 - interno

$$larg = 3,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 2,5 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_2 = 50 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k_{isol} = 0,07 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{5}$$

$$\epsilon = 0,65 \tag{6}$$

$$e = 0,228 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{8}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2 \ [°\mathrm{C}]} \tag{9}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m^2}\cdot\mathrm{K^4}\right)\right] \tag{10}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 35°C e a 100 kPa:

$$k = 0,02625 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{11}$$

$$Pr = 0,7256 \tag{12}$$

$$\mu = 0,00001895 \ [\mathrm{kg/m\cdot s}] \tag{13}$$

$$\rho = 1,131 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$\beta = (1/308,15) \ [1/\mathrm{K}] \tag{15}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{16}$$

Cálculo do número de Ra

$$Gr_{vert} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot \left(L^3\right)}{\nu^2} \tag{17}$$

$$Ra_{vert} = Gr_{vert} \cdot Pr \tag{18}$$

Cálculo das taxas de calor

$$Nuvert = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_{vert}^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{19}$$

$$Nuvert = h_{vert} \cdot L/k \tag{20}$$

$$Ae = larg \cdot L \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{vert} = h_{vert} \cdot Ae \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot Ae \cdot \left((T_2 + 273,15)^4 - (T_{inf} + 273,15)^4\right) \tag{23}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{vert} \tag{24}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{e}{k_{isol} \cdot Ae}\right)} \tag{25}$$

Resultados

$Ae = 7,5\ [\text{m}^2]$	$\beta = 0,003245\ [1/\text{K}]$
$e = 0,228\ [\text{m}]$	$\epsilon = 0,65$
$g = 9,81\ [\text{m/s}^2]$	$Gr_{vert} = 5,316 \times 10^{10}$
$h_{vert} = 4,08\ [\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}]$	$k = 0,02625\ [\text{W/(m.K)}]$
$k_{isol} = 0,07\ [\text{W/(m.K)}]$	$L = 2,5\ [\text{m}]$
$larg = 3\ [\text{m}]$	$\mu = 0,00001895\ [\text{kg/m.s}]$
$\nu = 0,00001676\ [\text{m}^2/\text{s}]$	$Nuvert = 388,6$
$Pr = 0,7256$	$\dot{Q} = 1891\ [\text{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 972,9\ [\text{W}]$	$\dot{Q}_{vert} = 918,1\ [\text{W}]$
$Ra_{vert} = 3,857 \times 10^{10}$	$\rho = 1,131\ [\text{kg/m}^3]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\text{W/(m}^2\text{.K}^4)]$	$T_1 = 871,2\ [°\text{C}]$
$T_2 = 50\ [°\text{C}]$	$T_f = 35\ [°\text{C}]$
$T_{inf} = 20\ [°\text{C}]$	

TCep7-22

Ep7.22 Um secador industrial tem forma prismática vertical com base quadrada de 6,25 m^2 e altura igual a 10 m. A superfície externa deste equipamento é constituída por uma placa de aço carbono comercial que se encontra na temperatura média de 60°C. Considere que este equipamento encontra-se instalado em um amplo ambiente cuja temperatura é 30ºC e que a sua superfície externa pode ser considerada cinza difusa com emissividade igual a 0,7. Determine a taxa de transferência de calor por radiação entre o secador e o meio ambiente; o coeficiente de transferência de calor por convecção livre entre as superfícies verticais e o meio ambiente; o coeficiente de transferência de calor por convecção livre entre a superfície superior (horizontal) e o meio ambiente. Considerando que a base do secador está em contato com o solo e pode ser considerada adiabática, avalie a taxa de transferência de calor entre o secador e o meio ambiente

Índices: 2 - externo; 1 - interno

$$A_{teto} = 6,25 \ \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{1}$$

$$L = 10 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_s = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{4}$$

$$T_{inf} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{8}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 45°C e a 100 kPa:

$$\rho = 1,0955 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$k = 0,02679 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{10}$$

$$Pr = 0,72325 \tag{11}$$

$$\mu = 0,0000194 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{12}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{13}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{14}$$

Cálculo dos números de Ra

$$Gr_{vert} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot \left(L^3\right)}{\nu^2} \tag{15}$$

$$Ra_{vert} = Gr_{vert} \cdot Pr \tag{16}$$

$$L_{teto} = \frac{A_{teto}}{4 \cdot A_{teto}^{0,5}} \tag{17}$$

$$Gr_{teto} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot \left(L_{teto}^3\right)}{\nu^2} \tag{18}$$

$$Ra_{teto} = Gr_{teto} \cdot Pr \tag{19}$$

Cálculo das taxas de calor

$$Nuvert = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_{vert}^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{20}$$

$$Nuvert = h_{vert} \cdot L/k \tag{21}$$

$$Ae = 4 \cdot A_{teto}^{0,5} \cdot L \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{vert} = h_{vert} \cdot Ae \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{23}$$

$$Nuteto = 0,15 \cdot Ra_{teto}^{1/3} \tag{24}$$

$$Nuteto = h_{teto} \cdot L_{teto}/k \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{teto} = h_{teto} \cdot A_{teto} \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{26}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{Q}_{teto} + \dot{Q}_{vert} \tag{27}$$

$$A_{total} = Ae + A_{teto} \tag{28}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A_{total} \cdot \left((T_s + 273,15)^4 - (T_{inf} + 273,15)^4\right) \tag{29}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{30}$$

Resultados

$Ae = 100\left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_{teto} = 6,25\left[\mathrm{m}^2\right]$
$A_{total} = 106,3\left[\mathrm{m}^2\right]$	$\beta = 0,003143\,[1/\mathrm{K}]$
$\epsilon = 0,7$	$g = 9,81\left[\mathrm{m/s}^2\right]$
$Gr_{teto} = 7,201 \times 10^8$	$Gr_{vert} = 2,950 \times 10^{12}$
$h_{teto} = 5,173\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_{vert} = 3,805\left[\mathrm{W/m^2{\cdot}K)}\right]$
$k = 0,02679\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 10\,[\mathrm{m}]$
$L_{teto} = 0,625\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000194\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001771\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$Nuteto = 120,7$
$Nuvert = 1420$	$Pr = 0,7233$
$\dot{Q} = 28716\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 12384\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 16332\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{teto} = 970\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{vert} = 11414\,[\mathrm{W}]$	$Ra_{teto} = 5,208 \times 10^8$
$Ra_{vert} = 2,133 \times 10^{12}$	$\rho = 1,096\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\left[\mathrm{W/(m^2.K^4)}\right]$	$T_f = 45\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 30\,[°\mathrm{C}]$	$T_s = 60\,[°\mathrm{C}]$

TCep7-23

Ep7.23 Uma tubulação de aço carbono com diâmetro interno igual a 300 mm e espessura de parede igual a 3,0 mm transporta um fluido aquecido. A tubulação está posicionada na horizontal e é termicamente isolada com uma manta com espessura de 75 mm de um material com condutibilidade térmica igual a 0,08 W/(m.K). Considerando que a tubulação está em um ambiente a 20°C, que a temperatura da superfície externa do isolante é igual a 40°C, que a emissividade da superfície externa do isolante é igual a 0,5, estime o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície externa do isolante e o meio ambiente; a taxa de transferência de calor por metro de tubo entre os produtos de combustão e o meio ambiente e a temperatura da superfície externa da tubulação de aço-carbono.

Índices:
1 - superfície interna do tubo;
2 - superfície externa do tubo;
3 - superfície externa do isolante.

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D_1 = 0,300 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$e_t = 0,003 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_2 = D_1 + 2 \cdot e_t \tag{4}$$

$$e_i = 0,075 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$D_3 = D_2 + 2 \cdot e_i \tag{6}$$

$$k_{isol} = 0,08 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$T_{inf;K} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$T_3 = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$T_{3;K} = 313,15 \ [\mathrm{K}] \tag{11}$$

$$\epsilon = 0,5 \tag{12}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{13}$$

$$T_f = \frac{T_3 + T_{inf}}{2} \tag{14}$$

$$T_{f;K} = 303,15 \ [\mathrm{K}] \tag{15}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/m^2{\cdot}K^4}\right] \tag{16}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 30°C e a 100 kPa:

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{17}$$

$$cp = 1005 \ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{18}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{19}$$

$$k = 0,02588\ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{20}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{21}$$

$$\beta = 1/T_{f;K} \tag{22}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{23}$$

Cálculo do número de Ra

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf}) \cdot \left(D_3^3\right)}{\nu^2} \tag{24}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{25}$$

Cálculo das taxas de calor

$$Nus = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{Ra^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{26}$$

$$Nus = \frac{h \cdot D_3}{k} \tag{27}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{28}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L \cdot \left(T_{3;K}^4 - T_{inf;K}^4\right) \tag{29}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{30}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{\ln(D_3/D_2)}{(2 \cdot \pi \cdot k_{isol} \cdot L)}} \tag{31}$$

Solution

. $\beta = 0,003299\,[1/\mathrm{K}]$	$cp = 1005\,[\mathrm{J}/(\mathrm{kg.K})]$
$D_1 = 0,3\,[\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,306\,[\mathrm{m}]$
$D_3 = 0,456\,[\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,5$
$e_i = 0,075\,[\mathrm{m}]$	$e_t = 0,003\,[\mathrm{m}]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$	$Gr = 2,317 \times 10^8$
$h = 3,782\,\left[\mathrm{W}/(\mathrm{m^2.K})\right]$	$k = 0,02588\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$k_{isol} = 0,08\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000187\,[\mathrm{kg}/(\mathrm{m.s})]$	$\nu = 0,00001628\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$Nus = 66,64$	$Pr = 0,7268$
$\dot{Q} = 199\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 108,4\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 90,62\,[\mathrm{W}]$	$Ra = 1,684 \times 10^8$
$\rho = 1,149\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W}/(\mathrm{m^2.K^4})\right]$
$T_2 = 197,9\,[°\mathrm{C}]$	$T_3 = 40\,[°\mathrm{C}]$
$T_{3;K} = 313,2\,[\mathrm{K}]$	$T_f = 30\,[°\mathrm{C}]$
$T_{f;K} = 303,2\,[\mathrm{K}]$	$T_{inf} = 20\,[\mathrm{C}]$
$T_{inf;K} = 293,2\,[\mathrm{K}]$	

TCep7-24

Ep7.24 Uma parede plana vertical com 40 cm de espessura e altura igual a 2,0 m, tem sua superfície interna a 40°C, a externa a 20ºC enquanto que o ar ambiente em contacto com a superfície externa está a 0°C. Estime a condutividade térmica do material da parede considerando que e os efeitos de transferência de calor por radiação da parede para o meio podem ser desprezados.

$$e = 0,4 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_i = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_e = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{inf} = 0 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$L = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_e + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f e a 100 kPa:

$$k = 0,02439 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{8}$$

$$Pr = 0,7318 \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000178 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{10}$$

$$\rho = 1,230 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{11}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{12}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{13}$$

Fluxo de calor entre a parede vertical e o meio ambiente.

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_e - T_{inf}) \cdot \left(L^3\right)}{\nu^2} \tag{14}$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{15}$$

$Ra_L > 10^9$ - a camada limite não é laminar.

$$NuL = \left(0,825 + 0,387 \cdot \frac{Ra_L^{1/6}}{\left(1 + \left((0,492/Pr)^{9/16}\right)\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{16}$$

$$NuL = h \cdot L/k \tag{17}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_e - T_{inf}) \tag{18}$$

Fluxo de calor por condução através da parede

$$Fluxo_{cond} = k_p \cdot \frac{T_i - T_e}{e} \tag{19}$$

$$Fluxo_{cond} = Fluxo_{conv} \tag{20}$$

Resultados

$\beta = 0,003532\,[1/\mathrm{K}]$	$e = 0,4\,[\mathrm{m}]$
$Fluxo_{cond} = 76,2\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_{conv} = 76,2\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$	$Gr_L = 2,647 \times 10^{10}$
$h = 3,81\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$k = 0,02439\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_p = 1,524\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 2\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000178\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001447\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$NuL = 312,4$	$Pr = 0,7318$
$Ra_L = 1,937 \times 10^{10}$	$\rho = 1,23\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_e = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_f = 10\,[°\mathrm{C}]$
$T_i = 40\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 0\,[°\mathrm{C}]$

TCep7-25

Ep7.25 Uma parede com 25 cm de espessura, altura igual a 2,0 m, largura igual a 10 m e tem a sua superfície interna a 30°C enquanto que o meio ambiente está a 10°C. A condutividade térmica do material da parede é igual a 0,1 W/(m.K). Considerando que os efeitos de transferência de calor por radiação da parede para o meio podem ser desprezados, determine:
a) A taxa de calor através da parede;
b) A temperatura da superfície externa da parede;
c) O coeficiente convectivo observado entre a parede e o meio extreno.

Dados

$$e = 0,25 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_i = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{inf} = 10 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$L = 2,0 \ [\mathrm{m}] \quad \text{altura da parede} \tag{4}$$

$$M = 10 \ [\mathrm{m}] \quad \text{largura da parede} \tag{5}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{6}$$

$$k_p = 0,1 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{7}$$

Note-se que as propriedades do ar devem ser tomadas na temperartura de filme. Entretanto, como a temperatura dasuperfície externa da parede é desconhecida, devemos arbitrar um valor para essa temperatura para poder avaliar as propriedades do ar. Se o valor arbitrado for próximo do calculado, a solução pode ser aceita como correta.

Adotando T_f = 12°C e interpolando na Tabela de Propriedades Termofísicas do Ar, tem-se:

$$T_f = 12 \ [\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$\rho = 1,222 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,00001794 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{10}$$

$$k = 0,02451 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{11}$$

$$Pr = 0,7313 \tag{12}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{13}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{14}$$

Coeficiente convectivo

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot \left(T_e - T_{inf}\right) \cdot \left(L^3\right)}{\nu^2} \tag{15}$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{16}$$

$$NuL = \left(0,825 + 0,387 \cdot \frac{Ra_L^{1/6}}{\left(1 + \left((0,492/Pr)^{9/16}\right)\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{17}$$

$$NuL = h \cdot L/k \tag{18}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{Q}_{cond} \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{cond} = k_p \cdot L \cdot M \cdot \frac{T_i - T_e}{e} \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot L \cdot M \cdot (T_e - T_{inf}) \tag{21}$$

Resultados

$\beta = 0,003507$ [1/K]	$e = 0,25$ [m]
$g = 9,81$ [m/s^2]	$Gr_L = 4,056 \times 10^9$
$h = 2,119$ [W/m^2.K]	$k = 0,02451$ [W/(m.K)]
$k_p = 0,1$ [W/(m.K)]	$L = 2$ [m]
$M = 10$ [m]	$\mu = 0,00001794$ [kg/(m.s)]
$\nu = 0,00001468$ [m^2/s]	$NuL = 172,9$
$Pr = 0,7313$	$\dot{Q}_{cond} = 134,6$ [W]
$\dot{Q}_{conv} = 134,6$ [W]	$Ra_L = 2,966 \times 10^9$
$\rho = 1,222$ [kg/m^3]	$T_e = 13,18$ [°C]
$T_f = 12$ [°C]	$T_i = 30$ [°C]
$T_{inf} = 10$ [°C]	

TCep7-26

Ep7.26 Uma parede de concreto com 30 cm de espessura, tem área superficial igual a 45 m^2 e altura igual a 3,0 m. A superfície interna da parede está a 25°C e o meio ambiente 10°C. Determine a taxa de transferência de energia por calor através da parede considerando que a condutividade térmica do concreto é igual a 0,75 W/(m.K) e que os efeitos de transferência de calor por radiação entre a parede e o meio podem ser desprezados.

$$e = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$As = 45 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{2}$$

$$L = 3,0 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_i = 25 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 10 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s}^2\right] \tag{6}$$

$$k_p = 0,75 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{7}$$

Como desconhecemos a temperatura T_f, adotamos o valor de 15°C. Se o valor obtido for muito diferente, os cálculos devem ser refeitos.
Note que essa solução requer um processo de cálculo iterativo.

Propriedades do ar na temperatura T_f = 15ºC e a 100 kPa:

$$T_f = 15 \ [\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$T_{fK} = 288,15 \ [\mathrm{K}] \qquad \text{Temperatura de filme na escala Kelvin} \tag{9}$$

$$P = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{10}$$

$$\rho = 1,2095 \tag{11}$$

$$\mu = 0,0000185 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{12}$$

$$k = 0,024765 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{13}$$

$$Pr = 0,73055 \tag{14}$$

$$\beta = 1/T_{fK} \tag{15}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{16}$$

Coeficiente convectivo

$$GrL = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_e - T_{inf}) \cdot \left(L^3\right)}{\nu^2} \tag{17}$$

$$RaL = GrL \cdot Pr \tag{18}$$

$$NuL = \left(0,825 + 0,387 \cdot \frac{RaL^{1/6}}{\left(1 + \left((0,492/Pr)^{9/16}\right)\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{19}$$

$$NuL = h \cdot L/k \tag{20}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{Q}_{cond} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{cond} = k_p \cdot As \cdot \frac{T_i - T_e}{e} \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot As \cdot (T_e - T_{inf}) \tag{23}$$

Comentário
Note que a solução obtida usando T_f = 15°C é 867 W. No entanto, se os cálculos forem cidadosamente apurados, obtém-se 874 W.

Resultados

$As = 45\ [\mathrm{m}^2]$	$\beta = 0,00347\ [1/\mathrm{K}]$
$e = 0,3\ [\mathrm{m}]$	$g = 9,81\ [\mathrm{m/s}^2]$
$GrL = 2,865 \times 10^{10}$	$h = 2,643\ [\mathrm{W/m}^2.\mathrm{K}]$
$k = 0,02477\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_p = 0,75\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 3\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000185\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,0000153\ [\mathrm{m}^2/\mathrm{s}]$	$NuL = 320,1$
$P = 100\ [\mathrm{kPa}]$	$Pr = 0,7306$
$\dot{Q}_{cond} = 867,2\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 867,2\ [\mathrm{W}]$
$RaL = 2,093 \times 10^{10}$	$\rho = 1,21\ [\mathrm{kg/m}^3]$
$T_e = 17,29\ [°\mathrm{C}]$	$T_f = 15\ [°\mathrm{C}]$
$T_{fK} = 288,2\ [\mathrm{K}]$	$T_i = 25\ [°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 10\ [°\mathrm{C}]$	

TCep7-27

Ep7.27 As paredes verticais de um forno industrial são constituídas por duas camadas, sendo cada uma composta por um material diferente. A primeira camada (a interna) é composta por tijolos refratários comuns, kr = 1,0 W/(m.K), com espessura igual a 114 mm e a segunda é composta por tijolos isolantes, ki = 0,05 W/(m.K), com espessura igual 228 mm. Sabe-se que a temperatura da face interna da parede do forno é igual a 1100ºC, que a temperatura do meio ambiente é igual a 20ºC e que a altura das paredes do forno é igual a 1,8 m. Considerando desprezível a taxa de transferência de energia por radiação para o meio ambiente e sabendo que a área total das paredes do forno exposta ao meio ambiente é igual a 40 $m^{2,}$ pede-se para determinar:
a) A taxa de calor observada entre as paredes verticais e o meio ambiente;
b) O coeficiente convectivo observado entre a superfície externa da parede do forno e o meio ambiente;
c) A temperatura da interface refratário isolante;
d) A temperatura da superfície externa das paredes verticais.

T_1 = temperatura da face interna do forno.
T_2 = temperatura da interface entre os dois materiais.
T_3 = temperatura da superfície externa do forno
e_r = espessura do refratário.
e_i = espessura do isolante

$$k_r = 1,0 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$e_r = 0,114 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$k_i = 0,05 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{3}$$

$$e_i = 0,228 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$T_1 = 1100 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$A_s = 40 \ \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{7}$$

$$L = 1,8 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{9}$$

Como desconhecemos a temperatura da superfície externa do forno (T_3) nós arbitramos, para efeito de avaliação das propriedades do ar, o valor T_3 = 70°C. Se o valor de T_3 a ser calculado for próximo deste, podemos considerar T_f = 45°C aceitável.
Propriedades do ar na temperatura T_f e a 100 kPa:

$$k = 0,026985 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{10}$$

$$Pr = 0,72325 \tag{11}$$

$$\mu = 0,0000194 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{12}$$

$$\rho = 1,0955 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{13}$$

$$\beta = \left(\frac{1}{45 + 273,15}\right) \ [1/\mathrm{K}] \tag{14}$$

$$\nu = \mu / \rho \tag{15}$$

Coeficiente convectivo

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf}) \cdot \left(L^3\right)}{\nu^2} \tag{16}$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{17}$$

$$NuL = \left(0,825 + 0,387 \cdot \frac{Ra_L^{1/6}}{\left(1 + \left((0,492/Pr)^{9/16}\right)\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{18}$$

$$NuL = h \cdot L/k \tag{19}$$

Fluxos de calor

$$Fluxo = \frac{T_1 - T_{inf}}{e_r/k_r + e_i/k_i + 1/h} \tag{20}$$

$$Fluxo_{refr} = k_r \cdot \frac{T_1 - T_2}{e_r} \tag{21}$$

$$Fluxo_{isol} = k_i \cdot \frac{T_2 - T_3}{e_i} \tag{22}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{23}$$

$$Fluxo_{isol} = Fluxo_{refr} \tag{24}$$

$$Fluxo_{isol} = Fluxo_{conv} \tag{25}$$

$$\dot{Q} = Fluxo \cdot A_s \tag{26}$$

Resultado

$A_s = 40\ [\mathrm{m}^2]$	$\beta = 0,003143\ [1/\mathrm{K}]$
$e_i = 0,228\ [\mathrm{m}]$	$e_r = 0,114\ [\mathrm{m}]$
$Fluxo = 221\ [\mathrm{W/m}^2]$	$Fluxo_{conv} = 221\ [\mathrm{W/m}^2]$
$Fluxo_{isol} = 221\ [\mathrm{W/m}^2]$	$Fluxo_{refr} = 221\ [\mathrm{W/m}^2]$
$g = 9,81\ [\mathrm{m/s}^2]$	$Gr_L = 2,702 \times 10^{10}$
$h = 4,689\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k = 0,02699\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_i = 0,05\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_r = 1\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1,8\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000194\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001771\ [\mathrm{m^2/s}]$	$NuL = 312,8$
$Pr = 0,7233$	$\dot{Q} = 8839\ [\mathrm{W}]$
$Ra_L = 1,954 \times 10^{10}$	$\rho = 1,096\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$T_1 = 1100\ [°\mathrm{C}]$	$T_2 = 1075\ [°\mathrm{C}]$
$T_3 = 67,13\ [°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}]$

TCep7-28

Ep7.28 A parede constituinte da carroceria de uma caminhão de transporte de produtos refrigerados é composta por uma camada interna de um material plástico com espessura de 4,0 mm, por uma camada de isolante térmico com espessura de 120 mm e por uma camada externa de alumínio com espessura de 1,0 mm. Sabe-se que as condutibilidades térmicas do plástico, do isolante e do alumínio são iguais, respectivamente, a 0,10 W/(m.K), 0,035 W/(m.K) e 160 W/(m.K). Considerando que a temperatura média do meio ambiente é igual a 30ºC, que a temperatura da superfície interna da carroceria é igual a 0°C e que o teto do forno tem largura igual a 2,6 m e comprimento igual a 10 m, pede-se para calcular o fluxo médio de calor através do teto da carroceria no caso em que este veículo estiver parado. Considere desprezível a taxa de transferência de energia por radiação entre a carroceria e o meio ambiente e, apenas para efeito de cálculo das propriedades do ar, considere que a temperatura de filme é igual a 25°C.

Índices:
1: refere-se à face interna da carroceria.
2: refere-se à interface entre o plástico e o isolante.
3: refere-se à interface entre o isolante e o aluimínio.
4: refere-se à superfície externa da carroceria.
isol: isolante.
pl: plástico.
al: alumínio.

$$e_{pl} = 0,004 \ [\mathrm{m}] \quad (1)$$

$$e_{isol} = 0,120 \ [\mathrm{m}] \quad (2)$$

$$e_{al} = 0,001 \ [\mathrm{m}] \quad (3)$$

$$k_{pl} = 0,10 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (4)$$

$$k_{isol} = 0,035 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (5)$$

$$k_{al} = 160 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (6)$$

$$T_1 = 0 \ [°\mathrm{C}] \quad (7)$$

$$Tinf = 30 \ [°\mathrm{C}] \quad (8)$$

$$L = 10 \ [\mathrm{m}] \quad (9)$$

$$w = 2,6 \ [\mathrm{m}] \quad (10)$$

$$A = L \cdot w \quad (11)$$

$$g = 9,81 \ [\mathrm{m/s^2}] \quad (12)$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 25°C e a 100 kPa:

$$Tf = 25 \ [°\mathrm{C}] \quad (13)$$

$$k = 0,01551 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \quad (14)$$

$$Pr = 0,7281 \quad (15)$$

$$\mu = 0,0000185 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \quad (16)$$

$$\rho = 1,169 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{17}$$

$$\beta = \frac{1}{Tf + 273,15} \tag{18}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{19}$$

Coeficiente convectivo

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (-T_4 + Tinf) \cdot \left(Lc^3\right)}{\nu^2} \tag{20}$$

$$Lc = \frac{L \cdot w}{2 \cdot (L + w)} \tag{21}$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{22}$$

A superfície horizontal é fria em relação ao meio ambiente.

$$NuL = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4} \tag{23}$$

$$NuL = h \cdot Lc/k \tag{24}$$

Resistências térmicas quivalentes

$$R_{pl} = \frac{e_{pl}}{k_{pl} \cdot A} \tag{25}$$

$$R_{isol} = \frac{e_{isol}}{k_{isol} \cdot A} \tag{26}$$

$$R_{al} = \frac{e_{al}}{k_{al} \cdot A} \tag{27}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \tag{28}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{Tinf - T_4}{R_{conv}} \tag{29}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_4 - T_1}{R_{pl} + R_{isol} + R_{al}} \tag{30}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \tag{31}$$

Fluxo

$$Fluxo = \dot{Q}_{cond}/A \tag{32}$$

Resultado

$A = 26\,[\mathrm{m}^2]$ $\beta = 0,003354\,[1/\mathrm{K}]$
$e_{al} = 0,001\,[\mathrm{m}]$ $e_{isol} = 0,12\,[\mathrm{m}]$
$e_{pl} = 0,004\,[\mathrm{m}]$ $Fluxo = 6,141\,[\mathrm{W/m}^2]$
$g = 9,81\,[\mathrm{m/s}^2]$ $Gr_L = 1,255 \times 10^9$
$h = 0,7057\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$ $k = 0,01551\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{al} = 160\,[\mathrm{W/(m.K)}]$ $k_{isol} = 0,035\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{pl} = 0,1\,[\mathrm{W/(m.K)}]$ $L = 10\,[\mathrm{m}]$
$Lc = 1,032\,[\mathrm{m}]$ $\mu = 0,0000185\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001583\,[\mathrm{m}^2/\mathrm{s}]$ $NuL = 46,95$
$Pr = 0,7281$

$\dot{Q}_{cond} = 159,7\,[\mathrm{W}]$ $\dot{Q}_{conv} = 159,7\,[\mathrm{W}]$
$Ra_L = 9,141 \times 10^8$ $\rho = 1,169\,[\mathrm{kg/m}^3]$
$R_{al} = 2,404 \times 10^{-7}\,[\mathrm{K/W}]$ $R_{conv} = 0,0545\,[\mathrm{K/W}]$
$R_{isol} = 0,1319\,[\mathrm{K/W}]$ $R_{pl} = 0,001538\,[\mathrm{K/W}]$
$Tf = 25\,[°\mathrm{C}]$ $Tinf = 30\,[°\mathrm{C}]$
$T_1 = 0\,[°\mathrm{C}]$ $T_4 = 21,3\,[°\mathrm{C}]$
$w = 2,6\,[\mathrm{m}]$

TCep7-29

Ep7.29 Um tubo de condução de vapor, com raio externo igual a 30 mm foi isolado termicamente utilizando-se um material com condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K) e com espessura iguail a 63,5 mm. Considerando que a superfície externa do tubo está a temperatura de 180°C, e que a superfície externa do isolamento térmico está exposta a um ambiente a 30°C, pede-se para determinar a temperatura na superfície externa do isolante térmico e a taxa de transferência de calor por metro de tubo para o meio. Considere desprezível a taxa de transferência de calor por radiação entre a tubulação e o meio ambiente; para o cálculo das propriedades do ar, considere que a temperatura de filme é igual a 40°C.

Note que, como T_2 é desconhecido e como o coeficiente convectivo depende da diferença entre T_2 e T_{inf}, a solução desse problema requer cálculos iterativos.

$$g = 9,81 \;\left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{1}$$

$$r_1 = 0,030 \;[\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = r_1 + e_i \tag{3}$$

$$d_2 = 2 \cdot r_2 \tag{4}$$

$$e_i = 0,0635 \;[\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$T_1 = 180 \;[°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$k_i = 0,04 \;[\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 30 \;[°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$L = 1,0 \;[\mathrm{m}] \tag{9}$$

Propriedades do ar:

$$T_f = 40 \;[°\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$\beta = \frac{1}{(40 + 273,15)} \;[1/\mathrm{K}] \tag{11}$$

$$\rho = 1,113 \;\left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\mu = 0,0000192 \;[\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{13}$$

$$k = 0,02662 \;[\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{14}$$

$$Pr = 0,7244 \tag{15}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{16}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot \left(D_2^3\right)}{\nu^2} \tag{17}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{18}$$

$$NuD = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{Ra_D^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{19}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k \tag{20}$$

Cálculo de T_2

$$Res_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L} \tag{21}$$

$$Res_{conv} = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L} \tag{22}$$

$$\frac{T_2 - T_{inf}}{Res_{conv}} = \frac{T_1 - T_2}{Res_{cond}} \tag{23}$$

Cálculo da taxa de calor

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{Res_{cond}} \tag{24}$$

Resultados

$\beta = 0,003193\,[1/\mathrm{K}]$	$d_2 = 0,187\,[\mathrm{m}]$
$e_i = 0,0635\,[\mathrm{m}]$	$g = 9,81\,[\mathrm{m/s^2}]$
$Gr_D = 9,690 \times 10^6$	$h = 3,634\,[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}]$
$k = 0,02662\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_i = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000192\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001725\,[\mathrm{m^2/s}]$	$NuD = 25,53$
$Pr = 0,7244$	
$\dot{Q} = 30,05\,[\mathrm{W}]$	$Ra_D = 7,019 \times 10^6$
$Res_{cond} = 4,523\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_{conv} = 0,4684\,[\mathrm{K/W}]$
$\rho = 1,113\,[\mathrm{kg/m^3}]$	$r_1 = 0,03\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,0935\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 180\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_2 = 44,08\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_f = 40\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep7-30

Ep7.30 Em uma fábrica há uma tubulação de aço carbono, k_a = 45,0 W/(m.K), com diâmetros interno e externo iguais a 52,5 mm e 60,3 mm, que transporta de vapor d'água a 150ºC. Considere que a temperatura da face interna da parede do tubo é igual à temperatura do vapor, que esta tubulação é revestida externamente com uma manta, com espessura de 25 mm, de fibra de vidro, k_f = 0,04 W/(m.K) e que a temperatura do ar ambiente é igual a 20ºC. Buscando racionalizar o consumo de energia, foi proposta a substituição desta manta por outra do mesmo material, porém com espessura igual a 38 mm. Considere desprezível a taxa de transferência de energia por radiação entre a tubulação e o meio ambiente. Para cada uma das situações acima, determine a temperatura externa da manta isolante. Determine a redução da taxa de calor por metro de tubo para o meio ambiente propiciada pelo aumento da espessura de isolamento térmico. Para resolver esse problema, considere que a temperatura de filme é igual a 30ºC.

Índices: 1 - superfície interna do tubo; 2 - superfície externa do tubo; 3 superfície externa do isolamento térmico.

Note que, como T_2 é desconhecida e como o coeficiente convectivo depende da diferença entre T_3 e T_{inf}, a solução desse problema requer cálculos iterativos.

Dados

$$k_a = 45\ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \quad (1)$$

$$D_1 = 0,0525\ [\mathrm{m}] \quad (2)$$

$$r_1 = D_1/2 \quad (3)$$

$$D_2 = 0,0603\ [\mathrm{m}] \quad (4)$$

$$r_2 = D_2/2 \quad (5)$$

$$T_1 = 150\ [\mathrm{C}] \quad (6)$$

$$e_f = 0,025\ [\mathrm{m}] \quad (7)$$

$$r_3 = r_2 + e_f \quad (8)$$

$$D_3 = 2 \cdot R_3 \quad (9)$$

$$k_f = 0,040\ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \quad (10)$$

$$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}] \quad (11)$$

$$e_n = 0,038\ [\mathrm{m}] \quad (12)$$

$$r_{3n} = r_2 + e_n \quad (13)$$

$$D_{3n} = 2 \cdot r_{3n} \quad (14)$$

$$T_f = 30\ [°\mathrm{C}] \quad (15)$$

$$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \quad (16)$$

Propriedades do ar a T_f = 30°C

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \quad (17)$$

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{18}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{19}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{20}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{21}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{22}$$

Cálculo do coeficiente convectivo - isolamento térmico original.

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf}) \cdot \left(D_3^3\right)}{\nu^2} \tag{23}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{24}$$

$$NuD = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{Ra_D^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{25}$$

$$NuD = h \cdot D_3/k \tag{26}$$

Cálculo de $\mathrm{T_3}$

$$Res_a = \frac{\ln\left(r_2/r_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_a} \tag{27}$$

$$Res_f = \frac{\ln\left(r_3/r_2\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_f} \tag{28}$$

$$Res_{conv} = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3} \tag{29}$$

$$\frac{T_3 - T_{inf}}{Res_{conv}} = \frac{T_1 - T_3}{Res_a + Res_f} \tag{30}$$

Cálculo da taxa de calor

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_3}{Res_a + Res_f} \tag{31}$$

Cálculos para a nova espessura de isolamento térmico.

$$Gr_{Dn} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{3n} - T_{inf}) \cdot \left(D_{3n}^3\right)}{\nu^2} \tag{32}$$

$$Ra_{Dn} = Gr_{Dn} \cdot Pr \tag{33}$$

$$\zeta_n = \left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27} \tag{34}$$

$$NuD_n = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{Ra_{Dn}^{1/6}}{\zeta_n}\right)^2 \tag{35}$$

$$NuD_n = h_n \cdot D_{3n}/k \tag{36}$$

$$Res_{fn} = \frac{\ln(r_{3n}/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_f} \tag{37}$$

$$Res_{convn} = \frac{1}{h_n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3} \tag{38}$$

$$\frac{T_3 - T_{inf}}{Res_{convn}} = \frac{T_1 - T_{3n}}{Res_a + Res_{fn}} \tag{39}$$

$$\dot{Q}_n = \frac{T_1 - T_{3n}}{Res_a + Res_{fn}} \tag{40}$$

$$Red = y \cdot \frac{\dot{Q} - \dot{Q}_n}{\dot{Q}} \tag{41}$$

$$y = 100 \;\; [\%] \tag{42}$$

Solution

$\beta = 0,003299\,[1/\mathrm{K}]$	$D_1 = 0,0525\,[\mathrm{m}]$
$D_2 = 0,0603\,[\mathrm{m}]$	$D_3 = 0,1103\,[\mathrm{m}]$
$D_{3n} = 0,1363\,[\mathrm{m}]$	$e_f = 0,025\,[\mathrm{m}]$
$e_n = 0,038\,[\mathrm{m}]$	$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$Gr_D = 4,310 \times 10^6$	$Gr_{Dn} = 4,566 \times 10^6$
$h = 4,737\,\left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right]$	$h_n = 3,898\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02588\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_a = 45\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_f = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,0000187\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001628\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$NuD = 20,19$
$NuD_n = 20,53$	$Pr = 0,7268$
$\dot{Q} = 43,15\,[\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_n = 35,51\,[\mathrm{W/m}]$
$Ra_D = 3,133 \times 10^6$	$Ra_{Dn} = 3,318 \times 10^6$
$Red = 17,72\,[\%]$	$Res_a = 0,0004899\,[\mathrm{m.K/W}]$
$Res_{conv} = 0,6092\,[\mathrm{m.K/W}]$	$Res_{convn} = 0,7404\,[\mathrm{m.K/W}]$
$Res_f = 2,403\,[\mathrm{m.K/W}]$	$Res_{fn} = 3,245\,[\mathrm{m.K/W}]$
$\rho = 1,149\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$r_1 = 0,02625\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,03015\,[\mathrm{m}]$	$r_3 = 0,05515\,[\mathrm{m}]$
$r_{3n} = 0,06815\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 150\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 46,29\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{3n} = 34,76\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_f = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$y = 100\,[\%]$	

TCep7-31

Ep7.31 Um tanque esférico de aço carbono com diâmetro externo igual a 12 m e espessura de parede igual a 50 mm armazena GLP. Devido à retirada de parte deste combustível para utilização industrial, a sua temperatura é reduzida de forma que a temperatura média da superfície externa do tanque atinge 15ºC quando a temperatura ambiente se torna igual a 25ºC. Desprezando a transferência de energia por radiação entre o tanque e o meio ambiente, sabendo que a condutibilidade térmica do aço é igual a 50 W/(m.K) pede-se para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção, a taxa de calor entre o meio ambiente e o GLP, o fluxo de calor na superfície externa do tanque e a temperatura da sua superfície interna.

Índices:
1 - superfície interna do tanque;
2 - superfície externa do tanque.

$$D_2 = 12 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{2}$$

$$et = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_2 = D_1 + 2 \cdot et \tag{4}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{5}$$

$$T_{inf} = (25 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$T_2 = (15 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$k_a = 50 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{8}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{9}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{10}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{11}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 20°C e a 100 kPa

$$k = 0,02514 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{12}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{14}$$

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{15}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{16}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{17}$$

Cálculo do número de Ra

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_2) \cdot \left(D_2^3\right)}{\nu^2} \tag{18}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{19}$$

Cálculo da taxa de calor por convecção

$$Nus = 2 + 0,589 \cdot \frac{Ra^{0,25}}{\left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{20}$$

$$Nus = h \cdot D_2/k \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot Ae \cdot (T_{inf} - T_2) \tag{22}$$

$$Ae = \pi \cdot D_2^2 \tag{23}$$

$$Ai = \pi \cdot D_1^2 \tag{24}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} \tag{25}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_1}{\frac{1}{(4 \cdot \pi \cdot k_a)} \cdot (1/r_1 - 1/r_2)} \tag{26}$$

$$Fluxo_2 = \dot{Q}/Ae \tag{27}$$

$$Fluxo_1 = \dot{Q}/Ai \tag{28}$$

Resultados

$Ae = 452,4\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$Ai = 444,9\,\left[\mathrm{m}^2\right]$
$\beta = 0,003411\,[1/\mathrm{K}]$	$D_1 = 11,9\,[\mathrm{m}]$
$D_2 = 12\,[\mathrm{m}]$	$et = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$Fluxo_1 = 11,26\,\left[\mathrm{W/m}^2\right]$	$Fluxo_2 = 11,07\,\left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s}^2\right]$	$Gr = 2,441 \times 10^{12}$
$h = 1,107\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,02514\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_a = 50\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001539\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$Nus = 528,5$
$Pr = 0,7293$	
$\dot{Q} = 5009\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 5009\,[\mathrm{W}]$
$Ra = 1,780 \times 10^{12}$	$\rho = 1,189\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$r_1 = 5,95\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 6\,[\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W/(m^2.K^{4})}\right]$	$T_1 = 288,14\,[\mathrm{K}]$
$T_2 = 288,2\,[\mathrm{K}]$	$T_f = 293,2\,[\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 298,2\,[\mathrm{K}]$	

TCep7-32

Ep7.32 Um tanque esférico de aço carbono com diâmetro externo igual a 12 m e espessura de parede igual a 50 mm armazena GLP. Devido à retirada de parte deste combustível para utilização industrial, a sua temperatura é reduzida de forma que a temperatura média da superfície externa do tanque atinge 15ºC quando a temperatura ambiente se torna igual a 25ºC. Considere que a emissividade da superfície externa do tanque tem emissividade igual a 0,6 e que a temperatura da vizinhança, para efeito da transferência de calor por radiação, é igual a temperatura ambiente. Sabendo que a condutibilidade térmica do aço é igual a 50 W/(m.K) pede-se para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção, a taxa de calor entre o meio ambiente e o GLP, o fluxo de calor na superfície externa do tanque e a temperatura da sua superfície interna.

Índices:
1 - superfície interna do tanque;
2 - superfície externa do tanque.

$$D_2 = 12 \ [\text{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{2}$$

$$et = 0,050 \ [\text{m}] \tag{3}$$

$$D_2 = D_1 + 2 \cdot et \tag{4}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{5}$$

$$T_{inf} = (25 + 273,15) \ [\text{K}] \tag{6}$$

$$T_2 = (15 + 273,15) \ [\text{K}] \tag{7}$$

$$k_a = 50 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{8}$$

$$g = 9,81 \ \left[\text{m/s}^2\right] \tag{9}$$

$$\epsilon = 0,6 \tag{10}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{11}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2\cdot\text{K}^4\right)\right] \tag{12}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 20°C e a 100 kPa

$$P = 100 \ [\text{kPa}] \tag{13}$$

$$k = 0,02514 \ [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{14}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{15}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})] \tag{16}$$

$$\rho = 1,189 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{17}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{18}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{19}$$

Cálculo do número de Ra

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_2) \cdot \left(D_2^3\right)}{\nu^2} \tag{20}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{21}$$

Cálculo da taxa de calor por convecção

$$Nus = 2 + 0,589 \cdot \frac{Ra^{0,25}}{\left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{22}$$

$$Nus = h \cdot D_2/k \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot Ae \cdot (T_{inf} - T_2) \tag{24}$$

$$Ae = \pi \cdot D_2^2 \tag{25}$$

$$Ai = \pi \cdot D_1^2 \tag{26}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot Ae \cdot \left(T_{inf}^4 - T_2^4\right) \tag{27}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{28}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_1}{\frac{1}{(4 \cdot \pi \cdot k_a)} \cdot (1/r_1 - 1/r_2)} \tag{29}$$

$$Fluxo_2 = \dot{Q}/Ae \tag{30}$$

$$Fluxo_1 = \dot{Q}/Ai \tag{31}$$

Solution

$Ae = 452,4\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$Ai = 444,9\ \left[\mathrm{m}^2\right]$
$\beta = 0,003411\ [1/\mathrm{K}]$	$D_1 = 11,9\ [\mathrm{m}]$
$D_2 = 12\ [\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,6$
$et = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$Fluxo_1 = 46,13\ \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$Fluxo_2 = 45,36\ \left[\mathrm{W/m}^2\right]$	$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s}^2\right]$
$Gr = 2,441 \times 10^{12}$	$h = 1,107\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02514\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_a = 50\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,0000183\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001539\ \left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$Nus = 528,5$	$P = 100\ [\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7293$	$\dot{Q} = 20522\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 5009\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 15513\ [\mathrm{W}]$
$Ra = 1,780 \times 10^{12}$	$\rho = 1,189\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$r_1 = 5,95\ [\mathrm{m}]$	$r_2 = 6\ [\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ \left[\mathrm{W/(m^2.K^4)}\right]$	$T_1 = 288,1\ [\mathrm{K}]$
$T_2 = 288,2\ [\mathrm{K}]$	$T_f = 293,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 298,2\ [\mathrm{K}]$	

TCep7-33

Ep7.33 Um tanque esférico de aço carbono com diâmetro igual a 12 m e espessura de parede igual a 50 mm armazena GLP. Devido à retirada de parte deste combustível para utilização industrial, a sua temperatura é reduzida de forma que a temperatura média da superfície interna do tanque atinge 15ºC quando a temperatura ambiente se torna igual a 25ºC. Desprezando a transferência de energia por radiação entre o tanque e o meio ambiente, sabendo que a condutibilidade térmica do aço é igual a 50 W/(m.K), supondo que a temperatura de filme é aproximadamente igual a 20ºC e que as propriedades do ar ambiente podem ser avaliadas nesta temperatura, pede-se para calcular a taxa de transferência de energia por calor entre o meio ambiente e o GLP, o fluxo de calor na superfície externa do tanque, e a temperatura desta superfície.

Índices:
1 - superfície interna do tanque;
2 - superfície externa do tanque.

$$D_2 = 12 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{2}$$

$$et = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_2 = D_1 + 2 \cdot et \tag{4}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{5}$$

$$T_{inf} = (25 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$T_1 = (15 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$k_a = 50 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{8}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{9}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{10}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{11}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 20°C e a 100 kPa

$$P = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{12}$$

$$k = 0,02514 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{13}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{14}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{15}$$

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{16}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{17}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{18}$$

Cálculo do número de Ra

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_2) \cdot \left(D_2^3\right)}{\nu^2} \quad (19)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (20)$$

Cálculo das taxas de calor e de T_2

$$Nus = 2 + 0,589 \cdot \frac{Ra^{0,25}}{\left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \quad (21)$$

$$Nus = h \cdot D_2/k \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot Ae \cdot (T_{inf} - T_2) \quad (23)$$

$$Ae = \pi \cdot D_2^2 \quad (24)$$

$$Ai = \pi \cdot D_1^2 \quad (25)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} \quad (26)$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_1}{\frac{1}{(4 \cdot \pi \cdot k_a)} \cdot (1/r_1 - 1/r_2)} \quad (27)$$

$$Fluxo_2 = \dot{Q}/Ae \quad (28)$$

$$Fluxo_1 = \dot{Q}/Ai \quad (29)$$

Resultados

$Ae = 452,4\,[\mathrm{m}^2]$	$Ai = 444,9\,[\mathrm{m}^2]$
$\beta = 0,003411\,[1/\mathrm{K}]$	$D_1 = 11,9\,[\mathrm{m}]$
$D_2 = 12\,[\mathrm{m}]$	$et = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$Fluxo_1 = 11,24\,[\mathrm{W/m^2}]$	$Fluxo_2 = 11,06\,[\mathrm{W/m^2}]$
$g = 9,81\,[\mathrm{m/s^2}]$	$Gr = 2,438 \times 10^{12}$
$h = 1,107\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k = 0,02514\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_a = 50\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001539\,[\mathrm{m^2/s}]$	$Nus = 528,4$
$P = 100\,[\mathrm{kPa}]$	$Pr = 0,7293$
$\dot{Q} = 5002\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 5002\,[\mathrm{W}]$
$Ra = 1,778 \times 10^{12}$	$\rho = 1,189\,[\mathrm{kg/m^3}]$
$r_1 = 5,95\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 6\,[\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,[\mathrm{W/(m^2.K^4)}]$	$T_1 = 288,2\,[\mathrm{K}]$
$T_2 = 288,2\,[\mathrm{K}]$	$T_f = 293,2\,[\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 298,2\,[\mathrm{K}]$	

TCep7-34

Ep7.34 Uma tubulação horizontal com seção transversal retangular tem largura externa L = 400 mm, altura externa H = 300 mm e comprimento igual a 20 m. Esta tubulação transporta ar frio e tem a sua superfície externa na temperatura média de 15ºC enquanto que a temperatura do meio ambiente fabril está a 25ºC. Desconsiderando os efeitos da transferência de calor por radiação, determine a taxa de calor:
a) em uma das superfícies laterais verticais;
b) na sua superfície externa superior;
c) na sua superfície externa inferior;
d) e a taxa de calor por metro de tubo entre o ar transportado e o meio ambiente

Dados

$$L = 0,4\ [\mathrm{m}] \quad \text{largura} \tag{1}$$

$$H = 0,3\ [\mathrm{m}] \quad \text{altura} \tag{2}$$

$$M = 20,0\ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento} \tag{3}$$

$$T_s = 15\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 25\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{6}$$

Propriedades do ar

$$T_f = 20\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$\rho = 1,189\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$cp = 1004\ [\mathrm{J/(kg{\cdot}K)}] \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000183\ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{10}$$

$$k = 0,02514\ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{11}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{12}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{13}$$

$$F = 273,15\ [\mathrm{K}] \tag{14}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + F} \tag{15}$$

a) Taxa de calor em uma superfície lateral vertical

$$Ra_v = Gr_v \cdot Pr \tag{16}$$

$$Gr_v = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot H^3}{\nu^2} \tag{17}$$

$$Nus_v = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_v^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{18}$$

$$Nus_v = h_v \cdot H/k \tag{19}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q}_v = h_v \cdot H \cdot M \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{20}$$

b) Taxa de calor por metro na superfície horizontal superior

Em primeiro lugar, avaliaremos o comprimento característico.

$$L_c = \frac{M \cdot L}{2 \cdot M + 2 \cdot L} \tag{21}$$

$$Ra_{hs} = Gr_{hs} \cdot Pr \tag{22}$$

$$Gr_{hs} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot L_c^3}{\nu^2} \tag{23}$$

$$Nuhs = 0,27 \cdot Ra_{hs}^{1/4} \tag{24}$$

$$Nuhs = h_{hs} \cdot L_c/K \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{hs} = h_{hs} \cdot M \cdot L \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{26}$$

c) Taxa de calor na superfície horizontal inferior

$$Ra_{hi} = Ra_{hs} \tag{27}$$

$$Nuhi = 0,54 \cdot Ra_{hi}^{1/4} \tag{28}$$

$$Nuhi = h_{hi} \cdot L_c/K \tag{29}$$

$$\dot{Q}_{hi} = h_{hi} \cdot M \cdot L \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{30}$$

Taxa de calor por metro de tubo

$$\dot{Q}_m = \frac{2 \cdot \dot{Q}_v + \dot{Q}_{hi} + \dot{Q}_{hs}}{M} \tag{31}$$

Resultados

$\beta = 0,003411$ [1/K]	$cp = 1004$ [J/(kg.K)]
$F = 273,2$ [K]	$g = 9,81$ [m/s^2]
$Gr_{hs} = 1,065 \times 10^7$	$Gr_v = 3,814 \times 10^7$
$H = 0,3$ [m]	$h_{hi} = 3,655$ [W/(m^2.K)]
$h_{hs} = 1,828$ [W/(m^2.K)]	$h_v = 3,522$ [W/(m^2.K)]
$k = 0,02514$ [W/(m.K)]	$L = 0,4$ [m]

$L_c = 0,1961\,[\mathrm{m}]$	$M = 20\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001539\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$Nuhi = 28,51$	$Nuhs = 14,25$
$Nus_v = 42,03$	$Pr = 0,7293$
$\dot{Q}_{hi} = 292,4\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{hs} = 146,2\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_m = 43,06\,[\mathrm{W/m}]$	$\dot{Q}_v = 211,3\,[\mathrm{W}]$
$Ra_{hi} = 7,767 \times 10^6$	$Ra_{hs} = 7,767 \times 10^6$
$Ra_v = 2,782 \times 10^7$	$\rho = 1,189\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_f = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 25\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_s = 15\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep7-35

Ep7.35 Um bloco de gelo com comprimento de 1,0 m, altura e largura iguais a 20 cm está posicionado na horizontal, sobre dois cavaletes, em um ambiente cuja temperatura é igual a 40ºC. Considerando que o bloco está derretendo, avalie o fluxo médio de calor por convecção entre uma superfície lateral do bloco de gelo e o meio ambiente, entre a superfície inferior do bloco e o meio ambiente e entre a superfície superior do bloco e o meio ambiente.

$$T_{inf} = 313,15 \ [\mathrm{K}] \tag{1}$$

$$T_s = 273,15 \ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$T_f = \frac{T_{inf} + T_s}{2} \tag{3}$$

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{4}$$

$$cp = 1004 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{5}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{6}$$

$$k = 0,02514 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{7}$$

$$Pr = 0,7405 \tag{8}$$

$$L = 0,20 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$M = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{10}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{11}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{12}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{13}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{14}$$

$$\epsilon = 0,97 \tag{15}$$

$$Gr_{vert} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{16}$$

$$Ra_{vert} = Gr_{vert} \cdot Pr \tag{17}$$

$$Nusselt_{vert} = \left(0,825 + \frac{\left(\left(0,387 \cdot Ra_{vert}^{1/6}\right)\right)}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{18}$$

$$Nusselt_{vert} = h_{vert} \cdot L/k \tag{19}$$

$$Fluxo_{vert} = h_{vert} \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{20}$$

$$Gr_{horiz} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot L_e^3}{\nu^2} \tag{21}$$

$$L_e = M \cdot \frac{L}{2 \cdot L + 2 \cdot M} \tag{22}$$

$$Ra_{horiz} = Gr_{horiz} \cdot Pr \tag{23}$$

$$Nusselt_{horiz;sup} = 0,27 \cdot Ra_{horiz}^{0,25} \tag{24}$$

$$Nusselt_{horiz;inf} = 0,54 \cdot Ra_{horiz}^{0,25} \tag{25}$$

$$Nusselt_{horiz;sup} = h_{horiz;sup} \cdot L_e/k \tag{26}$$

$$Nusselt_{horiz;inf} = h_{horiz;inf} \cdot L_e/k \tag{27}$$

$$Fluxo_{horiz;sup} = h_{horiz;sup} \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{28}$$

$$Fluxo_{horiz;inf} = h_{horiz;inf} \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{29}$$

Resultados

$\beta = 0,003411\,[1/\mathrm{K}]$
$cp = 1004\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\epsilon = 0,97$
$Fluxo_{horiz;inf} = 257,1\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_{horiz;sup} = 128,5\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_{vert} = 223,5\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$Gr_{horiz} = 3,270 \times 10^6$
$Gr_{vert} = 4,521 \times 10^7$
$h_{horiz;inf} = 6,426\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$h_{horiz;sup} = 3,213\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$h_{vert} = 5,588\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02514\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,2\,[\mathrm{m}]$
$L_e = 0,08333\,[\mathrm{m}]$
$M = 1\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001539\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$Nusselt_{horiz;inf} = 21,3$
$Nusselt_{horiz;sup} = 10,65$
$Nusselt_{vert} = 44,45$
$Pr = 0,7405$
$Ra_{horiz} = 2,421 \times 10^6$
$Ra_{vert} = 3,347 \times 10^7$
$\rho = 1,189\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W/(m^2.K^{4)}}\right]$
$T_f = 293,2\,[\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 313,2\,[\mathrm{K}]$
$T_s = 273,2\,[\mathrm{K}]$

TCep7-36

Ep7.36 A superfície de uma casca esférica com diâmetro igual a 250 mm apresenta temperatura média igual a 200ºC e emissividade igual a 0,75. Considere que esta esfera esteja em repouso em uma grande sala na qual a temperatura das suas paredes é igual a 25ºC e a temperatura média do ar é igual a 20ºC. Determine:
a) o coeficiente convectivo observado entre a esfera e o ar ambiente;
b) a taxa de calor por convecção observada na superfície da esfera;
c) a taxa líquida total de calor observada entre a esfera e o meio ambiente.

Dados

$$D = 0,25 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_s = 200 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{3}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{5}$$

$$T_{viz} = 25 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

$$\sigma = 0,0000000567 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{8}$$

Propriedades do ar tomadas na temperatura T_f = 110°C:

$$\rho = 0,9093 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000222 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{10}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{11}$$

$$k = 0,03165 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{12}$$

$$Pr = 0,7101 \tag{13}$$

Cálculo do coef. convectivo-esfera lisa

$$A = 273,15 \ [\mathrm{K}] \tag{14}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + A} \tag{15}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{16}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot D^3}{\nu^2} \tag{17}$$

$$NuD = 2 + 0,589 \cdot Ra^{0,25} \cdot \left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{-4/9} \tag{18}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{19}$$

Cálculo da taxa de calor

$$Area = 4 \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot Area \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot Area \cdot \left((T_s + A)^4 - (T_{viz} + A)^4 \right) \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{23}$$

Resultados

$A = 273,2$ [K]	$Area = 0,1963$ [m^2]
$\beta = 0,00261$ [1/K]	$D = 0,25$ [m]
$\epsilon = 0,75$	$g = 9,81$ [$\mathrm{m/s}^2$]
$Gr = 1,208 \times 10^8$	$h = 5,791$ [$\mathrm{W/m^2 \cdot K)}$]
$k = 0,03165$ [W/(m.K)]	$\mu = 0,0000222$ [kg/(m.s)]
$\nu = 0,00002441$ [$\mathrm{m^2/s}$]	$NuD = 45,74$
$p = 100$ [kPa]	$Pr = 0,7101$
$\dot{Q}_{conv} = 204,7$ [W]	$\dot{Q}_{rad} = 352,5$ [W]
$\dot{Q}_{total} = 557,2$ [W]	$Ra = 8,579 \times 10^7$
$\rho = 0,9093$ [$\mathrm{kg/m^3}$]	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}$ [$\mathrm{W/(m^2.K^4)}$]
$T_f = 110$ [°C]	$T_{inf} = 20$ [°C]
$T_s = 200$ [°C]	$T_{viz} = 25$ [°C]

TCep7-37

Ep7.37 Um bloco de gelo com comprimento de 1,0 m, altura e largura iguais a 20 cm está posicionado na horizontal, sobre dois cavaletes, em um ambiente cuja temperatura é igual a 40ºC. Considerando que a emissividade do gelo é igual a 0,97 e que o bloco está derretendo, avalie:
a) o fluxo de calor por convecção entre uma face vertical do bloco de gelo e o meio ambiente.
b) a taxa de calor por convecção entre o bloco de gelo e o meio ambiente.
c) a taxa de calor por radiação entre o bloco de gelo e o meio ambiente.

$$T_{inf} = 313,15 \ [\mathrm{K}] \tag{1}$$

$$T_s = 273,15 \ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$T_f = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

Propriedades na temperatura de filme, T_f = 20ºC

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{4}$$

$$cp = 1004 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{5}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{6}$$

$$k = 0,02514 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{7}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{8}$$

$$L = 0,20 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$M = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{10}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{11}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{12}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{13}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2 \cdot K^4\right)}\right] \tag{14}$$

$$\epsilon = 0,97 \tag{15}$$

$$Gr_{vert} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{16}$$

$$Ra_{vert} = Gr_{vert} \cdot Pr \tag{17}$$

$$Nusselt_{vert} = \left(0,825 + \frac{\left(\left(0,387 \cdot Ra_{vert}^{1/6}\right)\right)}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{18}$$

$$Nusselt_{vert} = h_{vert} \cdot L/k \tag{19}$$

$$Fluxo_{vert} = h_{vert} \cdot (T_{inf} - T_s) \tag{20}$$

$$L_e = M \cdot \frac{L}{2 \cdot L + 2 \cdot M} \tag{21}$$

$$Gr_{hor} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{inf} - T_s) \cdot L_e^3}{\nu^2} \quad (22)$$

$$Ra_{hor} = Gr_{hor} \cdot Pr \quad (23)$$

$$Nusselt_{hor;sup} = 0,27 \cdot Ra_{hor}^{0,25} \quad (24)$$

$$Nusselt_{hor;inf} = 0,54 \cdot Ra_{hor}^{0,25} \quad (25)$$

$$Nusselt_{hor;sup} = h_{hor;sup} \cdot L_e/k \quad (26)$$

$$Nusselt_{hor;inf} = h_{hor;inf} \cdot L_e/k \quad (27)$$

Taxas de calor

$$\dot{Q}_{vert} = (2 \cdot L \cdot M + 2 \cdot M \cdot M) \cdot h_{vert} \cdot (T_{inf} - T_s) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{hor} = (+M \cdot L \cdot h_{hor;sup} + M \cdot L \cdot h_{hor;inf}) \cdot (T_{inf} - T_s) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{Q}_{vert} + \dot{Q}_{hor} \quad (30)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left((4 \cdot L \cdot M + 2 \cdot M \cdot M) \cdot \left(T_{inf}^4 - T_s^4\right)\right) \quad (31)$$

Resultados

$\beta = 0,003411\,[1/K]$	$cp = 1004\,[J/(kg.K)]$
$\epsilon = 0,97$	$Fluxo_{vert} = 222,1\,\left[W/m^2\right]$
$g = 9,81\,\left[m/s^2\right]$	$Gr_{hor} = 3,270 \times 10^6$
$Gr_{vert} = 4,521 \times 10^7$	$h_{hor;inf} = 6,402\,\left[W/m^2{\cdot}K)\right]$
$h_{hor;sup} = 3,201\,\left[W/m^2{\cdot}K)\right]$	$h_{vert} = 5,552\,\left[W/m^2{\cdot}K)\right]$
$k = 0,02514\,[W/(m.K)]$	$L = 0,2\,[m]$
$L_e = 0,08333\,[m]$	$M = 1\,[m]$
$\mu = 0,0000183\,[kg/(m.s)]$	$\nu = 0,00001539\,\left[m^2/s\right]$
$Nusselt_{hor;inf} = 21,22$	$Nusselt_{hor;sup} = 10,61$
$Nusselt_{vert} = 44,17$	$Pr = 0,7293$
$\dot{Q}_{conv} = 609,8\,[W]$	$\dot{Q}_{hor} = 76,82\,[W]$
$\dot{Q}_{rad} = 623,6\,[W]$	$\dot{Q}_{vert} = 533\,[W]$
$Ra_{hor} = 2,385 \times 10^6$	$Ra_{vert} = 3,297 \times 10^7$
$\rho = 1,189\,\left[kg/m^3\right]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[(W/(m^2.K^4)\right]$
$T_f = 293,2\,[K]$	$T_{inf} = 313,2\,[K]$
$T_s = 273,2\,[K]$	

TCep7-38

Ep7.38 Em uma indústria petroquímica, um fluido é transportado através de uma tubulação isolada. O tubo de aço carbono, k_1 = 45 W/(m.K), tem diâmetro externo igual a 168,3 mm, espessura de parede igual a 7,1 mm e é isolado com meias calhas de fibra de vidro com espessura de 38 mm, k_2 = 0,04 W/(m.K). A superfície externa do isolamento térmico apresenta emissividade igual a 0,7 e está na temperatura de 40ºC enquanto que o meio ambiente está a 20ºC. Avalie:

a) o fluxo líquido de calor por radiação entre a superfície externa do isolante térmico e o meio ambiente;
b) o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa do isolante e o meio ambiente;
c) a temperatura média da superfície interna do tubo.

Índices:
1 - superfície interna do tubo;
2 - superfície externa do tubo;
3 - superfície externa do isolamento térmico.

Dados

$$D_2 = 0,1683 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$e_p = 0,0071 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$e_{isolante} = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_1 = D_2 - 2 \cdot e_p \tag{4}$$

$$D_3 = D_2 + 2 \cdot e_{isolante} \tag{5}$$

$$k_1 = 45 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{6}$$

$$k_2 = 0,04 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{7}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{8}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{9}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$T_3 = 40 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{11}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K^4)}\right] \tag{12}$$

Propriedades do ar tomados a T_f = (20+40)/2 = 30°C

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{13}$$

$$\mu = \left(1,87 \cdot 10^{-5}\right) \ [\mathrm{kg/m{\cdot}s}] \tag{14}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{15}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{16}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{17}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{18}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf}) \cdot D_3^3}{\nu^2} \tag{19}$$

$$\beta = \frac{1}{\left(\frac{T_3 + T_{inf}}{2}\right) + 273,15} \tag{20}$$

$$NuD = \left(0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{21}$$

$$NuD = h \cdot D_3/k \tag{22}$$

Cálculo dos fluxos

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{23}$$

$$Fluxo_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left((T_3 + 273,15)^4 - (T_{inf} + 273,15)^4\right) \tag{24}$$

Cálculo da Taxa de calor por metro de tubo

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \tag{25}$$

$$\dot{Q} = \pi \cdot D_3 \cdot L \cdot (Fluxo_{rad} + Fluxo_{conv}) \tag{26}$$

Cálculo da temperatura da superfície interna do tubo

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_3}{R_{eq}} \tag{27}$$

$$R_{eq} = \left(\frac{\ln(D_3/D_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_2 \cdot L}\right) + \left(\frac{\ln(D_2/D_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_1 \cdot L}\right) \tag{28}$$

Resultados

$\beta = 0,003299\,[1/\mathrm{K}]$	$D_1 = 0,1541\,[\mathrm{m}]$
$D_2 = 0,1683\,[\mathrm{m}]$	$D_3 = 0,2443\,[\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,7$	$e_{isolante} = 0,038\,[\mathrm{m}]$
$e_p = 0,0071\,[\mathrm{m}]$	$Fluxo_{conv} = 79,77\,[\mathrm{W/m^2}]$
$Fluxo_{rad} = 88,56\,[\mathrm{W/m^2}]$	$g = 9,81\,[\mathrm{m/s^2}]$
$Gr = 3,563 \times 10^7$	$h = 3,989\,[\mathrm{W/m^2{\cdot}K)}]$
$k = 0,02588\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_1 = 45\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_2 = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000187\,[\mathrm{N.s/m^2}]$	$\nu = 0,00001628\,[\mathrm{m^2/s}]$
$NuD = 37,65$	$Pr = 0,7268$
$\dot{Q} = 129,2\,[\mathrm{W}]$	$Ra = 2,589 \times 10^7$
$\rho = 1,149\,[\mathrm{kg/m^3}]$	$R_{eq} = 1,483\,[\mathrm{K/W}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,[\mathrm{W/m^2{\cdot}K^4)}]$	$T_1 = 231,6\,[°\mathrm{C}]$
$T_3 = 40\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$

TCep7-39

Ep7.39 Em um reator químico esférico fabricado em aço inoxidável AISI 304, k = 15 W/(m.K), ocorre uma reação exotérmica que aquece o aço inoxidável fazendo com que a sua temperatura interna atinja 200ºC. O reator é isolado com uma camada de manta de fibra de vidro, k = 0,04 W/(m.K) com espessura de 50 mm. Sabe-se que o meio ambiente está a 20ºC, que a espessura do aço inoxidável é igual 8 mm, que o diâmetro externo do reator não isolado é igual a 1,2 m. Desconsiderando-se os efeitos da transferência de calor por radiação e supondo que a temperatura de filme seja aproximadamente igual a 30ºC, pede-se para determinar:

a) O coeficiente convectivo observado entre o reator e o meio ambiente;
b) a taxa de calor observada entre o reator e o meio ambiente;
c) a temperatura da superfície externa do isolante térmico.

Índices:
1 - superfície interna do reator;
2 - superfície externa do reator;
3 - superfície externa do isolamento térmico do reator.

Dados

$$k_{aço} = 15\ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$k_{isol} = 0,04\ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{2}$$

$$e_{aço} = 0,008\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$e_{isol} = 0,050\ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$T_1 = 200\ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$D_2 = 1,2\ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$R_2 = D_2/2 \tag{7}$$

$$R_1 = R_2 - e_{aço} \tag{8}$$

$$R_3 = R_2 + e_{isol} \tag{9}$$

$$D_3 = 2 \cdot R_3 \tag{10}$$

$$T_f = 30\ [°\mathrm{C}] \tag{11}$$

$$T_{inf} = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{12}$$

$$g = 9,81\ [\mathrm{m/s^2}] \tag{13}$$

$$Tf = 30\ [°\mathrm{C}] \tag{14}$$

Propriedades do ar tomados na temperatura T_f:

$$\rho = 1,149\ [\mathrm{kg/m^3}] \tag{15}$$

$$\mu = 0,0000187\ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{16}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{17}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{18}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{19}$$

Cálculo do coeficiente convectivo - esfera lisa

$$A = 273,15 \ [\mathrm{K}] \tag{20}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + A} \tag{21}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{22}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf}) \cdot D_3^3}{\nu^2} \tag{23}$$

$$NuD = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra^{0,25}}{\left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{24}$$

$$NuD = h \cdot D_3/k \tag{25}$$

Cálculo da taxa de calor

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{Req} \tag{26}$$

$$Res_1 = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_{a\text{ç}o}}\right) \cdot (1/R_1 - 1/R_2) \tag{27}$$

$$Res_2 = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_{isol}}\right) \cdot (1/R_2 - 1/R_3) \tag{28}$$

$$Res_3 = \frac{1}{h \cdot (4 \cdot \pi \cdot R_3^2)} \tag{29}$$

$$Req = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{30}$$

Cálculo da Temperatura da superfície externa

$$\dot{Q} = h \cdot \left(4 \cdot \pi \cdot R_3^2\right) \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{31}$$

Resultados

$A = 273,2\,[\mathrm{K}]$	$\beta = 0,003299\,[1/\mathrm{K}]$
$D_2 = 1,2\,[\mathrm{m}]$	$D_3 = 1,3\,[\mathrm{m}]$
$e_{a\text{ç}o} = 0,008\,[\mathrm{m}]$	$e_{isol} = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$	$Gr = 1,034 \times 10^{10}$
$h = 2,711\,\left[\mathrm{W/m^2 \cdot K)}\right]$	$k = 0,02588\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_{a\text{ç}o} = 15\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_{isol} = 0,04\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,0000187\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001628\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$

$NuD = 136,2$	$Pr = 0,7268$
$\dot{Q} = 554,4\,[\mathrm{W}]$	$Ra = 7,515 \times 10^9$
$Req = 0,3247\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_1 = 0,0001195\,[\mathrm{K/W}]$
$Res_2 = 0,2551\,[\mathrm{K/W}]$	$Res_3 = 0,06948\,[\mathrm{K/W}]$
$\rho = 1,149\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$R_1 = 0,592\,[\mathrm{m}]$
$R_2 = 0,6\,[\mathrm{m}]$	$R_3 = 0,65\,[\mathrm{m}]$
$Tf = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_1 = 200\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 58,52\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_f = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep7-40

Ep7.40 Um designer pretende desenvolver um aquecedor de ambiente cilíndrico vertical com diâmetro igual a 150 mm e altura igual a 250 mm no qual encontra-se instalada uma resistência elétrica interna. Considere que a temperatura superficial deste aquecedor é uniforme e igual a 40ºC. Desprezando-se a transferência de calor por radiação e considerando-se que a temperatura do ar ambiente é igual a 20ºC, para verificar se a proposta do designer tem sentido, pede-se para determinar:
a) a taxa de calor entre a superfície horizontal superior do aquecedor e o meio ambiente;
b) a taxa de calor entre a superfície vertical do aquecedor e o meio ambiente.

Índices:
h - superfície horizontal superior do aquecedor;
v - superfície vertical do aquecedor.

Dados

$$D = 0,15 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 0,25 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_h = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_v = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{6}$$

Propriedades do ar a T_f = 30°C

$$T_f = \frac{T_h + T_{inf}}{2} \tag{7}$$

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$cp = 1005 \ [\mathrm{W/(kg \cdot K)}] \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{10}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{11}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{12}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{13}$$

$$A = 273,15 \ [\mathrm{K}] \tag{14}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + A} \tag{15}$$

Cálculo do coef. convectivo-superfície vertical

$$L_v = L \tag{16}$$

$$Ra_v = Gr_v \cdot Pr \tag{17}$$

$$Gr_v = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_v - T_{inf}) \cdot L_v^3}{\nu^2} \tag{18}$$

$$Nuv = \left(\left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_v^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right) \right)^2 \tag{19}$$

$$Nuv = h_v \cdot L_v / k \tag{20}$$

Cálculo da taxa de calor - superfície vertical

$$\dot{Q}_v = h_v \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_v - T_{inf}) \tag{21}$$

Cálculo do coef. convectivo-superfície horizontal

Superfície horizontal superior quente

$$Nuh = 0,54 \cdot Ra_h^{1/4} \tag{22}$$

$$L_h = D/4 \tag{23}$$

$$Ra_h = Gr_h \cdot Pr \tag{24}$$

$$Gr_h = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_h - T_{inf}) \cdot L_h^3}{\nu^2} \tag{25}$$

$$Nuh = h_h \cdot L_h / k \tag{26}$$

Cálculo da taxa de calor - superfície horizontal

$$\dot{Q}_h = h_h \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot (T_v - T_{inf}) \tag{27}$$

Resultados

$A = 273,2\,[\text{K}]$	$\beta = 0,003299\,[1/\text{K}]$
$cp = 1005\,[\text{W}/(\text{kg.K})]$	$D = 0,15\,[\text{m}]$
$g = 9,81\,\left[\text{m}/\text{s}^2\right]$	$Gr_h = 128852$
$Gr_v = 3,818 \times 10^7$	$h_h = 6,519\,\left[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})\right]$
$h_v = 4,346\,\left[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})\right]$	$k = 0,02588\,[\text{W}/(\text{m.K})]$
$L = 0,25\,[\text{m}]$	$L_h = 0,0375\,[\text{m}]$
$L_v = 0,25\,[\text{m}]$	$\mu = 0,0000187\,[\text{kg}/(\text{m.s})]$
$\nu = 0,00001628\,\left[\text{m}^2/\text{s}\right]$	$Nuh = 9,446$
$Nuv = 41,99$	$Pr = 0,7268$
$\dot{Q}_h = 2,304\,[\text{W}]$	$\dot{Q}_v = 10,24\,[\text{W}]$
$Ra_h = 93650$	$Ra_v = 2,775 \times 10^7$
$\rho = 1,149\,\left[\text{kg}/\text{m}^3\right]$	$T_f = 30\,[°\text{C}]$
$T_h = 40\,[°\text{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\text{C}]$
$T_v = 40\,[°\text{C}]$	

TCep7-41

Ep7.41 Em um edifício há uma tubulação de transporte de água quente de cobre isolada com meias calhas de fibra de vidro, k = 0,04 W/(m.K) que está em um ambiente cuja temperatura é igual a 10ºC. Em uma determinada seção transversal da tubulação a temperatura da superfície interna do isolamento térmico é igual a 70ºC. Desprezando os efeitos da radiação e sabendo que o raio interno do isolamento é igual a 20 mm e que o externo é igual a 40 mm, determine:
a) o coeficiente convectivo observado entre o isolamento térmico e meio ambiente;
b) o fluxo de calor na superfície do isolamento térmico.

Índices:
1 - superfície interna do isolamento;
2 - superfície externa do isolamento.

Dados

$$r_1 = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_2 = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_1 = 70 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{inf} = 10 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k_i = 0,04 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{5}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{6}$$

$$L = 1 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

Propriedades do ar tomados na temperatura de filme

Como a temperatura da superfície externa do isolamento térmico é desconhecida, é necessário estimar a temperatura de filme. Considere-se que essa temperatura seja igual a 15°C. Se após os cálculos for verificado que essa temperatura é significativamente diferente da estimada, o problema deve ser refeito.

$$\rho = 1,2095 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$\mu = 0,00001805 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{9}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{10}$$

$$k = 0,024765 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{11}$$

$$Pr = 0,73055 \tag{12}$$

$$T_f = 15 \ [\mathrm{C}] \tag{13}$$

$$T_{fk} = 288,15 \ [\mathrm{K}] \tag{14}$$

$$\beta = 1/T_{fk} \tag{15}$$

Note que a solução das equações abaixo são obtidas por meio de um processo de cálculo iterativo!

Cálculo do coef. convectivo

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot (2 \cdot r_2)^3}{\nu^2} \tag{16}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{17}$$

$$NuD = \left(0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{18}$$

$$NuD = h \cdot 2 \cdot r_2 / k \tag{19}$$

Cálculo da taxa de calor

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{inf}}{R_{eq}} \tag{20}$$

$$R_{eq} = \left(\frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_i \cdot L}\right) + \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L} \tag{21}$$

$$\dot{Q} = h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{22}$$

$$Fluxo = \frac{\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L} \tag{23}$$

Resultados

$\beta = 0,00347\,[1/\text{K}]$	$Fluxo = 64,92\,[\text{W/m}^2]$
$g = 9,81\,[\text{m/s}^2]$	$Gr = 1,174 \times 10^6$
$h = 4,327\,[\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}]$	$k = 0,02477\,[\text{W/(m.K)}]$
$k_i = 0,04\,[\text{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\text{m}]$
$\mu = 0,00001805\,[\text{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001492\,[\text{m}^2/\text{s}]$
$NuD = 13,98$	
$Pr = 0,7306$	$\dot{Q} = 16,32\,[\text{W}]$
$Ra = 857847$	$\rho = 1,21\,[\text{kg/m}^3]$
$r_1 = 0,02\,[\text{m}]$	$r_2 = 0,04\,[\text{m}]$
$R_{eq} = 3,678\,[\text{K/W}]$	$T_1 = 70\,[°\text{C}]$
$T_2 = 25\,[°\text{C}]$	$T_f = 15\,[°\text{C}]$
$T_{fk} = 288,2\,[\text{K}]$	$T_{inf} = 10\,[°\text{C}]$

TCep7-42

Ep7.42 Em uma residência, uma das suas paredes com área de 18 m^2 e altura igual a 3,0 m está submetida à ação do sol de forma que a sua temperatura externa é igual a 40ºC enquanto que o meio ambiente encontra-se a 30ºC. Veja a Figura Ep7.42. Considere que internamente a temperatura da residência é igual a 20ºC, que a condutibilidade térmica do material da parede é igual a 1,2 W/(m.K) e que a sua espessura é igual a 12 cm. Determine:
a) o coeficiente convectivo observado na superfície externa da parede;
b) a taxa de calor por convecção observada entre a superfície externa da parede e o meio ambiente;
c) Se o coeficiente convectivo na face interna da parede for igual a 3,0 W/(m^2-K), qual deve ser a taxa de calor por convecção para o interior da residência?

Dados

$$Area = 18 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{1}$$

$$L = 3,0 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_1 = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{inf2} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{inf1} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$k_p = 1,2 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{6}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s}^2\right] \tag{7}$$

$$h_2 = 3 \ \left[\mathrm{W/m}^2\cdot\mathrm{K}\right] \tag{8}$$

$$e = 0,12 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

Propriedades do ar a T_f = 35°C

$$T_f = 308,15 \ [\mathrm{K}] \tag{10}$$

$$\rho = 1,131 \ \left[\mathrm{kg/m}^3\right] \tag{11}$$

$$cp = 1005 \ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{12}$$

$$\mu = 0,00001895 \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}\right)] \tag{13}$$

$$k = 0,02625 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{14}$$

$$Pr = 0,7256 \tag{15}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{16}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{17}$$

Cálculo do coef. convectivo-superfície vertical

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{18}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_1 - T_{inf1}) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{19}$$

$$Nuv = \left(\left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right) \right)^2 \tag{20}$$

$$Nuv = h_1 \cdot L/k \tag{21}$$

Cálculo da taxa de calor - superfície vertical

$$\dot{Q}_{conv1} = h_1 \cdot Area \cdot (T_1 - T_{inf1}) \tag{22}$$

Cálculo da taxa de calor para o interior da residência

$$\dot{Q}_{conv2} = \frac{T_1 - T_{inf2}}{Req} \tag{23}$$

$$Req = \frac{e}{(k_p \cdot Area)} + \frac{1}{h_2 \cdot Area} \tag{24}$$

Resultados

$Area = 18\,[\mathrm{m}^2]$	$\beta = 0,003245\,[1/\mathrm{K}]$
$cp = 1005\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$e = 0,12\,[\mathrm{m}]$
$g = 9,81\,[\mathrm{m/s}^2]$	$Gr = 3,062 \times 10^{10}$
$h_1 = 2,852\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$h_2 = 3\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k = 0,02625\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_p = 1,2\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 3\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,00001895\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001676\,[\mathrm{m^2/s}]$	$Nuv = 325,9$
$Pr = 0,7256$	$\dot{Q}_{conv1} = 513,4\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv2} = 830,8\,[\mathrm{W}]$	$Ra = 2,222 \times 10^{10}$
$Req = 0,02407\,[^\circ\mathrm{C/W}]$	$\rho = 1,131\,[\mathrm{kg/m^3}]$
$T_1 = 40\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_f = 308,2\,[\mathrm{K}]$
$T_{inf1} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf2} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$

TCep7-43

Ep7.43 Pretende-se manter uma solução de ácido sulfúrico em água, contida em um tanque, na temperatura de 80ºC. Para tal se dispõe de vapor d'água saturado a 10 bar (temperatura de saturação igual a 180ºC). O vapor é admitido no interior de um tubo metálico, externamente aletado, com condutibilidade térmica igual a 50 W/(m.K), sendo descarregado a 10 bar como líquido saturado. É razoável considerar que o processo de condensação mantém a temperatura da superfície externa do duto uniforme, constante, e igual a 180ºC. Sabe-se que as aletas são constituídas pelo mesmo material do tubo, têm forma de disco com diâmetro externo igual a 80 mm, espessura igual a 2 mm e estão distanciadas umas das outras 10 mm. Sabe-se que o diâmetro interno do tubo é igual a 44 mm, o externo é igual a 50 mm e que o seu comprimento é igual a 2,0 m. Considerando que a eficiência das aletas é igual a 0,85, pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado entre o tubo aletado e a solução considerando que o processo é de convecção natural sobre um tubo horizontal;
b) a taxa de calor através de uma aleta;
c) a taxa de calor transferida à solução.

Índices:
1 - superfície interna do tubo;
2 - superfície externa do tubo;
a - aleta;
e - entrada do vapor no tubo;
s - descarga do líquido saturado do tubo.

Dados e cálculos preliminares

$$k_t = 50 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{1}$$

$$T_{inf} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_1 = 180 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_2 = 180 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$e_a = 0,002 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$L_a = 0,010 \ [\mathrm{m}] \quad \text{distância entre as aletas} \tag{6}$$

$$D_1 = 0,044 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{8}$$

$$D_2 = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{10}$$

$$D_a = 0,080 \ [\mathrm{m}] \tag{11}$$

$$r_a = D_a/2 \tag{12}$$

$$L = 2 \ [\mathrm{m}] \tag{13}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{14}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{15}$$

$$Area = \pi \cdot r_a^2 - \pi \cdot r_2^2 \quad \text{Área de uma face da aleta} \tag{16}$$

O número de aletas é determinado por:
$N_a = L/(e_a + L_a)$
Essa expressão resulta em 166,7 aletas.
Assim sendo, optamos por arredondar o número de aletas para:

$$N_a = 167 \quad \text{aletas} \tag{17}$$

Propriedades da solução a T_f = 130°C

Consideremos, por hipotese, que essa solução tenha as mesmas propriedades da água saturada na fase líquida

$$\rho = 934,8 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{18}$$

$$\mu = 0,000213 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{19}$$

$$k = 0,6837 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{20}$$

$$Pr = 1,3270 \tag{21}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{22}$$

$$\beta = 0,0009123 \ [1/\mathrm{K}] \tag{23}$$

Cálculo do coef. convectivo entre a superfície externa do tubo aletado e a solução de ácido sulfúrico

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot D_2^3}{\nu^2} \tag{24}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{25}$$

$$NuD = \left(0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{26}$$

$$NuD = \frac{h \cdot D_2}{k} \tag{27}$$

Equacionamento da taxa de calor

$\dot{Q}_a$ = taxa de calor através de uma face da aleta

$$\dot{Q}_a = \left(\frac{T_2 - T_{inf}}{Res_a}\right) \cdot \eta_a \tag{28}$$

$$Res_a = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot Area} \tag{29}$$

$$\eta_a = 0,85 \tag{30}$$

$\dot{Q}_c$ = taxa de calor por convecção entre a superfície externa do tubo entre duas aletas e o fluido

$$\dot{Q}_c = \frac{T_2 - T_{inf}}{Res_c} \tag{31}$$

$$Res_c = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L_a} \tag{32}$$

$\dot{Q}$ = taxa de calor através do tubo

$$\dot{Q} = N_a \cdot \dot{Q}_a + \dot{Q}_c \cdot (N_a - 1) \tag{33}$$

Resultados

Variables in Main program

$Area = 0,003063 \left[\text{m}^2\right]$	$\beta = 0,0009123 \,[1/\text{K}]$
$D_1 = 0,044 \,[\text{m}]$	$D_2 = 0,05 \,[\text{m}]$
$D_a = 0,08 \,[\text{m}]$	$\eta_a = 0,85$
$e_a = 0,002 \,[\text{m}]$	$g = 9,81 \left[\text{m/s}^2\right]$
$Gr = 2,155 \times 10^9$	$h = 2401 \left[\text{W/(K.m}^{2)}\right]$
$k = 0,6837 \,[\text{W/(m.K)}]$	$k_t = 50 \,[\text{W/(m.K)}]$
$L = 2 \,[\text{m}]$	$L_a = 0,01 \,[\text{m}]$
$\mu = 0,000213 \,[\text{kg/(m.s)}]$	$\nu = 2,279 \times 10^{-7} \left[\text{m}^2/\text{s}\right]$
$NuD = 175,6$	$N_a = 167$
$Pr = 1,327$	$\dot{Q} = 271348 \,[\text{W}]$
$\dot{Q}_a = 1250 \,[\text{W}]$	$\dot{Q}_c = 377,1 \,[\text{W}]$
$Ra = 2,859 \times 10^9$	$Res_a = 0,068 \,[\text{K/W}]$
$Res_c = 0,2652 \,[\text{K/W}]$	$\rho = 934,8 \left[\text{kg/m}^3\right]$
$r_1 = 0,022 \,[\text{m}]$	$r_2 = 0,025 \,[\text{m}]$
$r_a = 0,04 \,[\text{m}]$	$T_1 = 180 \,[°\text{C}]$
$T_2 = 180 \,[°\text{C}]$	$T_f = 130 \,[°\text{C}]$
$T_{inf} = 80 \,[°\text{C}]$	

Key Variables

$T_1 = 180 \,[°\text{C}]$

TCep7-44

Ep7.44 Vapor d'água saturado a 10 bar é condensado no interior em um tubo metálico horizontal, k_t = 43 W/(m.K), com diâmetro interno igual a 26,6 mm e diâmetro externo igual a 33,4 mm posicionado na horizontal e imerso em água a 20ºC e 20 bar. Desprezando os efeitos de transferência de calor por radiação e considerando que a temperatura externa do tubo é aproximadamente igual à do vapor, determine:
a) o coeficiente convectivo observado entre o tubo e a água;
b) o fluxo de calor na superfície externa do tubo;
c) a taxa de condensação de vapor por metro de tubo.

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{1}$$

$$D_2 = 0,0334 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D_1 = 0,0266 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{4}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{5}$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{6}$$

T_1 = Temperatura de saturação da água a 10 bar,

$$T_1 = 179,9 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$k_t = 43 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{9}$$

$$L = 1,0 \quad \text{m comprimento unitário do tubo} \tag{10}$$

$$T_2 = T_1 \tag{11}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{12}$$

Propriedades da água na temperatura T_f = 100°C

$$\rho = 958,3 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{13}$$

$$\mu = 0,000282 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{14}$$

$$k = 0,6791 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{15}$$

$$cp = 4216 \ [\mathrm{J/(kg{\cdot}K)}] \tag{16}$$

$$\beta = 0,0007506 \ [1/\mathrm{K}] \tag{17}$$

$$Pr = 1,749 \tag{18}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{19}$$

$$h_{LV} = 2015300 \ [\mathrm{J/kg}] \tag{20}$$

$$GrD = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot \left(D_2^3\right)}{\nu^2} \tag{21}$$

$$RaD = GrD \cdot Pr \tag{22}$$

$$NuD = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{RaD^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{23}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k \tag{24}$$

$$Fluxo = h \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{25}$$

$$\dot{Q} = Fluxo \cdot A \tag{26}$$

$$\dot{m}_{cond} = \dot{Q}/h_{LV} \tag{27}$$

Resultados

$A = 0,1049 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$\beta = 0,0007506\,[1/\mathrm{K}]$
$cp = 4216\,[\mathrm{J/kg.K}]$	$D_1 = 0,0266\,[\mathrm{m}]$
$D_2 = 0,0334\,[\mathrm{m}]$	$Fluxo = 406447 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$g = 9,81 \left[\mathrm{m/s}^2\right]$	$GrD = 5,066 \times 10^8$
$h = 2542 \left[\mathrm{W/(m}^2\cdot\mathrm{K)}\right]$	$h_{LV} = 2,015 \times 10^6\,[\mathrm{J/kg}]$
$k = 0,6791\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_t = 43\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,000282\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_{cond} = 0,02116\,[\mathrm{kg/s}]$	$\nu = 2,943 \times 10^{-7} \left[\mathrm{m}^2/\mathrm{s}\right]$
$NuD = 125$	$Pr = 1,749$
$\dot{Q} = 42648\,[\mathrm{W}]$	$RaD = 8,861 \times 10^8$
$\rho = 958,3 \left[\mathrm{kg/m}^3\right]$	$r_1 = 0,0133\,[\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,0167\,[\mathrm{m}]$	$T_1 = 179,9\,[°\mathrm{C}]$
$T_2 = 179,9\,[°\mathrm{C}]$	$T_f = 99,95\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	

TCep7-45

Ep7.45 Em um hotel existe uma tubulação de distribuição de água quente montada com tubos de CPVC (PVC Clorado ou Policloreto de Polivinila Clorado) cuja condutibilidade térmica é igual a 0,16 W/(m.K) que está posicionada na horizontal. Esta tubulação tem diâmetro externo igual a 32 mm, espessura de parede igual a 3 mm, e é isolada com um meias calhas de fibra de vidro com condutibilidade térmica igual a 0,04 W/(m.K) e com espessura de 25 mm. Considere que a temperatura da superfície externa do isolante térmico seja igual 25°C, que a temperatura do ar ambiente e a da vizinhança sejam iguais a 20°C e que a pressão atmosférica local seja igual a 100 kPa. Sabendo que a emissividade da superfície externa do isolante térmico é igual a 0,75 pede-se para determinar:
a) a taxa de calor por metro de tubo transferida por convecção para o meio;
b) a taxa de calor por metro de tubo transferida por radiação para o meio;
c) a temperatura da superfície interna do tubo de CPVC.

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{1}$$

$$D_2 = 0,032 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D_1 = (0,032 - 0,005) \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{4}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{5}$$

$$e_{isol} = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$D_3 = D_2 + 2 \cdot e_{isol} \tag{7}$$

$$r_3 = D_3/2 \tag{8}$$

$$k_T = 0,16 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{9}$$

$$k_I = 0,04 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{10}$$

$$T_3 = (25 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{11}$$

$$T_{inf3} = (20 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{12}$$

$$T_{viz} = T_{inf3} \tag{13}$$

$$T_f = \frac{T_3 + T_{inf3}}{2} \tag{14}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{15}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{16}$$

$L = 1,0 \ [\mathrm{m}]$ Comprimento unitário do tubo. (17)

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L \tag{18}$$

Propriedades do ar a 22,5 °C:

$$\beta = 1/T_f \tag{19}$$

$$\rho = 1,179 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{20}$$

$$Pr = 0,72868 \tag{21}$$

$$\mu = 0,0000184 \ \left[\text{kg}/\left(\text{m}\cdot\text{s}\right)\right] \tag{22}$$

$$cp = 1004,25 \ \left[\text{J}/\left(\text{kg}\cdot\text{K}\right)\right] \tag{23}$$

$$k = 0,025325 \ \left[\text{W}/\left(\text{m}\cdot\text{K}\right)\right] \tag{24}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{25}$$

$$GrD = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf3}) \cdot \left(D_3^3\right)}{\nu^2} \tag{26}$$

$$RaD = GrD \cdot Pr \tag{27}$$

$$NuD = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{RaD^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{28}$$

$$NuD = h_3 \cdot D_3/k \tag{29}$$

Resistências térmicas

$$Res_T = \frac{\ln\left(r_2/r_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_T \cdot L} \tag{30}$$

$$Res_I = \frac{\ln\left(r_3/r_2\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_I \cdot L} \tag{31}$$

$$Res_{conv} = \frac{1}{h_3 \cdot A} \tag{32}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot A \cdot \epsilon \cdot \left(T_3^4 - T_{viz}^4\right) \tag{33}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_3 \cdot A \cdot (T_3 - T_{inf3}) \tag{34}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{35}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_3}{Res_T + Res_I} \tag{36}$$

$$T_{1C} = T_1 - 273,15 \tag{37}$$

Resultados

$A = 0,2576 \left[\text{m}^2\right]$	$\beta = 0,003382 \left[1/\text{K}\right]$
$cp = 1004 \left[\text{J}/(\text{kg.K})\right]$	$D_1 = 0,027 \left[\text{m}\right]$
$D_2 = 0,032 \left[\text{m}\right]$	$D_3 = 0,082 \left[\text{m}\right]$
$\epsilon = 0,75$	$e_{isol} = 0,025 \left[\text{m}\right]$
$g = 9,81 \left[\text{m}/\text{s}^2\right]$	$GrD = 375573$
$h_3 = 3,151 \left[\text{W}/\text{m}^2.\text{K}\right]$	$k = 0,02533 \left[\text{W}/(\text{m.K})\right]$
$k_I = 0,04 \left[\text{W}/(\text{m.K})\right]$	$k_T = 0,16 \left[\text{W}/(\text{m.K})\right]$
$L = 1 \left[\text{m}\right]$	$\mu = 0,0000184 \left[\text{kg}/(\text{m.s})\right]$

$\nu = 0,00001561 \left[\text{m}^2/\text{s}\right]$	$NuD = 10,2$
$Pr = 0,7287$	$p_{atm} = 100\,[\text{kPa}]$
$\dot{Q}_{cond} = 9,721\,[\text{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 4,058\,[\text{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 5,662\,[\text{W}]$	$RaD = 273673$
$Res_{conv} = 1,232\,[\text{K/W}]$	$Res_I = 3,744\,[\text{K/W}]$
$Res_T = 0,169\,[\text{K/W}]$	$\rho = 1,179 \left[\text{kg/m}^3\right]$
$r_1 = 0,0135\,[\text{m}]$	$r_2 = 0,016\,[\text{m}]$
$r_3 = 0,041\,[\text{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\text{W/m}^2\text{-K}^4\right]$
$T_1 = 336,2\,[\text{K}]$	$T_{1C} = 63,04\,[°\text{C}]$
$T_3 = 298,2\,[\text{K}]$	$T_f = 295,7\,[\text{K}]$
$T_{inf3} = 293,2\,[\text{K}]$	$T_{viz} = 293,2\,[\text{K}]$

TCep7-46

Ep7.46 Uma casca esférica tem espessura igual a 30 mm, diâmetro externo igual a 300 mm e é constituída por um material com condutibilidade térmica igual a 0,05 W/(m.K). A sua superfície externa tem emissividade é igual a 0,75 e está na temperatura média de 40ºC. Considere que esta casca esférica esteja em repouso em uma grande sala na qual tanto o ar ambiente quanto as suas paredes estão a 20ºC. Determine o coeficiente convectivo observado entre a casca esférica e o ar ambiente, os fluxos de calor por convecção e por radiação na superfície externa da casca esférica, o fluxo de calor na superfície interna da casca esférica e a temperatura da superfície interna da casca esférica.

Dados

$$D_e = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_e = D_e/2 \tag{2}$$

$$e = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_i = D_e - 2 \cdot e \tag{4}$$

$$r_i = D_i/2 \tag{5}$$

$$T_s = 40 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{7}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$T_{viz} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{10}$$

$$k_c = 0,05 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{11}$$

$$p = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{12}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_{inf}}{2 \ [\mathrm{C}]} \tag{13}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{14}$$

Propriedades do ar tomados na temperatura T_f = 30°C:

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{15}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{16}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{17}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{18}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{19}$$

Cálculo do coef. convectivo-esfera lisa

$$A = 273,15 \quad \mathrm{K} \tag{20}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + A} \tag{21}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{22}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{inf}) \cdot D_e^3}{\nu^2} \tag{23}$$

$$NuD = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra^{0,25}}{\left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{24}$$

$$\tag{25}$$

$$NuD = h \cdot D_e/k \tag{26}$$

Cálculo dos fluxos

$$Area_e = 4 \cdot \pi \cdot \frac{D_e^2}{4} \tag{27}$$

$$Area_i = 4 \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \tag{28}$$

$$Fluxo_{rad;e} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left((T_s + A)^4 - (T_{viz} + A)^4\right) \tag{29}$$

$$Fluxo_{conv;e} = h \cdot (T_s - T_{inf}) \tag{30}$$

$$\dot{Q} = (Fluxo_{conv;e} + FLuxo_{rad;e}) \cdot Area_e \tag{31}$$

$$Fluxo_i = \dot{Q}/Area_i \tag{32}$$

Cálculo da temperatura da face interna da casca esférica

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_s}{Req} \tag{33}$$

$$Req = \frac{1/r_i - 1/r_e}{4 \cdot \pi \cdot k_c} \tag{34}$$

Resultados

$A = 273,2$ [K]	$Area_e = 0,2827$ [m^2]
$Area_i = 0,181$ [m^2]	$\beta = 0,003299$ [1/K]
$D_e = 0,3$ [m]	$D_i = 0,24$ [m]
$e = 0,03$ [m]	$\epsilon = 0,75$
$Fluxo_{conv;e} = 68,87$ [W/m^2]	$Fluxo_i = 255,9$ [W/m^2]
$Fluxo_{rad;e} = 94,88$ [W/m^2]	$g = 9,81$ [m/s^2]
$Gr = 6,597 \times 10^7$	
$h = 3,444$ [W/m^2·K)]	$k = 0,02588$ [W/(m.K)]
$k_c = 0,05$ [W/(m.K)]	$\mu = 0,0000187$ [kg/(m.s)]
$\nu = 0,00001628$ [m^2/s]	$NuD = 39,92$
$p = 100$ [kPa]	$Pr = 0,7268$
$\dot{Q} = 46,3$ [W]	$Ra = 4,795 \times 10^7$
$Req = 2,653$ [C/W]	$\rho = 1,149$ [kg/m^3]
$r_e = 0,15$ [m]	$r_i = 0,12$ [m]
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}$ [W/m^2·K^4)]	$T_f = 30$ [°C]
$T_i = 162,8$ [°C]	$T_{inf} = 20$ [°C]
$T_s = 40$ [°C]	$T_{viz} = 20$ [°C]

TCep7-47

Ep7.47 Uma tubulação metálica horizontal, fabricada por um material com condutibilidade térmica igual a 15 W/(m.K), tem diâmetro externo igual a 100 mm e está termicamente isolada com um material com condutibilidade térmica igual a 0,25 W/(m.K) e espessura igual a 15 mm. A superfície externa do isolante térmico apresenta temperatura igual a 30ºC e está sujeita a convecção natural por estar imersa em água a 20ºC. Determine o coeficiente convectivo observado entre a tubulação e a água, a taxa de calor transferida para a água por metro de tubo, a temperatura observada entre o tubo e a face interna do isolante, e o fluxo de calor na superfície externa do isolante.

$$k_1 = 15 \ [\mathrm{W/(m\cdot K)}] \tag{1}$$

$$d_2 = 0,100 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = d_2/2 \tag{3}$$

$$k_2 = 0,25 \ [\mathrm{W/(m\cdot K)}] \tag{4}$$

$$e_2 = 0,015 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$d_3 = d_2 + 2 \cdot e_2 \tag{6}$$

$$r_3 = d_3/2 \tag{7}$$

$$T_3 = 30 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$T_{inf} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$T_f = \frac{T_3 + T_{inf}}{2} \tag{10}$$

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento unitário do tubo} \tag{11}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{12}$$

Propriedades da água na temperatura T_f:

$$k = 0,6070 \ [\mathrm{W/(m\cdot K)}] \tag{13}$$

$$\mu = 0,000899 \ [\mathrm{kg/(m\cdot s)}] \tag{14}$$

$$Pr = 6,210 \tag{15}$$

$$\rho = 996,95 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{16}$$

$$\beta = 0,000255 \ [\mathrm{1/K}] \tag{17}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{18}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf}) \cdot \left(d_3^3\right)}{\nu^2} \tag{19}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{20}$$

$$\tag{21}$$

$$NuD = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{Ra_D^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{22}$$

$$NuD = h \cdot d_3/k \tag{23}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{24}$$

$$R_c = \left(\frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot k_2}\right) \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_2 - T_3}{R_c} \tag{26}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \tag{27}$$

Resultados

$\beta = 0,000255\,[1/\mathrm{K}]$	$d_2 = 0,1\,[\mathrm{m}]$
$d_3 = 0,13\,[\mathrm{m}]$	$e_2 = 0,015\,[\mathrm{m}]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$	$Gr_D = 6,759 \times 10^7$
$h = 514,1\,\left[\mathrm{W/m^2{\cdot}K)}\right]$	$k = 0,607\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_1 = 15\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_2 = 0,25\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,000899\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 9,018 \times 10^{-7}\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$NuD = 110,1$
$Pr = 6,21$	$\dot{Q}_{cond} = 2100\,[\mathrm{W/m}]$
$\dot{Q}_{conv} = 2100\,[\mathrm{W/m}]$	$Ra_D = 4,197 \times 10^8$
$\rho = 997\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$r_2 = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$r_3 = 0,065\,[\mathrm{m}]$	$R_c = 0,167\,[\mathrm{m.K/W}]$
$T_2 = 380,7\,[°\mathrm{C}]$	$T_3 = 30\,[°\mathrm{C}]$
$T_f = 25\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$

TCep7-48

Ep7.48 Um bloco cilíndrico posicionado com seu eixo na vertical tem diâmetro igual a 200 mm, altura igual a 500 mm e toda a sua superfície está a 60ºC. Considerando que está ocorrendo transferência de calor por convecção do cilindro para o ar ambiente que está a 20ºC pede-se para calcular:
a) o coeficiente convectivo observado na sua superfície lateral;
b) o coeficiente convectivo observado na sua superfície superior;
c) o coeficiente convectivo observado na sua superfície inferior; e
d) a taxa de calor transferido para o ar ambiente.

Índices:
1 - superfície horizontal superior do cilindro;
2 - superfície horizontal inferior do cilindro;
3 - superfície lateral do cilindro.

Dados

$$D = 0,25 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 0,50 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_1 = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_2 = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_3 = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_{inf} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{7}$$

Propriedades do ar

$$T_f = \frac{T_1 + T_{inf}}{2} \tag{8}$$

$$\rho = 1,113 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$cp = 1007 \ [\mathrm{W/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{10}$$

$$\mu = 0,0000192 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{11}$$

$$k = 0,02662 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{12}$$

$$Pr = 0,7244 \tag{13}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{14}$$

$$A = 273,15 \ [\mathrm{K}] \tag{15}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + A} \tag{16}$$

Análise da superfície lateral

Cálculo do coef. convectivo-superfície lateral

$$L_3 = L \tag{17}$$

$$Ra_3 = Gr_3 \cdot Pr \tag{18}$$

$$Gr_3 = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf}) \cdot L_3^3}{\nu^2} \tag{19}$$

$$\gamma_1 = \frac{35}{Gr_3^{1/4}} \tag{20}$$

$$\gamma_2 = D/L \tag{21}$$

Gamma2 $> \gamma_1$, logo:

$$Nu3 = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_3^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{22}$$

$$Nu3 = h_3 \cdot L_3/k \quad \text{Resulta } h_3 \tag{23}$$

$$\dot{Q}_3 = h_3 \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{24}$$

Cálculo do coef. convectivo-superfícies horizontais

Superfície horizontal inferior quente

$$Nu1 = 0,27 \cdot Ra_1^{1/4} \tag{25}$$

$$L_1 = D/4 \tag{26}$$

$$Ra_1 = Gr_1 \cdot Pr \tag{27}$$

$$Gr_1 = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_1 - T_{inf}) \cdot L_1^3}{\nu^2} \tag{28}$$

$$Nu1 = h_1 \cdot L_1/k \quad \text{Resulta } h_1 \tag{29}$$

Superfície horizontal superior quente

$$Nu2 = 0,54 \cdot Ra_2^{1/4} \tag{30}$$

$$L_2 = L_1 \tag{31}$$

$$Ra_2 = Gr_1 \cdot Pr \tag{32}$$

$$Gr_2 = Gr_1 \tag{33}$$

$$Nu2 = h_2 \cdot L_2/k \quad \text{Resulta } h_2 \tag{34}$$

Taxas de calor - superfícies horizontais

$$\dot{Q}_1 = h_1 \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4}\right) \cdot (T_1 - T_{inf}) \tag{35}$$

$$\dot{Q}_2 = h_2 \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4}\right) \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{36}$$

Taxa de calor total

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 \tag{37}$$

Resultados

$A = 273,2\,[\mathrm{K}]$	$\beta = 0,003193\,[1/\mathrm{K}]$
$cp = 1007\,[\mathrm{W/(kg.K)}]$	$D = 0,25\,[\mathrm{m}]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$	$\gamma_1 = 0,2311$
$\gamma_2 = 0,5$	$Gr_1 = 1,028 \times 10^6$
$Gr_2 = 1,028 \times 10^6$	$Gr_3 = 5,263 \times 10^8$
$h_1 = 3,378\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_2 = 6,756\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$h_3 = 4,88\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k = 0,02662\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,5\,[\mathrm{m}]$	$L_1 = 0,0625\,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 0,0625\,[\mathrm{m}]$	$L_3 = 0,5\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000192\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001725\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$Nu1 = 7,932$	$Nu2 = 15,86$
$Nu3 = 91,66$	$Pr = 0,7244$
$\dot{Q} = 96,56\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_1 = 6,633\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_2 = 13,27\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_3 = 76,66\,[\mathrm{W}]$
$Ra_1 = 744703$	$Ra_2 = 744703$
$Ra_3 = 3,813 \times 10^8$	$\rho = 1,113\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_1 = 60\,[°\mathrm{C}]$	$T_2 = 60\,[°\mathrm{C}]$
$T_3 = 60\,[°\mathrm{C}]$	$T_f = 40\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf} = 20\,[°\mathrm{C}]$	

TCep7-49

Ep7.49 Em uma residência, uma das suas paredes com área de 24 m^2 e altura igual a 2,8 m está submetida à ação do sol de forma que a sua temperatura externa é igual a 40ºC enquanto que o meio ambiente encontra-se igual a 30ºC. Veja a Figura Ep7.49. A parede é constituída por tijolos furados que apresentam condutibilidade térmica equivalente igual a 0,34 W/(m.K), e por argamassa, ka = 1,0 W/(m.K). Considerando que internamente a temperatura da residência é igual a 20ºC, que a espessura dos tijolos é igual a 10 cm e que a espessura de cada cobertura com argamassa seja igual a 1,2 cm, determine:
a) o coeficiente convectivo observado na superfície externa da parede;
b) a taxa de calor por convecção observada entre a superfície externa da parede e o meio ambiente;
c) a temperatura dos tijolos no plano de simetria da parede.
d) Se o coeficiente convectivo na face interna da parede for igual a 3,0 W/(m2.K), qual deve ser a taxa de calor por convecção para o interior da residência?

Dados:

$$L = 2,8 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$A = 24 \ \left[\mathrm{m^2}\right] \tag{2}$$

$$T_1 = 40 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{inf1} = 30 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$k_t = 0,34 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m{\cdot}K}\right)] \tag{5}$$

$$k_a = 1,0 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m{\cdot}K}\right)] \tag{6}$$

$$T_{inf4} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$L_t = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$L_a = 0,012 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$h_4 = 3,0 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m^2{\cdot}K}\right)\right] \tag{10}$$

$$T_f = \frac{T_1 + T_{inf1}}{2} \tag{11}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{12}$$

Propriedades do ar na temperatura de filme

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273,15} \tag{13}$$

$$\rho = 1,131 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$k = 0,02625 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m{\cdot}K}\right)] \tag{15}$$

$$\mu = 0,0000190 \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m{\cdot}s}\right)] \tag{16}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{17}$$

$$Pr = 0,7256 \tag{18}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_1 - T_{inf1}) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{19}$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{20}$$

$$NuL = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{21}$$

(22)

$$NuL = \frac{h \cdot L}{k} \tag{23}$$

Cálculo das taxas de calor

$$\dot{Q}_{conv1} = h \cdot A \cdot (T_1 - T_{inf1}) \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{conv2} = \frac{T_1 - T_{inf4}}{Req} \tag{25}$$

$$Req = \frac{1}{(h_4 \cdot A)} + 2 \cdot \frac{L_a}{(k_a \cdot A)} + \frac{L_t}{k_t \cdot A} \tag{26}$$

Cálculo da temperatura dos tijolos no plano de simetria

$$\dot{Q}_{conv2} = h_4 \cdot A \cdot (T_4 - T_{inf4}) \tag{27}$$

$$T_{tij} = \frac{T_1 + T_4}{2} \tag{28}$$

Resultados

$A = 24\ [\mathrm{m}^2]$	$\beta = 0,003245\ [1/\mathrm{K}]$
$g = 9,81\ [\mathrm{m/s}^2]$	$\gamma = 1,191$
$Gr_L = 2,476 \times 10^{10}$	$h = 2,856\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_4 = 3\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k = 0,02625\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_a = 1\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_t = 0,34\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 2,8\ [\mathrm{m}]$	$L_a = 0,012\ [\mathrm{m}]$
$L_t = 0,1\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,000019\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,0000168\ [\mathrm{m^2/s}]$	$NuL = 304,7$
$Pr = 0,7256$	$\dot{Q}_{conv1} = 685,5\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv2} = 736,8\ [\mathrm{W}]$	$Ra_L = 1,797 \times 10^{10}$
$Req = 0,02714\ [\mathrm{K/W}]$	$\rho = 1,131\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$T_1 = 40\ [^\circ\mathrm{C}]$	$T_4 = 30,23\ [^\circ\mathrm{C}]$
$T_f = 35\ [^\circ\mathrm{C}]$	$T_{inf1} = 30\ [^\circ\mathrm{C}]$
$T_{inf4} = 20\ [^\circ\mathrm{C}]$	$T_{tij} = 35,12\ [^\circ\mathrm{C}]$

TCep7-50

Ep7.50 Em um reator químico esférico fabricado em aço inoxidável com condutibilidade térmica igual a 15 W/(m.K), ocorre uma reação exotérmica que aquece o aço inoxidável elevando a sua temperatura. Esse reator é isolado com um material que cuja condutibilidade térmica igual a 0,035 W/(m.K) e que tem espessura de 50 mm. Sabe-se que, para efeitos de segurança, a temperatura máxima da superfície externa do isolamento térmico deve ser igual a 40ºC quando a temperatura do meio ambiente for igual a 20ºC. A espessura do aço inoxidável que constitui o corpo do reator é igual a 9,5 mm e o diâmetro externo do reator não isolado é igual a 1,6 m. Considerando-se que a emissividade da superfície externa do isolante é igual a 0,75 e que, para efeito da avaliação da taxa de calor radiante, a temperatura da vizinhança é igual a 30ºC, pede-se para determinar: o coeficiente convectivo observado entre o isolante térmico e o meio ambiente, a taxa de calor rejeitada por convecção para o meio ambiente, a taxa de calor transferida do interior do reator para o meio ambiente, a temperatura da superfície interna do reator e o fluxo de calor na superfície externa do isolamento térmico.

Dados

$$g = 9,81 \ \left[\text{m/s}^2\right] \tag{1}$$

$$k_1 = 15 \ [\text{W}/\left(\text{m}\cdot\text{K}\right)] \tag{2}$$

$$k_2 = 0,035 \ [\text{W}/\left(\text{m}\cdot\text{K}\right)] \tag{3}$$

$$e_1 = 0,0095 \ [\text{m}] \tag{4}$$

$$e_2 = 0,050 \ [\text{m}] \tag{5}$$

$$d_2 = 1,6 \ [\text{m}] \tag{6}$$

$$r_2 = d_2/2 \tag{7}$$

$$r_1 = r_2 - e_1 \tag{8}$$

$$r_3 = r_2 + e_2 \tag{9}$$

$$d_3 = 2 \cdot r_3 \tag{10}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{11}$$

$$T_3 = (40 + 273,15) \ [\text{K}] \tag{12}$$

$$T_{viz} = (30 + 273,15) \ [\text{K}] \tag{13}$$

$$T_{inf} = (20 + 273,15) \ [\text{K}] \tag{14}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2\cdot\text{K}^4\right)\right] \tag{15}$$

A temperatura de filme é igual a 30°C. As propriedades do tomadas nessa temperatura são:

$$T_f = \left(\frac{T_3 + T_{inf}}{2}\right) \tag{16}$$

$$\rho = 1,149 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{17}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\text{kg}/\left(\text{m}\cdot\text{s}\right)] \tag{18}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{19}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{20}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{21}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{22}$$

Cálculo do coef. convectivo-esfera lisa

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{23}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf}) \cdot d_3^3}{\nu^2} \tag{24}$$

$$NuD = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra^{0,25}}{\gamma} \tag{25}$$

$$\gamma = \left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{4/9} \tag{26}$$

$$NuD = h \cdot D_3/k \tag{27}$$

Cálculo de taxas de calor e fluxos

$$A_3 = 4 \cdot \pi \cdot r_3^2 \tag{28}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_3 \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{29}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A_3 \cdot \left(T_3^4 - T_{viz}^4\right) \tag{30}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{31}$$

$$Fluxo_3 = \dot{Q}/A_3 \tag{32}$$

Cálculo da temperatura da superfície interna do reator

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_3}{Req} \tag{33}$$

$$Req = Res_1 + Res_2 \tag{34}$$

$$Res_1 = \frac{1/r_1 - 1/r_2}{4 \cdot \pi \cdot k_1} \tag{35}$$

$$Res_2 = \frac{1/r_2 - 1/r_3}{4 \cdot \pi \cdot k_2} \tag{36}$$

Resultados

$A_3 = 9,079\ [\text{m}^2]$	$\beta = 0,003299\ [1/\text{K}]$
$d_2 = 1,6\ [\text{m}]$	$d_3 = 1,7\ [\text{m}]$
$\epsilon = 0,75$	$e_1 = 0,0095\ [\text{m}]$
$e_2 = 0,05\ [\text{m}]$	$Fluxo_3 = 92,8\ [\text{W}/\text{m}^2]$
$g = 9,81\ [\text{m}/\text{s}^2]$	$\gamma = 1,293$
$Gr = 1,200 \times 10^{10}$	$h = 2,151\ [\text{W}/\text{m}^{2\text{K}}]$
$k = 0,02588\ [\text{W}/(\text{m.K})]$	$k_1 = 15\ [\text{W}/(\text{m.K})]$
$k_2 = 0,035\ [\text{W}/(\text{m.K})]$	$\mu = 0,0000187\ [\text{kg}/(\text{m.s})]$
$\nu = 0,00001628\ [\text{m}^2/\text{s}]$	$NuD = 141,3$
$Pr = 0,7268$	$\dot{Q} = 842,5\ [\text{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 390,5\ [\text{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 452\ [\text{W}]$
$Ra = 8,725 \times 10^9$	$Req = 0,1673\ [\text{K}/\text{W}]$
$Res_1 = 0,00007969\ [\text{K}/\text{W}]$	$Res_2 = 0,1672\ [\text{K}/\text{W}]$
$\rho = 1,149\ [\text{kg}/\text{m}^3]$	$r_1 = 0,7905\ [\text{m}]$
$r_2 = 0,8\ [\text{m}]$	$r_3 = 0,85\ [\text{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ [\text{W}/(\text{m}^2{\cdot}\text{K}^4)]$	$T_1 = 454,1\ [\text{K}]$
$T_3 = 313,2\ [\text{K}]$	$T_f = 303,2\ [\text{K}]$
$T_{inf} = 293,2\ [\text{K}]$	$T_{viz} = 303,2\ [\text{K}]$

TCep7-51

Ep7.51 Um tubo cerâmico, cuja condutibilidade térmica é igual a 1,6 W/(m.K), tem diâmetros interno e externo iguais, respectivamente, a 40 mm e 80 mm, e está posicionado na horizontal. Sua superfície externa tem emissividade igual a 0,75, está a 60ºC e está sujeita à convecção natural em ar a 20ºC. Supondo que a temperatura da vizinhança seja igual a 30ºC, pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa e o ar;
b) os fluxos de calor por convecção e por radiação na superfície externa do tubo;
c) a temperatura da superfície interna do tubo.

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{1}$$

$$D_2 = 0,080 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D_1 = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{4}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{5}$$

$$k_t = 1,6 \ [\mathrm{W/m{\cdot}K}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = (20 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$T_{viz} = (30 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{8}$$

$$T_2 = (60 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{10}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{11}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{12}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 40°C

$$\rho = 1,113 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000192 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{14}$$

$$k = 0,02662 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{15}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{16}$$

$$Pr = 0,7244 \tag{17}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{18}$$

Convecção

$$GrD = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot \left(D_2^3\right)}{\nu^2} \tag{19}$$

$$RaD = GrD \cdot Pr \tag{20}$$

$$NuD = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{RaD^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{21}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k \tag{22}$$

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{23}$$

Radiação

$$Fluxo_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left(T_{viz}^4 - T_{inf}^4\right) \tag{24}$$

Fluxo total

$$Fluxo_{cond} = Fluxo_{rad} + Fluxo_{conv} \tag{25}$$

$$Fluxo_{cond} = k_t \cdot \frac{T_1 - T_2}{r_2 \cdot \ln(r_2/r_1)} \tag{26}$$

Resultados

$\beta = 0,003193\,[1/\mathrm{K}]$	$D_1 = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$D_2 = 0,08\,[\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,75$
$Fluxo_{cond} = 265,1\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_{conv} = 220\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_{rad} = 45,1\,\left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$GrD = 2,156 \times 10^6$	$h = 5,501\,\left[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}\right]$
$k = 0,02662\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_t = 1,6\,[\mathrm{W/m.K}]$
$\mu = 0,0000192\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001725\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$NuD = 16,53$	$Pr = 0,7244$
$RaD = 1,562 \times 10^6$	$\rho = 1,113\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$r_1 = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\,\left[\mathrm{W/m^2.K^4}\right]$	$T_1 = 337,7\,[\mathrm{K}]$
$T_2 = 333,2\,[\mathrm{K}]$	$T_f = 313,2\,[\mathrm{K}]$
$T_{inf} = 293,2\,[\mathrm{K}]$	$T_{viz} = 303,2\,[\mathrm{K}]$

TCep7-52

Ep7.52 Em um edifício foi instalada uma tubulação de distribuição de água quente montada com tubos de CPVC (PVC Clorado ou Policloreto de Polivinila Clorado) cuja condutibilidade térmica é igual a 0,16 W/(m.K) posicionada na horizontal. Esta tubulação tem diâmetro externo igual a 50 mm, espessura de parede igual a 5 mm, comprimento igual a 30 m e está termicamente isolada com calhas de fibra de vidro com espessura de 25 mm que apresentam condutibilidade térmica igual a 0,035 W/(m.K). Considere que a temperatura da superfície externa do isolante térmico seja igual 25ºC, que a temperatura do ar ambiente seja igual a 15ºC e que os efeitos de transferência de calor por radiação possam ser desprezados. Nessas condições, pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado entre o isolamento térmico e o meio ambiente;
b) a taxa de calor transferida por convecção do tubo isolado para o meio ambiente;
c) a temperatura da interface tubo isolante térmico.

$$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{1}$$

$$D_2 = 0,050\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$D_1 = (0,050 - 0,005)\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$L = 30\ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{5}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{6}$$

$$e_{isol} = 0,025\ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$D_3 = D_2 + 2 \cdot e_{isol} \tag{8}$$

$$r_3 = D_3/2 \tag{9}$$

$$k_t = 0,16\ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{10}$$

$$k_i = 0,035\ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{11}$$

$$p_{atm} = 100\ [\mathrm{kPa}] \tag{12}$$

$$T_3 = 25\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{13}$$

$$T_{inf3} = 15\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{14}$$

$$T_f = 20\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{15}$$

$$T_{fK} = (20 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{16}$$

$$A_3 = 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot L \tag{17}$$

Propriedades do ar a 20°C:

$$\beta = 1/T_{fK} \tag{18}$$

$$\rho = 1,189\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{19}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{20}$$

$$\mu = 0,0000183 \ \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m \cdot s}\right)] \tag{21}$$

$$cp = 1004 \ \ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg \cdot K}\right)] \tag{22}$$

$$k = 0,02514 \ \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m.K}\right)] \tag{23}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{24}$$

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_3 - T_{inf3}) \cdot \left(D_3^3\right)}{\nu^2} \tag{25}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{26}$$

$$NuD = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{Ra_D^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{27}$$

$$NuD = h_3 \cdot D_3/k \tag{28}$$

Resistências térmicas

$$Res_T = \frac{\ln\left(r_2/r_1\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_T \cdot L} \tag{29}$$

$$Res_I = \frac{\ln\left(r_3/r_2\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_I \cdot L} \tag{30}$$

$$Res_{conv} = \frac{1}{h_3 \cdot A_3} \tag{31}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q}_{conv} = h_3 \cdot A_3 \cdot (T_3 - T_{inf3}) \tag{32}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \tag{33}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_2 - T_3}{Res_I} \tag{34}$$

Resultados

$A_3 = 9,425\ \left[\mathrm{m^2}\right]$	$\beta = 0,003411\ [1/\mathrm{K}]$
$cp = 1004\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D_1 = 0,045\ [\mathrm{m}]$
$D_2 = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$D_3 = 0,1\ [\mathrm{m}]$
$e_{isol} = 0,025\ [\mathrm{m}]$	$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$Gr_D = 1,413 \times 10^6$	$h_3 = 3,698\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,02514\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_i = 0,035\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_t = 0,16\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 30\ [\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000183\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001539\ \left[\mathrm{m^2/s}\right]$
$NuD = 14,71$	$Pr = 0,7293$
$p_{atm} = 100\ [\mathrm{kPa}]$	$\dot{Q}_{cond} = 348,6\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 348,6\ [\mathrm{W}]$	$Ra_D = 1,030 \times 10^6$
$Res_{conv} = 0,02869\ [\mathrm{K/W}]$	$Res_I = 0,1051\ [\mathrm{K/W}]$
$Res_T = 0,003493\ [\mathrm{K/W}]$	$\rho = 1,189\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$r_1 = 0,0225\ [\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,025\ [\mathrm{m}]$
$r_3 = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$T_2 = 61,62\ [^\circ\mathrm{C}]$
$T_3 = 25\ [^\circ\mathrm{C}]$	$T_f = 20\ [^\circ\mathrm{C}]$
$T_{fK} = 293,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{inf3} = 15\ [^\circ\mathrm{C}]$

TCep7-53

Ep7.53 Um tanque paralelepipédico com altura igual 1,0 m, largura igual a 1,5 m e comprimento igual a 2,0 m é destinado ao armazenamento de água na fase líquida, pressurizada, na temperatura de 120ºC. Esse tanque tem todas as suas paredes constituídas por três camadas formadas por materiais diferentes. Observe a Figua Ep7.53. As condutibilidades térmicas dos materiais 1, 2 e 3 são, respectivamente, 1,0 W/(m.K), 0,035 W/(m.K) e 15,0 W/(m.K). As espessuras dos materiais 1 e 3 são, respectivamente, 6 mm e 2 mm. Sabe-se que a temperatura da face interna das paredes do tanque pode ser, em primeira aproximação, considerada igual à da água armazenada, que o ar ambiente está a 10ºC e que a temperatura desejada da superfície externa é igual a 30ºC. Determine:
a) o número de Grashoff que caracteriza o processo de transferência de calor por convecção entre a face externa vertical do tanque e o meio ambiente,
b) o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa vertical do tanque e o meio ambiente,
c) o fluxo de calor observado em uma parede vertical do tanque;
d) a espessura necessária do material 2 para que, de fato, a temperatura da superfície externa seja igual a 30ºC.

Dados

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$a = 1,5 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$b = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$k_1 = 1,0 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{4}$$

$$k_2 = 0,035 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{5}$$

$$k_3 = 15 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{6}$$

$$e_1 = 0,006 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$e_3 = 0,002 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$T_1 = 120 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$T_{inf} = 10 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$T_4 = 30 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{11}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{12}$$

Propriedades do ar

$$T_f = 20 \ [\mathrm{C}] \tag{13}$$

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$cp = 1004 \ [\mathrm{J/(kg{\cdot}K)}] \tag{15}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{16}$$

$$k = 0,02514 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{17}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{18}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{19}$$

$$F = 273,15 \ \text{[K]} \tag{20}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f + F} \tag{21}$$

Análise da superfície lateral

Cálculo do coeficiente convectivo - superfície lateral externa

$$Ra_4 = Gr_4 \cdot Pr \tag{22}$$

$$Gr_4 = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_4 - T_{inf}) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{23}$$

$$Nus_4 = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_4^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{24}$$

$$Nus_4 = h_4 \cdot L/k \tag{25}$$

Fluxo de calor

$$Fluxo = h_4 \cdot (T_4 - T_{inf}) \tag{26}$$

Espessura

$$Fluxo = \frac{T_1 - T_4}{R} \tag{27}$$

$$R = R_1 + R_2 + R_3 \tag{28}$$

$$R_1 = e_1/k_1 \tag{29}$$

$$R_2 = e_2/k_2 \tag{30}$$

$$R_3 = e_3/k_3 \tag{31}$$

Resultados

$a = 1,5 \,[\text{m}]$	$b = 2 \,[\text{m}]$
$\beta = 0,003411 \,[1/\text{K}]$	$cp = 1004 \,[\text{J/(kg.K)}]$
$e_1 = 0,006 \,[\text{m}]$	$e_2 = 0,04039 \,[\text{m}]$
$e_3 = 0,002 \,[\text{m}]$	$F = 273,2 \,[\text{K}]$
$Fluxo = 77,57 \,\left[\text{W/m}^2\right]$	$g = 9,81 \,\left[\text{m/s}^2\right]$
$Gr_4 = 2,825 \times 10^9$	$h_4 = 3,879 \,\left[\text{W/(m}^2\text{.K)}\right]$
$k = 0,02514 \,[\text{W/(m.K)}]$	$k_1 = 1 \,[\text{W/(m.K)}]$
$k_2 = 0,035 \,[\text{W/(m.K)}]$	$k_3 = 15 \,[\text{W/(m.K)}]$
$L = 1 \,[\text{m}]$	$\mu = 0,0000183 \,[\text{kg/(m.s)}]$
$\nu = 0,00001539 \,\left[\text{m}^2\text{/s}\right]$	$Nus_4 = 154,3$
$Pr = 0,7293$	$R = 1,16 \,\left[\text{K.m}^2\text{/W}\right]$
$Ra_4 = 2,061 \times 10^9$	$\rho = 1,189 \,\left[\text{kg/m}^3\right]$
$R_1 = 0,006 \,\left[\text{K.m}^2\text{/W}\right]$	$R_2 = 1,154 \,\left[\text{K.m}^2\text{/W}\right]$
$R_3 = 0,0001333 \,\left[\text{K.m}^2\text{/W}\right]$	$T_1 = 120 \,[°\text{C}]$
$T_4 = 30 \,[°\text{C}]$	$T_f = 20 \,[°\text{C}]$
$T_{inf} = 10 \,[°\text{C}]$	

TCep7-54

Ep7.54 Uma placa plana vertical com altura e largura iguais, respectivamente, a 0,5 m e 0,4 m, tem as suas superfícies a 60ºC e a 40ºC. A superfície a 60ºC está em contato com ar a 360ºC e a outra está em contato com água na fase líquida a 20ºC. Sabe-se que a condutibilidade térmica do material constituinte da placa é igual a 15 W/(m.K). Desprezando os efeitos da transferência de calor por radiação, pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado entre a placa e a água;
b) a taxa de calor entre a placa e a água;
c) a espessura da placa;
d) o coeficiente convectivo observado entre a placa e o ar.

Dados

$$L = 0,5 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$c = 0,4 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$k_p = 15 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{3}$$

$$T_1 = 60 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{inf1} = 360 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_2 = 40 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{inf2} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{8}$$

Propriedades da água

$$T_f = 30 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$\rho = 995,7 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{10}$$

$$cp = 4180 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{11}$$

$$\mu = 0,000797 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{12}$$

$$k = 0,6155 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{13}$$

$$Pr = 5,416 \tag{14}$$

$$\beta = 0,0003033 \ [1/\mathrm{K}] \tag{15}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{16}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$Ra_{AG} = Gr_{AG} \cdot Pr \tag{17}$$

$$Gr_{AG} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf2}) \cdot L^3}{\nu^2} \tag{18}$$

$$Nus_{AG} = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra_{AG}^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right)^2 \tag{19}$$

$$Nus_{AG} = h_{AG} \cdot L/k \tag{20}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q}_{conv} = h_{AG} \cdot L \cdot c \cdot (T_2 - T_{inf2}) \tag{21}$$

Espessura da placa - e

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} \tag{22}$$

$$\dot{Q}_{cond} = k_p \cdot L \cdot c \cdot \frac{T_1 - T_2}{e} \tag{23}$$

Coeficiente convectivo entre placa e ar

$$\dot{Q}_{cond} = h_{AR} \cdot L \cdot c \cdot (T_{inf1} - T_1) \tag{24}$$

Resultados

$\beta = 0,0003033\,[1/\mathrm{K}]$	$c = 0,4\,[\mathrm{m}]$
$cp = 4180\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$e = 0,02185\,[\mathrm{m}]$
$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s^2}\right]$	$Gr_{AG} = 1,161 \times 10^{10}$
$h_{AG} = 686,6\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_{AR} = 45,77\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,6155\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_p = 15\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 0,5\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,000797\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\nu = 8,004 \times 10^{-7}\,\left[\mathrm{m^2/s}\right]$	$Nus_{AG} = 557,8$
$Pr = 5,416$	$\dot{Q}_{cond} = 2746\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 2746\,[\mathrm{W}]$	$Ra_{AG} = 6,288 \times 10^{10}$
$\rho = 995,7\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_1 = 60\,[°\mathrm{C}]$
$T_2 = 40\,[°\mathrm{C}]$	$T_f = 30\,[°\mathrm{C}]$
$T_{inf1} = 360\,[°\mathrm{C}]$	$T_{inf2} = 20\,[°\mathrm{C}]$

TCep7-55

Ep7.55 Uma casca esférica, fabricada com material com condutibilidade térmica é igual a 1,0 W/(m.K), tem diâmetros interno e externo iguais, respectivamente, a 50 mm e 100 mm. Sua superfície externa tem emissividade igual a 0,75, está a 60ºC e está sujeita à convecção natural em ar a 20ºC. Supondo que a temperatura da vizinhança seja igual a 30ºC, pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa da casca esférica e o ar;
b) os fluxos de calor por convecção e por radiação na sua superfície externa;
c) a temperatura da sua superfície interna.

Dados

$$k_e = 1,0 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$D_1 = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{3}$$

$$D_2 = 0,100 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{5}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{6}$$

$$T_2 = 333,15 \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{8}$$

$$T_{viz} = 303,15 \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{10}$$

$$p = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{11}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{12}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{13}$$

Propriedades do ar tomadas na temperatura T_f = 40°C:

$$\rho = 1,113 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$\mu = 0,0000192 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{15}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{16}$$

$$k = 0,02662 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{17}$$

$$Pr = 0,7244 \tag{18}$$

Cálculo do coef. convectivo-esfera lisa

$$\beta = 1/T_f \tag{19}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{20}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot D_2^3}{\nu^2} \tag{21}$$

$$NuD = 2 + 0,589 \cdot Ra^{0,25} \cdot \left(1 + (0,469/Pr)^{9/16}\right)^{-4/9} \tag{22}$$

$$NuD = h \cdot D_2/k \tag{23}$$

Cálculo da taxa de calor

$$Area = 4 \cdot \pi \cdot \frac{D_2^2}{4} \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot Area \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot Area \cdot \left(T_2^4 - T_{viz}^4\right) \tag{26}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{27}$$

Cálculo dos fluxos

$$Fluxo_{conv} = \dot{Q}_{conv}/Area \tag{28}$$

$$Fluxo_{rad} = \dot{Q}_{rad}/Area \tag{29}$$

Cálculo da temperatura interna

$$\dot{Q}_{total} = \frac{T_1 - T_2}{Res} \tag{30}$$

$$Res = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k_e} \cdot (1/r_1 - 1/r_2) \tag{31}$$

Resultados

$Area = 0,03142\ [\mathrm{m^2}]$	$\beta = 0,003193\ [1/\mathrm{K}]$
$D_1 = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,1\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,75$	$Fluxo_{conv} = 224\ [\mathrm{W/m^2}]$
$Fluxo_{rad} = 164,7\ [\mathrm{W/m^2}]$	$g = 9,81\ [\mathrm{m/s^2}]$
$Gr = 4,211 \times 10^6$	$h = 5,6\ [\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}]$
$k = 0,02662\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_e = 1\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,0000192\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\nu = 0,00001725\ [\mathrm{m^2/s}]$
$NuD = 21,04$	$p = 100\ [\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7244$	$\dot{Q}_{conv} = 7,037\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 5,174\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{total} = 12,21\ [\mathrm{W}]$
$Ra = 3,050 \times 10^6$	$Res = 1,592\ [\mathrm{K/W}]$
$\rho = 1,113\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$r_1 = 0,025\ [\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\ \left[\mathrm{W/m^{2K^4}}\right]$
$T_1 = 352,6\ [\mathrm{K}]$	$T_2 = 333,2\ [\mathrm{K}]$
$T_f = 313,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{inf} = 293,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{viz} = 303,2\ [\mathrm{K}]$	

TCep7-56

Ep7.56 Uma casca cilíndrica, fabricada com material com condutibilidade térmica é igual a 0,5 W/(m.K), tem diâmetros interno e externo iguais, respectivamente, a 50 mm e 110 mm. Sua superfície externa tem emissividade igual a 0,75, está a 50ºC e está sujeita à convecção natural em ar a 10ºC. Supondo que a temperatura da vizinhança seja igual a 20ºC, pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa da casca esférica e o ar;
b) os fluxos de calor por convecção e por radiação na sua superfície externa;
c) a temperatura da sua superfície interna.

$$k_c = 0,5 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{1}$$

$$d_1 = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_1 = d_1/2 \tag{3}$$

$$d_2 = 0,110 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$r_2 = d_2/2 \tag{5}$$

$$\epsilon = 0,75 \tag{6}$$

$$T_2 = 323,15 \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$T_{inf} = 283,15 \ [\mathrm{K}] \tag{8}$$

$$T_{viz} = 293,15 \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$T_f = \frac{T_2 + T_{inf}}{2} \tag{10}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{11}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{12}$$

Propriedades do ar na temperatura T_f = 30°C:

$$\rho = 1,149 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{13}$$

$$cp = 1005 \ [\mathrm{J/(kg{\cdot}K)}] \tag{14}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{15}$$

$$k = 0,02588 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{16}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{17}$$

$$\beta = 1/T_f \tag{18}$$

$$\nu = \mu/\rho \tag{19}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_2 - T_{inf}) \cdot \left(d_2^3\right)}{\nu^2} \tag{20}$$

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \tag{21}$$

$$NuD = \left(0,60 + 0,387 \cdot \frac{Ra_D^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}}\right)^2 \tag{22}$$

$$NuD = h \cdot d_2/k \tag{23}$$

Fluxos de calor

$$Fluxo_{conv} = h \cdot (T_2 - T_{inf}) \tag{24}$$

$$Fluxo_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot \left(T_2^4 - T_{viz}^4\right) \tag{25}$$

Temperatura na superfície interna

Seja o comprimento do tubo igual a 1,0 m.

$$L = 1,0 \ \text{[m]} \tag{26}$$

$$\dot{Q}_{conv} = Fluxo_{conv} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{27}$$

$$\dot{Q}_{rad} = Fluxo_{rad} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \tag{28}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \tag{29}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{Res} \tag{30}$$

$$Res = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_c \cdot L} \tag{31}$$

Resultados

$\beta = 0,003299$ [1/K]	$cp = 1005$ [J/(kg.K)]
$d_1 = 0,05$ [m]	$d_2 = 0,11$ [m]
$\epsilon = 0,75$	$Fluxo_{conv} = 214,1$ [W/m^2]
$Fluxo_{rad} = 149,7$ [W/m^2]	$g = 9,81$ [m/s^2]
$Gr_D = 6,504 \times 10^6$	$h = 5,352$ [W/(m^2·K)]
$k = 0,02588$ [W/(m.K)]	$k_c = 0,5$ [W/(m.K)]
$L = 1$ [m]	$\mu = 0,0000187$ [kg/(m.s)]
$\nu = 0,00001628$ [m^2/s]	$NuD = 22,75$
$Pr = 0,7268$	$\dot{Q}_{cond} = 125,7$ [W]
$\dot{Q}_{conv} = 73,99$ [W]	$\dot{Q}_{rad} = 51,72$ [W]
$Ra_D = 4,727 \times 10^6$	$Res = 0,251$ [K/W]
$\rho = 1,149$ [kg/m^3]	$r_1 = 0,025$ [m]
$r_2 = 0,055$ [m]	$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}$ [W/(m^2.K^4)]
$T_1 = 354,7$ [K]	$T_2 = 323,2$ [K]
$T_f = 303,2$ [K]	$T_{inf} = 283,2$ [K]
$T_{viz} = 293,2$ [K]	

TCep8-01

Ep8.1 Ar a 20ºC e 1,0 bar é admitido em um tubo externamente aquecido cujo diâmetro interno é igual a 50 mm. Sabendo que a velocidade média do ar na seção de entrada do tubo é igual a 0,5 m/s, pede-se para determinar o comprimento de entrada dinâmico e o térmico.

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{1}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/\,(m \cdot s)}] \tag{2}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{3}$$

$$D = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$V = 0,5 \ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{6}$$

$$L_H = 0,06 \cdot Re \cdot D \tag{7}$$

$$L_T = 0,06 \cdot Re \cdot Pr \cdot D \tag{8}$$

Resultados

$D = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$L_H = 4,873\,[\mathrm{m}]$
$L_T = 3,554\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/(m\text{-}s)}]$
$Pr = 0,7293$	$Re = 1624$
$\rho = 1,189\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$V = 0,5\,[\mathrm{m/s}]$

Ep8.2 Ar a 20ºC e 1 bar é admitido em um tubo externamente aquecido cujo diâmetro interno é igual a 50 mm. Sabendo que a velocidade média do ar é igual a 5 m/s, pede-se para determinar o comprimento de entrada dinâmico e o térmico.

$$\rho = 1,189 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{1}$$

$$\mu = 0,0000183 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{2}$$

$$D = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$V = 5 \ [\mathrm{m/s}] \tag{4}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{5}$$

$$L_H = 4,4 \cdot D \cdot Re^{1/6} \tag{6}$$

$$L_T = 20 \cdot D \tag{7}$$

Resultados

$D = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$L_H = 1,107\,[\mathrm{m}]$
$L_T = 1\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000183\,[\mathrm{kg/(m\text{-}s)}]$
$Re = 16243$	$\rho = 1,189\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$V = 5\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-03

Ep8.3 Água na fase líquida é admitida em um tubo externamente aquecido cujo diâmetro interno é igual a 5 mm. Sabendo que a sua velocidade é igual a 0,4 m/s, pede-se para determinar o comprimento de entrada dinâmico e o térmico.

$$\rho = 998,2 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{1}$$

$$\mu = 0,0010 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{2}$$

$$Pr = 7,0040 \tag{3}$$

$$D = 0,005 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$V = 0,5 \ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{6}$$

$$L_H = 0,06 \cdot Re \cdot D \tag{7}$$

$$L_T = 0,06 \cdot Re \cdot Pr \cdot D \tag{8}$$

Resultados

$D = 0,005\,[\mathrm{m}]$	$L_H = 0,7487\,[\mathrm{m}]$
$L_T = 5,244\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,001\,[\mathrm{kg/(m\text{-}s)}]$
$Pr = 7,004$	$Re = 2496$
$\rho = 998,2\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$V = 0,5\,[\mathrm{m/s}]$

TCep8-04

Ep8.4 Água na fase líquida escoa em um duto metálico com temperatura média de 20ºC. A partir de certa posição o duto é submetido a um processo de aquecimento de forma que após o comprimento de 4,0 m a água se encontra na temperatura média de 60ºC. Sabendo que a velocidade da água é aproximadamente igual a 1,0 m/s e que o tubo tem diâmetro interno igual a 20 mm, determine a taxa de calor observada entre o tubo e a água neste processo de aquecimento.

Fluido: água

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$T_{me} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{ms} = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$V = 1,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{3}$$

$$L = 4,0 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$D = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

Adota-se:

$$P_{agua} = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{6}$$

Propriedades do ar tomadas a $T_m = (T_{me}+T_{ms})/2 = 40°C$

$$\rho = 992,3 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{7}$$

$$cp = 4180 \ [\mathrm{J/\,(kg \cdot K)}] \tag{8}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4}\right) \cdot V \tag{9}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{10}$$

Resultados

$cp = 4180\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,02\,[\mathrm{m}]$
$L = 4\,[\mathrm{m}]$	$\dot{m} = 0,3117\,[\mathrm{kg/s}]$
$P_{agua} = 100\,[\mathrm{kPa}]$	$\dot{Q} = 52123\,[\mathrm{W}]$
$\rho = 992,3\,[\mathrm{kg/m^3}]$	$T_{me} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_{ms} = 60\,[°\mathrm{C}]$	$V = 1\,[\mathrm{m/s}]$

TCep8-05

Ep8.5 Óleo lubrificante a 80ºC escoa no interior de um tubo que pode ser considerado hidraulicamente liso com velocidade média igual a 1,0 m/s. Sabendo que o escoamento é plenamente desenvolvido térmica e dinamicamente e que o diâmetro interno do tubo é igual a 10 mm, pede-se para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o óleo e o tubo. Considere que a massa específica do óleo é igual a 852 kg/m^{3,} a sua viscosidade dinâmica é igual a 0,0323 Pa.s e a sua condutibilidade térmica é igual a 0,138 W/(m.K).

Fluido: óleo lubrificante.

Dados

$$T = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$V = 1,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{2}$$

$$D = 0,010 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$\mu = 0,0323 \ [\mathrm{kg/\,(m\cdot s)}] \tag{4}$$

$$\rho = 852 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{5}$$

$$k = 0,1380 \ [\mathrm{W/\,(m\cdot K)}] \tag{6}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{7}$$

Como o escoamento é laminar e a temperatura da parede do duto é constante, tem-se:

$$Nus = 3,657 \tag{8}$$

$$Nus = \frac{h \cdot D}{k} \tag{9}$$

Resultados

$D = 0,01\,[\mathrm{m}]$	$h = 50,47\,\left[\mathrm{W/m^{2K}}\right]$
$k = 0,138\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,0323\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$Nus = 3,657$	$Re = 263,8$
$\rho = 852\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T = 80\,[°\mathrm{C}]$
$V = 1\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-06

Ep8.6 Água pressurizada na fase líquida entra em um tubo a 20ºC e dele sai a 80ºC. Sabe-se que o diâmetro interno do tubo é igual a 20 mm, que a vazão mássica de água no tubo é 0,6 kg/s e que a temperatura da superfície do tubo uniforme e igual a 100ºC. Considerando que o escoamento seja dinâmica e termicamente desenvolvido, determine o coeficiente médio de transferência de calor por convecção entre a água e o tubo.

Fluido: água

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$Tme = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$Tms = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$D = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$\dot{m} = 0,6 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{4}$$

$$Tp = 100 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Constante} \tag{5}$$

Adota-se:

$$Pagua = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{6}$$

Propriedades do ar tomadas a $T_m = (T_{me}+T_{ms})/2 = 50°C$

$$\rho = 988,0 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{7}$$

$$\mu = 0,000547 \ [\mathrm{kg/\,(m\cdot s)}] \tag{8}$$

$$k = 0,6435 \ [\mathrm{W/\,(m\cdot K)}] \tag{9}$$

$$Pr = 3,553 \tag{10}$$

$$cp = 4182 \ [\mathrm{J/\,(kg\cdot K)}] \tag{11}$$

$$Re = 4 \cdot \frac{\dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot D} \tag{12}$$

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,4 \tag{13}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{14}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{15}$$

Resultados

$cp = 4182$ [J/(kg.K)]	$D = 0,02$ [m]
$h = 9220 \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right]$	$k = 0,6435$ [W/(m.K)]
$\mu = 0,000547$ [kg/(m.s)]	$\dot{m} = 0,6$ [kg/s]
$n = 0,4$ []	$NuD = 286,6$
$Pagua = 100$ [kPa]	$Pr = 3,553$
$Re = 69830$	$\rho = 988 \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$Tme = 20$ [°C]	$Tms = 80$ [°C]
$Tp = 100$ [°C]	

TCep8-07

Ep8.7 Água na fase líquida a 60ºC escoa no interior de um tubo liso com velocidade média igual a 2,0 m/s. Sabendo que o escoamento é plenamente desenvolvido térmica e dinamicamente, que a seção transversal interna do tubo é quadrada com lado igual a 15 mm e que a água está sendo aquecida, pede-se para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a água e o tubo.

Fluido: água

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$T_m = 60\ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$V = 2,0\ [\mathrm{m/s}] \tag{2}$$

$$L = 0,015\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_h = 4 \cdot \frac{L^2}{4 \cdot L} \tag{4}$$

Adota-se:

$$Pagua = 100\ [\mathrm{kPa}] \tag{5}$$

Propriedades do ar são tomadas na temperatura T_m = 60°C.

$$\rho = 1,189\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{6}$$

$$\mu = 0,0000183\ [\mathrm{kg/\,(m \cdot s)}] \tag{7}$$

$$k = 0,02514\ [\mathrm{W/\,(m \cdot K)}] \tag{8}$$

$$Pr = 0,7293 \tag{9}$$

$$cp = 1004\ [\mathrm{J/\,(kg \cdot K)}] \tag{10}$$

$$Re = \rho \cdot V \cdot D_h/\mu \tag{11}$$

Usando equação de Dittus-Boelter

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,4 \tag{12}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{13}$$

$$NuD = h \cdot D_h/k \tag{14}$$

Resultados

$cp = 1004$ [J/(kg.K)]	$D_h = 0,015$ [m]
$h = 14,56$ [W/(m^2·K)]	$k = 0,02514$ [W/(m.K)]
$L = 0,015$ [m]	$\mu = 0,0000183$ [kg/(m-s)]
$n = 0,4$ []	$NuD = 8,685$
$Pagua = 100$ [kPa]	$Pr = 0,7293$
$Re = 1949$	$\rho = 1,189$ [kg/m^3]
$T_m = 60$ [°C]	$V = 2$ [m/s]

TCep8-08

Ep8.8 O fluido B entra no trocador de calor tipo duplo tubo ilustrado na Figura Ep8.8 a 30ºC e sai a 80ºC. O fluido A entra a 120ºC e sai a 60ºC. Calcule a média logarítmica da diferença de temperaturas.

$$T_{Be} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{Bs} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{Ae} = 120 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{As} = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$\Delta T1 = T_{Ae} - T_{Bs} \tag{5}$$

$$\Delta T2 = T_{As} - T_{Be} \tag{6}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \tag{7}$$

Resultados

$\Delta T1 = 40\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta T2 = 30\,[°\mathrm{C}]$
$MLDT = 34,76\,[°\mathrm{C}]$	$T_{Ae} = 120\,[°\mathrm{C}]$
$T_{As} = 60\,[°\mathrm{C}]$	$T_{Be} = 30\,[°\mathrm{C}]$
$T_{Bs} = 80\,[°\mathrm{C}]$	

TCep8-09

Ep8.9 O fluido B entra no trocador de calor tipo duplo tubo ilustrado na Figura Ep8.9 a 30ºC e sai a 80ºC. O fluido A entra a 120ºC e sai a 90ºC. Calcule a média logarítmica da diferença de temperaturas.

$$T_{Be} = 30 \;\, [^\circ\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{Bs} = 80 \;\, [^\circ\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{Ae} = 120 \;\, [^\circ\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{As} = 90 \;\, [^\circ\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$\Delta T1 = T_{Ae} - T_{Be} \tag{5}$$

$$\Delta T2 = T_{As} - T_{Bs} \tag{6}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \tag{7}$$

Resultados

$\Delta T1 = 90\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\Delta T2 = 10\,[^\circ\mathrm{C}]$
$MLDT = 36,41\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{Ae} = 120\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{As} = 90\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{Be} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{Bs} = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep8-10

Ep8.10 Em uma empresa, ar quente é utilizado para aquecer água na fase líquida em um trocador de calor do tipo duplo tubo que opera em contracorrente conforme ilustrado na Figura Ep8.10. A vazão de ar de 100 L/s escoa no interior do tubo interno, é admitida no trocador de calor a 95ºC e 2,0 bar efetivos e é descarregada a 50ºC e 1,8 bar efetivos. A água é admitida a 20ºC e descarregada a 60ºC. Considerando que a pressão atmosférica local é igual a 100 kPa, determine a vazão mássica de água aquecida .

O ar é o fluido A e a água é o fluido B.

$$Vz_{Ae} = 0,100 \ \left[\mathrm{m^3/s}\right] \quad (1)$$

$$T_{Ae} = 95 \ [°\mathrm{C}] \quad (2)$$

$$T_{Ae;kelvin} = (95 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \quad (3)$$

$$p_{Ae} = 200 \ [\mathrm{kPa}] \quad (4)$$

$$T_{As} = 50 \ [°\mathrm{C}] \quad (5)$$

$$p_{As} = 180 \ [\mathrm{kPa}] \quad (6)$$

$$p_{atm} = 100 \ [\mathrm{kPa}] \quad (7)$$

$$R = 0,287 \ [\mathrm{kJ/\left(kg{\cdot}K\right)}] \quad (8)$$

$$T_{Be} = 20 \ [°\mathrm{C}] \quad (9)$$

$$T_{Bs} = 60 \ [\mathrm{C}] \quad (10)$$

$$\dot{m}_A \cdot c_{pA} \cdot (T_{Ae} - T_{As}) = \dot{m}_B \cdot (h_{Bs} - h_{Be}) \quad (11)$$

$$p_{Ae} \cdot Vz_{Ae} = \dot{m}_A \cdot R \cdot T_{Ae;kelvin} \quad (12)$$

$$c_{pA} = 1,004 \ [\mathrm{kJ/\left(kg{\cdot}K\right)}] \quad (13)$$

$$h_{Bs} = 251,2 \ [\mathrm{kJ/kg}] \quad (14)$$

$$h_{Be} = 83,91 \ [\mathrm{kJ/kg}] \quad (15)$$

Resultados

$c_{pA} = 1,004\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$	$h_{Be} = 83,91\,[\mathrm{kJ/kg}]$
$h_{Bs} = 251,2\,[\mathrm{kJ/kg}]$	$\dot{m}_A = 0,1893\,[\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_B = 0,05112\,[\mathrm{kg/s}]$	$p_{Ae} = 200\,[\mathrm{kPa}]$
$p_{As} = 180\,[\mathrm{kPa}]$	$p_{atm} = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$R = 0,287\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$	$T_{Ae} = 95\,[°\mathrm{C}]$
$T_{Ae;kelvin} = 368,2\,[\mathrm{K}]$	$T_{As} = 50\,[°\mathrm{C}]$
$T_{Be} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_{Bs} = 60\,[°\mathrm{C}]$
$Vz_{Ae} = 0,1\,\left[\mathrm{m^3/s}\right]$	

TCep8-11

Ep8.11 Um fluido com viscosidade dinâmica igual a 0,005 Pa.s escoa em um tubo com diâmetro interno igual a 50 mm. Se a vazão mássica do fluido é igual a 20 kg/s, qual é o número de Reynolds que caracteriza o escoamento? Esse escoamento é laminar ou turbulento?

$$\mu = 0,005 \ [\mathrm{kg/\left(m\cdot s\right)}] \tag{1}$$

$$D = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$\dot{m} = 20 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{3}$$

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot D} \tag{4}$$

O escoamento é turbulento!

Resultados

$D = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,005\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 20\,[\mathrm{kg/s}]$	$Re = 101859$

TCep8-12

Ep8.12 Um fluido com viscosidade dinâmica igual a 0,008 Pa.s escoa em um tubo cujo diâmetro interno é igual a 45 mm. Sabendo que o número de Reynolds que caracteriza o escoamento é igual a 100000, pede-se para calcular a vazão mássica de fluido através do tubo.

Dados

$$\mu = 0,008 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{1}$$

$$D = 0,045 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$Re = 100000 \tag{3}$$

Cálculos

$$Re = 4 \cdot \frac{\dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot D} \tag{4}$$

Resultados

$D = 0,045\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,008\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 28,27\,[\mathrm{kg/s}]$	$Re = 100000$

TCep8-13

Ep8.13 Um fluido com massa específica igual a 884,1 kg/m^3; calor específico a pressão constante igual a 1909 J/(kg.K), viscosidade dinâmica igual a 0,486 Pa.s, condutibilidade térmica igual a 0,145 W/(m.K), escoa com velocidade de 2,0 m/s em um tubo liso com diâmetro interno igual a 20 mm. Sabendo que a temperatura da superfície do tubo é mantida constante, determine o coeficiente convectivo observado entre o fluido e o tubo

Dados

$$\rho = 884,1 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{1}$$

$$cp = 1909 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{2}$$

$$\mu = 0,486 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{3}$$

$$k = 0,145 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{4}$$

$$D = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$V = 2,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{6}$$

Cálculos

$$Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{7}$$

$$Nus = 3,657 \tag{8}$$

$$Nus = h \cdot D/k \tag{9}$$

Resultados

$cp = 1909\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,02\,[\mathrm{m}]$
$h = 26,51\,\left[\mathrm{W/m^2 \cdot K)}\right]$	$k = 0,145\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$\mu = 0,486\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$Nus = 3,657$
$Re = 72,77$	$\rho = 884,1\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$V = 2\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-14

Ep8.14 Água na fase líquida a 90ºC escoa em um tubo com diâmetro interno igual a 30 mm cuja altura de rugosidade é igual a 0,01 mm. Sabe-se que a temperatura da superfície interna do tubo é aproximadamente igual a 30ºC e que a vazão mássica de água no tubo é igual a 2,0 kg/s. Nestas condições, estime o coeficiente convectivo observado entre a água e o tubo utilizando a equação de Petukhov e a de Gnielinski. Para tal, utilize as propriedades da água determinadas na temperatura de 90°C. Compare os valores dos coeficientes convectivos assim calculados.

Fluido: água

Dados

$$D = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$\epsilon = 0,00001 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_s = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_m = 90 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$\dot{m} = 2,0 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{5}$$

As propriedades da água são determinadas na temperatura T_m

$$\mu = 0,000314 \ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{6}$$

$$Pr = 1,958 \tag{7}$$

$$k = 0,6752 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{8}$$

Determinação do número de Reynolds

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot D} \tag{9}$$

Determinação do fator de atrito

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -1,8 \cdot \log 10\Big(6,9/Re + (\epsilon/D/3,7)^{1,11}\Big) \tag{10}$$

Determinação do coeficiente convectivo

Usando a equação de Gnielinski

$$NuDg = \left(\frac{(Re-1000) \cdot Pr}{1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{1/2}}\right) \cdot (f/8) \tag{11}$$

$$NuDg = h_g \cdot D/k \tag{12}$$

Usando a equação de Petukhov

$$B = \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{0,5} \tag{13}$$

$$NuDp = \left(\frac{Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot B}\right) \cdot (f/8) \tag{14}$$

$$NuDp = h_p \cdot D/k \tag{15}$$

Resultados

$B = 0,02619$	$D = 0,03\,[\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,00001\,[\mathrm{m}]$	$f = 0,01719$
$h_g = 19134\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_p = 18247\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,6752\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,000314\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 2\,[\mathrm{kg/s}]$	$NuDg = 850,2$
$NuDp = 810,7$	$Pr = 1,958$
$Re = 270327$	$T_m = 90\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_s = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	

TCep8-15

Ep8.15 Água pressurizada na fase líquida entra em um tubo a 20ºC e dele sai a 80ºC. Sabe-se que o diâmetro interno do tubo é igual a 40 mm, que a velocidade média da água na entrada do tubo é 1,2 m/s e que a temperatura da superfície do tubo é uniforme e igual a 120ºC. Considerando que o escoamento seja dinâmica e termicamente desenvolvido e que a superfície do tubo em contato com a água tenha rugosidade igual a 0,015 mm, determine o coeficiente convectivo médio entre a água e o tubo utilizando a equação de Gnielinsli. Avalie também o coeficiente convectivo médio utilizando a equação de Dittus-Boelter aplicável a tubos lisos e compare os resultados.

Índices: entrada: 1; saída: 2; superfície do tubo: p

$$T_{me} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{ms} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$D = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$V = 1,2 \ [\mathrm{m/s}] \tag{4}$$

$$T_p = 120 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$As = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{6}$$

$$\epsilon = 0,000015 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{8}$$

Propriedades da água saturada na temperatura T_m

$$\rho = 988,0 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,000547 \ [\mathrm{kg/m \cdot s}] \tag{10}$$

$$Pr = 3,5530 \tag{11}$$

$$k = 0,6435 \ [\mathrm{W/m \cdot K}] \tag{12}$$

Fator de atrito - Equação de Colebrook

$$\dot{m} = \rho \cdot As \cdot V \tag{13}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{14}$$

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2,0 \cdot \log 10\left(\epsilon/D/3,7 + \left(\frac{2,51}{Re \cdot f^{0,5}}\right)\right) \tag{15}$$

Coeficiente convectivo - Gnielinski

$$NuD = \left(\frac{(Re - 1000) \cdot Pr}{1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{0,5}}\right) \cdot (f/8) \tag{16}$$

$$NuD = \frac{h \cdot D}{k} \tag{17}$$

Coeficiente convectivo - Dittus-Boelter

$$NuD_{DB} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \tag{18}$$

$$NuD_{DB} = h_{DB} \cdot D/k \tag{19}$$

Resultados

$As = 0,001257\,\left[\mathrm{m^2}\right]$	$D = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,000015\,[\mathrm{m}]$	$f = 0,02023$
$h = 6700\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_{DB} = 5481\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k = 0,6435\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu = 0,000547\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 1,49\,[\mathrm{kg/s}]$	$NuD = 416,5$
$NuD_{DB} = 340,7$	$Pr = 3,553$
$Re = 86698$	$\rho = 988\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_m = 50\,[°\mathrm{C}]$	$T_{me} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_{ms} = 80\,[°\mathrm{C}]$	$T_p = 120\,[°\mathrm{C}]$
$V = 1,2\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-16

Ep8.16 Observa-se uma taxa de calor entre dois fluidos escoando em contracorrente em um trocador de calor do tipo tube-in-tube formado por dois tubos de cobre concêntricos, ambos com espessura de parede 1,2 mm. Considere que um deles tenha diâmetro externo igual a 40 mm e que o outro tenha diâmetro interno igual a 30 mm. Considere que em uma dada seção transversal deste conjunto, escoe no tubo interno óleo lubrificante a 80ºC com velocidade média de 1,5 m/s e que no espaço anular escoe água a 20ºC com velocidade de 2,0 m/s. Determine os coeficientes convectivos observados nos escoamentos do óleo e da água.

Dee = diâmetro externo do tubo externo.
Dei = diâmetro interno do tubo externo.
Dii - diâmetro interno do tubo interno.
Die = diâmetro externo do tubo interno.

Dados

$$e = 0,0012 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$Dee = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$Die = Dee - 2 \cdot e \tag{3}$$

$$Dii = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$Dei = Dii + 2 \cdot e \tag{5}$$

$$T_o = 80 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$V_o = 1,5 \ [\mathrm{m/s}] \tag{7}$$

$$T_a = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$V_a = 2,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{9}$$

Propriedades

$$\rho_o = 852,0 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{10}$$

$$\mu_o = 0,3232 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{11}$$

$$k_o = 0,1380 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{12}$$

$$Pr_o = 499,3 \tag{13}$$

$$\rho_a = 998,2 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$\mu_a = 0,0010 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{15}$$

$$k_a = 0,5984 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{16}$$

$$Pr_a = 7,004 \tag{17}$$

Números de Reynolds

$$Re_o = \frac{\rho_o \cdot V_o \cdot Dii}{\mu_o} \tag{18}$$

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot V_a \cdot Dha}{\mu_a} \tag{19}$$

$$Dha = 4 \cdot A/P \tag{20}$$

$$A = \pi \cdot \frac{Die^2 - Dei^2}{4} \tag{21}$$

$$P = \pi \cdot (Die + Dei) \tag{22}$$

Coeficiente convectivo do lado do óleo

$$Nuo = 3,657 \tag{23}$$

$$Nuo = h_o \cdot Dii/k_o \tag{24}$$

Determinação do coeficiente convectivo do lada da água utilizando a equação de Dittus-Boelter

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,4 \tag{25}$$

$$Nua = 0,023 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr_a^n \tag{26}$$

$$Nua = h_a \cdot Dha/k_a \tag{27}$$

Resultados

$A = 0,0002859\,[\mathrm{m}^2]$	$Dee = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$Dei = 0,0324\,[\mathrm{m}]$	$Dha = 0,0052\,[\mathrm{m}]$
$Die = 0,0376\,[\mathrm{m}]$	$Dii = 0,03\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,0012\,[\mathrm{m}]$	$h_a = 9416\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_o = 16,82\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k_a = 0,5984\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_o = 0,138\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$\mu_a = 0,001\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\mu_o = 0,3232\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$n = 0,4$
$Nua = 81,82$	$Nuo = 3,657$
$P = 0,2199\,[\mathrm{m}]$	$Pr_a = 7,004$
$Pr_o = 499,3$	$Re_a = 10381$
$Re_o = 118,6$	$\rho_a = 998,2\,[\mathrm{kg/m^3}]$
$\rho_o = 852\,[\mathrm{kg/m^3}]$	$T_a = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_o = 80\,[°\mathrm{C}]$	$V_a = 2\,[\mathrm{m/s}]$
$V_o = 1,5\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-17

Ep8.17 Água na fase líquida escoa em um tubo liso a 20ºC. Sabe-se que o diâmetro interno do tubo é igual a 40 mm, que a velocidade média da água na seção de entrada do tubo é igual a 3,0 m/s e que a temperatura da superfície do tubo uniforme e igual a 120ºC. Considerando que o escoamento seja dinâmica e termicamente desenvolvido, determine o coeficiente médio de transferência de calor por convecção entre a água e o tubo e o comprimento do tubo para que a temperatura da água seja elevada até 80ºC.

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$T_{me} = 20 \ [°\text{C}] \tag{1}$$

$$D = 0,040 \ [\text{m}] \tag{2}$$

$$V = 3,0 \ [\text{m/s}] \tag{3}$$

$$T_p = 120 \ [°\text{C}] \qquad \text{- constante} \tag{4}$$

$$T_{ms} = 80 \ [°\text{C}] \tag{5}$$

$$Patm = 100 \ [\text{kPa}] \tag{6}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{7}$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{8}$$

Propriedades

$$\rho_{20} = 998,2 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \qquad \text{- massa específica da água a 20°C} \tag{9}$$

Propriedades da água tomadas a $T_m = (T_{me}+T_{ms})/2 = 50°C$.

$$k = 0,6435 \ [\text{W/(m·K)}] \tag{10}$$

$$\rho = 988,0 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{11}$$

$$cp = 4182 \ [\text{J/(kg·K)}] \tag{12}$$

$$\mu = 0,000547 \ [\text{kg/(m·s)}] \tag{13}$$

$$Pr = 3,5530 \tag{14}$$

Cálculo DMLT

$$\Delta T_e = T_p - T_{me} \tag{15}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_{ms} \tag{16}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \tag{17}$$

Cálculo do número de Nusselt
Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3.

$$n = 0,3 \tag{18}$$

$$\dot{m} = \rho_{20} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot V \tag{19}$$

$$Re = (4/\pi) \cdot \frac{\dot{m}}{\mu \cdot D} \tag{20}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{21}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{22}$$

Cálculos finais

$$\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{23}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{24}$$

Resultados

$cp = 4182$ [J/(kg.K)]	$D = 0,04$ [m]
$\Delta T_e = 100$ [°C]	$\Delta T_s = 40$ [°C]
$DMLT = 65,48$ [°C]	$h = 10133$ [W/(K.m$^{2)}$]
$k = 0,6435$ [W/(m.K)]	$L = 11,32$ [m]
$\mu = 0,000547$ [kg/(m.s)]	$\dot{m} = 3,763$ [kg/s]
$n = 0,3$	$NuD = 629,8$
$P = 0,1257$ [m]	$Patm = 100$ [kPa]
$Pr = 3,553$	$\dot{Q} = 944243$ [W]
$Re = 218984$	$\rho = 988$ [kg/m^3]
$\rho_{20} = 998,2$ [kg/m^3]	$T_m = 50$ [°C]
$T_{me} = 20$ [°C]	$T_{ms} = 80$ [°C]
$T_p = 120$ [°C]	$V = 3$ [m/s]

TCep8-18

Ep8.18 Em um experimento laboratorial, 10 g/s de óleo lubrificante escoa através de um tubo de aço inoxidável AISI 316 com diâmetro interno igual a 10 mm e parede com espessura igual a 1 mm. O tubo é enrolado em forma de serpentina e imerso em água fervente que mantém a sua superfície a 100ºC. Sabe-se que as propriedades do óleo a 50ºC são: massa específica: 869,9 kg/m^3; viscosidade dinâmica: 0,1229 Pa.s; condutibilidade térmica: 0,1424 W/(m.K) e calor específico a pressão constante: 2,006 kJ/(kg.K). Se o óleo entra no tubo a 20ºC, qual deve ser o comprimento deste tubo para que ele saia a 80ºC?

Fluido: óleo

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$\dot{m} = 0,0010 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{1}$$

$$D = 0,0010 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_{me} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{ms} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_p = 100 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{Constante} \tag{5}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{6}$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{7}$$

Propriedades do óleo tomadas a T$_m$ = (T$_{me}$+T$_{ms}$)/2 = 50°C

$$\rho = 869,9 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{8}$$

$$\mu = 0,1229 \ [\mathrm{kg/\,(m \cdot s)}] \tag{9}$$

$$k = 0,1424 \ [\mathrm{W/\,(m \cdot K)}] \tag{10}$$

$$cp = 2006 \ [\mathrm{J/\,(kg \cdot K)}] \tag{11}$$

$$Pr = \mu \cdot cp/k \tag{12}$$

$$\Delta T_e = T_p - T_{me} \tag{13}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_{ms} \tag{14}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \tag{15}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot V \tag{16}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{17}$$

Para escoamento laminar com temperatura de parede constante

$$NuD = 3,657 \tag{18}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{19}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{20}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{21}$$

Resultados

$cp = 2006\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,001\,[\mathrm{m}]$
$\Delta T_e = 80\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta T_s = 20\,[°\mathrm{C}]$
$DMLT = 43,28\,[\mathrm{K}]$	$h = 520,8\,\left[\mathrm{W/(K.m^{2)}}\right]$
$k = 0,1424\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1,7\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,1229\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 0,001\,[\mathrm{kg/s}]$
$NuD = 3,657$	$P = 0,003142\,[\mathrm{m}]$
$Pr = 1731$	$\dot{Q} = 120,4\,[\mathrm{W}]$
$Re = 10,36$	$\rho = 869,9\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_m = 50\,[°\mathrm{C}]$	$T_{me} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_{ms} = 80\,[°\mathrm{C}]$	$T_p = 100\,[°\mathrm{C}]$
$V = 1,464\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-19

Ep8.19 Água escoa no interior de um tubo liso longo com a velocidade média de 3,0 m/s. Considere que a água entra no tubo a 20ºC e o deixa a 80ºC, e que o tubo tem seção transversal quadrada com lado igual a 2,0 cm. Determine o coeficiente de transferência de calor entre a água e a parede do tubo.

Fluido: água

L = aresta do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$V = 3,0 \ [\text{m/s}] \tag{1}$$

$$Tme = 20 \ [°\text{C}] \tag{2}$$

$$Tms = 80 \ [°\text{C}] \tag{3}$$

$$L = 0,02 \ [\text{m}] \tag{4}$$

p_a = pressão da água escoando no duto tomada igual a cerca de 100 kPa

$$p_a = 100 \quad \text{kPa} \tag{5}$$

Cálculos

$$Dh = 4 \cdot A/P \tag{6}$$

$$P = 4 \cdot L \tag{7}$$

$$A = L^2 \tag{8}$$

$$Tm = \frac{Tme + Tms}{2} \tag{9}$$

Propriedades da água tomadas a Tm = (Tme+Tms)/2 = 50°C.

$$\rho = 988,0 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{10}$$

$$\mu = 0,000547 \ [\text{kg/}\left(\text{m}\cdot\text{s}\right)] \tag{11}$$

$$k = 0,6435 \ [\text{W/}\left(\text{m}\cdot\text{K}\right)] \tag{12}$$

$$Pr = 3,553 \tag{13}$$

$$cp = 4182 \ [\text{J/}\left(\text{kg}\cdot\text{K}\right)] \tag{14}$$

Cálculo do coeficiente convectivo

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot Dh}{\mu} \tag{15}$$

Como o tuboé liso, usamos a equação de Dittus-Boelter.
Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3.

$$n = 0,4 \tag{16}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{n} \tag{17}$$

$$NuD = h \cdot Dh/k \tag{18}$$

Resultados

$A = 0,0004\,[\mathrm{m}^2]$	$cp = 4182\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$Dh = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$h = 13105\,[\mathrm{W/m^2{\cdot}K)}]$
$k = 0,6435\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 0,02\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,000547\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$n = 0,4$
$NuD = 407,3$	$P = 0,08\,[\mathrm{m}]$
$Pr = 3,553$	$p_a = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$Re = 108373$	$\rho = 988\,[\mathrm{kg/m^3}]$
$Tm = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$	$Tme = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$Tms = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 3\,[\mathrm{m/s}]$

TCep8-20

Ep8.20 Água escoa no interior de um tubo longo com a velocidade média de 3,0 m/s. Considere que a água entra no tubo a 20ºC e o deixa a 80ºC, e que o tubo tem seção transversal quadrada com lado igual a 2,0 cm e que o tubo esteja na temperatura média de 100ºC. Determine o coeficiente de transferência de calor entre a água e a parede do tubo com a melhor precisão possível sabendo que a altura de rugosidade média da superfície interna do tubo é igual a 0,01 mm.

Fluido: água

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$V = 3,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{1}$$

$$Lado = 0,02 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$Tme = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$Tms = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$Tp = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$P = 4 \cdot lado \tag{6}$$

$$Area = Lado^2 \tag{7}$$

$$D_H = 4 \cdot Area/P \tag{8}$$

$$Tm = \frac{Tme + Tms}{2} \tag{9}$$

$$\epsilon = 0,00001 \ [\mathrm{m}] \tag{10}$$

$$Patm = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{11}$$

Propriedades da água tomadas a Tm = (Tme+Tms)/2 = 50°C

$$\rho = 988,0 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\mu = 0,000547 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{13}$$

$$k = 0,6435 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{14}$$

$$Pr = 3,5530 \tag{15}$$

$$cp = 4182 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{16}$$

$$\Delta Te = Tp - Tme \tag{17}$$

$$\Delta Ts = Tp - Tms \tag{18}$$

$$DMLT = \frac{\Delta Ts - \Delta Te}{\ln\left(\frac{\Delta Ts}{\Delta Te}\right)} \tag{19}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot Area \cdot V \tag{20}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_H}{\mu} \tag{21}$$

Determinação do fator de atrito

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -1,8 \cdot \log 10\left(6,9/Re + (\epsilon/D_H/3,7)^{1,11}\right) \tag{22}$$

Determinação do coeficiente convectivo

Usando a equação de Gnielinski

$$NuD = \left((Re - 1000) \cdot \frac{Pr}{1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{1/2}}\right) \cdot (f/8) \tag{23}$$

$$NuD = h \cdot D_H/k \tag{24}$$

Resultados

$Area = 0,0004\ [\mathrm{m^2}]$	$cp = 4182\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\Delta Te = 80\ [°\mathrm{C}]$	$\Delta Ts = 20\ [°\mathrm{C}]$
$DMLT = 43,28\ [\mathrm{K}]$	$D_H = 0,02\ [\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,00001\ [\mathrm{m}]$	$f = 0,01987$
$h = 16559\ [\mathrm{W/(K.m^2)}]$	$k = 0,6435\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$Lado = 0,02\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,000547\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 1,186\ [\mathrm{kg/s}]$	$NuD = 514,7$
$P = 0,08\ [\mathrm{m}]$	$Patm = 100\ [\mathrm{kPa}]$
$Pr = 3,553$	$Re = 108373$
$\rho = 988\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$Tm = 50\ [°\mathrm{C}]$
$Tme = 20\ [°\mathrm{C}]$	$Tms = 80\ [°\mathrm{C}]$
$Tp = 100\ [°\mathrm{C}]$	$V = 3\ [\mathrm{m/s}]$

TCep8-21

Ep8.21 Com o propósito de aquecer a vazão mássica de 0,05 kg/s de ar comprimido na pressão absoluta de 12 bar, um engenheiro propôs a sua passagem em um duto hidraulicamente liso com diâmetro interno igual a 40 mm externamente aquecido. Sabe-se que a temperatura inicial do ar é igual a 20°C e a sua temperatura final é igual a 80°C. Considerando que a superfície do duto é mantida a temperatura de 100°C, pede-se para determinar a taxa de transferência de calor para o ar e o comprimento do duto.

Fluido: ar

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$\dot{m} = 0,05 \ \ [\mathrm{kg/s}] \tag{1}$$

$$D = 0,040 \ \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$Tme = 20 \ \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$Tms = 80 \ \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$Tp = 100 \ \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{6}$$

$$Tm = \frac{Tme + Tms}{2} \tag{7}$$

$$Par = (12 \cdot 100) \ \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

$$R = 0,287 \ \ [\mathrm{kJ/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{9}$$

Propriedades do ar tomadas a $T_m = (T_m e + T_m s)/2 = 50°C$

$$\rho = \frac{Par}{R \cdot T_{mk}} \tag{10}$$

$$T_{mk} = 323,15 \ \ [\mathrm{K}] \tag{11}$$

$$\mu = 0,0000196 \ \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{12}$$

$$k = 0,02735 \ \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{13}$$

$$Pr = 0,721 \tag{14}$$

$$cp = 1006 \ \ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{15}$$

$$\Delta Te = Tp - Tme \tag{16}$$

$$\Delta Ts = Tp - Tms \tag{17}$$

$$DMLT = \frac{\Delta Ts - \Delta Te}{\ln\left(\frac{\Delta Ts}{\Delta Te}\right)} \tag{18}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot V \tag{19}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{20}$$

Determinação do coeficiente convectivo

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,4 \tag{21}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{22}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{23}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta Ts}{\Delta Te}\right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{24}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (Tms - Tme) \tag{25}$$

Resultados

$cp = 1006\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,04\,[\mathrm{m}]$
$\Delta Te = 80\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta Ts = 20\,[°\mathrm{C}]$
$DMLT = 43,28\,[\mathrm{K}]$	$h = 116,8\,\left[\mathrm{W/(K.m^2)}\right]$
$k = 0,02735\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 4,751\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,0000196\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 0,05\,[\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,4$	$NuD = 170,8$
$P = 0,1257\,[\mathrm{m}]$	$Par = 1200\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,721$	$\dot{Q} = 3018\,[\mathrm{W}]$
$R = 0,287\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$	$Re = 81202$
$\rho = 12,94\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$Tm = 50\,[°\mathrm{C}]$
$Tme = 20\,[°\mathrm{C}]$	$Tms = 80\,[°\mathrm{C}]$
$Tp = 100\,[°\mathrm{C}]$	$T_{mk} = 323,2\,[\mathrm{K}]$
$V = 3,075\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-22

Ep8.22 Água na fase líquida escoa através de um tubo metálico liso cujo diâmetro interno é igual a 40 mm à velocidade de 2,5 m/s. As temperaturas da água nas seções de entrada e de saída do tubo são, respectivamente, 20ºC e 60ºC. A temperatura da parede do tubo é mantida constante e igual a 100ºC. Pede-se para determinar o coeficiente de transferência de calor entre a água a o tubo, a taxa de transferência de calor entre a água e o tubo e o comprimento do tubo.

Índices: entrada: e; saída: s; superfície do duto: p

$$Tme = 20\ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$Tms = 60\ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$Tp = 80\ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$D = 0,040\ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$V = 2,5\ [\mathrm{m/s}] \tag{5}$$

$$p = 200\ [\mathrm{kPa}] \tag{6}$$

$$Tm = \frac{Tme + Tms}{2} \tag{7}$$

$$\Delta_{Te} = Tp - Tme \tag{8}$$

$$\Delta_{Ts} = Tp - Tms \tag{9}$$

$$Arg = \ln\left(\frac{\Delta_{Ts}}{\Delta_{Te}}\right) \tag{10}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{Ts} - \Delta_{Te}}{Arg} \tag{11}$$

$$Nus = h \cdot D/k \tag{12}$$

$$Nus = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_p)^{0,14} \tag{13}$$

Propriedades da água a Tm = 40°C

$$\rho = 992,3\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$cp = 4180\ [\mathrm{J/\,(kg{\cdot}K)}] \tag{15}$$

$$k = 0,6306\ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{16}$$

$$Pr = 4,3280 \tag{17}$$

$$\mu = 0,000653\ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{18}$$

$$\mu_p = 0,000354\ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{19}$$

Taxa de calor

$$Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{20}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (Tms - Tme) \tag{21}$$

$$\dot{Q} = As \cdot h \cdot MLDT \tag{22}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot V \tag{23}$$

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{24}$$

$$As = \pi \cdot L \cdot D \tag{25}$$

Resultados

$A = 0,001257\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$Arg = -1,099$
$As = 1,355\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$cp = 4180\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,04\ [\mathrm{m}]$	$\Delta_{Te} = 60\ [°\mathrm{C}]$
$\Delta_{Ts} = 20\ [°\mathrm{C}]$	$h = 10562\ \left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right]$
$k = 0,6306\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 10,79\ [\mathrm{m}]$
$MLDT = 36,41\ [°\mathrm{C}]$	$\mu = 0,000653\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\mu_p = 0,000354\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 3,117\ [\mathrm{kg/s}]$
$Nus = 670$	$p = 200\ [\mathrm{kPa}]$
$Pr = 4,328$	$\dot{Q} = 521230\ [\mathrm{W}]$
$Re = 151960$	$\rho = 992,3\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$Tm = 40\ [°\mathrm{C}]$	$Tme = 20\ [°\mathrm{C}]$
$Tms = 60\ [°\mathrm{C}]$	$Tp = 80\ [°\mathrm{C}]$
$V = 2,5\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep8-23

Ep8.23 Em uma edificação, água na temperatura média de 80ºC é transportada através de um duto liso isolado. Por desleixo do responsável, um trecho da tubulação teve seu isolamento térmico deteriorado e lançado fora. Por este motivo, ao final do trecho de tubulação sem isolamento verifica-se que a água se encontra na temperatura média de 60ºC. Sabendo que a velocidade da água é igual a 1,0 m/s, que o tubo tem diâmetro interno igual a 20 mm e que a temperatura média da superfície interna do tubo é aproximadamente igual a 30ºC, determine a taxa de calor observada entre o tubo e a água neste processo de resfriamento e o comprimento da parte do tubo sem isolamento térmico.

Fluido: água

L = comprimento do tubo.
D = diâmetro interno do tubo.
P = perímetro do tubo.

Dados

$$T_{me} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{ms} = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$V = 1,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{3}$$

$$D = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$T_s = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

Cálculos preliminares e determinação das propriedades da água na temperatura T_m = 70°C

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{6}$$

$$\mu = 0,000404 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{7}$$

$$k = 0,6631 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{8}$$

$$cp = 4190 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{9}$$

$$Pr = 2,552 \tag{10}$$

$$\rho = 977,7 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{11}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot V \tag{12}$$

$$A = \pi \cdot \left(\frac{D^2}{4}\right) \tag{13}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{14}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{15}$$

$$\Delta Te = T_{me} - T_s \tag{16}$$

$$\Delta Ts = T_{ms} - T_s \tag{17}$$

$$MLDT = \frac{\Delta Te - \Delta Ts}{\ln\left(\frac{\Delta Te}{\Delta Ts}\right)} \tag{18}$$

Determinação do coeficiente convectivo

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,3 \tag{19}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{20}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{21}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{me} - T_{ms}) \tag{22}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta Ts}{\Delta Te}\right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{23}$$

Resultados

$A = 0,0003142\ [\mathrm{m}^2]$	$cp = 4190\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,02\ [\mathrm{m}]$	$\Delta Te = 50\ [°\mathrm{C}]$
$\Delta Ts = 30\ [°\mathrm{C}]$	$h = 5652\ [\mathrm{W/(K.m^2)}]$
$k = 0,6631\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1,851\ [\mathrm{m}]$
$MLDT = 39,15\ [°\mathrm{C}]$	$\mu = 0,000404\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 0,3072\ [\mathrm{kg/s}]$	$n = 0,3$
$NuD = 170,5$	$P = 0,06283\ [\mathrm{m}]$
$Pr = 2,552$	$\dot{Q} = 25739\ [\mathrm{W}]$
$Re = 48401$	$\rho = 977,7\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$T_m = 70\ [°\mathrm{C}]$	$T_{me} = 80\ [°\mathrm{C}]$
$T_{ms} = 60\ [°\mathrm{C}]$	$T_s = 30\ [°\mathrm{C}]$
$V = 1\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep8-24

Ep8.24 Em uma edificação, água na temperatura média de 80ºC é transportada através de um tubo que apresenta em sua face interna altura de rugosidade igual a 0,01 mm. Por desleixo do responsável, um trecho da tubulação teve seu isolamento térmico deteriorado e lançado fora. Por este motivo, ao final do trecho de tubulação sem isolamento verifica-se que a água se encontra na temperatura média de 60ºC. Sabendo que a velocidade da água é igual a 1,0 m/s, que o tubo tem diâmetro interno igual a 20 mm e que a temperatura média da superfície interna do tubo é aproximadamente igual a 30ºC, determine a taxa de calor observada entre o tubo e a água neste processo de resfriamento e o comprimento da parte do tubo sem isolamento térmico.

Fluido: água

L = comprimento do tubo.
D = diâmetro interno do tubo.
P = perímetro do tubo.

Dados

$$T_{me} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{ms} = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$V = 1,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{3}$$

$$D = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$T_s = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$\epsilon = 0,00001 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

Cálculos preliminares e determinação das propriedades da água

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{7}$$

$$\mu = 0,000404 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{8}$$

$$k = 0,6631 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{9}$$

$$cp = 4190 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{10}$$

$$Pr = 2,552 \tag{11}$$

$$\rho = 977,7 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot V \tag{13}$$

$$A = \pi \cdot \left(\frac{D^2}{4}\right) \tag{14}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{15}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{16}$$

Fator de atrito

$$\frac{1}{(f^{0,5})} = -2,0 \cdot \log 10\left(\epsilon/D/3,7 + \frac{2,51}{Re \cdot f^{0,5}}\right) \tag{17}$$

Média logarítmica das diferenças de temperatura

$$\Delta Te = T_{me} - T_s \tag{18}$$

$$\Delta Ts = T_{ms} - T_s \tag{19}$$

$$MLDT = \frac{\Delta Te - \Delta Ts}{\ln\left(\frac{\Delta Te}{\Delta Ts}\right)} \tag{20}$$

Determinação do coeficiente convectivo utilizando a equação de Gnielinski

$$NuD = \left((Re - 1000) \cdot \frac{Pr}{1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{0,5}}\right) \cdot (f/8) \tag{21}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{22}$$

Determinação da taxa de calor e do comprimento do duto

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{me} - T_{ms}) \tag{23}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta Ts}{\Delta Te}\right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{24}$$

Resultados

$A = 0,0003142$ [m^2]	$cp = 4190$ [J/(kg.K)]
$D = 0,02$ [m]	$\Delta Te = 50$ [°C]
$\Delta Ts = 30$ [°C]	$\epsilon = 0,00001$ [m]
$f = 0,02269$	$h = 7169$ [W/(K.m^2)]
$k = 0,6631$ [W/(m.K)]	$L = 1,459$ [m]
$MLDT = 39,15$ [°C]	$\mu = 0,000404$ [kg/(m.s)]
$\dot{m} = 0,3072$ [kg/s]	$NuD = 216,2$
$P = 0,06283$ [m]	$Pr = 2,552$
$\dot{Q} = 25739$ [W]	$Re = 48401$
$\rho = 977,7$ [kg/m^3]	$T_m = 70$ [°C]
$T_{me} = 80$ [°C]	$T_{ms} = 60$ [°C]
$T_s = 30$ [°C]	$V = 1$ [m/s]

TCep8-25

Ep8.25 Com o propósito de aquecer a vazão mássica de 0,05 kg/s de ar comprimido a 10 bar , um engenheiro propôs a sua passagem em um duto com diâmetro interno igual a 40 mm externamente aquecido. Sabe-se que a temperatura inicial do ar é igual a 25°C e que a superfície do duto é mantida a temperatura de 100°C. Sabendo que o comprimento do duto é igual a 3,0 m, pede-se para determinar a taxa de transferência de calor para o ar e a temperatura que a ar atinge na seção de saída do duto.

Índices: entrada: e; saída: s; superfície do duto: p

$$\dot{m} = 0,05 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{1}$$

$$p = 1000 \ [\mathrm{kPa}] \tag{2}$$

$$T_{me} = 25 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_p = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$L = 3,0 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$D = 0,040 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$R = 0,287 \ [\mathrm{kJ/(kg \cdot K)}] \tag{7}$$

Propriedades do ar a T_m

A temperatura T_{ms} é desconhecida. Assim sendo, é necessário estimar a temperatura T_m para efeito de cálculo das propriedades.
Adotamos: T_m = 50°C

$$\rho = \frac{p}{R \cdot (T_m + 273,15)} \tag{8}$$

$$cp = 1006 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{9}$$

$$k = 0,02735 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{10}$$

$$Pr = 0,7221 \tag{11}$$

$$\mu = 0,0000196 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{12}$$

$$\mu_p = 0,0000218 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{13}$$

$$\Delta T_e = T_p - T_{me} \tag{14}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_{ms} \tag{15}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} \tag{16}$$

$$Nus = h \cdot D/k \tag{17}$$

$$Nus = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \tag{18}$$

Taxa de calor

$$Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{19}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{20}$$

$$\dot{Q} = As \cdot h \cdot MLDT \tag{21}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot V \tag{22}$$

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{23}$$

$$As = \pi \cdot L \cdot D \tag{24}$$

Avaliação de T_m

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{25}$$

Os cálculos indicam que $T_m =$ 47°C que está bem próximo de 50°C. Logo, aceitamos a solução obtida.

Resultados

$A = 0,001257 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$As = 0,377 \left[\mathrm{m}^2\right]$
$cp = 1006 \,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,04 \,[\mathrm{m}]$
$\Delta T_e = 75 \,[\mathrm{C}]$	$\Delta T_s = 31,24 \,[\mathrm{C}]$
$h = 116,9 \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K)}\right]$	$k = 0,02735 \,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 3 \,[\mathrm{m}]$	$MLDT = 49,96 \,[°\mathrm{C}]$
$\mu = 0,0000196 \,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_p = 0,0000218 \,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 0,05 \,[\mathrm{kg/s}]$	$Nus = 170,9$
$p = 1000 \,[\mathrm{kPa}]$	$Pr = 0,7221$
$\dot{Q} = 2201 \,[\mathrm{W}]$	$R = 0,287 \,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$
$Re = 81202$	$\rho = 10,89 \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_m = 46,88 \,[°\mathrm{C}]$	$T_{me} = 25 \,[°\mathrm{C}]$
$T_{ms} = 68,76 \,[°\mathrm{C}]$	$T_p = 100 \,[°\mathrm{C}]$
$V = 3,655 \,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-26

Ep8.26 Em um processo industrial é necessário resfriar o óleo hidráulico de uma prensa. Para tal, promove-se o escoamento do óleo em uma tubulação com diâmetro interno de 15 mm mantida na temperatura uniforme e constante de 15ºC. Sabe-se que a velocidade média do óleo no tubo é igual a 0,5 m/s, a sua temperatura no início do processo de resfriamento é igual a 50ºC e que é desejável que ele seja resfriado até atingir a temperatura de 30ºC. Determine o comprimento necessário de tubo.

Índices: entrada: e; saída: s; superfície do duto: p

$$T_{me} = 50 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{ms} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_p = 15 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$D = 0,015 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{5}$$

$$V = 0,5 \ [\mathrm{m/s}] \tag{6}$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{7}$$

$$\Delta T_1 = T_{me} - T_p \tag{8}$$

$$\Delta T_2 = T_{ms} - T_p \tag{9}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{10}$$

Propriedades do óleo a T_m

$$\rho = 876,0 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{11}$$

$$cp = 1964 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{12}$$

$$k = 0,1444 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{13}$$

$$\mu = 0,2177 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{14}$$

$$Pr = 2962 \tag{15}$$

$$Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{16}$$

Re < 2300; logo o escoamento é laminar.

$$Nus = h \cdot D/k \tag{17}$$

$$Nus = 3,657 \tag{18}$$

Taxa de calor

$$\dot{m} = \rho \cdot A_s \cdot V \tag{19}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{me} - T_{ms}) \tag{20}$$

$$\dot{Q} = A \cdot h \cdot MLDT \tag{21}$$

$$A = \pi \cdot L \cdot D \tag{22}$$

Resultados

$A = 3,659\;[\mathrm{m}^2]$	$A_s = 0,0001767\;[\mathrm{m}^2]$
$cp = 1964\;[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,015\;[\mathrm{m}]$
$\Delta T_1 = 35\;[^\circ\mathrm{C}]$	$\Delta T_2 = 15\;[^\circ\mathrm{C}]$
$h = 35,2\;[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}]$	$k = 0,1444\;[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 77,64\;[\mathrm{m}]$	$MLDT = 23,6\;[^\circ\mathrm{C}]$
$\mu = 0,2177\;[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 0,0774\;[\mathrm{kg/s}]$
$Nus = 3,657$	$Pr = 2962$
$\dot{Q} = 3040\;[\mathrm{W}]$	$Re = 30,18$
$\rho = 876\;[\mathrm{kg/m^3}]$	$T_m = 40\;[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{me} = 50\;[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{ms} = 30\;[^\circ\mathrm{C}]$
$T_p = 15\;[^\circ\mathrm{C}]$	$V = 0,5\;[\mathrm{m/s}]$

TCep8-27

Ep8.27 Água na fase líquida na pressão absoluta de 1 MPa escoa no interior de um tubo liso longo com diâmetro igual a 3,0 cm. Considere que a água escoa no tubo com velocidade média de cerca de 2,5 m/s entrando nele a 10ºC e o deixando a 90ºC. Determine o coeficiente de transferência de calor entre a água e a parede do tubo; supondo que a temperatura da parede do duto é uniforme e igual a 150ºC e determine o seu comprimento.

Fluido: água

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$D = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$V = 2,5 \ [\mathrm{m/s}] \tag{2}$$

$$T_{me} = 10 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{ms} = 90 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_p = 150 \ [°\mathrm{C}] \qquad \text{- constante} \tag{5}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{6}$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{7}$$

$$Pagua = 1000 \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

Propriedades da água tomadas a $T_m = (T_{me}+T_{ms})/2 = 50°C$ e 1,0 MPa

$$\rho = 988 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,000547 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{10}$$

$$k = 0,6435 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{11}$$

$$Pr = 3,553 \tag{12}$$

$$cp = 4182 \ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{13}$$

$$\Delta T_e = T_p - T_{me} \tag{14}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_{ms} \tag{15}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \tag{16}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot V \tag{17}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{18}$$

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,4 \tag{19}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{n} \tag{20}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{21}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{22}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{23}$$

Resultados

$cp = 4182\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,03\,[\mathrm{m}]$
$\Delta T_e = 140\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta T_s = 60\,[°\mathrm{C}]$
$DMLT = 94,42\,[°\mathrm{C}]$	$h = 10444\,\left[\mathrm{W/(K.m^2)}\right]$
$k = 0,6435\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 6,285\,[\mathrm{m}]$
$\mu = 0,000547\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 1,746\,[\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,4$	$NuD = 486,9$
$P = 0,09425\,[\mathrm{m}]$	$Pagua = 1000\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 3,553$	$\dot{Q} = 584122\,[\mathrm{W}]$
$Re = 135466$	$\rho = 988\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_m = 50\,[°\mathrm{C}]$	$T_{me} = 10\,[°\mathrm{C}]$
$T_{ms} = 90\,[°\mathrm{C}]$	$T_p = 150\,[°\mathrm{C}]$
$V = 2,5\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-28

Ep8.28 Em um sistema industrial, ar na pressão atmosférica é aquecido pela passagem no interior de um duto, aquecido externamente, com diâmetro interno igual a 5,0 cm. A temperatura inicial do ar é igual a 20°C e a sua temperatura final é igual a 120°C. Considerando que a superfície do duto é mantida a temperatura de 150°C, e que se deseja aquecer a vazão mássica de ar de 0,01 kg/s, pede-se para determinar:
a) o número de Reynolds que caracteriza o escoamento;
b) o coeficiente médio de transferência de calor entre o ar e o duto;
c) o comprimento do duto.

Fluido: água

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$\dot{m} = 0,01 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{1}$$

$$D = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_{me} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{ms} = 120 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_p = 150 \ [°\mathrm{C}] \quad \text{constante} \tag{5}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{6}$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{7}$$

$$Patm = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

Propriedades do ar tomadas a $T_m = (T_{me}+T_{ms})/2 = 70°C$

$$\rho = 1,015 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu = 0,0000205 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{10}$$

$$k = 0,02881 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{11}$$

$$Pr = 0,7177 \tag{12}$$

$$cp = 1007 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{13}$$

$$\Delta T_e = T_p - T_{me} \tag{14}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_{ms} \tag{15}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \tag{16}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot V \tag{17}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{18}$$

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,4 \tag{19}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{20}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{21}$$

$$\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{22}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{me} - T_{ms}) \tag{23}$$

Resultados

$cp = 1007$ [J/(kg.K)]	$D = 0,05$ [m]
$\Delta T_e = 130$ [°C]	$\Delta T_s = 30$ [°C]
$DMLT = 68,2$ [K]	$h = 21,88$ [W/(K.m²)]
$k = 0,02881$ [W/(m.K)]	$L = 4,297$ [m]
$\mu = 0,0000205$ [kg/(m.s)]	$\dot{m} = 0,01$ [kg/s]
$n = 0,4$	$NuD = 37,97$
$P = 0,1571$ [m]	$Patm = 100$ [kPa]
$Pr = 0,7177$	$\dot{Q} = -1007$ [W]
$Re = 12422$	$\rho = 1,015$ [kg/m³]
$T_m = 70$ [°C]	$T_{me} = 20$ [°C]
$T_{ms} = 120$ [°C]	$T_p = 150$ [°C]
$V = 5,018$ [m/s]	

TCep8-29

Ep8.29 Pretendendo aumentar a eficiência de um forno de queima de pisos cerâmicos, um engenheiro optou por promover o aquecimento do ar de combustão pelo seu escoamento no interior de uma tubulação montada sobre a região de alta temperatura do forno conforme esquematizado na Fig. Ep8.29. O ar ambiente sobre o forno está em temperatura tal que a temperatura da superfície externa da tubulação é mantida uniforme e estável em cerca de 60ºC. Considere que o ar é captado na temperatura de 25ºC, o diâmetro da tubulação é igual a 300 mm, a rugosidade da superfície interna da tubulação é igual a 0,015 mm, a velocidade média do ar na tubulação é igual a 10 m/s e que a pressão atmosférica local é igual a 93 kPa. Sabendo que a taxa de calor por radiação pode ser desconsiderada, que a tubulação tem comprimento de 30 m e que, em primeira aproximação, as propriedades do ar podem ser avaliadas a 30oC, determine a temperatura de entrada do ar no ventilador.

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

$$T_s = 60 \ [°\text{C}] \tag{1}$$

$$D = 0,300 \ [\text{m}] \tag{2}$$

$$T_{me} = 25 \ [°\text{C}] \tag{3}$$

$$\epsilon = 0,000015 \ [\text{m}] \tag{4}$$

$$V = 10 \ [\text{m/s}] \tag{5}$$

$$p_{atm} = 93 \ [\text{kPa}] \tag{6}$$

$$L = 30 \ [\text{m}] \tag{7}$$

$$R = 0,287 \ [\text{kJ/(kg·K)}] \tag{8}$$

$$Per = \pi \cdot D \tag{9}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{10}$$

Propriedades do ar a 30°C

$$T_{mK} = (30 + 273,15) \ [\text{K}] \tag{11}$$

$$cp = 1005 \ [\text{J/ (kg·K)}] \tag{12}$$

$$k = 0,02588 \ [\text{W/(m·K)}] \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000187 \ [\text{kg/(m·s)}] \tag{14}$$

$$Pr = 0,7268 \tag{15}$$

Seja:

$$p = p_{atm} \tag{16}$$

$$p/\rho = R \cdot T_{mK} \tag{17}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A_s \cdot V \tag{18}$$

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\mu \cdot \pi \cdot D} \tag{19}$$

Cálculo do fator de atrito

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2,0 \cdot \log 10\left(\epsilon/D/3,7 + \frac{2,51}{Re \cdot f^{0,5}}\right) \tag{20}$$

Equação de Gnielinski

$$\zeta = 1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{0,5} \tag{21}$$

$$NuD = \left(\frac{(Re - 1000) \cdot Pr}{\zeta}\right) \cdot (f/8) \tag{22}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{23}$$

$$\Delta T_e = T_s - T_{me} \tag{24}$$

$$\Delta T_s = T_s - T_{ms} \tag{25}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} \tag{26}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{27}$$

$$\dot{Q} = Per \cdot L \cdot h \cdot MLDT \tag{28}$$

Resultados

$A_s = 0,07069\ [\mathrm{m}^2]$	$cp = 1005\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,3\ [\mathrm{m}]$	$\Delta T_e = 35\ [°\mathrm{C}]$
$\Delta T_s = 13,92\ [°\mathrm{C}]$	$\epsilon = 0,000015\ [\mathrm{m}]$
$f = 0,01648$	$h = 24,76\ [\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}]$
$k = 0,02588\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 30\ [\mathrm{m}]$
$MLDT = 22,86\ [°\mathrm{C}]$	$\mu = 0,0000187\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 0,7556\ [\mathrm{kg/s}]$	$NuD = 287$
$p = 93\ [\mathrm{kPa}]$	$Per = 0,9425\ [\mathrm{m}]$
$Pr = 0,7268$	$p_{atm} = 93\ [\mathrm{kPa}]$
$\dot{Q} = 16006\ [\mathrm{W}]$	$R = 0,287\ [\mathrm{kJ/(kg.K)}]$
$Re = 171484$	$\rho = 1,069\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$T_{me} = 25\ [°\mathrm{C}]$	$T_{mK} = 303,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{ms} = 46,08\ [°\mathrm{C}]$	$T_s = 60\ [°\mathrm{C}]$
$V = 10\ [\mathrm{m/s}]$	$\zeta = 0,8895$

TCep8-30

Ep8.30 Ar, na pressão absoluta de 5 bar, escoa em um tubo liso longo com seção quadrada com lados iguais a 30 mm. Considere que o ar escoa no tubo a 12,5 m/s entrando nele a 20ºC e o deixando a 100ºC. Determine o coeficiente de transferência de energia por convecção entre o ar e a parede do tubo; e, supondo que a temperatura da parede do duto é uniforme e igual a 200ºC, determine o comprimento do tubo.

L = comprimento do tubo.
b = aresta do tubo.
Per = perímetro do tubo.

Dados

$$V_e = 12,5 \ [\mathrm{m/s}] \tag{1}$$

$$p = 500 \ [\mathrm{kPa}] \tag{2}$$

$$T_{me} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{ms} = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_p = 200 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$b = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

Propriedades do ar na temperatura média e cálculos preliminares.

$$T_m = \left(\frac{20+100}{2}\right) \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{mK} = \left(\frac{20+100}{2} + 273,15\right) \ [\mathrm{K}] \tag{8}$$

$$T_{meK} = (20 + 273,25) \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$R = 0,287 \ [\mathrm{kJ/\,(kg{\cdot}K)}] \tag{10}$$

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T_{mK}} \tag{11}$$

$$\rho_e = \frac{p}{R \cdot T_{meK}} \tag{12}$$

$$cp = 1007 \ [\mathrm{J/\,(kg{\cdot}K)}] \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000201 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{14}$$

$$k = 0,02808 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{15}$$

$$Pr = 0,7199 \tag{16}$$

$$\dot{m} = \rho_e \cdot A \cdot V_e \tag{17}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot V \tag{18}$$

$$A = b^2 \tag{19}$$

$$Per = 4 \cdot b \tag{20}$$

$$D_H = 4 \cdot A/Per \tag{21}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_H}{\mu} \tag{22}$$

$$\Delta T_e = T_p - T_{me} \tag{23}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_{ms} \tag{24}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} \tag{25}$$

Cálculo do coeficiente convectivo usando a equação de Dittus-Boelter

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,4 \tag{26}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{27}$$

$$NuD = h \cdot D_H/k \tag{28}$$

$$\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right) = \exp\left(-\frac{Per \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp}\right) \tag{29}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{30}$$

Resultados

$A = 0,0009\ [\mathrm{m}^2]$	$b = 0,03\ [\mathrm{m}]$
$cp = 1007\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$\Delta T_e = 180\ [°\mathrm{C}]$
$\Delta T_s = 100\ [°\mathrm{C}]$	$D_H = 0,03\ [\mathrm{m}]$
$h = 205\ [\mathrm{W/(K.m^{2)}}]$	$k = 0,02808\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 1,608\ [\mathrm{m}]$	$MLDT = 136,1\ [°\mathrm{C}]$
$\mu = 0,0000201\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 0,06683\ [\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,4$	$NuD = 219$
$p = 500\ [\mathrm{kPa}]$	$Per = 0,12\ [\mathrm{m}]$
$Pr = 0,7199$	$\dot{Q} = 5384\ [\mathrm{W}]$
$R = 0,287\ [\mathrm{kJ/(kg.K)}]$	$Re = 110837$
$\rho = 5,229\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$\rho_e = 5,941\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$T_m = 60\ [°\mathrm{C}]$	$T_{me} = 20\ [°\mathrm{C}]$
$T_{meK} = 293,3\ [\mathrm{K}]$	$T_{mK} = 333,2\ [\mathrm{K}]$
$T_{ms} = 100\ [°\mathrm{C}]$	$T_p = 200\ [°\mathrm{C}]$
$V = 14,2\ [\mathrm{m/s}]$	$V_e = 12,5\ [\mathrm{m/s}]$

TCep8-31

Ep8.31 Em um laboratório, 0,4 kg/s de água na pressão atmosférica é aquecida pela passagem no interior de um duto com diâmetro interno igual a 15 mm que é aquecido externamente por uma resistência elétrica. A temperatura inicial da água é igual a 20°C e deseja-se obtê-la a 80°C. Considerando que é razoável considerar que a temperatura da parede do duto é mantida igual a 100ºC ao longo de todo o seu comprimento, pede-se para determinar:
a) o número de Reynolds que caracteriza o escoamento;
b) o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a água e o duto;
c) o comprimento do duto.

Fluido: água

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$\dot{m} = 0,4 \ [\text{kg/s}] \tag{1}$$

$$D = 15/1000 \quad \text{m} \tag{2}$$

$$T_{me} = 20 \ [°\text{C}] \tag{3}$$

$$T_{ms} = 80 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$T_p = 100 \ [°\text{C}] \quad \text{- constante} \tag{5}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{6}$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{7}$$

Propriedades

Propriedades da água tomadas a $T_m = (T_{me} + T_{ms})/2$

$$Patm = 100 \ [\text{kPa}] \tag{8}$$

$$cp = 4182 \ [\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})] \tag{9}$$

$$k = 0,6435 \tag{10}$$

$$\rho = 988 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{11}$$

$$\mu = 0,000547 \ [\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})] \tag{12}$$

$$Pr = 3,553 \tag{13}$$

$$\Delta T_e = T_p - T_{me} \tag{14}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_{ms} \tag{15}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \tag{16}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot V \tag{17}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{18}$$

$$n = 0,4 \tag{19}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{20}$$

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$NuD = h \cdot D/k \tag{21}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{22}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{23}$$

Resultados

$cp = 4182$ [J/(kg.K)]	$D = 0,015$ [m]
$\Delta T_e = 80$ [°C]	$\Delta T_s = 20$ [°C]
$DMLT = 43,28$ [K]	$h = 11188$ [W/(K.m^2)]
$k = 0,6435$ [W/(m.K)]	$L = 4,399$ [m]
$\mu = 0,000547$ [kg/(m.s)]	$\dot{m} = 0,4$ [kg/s]
$n = 0,4$	$NuD = 260,8$
$P = 0,04712$ [m]	$Patm = 100$ [kPa]
$Pr = 3,553$	$\dot{Q} = 100368$ [W]
$Re = 62071$	$\rho = 988$ [kg/m^3]
$T_m = 50$ [°C]	$T_{me} = 20$ [°C]
$T_{ms} = 80$ [°C]	$T_p = 100$ [°C]
$V = 2,291$ [m/s]	

TCep8-32

Ep8.32 Água escoa em um duto metálico liso com temperatura média de 20ºC. A partir de certa posição, o duto é submetido a um processo de aquecimento por meio de uma resistência externa de forma que se pode considerar que o fluxo de calor para a água é uniforme e constante. Após o comprimento de 4,0 m a água se encontra na temperatura média de 60ºC. Sabendo que a velocidade da água é igual a 1,0 m/s e que o tubo tem diâmetro interno igual a 20 mm, determine o fluxo de calor observada entre o tubo e a água neste processo de aquecimento, o coeficiente convectivo h e a temperatura da parede no ponto médio do comprimento da seção de aquecimento .

Índices: entrada: 1; saída: 2; superfície do tubo: p

$$T_1 = 20 \ [^\circ\text{C}] \tag{1}$$

$$L = 4,0 \ [\text{m}] \tag{2}$$

$$T_2 = 60 \ [^\circ\text{C}] \tag{3}$$

$$V = 1,0 \ [\text{m/s}] \tag{4}$$

$$D = 0,020 \ [\text{m}] \tag{5}$$

$$As = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{6}$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L \tag{7}$$

Média das temperaturas médias de entrada e de saída

$$T_m = 60 \ [^\circ\text{C}] \tag{8}$$

Propriedades da água na temperatura Tm

$$\rho = 992,3 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{9}$$

$$cp = 4180 \ [\text{J/(kg}\cdot\text{K)}] \tag{10}$$

$$Pr = 4,3280 \tag{11}$$

$$k = 0,6306 \ [\text{W/(m}\cdot\text{K)}] \tag{12}$$

$$\mu = 0,000653 \ [\text{kg/(m}\cdot\text{s)}] \tag{13}$$

Taxa de calor

$$\dot{m} = \rho \cdot As \cdot V \tag{14}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_2 - T_1) \tag{15}$$

Fluxo de calor

$$Fluxo = \dot{Q}/A \tag{16}$$

$$Tm_{meio} = T_1 + \left(\frac{Fluxo \cdot \pi \cdot D}{\dot{m} \cdot cp}\right) \cdot (L/2) \tag{17}$$

Avaliando o coeficiente convectivo

$$Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{18}$$

Equação de Dittus-Boelter - fluido aquecendo

$$NuL = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \tag{19}$$

$$h_{meio} = \frac{NuL \cdot k}{D} \tag{20}$$

$$Tp_{meio} - Tm_{meio} = (Fluxo/h_{meio}) \tag{21}$$

Resultados

$A = 0,2513\ [\mathrm{m}^2]$	$As = 0,0003142\ [\mathrm{m}^2]$
$cp = 4180\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,02\ [\mathrm{m}]$
$Fluxo = 207391\ [\mathrm{W/m}^2]$	$h_{meio} = 5025\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k = 0,6306\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 4\ [\mathrm{m}]$
$\mu = 0,000653\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 0,3117\ [\mathrm{kg/s}]$
$NuL = 159,4$	$Pr = 4,328$
$\dot{Q} = 52123\ [\mathrm{W}]$	$Re = 30392$
$\rho = 992,3\ [\mathrm{kg/m}^3]$	$Tm_{meio} = 40\ [°\mathrm{C}]$
$Tp_{meio} = 81,27\ [°\mathrm{C}]$	$T_1 = 20\ [°\mathrm{C}]$
$T_2 = 60\ [°\mathrm{C}]$	$T_m = 60\ [°\mathrm{C}]$
$V = 1\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep8-33

Ep8.33 Pretende-se aquecer 0,5 kg/s de ar comprimido a 10 bar pela sua passagem no interior de um feixe de tubos paralelos com diâmetro interno igual a 38 mm, comprimento igual a 3,0 m, cujas superfícies internas são hidraulicamente lisas. Sabe-se que a temperatura da superfície interna dos tubos é mantida igual a 100ºC, que o ar é admitido nos tubos a 20ºC e que sua temperatura na seção de descarga dos tubos é igual a 80ºC. Determine a taxa de calor por tubo e a quantidade de tubos que forma o feixe.

Índices: entrada: 1; saída: 2; superfície do tubo: p; variáveis referentes ao escoamento em um tubo: t

$$L = 3,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{3}$$

$$A_t = \pi \cdot D \cdot L \tag{4}$$

$$T_p = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_1 = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_2 = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$p = 1000 \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

$$\dot{m}_{total} = 0,5 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{9}$$

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \tag{10}$$

$$\Delta T_e = T_p - T_1 \tag{11}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_2 \tag{12}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \tag{13}$$

$$Re_t = \rho \cdot V_t \cdot D/\mu \tag{14}$$

Propriedades do ar a Tm

$$R = 0,287 \ [\mathrm{kJ/(kg \cdot K)}] \tag{15}$$

$$\rho = \frac{p}{R \cdot (T_m + 273,15)} \tag{16}$$

$$cp = 1006 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{17}$$

$$k = 0,02735 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{18}$$

$$Pr = 0,7221 \tag{19}$$

$$\mu = 0,0000196 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{20}$$

$$\mu_p = 0,0000218 \ \ [\mathrm{kg}/\,(\mathrm{m}\cdot\mathrm{s})] \tag{21}$$

$$\dot{m}_t = \rho \cdot A_s \cdot V_t \tag{22}$$

Coeficiente convectivo

$$Nus = h \cdot D/k \tag{23}$$

$$Nus = 0,023 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr^n \tag{24}$$

$$n = 0,4 \qquad \text{(fluido sendo aquecido)} \tag{25}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_t \cdot cp \cdot (T_2 - T_1) \tag{26}$$

$$\dot{Q}_t = A_t \cdot h \cdot MLDT \tag{27}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{total} \cdot cp \cdot (T_2 - T_1) \tag{28}$$

Número de tubos

$$N_{tubos} = \dot{Q}_{total}/\dot{Q}_t \tag{29}$$

Resultados

$A_s = 0,001134\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_t = 0,3581\,\left[\mathrm{m}^2\right]$
$cp = 1006\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,038\,[\mathrm{m}]$
$\Delta T_e = 80\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta T_s = 20\,[°\mathrm{C}]$
$h = 24,08\,\left[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}\right]$	$k = 0,02735\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 3\,[\mathrm{m}]$	$MLDT = 43,28\,[°\mathrm{C}]$
$\mu = 0,0000196\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_p = 0,0000218\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_t = 0,006183\,[\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_{total} = 0,5\,[\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,4$	$Nus = 33,45$
$N_{tubos} = 80,87$	$p = 1000\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7221$	$\dot{Q}_t = 373,2\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{total} = 30180\,[\mathrm{W}]$	$R = 0,287\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$
$Re_t = 10570$	$\rho = 10,78\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_1 = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_2 = 80\,[°\mathrm{C}]$
$T_m = 50\,[°\mathrm{C}]$	$T_p = 100\,[°\mathrm{C}]$
$V_t = 0,5056\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-34

Ep8.34 Pretende-se aquecer 0,5 kg/s de ar comprimido a 10 bar pela sua passagem no interior de um feixe de tubos paralelos com diâmetro interno igual a 38 mm, comprimento igual a 3,0 m, cujas superfícies internas apresentam rugosidade média igual a 0,15 mm. Sabe-se que a temperatura da superfície interna dos tubos é mantida igual a 100ºC, que o ar é admitido nos tubos a 20ºC e que a sua temperatura na seção de descarga dos tubos é igual a 80ºC. Determine a taxa de calor por tubo e a quantidade de tubos que forma o feixe.

Índices: entrada: 1; saída: 2; superfície do tubo: p

Dados

$$L = 3,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$\epsilon = 0,00015 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$\dot{m}_{total} = 0,5 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{4}$$

$$T_p = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_1 = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_2 = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$p = 1000 \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

$$R_{ar} = 0,287 \ [\mathrm{kJ/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{9}$$

Propriedades do ar a T_m = 50°C

$$p/\rho = R_{ar} \cdot (T_m + 273,15) \qquad \text{Resulta rho = 10,78 kg/m}^3 \tag{10}$$

$$cp = 1006 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{11}$$

$$k = 0,02735 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{12}$$

$$Pr = 0,7221 \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000196 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{14}$$

Cálculos iniciais

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \qquad \text{área da seção transversal do tubo} \tag{15}$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L \qquad \text{área da superfície interna do tubo} \tag{16}$$

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \tag{17}$$

$$\Delta T_e = T_p - T_1 \tag{18}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_2 \tag{19}$$

$$Arg = \ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right) \tag{20}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{Arg} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{total} \cdot cp \cdot (T_2 - T_1) \tag{22}$$

Fator de atrito - Haaland
$\dot{m}$ = vazão mássica em um tubo

$$\dot{m} = \dot{m}_{total}/N_{tubos} \tag{23}$$

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot D} \tag{24}$$

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -1,8 \cdot \log 10\left((6,9/Re) + \left(\left(\frac{\epsilon}{D \cdot 3,7}\right)^{1,11}\right)\right) \tag{25}$$

Coeficiente convectivo

Correlação de Gnielinski

$$Nus = \frac{h \cdot D}{k} \tag{26}$$

$$Nus = \frac{(Re - 1000) \cdot Pr \cdot (f/8)}{1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{1/2}} \tag{27}$$

Taxa de calor em um tubo

$$\dot{Q}_{total} = A_{total} \cdot h \cdot MLDT \tag{28}$$

$$N_{tubos} = A_{total}/A \tag{29}$$

$$\dot{Q}_{tubo} = \dot{Q}_{total}/N_{tubos} \tag{30}$$

Resultados

$A = 0,3581\ [\mathrm{m^2}]$	$Arg = -1,386$
$A_s = 0,001134\ [\mathrm{m^2}]$	$A_{total} = 6,405\ [\mathrm{m^2}]$
$cp = 1006\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$D = 0,038\ [\mathrm{m}]$
$\Delta T_e = 80\ [°\mathrm{C}]$	$\Delta T_s = 20\ [°\mathrm{C}]$
$\epsilon = 0,00015\ [\mathrm{m}]$	$f = 0,03035$
$h = 108,9\ [\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}]$	$k = 0,02735\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 3\ [\mathrm{m}]$	$MLDT = 43,28\ [°\mathrm{C}]$
$\mu = 0,0000196\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 0,02796\ [\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_{total} = 0,5\ [\mathrm{kg/s}]$	$Nus = 151,3$
$N_{tubos} = 17,88$	$p = 1000\ [\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7221$	$\dot{Q}_{total} = 30180\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{tubo} = 1688\ [\mathrm{W}]$	$Re = 47796$
$\rho = 10,78\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$R_{ar} = 0,287\ [\mathrm{kJ/(kg.K)}]$
$T_1 = 20\ [°]$	$T_2 = 80\ [°\mathrm{C}]$
$T_m = 50\ [°\mathrm{C}]$	$T_p = 100\ [°\mathrm{C}]$

TCep8-35

Ep8.35 Um engenheiro deve resfriar ar comprimido na pressão absoluta de 10 bar pela sua passagem em um tubo metálico, liso, de parede delgada, com 5 m de comprimento e com diâmetro interno igual a 30 mm, imerso em um meio que mantém a sua temperatura constante e igual a 10ºC. A temperatura de entrada do ar na tubulação é igual a 100°C e a temperatura desejada de saída do ar do tubo é 20ºC. Qual é a vazão mássica máxima de ar que pode ser resfriado nessas condições?

Fluido: ar

Esse é um problema que, na ausência de auxílio computacional deve ser resolvido por processo iterativo manual.

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$L = 5,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D = 0,030 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$Tme = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$Tms = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$Tp = 10 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{6}$$

$$Tm = \frac{Tme + Tms}{2} \tag{7}$$

$$Par = 1000 \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

$$A_1 = 1000 \ [\mathrm{J/kJ}] \tag{9}$$

$$A_2 = 60 \ [\mathrm{s/min}] \tag{10}$$

$$R = 0,287 \ [\mathrm{kJ/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{11}$$

Propriedades do ar tomadas a $T_m = (T_{me}+T_{ms})/2$

$$\rho = \frac{Par}{R \cdot (Tm + 273,15)} \tag{12}$$

$$\mu = 0,0000201 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{13}$$

$$k = 0,02808 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{14}$$

$$Pr = 0,7199 \tag{15}$$

$$cp = 1007 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{16}$$

$$\Delta Te = Tme - Tp \tag{17}$$

$$\Delta Ts = Tms - Tp \tag{18}$$

$$DMLT = \frac{\Delta Te - \Delta Ts}{\ln\left(\frac{\Delta Te}{\Delta Ts}\right)} \tag{19}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot V \tag{20}$$

$$\dot{m}_{min} = A_2 \cdot \dot{m} \tag{21}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{22}$$

Determinação do coeficiente convectivo

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,3 \tag{23}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{24}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{25}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta Ts}{\Delta Te}\right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{26}$$

Determinação da taxa de calor

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (Tme - Tms) \tag{27}$$

Resultados

$A_1 = 1000$ [J/kJ]	$A_2 = 60$ [s/min]
$cp = 1007$ [J/(kg.K)]	$D = 0,03$ [m]
$\Delta Te = 90$ [°C]	$\Delta Ts = 10$ [°C]
$DMLT = 36,41$ [K]	$h = 115,5$ [W/(K.m²)]
$k = 0,02808$ [W/(m.K)]	$L = 5$ [m]
$\mu = 0,0000201$ [kg/(m.s)]	$\dot{m} = 0,0246$ [kg/s]
$\dot{m}_{min} = 1,476$ [kg/min]	$n = 0,3$
$NuD = 123,4$	$P = 0,09425$ [m]
$Par = 1000$ [kPa]	$Pr = 0,7199$
$\dot{Q} = 1982$ [W]	$R = 0,287$ [kJ/(kg.K)]
$Re = 51949$	$\rho = 10,46$ [kg/m³]
$Tm = 60$ [°C]	$Tme = 100$ [°C]
$Tms = 20$ [°C]	$Tp = 10$ [°C]
$V = 3,328$ [m/s]	

TCep8-36

Ep8.36 Pretende-se aquecer 0,5 kg/s de ar comprimido a 10 bar pela sua passagem no interior de um feixe de tubos paralelos com diâmetro interno igual a 38 mm, comprimento igual a 3,0 m, cujas superfícies internas apresentam rugosidade média igual a 0,01 mm. Sabe-se que a temperatura da superfície interna dos tubos é mantida igual a 100ºC, que o ar é admitido nos tubos a 20ºC e que a sua temperatura na seção de descarga dos tubos é igual a 80ºC. Determine a taxa de calor por tubo e a quantidade de tubos que forma o feixe. Compare os resultados obtidos com os do exercício Ep8.34.

Índices: entrada: 1; saída: 2; superfície do tubo: p

$$L = 3,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D = 0,038 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{3}$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L \tag{4}$$

$$T_p = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_1 = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_2 = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$p = 1000 \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

$$R_{ar} = 0,287 \ [\mathrm{kJ/\,(kg{\cdot}K)}] \tag{9}$$

$$\epsilon = 0,000010 \ [\mathrm{m}] \tag{10}$$

$$\dot{m}_{total} = 0,5 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{11}$$

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \tag{12}$$

$$\Delta T_e = T_p - T_1 \tag{13}$$

$$\Delta T_s = T_p - T_2 \tag{14}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \tag{15}$$

Propriedades do ar a T_m = 50°C

$$p/\rho = R_{ar} \cdot (T_m + 273,15) \tag{16}$$

$$cp = 1006 \ [\mathrm{J/\,(kg{\cdot}K)}] \tag{17}$$

$$k = 0,02735 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{18}$$

$$Pr = 0,7221 \tag{19}$$

$$\mu = 0,0000196 \ [\mathrm{kg/\,(m{\cdot}s)}] \tag{20}$$

Fator de atrito - Haaland

$$\dot{m} = \rho \cdot A_s \cdot V \quad (21)$$

$$Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu \quad (22)$$

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -1,8 \cdot \log 10\left((6,9/Re) + \left(\left(\frac{\epsilon}{D \cdot 3,7}\right)^{1,11}\right)\right) \quad (23)$$

Coeficiente convectivo

Correlação de Gnielinski

$$Nus = h \cdot D/k \quad (24)$$

$$Nus = (Re - 1000) \cdot Pr \cdot \frac{f/8}{1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{1/2}} \quad (25)$$

Taxa de calor em um tubo

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_2 - T_1) \quad (26)$$

$$\dot{Q} = A \cdot h \cdot MLDT \quad (27)$$

$$N_{tubos} = \dot{m}_{total}/\dot{m} \quad (28)$$

Resultados

$A = 0,3581\ [\text{m}^2]$	$A_s = 0,001134\ [\text{m}^2]$
$cp = 1006\ [\text{J/(kg.K)}]$	$D = 0,038\ [\text{m}]$
$\Delta T_e = 80\ [°\text{C}]$	$\Delta T_s = 20\ [°\text{C}]$
$\epsilon = 0,00001\ [\text{m}]$	$f = 0,03413$
$h = 16,39\ [\text{W}(/\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	$k = 0,02735\ [\text{W/(m.K)}]$
$L = 3\ [\text{m}]$	$MLDT = 43,28\ [°\text{C}]$
$\mu = 0,0000196\ [\text{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 0,00421\ [\text{kg/s}]$
$\dot{m}_{total} = 0,5\ [\text{kg/s}]$	$Nus = 22,78$
$N_{tubos} = 118,8$	$p = 1000\ [\text{kPa}]$
$Pr = 0,7221$	$\dot{Q} = 254,1\ [\text{W}]$
$Re = 7197$	$\rho = 10,78\ [\text{kg/m}^3]$
$R_{ar} = 0,287\ [\text{kJ/(kg.K)}]$	$T_1 = 20\ [°\text{C}]$
$T_2 = 80\ [°\text{C}]$	$T_m = 50\ [°\text{C}]$
$T_p = 100\ [°\text{C}]$	$V = 0,3443\ [\text{m/s}]$

TCep8-37

Ep8.37 Os produtos de combustão gerados em uma caldeira são lançados no meio ambiente utilizando-se uma chaminé metálica com diâmetro igual a 300 mm e altura igual a 20 m. Sabe-se que na seção de entrada da chaminé, os produtos de combustão estão a 140ºC, 94 kPa e com velocidade média igual a 5,0 m/s. Considere que as propriedades dos produtos de combustão são aproximadamente iguais às do ar, que a temperatura da chaminé é aproximadamente uniforme, constante e igual a 50ºC e que a altura de rugosidade da sua superfície interna é igual 0,015 mm. Determine a vazão mássica de produtos de combustão, temperatura na qual os produtos de combustão são lançados no meio ambiente e a taxa de calor entre os produtos de combustão e o meio ambiente.

Índices: entrada: 1; saída: 2; superfície da chaminé: p

$$L = 20,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$D = 0,300 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{3}$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L \tag{4}$$

$$T_p = 50 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_1 = 140 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$V = 5,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{7}$$

$$p = 94 \ [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

$$\epsilon = 0,000015 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

Note que, como T_2 não é conhecida, é necessária uma estimativa inicial da temperatura T_m apenas para a determinação das propriedades dos gases de combustão (ar).

Adotemos T_m = 120°C. Se a T_m determinada ao longo da solução do problema for próxima de 115°C, poderemos considerar a solução aceitável. /Se não for o problema deve ser resolvido usando outro valor para T_m.

Propriedades do ar a T_m

$$\rho = 0,8978 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{10}$$

$$cp = 1011,5 \ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{11}$$

$$k = 0,03200 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{12}$$

$$Pr = 0,70925 \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000224 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{14}$$

$$\mu_p = 0,0000196 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{15}$$

Cáculo da MLDT

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \tag{16}$$

$$\Delta_{T;e} = T_1 - T_p \tag{17}$$

$$\Delta_{T;s} = T_2 - T_p \tag{18}$$

$$Arg = \ln\left(\frac{\Delta_{T;s}}{\Delta_{T;e}}\right) \tag{19}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{T;s} - \Delta_{T;e}}{Arg} \tag{20}$$

Fator de atrito - Haaland

$$\dot{m} = \rho \cdot A_s \cdot V \tag{21}$$

$$Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu \tag{22}$$

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -1,8 \cdot \log 10\left((6,9/Re) + \left(\left(\frac{\epsilon}{D \cdot 3,7}\right)^{1,11}\right)\right) \tag{23}$$

Coeficiente convectivo

$$Nus = h \cdot D/k \tag{24}$$

$$Nus = \left(\frac{Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{0,5}}\right) \cdot f/8 \tag{25}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_1 - T_2) \tag{26}$$

$$\dot{Q} = A \cdot h \cdot MLDT \tag{27}$$

Deve ser observado que se o problema for resolvido computacionalmente determinando-se as propriedades com mais acuracidade e fazendo-se os processo iterativos necessários, serão obtidas respostas semelhantes, por exemplo: $\dot{m}$ = 0,3 kg/s; $\dot{Q}$ = 14 kW.

Resultados

$A = 18,85\,[\mathrm{m}^2]$	$Arg = -0,7115$
$A_s = 0,07069\,[\mathrm{m}^2]$	$cp = 1012\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,3\,[\mathrm{m}]$	$\Delta_{T;e} = 90\,[°\mathrm{C}]$
$\Delta_{T;s} = 44,18\,[°\mathrm{C}]$	$\epsilon = 0,000015\,[\mathrm{m}]$
$f = 0,02003$	$h = 12,12\,[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}]$
$k = 0,032\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 20\,[\mathrm{m}]$
$MLDT = 64,4\,[°\mathrm{C}]$	$\mu = 0,0000224\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\mu_p = 0,0000196\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 0,3173\,[\mathrm{kg/s}]$
$Nus = 113,6$	$p = 94\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr = 0,7093$	$\dot{Q} = 14706\,[\mathrm{W}]$
$Re = 60121$	$\rho = 0,8978\,[\mathrm{kg/m^3}]$
$T_1 = 140\,[°\mathrm{C}]$	$T_2 = 94,18\,[°\mathrm{C}]$
$T_m = 117,1\,[°\mathrm{C}]$	$T_p = 50\,[°\mathrm{C}]$
$V = 5\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-38

Ep8.38 Um compressor capta 0,035 kg/s de ar ambiente e o comprime liberando-o a 80ºC e 10 bar (pressão manométrica). Buscando reduzir a sua umidade relativa, pretende-se resfriar esta vazão de ar até que ela atinja a temperatura de 2ºC escoando-o em um tubo metálico com diâmetro interno igual a 20 mm imerso em um ambiente que mantém a temperatura da sua superfície uniforme e igual a 0ºC. Sabe-se que a rugosidade interna do duto é igual a 0,01 mm, e que o ar pode ser tratado como um gás ideal com calores específicos constantes, cp = 1,004 kJ/(kg.K), cv = 0,717 kJ/(kg.K), e a sua constante é R = 0,287 kJ/(kg.K). Supondo que as propriedades do ar podem ser determinadas desconsiderando-se os efeitos da sua umidade, pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado na transferência de calor entre o ar e o tubo;
b) o comprimento necessário de tubo.

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

$$\dot{m} = 0,035 \ [\text{kg/s}] \tag{1}$$

$$p_s = 1100 \ [\text{kPa}] \tag{2}$$

$$T_{me} = 80 \ [°\text{C}] \tag{3}$$

$$T_{ms} = 2 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$T_p = 0 \ [°\text{C}] \tag{5}$$

$$D = 0,020 \ [\text{m}] \tag{6}$$

$$\epsilon = 0,00001 \ [\text{m}] \tag{7}$$

$$R = 0,287 \ [\text{kJ}/ (\text{kg}\cdot\text{K})] \tag{8}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{9}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A_s \cdot V \tag{10}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{11}$$

$$T_m = 40 \ [°\text{C}] \tag{12}$$

$$T_{mK} = (40 + 273,15) \ [\text{K}] \tag{13}$$

$$p_s/\rho = R \cdot (T_{mK}) \tag{14}$$

$$P_{atm} = 100 \ [\text{kPa}] \tag{15}$$

$$cp = 1007 \ [\text{J}/ (\text{kg}\cdot\text{K})] \tag{16}$$

$$k = 0,02665 \ [\text{W}/ (\text{m}\cdot\text{K})] \tag{17}$$

$$\mu = 0,00001945 \ [\text{kg}/ (\text{m}\cdot\text{s})] \tag{18}$$

$$Pr = 0,735 \tag{19}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{20}$$

$$\frac{1}{(f^{0,5})} = -2 \cdot \log 10\left(\epsilon/D/3,7 + \frac{2,51}{Re \cdot f^{0,5}}\right) \tag{21}$$

Equação de Petukhov

$$NuD = \left(\frac{Re \cdot Pr}{\left(1,07 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{1/2}\right)}\right) \cdot (f/8) \tag{22}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{23}$$

$$\Delta T_e = T_{me} - T_p \tag{24}$$

$$\Delta T_s = T_{ms} - T_p \tag{25}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \tag{26}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{me} - T_{ms}) \tag{27}$$

$$\dot{Q} = P \cdot L \cdot h \cdot DMLT \tag{28}$$

Resultados

$A_s = 0,0003142\ [\mathrm{m}^2]$	$cp = 1007\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,02\ [\mathrm{m}]$	$\Delta T_e = 80\ [°\mathrm{C}]$
$\Delta T_s = 2\ [°\mathrm{C}]$	$DMLT = 21,14\ [\mathrm{K}]$
$\epsilon = 0,00001\ [\mathrm{m}]$	$f = 0,01998$
$h = 294,3\ [\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}]$	$k = 0,02665\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 7,032\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,00001945\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 0,035\ [\mathrm{kg/s}]$	$NuD = 220,8$
$P = 0,06283\ [\mathrm{m}]$	$Pr = 0,735$
$P_{atm} = 100\ [\mathrm{kPa}]$	$p_s = 1100\ [\mathrm{kPa}]$
$\dot{Q} = 2749\ [\mathrm{W}]$	$R = 0,287\ [\mathrm{kJ/(kg.K)}]$
$Re = 114559$	$\rho = 12,24\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$T_m = 40\ [°\mathrm{C}]$	$T_{me} = 80\ [°\mathrm{C}]$
$T_{mK} = 313,2\ [\mathrm{K}]$	$T_{ms} = 2\ [°\mathrm{C}]$
$T_p = 0\ [°\mathrm{C}]$	$V = 9,102\ [\mathrm{m/s}]$

TCep8-39

Ep8.39 Pretendendo aumentar a eficiência de um forno de queima de pisos cerâmicos, um engenheiro optou por promover o aquecimento do ar de combustão pelo seu escoamento no interior de uma tubulação montada sobre a região de alta temperatura do forno conforme esquematizado na Figura Ep8.29. O ar ambiente sobre o forno está em temperatura tal que a temperatura da superfície externa da tubulação é mantida uniforme e estável em cerca de 70ºC. Considere que o ar é captado na temperatura de 30ºC, o diâmetro da tubulação é igual a 300 mm, a rugosidade da superfície interna da tubulação é igual a 0,015 mm, a velocidade média do ar na tubulação é igual a 10 m/s e que a pressão atmosférica local é igual a 93 kPa. Sabendo que a taxa de calor por radiação pode ser desconsiderada e que se pretende obter, na seção de admissão do ventilador, ar a 50ºC, pede-se para determinar:
a) a vazão mássica de ar que escoa na tubulação;
b) o coeficiente convectivo observado entre o ar e a tubulação;
c) o comprimento da tubulação.

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

$$T_{me} = 30 \ [°C] \tag{1}$$

$$T_{ms} = 50 \ [°C] \tag{2}$$

$$T_s = 70 \ [°C] \tag{3}$$

$$D = 0,300 \ [m] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,000015 \ [m] \tag{5}$$

$$V = 10 \ [m/s] \tag{6}$$

$$p_{atm} = 93 \ [kPa] \tag{7}$$

$$R = 0,287 \ [kJ/(kg \cdot K)] \tag{8}$$

$$Per = \pi \cdot D \tag{9}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{10}$$

$$Tm = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{11}$$

$$cp = 1007 \ [J/(kg \cdot K)] \tag{12}$$

$$k = 0,02855 \ [W/(m \cdot K)] \tag{13}$$

$$\mu = 0,0000203 \ [kg/(m \cdot s)] \tag{14}$$

$$Pr = 0,7188 \tag{15}$$

$$\mu_p = 0,0000205 \ [kg/(m \cdot s)] \tag{16}$$

Seja:

$$p = p_{atm} \tag{17}$$

$$p/\rho = R \cdot (Tm + 273,15) \tag{18}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A_s \cdot V \tag{19}$$

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\mu \cdot \pi \cdot D} \tag{20}$$

Fator de atrito

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2,0 \cdot \log 10\left(\epsilon/D/3,7 + \frac{2,51}{Re \cdot f^{0,5}}\right) \tag{21}$$

Equação de Gnielinski

$$NuD = \left(\frac{(Re - 1000) \cdot Pr}{\zeta}\right) \cdot (f/8) \tag{22}$$

$$\zeta = 1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{0,5} \tag{23}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{24}$$

$$\Delta Te = T_s - T_{me} \tag{25}$$

$$\Delta Ts = T_s - T_{ms} \tag{26}$$

$$DMLT = \frac{\Delta Ts - \Delta Te}{\ln\left(\frac{\Delta Ts}{\Delta Te}\right)} \tag{27}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{28}$$

$$\dot{Q} = Per \cdot L \cdot h \cdot DMLT \tag{29}$$

Resultados

$A_s = 0,07069\,[\mathrm{m}^2]$	$cp = 1007\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,3\,[\mathrm{m}]$	$\Delta Te = 40\,[°\mathrm{C}]$
$\Delta Ts = 20\,[°\mathrm{C}]$	$DMLT = 28,85\,[\mathrm{K}]$
$\epsilon = 0,000015\,[\mathrm{m}]$	$f = 0,01683$
$h = 24,71\,[\mathrm{W/m^2 \cdot K}]$	$k = 0,02855\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 21,92\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,0000203\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\mu_p = 0,0000205\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 0,7314\,[\mathrm{kg/s}]$
$NuD = 259,7$	$p = 93\,[\mathrm{kPa}]$
$Per = 0,9425\,[\mathrm{m}]$	$Pr = 0,7188$
$p_{atm} = 93\,[\mathrm{kPa}]$	$\dot{Q} = 14731\,[\mathrm{W}]$
$R = 0,287\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$	$Re = 152923$
$\rho = 1,035\,[\mathrm{kg/m^3}]$	$Tm = 40\,[°\mathrm{C}]$
$T_{me} = 30\,[°\mathrm{C}]$	$T_{ms} = 50\,[°\mathrm{C}]$
$T_s = 70\,[°\mathrm{C}]$	$V = 10\,[\mathrm{m/s}]$
$\zeta = 0,8849$	

TCep8-40

Ep8.40 Em uma unidade industrial, pretendendo-se economizar combustível, foi proposta a realização do preaquecimento de água utilizada no processo produtivo utilizando a energia disponível em gases de chaminé de um grande forno. Veja a Figura Ep8.40. Sabe-se que os gases de chaminé estão em uma temperatura tal que a temperatura externa da tubulação de transporte da água é mantida igual a 120ºC, que a água está inicialmente na temperatura de 20ºC e que se deseja obtê-la a 90ºC. Considere que a tubulação de água tem altura de rugosidade igual a 0,01 mm e que tem diâmetro interno igual a 50 mm. Desejando-se aquecer 2,0 kg/s de água, pede-se para determinar:
a) o coeficiente convectivo observado entre a água e a tubulação;
b) o comprimento da tubulação.
c) Se o engenheiro responsável pelo projeto optar por considerar este tubo como hidraulicamente liso, qual será o comprimento por ele calculado?

Fluido: água
L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$Tme = 20 \ [°C] \tag{1}$$

$$Tms = 90 \ [°C] \tag{2}$$

$$Tp = 120 \ [°C] \qquad \text{Constante} \tag{3}$$

$$D = 0,050 \ [m] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,00001 \ [m] \tag{5}$$

$$\dot{m} = 2,0 \ [kg/s] \tag{6}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{7}$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{8}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot As \cdot V \tag{9}$$

$$As = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{10}$$

Propriedades da água tomadas a Tm = (Tme+Tms)/2 = 55°C

$$\rho = 985,6 \ \left[kg/m^3\right] \tag{11}$$

$$\mu = 0,000507 \ [kg/(m \cdot s)] \tag{12}$$

$$cp = 4182,5 \ [J/(kg \cdot K)] \tag{13}$$

$$k = 0,6485 \ [W/(m \cdot K)] \tag{14}$$

$$Pr = 3,269 \tag{15}$$

$$\mu_p = 0,000315 \ [kg/(m \cdot s)] \tag{16}$$

Fator de atrito

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{17}$$

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -1,8 \cdot \log 10\Big((6,9/Re) + (\epsilon/D/3,7)^{1,11}\Big) \tag{18}$$

Determinação do número de Nusselt e do coefiente convectivo

Equação de Petukhov

$$NuD = \left(\frac{Re \cdot Pr}{\Big(1,07 + 12,7 \cdot \big(Pr^{2/3} - 1\big) \cdot (f/8)^{1/2}\Big)}\right) \cdot (f/8) \tag{19}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{20}$$

Equação de Gnielinski

$$NuD_g = \left(\frac{(Re - 1000) \cdot Pr}{\Big(1,0 + 12,7 \cdot \big(Pr^{2/3} - 1\big) \cdot (f/8)^{1/2}\Big)}\right) \cdot (f/8) \tag{21}$$

$$NuD_g = h_g \cdot D/k \tag{22}$$

Taxa de calor e comprimento

$$\Delta_{Te} = Tp - Tme \tag{23}$$

$$\Delta_{Ts} = Tp - Tms \tag{24}$$

$$DMLT = \frac{\Delta_{Ts} - \Delta_{Te}}{\ln\left(\frac{\Delta_{Ts}}{\Delta_{Te}}\right)} \tag{25}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (Tms - Tme) \tag{26}$$

$$\dot{Q} = P \cdot L \cdot h \cdot DMLT \tag{27}$$

$$\dot{Q} = P \cdot L_g \cdot h_g \cdot DMLT \quad \text{Gnielinski} \tag{28}$$

Para tubo liso - Dittus-Boelter

$$NuD_{liso} = 0,023 \cdot \Big(Re^{4/5}\Big) \cdot Pr^{0,4} \quad \text{aquecimento} \tag{29}$$

$$NuD_{liso} = h_{liso} \cdot D/k \tag{30}$$

$$\dot{Q} = P \cdot L_{liso} \cdot h_{liso} \cdot DMLT \tag{31}$$

Resultados

$As = 0,001963\ [\mathrm{m}^2]$	$cp = 4183\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$\Delta_{Te} = 100\ [\mathrm{K}]$
$\Delta_{Ts} = 30\ [\mathrm{K}]$	$DMLT = 58,14\ [\mathrm{K}]$
$\epsilon = 0,00001\ [\mathrm{m}]$	$f = 0,01872$
$h = 5510\ [\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}]$	$h_g = 5675\ [\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}]$
$h_{liso} = 4808\ [\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}]$	$k = 0,6485\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 11,64\ [\mathrm{m}]$	$L_g = 11,3\ [\mathrm{m}]$
$L_{liso} = 13,33\ [\mathrm{m}]$	$\mu = 0,000507\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\mu_p = 0,000315\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 2\ [\mathrm{kg/s}]$
$NuD = 424,8$	$NuD_g = 437,5$
$NuD_{liso} = 370,7$	$P = 0,1571\ [\mathrm{m}]$
$Pr = 3,269$	$\dot{Q} = 585550\ [\mathrm{W}]$
$Re = 100453$	$\rho = 985,6\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$Tm = 55\ [^\circ\mathrm{C}]$	$Tme = 20\ [^\circ\mathrm{C}]$
$Tms = 90\ [^\circ\mathrm{C}]$	$Tp = 120\ [^\circ\mathrm{C}]$
$V = 1,033\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep8-41

Ep8.41 Água escoa em um duto metálico liso com temperatura média de 80ºC. A partir de certa posição o duto é submetido a um processo de resfriamento de forma que, na seção de descarga do tubo água se encontra na temperatura média de 40ºC. Sabendo que a velocidade da água é igual a 1 m/s e que o tubo tem diâmetro interno igual a 20 mm, determine a taxa de calor observada entre a água e o tubo nesse processo de resfriamento e o comprimento do tubo se a sua superfície estiver a 20°C.

Fluido: água

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$V = 1,0 \ [\text{m/s}] \tag{1}$$

$$D = 0,020 \ [\text{m}] \tag{2}$$

$$T_{me} = 40 \ [°\text{C}] \tag{3}$$

$$T_{ms} = 80 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$T_p = 20 \ [°\text{C}] \tag{5}$$

$$P = \pi \cdot D \tag{6}$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \tag{7}$$

Propriedades

Propriedades da água saturada tomadas a $T_m = (T_{me}+T_{ms})/2 = 60°C$

$$cp = 4185 \ [\text{J/kg·K}] \tag{8}$$

$$k = 0,6543 \ [\text{W/m·K}] \tag{9}$$

$$\rho = 983,1 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{10}$$

$$\mu = 0,000466 \ [\text{kg/m·s}] \tag{11}$$

$$Pr = 2,983 \tag{12}$$

$$\Delta T_e = T_{me} - T_p \tag{13}$$

$$\Delta T_s = T_{ms} - T_p \tag{14}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} \tag{15}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot V \tag{16}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{17}$$

Equação de Dittus-Boelter:
para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,3 \tag{18}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \tag{19}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{20}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{21}$$

Comprimento do tubo

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot DMLT \tag{22}$$

$$A = \pi \cdot D \cdot L \tag{23}$$

Resultados

$A = 0,2712\,[\mathrm{m}^2]$	$cp = 4185\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$D = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$\Delta T_e = 20\,[°\mathrm{C}]$
$\Delta T_s = 60\,[°\mathrm{C}]$	$DMLT = 36,41\,[\mathrm{K}]$
$h = 5237\,[\mathrm{W/(K.m^{2)}}]$	$k = 0,6543\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 4,316\,[\mathrm{m}]$	$\mu = 0,000466\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 0,3088\,[\mathrm{kg/s}]$	$n = 0,3$
$NuD = 160,1$	$P = 0,06283\,[\mathrm{m}]$
$Pr = 2,983$	$\dot{Q} = 51701\,[\mathrm{W}]$
$Re = 42193$	$\rho = 983,1\,[\mathrm{kg/m^3}]$
$T_m = 60\,[°\mathrm{C}]$	$T_{me} = 40\,[°\mathrm{C}]$
$T_{ms} = 80\,[°\mathrm{C}]$	$T_p = 20\,[°\mathrm{C}]$
$V = 1\,[\mathrm{m/s}]$	

TCep8-43

Ep8.43 Com o propósito de aquecer a vazão mássica de 0,06 kg/s de ar comprimido na pressão absoluta de 10 bar, um engenheiro propôs a sua passagem em um duto rugoso com diâmetro interno igual a 40 mm externamente aquecido. Sabe-se que a temperatura inicial do ar é igual a 20°C e a sua temperatura final é igual a 80°C. Considerando que a altura de rugosidade do duto é igual a 0,1 mm e que superfície do duto é mantida a temperatura de 100°C, pede-se para determinar:

a) o fator de atrito;
b) o coeficiente convetivo;
c) a taxa de calor;
d) o comprimento do tubo.

Fluido: ar

L = comprimento do duto
D = diâmetro interno do duto
P = perímetro do duto

Dados

$$\dot{m} = 0,06 \ [\text{kg/s}] \quad (1)$$

$$D = 0,040 \ [\text{m}] \quad (2)$$

$$T_{me} = 20 \ [°\text{C}] \quad (3)$$

$$T_{ms} = 80 \ [°\text{C}] \quad (4)$$

$$T_p = 100 \ [°\text{C}] \quad (5)$$

$$P = \pi \cdot D \quad (6)$$

$$T_m = \frac{T_{me} + T_{ms}}{2} \quad (7)$$

$$P_{ar} = 1000 \ [\text{kPa}] \quad (8)$$

$$\epsilon = 0,0001 \ [\text{m}] \quad (9)$$

Propriedades do ar tomadas a $T_m = (T_{me}+T_{ms})/2$

$$\mu = 0,0000196 \ [\text{kg/(m·s)}] \quad (10)$$

$$k = 0,02735 \ [\text{W/(m·K)}] \quad (11)$$

$$Pr = 0,7221 \quad (12)$$

$$cp = 1006 \ [\text{J/(kg·K)}] \quad (13)$$

$$R = 0,287 \ [\text{kJ/(kg·K)}] \quad (14)$$

$$P_{ar}/\rho = R \cdot (T_m + 273,15) \quad (15)$$

$$\Delta T_e = T_p - T_{me} \quad (16)$$

$$\Delta T_s = T_p - T_{ms} \tag{17}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \tag{18}$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot V \tag{19}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \tag{20}$$

Determinação do fator de atrito

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -1,8 \cdot \log 10\Big(6,9/Re + (\epsilon/D/3,7)^{1,11}\Big) \tag{21}$$

Determinação do coeficiente convectivo
Equação de Petukhov

$$NuD = \left(\frac{Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \left(Pr^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{0,5}}\right) \cdot (f/8) \tag{22}$$

$$NuD = h \cdot D/k \tag{23}$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right) = -\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot cp} \tag{24}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{ms} - T_{me}) \tag{25}$$

Resultados

$cp = 1006$ [J/(kg.K)]	$D = 0,04$ [m]
$\Delta T_e = 80$ [°C]	$\Delta T_s = 20$ [°C]
$DMLT = 43,28$ [K]	$\epsilon = 0,0001$ [m]
$f = 0,02627$	$h = 170,2$ [W/(K.m^2)]
$k = 0,02735$ [W/(m.K)]	$L = 3,912$ [m]
$\mu = 0,0000196$ [kg/(m.s)]	$\dot{m} = 0,06$ [kg/s]
$NuD = 249$	$P = 0,1257$ [m]
$Pr = 0,7221$	$P_{ar} = 1000$ [kPa]
$\dot{Q} = 3622$ [W]	$R = 0,287$ [kJ/(kg.K)]
$Re = 97442$	$\rho = 10,78$ [kg/m^3]
$T_m = 50$ [°C]	$T_{me} = 20$ [°C]
$T_{ms} = 80$ [°C]	$T_p = 100$ [°C]
$V = 4,428$ [m/s]	

TCep9-01

Ep9.1 Um trocador de calor de recebe 0,1 kg/s de água na fase líquida a 20ºC e a aquece descarregando-a a 80ºC. Para prover este aquecimento é utilizado ar admitido a 160ºC e 90 kPa que é descarregado a 90ºC. Determine a vazão volumétrica de ar admitida no trocador de calor.

Índices: ag - água; ar - ar; e - entrada; s - saída; K - temperatura na escala kelvin.

$$\dot{m}_{ag} = 0,1 \;\; [\mathrm{kg/s}] \tag{1}$$

$$T_{a;e} = 20 \;\; [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{a;s} = 80 \;\; [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{ar;e} = 160 \;\; [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$T_{ar;eK} = 433,15 \;\; [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_{ar;s} = 90 \;\; [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{ar;sK} = 363,15 \;\; [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$p_{ar;e} = 90 \;\; [\mathrm{kPa}] \tag{8}$$

$$R_{ar} = 0,287 \;\; [\mathrm{kJ/\,(kg\cdot K)}] \tag{9}$$

Calor específico do ar tomado a (20+80)/2 = 50°C.

$$cp_{ar} = 1,013 \;\; [\mathrm{kJ/\,(kg\cdot K)}] \tag{10}$$

Calor específico da água tomado a (160+90)/2 = 125°C.

$$cp_{ag} = 4,182 \;\; [\mathrm{kJ/\,(kg\cdot K)}] \tag{11}$$

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{m}_{ag} \cdot cp_{ag} \cdot (T_{a;s} - T_{a;e}) \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \cdot (T_{ar;e} - T_{ar;s}) \tag{13}$$

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{Q}_{ag} \tag{14}$$

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar;e} \cdot Vz \tag{15}$$

$$p_{ar;e}/\rho_{ar;e} = R_{ar} \cdot T_{ar;eK} \tag{16}$$

Resultados

$cp_{ag} = 4,182\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$	$cp_{ar} = 1,013\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$
$\dot{m}_{ag} = 0,1\,[\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_{ar} = 0,3539\,[\mathrm{kg/s}]$
$p_{ar;e} = 90\,[\mathrm{kPa}]$	$\dot{Q}_{ag} = 25,09\,[\mathrm{kW}]$
$\dot{Q}_{ar} = 25,09\,[\mathrm{kW}]$	$\rho_{ar;e} = 0,724\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$R_{ar} = 0,287\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$	$T_{ar;e} = 160\,[°\mathrm{C}]$
$T_{ar;eK} = 433,2\,[\mathrm{K}]$	$T_{ar;s} = 90\,[°\mathrm{C}]$
$T_{ar;sK} = 363,2\,[\mathrm{K}]$	$T_{a;e} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_{a;s} = 80\,[°\mathrm{C}]$	$Vz = 0,4888\,\left[\mathrm{m^3/s}\right]$

TCep9B-02

Ep9.2 Em um trocador de calor de tubos concêntricos observa-se o aquecimento de um fluido que é admitido a 30°C e descarregado a 120°C. Para prover o aquecimento deste fluido, é utilizado um óleo que é admitido a 140°C e descarregado a 80°C. Sabendo que o trocador opera em contracorrente, pede-se para determinar a média logarítmica da diferença de temperaturas

Índices: f - fluido; o - óleo; e -entrada; s - saída.

$$T_{fe} = 30 \ [\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{fs} = 120 \ [\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{oe} = 140 \ [\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{os} = 80 \ [\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$\Delta T1 = T_{oe} - T_{fs} \tag{5}$$

$$\Delta T2 = T_{os} - T_{fe} \tag{6}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \tag{7}$$

Resultados

$\Delta T1 = 20\,[\mathrm{C}]$	$\Delta T2 = 50\,[\mathrm{C}]$
$MLDT = 32,74\,[\mathrm{C}]$	$T_{fe} = 30\,[\mathrm{C}]$
$T_{fs} = 120\,[\mathrm{C}]$	$T_{oe} = 140\,[\mathrm{C}]$
$T_{os} = 80\,[\mathrm{C}]$	

TCep9-03

Ep9.3 Um óleo deve ser resfriado de 90ºC para 45ºC pela sua passagem em um trocador de calor de duplo tubo do tipo cocorrente. Para resfriar o óleo, é utilizada água a 20ºC que, na seção de descarga do trocador de calor, estará a 35ºC. Pede-se para determinar a média logarítmica da diferença de temperaturas.

Índices: a - água; o - óleo; e -entrada; s - saída.

$$T_{ae} = 20\ [°C] \tag{1}$$

$$T_{as} = 35\ [°C] \tag{2}$$

$$T_{oe} = 90\ [°C] \tag{3}$$

$$T_{os} = 45\ [°C] \tag{4}$$

$$\Delta T1 = T_{oe} - T_{ae} \tag{5}$$

$$\Delta T2 = T_{os} - T_{as} \tag{6}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \tag{7}$$

Resultados

$\Delta T1 = 70\,[°C]$	$\Delta T2 = 10\,[°C]$
$MLDT = 30,83\,[°C]$	$T_{ae} = 20\,[°C]$
$T_{as} = 35\,[°C]$	$T_{oe} = 90\,[°C]$
$T_{os} = 45\,[°C]$	

TCep9-05

Ep9.5 Um condensador de uma termoelétrica recebe 15 kg/s de vapor de água a 50ºC e título igual a 0,95 e o descarrega como líquido saturado. Considere que este trocador de calor seja constituído por um feixe de tubos de latão com condutibilidade térmica igual a 100 W/(m.K), diâmetro externo igual a 28 mm e diâmetro interno igual a 25 mm. Para condensar o vapor deve ser utilizada água disponível a 20ºC e que deverá ser retornada à natureza, no máximo, a 30ºC. Pede-se para determinar a média logarítmica da diferença de temperaturas e a taxa de calor transferida para a água de arrefecimento.

Índices: V - vapor; a - água de arrefecimento; e -entrada; s - saída.

$$\dot{m}_V = 15 \text{ [kg/s]} \tag{1}$$

$$T_{Ve} = 50 \text{ [°C]} \tag{2}$$

$$x_{Ve} = 0,95 \tag{3}$$

$$T_{Vs} = T_{Ve} \tag{4}$$

$$x_{Vs} = 0 \tag{5}$$

$$k_L = 100 \text{ [W/(m·K)]} \tag{6}$$

$$D_e = 0,028 \text{ [m]} \tag{7}$$

$$D_i = 0,025 \text{ [m]} \tag{8}$$

$$T_{ae} = 20 \text{ [°C]} \tag{9}$$

$$T_{as} = 30 \text{ [°C]} \tag{10}$$

$$\Delta T_1 = T_{Ve} - T_{ae} \tag{11}$$

$$\Delta T_2 = T_{Vs} - T_{as} \tag{12}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_V \cdot (h_{Ve} - h_{Vs}) \tag{14}$$

Note que h_{Ve} e h_{Vs} são as entalpias do vapor.
Utilizando as tabelas de propriedades termodinâmicas da água, disponíveis no Volume 1 - Termodinâmica da Série Energia e Fluidos, obtemos:

$$h_{Ve} = 2273,4 \text{ [kJ/kg]} \tag{15}$$

$$h_{Vs} = 209,3 \text{ [kJ/kg]} \tag{16}$$

Resultados

$\Delta T_1 = 30$ [°C]	$\Delta T_2 = 20$ [°C]
$D_e = 0,028$ [m]	$D_i = 0,025$ [m]
$h_{Ve} = 2273$ [kJ/kg]	$h_{Vs} = 209,3$ [kJ/kg]
$k_L = 100$ [W/(m.K)]	$MLDT = 24,66$ [°C]
$\dot{m}_V = 15$ [kg/s]	$\dot{Q} = 30962$ [kW]
$T_{ae} = 20$ [°C]	$T_{as} = 30$ [°C]
$T_{Ve} = 50$ [°C]	$T_{Vs} = 50$ [°C]
$x_{Ve} = 0,95$	$x_{Vs} = 0$

TCep9-06

Ep9.6 Um trocador de calor de duplo tubo cocorrente deve ser utilizado para aquecer água na fase líquida de 20ºC a 80ºC por meio do uso de um fluido inicialmente a 160ºC que, ao escoar através do trocador de calor, tem a sua temperatura reduzida a 120ºC. Considere que o tubo interno seja metálico, liso, com diâmetros interno e externo iguais, respectivamente, a 27,9 mm e 33,4 mm e cuja resistência a transferência de calor por condução possa ser desconsiderada. Sabendo que a água escoa no tubo interno com vazão mássica de 1,0 kg/s e que o coeficiente convectivo observado entre o fluido quente e a superfície externa do tubo interno é igual a 3000 W/(m^2.K), pede-se para determinar a área de troca e o correspondente comprimento do tubo. Compare o resultado obtido com o do Er9.1

Índices: a - água; f - fluido; e - entrada; s - saída.

Dados

$$\dot{m} = 1,0 \ [\text{kg/s}] \tag{1}$$

$$D_i = 0,0279 \ [\text{m}] \tag{2}$$

$$D_e = 0,0334 \ [\text{m}] \tag{3}$$

$$T_{ae} = 20 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$T_{as} = 80 \ [°\text{C}] \tag{5}$$

$$T_{fe} = 160 \ [°\text{C}] \tag{6}$$

$$T_{fs} = 120 \ [°\text{C}] \tag{7}$$

$$h_f = 3000 \ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2{\cdot}\text{K}\right)\right] \tag{8}$$

Propriedades da água tomadas a $T_m = (T_{ae}+T_{as})/2$

$$T_m = 50 \ [°\text{C}] \tag{9}$$

$$\rho_a = 998,1 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{10}$$

$$\mu_a = 0,000547 \ [\text{kg}/(\text{m}{\cdot}\text{s})] \tag{11}$$

$$k_a = 0,643 \ [\text{W}/(\text{m}{\cdot}\text{K})] \tag{12}$$

$$cp_a = 4182 \ [\text{J/kg}{\cdot}\text{K}] \tag{13}$$

$$Pr_a = 3,555 \tag{14}$$

$$Re_a = \rho_a \cdot V \cdot D_i/\mu_a \tag{15}$$

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3, logo:

$$n = 0,4 \tag{16}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr_a^n \tag{17}$$

$$NuD = h_a \cdot D_i/k_a \tag{18}$$

$$\Delta_{Te} = T_{fe} - T_{ae} \tag{19}$$

$$\Delta_{Ts} = T_{fs} - T_{as} \tag{20}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{Ts} - \Delta_{Te}}{\ln\left(\frac{\Delta_{Ts}}{\Delta_{Te}}\right)} \tag{21}$$

$$\dot{m} = \rho_a \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_i^2}{4}\right) \cdot V \tag{22}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp_a \cdot (T_{as} - T_{ae}) \tag{23}$$

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{(h_a \cdot D_i)} + \frac{1}{(h_f)}} \tag{24}$$

$$\dot{Q} = U \cdot A_e \cdot MLDT \tag{25}$$

$$A_e = \pi \cdot D_e \cdot L \tag{26}$$

Resultados

$A_e = 1,542\,[\text{m}^2]$	$cp_a = 4182\,[\text{J/kg.K}]$
$\Delta_{Te} = 140\,[°\text{C}]$	$\Delta_{Ts} = 40\,[°\text{C}]$
$MLDT = 79,82\,[°\text{C}]$	$D_e = 0,0334\,[\text{m}]$
$D_i = 0,0279\,[\text{m}]$	$h_a = 7616\,[\text{W/m}^2\cdot\text{K})]$
$h_f = 3000\,[\text{W/(m}^2\text{.K)}]$	$k_a = 0,643\,[\text{W/(m.K)}]$
$L = 14,69\,[\text{m}]$	$\mu_a = 0,000547\,[\text{kg/(m.s)}]$
$\dot{m} = 1\,[\text{kg/s}]$	$n = 0,4$
$NuD = 330,5$	$Pr_a = 3,555$
$\dot{Q} = 250920\,[\text{W}]$	$Re_a = 83429$
$\rho_a = 998,1\,[\text{kg/m}^3]$	$T_{ae} = 20\,[°\text{C}]$
$T_{as} = 80\,[°\text{C}]$	$T_{fe} = 160\,[°\text{C}]$
$T_{fs} = 120\,[°\text{C}]$	$T_m = 50\,[°\text{C}]$
$U = 2039\,[\text{W/m}^2\cdot\text{K})]$	$V = 1,639\,[\text{m/s}]$

TCep9-07

Ep9.7 Resolva o exercício Ep9.6 considerando que a condutibilidade térmica do material constituinte do tubo interno é igual a 40 W/(m.K).

Índices: a - água; f - fluido; e - entrada; s - saída.

Dados

$$\dot{m} = 1,0 \ [\text{kg/s}] \tag{1}$$

$$D_i = 0,0279 \ [\text{m}] \tag{2}$$

$$D_e = 0,0334 \ [\text{m}] \tag{3}$$

$$T_{ae} = 20 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$T_{as} = 80 \ [°\text{C}] \tag{5}$$

$$T_{fe} = 160 \ [°\text{C}] \tag{6}$$

$$T_{fs} = 120 \ [°\text{C}] \tag{7}$$

$$h_f = 3000 \ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2 \cdot \text{K}\right)\right] \tag{8}$$

$$k_t = 40 \ [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \tag{9}$$

Propriedades da água tomadas a $T_m = (T_{ae}+T_{as})/2$

$$T_m = 50 \ [\text{C}] \tag{10}$$

$$\rho_a = 988 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{11}$$

$$\mu_a = 0,000547 \ [\text{kg/m} \cdot \text{s}] \tag{12}$$

$$k_a = 0,6435 \ [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \tag{13}$$

$$cp_a = 4182 \ [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \tag{14}$$

$$Pr_a = 3,553 \tag{15}$$

Cálculo do número de Reynolds do escoamento interno

$$\dot{m} = \rho_a \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_i^2}{4}\right) \cdot V \tag{16}$$

$$Re_a = \rho_a \cdot V \cdot D_i/\mu_a \tag{17}$$

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,4 \tag{18}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr_a^n \tag{19}$$

$$NuD = h_a \cdot D_i / k_a \tag{20}$$

$$\Delta_{Te} = T_{fe} - T_{ae} \tag{21}$$

$$\Delta_{Ts} = T_{fs} - T_{as} \tag{22}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{Ts} - \Delta_{Te}}{\ln\left(\frac{\Delta_{Ts}}{\Delta_{Te}}\right)} \tag{23}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp_a \cdot (T_{as} - T_{ae}) \tag{24}$$

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{(h_a \cdot D_i)} + \frac{D_e \cdot \ln(D_e/D_i)}{2 \cdot k_t} + \frac{1}{(h_f)}} \tag{25}$$

$$\dot{Q} = U \cdot A_e \cdot DMLT \tag{26}$$

$$A_e = \pi \cdot D_e \cdot L \tag{27}$$

Resultados

$A_e = 1,778\ \left[\mathrm{m}^2\right]$	$cp_a = 4182\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\Delta_{Te} = 140\ [\mathrm{C}]$	$\Delta_{Ts} = 40\ [\mathrm{C}]$
$MLDT = 79,82\ [\mathrm{C}]$	$D_e = 0,0334\ [\mathrm{m}]$
$D_i = 0,0279\ [\mathrm{m}]$	$h_a = 7620\ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right]$
$h_f = 3000\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k_a = 0,6435\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_t = 40\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 16,94\ [\mathrm{m}]$
$\mu_a = 0,000547\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m} = 1\ [\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,4$	$NuD = 330,4$
$Pr_a = 3,553$	$\dot{Q} = 250920\ [\mathrm{W}]$
$Re_a = 83429$	$\rho_a = 988\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_{ae} = 20\ [°\mathrm{C}]$	$T_{as} = 80\ [°\mathrm{C}]$
$T_{fe} = 160\ [°\mathrm{C}]$	$T_{fs} = 120\ [°\mathrm{C}]$
$T_m = 50\ [°\mathrm{C}]$	$U = 1768\ \left[\mathrm{W/m^2 \cdot K}\right]$
$V = 1,656\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep9-08

Ep9.8 Água quente limpa deve ser resfriada de 80ºC para 40ºC pela sua passagem em um trocador de calor de duplo tubo do tipo contracorrente. Para resfriar a água quente, é utilizada água fria de reuso a 20ºC que, na seção de descarga do trocador de calor, estará a 30ºC. Considere que o tubo interno do trocador de calor tenha diâmetro externo igual a 42,2 mm, espessura de parede igual a 2,25 mm, e que o tubo externo tenha diâmetro externo igual a 76,2 mm e espessura de parede igual a 3,0 mm. Sabendo que o material do tubo interno do trocador de calor tem condutibilidade térmica igual a 120 W/(m.K), que a água quente deve escoar no interior do tubo interno, que a sua vazão mássica é igual a 5400 kg/h, e que é razoável considerar que a temperatura da parede do tubo interno é aproximadamente uniforme, determine:
a) o coeficiente global de transmissão de calor;
b) a área de transferência de calor;
c) o comprimento útil do trocador de calor.

fluido quente: óleo; fluido frio: água.

O óleo escoa no tubo interno.

$$T_{he} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{hs} = 40 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{ce} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{cs} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$Dei = 0,0422 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$ei = 0,00255 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$Dii = Dei - 2 \cdot ei \tag{7}$$

$$Dee = 0,0762 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$ee = 0,003 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$Die = Dee - 2 \cdot ee \tag{10}$$

$$k_t = 120 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{11}$$

$$\dot{m}_h = (5400/3600) \ [\mathrm{kg/s}] \tag{12}$$

Propriedades da água quente

$$T_{mh} = \frac{T_{he} + T_{hs}}{2} \tag{13}$$

$$k_h = 0,6543 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{14}$$

$$\rho_h = 983,1 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{15}$$

$$Pr_h = 2,9830 \tag{16}$$

$$\mu_h = 0,000466 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{17}$$

$$cp_h = 4185 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{18}$$

Propriedades da água fria

$$p_c = 100 \tag{19}$$

$$T_{mc} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} \tag{20}$$

$$k_c = 0,60695\ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{21}$$

$$\rho_c = 996,95\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{22}$$

$$Pr_c = 6,2100 \tag{23}$$

$$\mu_c = 0,0008985\ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{24}$$

$$cp_c = 4182\ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{25}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \cdot cp_h \cdot (T_{he} - T_{hs}) \tag{26}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot cp_c \cdot (T_{cs} - T_{ce}) \tag{27}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_h \tag{28}$$

DELTATm

$$\Delta T_1 = T_{he} - T_{cs} \tag{29}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs} - T_{ce} \tag{30}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{31}$$

Coeficiente convectivo - lado água quente

$$Re_h = 4 \cdot \frac{\dot{m}_h}{\pi \cdot Dii \cdot \mu_h} \tag{32}$$

$$Nuh = 0,023 \cdot Re_h^{0,8} \cdot Pr_h^{n_h} \tag{33}$$

$$n_h = 0,3 \quad \text{fluido sendo resfriado} \tag{34}$$

$$Nuh = h_h \cdot Dii/k_h \tag{35}$$

Coeficiente convectivo - lado água fria

$$D_{hidr} = 4 \cdot A/P \tag{36}$$

$$A = \pi \cdot \frac{Die^2 - Dei^2}{4} \tag{37}$$

$$P = \pi \cdot (Die + Dei) \tag{38}$$

$$Nuc = 0,023 \cdot Re_c^{0,8} \cdot Pr_c^{n_c} \tag{39}$$

$$n_c = 0,4 \quad \text{fluido sendo aquecido} \tag{40}$$

$$Re_c = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot D_{hidr} \cdot \mu_c} \tag{41}$$

$$Nuc = h_c \cdot D_{hidr} / k_c \tag{42}$$

Coeficiente global com base na área externa do tubo interno, área de troca e comprimento do trocador de calor

$$U_e = \frac{1}{\frac{Dei}{(h_h \cdot Dii)} + 1/h_c + \frac{Dei \cdot \ln(Dei/Dii)}{(2 \cdot k_t)}} \tag{43}$$

$$\dot{Q}_c = U_e \cdot A_e \cdot \Delta T_m \tag{44}$$

$$A_e = \pi \cdot Dei \cdot L \tag{45}$$

Resultados

$A = 0,002472\ [\mathrm{m}^2]$	$A_e = 1,909\ [\mathrm{m}^2]$
$cp_c = 4182\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$cp_h = 4185\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$Dee = 0,0762\ [\mathrm{m}]$	$Dei = 0,0422\ [\mathrm{m}]$
$\Delta T_1 = 50\ [°\mathrm{C}]$	$\Delta T_2 = 20\ [°\mathrm{C}]$
$\Delta T_m = 32,74\ [°\mathrm{C}]$	$Die = 0,0702\ [\mathrm{m}]$
$Dii = 0,0371\ [\mathrm{m}]$	$D_{hidr} = 0,028\ [\mathrm{m}]$
$ee = 0,003\ [\mathrm{m}]$	$ei = 0,00255\ [\mathrm{m}]$
$h_c = 25184\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$h_h = 6097\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k_c = 0,607\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_h = 0,6543\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_t = 120\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 14,4\ [\mathrm{m}]$
$\mu_c = 0,0008985\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_h = 0,000466\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_c = 6,004\ [\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_h = 1,5\ [\mathrm{kg/s}]$
$Nuc = 1162$	$Nuh = 345,7$
$n_c = 0,4$	$n_h = 0,3$
$P = 0,3531\ [\mathrm{m}]$	$Pr_c = 6,21$
$Pr_h = 2,983$	$p_c = 100\ [\mathrm{kPa}]$
$\dot{Q}_c = 251100\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_h = 251100\ [\mathrm{W}]$
$Re_c = 303876$	$Re_h = 110469$
$\rho_c = 997\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$\rho_h = 983,1\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$T_{ce} = 20\ [°\mathrm{C}]$	$T_{cs} = 30\ [°\mathrm{C}]$
$T_{he} = 80\ [°\mathrm{C}]$	$T_{hs} = 40\ [°\mathrm{C}]$
$T_{mc} = 25\ [°\mathrm{C}]$	$T_{mh} = 60\ [°\mathrm{C}]$
$U_e = 4017\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	

TCep9-09

Ep9.9 Um condensador de uma termoelétrica recebe 15 kg/s de vapor de água a 50ºC e título igual a 0,95 e o descarrega como líquido saturado. Considere que este trocador de calor seja constituído por um feixe de tubos de latão com comprimento igual a 5 m, condutibilidade térmica igual a 100 W/(m.K), diâmetro externo igual a 28 mm e diâmetro interno igual a 25 mm. Para condensar o vapor deve ser utilizada água disponível a 20ºC e que deverá ser retornada à natureza, no máximo, a 30ºC. Considerando que a velocidade máxima da água nos tubos é igual a 1,8 m/s, que o coeficiente convectivo no processo de condensação é aproximadamente igual a 12000 W/(m^2.K) e que os fatores de incrustração podem ser desconsiderados, pede-se para determinar o coeficiente global de troca térmica baseado na área externa dos tubos, a vazão de água de arrefecimento, a área de troca, o número de tubos do condensador e o seu comprimento.

Índices: a - água de arrefecimento ; v - fluido a ser condensado; e - entrada; s - saída.

Dados

$$\dot{m}_v = 15 \ [\text{kg/s}] \tag{1}$$

$$T_{ve} = 50 \ [°\text{C}] \tag{2}$$

$$x_{ve} = 0,95 \tag{3}$$

$$T_{vs} = 50 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$x_{vs} = 0 \tag{5}$$

$$V_a = 1,8 \ [\text{m/s}] \tag{6}$$

$$h_v = 12000 \ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2{\cdot}\text{K}\right)\right] \tag{7}$$

$$D_e = 0,028 \ [\text{m}] \tag{8}$$

$$D_i = 0,025 \ [\text{m}] \tag{9}$$

$$k_t = 100 \ [\text{W}/(\text{m}{\cdot}\text{K})] \tag{10}$$

$$T_{ae} = 20 \ [°\text{C}] \tag{11}$$

$$T_{as} = 30 \ [°\text{C}] \tag{12}$$

Primeira lei

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_v \tag{13}$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a \cdot (h_{as} - h_{ae}) \qquad \text{Resulta Q}_{dot;a} \text{ em kW.} \tag{14}$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v \cdot (h_{ve} - h_{vs}) \qquad \text{Resulta Q}_{dot;v} \text{ em kW.} \tag{15}$$

Para resolver as equações acima, é necessário conhecer as entalpias h$_{ve}$, h$_{vs}$, h$_{ae}$ e h$_{as.}$
Usando as tabelas de propriedades termodinâmicas da água disponíveis no Volume 1 - Termodinâmica da Série Energia e Fluidos, obtemos:

$$h_{ve} = 2273,4 \ [\text{kJ/kg}] \tag{16}$$

$$h_{vs} = 209,3 \ [\text{kJ/kg}] \tag{17}$$

$$h_{ae} = 83,9 \ [\text{kJ/kg}] \tag{18}$$

$$h_{as} = 125,7 \ [\text{kJ/kg}] \tag{19}$$

Propriedades da água tomadas a T_m = (T_{ae}+T_{as})/2

$$T_m = 25 \ [°\text{C}] \tag{20}$$

$$\rho_a = 996,95 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{21}$$

$$\mu_a = 0,0008985 \ [\text{kg/}\,(\text{m}\cdot\text{s})] \tag{22}$$

$$k_a = 0,60695 \ [\text{W/}\,(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{23}$$

$$cp_a = 4182 \ [\text{J/}\,(\text{kg}\cdot\text{K})] \tag{24}$$

$$Pr_a = 6,210 \tag{25}$$

Cálculo do número de tubos

$$\dot{m}_a = N_t \cdot \rho_a \cdot \left(\pi \cdot \frac{D_i^2}{4}\right) \cdot V_a \tag{26}$$

Cálculo do coeficiente convectivo interno

$$Re_a = \rho_a \cdot V_a \cdot D_i / \mu_a \tag{27}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr_a^n \tag{28}$$

$$n = 0,4 \tag{29}$$

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3.

$$NuD = h_a \cdot D_i / k_a \tag{30}$$

Cálculo do coeficiente global

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{(h_a \cdot D_i)} + \frac{D_e \cdot \ln(D_e/D_i)}{2 \cdot k_t} + \frac{1}{(h_v)}} \tag{31}$$

Cálculo do comprimento dos tubos

$$\Delta_{T1} = T_{ve} - T_{ae} \tag{32}$$

$$\Delta_{T2} = T_{vs} - T_{as} \tag{33}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{T1} - \Delta_{T2}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T1}}{\Delta_{T2}}\right)} \tag{34}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_a \cdot F_c \tag{35}$$

$$F_c = 1000 \ [\text{W/kW}] \tag{36}$$

$$\dot{Q} = U \cdot A_e \cdot MLDT \tag{37}$$

$$A_e = N_t \cdot \pi \cdot D_e \cdot L \tag{38}$$

Resultados

$A_e = 335,9\left[\mathrm{m}^2\right]$	$cp_a = 4182\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\Delta_{T1} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\Delta_{T2} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$D_e = 0,028\,[\mathrm{m}]$	$D_i = 0,025\,[\mathrm{m}]$
$F_c = 1000\,[\mathrm{W/kW}]$	$h_a = 6651\left[\mathrm{W/m^2{\cdot}K)}\right]$
$h_{ae} = 83,9\,[\mathrm{kJ/kg}]$	$h_{as} = 125,7\,[\mathrm{kJ/kg}]$
$h_v = 12000\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_{ve} = 2273\,[\mathrm{kJ/kg}]$
$h_{vs} = 209,3\,[\mathrm{kJ/kg}]$	$k_a = 0,607\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_t = 100\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 4,542\,[\mathrm{m}]$
$MLDT = 24,66\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\mu_a = 0,0008985\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_a = 740,7\,[\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_v = 15\,[\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,4$	$NuD = 273,9$
$N_t = 840,9$	$Pr_a = 6,21$
$\dot{Q} = 3,096 \times 10^7\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_a = 30962\,[\mathrm{kW}]$
$\dot{Q}_v = 30962\,[\mathrm{kW}]$	$Re_a = 49931$
$\rho_a = 997\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$T_{ae} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{as} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_m = 25\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{ve} = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{vs} = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$
$U = 3737\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$V_a = 1,8\,[\mathrm{m/s}]$
$x_{ve} = 0,95$	$x_{vs} = 0$

TCep9-10

Ep9.10 Em uma petroquímica é necessário resfriar 10 kg/s de um fluido que está inicialmente a 140°C até atingir a temperatura de 60°C quando, então, será armazenado. Para promover este resfriamento optou-se por utilizar água disponível a 25°C e que poderá ser aquecida até atingir a temperatura de 45°C. Para tal, um engenheiro pretende utilizar um trocador de calor do tipo casco e tubos operando em contra corrente construído com tubos metálicos cuja condutibilidade térmica é igual a 50 W/(m.K). Sabe-se que o trocador de calor é constituído por um feixe de 60 tubos com diâmetro externo igual a 21,3 mm, espessura de parede de 2,1 mm e altura de rugosidade da sua superfície interna muito pequena de forma que o tubo pode ser considerado internamente liso; que a água escoará no interior dos tubos e que coeficiente convectivo do lado do casco é igual a 2000 W/(m^2.K). As propriedades do fluido a 100°C são: ρ = 1060 kg/(m^3); cp = 2560 J/(kg.K), μ = 0,00220 Pa.s; k = 0,260 W/(m.K). As propriedades da água a 35ºC são: ρ = 994,0 kg/(m^3); cp = 4180 J/(kg.K), μ = 0,000725 Pa.s; k = 0,623 W/(m.K). Calcule:

a) a vazão requerida de água;
b) a taxa de calor observada entre o fluido e a água;
c) o coeficiente convectivo do lado da água;
d) o coeficiente global de troca térmica baseado na superfície externa dos tubos;
e) a média logarítmica das diferenças de temperatura
f) a área total de transferência de calor
g) o comprimento dos tubos do trocador de calor;
h) o fator de atrito do escoamento da água;
i) a perda de carga no trocador de calor no escoamento da água.

Índices:
a - água; f - fluido; e - entrada; s - saída;
i- superfície interna do tubo
e- superfície externa do tubo

Dados

Fluido

$$\dot{m}_f = 10 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{1}$$

$$cp_f = 2560 \ [\mathrm{J/kg \cdot K}] \tag{2}$$

$$\rho_f = 1060 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{3}$$

$$\mu_f = 0,00220 \ [\mathrm{kg/\,(m \cdot s)}] \tag{4}$$

$$k_f = 0,260 \ [\mathrm{W/\,(m \cdot K)}] \tag{5}$$

$$Tfe = 140 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$Tfs = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

Água

$$cp_a = 4180 \ [\mathrm{J/\,(kg \cdot K)}] \tag{8}$$

$$\rho_a = 994,0 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{9}$$

$$\mu_a = 0,000725 \ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}\right)] \tag{10}$$

$$k_a = 0,623 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{11}$$

$$Tae = 25 \ [°\mathrm{C}] \tag{12}$$

$$Tas = 45 \ [°\mathrm{C}] \tag{13}$$

Tubos

$$k_t = 50 \ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{14}$$

$$N = 60 \tag{15}$$

$$d_e = 0,0213 \ [\mathrm{m}] \tag{16}$$

$$e = 0,0021 \ [\mathrm{m}] \tag{17}$$

$$d_i = d_e - 2 \cdot e \tag{18}$$

$$\epsilon = 0 \tag{19}$$

Outros dados

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m}/\mathrm{s}^2\right] \tag{20}$$

$$Patm = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{21}$$

$$h_e = 2000 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{22}$$

Cálculos preliminares

$$A_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \tag{23}$$

$$Pr_a = \mu_a \cdot cp_a / k_a \tag{24}$$

$$Pr_f = \mu_f \cdot cp_f / k_f \tag{25}$$

1a lei

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot (Tfe - Tfs) \tag{26}$$

$$\dot{m}_a \cdot cp_a \cdot (Tas - Tae) = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot (Tfe - Tfs) \tag{27}$$

$$\dot{m}_{atubo} = \dot{m}_a / N \tag{28}$$

$$V_a = \frac{\dot{m}_a}{N \cdot A_t \cdot \rho_a} \tag{29}$$

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot V_a \cdot d_i}{\mu_a} \tag{30}$$

Fator de atrito no escoamento interno - Colebrook

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2,0 \cdot \log 10\left((\epsilon/d_i/3,7) + \frac{2,51}{Re_a \cdot f^{0,5}}\right) \tag{31}$$

Cálculo do h_i - Equação de Dittus - Boelter

$$Nud_i = 0,023 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr_a^{0,4} \tag{32}$$

$$Nud_i = h_i \cdot d_i/k_a \tag{33}$$

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

$$U = \frac{1}{\frac{d_e}{(h_i \cdot d_i)} + \frac{d_e \cdot \ln(d_e/d_i)}{2 \cdot k_t} + \frac{1}{(h_e)}} \tag{34}$$

Cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura

$$\Delta_{Te} = Tfe - Tas \tag{35}$$

$$\Delta_{Ts} = Tfs - Tae \tag{36}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{Ts} - \Delta_{Te}}{\ln\left(\frac{\Delta_{Ts}}{\Delta_{Te}}\right)} \tag{37}$$

Cálculo da área total de transferência de calor

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot MLDT \tag{38}$$

Cálculo do comprimento dos tubos

$$A = N \cdot 2 \cdot \pi \cdot d_e \cdot L \tag{39}$$

Cálculo da perda de carga

$$h_L = f \cdot (L/d_i) \cdot \frac{V_a^2}{2 \cdot g} \tag{40}$$

Resultados

$A = 24,03\,[\mathrm{m}^2]$	$A_t = 0,0002297\,[\mathrm{m}^2]$
$cp_a = 4180\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$	$cp_f = 2560\,[\mathrm{J/kg.K}]$
$\Delta_{Te} = 95\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta_{Ts} = 35\,[°\mathrm{C}]$
$MLDT = 60,09\,[°\mathrm{C}]$	$d_e = 0,0213\,[\mathrm{m}]$
$d_i = 0,0171\,[\mathrm{m}]$	$e = 0,0021\,[\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0\,[\mathrm{m}]$	$f = 0,02174$
$g = 9,81\,[\mathrm{m/s}^2]$	$h_e = 2000\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_i = 7872\,[\mathrm{W/m^2 \cdot K}]$	$h_L = 0,6202\,[\mathrm{m}]$
$k_a = 0,623\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_f = 0,26\,[\mathrm{W/(m.K)}]$

$k_t = 50\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 2,992\,[\mathrm{m}]$
$\mu_a = 0,000725\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_f = 0,0022\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_a = 24,5\,[\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_{atubo} = 0,4083\,[\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_f = 10\,[\mathrm{kg/s}]$	$N = 60$
$Nud_i = 216,1$	$Patm = 100\,[\mathrm{kPa}]$
$Pr_a = 4,864$	$Pr_f = 21,66$
$\dot{Q} = 2,048 \times 10^6\,[\mathrm{W}]$	$Re_a = 41932$
$\rho_a = 994\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$\rho_f = 1060\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$Tae = 25\,[°\mathrm{C}]$	$Tas = 45\,[°\mathrm{C}]$
$Tfe = 140\,[°\mathrm{C}]$	$Tfs = 60\,[°\mathrm{C}]$
$U = 1418\,\left[\mathrm{W/m^2.K}\right]$	$V_a = 1,789\,[\mathrm{m/s}]$

TCep9-11

Ep9.11 Em uma petroquímica é necessário resfriar 10 kg/s de um fluido que está inicialmente a 140ºC até atingir a temperatura de 60ºC quando, então, será armazenado. Para promover este resfriamento optou-se por utilizar água disponível a 25ºC e que poderá ser aquecida até atingir a temperatura de 45ºC. Para tal, um engenheiro pretende utilizar um trocador de calor do tipo casco e tubos com passe simples no casco e passe duplo nos tubos construído com tubos metálicos cuja condutibilidade térmica é suficientemente alta para que a sua resistência a transferência de calor possa ser desprezada. Sabe-se que o trocador de calor é constituído por um feixe de 60 tubos (30 tubos em cada passe) com diâmetro externo igual a 21,3 mm, espessura de parede de 2,1 mm e altura de rugosidade da sua superfície interna muito pequena de forma que o tubo pode ser considerado internamente liso; que a água escoará no interior dos tubos e que coeficiente convectivo do lado do casco é igual a 1800 W/(m^2.K). As propriedades do fluido a 100ºC são: massa específica: 1060 kg/m^3; calor específico: 2560 J/(kg.K), viscosidade dinâmica: 0,00220 Pa.s; condutibilidade térmica: 0,260 W/(m.K). As propriedades da água a 35ºC são: massa específica: 994,0 kg/m^2; calor específico: 4180 J/(kg.K), viscosidade dinâmica: 0,000725 Pa.s; condutibilidade térmica: 0,623 W/(m.K). Calcule:
a) a vazão mássica requerida de água;
b) a taxa de calor observada entre o fluido e a água;
c) o coeficiente convectivo observado entre a água e os tubos;
d) o coeficiente global de troca térmica baseado na superfície externa dos tubos;
e) a média logarítmica das diferenças de temperatura
f) a área total de transferência de calor
g) o comprimento dos tubos do trocador de calor;
h) o fator de atrito do escoamento da água nos tubos;
i) a perda de carga distribuída no escoamento de água no trocador de calor.

Índices: f - fluido frio, q - fluido quente, 1 entgrada, 2 - saída

Dados

$$g = 9,81 \ \left[\text{m/s}^2\right] \tag{1}$$

$$N_t = 30 \quad \text{Número de tubos por passe.} \tag{2}$$

$$N_p = 1 \quad \text{Número de passes no lado do casco} \tag{3}$$

$$\dot{m}_q = 10,0 \ [\text{kg/s}] \tag{4}$$

$$T_{q1} = 140 \ [°\text{C}] \tag{5}$$

$$T_{q2} = 60 \ [°\text{C}] \tag{6}$$

$$T_{f1} = 25 \ [°\text{C}] \tag{7}$$

$$T_{f2} = 45 \ [°\text{C}] \tag{8}$$

$$D_e = 0,0213 \ [\text{m}] \tag{9}$$

$$esp = 0,0021 \ [\text{m}] \tag{10}$$

$$h_q = 1800 \ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2{\cdot}\text{K}\right)\right] \quad \text{Coeficiente convectivo lado casco.} \tag{11}$$

Propriedades do fluido quente

$$\rho_q = 1060 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{12}$$

$$cp_q = 2560\ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{13}$$

$$\mu_q = 0,00220\ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}\right)] \tag{14}$$

$$k_q = 0,260\ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{15}$$

Propriedades da água - fluido frio

$$\rho_f = 994,0\ \left[\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right] \tag{16}$$

$$cp_f = 4180\ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{17}$$

$$\mu_f = 0,000725\ [\mathrm{kg}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}\right)] \tag{18}$$

$$k_f = 0,623\ [\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K}\right)] \tag{19}$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f \cdot cp_f}{k_f} \tag{20}$$

Cálculos preliminares

$$D_i = D_e - 2 \cdot esp \tag{21}$$

$$A_s = \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \tag{22}$$

$$\dot{m}_{f;t} = \dot{m}_f/30 \qquad \text{Vazão mássica em cada tubo} \tag{23}$$

$$Re_{f;t} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{f;t}}{\pi \cdot \mu_f \cdot D_i} \tag{24}$$

$$f_{atr} = \left(0,790 \cdot \ln\left(Re_{f;t}\right) - 1,64\right)^{-2} \tag{25}$$

Vazão mássica de água (fluido frio)

$$\dot{m}_f \cdot cp_f \cdot \left(T_{f2} - T_{f1}\right) = \dot{m}_q \cdot cp_q \cdot \left(T_{q1} - T_{q2}\right) \tag{26}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot \left(T_{f2} - T_{f1}\right) \tag{27}$$

Taxa de calor por tubo

$$\dot{Q}_t = \frac{\dot{Q}}{2 \cdot N_t} \tag{28}$$

Coeficiente convectivo - lado água

Correlação de Gnielinski

$$Nuf = A_1/A_2 \tag{29}$$

$$A_1 = (Re_{f;t} - 1000) \cdot Pr_f \cdot (f_{atr}/8) \tag{30}$$

$$A_2 = \left(1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr_f^{2/3} - 1\right) \cdot (f_{atr}/8)^{0,5}\right) \tag{31}$$

$$Nuf = \frac{h_f \cdot D_i}{k_f} \tag{32}$$

Coeficiente Global

$$U = \left(\frac{1}{((1/h_f) \cdot (D_e/D_i)) + 1/h_q}\right) \tag{33}$$

MLDT

$$\Delta T_1 = T_{q1} - T_{f2} \tag{34}$$

$$\Delta T_2 = T_{q2} - T_{f1} \tag{35}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{36}$$

Fator F de correção da MLDT

$$T_{c1} = T_{q1} \tag{37}$$

$$T_{c2} = T_{q2} \tag{38}$$

$$T_{t1} = T_{f1} \tag{39}$$

$$T_{t2} = T_{f2} \tag{40}$$

$$R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{t2} - T_{t1}} \tag{41}$$

$$P = \frac{T_{t2} - T_{t1}}{T_{c1} - T_{t1}} \tag{42}$$

$$\alpha = \left(\frac{1 - R \cdot P}{1 - P}\right)^{1/N_p} \tag{43}$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \tag{44}$$

$$B_1 = \left(R^2 + 1\right)^{0,5} \cdot \ln\left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S}\right) \tag{45}$$

$$B_2 = R + 1 - \left(R^2 + 1\right)^{0,5} \tag{46}$$

$$B_3 = R + 1 + \left(R^2 + 1\right)^{0,5} \tag{47}$$

$$F = \frac{B_1}{(R - 1) \cdot \ln\left(\frac{2 - S \cdot B_2}{2 - S \cdot B_3}\right)} \tag{48}$$

Comprimento de um tubo de um passe

$$\dot{Q}_t = U \cdot A_{e;t} \cdot F \cdot MLDT \tag{49}$$

$$A_{e;t} = \pi \cdot D_e \cdot L \tag{50}$$

Área total de transferência de calor

$$A_e = A_{e;t} \cdot N_t \cdot 2 \tag{51}$$

Perda de carga distribuída no trocador de calor

$$\dot{m}_{f;t} = \rho_f \cdot A_s \cdot V_f \tag{52}$$

$$h_L = 2 \cdot f_{atr} \cdot L/D_i \cdot \frac{V_f^2}{2 \cdot g} \tag{53}$$

Resultados

$\alpha = 0,3684$	$A_1 = 941,3$
$A_2 = 2,148$	$A_e = 23,56\ [\mathrm{m}^2]$
$A_{e;t} = 0,3927\ [\mathrm{m}^2]$	$A_s = 0,0002297\ [\mathrm{m}^2]$
$B_1 = 4,117$	$B_2 = 0,8769$
$B_3 = 9,123$	$cp_f = 4180\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$cp_q = 2560\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$\Delta T_1 = 95\ [°\mathrm{C}]$
$\Delta T_2 = 35\ [°\mathrm{C}]$	$D_e = 0,0213\ [\mathrm{m}]$
$D_i = 0,0171\ [\mathrm{m}]$	$esp = 0,0021\ [\mathrm{m}]$
$F = 0,9166$	$f_{atr} = 0,01868$
$g = 9,81\ [\mathrm{m/s}^2]$	$h_f = 15964\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_L = 8,362\ [\mathrm{m}]$	$h_q = 1800\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k_f = 0,623\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_q = 0,26\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 5,868\ [\mathrm{m}]$	$MLDT = 60,09\ [°\mathrm{C}]$
$\mu_f = 0,000725\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_q = 0,0022\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_f = 24,5\ [\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_{f;t} = 0,8166\ [\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_q = 10\ [\mathrm{kg/s}]$	$Nuf = 438,2$
$N_p = 1$	$N_t = 30$
$P = 0,1739$	$Pr_f = 4,864$
$\dot{Q} = 2,048 \times 10^6\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_t = 34133\ [\mathrm{W}]$
$R = 4$	$Re_{f;t} = 83865$
$\rho_f = 994\ [\mathrm{kg/m}^3]$	$\rho_q = 1060\ [\mathrm{kg/m}^3]$
$S = 0,1739$	$T_{c1} = 140\ [°\mathrm{C}]$
$T_{c2} = 60\ [°\mathrm{C}]$	$T_{f1} = 25\ [°\mathrm{C}]$
$T_{f2} = 45\ [°\mathrm{C}]$	$T_{q1} = 140\ [°\mathrm{C}]$
$T_{q2} = 60\ [°\mathrm{C}]$	$T_{t1} = 25\ [°\mathrm{C}]$
$T_{t2} = 45\ [°\mathrm{C}]$	$U = 1578\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$V_f = 3,577\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep9-12

Ep9.12 Um trocador de calor duplo tubo operando em contracorrente deve ser utilizado para aquecer ar de combustão de um pequeno queimador utilizando água quente disponível como rejeito de um processo industrial. O ar escoa com velocidade média de 5,0 m/s na entrada do tubo interno que tem diâmetro externo de 40 mm, espessura de parede de 1,5 mm e é constituído por uma material com condutibilidade térmica igual a 40 W/(m.K). O tubo externo tem diâmetro externo igual a 60 mm e espessura de parede igual a 2,0 mm. Considere que os tubos podem ser tratados como se fossem lisos, que o ar é admitido no trocador a 20ºC e 100 bar, descarregado a 80ºC, que a água é admitida a 90ºC e é descarregada a 60ºC. Determine:
a) a vazão mássica necessária de água;
b) o coeficiente global de transferência de calor;
c) a área requerida de transferência de calor baseada no diâmetro externo do tubo interno do trocador de calor.

Índices: fluido quente - h - água; fluido frio - c - ar.

O ar escoa no tubo interno.

$$V_{ce} = 5,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{1}$$

$$D_{ei} = 0,040 \ [\mathrm{m}] \qquad \text{diâmetro externo do tubo interno} \tag{2}$$

$$e_i = 0,0015 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_{ii} = D_{ei} - 2 \cdot e_i \tag{4}$$

$$k_t = 40 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{5}$$

$$D_{ee} = 0,060 \ [\mathrm{m}] \qquad \text{diâmetro externo do tubo externo} \tag{6}$$

$$e_e = 0,002 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$D_{ie} = D_{ee} - 2 \cdot e_e \tag{8}$$

$$T_{ce} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$T_{cs} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{10}$$

$$p_c = 100 \ [\mathrm{kPa}] \tag{11}$$

$$T_{he} = 90 \ [°\mathrm{C}] \tag{12}$$

$$T_{hs} = 60 \ [°\mathrm{C}] \tag{13}$$

$$R_{ar} = 0,287 \ [\mathrm{kJ/(kg{\cdot}K)}] \tag{14}$$

$$\rho_{ce} = \frac{p_c}{R_{ar} \cdot (T_{ce} + 273,15)} \tag{15}$$

$$\dot{m}_c = \rho_{ce} \cdot \left(\pi \cdot \frac{D_{ii}^2}{4} \right) \cdot V_{ce} \tag{16}$$

Propriedades

$$T_{cm} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} \tag{17}$$

$$\rho_c = 1,078\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{18}$$

$$cp_c = 1006\ \left[\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}\right] \tag{19}$$

$$\mu_c = 0,0000196\ \left[\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}\right] \tag{20}$$

$$k_c = 0,02735\ \left[\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}\right] \tag{21}$$

$$Pr_c = 0,7221 \tag{22}$$

$$T_{hm} = \frac{T_{he} + T_{hs}}{2} \tag{23}$$

$$\rho_h = 983,1\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{24}$$

$$cp_h = 4185\ \left[\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}\right] \tag{25}$$

$$\mu_h = 0,000466\ \left[\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}\right] \tag{26}$$

$$k_h = 0,6543\ \left[\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}\right] \tag{27}$$

$$Pr_h = 2,9836 \tag{28}$$

Primeira lei

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot cp_c \cdot (T_{cs} - T_{ce}) \tag{29}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \cdot cp_h \cdot (T_{he} - T_{hs}) \tag{30}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c \tag{31}$$

MLDT

$$\Delta T1 = T_{he} - T_{cs} \tag{32}$$

$$\Delta T2 = T_{hs} - T_{ce} \tag{33}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \tag{34}$$

Coeficiente convectivo - lado ar

$$Re_c = 4 \cdot \frac{\dot{m}_c}{\pi \cdot D_{ii} \cdot \mu_c} \tag{35}$$

$$Nuc = 0,023 \cdot Re_c^{0,8} \cdot Pr_c^{n_c} \tag{36}$$

$$n_c = 0,4 \quad \text{fluido sendo aquecido} \tag{37}$$

$$Nuc = h_c \cdot D_{ii}/k_c \tag{38}$$

Coeficiente convectivo - lado água

$$D_{hidr} = 4 \cdot A/P \tag{39}$$

$$A = \pi \cdot \frac{D_{ie}^2 - D_{ei}^2}{4} \tag{40}$$

$$P = \pi \cdot (D_{ie} + D_{ei}) \tag{41}$$

$$Nuh = 0,023 \cdot Re_h^{0,8} \cdot Pr_h^{n_h} \tag{42}$$

$$n_h = 0,3 \quad \text{fluido sendo resfriado} \tag{43}$$

$$Re_h = \frac{4 \cdot \dot{m}_h}{\pi \cdot D_{hidr} \cdot \mu_h} \tag{44}$$

$$Nuh = h_h \cdot D_{hidr}/k_h \tag{45}$$

Coeficiente global com base na área externa do tubo interno, área de troca e comprimento do trocador de calor

$$U_e = \frac{1}{\frac{D_{ei}}{(h_c \cdot D_{ii})} + 1/h_h + \frac{D_{ei} \cdot \ln(D_{ei}/D_{ii})}{(2 \cdot k_t)}} \tag{46}$$

$$\dot{Q}_c = U_e \cdot A_e \cdot MLDT \tag{47}$$

Resultados

$A = 0,001206\ [\mathrm{m^2}]$	$A_e = 0,8347\ [\mathrm{m^2}]$
$cp_c = 1006\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$cp_h = 4185\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\Delta T1 = 10\ [°\mathrm{C}]$	$\Delta T2 = 40\ [°\mathrm{C}]$
$D_{ee} = 0,06\ [\mathrm{m}]$	$D_{ei} = 0,04\ [\mathrm{m}]$
$D_{hidr} = 0,016\ [\mathrm{m}]$	$D_{ie} = 0,056\ [\mathrm{m}]$
$D_{ii} = 0,037\ [\mathrm{m}]$	$e_e = 0,002\ [\mathrm{m}]$
$e_i = 0,0015\ [\mathrm{m}]$	$h_c = 25,93\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_h = 195,7\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k_c = 0,02735\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$k_h = 0,6543\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_t = 40\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$MLDT = 21,64\ [°\mathrm{C}]$	$\mu_c = 0,0000196\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\mu_h = 0,000466\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m}_c = 0,00639\ [\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_h = 0,003072\ [\mathrm{kg/s}]$	$Nuc = 35,09$
$Nuh = 4,786$	$n_c = 0,4$
$n_h = 0,3$	$P = 0,3016\ [\mathrm{m}]$
$Pr_c = 0,7221$	$Pr_h = 2,984$
$p_c = 100\ [\mathrm{kPa}]$	$\dot{Q}_c = 385,7\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_h = 385,7\ [\mathrm{W}]$	$Re_c = 11219$
$Re_h = 524,6$	$\rho_c = 1,078\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$\rho_{ce} = 1,189\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$\rho_h = 983,1\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$R_{ar} = 0,287\ [\mathrm{kJ/(kg.K)}]$	$T_{ce} = 20\ [°\mathrm{C}]$
$T_{cm} = 50\ [°\mathrm{C}]$	$T_{cs} = 80\ [°\mathrm{C}]$
$T_{he} = 90\ [°\mathrm{C}]$	$T_{hm} = 75\ [°\mathrm{C}]$
$T_{hs} = 60\ [°\mathrm{C}]$	$U_e = 21,35\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$V_{ce} = 5\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep9-13

Ep9.13 Em um processo industrial é necessário resfriar óleo hidráulico de uma prensa utilizando água. Para tal se propõe o uso de um trocador de calor do tipo duplo tubo operando em contra corrente. A vazão mássica de óleo escoa através do tubo interno e é igual a 0,02 kg/s e a água escoa através da região anular com vazão mássica igual a 0,15 kg/s. Sabe-se que o tubo interno tem diâmetros interno e externo, respectivamente, iguais 28 mm e 32 mm e que o diâmetro interno do tubo externo é igual a 25 mm. Considere que a resistência à transferência de energia por calor através do material do tubo é desprezível, que o coeficiente de transferência de calor entre a água e o tubo é igual a 1800 W/(m^2.K) e que a água entra no trocador de calor a 20ºC. Considere também que as propriedades do óleo são: massa específica igual a 850 kg/m^{3,} viscosidade dinâmica igual a 0,015 Pa.s, condutibilidade térmica igual a 0,15 W/(m.K) e calor específico igual a 1800 J/(kg.K). Sabendo o óleo é admitido no trocador de calor a 60ºC e que deve ser resfriado até atingir 45ºC , pede-se para determinar:
a) o coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa do tubo interno;
b) o comprimento do trocador de calor.

Índices: a - água; o - óleo; e - entrada; s - saída;
1- superfície interna do tubo interno;
2- superfície externa do tubo interno;
3- superfície interna do tubo externo;
4- superfície externa do tubo externo

Dados

$$\dot{m}_o = 0,02 \ [\text{kg/s}] \tag{1}$$

$$\dot{m}_a = 0,15 \ [\text{kg/s}] \tag{2}$$

$$d_1 = 0,008 \ [\text{m}] \tag{3}$$

$$d_2 = 0,010 \ [\text{m}] \tag{4}$$

$$d_3 = 0,025 \ [\text{m}] \tag{5}$$

$$h_a = 1800 \ \left[\text{W}/\left(\text{m}^2{\cdot}\text{K}\right)\right] \tag{6}$$

$$T_{ea} = 20 \ [°\text{C}] \tag{7}$$

$$T_{eo} = 60 \ [°\text{C}] \tag{8}$$

$$T_{so} = 45 \ [°\text{C}] \tag{9}$$

$$cp_o = 1800 \ [\text{J}/(\text{kg}{\cdot}\text{K})] \tag{10}$$

$$\rho_o = 850 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{11}$$

$$\mu_o = 0,015 \ [\text{kg}/(\text{m}{\cdot}\text{s})] \tag{12}$$

$$k_o = 0,15 \ [\text{W}/(\text{m}{\cdot}\text{K})] \tag{13}$$

$$Pr_o = \frac{\mu_o \cdot cp_o}{k_o} \tag{14}$$

$$g = 9,81 \ \left[\text{m/s}^2\right] \tag{15}$$

Temperatura de saída da água

Primeira lei aplicada ao trocador de calor

Adoto:

$$Cp_a = 4186 \ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg}{\cdot}\mathrm{K}\right)] \tag{16}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_o \cdot cp_o \cdot (T_{eo} - T_{so}) \tag{17}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot cp_a \cdot (T_{sa} - T_{ea}) \tag{18}$$

Cálculos preliminares

$$\dot{m}_o = \rho_o \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}\right) \cdot V_o \tag{19}$$

$$Re_o = \frac{\rho_o \cdot V_o \cdot d_1}{\mu_o} \tag{20}$$

Coeficiente convectivo - óleo

O escoamento do óleo é laminar. Adotemos:

$$Nuo = 3,657 \tag{21}$$

$$Nuo = \frac{h_o \cdot d_1}{k_o} \tag{22}$$

Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor baseado na área da superfície externa do tubo interno.

$$R_1 = \frac{d_2}{d_1 \cdot h_o} \tag{23}$$

$$R_2 = 1/h_a \tag{24}$$

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2} \tag{25}$$

Cálculo do comprimento do trocador de calor

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot MLDT \tag{26}$$

$$\Delta_{T1} = T_{so} - T_{ea} \tag{27}$$

$$\Delta_{T2} = T_{eo} - T_{sa} \tag{28}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)} \tag{29}$$

$$A = \pi \cdot d_2 \cdot L \tag{30}$$

Resultados

$A = 0,3216\left[\mathrm{m}^2\right]$	$Cp_a = 4186\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$cp_o = 1800\,[\mathrm{J/kg.K}]$	$\Delta_{T1} = 25\,[°\mathrm{C}]$
$\Delta_{T2} = 39,14\,[°\mathrm{C}]$	$d_1 = 0,008\,[\mathrm{m}]$
$d_2 = 0,01\,[\mathrm{m}]$	$d_3 = 0,025\,[\mathrm{m}]$
$g = 9,81\left[\mathrm{m/s}^2\right]$	$h_a = 1800\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$h_o = 68,57\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$k_o = 0,15\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 10,24\,[\mathrm{m}]$	$MLDT = 31,54\,[°\mathrm{C}]$
$\mu_o = 0,015\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m}_a = 0,15\,[\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_o = 0,02\,[\mathrm{kg/s}]$	$Nuo = 3,657$
$Pr_o = 180$	$\dot{Q} = 540\,[\mathrm{W}]$
$Re_o = 212,2$	$\rho_o = 850\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$R_1 = 0,01823\left[\mathrm{m^2.K/W}\right]$	$R_2 = 0,0005556\left[\mathrm{m^2.K/W}\right]$
$T_{ea} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_{eo} = 60\,[°\mathrm{C}]$
$T_{sa} = 20,86\,[°\mathrm{C}]$	$T_{so} = 45\,[°\mathrm{C}]$
$U = 53,23\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$V_o = 0,4681\,[\mathrm{m/s}]$

TCep9-14

Ep9.14 Um trocador de calor de duplo tubo cocorrente deve ser utilizado para aquecer água comprimida na fase líquida de 20ºC a 80ºC por meio do uso de um fluido inicialmente a 160ºC que, ao escoar através do trocador de calor, tem a sua temperatura reduzida a 120ºC. Considere que o tubo interno seja metálico, com altura de rugosidade igual a 0,05 mm, com diâmetros interno e externo iguais, respectivamente a 27,9 mm e 33,4 mm, e cuja resistência a transferência de calor por condução possa ser desconsiderada. Sabendo que a água escoa no tubo interno com vazão mássica de 1,0 kg/s e que o coeficiente convectivo observado entre o fluido quente e a superfície externa do tubo interno é igual a 3000 W/(m^2.K), pede-se para determinar a área de troca e o correspondente comprimento do tubo.

Índices: a - água; f - fluido; e - entrada; s - saída;
1- superfície interna do tubo interno;
2- superfície externa do tubo interno;
3- superfície interna do tubo externo;
4- superfície externa do tubo externo

Dados

$$\dot{m}_a = 1,0 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{1}$$

$$d_1 = 0,0279 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$d_2 = 0,0334 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$h_f = 3000 \ \left[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}\right] \tag{4}$$

$$T_{ea} = 20 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_{sa} = 80 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{ef} = 160 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{sf} = 120 \ [^\circ\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$\epsilon = 0,00005 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{10}$$

Propriedades da água

$$T_m = \frac{T_{ea} + T_{sa}}{2} \tag{11}$$

$$\mu_a = 0,000547 \ [\mathrm{kg/\left(m{\cdot}s\right)}] \tag{12}$$

$$k_a = 0,6435 \ [\mathrm{W/\left(m{\cdot}K\right)}] \tag{13}$$

$$cp_a = 4182 \ [\mathrm{J/\left(kg{\cdot}K\right)}] \tag{14}$$

$$Pr_a = 3,553 \tag{15}$$

$$\rho_a = 988 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{16}$$

Primeira lei aplicada ao trocador de calor

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot cp_a \cdot (T_{sa} - T_{ea}) \tag{17}$$

Cálculos preliminares

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}\right) \cdot V_a \tag{18}$$

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot V_a \cdot d_1}{\mu_a} \tag{19}$$

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2,0 \cdot \log 10\left((\epsilon/d_1/3,7) + \frac{2,51}{Re_a \cdot f^{0,5}}\right) \tag{20}$$

Coeficiente convectivo - água

$$Nua = A_1/B_1 \tag{21}$$

$$A_1 = (Re_a - 1000) \cdot Pr_a \cdot (f/8) \tag{22}$$

$$B_1 = \left(1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr_a^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{0,5}\right) \tag{23}$$

$$Nua = \frac{h_a \cdot d_1}{k_a} \tag{24}$$

Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor baseado na área da superfície externa do tubo interno.

$$R_1 = \frac{d_2}{d_1 \cdot h_a} \tag{25}$$

$$R_2 = 1/h_f \tag{26}$$

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2} \tag{27}$$

Cálculo do comprimento do trocador de calor

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot MLDT \tag{28}$$

$$\Delta_{T1} = T_{sf} - T_{ea} \tag{29}$$

$$\Delta_{T2} = T_{ef} - T_{sa} \tag{30}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)} \tag{31}$$

$$A = \pi \cdot d_2 \cdot L \tag{32}$$

Resultados

$A = 1,243\,[\mathrm{m}^2]$	$A_1 = 910,4$
$B_1 = 1,941$	$cp_a = 4182\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\Delta_{T1} = 100\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\Delta_{T2} = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$
$d_1 = 0,0279\,[\mathrm{m}]$	$d_2 = 0,0334\,[\mathrm{m}]$
$\epsilon = 0,00005\,[\mathrm{m}]$	$f = 0,02487$
$g = 9,81\,[\mathrm{m/s}^2]$	$h_a = 10820\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_f = 3000\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$k_a = 0,6435\,[\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 11,85\,[\mathrm{m}]$	$MLDT = 89,63\,[^\circ\mathrm{C}]$
$\mu_a = 0,000547\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m}_a = 1\,[\mathrm{kg/s}]$
$Nua = 469,1$	$Pr_a = 3,553$
$\dot{Q} = 250920\,[\mathrm{W}]$	$Re_a = 83429$
$\rho_a = 988\,[\mathrm{kg/m}^3]$	$R_1 = 0,0001106\,[\mathrm{m^2.K/W}]$
$R_2 = 0,0003333\,[\mathrm{m^2.K/W}]$	$T_{ea} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{ef} = 160\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_m = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{sa} = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{sf} = 120\,[^\circ\mathrm{C}]$
$U = 2252\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$V_a = 1,656\,[\mathrm{m/s}]$

TCep9-15

Ep9.15 A vazão mássica de 2,0 kg/s de vapor d'água saturado a 100ºC é utilizada para aquecimento de um fluido em um trocador de calor do tipo casco e tubos com um passe tanto no casco quanto nos tubos. O vapor saturado é descarregado do trocador de calor como líquido saturado e o fluido é admitido no trocador de calor a 20ºC e descarregado a 80ºC. Sabendo que o coeficiente global de transmissão de calor é igual a 1000 W/(m.K), e que o calor específico do fluido é igual a 800 J/(kg.K), pede-se para determinar:
a) a vazão mássica de fluido aquecido;
b) a área de transferência de calor.

Índices: a - água; f - fluido; e - entrada; s - saída; t - tubo.

Dados

$$\dot{m}_a = 2,0 \; [\text{kg/s}] \tag{1}$$

$$T_{ea} = 100 \; [°\text{C}] \tag{2}$$

$$T_{sa} = 100 \; [°\text{C}] \tag{3}$$

$$x_{ea} = 1 \tag{4}$$

$$x_{sa} = 0 \tag{5}$$

$$T_{ef} = 20 \; [°\text{C}] \tag{6}$$

$$T_{sf} = 80 \; [°\text{C}] \tag{7}$$

$$U = 1,0 \; \left[\text{kW}/\left(\text{m}^2\cdot\text{K}\right)\right] \tag{8}$$

$$Cp_f = 0,800 \; [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})] \tag{9}$$

Entalpias da água saturada a 100°C

$$h_{ea} = 2676,1 \; [\text{kJ/kg}] \tag{10}$$

$$h_{sa} = 419,04 \; [\text{kJ/kg}] \tag{11}$$

Primeira lei aplicada ao trocador de calor

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot (h_{ea} - h_{sa}) \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{sf} - T_{ef}) \tag{13}$$

Cálculo da MLDT

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot MLDT \tag{14}$$

$$\Delta_{T1} = T_{ea} - T_{ef} \tag{15}$$

$$\Delta_{T2} = T_{sa} - T_{sf} \tag{16}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)} \tag{17}$$

Resultados

$A = 104,3\,[\mathrm{m}^2]$	$Cp_f = 0,8\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$
$\Delta_{T1} = 80\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta_{T2} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$h_{ea} = 2676\,[\mathrm{kJ/kg}]$	$h_{sa} = 419\,[\mathrm{kJ/kg}]$
$MLDT = 43,28\,[°\mathrm{C}]$	$\dot{m}_a = 2\,[\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_f = 94,04\,[\mathrm{kg/s}]$	$\dot{Q} = 4514\,[\mathrm{kW}]$
$T_{ea} = 100\,[°\mathrm{C}]$	$T_{ef} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_{sa} = 100\,[°\mathrm{C}]$	$T_{sf} = 80\,[°\mathrm{C}]$
$U = 1\,[\mathrm{kW/(m^2.K)}]$	$x_{ea} = 1$
$x_{sa} = 0$	

TCep9-16

Ep9.16 Pretende-se projetar um trocador de calor com dois passes nos tubos e um passe na carcaça conforme esquematizado na Figura Ep9.16. Nesse equipamento, a temperatura de entrada do fluido quente é igual a 220ºC, a de saída é 110ºC. O fluido de arrefecimento é admitido a 30ºC e descarregado a 130ºC. Determine a MLDT.

Dados

$$T_{q1} = 220 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{q2} = 110 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{f1} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{f2} = 130 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

Cálculo da MLDT

$$\Delta T_1 = T_{q1} - T_{f2} \tag{5}$$

$$\Delta T_2 = T_{q2} - T_{f1} \tag{6}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{7}$$

Resultados

$\Delta T_1 = 90\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta T_2 = 80\,[°\mathrm{C}]$
$MLDT = 84,9\,[°\mathrm{C}]$	$T_{f1} = 30\,[°\mathrm{C}]$
$T_{f2} = 130\,[°\mathrm{C}]$	$T_{q1} = 220\,[°\mathrm{C}]$
$T_{q2} = 110\,[°\mathrm{C}]$	

TCep9-17

Ep9.17 Pretende-se projetar um trocador de calor com dois passes nos tubos e um passe na carcaça, conforme esquematizado na Figura Ep9.16, no qual a temperatura de entrada do fluido quente, que escoa no interior dos tubos, é igual a 250ºC, a de saída é 110ºC. O fluido de arrefecimento é admitido a 30ºC e descarregado a 130ºC. Os tubos deste trocador de calor terão diâmetro externo igual a 50 mm e diâmetro interno igual a 42 mm. Sabendo que a condutibilidade térmica deste material é igual a 60 W/(m.K), que hi = 500 W/(m^2.K) e que he = 1200 W/(m^2.K), determine a MLDT, o fator de correção da MLTD e o coeficiente global de transferência de calor com base na área externa dos tubos.

Dados

$$T_{q1} = 250 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{q2} = 110 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{f1} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{f2} = 130 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$D_i = 0,042 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$D_e = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$e = \frac{D_e - D_i}{2} \tag{7}$$

$$k_t = 60 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{8}$$

$$h_i = 500 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{9}$$

$$h_e = 1200 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{10}$$

Cálculo da MLDT

$$\Delta T_1 = T_{q1} - T_{f2} \tag{11}$$

$$\Delta T_2 = T_{q2} - T_{f1} \tag{12}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{13}$$

Cálculo do fator de correção F

$$N = 2 \tag{14}$$

$$T_{q1} = T_{t1} \tag{15}$$

$$T_{q2} = T_{t2} \tag{16}$$

$$T_{f1} = T_{c1} \tag{17}$$

$$T_{f2} = T_{c2} \tag{18}$$

$$R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{t1}} \tag{19}$$

$$P = \frac{T_{t2} - T_{t1}}{T_{c1} - T_{t1}} \tag{20}$$

$$\alpha = \left(\frac{1 - R \cdot P}{1 - P}\right)^{1/N} \tag{21}$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \tag{22}$$

$$A_1 = \left(R^2 + 1\right)^{0,5} \cdot \ln\left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S}\right) \tag{23}$$

$$A_2 = 2 - S \cdot \left(R + 1 - \left(R^2 + 1\right)^{0,5}\right) \tag{24}$$

$$A_3 = 2 - S \cdot \left(R + 1 + \left(R^2 + 1\right)^{0,5}\right) \tag{25}$$

$$F = \frac{A_1}{(R - 1) \cdot \ln\left(A_2/A_3\right)} \tag{26}$$

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

Adotando um comprimento arbitrário L para os tubos, temos:

$$L = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{27}$$

$$A_e = \pi \cdot D_e \cdot L \tag{28}$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L \tag{29}$$

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \tag{30}$$

$$R_t = \frac{\ln\left(D_e/D_i\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \tag{31}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} \tag{32}$$

$$U = (1/A_e) \cdot \frac{1}{R_i + R_t + R_e} \tag{33}$$

Resultados

$\alpha = 1,398$	$A_1 = -0,3681$
$A_2 = 1,85$	$A_3 = 0,9229$
$A_e = 0,1571\,[\mathrm{m}^2]$	$A_i = 0,1319\,[\mathrm{m}^2]$
$\Delta T_1 = 120\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta T_2 = 80\,[°\mathrm{C}]$
$D_e = 0,05\,[\mathrm{m}]$	$D_i = 0,042\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,004\,[\mathrm{m}]$	$F = 0,9706$
$h_e = 1200\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$h_i = 500\,[\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k_t = 60\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$MLDT = 98,65\,[°\mathrm{C}]$	$N = 2$

$P = 0,6364$	$R = 0,4545$
$R_e = 0,005305\,[\mathrm{K/W}]$	$R_i = 0,01516\,[\mathrm{K/W}]$
$R_t = 0,0004625\,[\mathrm{K/W}]$	$S = 0,4219$
$T_{c1} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{c2} = 130\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{f1} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{f2} = 130\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{q1} = 250\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{q2} = 110\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{t1} = 250\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{t2} = 110\,[^\circ\mathrm{C}]$
$U = 304,2\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	

TCep9-18

Ep9.18 Pretende-se projetar um trocador de calor com dois passes no casco e quatro passes nos tubos no qual a temperatura de entrada do fluido quente, que escoa nos tubos, é igual a 350ºC e a de saída é 140ºC. O fluido de arrefecimento é admitido a 50ºC e descarregado a 160ºC. Os tubos deste trocador de calor terão diâmetro externo igual a 60 mm e diâmetro interno igual a 54 mm. Sabendo que a condutibilidade térmica deste material é igual a 80 W/(m.K), que h_i = 800 W/(m^2.K) e que h_e = 2300 W/(m^2.K), determine a MLDT, o fator de correção da MLTD e o coeficiente global de transferência de calor com base na área externa dos tubos.

Dados

$$T_{q1} = 350 \ [°C] \tag{1}$$

$$T_{q2} = 140 \ [°C] \tag{2}$$

$$T_{f1} = 50 \ [°C] \tag{3}$$

$$T_{f2} = 160 \ [°C] \tag{4}$$

$$D_i = 0,054 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$D_e = 0,060 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$e = \frac{D_e - D_i}{2} \tag{7}$$

$$k_t = 80 \ [\mathrm{W/\,(m{\cdot}K)}] \tag{8}$$

$$h_i = 800 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{9}$$

$$h_e = 2300 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{10}$$

Cálculo da MLDT

$$\Delta T_1 = T_{q1} - T_{f2} \tag{11}$$

$$\Delta T_2 = T_{q2} - T_{f1} \tag{12}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{13}$$

Cálculo do fator de correção F

$$N = 2 \tag{14}$$

$$T_{q1} = T_{t1} \tag{15}$$

$$T_{q2} = T_{t2} \tag{16}$$

$$T_{f1} = T_{c1} \tag{17}$$

$$T_{f2} = T_{c2} \tag{18}$$

$$R = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{c1} - T_{t1}} \tag{19}$$

$$P = \frac{T_{t2} - T_{t1}}{T_{c1} - T_{t1}} \tag{20}$$

$$\alpha = \left(\frac{1 - R \cdot P}{1 - P} \right)^{1/N} \tag{21}$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \tag{22}$$

$$A_1 = \left(R^2 + 1\right)^{0,5} \cdot \ln\left(\frac{1 - S}{1 - R \cdot S} \right) \tag{23}$$

$$A_2 = 2 - S \cdot \left(R + 1 - \left(R^2 + 1\right)^{0,5} \right) \tag{24}$$

$$A_3 = 2 - S \cdot \left(R + 1 + \left(R^2 + 1\right)^{0,5} \right) \tag{25}$$

$$F = \frac{A_1}{(R - 1) \cdot \ln\left(A_2/A_3\right)} \tag{26}$$

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

Adotando um comprimento arbitrário L para os tubos, temos:

$$L = 1,0 \ \text{[m]} \tag{27}$$

$$A_e = \pi \cdot D_e \cdot L \tag{28}$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L \tag{29}$$

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \tag{30}$$

$$R_t = \frac{\ln\left(D_e/D_i\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \tag{31}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} \tag{32}$$

$$U = (1/A_e) \cdot \frac{1}{R_i + R_t + R_e} \tag{33}$$

Resultados

$\alpha = 1,574$	$A_1 = -0,4832$
$A_2 = 1,857$	$A_3 = 0,8438$
$A_e = 0,1885 \left[\text{m}^2\right]$	$A_i = 0,1696 \left[\text{m}^2\right]$
$\Delta T_1 = 190 \, [°\text{C}]$	$\Delta T_2 = 90 \, [°\text{C}]$
$D_e = 0,06 \, [\text{m}]$	$D_i = 0,054 \, [\text{m}]$
$e = 0,003 \, [\text{m}]$	$F = 0,9675$
$h_e = 2300 \left[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})\right]$	$h_i = 800 \left[\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})\right]$
$k_t = 80 \, [\text{W}/(\text{m.K})]$	$L = 1 \, [\text{m}]$
$MLDT = 133,8 \, [°\text{C}]$	$N = 2$

$P = 0,7$	$R = 0,3667$
$R_e = 0,002307\,[\mathrm{K/W}]$	$R_i = 0,007368\,[\mathrm{K/W}]$
$R_t = 0,0002096\,[\mathrm{K/W}]$	$S = 0,4755$
$T_{c1} = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{c2} = 160\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{f1} = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{f2} = 160\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{q1} = 350\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{q2} = 140\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{t1} = 350\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{t2} = 140\,[^\circ\mathrm{C}]$
$U = 536,7\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	

TCep9-19

Ep9.19 Com o objetivo de preaquecer água de alimentação de uma caldeira para que ela atinja 120°C, pretende-se aproveitar a disponibilidade energética de gases de combustão provenientes de um forno industrial. Para tal, pretende-se projetar um trocador de calor casco e tubos com um passe na carcaça e dois passes nos tubos que deverá operar em contracorrente. Em primeira aproximação pode-se considerar que os produtos de combustão podem ser modelados como se fossem ar na pressão ambiente, 100 kPa, e admitidos no trocador de calor a 210ºC e com a vazão volumétrica de 24000 m^3/h. Suponha que a água escoará no interior de um conjunto de 30 tubos hidraulicamente lisos de uma liga de uma liga metálica com condutibilidade térmica igual a 120 W/(m^2.K), será admitida no trocador de calor a 20 bar, 20ºC e na vazão de 6000 kg/h. Sabe-se que os diâmetros interno e externo dos tubos são iguais, respectivamente, a 18,0 mm e 24 mm, que é prevista a ocorrência de incrustações no exterior dos tubos cujo fator foi estimado em 0,0018 m^2.K/W, e que o coeficiente convectivo externo foi avaliado como sendo igual a 850 W/(m^2.K). Pede-se para determinar:
a) a área de transferência de calor calculada com base no diâmetro externo dos tubos;
b) o comprimento de cada passe dos tubos;
c) a perda de carga distribuída no escoamento da água através dos tubos do trocador de calor.

Dados
Fluido quente: ar - h
Fluido frio: água - c

$$g = 9,81 \ \left[\text{m/s}^2\right] \tag{1}$$

$$The = 210 \ [°\text{C}] \tag{2}$$

$$Tce = 20 \ [°\text{C}] \tag{3}$$

$$Tcs = 120 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$p_c = 2000 \ [\text{kPa}] \tag{5}$$

$$p_h = 100 \ [\text{kPa}] \tag{6}$$

$$N_t = 30 \tag{7}$$

$$D_e = 0,024 \ [\text{m}] \tag{8}$$

$$r_e = D_e/2 \tag{9}$$

$$D_i = 0,018 \ [\text{m}] \tag{10}$$

$$r_i = D_i/2 \tag{11}$$

$$e = \frac{D_e - D_i}{2} \tag{12}$$

$$Vz_h = (24000/3600) \ \left[\text{m}^3/\text{s}\right] \tag{13}$$

$$\dot{m}_c = (6000/3600) \ [\text{kg/s}] \tag{14}$$

$$F_{Ic} = 0 \tag{15}$$

$$F_{Ih} = 0,0018 \ \left[\text{m}^2 \cdot \text{K/W}\right] \tag{16}$$

$$k_t = 120 \ [\text{W/(m·K)}] \tag{17}$$

Número de passes nos tubos e na carcaça

$$N_p = 2 \tag{18}$$

$$N_c = 1 \tag{19}$$

Coeficiente convectivo lado carcaça - h$_h$

$$h_h = 850 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{20}$$

Vazões mássicas

$$\dot{m}_h = Vz_h \cdot \rho_h \tag{21}$$

$$\dot{m}_{c;t} = \dot{m}_c / N_t \tag{22}$$

Propriedades da água:

$$Tmc = \frac{Tce + Tcs}{2} \tag{23}$$

$$Corr_1 = 1000 \ [\mathrm{J/kJ}] \tag{24}$$

$$cp_c = 4190 \ [\mathrm{J}/(\mathrm{kg} \cdot \mathrm{K})] \tag{25}$$

$$k_c = 0,6631 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{K})] \tag{26}$$

$$\mu_c = 0,000404 \ [\mathrm{kg}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{s})] \tag{27}$$

$$Pr_c = 2,552 \tag{28}$$

$$\rho_c = 977,7 \ \left[\mathrm{kg/m}^3\right] \tag{29}$$

Propriedades do ar

Considerando, para o cálculo das propriedades do ar, que Tmh seja aproximadamente igual a 150°C, temos:

$$cp_h = 1016 \ [\mathrm{J}/\left(\mathrm{kg} \cdot \mathrm{K}\right)] \tag{30}$$

$$\rho_h = 0,8233 \ \left[\mathrm{kg/m}^3\right] \tag{31}$$

Primeira lei

$$\dot{m}_c \cdot cp_c \cdot (Tcs - Tce) = \dot{m}_h \cdot cp_h \cdot (The - Ths) \tag{32}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot cp_h \cdot (The - Ths) \tag{33}$$

Coeficiente global - base: área externa dos tubos.

$$U_{ext} = \left(\frac{r_e}{(h_c \cdot r_i)} + F_{Ic} \cdot (r_e/r_i) + r_e \cdot \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_t} + F_{Ih} + 1/h_h \right)^{-1} \tag{34}$$

$$Re_c = \frac{4 \cdot \dot{m}_{c;t}}{\pi \cdot \mu_c \cdot D_i} \tag{35}$$

$$Nusselt_c = 0,023 \cdot Re_c^{0,8} \cdot Pr_c^{0,4} \tag{36}$$

$$Nusselt_c = h_c \cdot D_i / k_c \tag{37}$$

MLDT

$$\Delta T1 = The - Tcs \tag{38}$$

$$\Delta T2 = Ths - Tce \tag{39}$$

$$MLDT = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \tag{40}$$

$$\dot{Q} = U_{ext} \cdot A_{ext} \cdot F \cdot MLDT \tag{41}$$

Cálculo de F

$$R = \frac{The - Ths}{Tcs - Tce} \tag{42}$$

$$P = \frac{Tcs - The}{The - Tce} \tag{43}$$

$$\alpha = \left(\frac{1 - R \cdot P}{1 - P}\right)^{1/N_c} \tag{44}$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \tag{45}$$

$$F = \frac{\left(R^2 + 1\right)^{0,5} \cdot \ln\left(\frac{1-S}{1-R \cdot S}\right)}{(R-1) \cdot \ln\left(\frac{2-S \cdot \left(R+1-\left(R^2+1\right)^{0,5}\right)}{\left(2-S \cdot \left(R+1+\left(R^2+1\right)^{0,5}\right)\right)}\right)} \tag{46}$$

$$A_{ext} = N_t \cdot L \cdot 2 \cdot \pi \cdot D_e \cdot N_p \tag{47}$$

$$\dot{m}_{c;t} = \rho_c \cdot V \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \tag{48}$$

$$f_a = (0,790 \cdot \ln(Re_c) - 1,64)^{-2} \tag{49}$$

$$h_L = f_a \cdot (L/D_i) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \tag{50}$$

Resultados

$\alpha = 1,081$	$A_{ext} = 34,42\ [\mathrm{m}^2]$
$Corr_1 = 1000\ [\mathrm{J/kJ}]$	$cp_c = 4190\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$cp_h = 1016\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$\Delta T1 = 90\ [°\mathrm{C}]$
$\Delta T2 = 64,77\ [°\mathrm{C}]$	$D_e = 0,024\ [\mathrm{m}]$
$D_i = 0,018\ [\mathrm{m}]$	$e = 0,003\ [\mathrm{m}]$
$F = 0,9797$	$f_a = 0,03173$

$F_{Ic} = 0\ [\mathrm{m^2 \cdot K/W}]$ | $F_{Ih} = 0,0018\ [\mathrm{m^2 \cdot K/W}]$
$g = 9,81\ [\mathrm{m/s^2}]$ | $h_c = 1911\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_h = 850\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$ | $h_L = 0,01704\ [\mathrm{m}]$
$k_c = 0,6631\ [\mathrm{W/(m.K)}]$ | $k_t = 120\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 3,804\ [\mathrm{m}]$ | $MLDT = 76,7\ [°\mathrm{C}]$
$\mu_c = 0,000404\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$ | $\dot{m}_c = 1,667\ [\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_{c;t} = 0,05556\ [\mathrm{kg/s}]$ | $\dot{m}_h = 5,489\ [\mathrm{kg/s}]$
$Nusselt_c = 51,86$ | $N_c = 1$
$N_p = 2$ | $N_t = 30$
$P = -0,4737$ | $Pr_c = 2,552$
$p_c = 2000\ [\mathrm{kPa}]$ | $p_h = 100\ [\mathrm{kPa}]$
$\dot{Q} = 698333\ [\mathrm{W}]$ | $R = 1,252$
$Re_c = 9727$ [---] | $\rho_c = 977,7\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$\rho_h = 0,8233\ [\mathrm{kg/m^3}]$ | $r_e = 0,012\ [\mathrm{m}]$
$r_i = 0,009\ [\mathrm{m}]$ | $S = -0,4737$
$Tce = 20\ [°\mathrm{C}]$ | $Tcs = 120\ [°\mathrm{C}]$
$The = 210\ [°\mathrm{C}]$ | $Ths = 84,77\ [°\mathrm{C}]$
$Tmc = 70\ [°\mathrm{C}]$ | $U_{ext} = 270\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$V = 0,2233\ [\mathrm{m/s}]$ | $Vz_h = 6,667\ [\mathrm{m^3/s}]$

TCep9-20

Ep9.20 A vazão mássica de 2,0 kg/s de vapor d'água saturado a 100ºC é utilizada para aquecimento de um fluido em um trocador de calor do tipo casco e tubos com um passe tanto no casco quanto nos tubos. O vapor saturado é descarregado do trocador de calor como líquido saturado e o fluido é admitido no trocador de calor a 20ºC e descarregado a 80ºC. Sabendo que o trocador de calor opera em contracorrente, que o coeficiente global de transmissão de calor é igual a 1000 W/(m.K), e que o calor específico do fluido é igual a 800 J/(kg.K), pede-se para determinar:
a) a vazão mássica do fluido aquecido;
b) a área de transferência de calor.

Índices: F - fluido a ser aquecido; V - água admitida na fase vapor; e - entrada; s - saída.

Dados

$$\dot{m}_V = 2,0 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{1}$$

$$T_V = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{F;e} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{F;s} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$cp_F = 0,800 \ [\mathrm{kJ/(kg{\cdot}K)}] \tag{5}$$

$$U = 1,0 \ \left[\mathrm{kW/(m^2{\cdot}K)}\right] \tag{6}$$

Propriedades da água

Temperatura

$$T = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

Título

$$x_{V;e} = 1 \tag{8}$$

$$x_{V;s} = 0 \tag{9}$$

Entalpias da água saturada

$$h_{V;e} = 2675,6 \ [\mathrm{kJ/kg}] \tag{10}$$

$$h_{V;s} = 417,6 \ [\mathrm{kJ/kg}] \tag{11}$$

Primeira Lei da Termodinâmica

$$\dot{m}_V \cdot (h_{V;e} - h_{V;s}) = \dot{m}_F \cdot cp_F \cdot (T_{F;s} - T_{F;e}) \tag{12}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_V \cdot (h_{V;e} - h_{V;s}) \tag{13}$$

$$\Delta_{T1} = T_V - T_{F;s} \tag{14}$$

$$\Delta_{T2} = T_V - T_{F;e} \tag{15}$$

$$DMLT = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)} \tag{16}$$

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot DMLT \tag{17}$$

Resultados

$A = 104,3\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$cp_F = 0,8\,[\mathrm{kJ/(kg.K)}]$
$\Delta_{T1} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta_{T2} = 80\,[°\mathrm{C}]$
$DMLT = 43,28\,[°\mathrm{C}]$	$h_{V;e} = 2676\,[\mathrm{kJ/kg}]$
$h_{V;s} = 417,6\,[\mathrm{kJ/kg}]$	$\dot{m}_F = 94,08\,[\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_V = 2\,[\mathrm{kg/s}]$	$\dot{Q} = 4516\,[\mathrm{kW}]$
$T = 100\,[°\mathrm{C}]$	$T_{F;e} = 20\,[°\mathrm{C}]$
$T_{F;s} = 80\,[°\mathrm{C}]$	$T_V = 100\,[°\mathrm{C}]$
$U = 1\,\left[\mathrm{kW/(m^2.K)}\right]$	$x_{V;e} = 1$
$x_{V;s} = 0$	

TCep9-21

Ep9.21 Um trocador de calor de duplo tubo deve ser utilizado para aquecer água na fase líquida de 20ºC a 80ºC utilizando vapor d'água saturado a 10 bar que é descarregado do trocador de calor como líquido saturado na mesma pressão. Veja a Figura Ep9.21. Considere que o tubo interno seja metálico, liso, com diâmetro externo igual a 30 mm, com espessura de parede igual a 2,0 mm e com resistência à transferência de calor por condução que possa ser desconsiderada. Sabendo que a água escoa no tubo interno com vazão mássica de 1,0 kg/s e que o coeficiente convectivo observado entre o vapor e a superfície externa do tubo interno é igual a 10000 W/(m^2.K), e considerando que as propriedades da água na fase líquida são: massa específica: 988,1 kg/m^3; viscosidade dinâmica: 0,000547 Pa.s; calor específico: 4182 J/(kg.K); condutibilidades térmica 0,643 W/(m.K); número de Prandtl: 3,555, pede-se para determinar: o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de calor observada entre os fluidos e o correspondente comprimento do tubo.

Índices: A - água a ser aquecida; V - água admitida na fase vapor; e - entrada; s - saída.

Dados

$$T_{A;e} = 20\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{A;s} = 80\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{2}$$

Diâmetros do tubo interno

$$D_e = 0,030\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_i = 0,026\ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$\dot{m}_A = 1,0\ [\mathrm{kg/s}] \tag{5}$$

$$h_V = 10000\ \left[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}\right] \tag{6}$$

$$\rho_A = 988,1\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{7}$$

$$\mu_A = 0,000547\ [\mathrm{kg/(m{\cdot}s)}] \tag{8}$$

$$cp_A = 4182\ [\mathrm{J/(kg{\cdot}K)}] \tag{9}$$

$$k_A = 0,643\ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{10}$$

$$Pr_A = 3,555 \tag{11}$$

$$T_V = 179,9\ [^\circ\mathrm{C}] \tag{12}$$

$$x_{V;e} = 1 \tag{13}$$

$$x_{V;s} = 0 \tag{14}$$

Propriedades da água admitida na fase vapor

$$h_{V;e} = 2777,1\ [\mathrm{kJ/kg}] \tag{15}$$

$$h_{V;s} = 762,6\ [\mathrm{kJ/kg}] \tag{16}$$

Primeira Lei da Termodinâmica

$$\dot{m}_V \cdot (h_{V;e} - h_{V;s}) = \dot{m}_A \cdot cp_A \cdot \frac{T_{A;s} - T_{A;e}}{A_1} \tag{17}$$

$$A_1 = 1000 \ \ [\mathrm{J/kJ}] \tag{18}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_V \cdot (h_{V;e} - h_{V;s}) \tag{19}$$

$$\Delta_{T1} = T_V - T_{A;s} \tag{20}$$

$$\Delta_{T2} = T_V - T_{A;e} \tag{21}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)} \tag{22}$$

Cálculo de h_A e de U

$$Re_A = \frac{4 \cdot \dot{m}_A}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_A} \tag{23}$$

$$n = 0,4 \tag{24}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re_A^{0,8} \cdot Pr_A^n \qquad \text{para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3} \tag{25}$$

$$NuD = h_A \cdot D_i / k_A \tag{26}$$

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{(h_A \cdot D_i)} + \frac{1}{(h_V)}} \tag{27}$$

Cálculo de L

$$\dot{Q} = U \cdot A_e \cdot MLDT / A_2 \tag{28}$$

$$A_2 = 1000 \qquad \text{W/kW} \tag{29}$$

$$A_e = \pi \cdot D_e \cdot L \tag{30}$$

Resultados

$A_1 = 1000\,[\mathrm{J/kJ}]$	$A_2 = 1000\,[\mathrm{W/kW}]$
$A_e = 0,4592\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$cp_A = 4182\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\Delta_{T1} = 99,9\,[°\mathrm{C}]$	$\Delta_{T2} = 159,9\,[°\mathrm{C}]$
$D_e = 0,03\,[\mathrm{m}]$	$D_i = 0,026\,[\mathrm{m}]$
$h_A = 8647\,\left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right]$	$h_V = 10000\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$h_{V;e} = 2777\,[\mathrm{kJ/kg}]$	$h_{V;s} = 762,6\,[\mathrm{kJ/kg}]$
$k_A = 0,643\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 4,872\,[\mathrm{m}]$
$MLDT = 127,6\,[°\mathrm{C}]$	$\mu_A = 0,000547\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_A = 1\,[\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_V = 0,1246\,[\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,4$	$NuD = 349,6$
$Pr_A = 3,555$	$\dot{Q} = 250,9\,[\mathrm{kW}]$
$Re_A = 89526$	$\rho_A = 988,1\,\left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$T_{A;e} = 20\,[°\mathrm{C}]$	$T_{A;s} = 80\,[°\mathrm{C}]$
$T_V = 179,9\,[°\mathrm{C}]$	$U = 4284\,\left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right]$
$x_{V;e} = 1$	$x_{V;s} = 0$

TCep9-22

Ep9.22 Um trocador de calor de duplo tubo deve ser utilizado para aquecer água comprimida na fase líquida de 30ºC a 80ºC utilizando um fluido admitido a 140ºC e descarregado a 100ºC. Considere que o tubo interno seja metálico, com altura de rugosidade igual a 0,05 mm, com diâmetro externo igual a 44 mm, com espessura de parede igual a 2,0 mm e com resistência à transferência de calor por condução que possa ser desconsiderada. Sabendo que a água escoa no tubo interno com vazão mássica de 0,8 kg/s e que o coeficiente convectivo observado entre o fluido e a superfície externa do tubo interno é igual a 3200 W/(m^2.K), considerando que as propriedades da água na fase líquida são: massa específica: 988,1 kg/m^3; viscosidade dinâmica 0,000547 Pa.s; calor específico 4182 J/(kg.K); condutibilidade térmica 0,643 W/(m.K); número de Prandtl 3,555, pede-se para determinar: o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de calor observada entre os fluidos e o correspondente comprimento do tubo.

Índices: a - água; f - fluido; e - entrada; s - saída;
1- superfície interna do tubo interno;
2- superfície externa do tubo interno;
3- superfície interna do tubo externo;
4- superfície externa do tubo externo

Dados

$$T_{ea} = 30 \ [°\mathrm{C}] \tag{1}$$

$$T_{sa} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{2}$$

$$T_{ef} = 140 \ [°\mathrm{C}] \tag{3}$$

$$T_{sf} = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{4}$$

$$\epsilon = 0,00005 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$d_2 = 0,044 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$e = 0,002 \ [\mathrm{m}] \tag{7}$$

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot e \tag{8}$$

$$\dot{m}_a = 0,8 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{9}$$

$$h_f = 3200 \ \left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right] \tag{10}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{11}$$

Propriedades da água

$$\rho_a = 988,1 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{12}$$

$$\mu_a = 0,000547 \ [\mathrm{kg/\left(m \cdot s\right)}] \tag{13}$$

$$Cp_a = 4182 \ [\mathrm{J/\left(kg \cdot K\right)}] \tag{14}$$

$$k_a = 0,643 \ [\mathrm{W/\left(m \cdot K\right)}] \tag{15}$$

$$Pr_a = 3,555 \tag{16}$$

Cálculos preliminares

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}\right) \cdot V_a \tag{17}$$

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot V_a \cdot d_1}{\mu_a} \tag{18}$$

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2,0 \cdot \log 10\left((\epsilon/d_1/3,7) + \frac{2,51}{Re_a \cdot f^{0,5}}\right) \tag{19}$$

Primeira lei aplicada ao trocador de calor

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot cp_a \cdot (T_{sa} - T_{ea}) \tag{20}$$

Coeficiente convectivo - água

$$Nua = A_1/B_1 \tag{21}$$

$$A_1 = (Re_a - 1000) \cdot Pr_a \cdot (f/8) \tag{22}$$

$$B_1 = \left(1,0 + 12,7 \cdot \left(Pr_a^{2/3} - 1\right) \cdot (f/8)^{0,5}\right) \tag{23}$$

$$Nua = \frac{h_a \cdot d_1}{k_a} \tag{24}$$

Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor baseado na área da superfície externa do tubo interno.

$$R_1 = \frac{d_2}{d_1 \cdot h_a} \tag{25}$$

$$R_2 = 1/h_f \tag{26}$$

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2} \tag{27}$$

Cálculo do comprimento do trocador de calor

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot MLDT \tag{28}$$

$$\Delta_{T1} = T_{sf} - T_{ea} \tag{29}$$

$$\Delta_{T2} = T_{ef} - T_{sa} \tag{30}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)} \tag{31}$$

$$A = \pi \cdot d_2 \cdot L \tag{32}$$

Resultados

$A = 1,485\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_1 = 504,3$
$B_1 = 1,942$	$Cp_a = 4182\,[\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\Delta_{T1} = 70\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\Delta_{T2} = 60\,[^\circ\mathrm{C}]$
$d_1 = 0,04\,[\mathrm{m}]$	$d_2 = 0,044\,[\mathrm{m}]$
$e = 0,002\,[\mathrm{m}]$	$\epsilon = 0,00005\,[\mathrm{m}]$
$f = 0,02491$	$g = 9,81\,\left[\mathrm{m/s}^2\right]$
$h_a = 4174\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$h_f = 3200\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_a = 0,643\,[\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 10,75\,[\mathrm{m}]$
$MLDT = 64,87\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\mu_a = 0,000547\,[\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_a = 0,8\,[\mathrm{kg/s}]$	$Nua = 259,7$
$Pr_a = 3,555$	$\dot{Q} = 167280\,[\mathrm{W}]$
$Re_a = 46554$	$\rho_a = 988,1\,\left[\mathrm{kg/m}^3\right]$
$R_1 = 0,0002635\,\left[\mathrm{m^2.K/W}\right]$	$R_2 = 0,0003125\,\left[\mathrm{m^2.K/W}\right]$
$T_{ea} = 30\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{ef} = 140\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{sa} = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{sf} = 100\,[^\circ\mathrm{C}]$
$U = 1736\,\left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$	$V_a = 0,6443\,[\mathrm{m/s}]$

TCep9-23

Ep9.23 Em um processo produtivo é necessário aquecer 0,05 kg/s de óleo da temperatura de 20ºC até atingir 50ºC. Para tal, um engenheiro pretende utilizar um trocador de calor de duplo tubo sem uso construído com tubos metálicos lisos cujas condutibilidades térmicas são desprezíveis. Sabe-se que o trocador de calor deve operar em contracorrente, tem os diâmetros do tubo interno iguais a 26 mm e 28 mm, que os diâmetros do tubo externo são 46 mm e 50 mm e que para prover o aquecimento do óleo deve ser utilizada água líquida comprimida disponível a 140ºC escoando na região anular do trocador de calor com vazão mássica igual a 1,0 kg/s. Considere que o óleo tem as seguintes propriedades: cp = 1950 J/(kg.K), ρ = 875 kg/m^3; μ = 0,253 Pa.s; k = 0,145 W/(m.K). Calcule:
a) a temperatura de saída da água;
b) o coeficiente convectivo do lado do óleo;
c) o coeficiente convectivo do lado da água;
d) o coeficiente global de troca térmica baseado na superfície externa do tubo interno;
e) o comprimento requerido do trocador de calor;
f) o fator de atrito do escoamento do óleo;
g) o fator de atrito do escoamento da água;
h) a perda de carga do escoamento do óleo; e
i) a perda de carga do escoamento da água.

Índices: a - água; o - óleo; e - entrada; s - saída;
1- superfície interna do tubo interno;
2- superfície externa do tubo interno;
3- superfície interna do tubo externo;
4- superfície externa do tubo externo

Dados

Propriedades do óleo

$$cp_o = 1950 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{1}$$

$$\rho_o = 875 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{2}$$

$$\mu_o = 0,253 \ [\mathrm{kg/m \cdot s}] \tag{3}$$

$$k_o = 0,145 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{4}$$

$$T_{eo} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_{so} = 50 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$Pr_o = \frac{\mu_o \cdot cp_o}{k_o} \tag{7}$$

$$d_1 = 0,026 \ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$d_2 = 0,028 \ [\mathrm{m}] \tag{9}$$

$$d_3 = 0,046 \ [\mathrm{m}] \tag{10}$$

$$d_4 = 0,050 \ [\mathrm{m}] \tag{11}$$

$$T_{ea} = 140 \ [°\mathrm{C}] \tag{12}$$

$$\dot{m}_a = 1,0 \ [\text{kg/s}] \tag{13}$$

$$\dot{m}_o = 0,05 \ [\text{kg/s}] \tag{14}$$

$$Patm = 100 \ [\text{kPa}] \tag{15}$$

$$g = 9,81 \ \left[\text{m/s}^2\right] \tag{16}$$

Temperatura de saída da água

Primeira lei aplicada ao trocador de calor

Resulta na temperatura de saída da água

$$\dot{m}_o \cdot cp_o \cdot (T_{so} - T_{eo}) = \dot{m}_a \cdot cp_a \cdot (T_{ea} - T_{sa}) \tag{17}$$

Adoto:

$$cp_a = 4283 \ [\text{J/}(\text{kg}\cdot\text{K})] \qquad \text{Valor para água comprimida a 140°C} \tag{18}$$

Esse cálculo resulta em T_{sa} = 139,3°C; logo a temperatura da água praticamente não varia!
Uso, então, as proprieddes da água na fase líquida a 140°C:

$$\rho_a = 926,2 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{19}$$

$$\mu_a = 0,000197 \ [\text{kg/}(\text{m}\cdot\text{s})] \tag{20}$$

$$k_a = 0,6833 \ [\text{W/}(\text{m}\cdot\text{K})] \tag{21}$$

$$Pr_a = 1,232 \tag{22}$$

Cálculos preliminares

$$A_{anulo} = (\pi/4) \cdot \left(d_3^2 - d_2^2\right) \tag{23}$$

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot A_{anulo} \cdot V_a \tag{24}$$

$$\dot{m}_o = \rho_o \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}\right) \cdot V_o \tag{25}$$

$$Dh_a = d_3 - d_2 \tag{26}$$

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot V_a \cdot Dh_a}{\mu_a} \tag{27}$$

$$Re_o = \frac{\rho_o \cdot V_o \cdot d_1}{\mu_o} \tag{28}$$

Coeficientes convectivos

O escoamento do óleo é laminar. Adotemos:

$$Nuo = 3,657 \tag{29}$$

$$h_o = Nuo \cdot k_o / d_1 \tag{30}$$

Para a água:

$$Nua = 0,023 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr_a^n \tag{31}$$

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,3 \tag{32}$$

$$Nua = h_a \cdot Dh_a / k_a \tag{33}$$

Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor baseado na área da superfície externa do tubo interno.

$$R_1 = \frac{d_2}{d_1 \cdot h_o} \tag{34}$$

$$R_2 = 1/h_a \tag{35}$$

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2} \tag{36}$$

Cálculo DMLT

$$\Delta_{T1} = T_{ea} - T_{so} \tag{37}$$

$$\Delta_{T2} = T_{sa} - T_{eo} \tag{38}$$

$$MLDT = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)} \tag{39}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q} = \dot{m}_o \cdot cp_o \cdot (T_{so} - T_{eo}) \tag{40}$$

$$\dot{Q} = U \cdot A_e \cdot MLDT \tag{41}$$

$$A_e = \pi \cdot d_2 \cdot L \tag{42}$$

Fatores de atrito

$$f_o = 64/Re_o \tag{43}$$

$$f_a = (0,790 \cdot \ln(Re_a) - 1,64)^{-2} \tag{44}$$

Perdas de carga

$$h_{Lo} = f_o \cdot (L/d_1) \cdot \frac{V_o^2}{2 \cdot g} \tag{45}$$

$$h_{La} = f_a \cdot (L/Dh_a) \cdot \frac{V_a^2}{2 \cdot g} \tag{46}$$

Resultados

$A_{anulo} = 0,001046\ \left[\mathrm{m^2}\right]$	$A_e = 1,489\ \left[\mathrm{m^2}\right]$
$cp_a = 4283\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$cp_o = 1950\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\Delta_{T1} = 90\ [°\mathrm{C}]$	$\Delta_{T2} = 119,3\ [°\mathrm{C}]$
$Dh_a = 0,018\ [\mathrm{m}]$	$d_1 = 0,026\ [\mathrm{m}]$
$d_2 = 0,028\ [\mathrm{m}]$	$d_3 = 0,046\ [\mathrm{m}]$
$d_4 = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$f_a = 0,01852$
$f_o = 6,613$	$g = 9,81\ \left[\mathrm{m/s^2}\right]$
$h_a = 8341\ \left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}\right]$	$h_{La} = 0,9454\ [\mathrm{m}]$
$h_{Lo} = 2,542\ [\mathrm{m}]$	$h_o = 20,39\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$k_a = 0,6833\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$k_o = 0,145\ [\mathrm{W/(m.K)}]$
$L = 16,93\ [\mathrm{m}]$	$MLDT = 104\ [°\mathrm{C}]$
$\mu_a = 0,000197\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_o = 0,253\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_a = 1\ [\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_o = 0,05\ [\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,3$	$Nua = 219,7$
$Nuo = 3,657$	$Patm = 100\ [\mathrm{kPa}]$
$Pr_a = 1,232$	$Pr_o = 3402$
$\dot{Q} = 2925\ [\mathrm{W}]$	$Re_a = 87340$
$Re_o = 9,678$	$\rho_a = 926,2\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$
$\rho_o = 875\ \left[\mathrm{kg/m^3}\right]$	$R_1 = 0,0528\ \left[\mathrm{m^2.K/W}\right]$
$R_2 = 0,0001199\ \left[\mathrm{m^2.K/W}\right]$	$T_{ea} = 140\ [°\mathrm{C}]$
$T_{eo} = 20\ [°\mathrm{C}]$	$T_{sa} = 139,3\ [°\mathrm{C}]$
$T_{so} = 50\ [°\mathrm{C}]$	$U = 18,9\ \left[\mathrm{W/(m^2.K)}\right]$
$V_a = 1,032\ [\mathrm{m/s}]$	$V_o = 0,1076\ [\mathrm{m/s}]$

TCep9-24

Ep9.24 Um trocador de calor de duplo, operando em contracorrente, deve ser utilizado para aquecer água na fase líquida de 20ºC a 80ºC utilizando vapor d'água saturado a 10 bar que é descarregado do trocador de calor como líquido saturado na mesma pressão. Considere que o tubo interno seja metálico, liso, com diâmetro externo igual a 50 mm, com espessura de parede igual a 2,0 mm e com resistência à transferência de calor por condução que possa ser desconsiderada. Sabendo que a água escoa no tubo interno com vazão mássica de 2,0 kg/s e que o coeficiente convectivo observado entre o vapor e a superfície externa do tubo interno é igual a 14000 W/(m^2.K), e considerando que a água na fase líquida tem massa específica igual a 988,0 kg/m^3; viscosidade dinâmica igual a 0,000547 Pa.s; calor específico igual a 4182 J/(kg.K); condutibilidade térmica igual a 0,6435 W/(m.K); número de Prandtl igual a 3,553, pede-se para determinar: o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de calor observada entre os fluidos e o correspondente comprimento do tubo.

Índices: f - fluido frio; q - fluido quente; e - entrada; s - saída.

Dados

$$\dot{m}_f = 2,0 \ [\text{kg/s}] \tag{1}$$

Tubo interno

$$De = 0,050 \ [\text{m}] \tag{2}$$

$$esp = 0,002 \ [\text{m}] \tag{3}$$

$$Di = De - 2 \cdot esp \tag{4}$$

$$Tfe = 20 \ [°\text{C}] \tag{5}$$

$$Tfs = 80 \ [°\text{C}] \tag{6}$$

$$Tqe = 179,9 \ [°\text{C}] \tag{7}$$

$$Tqs = 179,9 \ [°\text{C}] \tag{8}$$

Coeficiente convectivo vapor-tubo

$$h_q = 14000 \quad \text{W/(m}^2\text{.K)} \tag{9}$$

Propriedades da água (fluido frio) tomadas a T_m = (T_fe+T_fs)/2

$$Tm = 50 \ [°\text{C}] \tag{10}$$

$$\rho_f = 998,0 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{11}$$

$$\mu_f = 0,000547 \ [\text{kg/(m}\cdot\text{s)}] \tag{12}$$

$$k_f = 0,6435 \ [\text{W/(m}\cdot\text{K)}] \tag{13}$$

$$cp_f = 4182 \ [\text{J/(kg}\cdot\text{K)}] \tag{14}$$

$$Pr_f = 3,553 \tag{15}$$

$$\dot{m}_F = \rho_f \cdot V_f \cdot \pi \cdot \left(\frac{Di^2}{4} \right) \tag{16}$$

Coeficiente convectivo água-tubo - h_f

$$Re_f = \frac{4 \cdot \dot{m}_f}{\pi \cdot \mu_f \cdot Di} \tag{17}$$

Para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3

$$n = 0,4 \tag{18}$$

$$NuD = 0,023 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^n \tag{19}$$

$$NuD = h_f \cdot Di/k_f \tag{20}$$

$$\Delta T_1 = Tqs - Tfe \tag{21}$$

$$\Delta T_2 = Tqe - Tfs \tag{22}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{23}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot (Tfs - Tfe) \tag{24}$$

$$U = \frac{1}{\frac{De}{(h_f \cdot Di)} + 1/h_q} \tag{25}$$

$$\dot{Q} = U \cdot Ae \cdot DMLT \tag{26}$$

$$Ae = \pi \cdot De \cdot L \tag{27}$$

Resultados

$Ae = 1,074\ [\mathrm{m}^2]$	$cp_f = 4182\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$De = 0,05\ [\mathrm{m}]$	$\Delta T_1 = 159,9\ [°\mathrm{C}]$
$\Delta T_2 = 99,9\ [°\mathrm{C}]$	$Di = 0,046\ [\mathrm{m}]$
$DMLT = 127,6\ [°\mathrm{C}]$	$esp = 0,002\ [\mathrm{m}]$
$h_f = 5394\ [\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}]$	$h_q = 14000\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k_f = 0,6435\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 6,836\ [\mathrm{m}]$
$\mu_f = 0,000547\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\dot{m}_f = 2\ [\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,4$	$NuD = 385,6$
$Pr_f = 3,553$	$\dot{Q} = 501840\ [\mathrm{W}]$
$Re_f = 101203$	$\rho_f = 998\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$Tfe = 20\ [°\mathrm{C}]$	$Tfs = 80\ [°\mathrm{C}]$
$Tm = 50\ [°\mathrm{C}]$	$Tqe = 179,9\ [°\mathrm{C}]$
$Tqs = 179,9\ [°\mathrm{C}]$	$U = 3664\ [\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}]$
$V_f = 1,206\ [\mathrm{m/s}]$	

TCep9-25

Ep 9.25 Em uma indústria, com o objetivo de aquecer 50 kg/s de água, inicialmente a 20ºC, até a temperatura de 80ºC, um engenheiro propõe o uso de gases quentes exauridos por um equipamento térmico que estão a 150ºC conforme ilustrado na Figura Ep9.25. O tanque A contém água fria e o tanque B contém água quente e ambos estão abertos para a atmosfera. Considere que o trocador é do tipo casco e tubos, operando em contra-corrente, com um passe nos tubos e um passe na carcaça, a distância entre os espelhos é igual a 2,0 m, os diâmetros interno e externo dos tubos do trocador de calor são iguais, respectivamente, a 20 mm e 25 mm, a condutibilidade térmica do material dos tubos é igual a 15 W/(m.K), os tubos são hidraulicamente lisos, a velocidade de projeto da água nos tubos do trocador é igual a 1,0 m/s, e o coeficiente convectivo observado na superfície externa dos tubos é igual a 3000 W/(m^2.K). Considere que as propriedades dos produtos de combustão sejam: massa específica: 1,02 kg/m^{3,} calor específico 1007 J/(kg.K), viscosidade dinâmica: 0,000021 kg/(m.s), condutibilidade térmica: 0,029 W/(m.K) e Pr = 0,72. Determine:
a) a taxa de calor transferida para a água;
b) o coeficiente convectivo observado no interior dos tubos;
c) o coeficiente global de transferência de calor;
d) o número de tubos constituintes do trocador de calor;
e) a perda de carga distribuída do escoamento da água no trocador de calor.

Índices para cálculo do trocador de calor: f - água; q - produtos de combustão; e - entrada; s - saída; t - tubo.

Dados

$$V = 1,0 \ [\mathrm{m/s}] \tag{1}$$

$$\dot{m}_f = 10 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{2}$$

$$D_e = 0,025 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_i = 0,020 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$L = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$T_{fe} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{fs} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{qe} = 150 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

$$T_{qs} = 100 \ [°\mathrm{C}] \tag{9}$$

$$k_t = 15 \ [\mathrm{W/(m\cdot K)}] \tag{10}$$

$$h_q = 3000 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2\cdot K\right)}\right] \tag{11}$$

$$g = 9,81 \ \left[\mathrm{m/s^2}\right] \tag{12}$$

Propriedades da água a 20ºC e na temperatura T$_m$

$$T_m = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \tag{13}$$

$$\rho_{20} = 998,2 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{14}$$

$$\mu_{20} = 0,0010 \ [\mathrm{kg/(m\cdot s)}] \tag{15}$$

$$\rho_f = 988 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{16}$$
$$\mu_f = 0,000547 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{17}$$
$$k_f = 0,6435 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{18}$$
$$cp_f = 4182 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{19}$$
$$Pr_f = 3,553 \tag{20}$$

Propriedades dos produtos de combustão

$$\rho_q = 1,02 \ \left[\mathrm{kg/m^3}\right] \tag{21}$$
$$cp_q = 1007 \ [\mathrm{J/(kg \cdot K)}] \tag{22}$$
$$\mu_q = 0,000021 \ [\mathrm{kg/(m \cdot s)}] \tag{23}$$
$$k_q = 0,029 \ [\mathrm{W/(m \cdot K)}] \tag{24}$$
$$Pr_q = 0,72 \tag{25}$$

Cálculos

$$\dot{m}_t = \rho_{20} \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \cdot V \tag{26}$$
$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \tag{27}$$
$$\dot{Q} = \dot{m}_q \cdot cp_q \cdot (T_{qe} - T_{qs}) \tag{28}$$
$$Re_t = \frac{(4 \cdot \dot{m}_t)}{\pi \cdot \mu_q \cdot D_i} \tag{29}$$
$$NuD = 0,023 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_f^n \qquad \text{para fluido sendo aquecido n = 0,4; resfriado n = 0,3} \tag{30}$$
$$n = 0,4 \tag{31}$$
$$NuD = h_f \cdot D_i / k_f \tag{32}$$
$$A_t = \pi \cdot D_e \cdot L \tag{33}$$
$$Res = \frac{1}{(h_f \cdot A_t)} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{(2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_t)} + \frac{1}{h_q \cdot A_t} \tag{34}$$
$$U = \frac{1}{Res \cdot A_t} \tag{35}$$
$$\Delta_{T1} = T_{qs} - T_{fe} \tag{36}$$
$$\Delta_{T2} = T_{qe} - T_{fs} \tag{37}$$
$$DMLT = \frac{\Delta_{T1} - \Delta_{T2}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T1}}{\Delta_{T2}}\right)} \tag{38}$$
$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot DMLT \tag{39}$$
$$a = N_t \cdot A_T \tag{40}$$

Perda de carga

$$h_L = f \cdot L/D_i \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \tag{41}$$
$$f = (0,790 \cdot \ln(Re_t) - 1,64)^{-2} \tag{42}$$

Resultados

$A = 17,85\,[\mathrm{m}^2]$	$A_t = 0,1571\,[\mathrm{m}^2]$
$cp_f = 4182\,[\mathrm{J}(/\mathrm{kg.K})]$	$cp_q = 1007\,[\mathrm{J}/(\mathrm{kg.K})]$
$\Delta_{T1} = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$	$\Delta_{T2} = 70\,[^\circ\mathrm{C}]$
$DMLT = 74,89\,[^\circ\mathrm{C}]$	$D_e = 0,025\,[\mathrm{m}]$
$D_i = 0,02\,[\mathrm{m}]$	$f = 0,01173$
$g = 9,81\,[\mathrm{m/s}^2]$	$h_f = 74457\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K})]$
$h_L = 0,05977\,[\mathrm{m}]$	$h_q = 3000\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})]$
$k_f = 0,6435\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$	$k_q = 0,029\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$
$k_t = 15\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m.K})]$	$L = 2\,[\mathrm{m}]$
$\mu_{20} = 0,001\,[\mathrm{kg}/(\mathrm{m.s})]$	$\mu_f = 0,000547\,[\mathrm{kg}/(\mathrm{m.s})]$
$\mu_q = 0,000021\,[\mathrm{kg}/(\mathrm{m.s})]$	$\dot{m}_f = 10\,[\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_q = 49,84\,[\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_t = 0,3136\,[\mathrm{kg/s}]$
$n = 0,4$	$NuD = 2314$
$N_t = 113,6$	$Pr_f = 3,553$
$Pr_q = 0,72\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q} = 2,509 \times 10^6\,[\mathrm{W}]$
$Res = 0,003391\,[\mathrm{K/W}]$	$Re_t = 950667$
$\rho_{20} = 998,2\,[\mathrm{kg/m}^3]$	$\rho_f = 988\,[\mathrm{kg/m}^3]$
$\rho_q = 1,02\,[\mathrm{kg/m}^3]$	$T_{fe} = 20\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{fs} = 80\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_m = 50\,[^\circ\mathrm{C}]$
$T_{qe} = 150\,[^\circ\mathrm{C}]$	$T_{qs} = 100\,[^\circ\mathrm{C}]$
$U = 1877\,[\mathrm{W}/(\mathrm{m}^2.\mathrm{K})]$	$V = 1\,[\mathrm{m/s}]$

TCep9-26

Ep 9.26 Pretende-se resfriar 1,0 kg/s de óleo, inicialmente a 80ºC, até atingir a temperatura de 50ºC utilizando-se água em um trocador de calor do tipo casco e tubos. O óleo escoa no interior dos tubos, que podem ser considerados lisos, e a água escoa no lado do casco sendo admitida no trocador de calor a 20ºC e descarregada a 30ºC. Veja a Figura Ep9.26. Considere que o trocador é constituído por 200 tubos, operando em contracorrente, com um passe nos tubos e um passe na carcaça, os diâmetros interno e externo dos tubos do trocador de calor são iguais, respectivamente, a 14 mm e 16 mm, a condutibilidade térmica do material dos tubos é suficientemente alta para que a resistência à transferência de calor através das paredes dos tubos possa ser desconsiderada, e o coeficiente convectivo observado na superfície externa dos tubos é igual a 2000 W/(m^2.K). Considere que as propriedades do óleo sejam: massa específica: 860 kg/m^{3,} calor específico 2050 (J/kg.K), viscosidade dinâmica: 0,074 kg/(m.s) e condutibilidade térmica: 0,18 W/(m.K). Determine:

a) a taxa de calor transferida para a água;
b) o coeficiente convectivo observado no interior dos tubos;
c) o coeficiente global de transferência de calor com base na área externa dos tubos;
d) a diferença média logaritmica de temperaturas;
e) a área de transferência de calor;
f) o comprimento dos tubos constituintes do trocador de calor;
g) a perda de carga distribuída do escoamento do óleo no trocador de calor;

Índices para cálculo do trocador de calor: f - água; q - óleo; e - entrada; s - saída; t - tubo.

Dados

$$\dot{m}_q = 1,0 \ [\text{kg/s}] \tag{1}$$

$$T_{qe} = 80 \ [°\text{C}] \tag{2}$$

$$T_{qs} = 50 \ [°\text{C}] \tag{3}$$

$$T_{fe} = 20 \ [°\text{C}] \tag{4}$$

$$T_{fs} = 30 \ [°\text{C}] \tag{5}$$

$$N_t = 200 \tag{6}$$

$$h_f = 2000 \ \left[\text{W/(m}^2\text{·K)}\right] \tag{7}$$

$$D_e = 0,016 \ [\text{m}] \tag{8}$$

$$D_i = 0,014 \ [\text{m}] \tag{9}$$

$$g = 9,81 \ \left[\text{m/s}^2\right] \tag{10}$$

Propriedades do óleo

$$\rho_q = 860 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{11}$$

$$cp_q = 2050 \ [\text{J/(kg·K)}] \tag{12}$$

$$\mu_q = 0,074 \ [\text{kg/(m·s)}] \tag{13}$$

$$k_q = 0,18 \ [\text{W/(m·K)}] \tag{14}$$

$$Pr_q = \mu_q \cdot cp_q / k_q \tag{15}$$

Propriedades da água na temperatura T_m = 25°C e na pressão de 100 kPa

$$p = 100 \ [\text{kPa}] \tag{16}$$

$$T_m = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \tag{17}$$

$$\rho_f = 997,0 \ \left[\text{kg/m}^3\right] \tag{18}$$

$$\mu_f = 0,000895 \ [\text{kg/}(\text{m}\cdot\text{s})] \tag{19}$$

$$cp_f = 4182 \ [\text{J/}(\text{kg}\cdot\text{K})] \tag{20}$$

Cálculos

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \tag{21}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_q \cdot cp_q \cdot (T_{qe} - T_{qs}) \tag{22}$$

N_t = número de tubos

$$\dot{m}_t = \dot{m}_q / N_t \tag{23}$$

$$Re_t = \frac{(4 \cdot \dot{m}_t)}{\pi \cdot \mu_q \cdot D_i} \tag{24}$$

$$Re_t = \rho_q \cdot V_q \cdot D_i / \mu_q \tag{25}$$

Como a temperatura da água pouco varia, consideraremos que a temperatura da superfície interna dos tubos é aproximadamente constante, logo:

$$Nuq = 3,657 \tag{26}$$

$$Nuq = h_q \cdot D_i / k_q \tag{27}$$

Cálculo do coeficiente global

$$U = \left(1/h_q + \frac{D_e}{h_f \cdot D_i}\right)^{-1} \tag{28}$$

Média logarítmica da diferença das temperaturas

$$\Delta_{T1} = T_{qe} - T_{fs} \tag{29}$$

$$\Delta_{T2} = T_{qs} - T_{fe} \tag{30}$$

$$Arg = \ln\left(\frac{\Delta_{T1}}{\Delta_{T2}}\right) \tag{31}$$

$$DMLT = \frac{\Delta_{T1} - \Delta_{T2}}{Arg} \tag{32}$$

Cálculo da área

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot DMLT \tag{33}$$

Cálculo do comprimento dos tubos

$$A = N_t \cdot \pi \cdot D_e \cdot L \tag{34}$$

Perda de carga

$$h_L = f \cdot L/D_i \cdot \frac{V_q^2}{2 \cdot g} \tag{35}$$

$$f = 64/Re_t \tag{36}$$

Resultados

$A = 34,31\ [\mathrm{m^2}]$	$Arg = 0,5108$
$cp_f = 4182\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$	$cp_q = 2050\ [\mathrm{J/kg.K}]$
$\Delta_{T1} = 50\ [°\mathrm{C}]$	$\Delta_{T2} = 30\ [°\mathrm{C}]$
$DMLT = 39,15\ [°\mathrm{C}]$	$D_e = 0,016\ [\mathrm{m}]$
$D_i = 0,014\ [\mathrm{m}]$	$f = 10,42$
$g = 9,81\ [\mathrm{m/s^2}]$	$h_f = 2000\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$h_L = 0,1846\ [\mathrm{m}]$	$h_q = 47,02\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$k_q = 0,18\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$L = 3,412\ [\mathrm{m}]$
$\mu_f = 0,000895\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$	$\mu_q = 0,074\ [\mathrm{kg/(m.s)}]$
$\dot{m}_f = 1,471\ [\mathrm{kg/s}]$	$\dot{m}_q = 1\ [\mathrm{kg/s}]$
$\dot{m}_t = 0,005\ [\mathrm{kg/s}]$	$Nuq = 3,657$
$N_t = 200$	$p = 100\ [\mathrm{kPa}]$
$Pr_q = 842,8$	$\dot{Q} = 61500\ [\mathrm{W}]$
$Re_t = 6,145$	$\rho_f = 997\ [\mathrm{kg/m^3}]$
$\rho_q = 860\ [\mathrm{kg/m^3}]$	$T_{fe} = 20\ [°\mathrm{C}]$
$T_{fs} = 30\ [°\mathrm{C}]$	$T_m = 25\ [°\mathrm{C}]$
$T_{qe} = 80\ [°\mathrm{C}]$	$T_{qs} = 50\ [°\mathrm{C}]$
$U = 45,79\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$V_q = 0,03777\ [\mathrm{m/s}]$

TCep9-27

Ep9.27 Um trocador de calor de duplo deve ser utilizado para aquecer água na fase líquida comprimida de 20ºC a 80ºC utilizando vapor d'água saturado a 10 bar que é descarregado do trocador de calor como líquido saturado na mesma pressão. Considere que o tubo interno seja metálico, liso, com diâmetro externo igual a 60 mm, com espessura de parede igual a 2,0 mm e com resistência à transferência de calor por condução que possa ser desconsiderada. Sabe-se que a água na fase líquida escoa no tubo interno com vazão mássica de 2,0 kg/s, que o seu calor específico é igual a 4182 J/(kg.K) e que o coeficiente convectivo observado entre a água e o tubo é igual a 4500 W/(m^2.K). Considerando-se e que o coeficiente convectivo observado entre o vapor e a superfície externa do tubo interno é igual a 15000 W/(m^2.K), pede-se para determinar: o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de calor observada entre os fluidos e o correspondente comprimento do tubo.

Índices: f - fluido frio; q - fluido quente; e - entrada; s - saída.

Dados

$$\dot{m}_f = 2,0 \ [\mathrm{kg/s}] \tag{1}$$

Tubo interno

$$D_e = 0,060 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$esp = 0,002 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$D_i = D_e - 2 \cdot esp \tag{4}$$

$$T_{fe} = 20 \ [°\mathrm{C}] \tag{5}$$

$$T_{fs} = 80 \ [°\mathrm{C}] \tag{6}$$

$$T_{qe} = 179,9 \ [°\mathrm{C}] \tag{7}$$

$$T_{qs} = 179,9 \ [°\mathrm{C}] \tag{8}$$

Coeficiente convectivo vapor-tubo

$$h_q = 15000 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{9}$$

Coeficiente convectivo água comprimida-tubo

$$h_f = 4500 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}\right)\right] \tag{10}$$

Calor específico da água comprimida (fluido frio)

$$cp_f = 4182 \ [\mathrm{J}/(\mathrm{kg} \cdot \mathrm{K})] \tag{11}$$

Coeficiente global de transferência de calor

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{(h_f \cdot D_i)} + 1/h_q} \tag{12}$$

Taxa de calor e comprimento do trocador de calor

$$\Delta T_1 = T_{qs} - T_{fe} \tag{13}$$

$$\Delta T_2 = T_{qe} - T_{fs} \tag{14}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{15}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \tag{16}$$

$$\dot{Q} = U \cdot Ae \cdot DMLT \tag{17}$$

$$Ae = \pi \cdot D_e \cdot L \tag{18}$$

Resultados

$Ae = 1,199\ [\mathrm{m}^2]$	$cp_f = 4182\ [\mathrm{J/(kg.K)}]$
$\Delta T_1 = 159,9\ [°\mathrm{C}]$	$\Delta T_2 = 99,9\ [°\mathrm{C}]$
$DMLT = 127,6\ [°\mathrm{C}]$	$D_e = 0,06\ [\mathrm{m}]$
$D_i = 0,056\ [\mathrm{m}]$	$esp = 0,002\ [\mathrm{m}]$
$h_f = 4500\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$	$h_q = 15000\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$L = 6,361\ [\mathrm{m}]$	$\dot{m}_f = 2\ [\mathrm{kg/s}]$
$\dot{Q} = 501840\ [\mathrm{W}]$	$T_{fe} = 20\ [°\mathrm{C}]$
$T_{fs} = 80\ [°\mathrm{C}]$	$T_{qe} = 179,9\ [°\mathrm{C}]$
$T_{qs} = 179,9\ [°\mathrm{C}]$	$U = 3281\ [\mathrm{W/m^2 \cdot K}]$

TCep10-01

Ep10.1 Determine os fatores de forma F_{11}, F_{12} e F_{21} da configuração geométrica mostrada na Figura Ep10.1 em função do raio da calota esférica.

$$F_{21} = 1,0 \tag{1}$$

A_1*F_{12} = A_2*F_{21}
A_1 = 2*π*R^2 A_2 = π*R^2

Logo

$$F_{12} = 0,5 \tag{2}$$

Usando a regra do somatório:

$$F_{12} + F_{11} = 1 \tag{3}$$

Logo:

F_{11} = 0,5

TCep10-02

Ep10.2 Determine os fatores de forma F_{12}, F_{13} e F_{23} da cavidade com seção triangular e comprimento infinito ilustrada na Figura Ep10.2 na qual a = 5 m, b = 4 m e c = 3 m.

$$a = 5 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$b = 4 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$c = 3 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$F_{12} = \frac{a + c - b}{2 \cdot a} \tag{4}$$

$$F_{12} + F_{13} = 1,0 \tag{5}$$

A_1*F_{12} = A_2*F_{21}

Logo

$$F_{21} = F_{12} \cdot a/c \tag{6}$$

$$F_{21} + F_{23} = 1 \tag{7}$$

Resultados

$a = 5\,[\mathrm{m}]$	$b = 4\,[\mathrm{m}]$
$c = 3\,[\mathrm{m}]$	$F_{12} = 0,4$
$F_{13} = 0,6$	$F_{21} = 0,6667$
$F_{23} = 0,3333$	

TCep10-03

Ep10.3 Determine o fator de forma F_{12} da configuração geométrica mostrada na Figura Ep10.3.

r_1 = R/2
r_2 = R

$M_1 = r_1/R$
$M_2 = r_2/R$

Logo:

$$M_1 = 0,5 \quad (1)$$

$$M_2 = 1,0 \quad (2)$$

Seja:
$y = r_2/r_1$

Logo:

$$y = 2 \quad (3)$$

$$S = 1 + \frac{1 + M_2^2}{M_1^2} \quad (4)$$

$$F_{12} = 1/2 \cdot \left(S - \left(S^2 - 4 \cdot y^2\right)^{0,5}\right) \quad (5)$$

Resultados

$F_{12} = 0,4689$	$M_1 = 0,5$
$M_2 = 1$	$S = 9$
$y = 2$	

TCep10-04

Ep10.4 Determine os fatores de forma F_{12} e F_{21} da configuração geométrica constituída por uma casca esférica, superfície 1, posicionada no centro geométrico de um tetraedro, superfície 2. Considere que a aresta do tetraedro mede 12 cm e que o raio da esfera mede 2,0 cm.

Cada face do tetraedro é um triângulo equilátero com aresta a e altura h

$$a = 0,12 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r = 0,002 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

Área da superfície da esfera

$$A_1 = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \tag{3}$$

Área da superfície do tetraedro

$$A_2 = 4 \cdot \frac{a \cdot h}{2} \tag{4}$$

$$h = a \cdot \frac{3^{1/2}}{2} \tag{5}$$

Fatores de forma

$$F_{12} = 1,0 \tag{6}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{7}$$

Resultados

$a = 0,12\,[\mathrm{m}]$	$A_1 = 0,00005027\,[\mathrm{m}^2]$
$A_2 = 0,02494\,[\mathrm{m}^2]$	$F_{12} = 1$
$F_{21} = 0,002015$	$h = 0,1039\,[\mathrm{m}]$
$r = 0,002\,[\mathrm{m}]$	

TCep10-05

Ep10.5 Determine os fatores de forma F_{12} e F_{21} da configuração geométrica ilustrada na Figura Ep10.5.

Dados:

L = 2*D
r_1 = D/2
r_2 = D/2
y = r_1/r_2

M_1 = r_1/L
M_2 = r_2/L

$$M_1 = 0,25 \tag{1}$$

$$M_2 = 0,25 \tag{2}$$

$$y = 1 \tag{3}$$

$$S = 1 + \frac{1 + M_2^2}{M_1^2} \tag{4}$$

$$F_{23} = \frac{S - \left(S^2 - 4 \cdot y^2\right)^{0,5}}{2} \tag{5}$$

Como as áreas A_2 e A_3 são iguais, tem-se:

$$F_{32} = F_{23} \tag{6}$$

Regra do somatório

$$F_{22} = 0 \tag{7}$$

$$F_{21} + F_{22} + F_{23} = 1 \tag{8}$$

A_1*F_{12} = A_2*F_{21}

Logo:

$$F_{21} = 8 \cdot F_{12} \tag{9}$$

Resultados

$F_{12} = 0,118$	$F_{21} = 0,9443$
$F_{22} = 0$	$F_{23} = 0,05573$
$F_{32} = 0,05573$	$M_1 = 0,25$
$M_2 = 0,25$	$S = 18$
$y = 1$	

TCep10-06

Ep10.6 Determine os fatores de forma F_{12} e F_{21} da configuração geométrica ilustrada na Figura Ep10.6.

Índices:
1 - superfície 1 (coroa)
2 - superfície 2 (disco inferior)
3 - superfície constituída pelo círculo interno da coroa
4 - superfície constituída pela união das superfícies 1 e 3.

Para reduzir a solução a mero cálculo computacional, consideremos:

$$R = 1 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

Logo:

$$R_1 = R \tag{2}$$

$$R_2 = R \tag{3}$$

$$R_3 = R/2 \tag{4}$$

$$R_4 = R \tag{5}$$

$$L = 2 \cdot R \tag{6}$$

Áreas

$$A_1 = A_4 - A_3 \tag{7}$$

$$A_2 = \pi \cdot R^2 \tag{8}$$

$$A_3 = \pi \cdot \frac{R^2}{4} \tag{9}$$

$$A_4 = \pi \cdot R^2 \tag{10}$$

Fatores de forma

Cálculo de F_{24} e F_{24}

$$F_{24} = F_{42} \tag{11}$$

$$M_2 = R_2/L \tag{12}$$

$$M_4 = R_4/L \tag{13}$$

$$S_x = 1 + \frac{1 + M_4^2}{M_2^2} \tag{14}$$

$$F_{24} = 0,5 \cdot \left(S_x - \left(S_x^2 - 4 \cdot (R_4/R_2)^2 \right)^{0,5} \right) \tag{15}$$

Cálculo de F_{23} e F_{32}

$$A_2 \cdot F_{23} = A_3 \cdot F_{32} \tag{16}$$

$$M_3 = R_3/L \tag{17}$$

$$S_y = 1 + \frac{1 + M_3^2}{M_2^2} \tag{18}$$

$$F_{23} = 0,5 \cdot \left(S_y - \left(S_y^2 - 4 \cdot (R_3/R_2)^2 \right)^{0,5} \right) \tag{19}$$

Cálculo de F_{21} e F_{12}

$$F_{24} = F_{21} + F_{23} \tag{20}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{21}$$

Resultados

$A_1 = 2,356\ [\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 3,142\ [\mathrm{m}^2]$
$A_3 = 0,7854\ [\mathrm{m}^2]$	$A_4 = 3,142\ [\mathrm{m}^2]$
$F_{12} = 0,1647$	$F_{21} = 0,1235$
$F_{23} = 0,04806$	$F_{24} = 0,1716$
$F_{32} = 0,1922$	$F_{42} = 0,1716$
$L = 2\ [\mathrm{m}]$	$M_2 = 0,5$
$M_3 = 0,25$	$M_4 = 0,5$
$R = 1\ [\mathrm{m}]$	$R_1 = 1\ [\mathrm{m}]$
$R_2 = 1\ [\mathrm{m}]$	$R_3 = 0,5\ [\mathrm{m}]$
$R_4 = 1\ [\mathrm{m}]$	$S_x = 6$
$S_y = 5,25$	

TCep10-08

Ep10.8 Determine o fator de forma F_{13} entre as superfícies 1 e 3 da Figura Ep10.7. São dados: a = 10 m, b = 50 cm, c = 1,0 m e d = 50 cm

Seja a superfície 4 a união das superfícies 2 e 3.

$$a = 10 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$b = 0,5 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$c = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$d = 0,5 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

Determinação de F_{41}

$$L1 = \frac{b+c}{a} \tag{5}$$

$$H1 = d/a \tag{6}$$

$$K_{11} = \left(H1^2 + L1^2\right)^{1/2} \tag{7}$$

$$K_{21} = L1 \cdot \arctan(1/L1) + H1 \cdot \arctan(1/H1) \tag{8}$$

$$K_{31} = K_{11} \cdot \arctan(1/K_{11}) \tag{9}$$

$$K_{41} = \frac{\left(1 + L1^2\right) \cdot \left(1 + H1^2\right)}{1 + L1^2 + H1^2} \tag{10}$$

$$K_{51} = \left(\frac{\left(\left(L1^2\right) \cdot \left(1 + L1^2 + H1^2\right)\right)}{\left(\left(1 + L1^2\right) \cdot \left(L1^2 + H1^2\right)\right)}\right)^{L1^2} \tag{11}$$

$$K_{61} = \left(\frac{H1^2 \cdot \left(1 + H1^2 + L1^2\right)}{\left(\left(1 + H1^2\right) \cdot \left(H1^2 + L1^2\right)\right)}\right)^{H1^2} \tag{12}$$

$$K_{71} = \ln\left(K_{41} \cdot K_{51} \cdot K_{61}\right) \tag{13}$$

$$K_{81} = K_{21} - K_{31} + K_{71}/4 \tag{14}$$

$$F_{41} = \left(\frac{1}{\pi \cdot L1}\right) \cdot K_{81} \tag{15}$$

Determinação de F_{21}

$$L2 = c/a \tag{16}$$

$$H2 = d/a \tag{17}$$

$$K_{12} = \left(H2^2 + L2^2\right)^{1/2} \tag{18}$$

$$K_{22} = L2 \cdot \arctan(1/L2) + H2 \cdot \arctan(1/H2) \tag{19}$$

$$K_{32} = K_{12} \cdot \arctan(1/K_{12}) \tag{20}$$

$$K_{42} = \frac{\left(1 + L2^2\right) \cdot \left(1 + H2^2\right)}{1 + L2^2 + H2^2} \tag{21}$$

$$K_{52} = \left(\frac{\left(\left(L2^2\right) \cdot \left(1 + L2^2 + H2^2\right)\right)}{\left(\left(1 + L2^2\right) \cdot \left(L2^2 + H2^2\right)\right)} \right)^{L2^2} \tag{22}$$

$$K_{62} = \left(\frac{H2^2 \cdot \left(1 + H2^2 + L2^2\right)}{\left(\left(1 + H2^2\right) \cdot \left(H2^2 + L2^2\right)\right)} \right)^{H2^2} \tag{23}$$

$$K_{72} = \ln(K_{42} \cdot K_{52} \cdot K_{62}) \tag{24}$$

$$K_{82} = K_{22} - K_{32} + K_{72}/4 \tag{25}$$

$$F_{21} = \left(\frac{1}{\pi \cdot L2} \right) \cdot K_{82} \tag{26}$$

Determinação de F_{12}

$$a \cdot d \cdot F_{12} = a \cdot c \cdot F_{21} \tag{27}$$

Determinação de F_{14}

$$a \cdot d \cdot F_{14} = a \cdot (b + c) \cdot F_{41} \tag{28}$$

Determinação de F_{13}

$$F_{12} + F_{13} = F_{14} \tag{29}$$

Resultados

$a = 10$ [m]	$b = 0,5$ [m]
$c = 1$ [m]	$d = 0,5$ [m]
$F_{12} = 0,372$	$F_{13} = 0,03393$
$F_{14} = 0,406$	$F_{21} = 0,186$
$F_{41} = 0,1353$	$H1 = 0,05$
$H2 = 0,05$	$K_{11} = 0,1581$
$K_{12} = 0,1118$	$K_{21} = 0,2893$
$K_{22} = 0,2232$	$K_{31} = 0,2236$
$K_{32} = 0,1632$	$K_{41} = 1$
$K_{42} = 1$	$K_{51} = 0,9977$
$K_{52} = 0,9978$	$K_{61} = 0,9943$
$K_{62} = 0,996$	$K_{71} = -0,007962$
$K_{72} = -0,006181$	$K_{81} = 0,06377$
$K_{82} = 0,05844$	$L1 = 0,15$
$L2 = 0,1$	

TCep10-09

Ep10.9 Determine o fator de forma F_{21} entre as superfícies 2 e 1 da Figura. Ep10.9 que formam uma cavidade com comprimento infinito.

Seja w o comprimento arbitrário da cavidade.

$$F_{12} = 1 \tag{1}$$

A_1 = 2*R*w
A_2 = π*R*w
A_1*F_{12} = A_2*F_{21}

$$2 \cdot F_{12} = \pi \cdot F_{21} \tag{2}$$

Resultado

$F_{21} = 0,6366$

TCep10-10

Ep10.10 Determine os fatores de forma F_{12} e F_{21} para a configuração constituída por um tubo longo de raio R inserido em um tubo, também longo, de seção triangular equilátera conforme esquematizado na Figura Ep10.10.

seja:
h = altura do triângulo equilátero.
L = lado do triângulo equilátero.
w = comprimento arbitrário do conjunto.

h = 6*r

Usando o terorema de Pitágoras:

$(2*h/3)^2 = (h/3)^2 + (L/2)^2$
Logo:

$L = 4*3^{1/2}*r$

e

$A_1 = 3*4*3^{1/2}*r*w$

$A_2 = 2*\pi*r*w$

Logo:

$$F_{21} = 1 \tag{1}$$

$$F_{12} \cdot 3 \cdot 4 \cdot 3^{1/2} = F_{21} \cdot 2 \cdot \pi \tag{2}$$

Resultado

$F_{12} = 0,3023$

TCep10-11

Ep10.11 Determine o fator de forma entre duas paredes verticais opostas de uma estufa cúbica com aresta L = 0,5 m.

$$L = 0,5 \ [\text{m}] \tag{1}$$

Como as três arestas têm a mesma dimensão, L, temos:

$$x = 1 \tag{2}$$

$$y = 1 \tag{3}$$

$$c = \ln\left(\left(\frac{(1+x^2)\cdot(1+y^2)}{1+x^2+y^2}\right)^{1/2}\right) \tag{4}$$

$$d = x\cdot\left(1+y^2\right)^{1/2}\cdot\arctan\left(\frac{x}{(1+y^2)^{1/2}}\right) \tag{5}$$

$$e = y\cdot\left(1+x^2\right)^{1/2}\cdot\arctan\left(\frac{y}{(1+y^2)^{1/2}}\right) \tag{6}$$

$$f = -x\cdot\arctan(x) - y\cdot\arctan(y) \tag{7}$$

$$F_{12} = \left(\frac{2}{\pi\cdot x\cdot y}\right)\cdot(c+d+e+f) \tag{8}$$

Resultados

$c = 0,1438$ [rad]	$d = 0,8704$ [rad]
$e = 0,8704$ [rad]	$f = -1,571$ [rad]
$F_{12} = 0,1998$	$L = 0,5$ [m]
$x = 1$	$y = 1$

TCep10-12

Ep10.12 Utilizando-se os dados da Figura Ep10.12 determine $F_{13.}$

a, b, c, d são os vértices da figura.

$$L_1 = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$H = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$\alpha = 45 \ [°] \tag{3}$$

$$\beta = 60 \ [°] \tag{4}$$

Cálculos iniciais

$$L_4 \cdot \sin(\alpha) = H \tag{5}$$

$$L_3 \cdot \sin(\beta) = H \tag{6}$$

$$L_2 = L_1 + L_3 \cdot \mathrm{Cos}(\beta) + L_4 \cdot \mathrm{Cos}(\alpha) \tag{7}$$

$$L_{bd}^2 = H^2 + (L_2 - L_4 \cdot \mathrm{Cos}(\alpha))^2 \tag{8}$$

$$L_{ac}^2 = H^2 + (L_2 - L_3 \cdot \mathrm{Cos}(\beta))^2 \tag{9}$$

Usando o método das linhas cruzadas

$$F_{12} = \frac{(L_{bd} + L_{ac}) - (L_3 + L_4)}{2 \cdot L_1} \tag{10}$$

$$F_{34} = \frac{(L_{bd} + L_{ac}) - (L_1 + L_2)}{2 \cdot L_3} \tag{11}$$

$$L_1 \cdot F_{12} = L_2 \cdot F_{21} \tag{12}$$

$$L_1 \cdot F_{13} = L_3 \cdot F_{31} \tag{13}$$

$$L_1 \cdot F_{14} = L_4 \cdot F_{41} \tag{14}$$

$$L_2 \cdot F_{23} = L_3 \cdot F_{32} \tag{15}$$

$$L_2 \cdot F_{24} = L_4 \cdot F_{42} \tag{16}$$

$$L_3 \cdot F_{34} = L_4 \cdot F_{43} \tag{17}$$

$$F_{12} + F_{13} + F_{14} = 1 \tag{18}$$

$$F_{21} + F_{23} + F_{24} = 1 \tag{19}$$

$$F_{31} + F_{32} + F_{34} = 1 \tag{20}$$

$$F_{41} + F_{42} + F_{43} = 1 \tag{21}$$

Resultados

$\alpha = 45\,[^\circ]$	$\beta = 60\,[^\circ]$
$F_{12} = 0,7674$	$F_{13} = 0,007432$
$F_{14} = 0,2252$	$F_{21} = 0,2977$
$F_{23} = 0,343$	$F_{24} = 0,3592$
$F_{31} = 0,006436$	$F_{32} = 0,7657$
$F_{34} = 0,2279$	$F_{41} = 0,1592$
$F_{42} = 0,6547$	$F_{43} = 0,1861$
$H = 1\,[\mathrm{m}]$	$L_1 = 1\,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 2,577\,[\mathrm{m}]$	$L_3 = 1,155\,[\mathrm{m}]$
$L_4 = 1,414\,[\mathrm{m}]$	$L_{ac} = 2,236\,[\mathrm{m}]$
$L_{bd} = 1,868\,[\mathrm{m}]$	

TCep10-13

Ep10.13 Utilizando-se os dados da Figura Ep10.12 determine F_{23} e $F_{21.}$

a, b, c, d são os vértices da figura.

$$L_1 = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$
$$H = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$
$$\alpha = 45 \ [°] \tag{3}$$
$$\beta = 60 \ [°] \tag{4}$$

Cálculos iniciais

$$L_4 \cdot \sin(\alpha) = H \tag{5}$$
$$L_3 \cdot \sin(\beta) = H \tag{6}$$
$$L_2 = L_1 + L_3 \cdot \mathrm{Cos}(\beta) + L_4 \cdot \mathrm{Cos}(\alpha) \tag{7}$$
$$L_{bd}^2 = H^2 + (L_2 - L_4 \cdot \mathrm{Cos}(\alpha))^2 \tag{8}$$
$$L_{ac}^2 = H^2 + (L_2 - L_3 \cdot \mathrm{Cos}(\beta))^2 \tag{9}$$

Usando o método das linhas cruzadas

$$F_{12} = \frac{(L_{bd} + L_{ac}) - (L_3 + L_4)}{2 \cdot L_1} \tag{10}$$
$$F_{34} = \frac{(L_{bd} + L_{ac}) - (L_1 + L_2)}{2 \cdot L_3} \tag{11}$$
$$L_1 \cdot F_{12} = L_2 \cdot F_{21} \tag{12}$$
$$L_1 \cdot F_{13} = L_3 \cdot F_{31} \tag{13}$$
$$L_1 \cdot F_{14} = L_4 \cdot F_{41} \tag{14}$$
$$L_2 \cdot F_{23} = L_3 \cdot F_{32} \tag{15}$$
$$L_2 \cdot F_{24} = L_4 \cdot F_{42} \tag{16}$$
$$L_3 \cdot F_{34} = L_4 \cdot F_{43} \tag{17}$$
$$F_{12} + F_{13} + F_{14} = 1 \tag{18}$$
$$F_{21} + F_{23} + F_{24} = 1 \tag{19}$$
$$F_{31} + F_{32} + F_{34} = 1 \tag{20}$$
$$F_{41} + F_{42} + F_{43} = 1 \tag{21}$$

Resultados

$\alpha = 45\,[^\circ]$	$\beta = 60\,[^\circ]$
$F_{12} = 0,7674$	$F_{13} = 0,007432$
$F_{14} = 0,2252$	$F_{21} = 0,2977$
$F_{23} = 0,343$	$F_{24} = 0,3592$
$F_{31} = 0,006436$	$F_{32} = 0,7657$
$F_{34} = 0,2279$	$F_{41} = 0,1592$
$F_{42} = 0,6547$	$F_{43} = 0,1861$
$H = 1\,[\mathrm{m}]$	$L_1 = 1\,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 2,577\,[\mathrm{m}]$	$L_3 = 1,155\,[\mathrm{m}]$
$L_4 = 1,414\,[\mathrm{m}]$	$L_{ac} = 2,236\,[\mathrm{m}]$
$L_{bd} = 1,868\,[\mathrm{m}]$	

TCep10-14

Ep10.14 Utilizando-se os dados da Figura Ep10.12 determine F_{24} e F_{42}.

a, b, c, d são os vértices da figura.

$$L_1 = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$H = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$\alpha = 45 \ [°] \tag{3}$$

$$\beta = 60 \ [°] \tag{4}$$

Cálculos iniciais

$$L_4 \cdot \sin(\alpha) = H \tag{5}$$

$$L_3 \cdot \sin(\beta) = H \tag{6}$$

$$L_2 = L_1 + L_3 \cdot \mathrm{Cos}(\beta) + L_4 \cdot \mathrm{Cos}(\alpha) \tag{7}$$

$$L_{bd}^2 = H^2 + (L_2 - L_4 \cdot \mathrm{Cos}(\alpha))^2 \tag{8}$$

$$L_{ac}^2 = H^2 + (L_2 - L_3 \cdot \mathrm{Cos}(\beta))^2 \tag{9}$$

Usando o método das linhas cruzadas

$$F_{12} = \frac{(L_{bd} + L_{ac}) - (L_3 + L_4)}{2 \cdot L_1} \tag{10}$$

$$F_{34} = \frac{(L_{bd} + L_{ac}) - (L_1 + L_2)}{2 \cdot L_3} \tag{11}$$

$$L_1 \cdot F_{12} = L_2 \cdot F_{21} \tag{12}$$

$$L_1 \cdot F_{13} = L_3 \cdot F_{31} \tag{13}$$

$$L_1 \cdot F_{14} = L_4 \cdot F_{41} \tag{14}$$

$$L_2 \cdot F_{23} = L_3 \cdot F_{32} \tag{15}$$

$$L_2 \cdot F_{24} = L_4 \cdot F_{42} \tag{16}$$

$$L_3 \cdot F_{34} = L_4 \cdot F_{43} \tag{17}$$

$$F_{12} + F_{13} + F_{14} = 1 \tag{18}$$

$$F_{21} + F_{23} + F_{24} = 1 \tag{19}$$

$$F_{31} + F_{32} + F_{34} = 1 \tag{20}$$

$$F_{41} + F_{42} + F_{43} = 1 \tag{21}$$

Resultados

$\alpha = 45\,[^\circ]$	$\beta = 60\,[^\circ]$
$F_{12} = 0,7674$	$F_{13} = 0,007432$
$F_{14} = 0,2252$	$F_{21} = 0,2977$
$F_{23} = 0,343$	$F_{24} = 0,3592$
$F_{31} = 0,006436$	$F_{32} = 0,7657$
$F_{34} = 0,2279$	$F_{41} = 0,1592$
$F_{42} = 0,6547$	$F_{43} = 0,1861$
$H = 1\,[\mathrm{m}]$	$L_1 = 1\,[\mathrm{m}]$
$L_2 = 2,577\,[\mathrm{m}]$	$L_3 = 1,155\,[\mathrm{m}]$
$L_4 = 1,414\,[\mathrm{m}]$	$L_{ac} = 2,236\,[\mathrm{m}]$
$L_{bd} = 1,868\,[\mathrm{m}]$	

TCep10-15

Ep10.15 Utilizando-se os dados da Figura Ep10.15 determine $F_{21.}$

$$L = 0,5\ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$\alpha = 45\ [°] \tag{2}$$

$$F_{12} = 1 - \sin(\alpha/2) \tag{3}$$

$$F_{12} = F_{21} \tag{4}$$

Resultado

$F_{21} = 0,6173$

TCep10-16

Ep10.16 Dois discos coaxiais com raios iguais a 30 cm distam entre si 60 cm. Considere que os dois podem ser simulados como corpos negros, que um deles está a 300ºC e que o outro está a 150ºC. Determine a taxa de calor radiante líquida observada entre eles.

Dados:

$$L = 0,60 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$r_1 = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$r_2 = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_1 = 573,15 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_2 = 423,15 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [\mathrm{W/(m^2.K^4)}] \tag{6}$$

Cálculos

$$M_1 = r_1/L \tag{7}$$

$$M_2 = r_2/L \tag{8}$$

$$S = 1 + \frac{1 + M_2^2}{M_1^2} \tag{9}$$

$$y = r_1/r_2 \tag{10}$$

$$F_{12} = \frac{S - \left(S^2 - 4 \cdot y^2\right)^{0,5}}{2} \tag{11}$$

$$F_{21} = F_{12} \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{12} = A_1 \cdot F_{12} \cdot \sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \tag{13}$$

$$A_1 = \pi \cdot r_1^2 \tag{14}$$

Resultados

$A_1 = 0,2827 \left[\mathrm{m^2}\right]$	$F_{12} = 0,1716$
$F_{21} = 0,1716$ $M_1 = 0,5$	$M_2 = 0,5$
$\dot{Q}_{12} = 208,6 \,[\mathrm{W}]$	$S = 6$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)}\right]$	$y = 1$

TCep10-17

Ep10.17 Uma cavidade cilíndrica, que pode ser pode ser aproximada por um corpo negro, tem a sua superfície interna a 500 K. Sabendo que o seu diâmetro é igual a 10 cm e que a sua profundidade é igual a 25 cm, pede-se para determinar a taxa de calor transferida da cavidade para o meio ambiente.
Suponha que o meio ambiente esteja a 300 K e que possa ser tratado como uma superfície negra.

Índices:
1 - superfície interna a 500 K;
2 - abertura circular para o meio ambiente.

Hipótese: o meio ambiente pode ser simulado pela superfície 2 a 300 K supostamente negra.

Dados:

$$T_1 = 500 \; [\mathrm{K}] \tag{1}$$

$$T_2 = 300 \; [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$D = 0,10 \; [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$h = 0,25 \; [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \; \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 {\cdot} \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{5}$$

Cálculos

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot h \tag{6}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{7}$$

$$F_{21} = 1 \tag{8}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{9}$$

Como temos uma cavidade formada apenas por sjperfícies negras:

$$\dot{Q}_{12} = A_1 \cdot F_{12} \cdot \sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \tag{10}$$

Resultados

$A_1 = 0,08639 \, [\mathrm{m}^2]$ $\quad A_2 = 0,007854 \, [\mathrm{m}^2]$
$D = 0,1 \, [\mathrm{m}]$ $\quad F_{12} = 0,09091$
$F_{21} = 1$ $\quad h = 0,25 \, [\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{12} = 24,23 \, [\mathrm{W}]$

TCep10-18

Ep10.18 Determine o fluxo de calor entre duas placas paralelas de mesma geometria com altura e largura muito maior do que a distância de 5 cm que existe entre elas de forma que possam ser consideradas infinitas. Considere que elas podem ser consideradas negras, que uma está a 600 K e que a outra está a 350 K.

Índices:
1 - superfície a 600 K;
2 - superfície a 350 K.

Dados:

$$T_1 = 600 \ [\mathrm{K}] \tag{1}$$

$$T_2 = 350 \ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$h = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{4}$$

Cálculos

$$F_{21} = 1 \tag{5}$$

$$F_{12} = F_{21} \tag{6}$$

Como temos uma cavidade formada apenas por sjperfícies negras:

$$Fluxo = F_{12} \cdot \sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \tag{7}$$

Resultados

$Fluxo = 6497 \left[\mathrm{W}/\mathrm{m}^2\right]$ $\quad F_{12} = 1$
$F_{21} = 1$ $\quad h = 0,05 \, [\mathrm{m}]$

TCep10-19

Ep10.19 Dois discos coaxiais de mesmo diâmetro com raios iguais a 30 cm distam entre si 50 cm. Considere que os dois podem ser simulados como tendo superfícies negras, que um deles está a 300ºC e que o outro está a 150ºC. Determine a taxa de calor radiante líquida observada entre eles.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \quad (1)$$

$$T_1 = (300 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \quad (2)$$

$$T_2 = (150 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \quad (3)$$

$$r_1 = 0,30\ [\mathrm{m}] \quad (4)$$

$$r_2 = r_1 \quad (5)$$

$$L = 0,50\ [\mathrm{m}] \quad (6)$$

$$R1 = r_1/L \quad (7)$$

$$R2 = r_2/L \quad (8)$$

$$S = 1 + \frac{1 + R2^2}{R1^2} \quad (9)$$

$$F_{12} = \frac{S - \left(S^2 - 4 \cdot (r_2/r_1)^2\right)^{0,5}}{2} \quad (10)$$

$$F_{21} = F_{12} \quad (11)$$

$$A_1 = \pi \cdot r_1^2 \quad (12)$$

$$\dot{Q} = A_1 \cdot F_{12} \cdot \sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \quad (13)$$

Resultados

$A_1 = 0,2827\ [\mathrm{m}^2]$	$F_{12} = 0,2194$
$F_{21} = 0,2194$	$L = 0,5\ [\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 266,8\ [\mathrm{W}]$	$R1 = 0,6$
$R2 = 0,6$	$r_1 = 0,3\ [\mathrm{m}]$
$r_2 = 0,3\ [\mathrm{m}]$	$S = 4,778$

TCep10-20

Ep10.20 Um forno cilíndrico vertical tem a temperatura da sua soleira T_1 = 600ºC, a temperatura da sua parede vertical dada por T_3 = 700ºC e temperatura do seu teto é T_2 = 1100ºC. Sabe-se que o diâmetro interno do forno é dado por D = 1,0 m e que a sua altura interna é H = 1,2 m. Supondo que as superfícies internas do forno podem ser tratadas como se fossem negras, determine a taxa líquida de calor transferida do teto para a soleira do forno e a taxa líquida de calor transferida do teto para a sua parede vertical.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$T_1 = (600 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$T_2 = (1100 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$T_3 = (700 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$D = 1,0\ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$r_1 = 0,5\ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$r_2 = r_1 \tag{7}$$

$$H = 1,2\ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

Superfícies negras

Cálculo das áreas

$$A_1 = \pi \cdot r_1^2 \tag{9}$$

$$A_2 = A_1 \tag{10}$$

$$A_3 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot H \tag{11}$$

Cálculo dos fatores de forma

$$R1 = r_1/H \tag{12}$$

$$R2 = r_2/H \tag{13}$$

$$S = 1 + \frac{1 + R2^2}{R1^2} \tag{14}$$

$$F_{12} = \frac{S - \left(S^2 - 4 \cdot (r_2/r_1)^2\right)^{0,5}}{2} \tag{15}$$

$$F_{21} = F_{12} \tag{16}$$

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} = 1 \tag{17}$$

$$F_{11} = 0 \tag{18}$$

$$F_{21} + F_{22} + F_{23} = 1 \tag{19}$$

$$F_{22} = 0 \tag{20}$$

$$A_2 \cdot F_{23} = A_3 \cdot F_{32} \tag{21}$$

$$A_1 \cdot F_{13} = A_3 \cdot F_{31} \tag{22}$$

Cálculo das resistências

$$R_{21} = \frac{1}{A_2 \cdot F_{21}} \tag{23}$$

$$R_{23} = \frac{1}{A_2 \cdot F_{23}} \tag{24}$$

$$R_{31} = \frac{1}{A_3 \cdot F_{31}} \tag{25}$$

Cálculo $\dot{Q}_{21}$

$$\dot{Q}_{21} = \sigma \cdot \frac{T_2^4 - T_1^4}{R_{21}} \tag{26}$$

Cálculo de $\dot{Q}_{23}$

$$\dot{Q}_{23} = \sigma \cdot \frac{T_2^4 - T_3^4}{R_{23}} \tag{27}$$

Cálculo de $\dot{Q}_{31}$

$$\dot{Q}_{31} = \sigma \cdot \frac{T_3^4 - T_1^4}{R_{31}} \tag{28}$$

Resultados

$A_1 = 0,7854\ [\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 0,7854\ [\mathrm{m}^2]$
$A_3 = 3,77\ [\mathrm{m}^2]$	$D = 1\ [\mathrm{m}]$
$F_{11} = 0$	$F_{12} = 0,1311$
$F_{13} = 0,8689$	$F_{21} = 0,1311$
$F_{22} = 0$	$F_{23} = 0,8689$
$F_{31} = 0,181$	$F_{32} = 0,181$
$H = 1,2\ [\mathrm{m}]$	$\dot{Q}_{21} = 17360\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{23} = 102867\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{31} = 12212\ [\mathrm{W}]$
$R1 = 0,4167$	$R2 = 0,4167$
$r_1 = 0,5\ [\mathrm{m}]$	$r_2 = 0,5\ [\mathrm{m}]$
$R_{21} = 9,713\ [1/\mathrm{m}^2]$	$R_{23} = 1,465\ [1/\mathrm{m}^2]$
$R_{31} = 1,465\ [1/\mathrm{m}^2]$	$S = 7,76$
$T_3 = 973,2\ [\mathrm{K}]$	

TCep10-21

Ep10.21 Uma esfera com diâmetro igual a 10 cm que tem a sua superfície a 700 K encontra-se envolvida por uma casca esférica concêntrica com diâmetro de 20 cm cuja superfície está a 350 K. Sabe-se que a superfície da esfera e a da casca esférica podem ser consideradas negras. Pede-se para determinar a taxa de calor em condição de regime permanente entre esses dois corpos desprezando-se os efeitos de convecção no espaço existente entre essas superfícies.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$T_1 = 700\ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$D_1 = 0,1\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$r_1 = D_1/2 \tag{4}$$

$$T_2 = 350\ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$D_2 = 0,2\ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$r_2 = D_2/2 \tag{7}$$

Superfícies negras

Cálculo das áreas

$$A_1 = 4 \cdot \pi \cdot r_1^2 \tag{8}$$

$$A_2 = 4 \cdot \pi \cdot r_2^2 \tag{9}$$

Cálculo dos fatores de forma

$$F_{12} = 1 \tag{10}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{11}$$

Cálculo da resistência

$$R_{12} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \tag{12}$$

Cálculo $\dot{Q}_{12}$

$$\dot{Q}_{21} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{R_{12}} \tag{13}$$

Resultados

$A_1 = 0,03142\ [\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 0,1257\ [\mathrm{m}^2]$
$D_1 = 0,1\ [\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,2\ [\mathrm{m}]$
$F_{12} = 1$	$F_{21} = 0,25$
$\dot{Q}_{21} = 401\ [\mathrm{W}]$	$r_1 = 0,05\ [\mathrm{m}]$
$R_{12} = 31,83\ [1/\mathrm{m}^2]$	$r_2 = 0,1\ [\mathrm{m}]$

TCep10-22

Ep10.22 Uma esfera com diâmetro igual a 10 cm que tem a sua superfície a 650 K encontra-se envolvida por uma casca esférica concêntrica com diâmetro interno de 20 cm cuja superfície está a 550 K. Sabe-se que:
a) a casca esférica é opaca com espessura igual a 2 cm,
b) tanto superfície da esfera quanto a interna da casca esférica podem ser consideradas negras,
c) esse conjunto está montado em um ambiente a 300 K,
d) o processo ocorre em estado estacionário,
e) a condutibilidade térmica da casca esférica é igual a 0,12 W/(m.K),
f) a superfície externa da casca esférica pode ser considerada cinza difusa com emissividade igual a 0,7.
Pede-se para determinar a taxa de calor transferido da esfera para a casca esférica desprezando-se os efeitos de convecção no espaço existente entre essas superfícies. Pede-se, também para determinar a taxa de calor rejeitada pela casca esférica para o meio ambiente por radiação, a taxa rejeitada por convecção e o coeficiente convectivo observado entre a casca esférica e o meio ambiente.

Dados

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$R_1 = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$T_1 = 650 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$R_2 = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$T_2 = 550 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$R_3 = 0,12 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$T_{inf} = 300 \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$T_{viz} = T_{inf} \tag{8}$$

$$k = 0,12 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{K})] \tag{9}$$

$$\epsilon = 0,7 \tag{10}$$

Cálculos iniciais

$$F_{12} = 1 \tag{11}$$

$$A_1 = 4 \cdot \pi \cdot R_1^2 \tag{12}$$

$$A_2 = 4 \cdot \pi \cdot R_2^2 \tag{13}$$

$$A_3 = 4 \cdot \pi \cdot R_3^2 \tag{14}$$

Taxas de calor

$$\dot{Q} = A_1 \cdot \sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \tag{15}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q} \tag{16}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_2 - T_3}{Res_{cond}} \tag{17}$$

$$Res_{cond} = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k} \cdot (1/r_2 - 1/r_3) \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A_3 \cdot \left(T_3^4 - T_{viz}^4\right) \tag{19}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{20}$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_3 \cdot (T_3 - T_{inf}) \tag{21}$$

Resultados

$A_1 = 0,03142\ \left[\text{m}^2\right]$	$A_2 = 0,1257\ \left[\text{m}^2\right]$
$A_3 = 0,181\ \left[\text{m}^2\right]$	$\epsilon = 0,7$
$F_{12} = 1$	$h = 4,591\ \left[\text{W/(m}^2\text{-K)}\right]$
$k = 0,12\ [\text{W/(m-K)}]$	$\dot{Q} = 155\ [\text{W}]$
$\dot{Q}_{cond} = 155\ [\text{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 65,4\ [\text{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 89,57\ [\text{W}]$	$Res_{cond} = 1,105\ [\text{K/W}]$
$R_1 = 0,05\ [\text{m}]$	$R_2 = 0,1\ [\text{m}]$
$R_3 = 0,12\ [\text{m}]$	
$T_3 = 378,7\ [\text{K}]$	$T_{inf} = 300\ [\text{K}]$
$T_{viz} = 300\ [\text{K}]$	

TCep10-23

Ep10.23 Um forno cilíndrico destinado a receber cadinho de fundição tem forma cilíndrica vertical com raio R = 40 cm e altura H = 120 cm. Veja a Figura Ep10.23. Suponha que, imediatamente antes de receber o cadinho, o forno tenha sua superfície superior aberta para o meio ambiente a 300 K e que sua superfície interna que pode ser considerada negra está a 1400 K. Determine a taxa líquida de calor entre a superfície interna do forno e o meio ambiente considerando que este também pode ser tratado como tendo propriedades de um corpo negro.

Índices:
1 - superfície interna do forno
2 - superficie idealizada que tampa o forno e simula o meio ambiente

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$D = 0,80\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$H = 1,20\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_1 = 1400\ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_2 = 300\ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$\epsilon_1 = 1,0 \quad \text{Superfície negra} \tag{6}$$

$$\epsilon_2 = 1,0 \quad \text{Superfície negra} \tag{7}$$

Como as superfícies são negras, as suas radiosidades são iguais aos seus poderes emissivos.

$$J_1 = \sigma \cdot T_1^4 \tag{8}$$

$$J_2 = \sigma \cdot T_2^4 \tag{9}$$

Fatores de forma

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot H \tag{10}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{11}$$

$$F_{21} = 1 \tag{12}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{13}$$

$$\dot{Q} = A_2 \cdot F_{21} \cdot \sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \tag{14}$$

Resultados

$A_1 = 3,519\,\left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_2 = 0,5027\,\left[\mathrm{m}^2\right]$
$D = 0,8\,[\mathrm{m}]$	$\epsilon_1 = 1$
$\epsilon_2 = 1$	$F_{12} = 0,1429$
$F_{21} = 1$	$H = 1,2\,[\mathrm{m}]$
$J_1 = 217819\,\left[\mathrm{W/m}^2\right]$	$J_2 = 459,3\,\left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$\dot{Q} = 109257\,[\mathrm{W}]$	
$T_1 = 1400\,[\mathrm{K}]$	$T_2 = 300\,[\mathrm{K}]$

TCep10-24

Ep10.24 Um forno cilíndrico vertical destinado a receber cadinho de fundição tem raio R = 50 cm e altura H = 140 cm. Veja a Figura Ep10.23. Suponha que, imediatamente antes de receber o cadinho, o forno tenha sua superfície superior aberta para o meio ambiente a 300 K e que sua superfície interna que pode ser considerada negra está a 1300 K. Determine a taxa líquida de calor transferido por radiação da superfície interna do forno para o meio ambiente supondo que este se comporta como se fosse uma superfície cinza difusa com emissividade igual a 0,9.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \quad (1)$$

$$D = 0,8\ [\mathrm{m}] \quad (2)$$

$$H = 1,2\ [\mathrm{m}] \quad (3)$$

$$T_1 = 1300\ [\mathrm{K}] \quad (4)$$

$$T_2 = 300\ [\mathrm{K}] \quad (5)$$

$$\epsilon_1 = 1,0 \quad \text{Superfície negra} \quad (6)$$

$$\epsilon_2 = 0,9 \quad (7)$$

Fatores de forma

$$F_{32} = 0,09167 \quad (8)$$

$$F_{23} = 0,09167 \quad (9)$$

$$F_{22} = 0 \quad (10)$$

$$F_{21} + F_{22} + F_{23} = 1,0 \quad (11)$$

$$F_{31} = F_{21} \quad \text{por simetria} \quad (12)$$

$$A_1 \cdot F_{13} = A_3 \cdot F_{31} \quad (13)$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \quad (14)$$

Resistências

$$A_1 = \pi \cdot D \cdot H \quad (15)$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (16)$$

$$A_3 = A_2 \quad (17)$$

$$R_{12} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \quad (18)$$

$$R_{13} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{13}} \quad (19)$$

$$R_{32} = \frac{1}{A_3 \cdot F_{32}} \quad (20)$$

$$R_2 = \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \quad (21)$$

$$Req = \frac{1}{\left(1/R_{12} + \frac{1}{R_{13}+R_{32}}\right)} + R_2 \quad (22)$$

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{Req} \quad (23)$$

Resultados

$A_1 = 3,016\,[\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 0,5027\,[\mathrm{m}^2]$
$A_3 = 0,5027\,[\mathrm{m}^2]$	$D = 0,8\,[\mathrm{m}]$
$\epsilon_1 = 1$	$\epsilon_2 = 0,9$
$F_{12} = 0,1514$	$F_{13} = 0,1514$
$F_{21} = 0,9083$	$F_{22} = 0$
$F_{23} = 0,09167$	$F_{31} = 0,9083$
$F_{32} = 0,09167$	$H = 1,2\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 72500\,[\mathrm{W}]$	$Req = 2,227\,[1/\mathrm{m}^2]$
$R_{12} = 2,19\,[1/\mathrm{m}^2]$	$R_{13} = 2,19\,[1/\mathrm{m}^2]$
$R_2 = 0,221\,[1/\mathrm{m}^2]$	$R_{32} = 21,7\,[1/\mathrm{m}^2]$

TCep10-25

Ep10.25 Um forno cúbico com aresta interna de 2,0 m tem suas superfícies internas verticais mantidas a 1300 K por resistências elétricas. Medições realizadas indicam que a temperatura da superfície interna do teto do forno é igual a 1100 K e que a soleira do forno está a 1000 K . Considerando que todas a s superfícies do forno podem ser consideradas negras, pede-se para calcular a taxa de calor entre uma superfície vertical e o teto do forno e entre uma superfície vertical e a soleira do forno.

Índices:
1 - paredes verticais
2 - teto
3 - soleira

Todas as superfícies são negras.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$A = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$Area = A^2 \tag{3}$$

$$T_1 = 1300 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_2 = 1100 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_3 = 1000 \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

Fatores de forma

$$F_{12} = F_{13} \quad \text{por msimetria} \tag{7}$$

Usando diagrama:

$$F_{12} = 0,20 \tag{8}$$

Taxa de calor entre uma superfície vertical e o teto

$$\dot{Q}_{12} = Area \cdot F_{12} \cdot \sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \tag{9}$$

Taxa de calor entre uma superfície vertical e a soleira

$$\dot{Q}_{13} = Area \cdot F_{13} \cdot \sigma \cdot \left(T_1^4 - T_3^4\right) \tag{10}$$

Resultados

$A = 2\,[\mathrm{m}]$	$Area = 4\,\left[\mathrm{m}^2\right]$
$F_{12} = 0,2$	$F_{13} = 0,2$
$\dot{Q}_{12} = 63141\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{13} = 84193\,[\mathrm{W}]$

TCep10-26

Ep10.26 Determine o fluxo de calor entre duas placas paralelas de mesma geometria com altura e largura muito maior do que a distância, 5 cm, entre elas de forma que possam ser consideradas infinitas. Considere que uma tem emissividade igual a 0,8 e está a 600 K e que a outra tem emissividade 0,6 e está a 350 K.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$\epsilon_1 = 0,8 \tag{2}$$

$$T_1 = 600 \ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$\epsilon_2 = 0,6 \tag{4}$$

$$T_2 = 350 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

Cálculos

$$F_{12} = 1,0 \tag{6}$$

$$F_{21} = 1,0 \tag{7}$$

$$\dot{Q} = \frac{\sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right)}{R_{eq}} \tag{8}$$

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{9}$$

$$R_2 = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \tag{10}$$

$$R_3 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{11}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3 \tag{12}$$

Para efeito de cálculo, trabalharemos com áreas unitárias.

$$A_1 = 1 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{13}$$

$$A_2 = 1 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{14}$$

$$Fluxo = \dot{Q}/A_1 \tag{15}$$

Resultados

$A_1 = 1 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_2 = 1 \left[\mathrm{m}^2\right]$
$\epsilon_1 = 0,8$	$\epsilon_2 = 0,6$
$Fluxo = 3390 \left[\mathrm{W}/\mathrm{m}^2\right]$	$F_{12} = 1$
$F_{21} = 1$	$\dot{Q} = 3390 \,[\mathrm{W}]$
$R_1 = 0,25 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_2 = 1 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$R_3 = 0,6667 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_{eq} = 1,917 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$

TCep10-27

Ep10.27 Dois discos coaxiais de mesmo diâmetro com raio igual a 30 cm distam entre si 60 cm. Considere que os dois podem ser simulados como tendo superfícies cinza difusas, que um deles está a 300ºC e tem emissividade igual a 0,8 e que o outro está a 150ºC e tem emissividade igual a 0,6. Determine a taxa de calor radiante líquida observada entre eles.

Índices: 1 - disco 1; 2 - disco 2

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$D_1 = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$R_1 = D_1/2 \tag{3}$$

$$D_2 = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$R_2 = 0,30 \ [\mathrm{m}] \tag{5}$$

$$L = 0,60 \ [\mathrm{m}] \tag{6}$$

$$T_1 = 573,15 \ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$\epsilon_1 = 0,8 \tag{8}$$

$$T_2 = 423,15 \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$\epsilon_2 = 0,6 \tag{10}$$

Fatores de forma

$$F_{12} = F_{21} \tag{11}$$

$$M_1 = R_1/L \tag{12}$$

$$M_2 = R_2/L \tag{13}$$

$$S = 1 + \frac{1 + M_2^2}{M_1^2} \tag{14}$$

$$F_{12} = 0,5 \cdot \left(S - \left(S^2 - 4 \cdot (R_2/R_1)^2\right)^{0,5}\right) \tag{15}$$

Áreas

$$A_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4} \tag{16}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4} \tag{17}$$

Cálculos

$$\dot{Q} = \frac{\sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right)}{R_{eq}} \tag{18}$$

$$Res_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{19}$$

$$Res_2 = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \tag{20}$$

$$Res_3 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{21}$$

$$R_{eq} = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{22}$$

Resultados

$A_1 = 0,07069\ [\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 0,07069\ [\mathrm{m}^2]$
$D_1 = 0,3\ [\mathrm{m}]$	$D_2 = 0,3\ [\mathrm{m}]$
$F_{12} = 0,1922$	$F_{21} = 0,1922$
$L = 0,6\ [\mathrm{m}]$	$M_1 = 0,25$
$M_2 = 0,5$	$\dot{Q} = 49,69\ [\mathrm{W}]$
$Res_1 = 3,537\ [1/\mathrm{m}^2]$	$Res_2 = 73,59\ [1/\mathrm{m}^2]$
$Res_3 = 9,431\ [1/\mathrm{m}^2]$	$R_1 = 0,15\ [\mathrm{m}]$
$R_2 = 0,3\ [\mathrm{m}]$	$R_{eq} = 86,56\ [1/\mathrm{m}^2]$
$S = 21$	
$T_1 = 573,2\ [\mathrm{K}]$	$T_2 = 423,2\ [\mathrm{K}]$

TCep10-28

Ep10.28 Um forno cilíndrico vertical destinado a receber cadinho de fundição, tem raio R = 40 cm e altura H = 120 cm. Veja a Figura Ep10.23. Suponha que, imediatamente antes de receber o cadinho, o forno tenha sua superfície superior aberta para o meio ambiente a 300 K, que sua base seja uma superfície reirradiante e que a sua superfície lateral possa ser considerada negra a 1300 K. Determine a taxa líquida de calor entre a superfície lateral interna do forno e o meio ambiente supondo que a abertura do forno para o meio ambiente se comporta como se fosse uma superfície cinza difusa a com emissividade 0,9 a 300 K.

Incluir figuras....

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$D = 0,8\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$H = 1,2\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_1 = 1300\ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_2 = 300\ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$\epsilon_1 = 1,0 \quad \text{Superfície negra} \tag{6}$$

$$\epsilon_2 = 0,9 \tag{7}$$

Fatores de forma

$$F_{32} = 0,09167 \tag{8}$$

$$F_{23} = 0,09167 \tag{9}$$

$$F_{22} = 0 \tag{10}$$

$$F_{21} + F_{22} + F_{23} = 1,0 \tag{11}$$

$$F_{31} = F_{21} \quad \text{por simetria} \tag{12}$$

$$A_1 \cdot F_{13} = A_3 \cdot F_{31} \tag{13}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{14}$$

Resistências

$$A_1 = \pi \cdot D \cdot H \tag{15}$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \tag{16}$$

$$A_3 = A_2 \tag{17}$$

$$R_{12} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \tag{18}$$

$$R_{13} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{13}} \tag{19}$$

$$R_{32} = \frac{1}{A_3 \cdot F_{32}} \tag{20}$$

$$R_2 = \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{21}$$

$$Req = \frac{1}{\left(1/R_{12} + \frac{1}{R_{13}+R_{32}}\right)} + R_2 \tag{22}$$

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{Req} \tag{23}$$

Resultados

$A_1 = 3,016\,[\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 0,5027\,[\mathrm{m}^2]$
$A_3 = 0,5027\,[\mathrm{m}^2]$	$D = 0,8\,[\mathrm{m}]$
$F_{12} = 0,1514$	$F_{13} = 0,1514$
$F_{21} = 0,9083$	$F_{22} = 0$
$F_{23} = 0,09167$	$F_{31} = 0,9083$
$F_{32} = 0,09167$	$H = 1,2\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 72500\,[\mathrm{W}]$	$Req = 2,227\,[1/\mathrm{m}^2]$
$R_{12} = 2,19\,[1/\mathrm{m}^2]$	$R_{13} = 2,19\,[1/\mathrm{m}^2]$
$R_2 = 0,221\,[1/\mathrm{m}^2]$	$R_{32} = 21,7\,[1/\mathrm{m}^2]$

TCep10-29

Ep10.29 Um engenheiro sem preocupação com o ambiente de trabalho e sem preocupação com custos energéticos resolveu manter um banho de óleo aquecido a 180ºC em um pequeno tanque cilíndrico bem isolado com diâmetro de 80 cm exposto ao meio ambiente que está a 20ºC. Sabe-se que a emissividade da superfície do banho de óleo é igual a 0,85 e que ela está 20 cm abaixo da borda do tanque. Supondo que a superfície interna do tanque é reirradiante e que o meio ambiente pode ser tratado como uma superfície negra que tampa o forno, determine a taxa líquida de calor radiante rejeitada para o meio ambiente pela superfície do óleo e a rejeitada pela lateral interna exposta do forno.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$D = 0,8\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$H = 0,2\ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$T_1 = (180 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_2 = (20 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$\epsilon_1 = 0,85 \tag{6}$$

$$\epsilon_2 = 1,0 \quad \text{corpo negro} \tag{7}$$

$$F_{12} = 0,6096 \tag{8}$$

$$F_{21} = F_{12} \tag{9}$$

$$F_{11} = 0 \tag{10}$$

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} = 1,0 \tag{11}$$

$$F_{23} = F_{13} \tag{12}$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \tag{13}$$

$$A_1 = A_2 \tag{14}$$

$$A_3 = \pi \cdot D \cdot H \tag{15}$$

$$A_2 \cdot F_{23} = A_3 \cdot F_{32} \tag{16}$$

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{17}$$

$$R_{12} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \tag{18}$$

$$R_{13} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{13}} \tag{19}$$

$$R_{32} = \frac{1}{A_3 \cdot F_{32}} \tag{20}$$

$$Req = R_1 + \frac{1}{1/R_{12} + \frac{1}{(R_{13} + R_{32})}} \tag{21}$$

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{Req} \tag{22}$$

$$J_1 = -R_1 \cdot \dot{Q} + \sigma \cdot T_1^4 \tag{23}$$

$$J_2 = \sigma \cdot T_2^4 \tag{24}$$

$$\dot{Q}_{oleo} = \frac{J_1 - J_2}{R_{12}} \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{lateral} = \dot{Q} - \dot{Q}_{oleo} \tag{26}$$

Resultados

$A_1 = 0,5027\ [\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 0,5027\ [\mathrm{m}^2]$
$A_3 = 0,5027\ [\mathrm{m}^2]$	$D = 0,8\ [\mathrm{m}]$
$F_{11} = 0$	$F_{12} = 0,6096$
$F_{13} = 0,3904$	$F_{21} = 0,6096$
$F_{23} = 0,3904$	$F_{32} = 0,3904$
$H = 0,2\ [\mathrm{m}]$	$J_1 = 2146\ [\mathrm{W/m}^2]$
$J_2 = 418,7\ [\mathrm{W/m}^2]$	$\dot{Q} = 698,6\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{lateral} = 169,4\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{oleo} = 529,1\ [\mathrm{W}]$
$Req = 2,823\ [1/\mathrm{m}^2]$	$R_1 = 0,3511\ [1/\mathrm{m}^2]$
$R_{12} = 3,264\ [1/\mathrm{m}^2]$	$R_{13} = 5,096\ [1/\mathrm{m}^2]$
$R_{32} = 5,096\ [1/\mathrm{m}^2]$	

TCep10-30

Ep10.30 Um engenheiro sem preocupação com o ambiente de trabalho e sem preocupação com custos energéticos resolveu manter uma banho de óleo aquecido em um pequeno tanque cilíndrico com diâmetro interno de 80 cm exposto ao meio ambiente que está a 30ºC. Considere que as emissividades da superfície do banho de óleo e da superfície lateral do tanque são iguais a 0,85 e que elas estão a 180ºC. Suponha também que a superfície livre do óleo está 50 cm abaixo da borda do tanque e que o meio ambiente pode ser tratado como sendo uma superfície cinza difusa com emissividade 0,95. Determine a taxa líquida de calor radiante rejeitada pela superfície constituída pela superfície do óleo e pela lateral exposta do forno para o meio ambiente.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \quad (1)$$

$$D = 0,8 \ [\mathrm{m}] \quad (2)$$

$$L = 0,2 \quad (3)$$

$$\epsilon_1 = 0,85 \quad (4)$$

$$\epsilon_2 = 0,95 \quad (5)$$

$$T_1 = 353,15 \ [\mathrm{K}] \quad (6)$$

$$T_2 = 303,15 \ [\mathrm{K}] \quad (7)$$

Fatores de forma

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \quad (8)$$

$$A_1 = \pi \cdot D \cdot L + \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (9)$$

$$A_2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (10)$$

$$F_{21} = 1 \quad (11)$$

Taxa de calor

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \quad (12)$$

$$R_2 = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \quad (13)$$

$$R_3 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{12} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (15)$$

Resultados

$A_1 = 1,005 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_2 = 0,5027 \left[\mathrm{m}^2\right]$
$D = 0,8 \, [\mathrm{m}]$	$F_{12} = 0,5$
$F_{21} = 1$	$L = 0,2 \, [\mathrm{m}]$
$\dot{Q}_{12} = 177,6 \, [\mathrm{W}]$	$R_1 = 0,1755 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$R_2 = 1,989 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_3 = 0,1047 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$

TCep10-31

Ep10.31 Uma esfera com diâmetro igual a 10 cm que tem a sua superfície a T_1 = 800 K encontra-se envolvida por uma casca esférica concêntrica com diâmetro interno de 20 cm cuja superfície está a T_2 = 700 K. Veja a Figura Ep10.31. Sabe-se que a superfície da esfera tem emissividade igual a 0,8, que as emissividades da superfície externa e da interna da casca esférica são iguais a 0,6 e que a espessura da casca esférica é igual a 5 cm. Sabendo-se que esse conjunto está montado em uma ambiente a 300 K, que o processo ocorre em estado estacionário e que a condutibilidade térmica da casca esférica é k = 0,5 W/(m.K), pede-se para determinar a taxa de calor transferido da esfera para a casca esférica desprezando-se os efeitos de convecção no espaço existente entre essas superfícies. Pede-se, também para determinar a taxa de calor rejeitada pela casca esférica para o meio ambiente por radiação e o coeficiente convectivo observado entre a superfície externa da casca esférica e o meio ambiente.

$$raio_1 = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$raio_2 = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$e = 0,05 \ [\mathrm{m}] \qquad \text{espessura da casca esférica} \tag{3}$$

$$T_1 = 800 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_2 = 700 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$raio_3 = raio_2 + e \tag{6}$$

$$\epsilon_1 = 0,8 \tag{7}$$

$$\epsilon_2 = 0,6 \tag{8}$$

$$\epsilon_3 = 0,6 \tag{9}$$

$$T_{amb} = 300 \ [\mathrm{K}] \tag{10}$$

$$k = 0,5 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{11}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{12}$$

Fatores de forma

$$F_{12} = 1 \tag{13}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{14}$$

$$A_1 = 4 \cdot \pi \cdot raio_1^2 \tag{15}$$

$$A_2 = 4 \cdot \pi \cdot raio_2^2 \tag{16}$$

$$A_3 = 4 \cdot \pi \cdot raio_3^2 \tag{17}$$

Resistências à transferência de calor radiante

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{18}$$

$$R_2 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{19}$$

$$R_{12} = \frac{1}{F_{12} \cdot A_1} \tag{20}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_{12} \tag{21}$$

Taxa de calor radiante

$$En_1 = \sigma \cdot T_1^4 \tag{22}$$

$$En_2 = \sigma \cdot T_2^4 \tag{23}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_1 - En_2}{R_{eq}} \tag{24}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_1 - J_1}{R_1} \tag{25}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_2 - J_2}{R_2} \tag{26}$$

Equacionamento condução na casa esférica

$$R_c = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k}\right) \cdot ((1/raio_1) - (1/raio_2)) \tag{27}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_3}{R_c} \tag{28}$$

Equacionamento superfície exterior da casca esférica

$$\dot{Q}_{rad} = A_3 \cdot \epsilon_3 \cdot \sigma \cdot \left(T_3^4 - T_{amb}^4\right) \tag{29}$$

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{Q} - \dot{Q}_{rad} \tag{30}$$

$$\dot{Q}_{conv} = A_3 \cdot h \cdot (T_3 - T_{amb}) \tag{31}$$

Resultados

$A_1 = 0,03142\,[\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 0,1257\,[\mathrm{m}^2]$
$A_3 = 0,2827\,[\mathrm{m}^2]$	$e = 0,05\,[\mathrm{m}]$
$En_1 = 23224\,[\mathrm{W/m}^2]$	$En_2 = 13614\,[\mathrm{W/m}^2]$
$F_{12} = 1$	
$F_{21} = 0,25$	$h = 7,448\,[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K)}]$
$J_1 = 21528\,[\mathrm{W/m}^2]$	$J_2 = 12483\,[\mathrm{W/m}^2]$
$k = 0,5\,[\mathrm{W/(m\text{-}K)}]$	$\dot{Q} = 213,1\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 128\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 85,09\,[\mathrm{W}]$
$R_1 = 7,958\,[1/\mathrm{m}^2]$	
$R_{12} = 31,83\,[1/\mathrm{m}^2]$	$R_2 = 5,305\,[1/\mathrm{m}^2]$
$R_c = 1,592\,[\mathrm{K/W}]$	$R_{eq} = 45,09\,[1/\mathrm{m}^2]$
$T_3 = 360,8\,[\mathrm{K}]$	

TCep10-32

Ep10.32 Uma esfera com diâmetro igual a 10 cm que tem a sua superfície a 700 K encontra-se envolvida por uma casca esférica concêntrica com diâmetro de 20 cm cuja superfície está a 350 K. Veja a Figura Ep10.31. Sabe-se que a superfície da esfera tem emissividade igual a 0,8 e que e a emissividade da casca esférica é igual a 0,6. Pede-se para determinar o fator de forma F_{21} e a taxa de calor em condição de regime permanente entre esses dois corpos desprezando-se os efeitos de convecção no espaço existente entre essas superfícies.

$$raio_1 = 0,05 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$raio_2 = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$e = 0,05 \ [\mathrm{m}] \qquad \text{espessura da casca esférica} \tag{3}$$

$$T_1 = 800 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_2 = 700 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$raio_3 = raio_2 + e \tag{6}$$

$$\epsilon_1 = 0,8 \tag{7}$$

$$\epsilon_2 = 0,6 \tag{8}$$

$$\epsilon_3 = 0,6 \tag{9}$$

$$T_{amb} = 300 \ [\mathrm{K}] \tag{10}$$

$$k = 0,5 \ [\mathrm{W/(m{\cdot}K)}] \tag{11}$$

$$h = 10 \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K\right)}\right] \tag{12}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W/\left(m^2{\cdot}K^4\right)}\right] \tag{13}$$

Fatores de forma

$$F_{12} = 1 \tag{14}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{15}$$

$$A_1 = \left(4 \cdot \pi \cdot raio_1^2\right) \tag{16}$$

$$A_2 = \left(4 \cdot \pi \cdot raio_2^2\right) \tag{17}$$

$$A_3 = \left(4 \cdot \pi \cdot raio_3^2\right) \tag{18}$$

Resistências à transferência de calor radiante

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{19}$$

$$R_2 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{20}$$

$$R_{12} = \frac{1}{F_{12} \cdot A_1} \tag{21}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_{12} \tag{22}$$

Taxa de calor radiante

$$En_1 = \sigma \cdot T_1^4 \tag{23}$$

$$En_2 = \sigma \cdot T_2^4 \tag{24}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_1 - En_2}{R_{eq}} \tag{25}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_1 - J_1}{R_1} \tag{26}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_2 - J_2}{R_2} \tag{27}$$

Equacionamento condução na casa esférica

$$R_c = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k}\right) \cdot ((1/raio_1) - (1/raio_2)) \tag{28}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_3}{R_c} \tag{29}$$

Equacionamento superf exterior da casca esférica

$$\dot{Q}_{rad} = A_3 \cdot \epsilon_3 \cdot \sigma \cdot \left(T_3^4 - T_{amb}^4\right) \tag{30}$$

$$\dot{Q}_{conv} = A_3 \cdot h \cdot (T_3 - T_{amb}) \tag{31}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{32}$$

Resultados

$A_1 = 0,03142\ [\mathrm{m^2}]$	$A_2 = 0,1257\ [\mathrm{m^2}]$
$A_3 = 0,2827\ [\mathrm{m^2}]$	$e = 0,05\ [\mathrm{m}]$
$En_1 = 23224\ [\mathrm{W/m^2}]$	$En_2 = 13614\ [\mathrm{W/m^2}]$
$F_{12} = 1$	
$F_{21} = 0,25$	$h = 10\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$J_1 = 21528\ [\mathrm{W/m^2}]$	$J_2 = 12483\ [\mathrm{W/m^2}]$
$k = 0,5\ [\mathrm{W/(m.K)}]$	$Qdot_{rad} = 41,22\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q} = 213,1\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{conv} = 171,9\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{rad} = 85,09\ [\mathrm{W}]$	
$R_1 = 7,958\ [\mathrm{1/m^2}]$	$R_{12} = 31,83\ [\mathrm{1/m^2}]$
$R_2 = 5,305\ [\mathrm{1/m^2}]$	$R_c = 1,592\ [\mathrm{K/W}]$
$R_{eq} = 45,09\ [\mathrm{1/m^2}]$	$T_3 = 360,8\ [\mathrm{K}]$

TCep10-33

Ep10.33 Um forno paralelepipédico tem as seguintes dimensões internas: largura de 1 m, profundidade 2,5 m e altura igual a 1,8 m. Estando o forno preliminarmente aquecido de forma que toda a sua superfície interna esteja na temperatura uniforme de 500 K, sua porta frontal também com largura de 1 m e altura de 1,8 m é totalmente aberta para o meio ambiente expondo toda a superfície interna do forno. Considerando que o meio ambiente possa ser tratado como um corpo com emissividade 0,95 a 300 K e que a superfície interna do forno tenha emissividade 0,85, pede-se para determinar a taxa líquida de calor entre a superfície interior do forno (exclusive a superfície da porta) e o meio ambiente.

Indices: 1 - superfície interna do corpo; 2 - superfície da abertura causada pela abertura da porta do forno.

Dados

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$a = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$b = 2,5 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$c = 1,8 \ [\mathrm{m}] \tag{4}$$

$$T_1 = 500 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_2 = 300 \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$\epsilon_1 = 0,85 \tag{7}$$

$$\epsilon_2 = 0,95 \tag{8}$$

Cálculos iniciais

$$A_1 = a \cdot c + 2 \cdot a \cdot b + 2 \cdot b \cdot c \tag{9}$$

$$A_2 = a \cdot c \tag{10}$$

Fatores de forma

$$F_{21} = 1 \tag{11}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{12}$$

Taxa de calor

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{Res} \tag{13}$$

$$Res_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{14}$$

$$Res_2 = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \tag{15}$$

$$Res_3 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{16}$$

$$Res = Res_1 + Res_2 + Res_3 \tag{17}$$

Resultados

$a = 1\,[\mathrm{m}]$	$A_1 = 15,8\,[\mathrm{m}^2]$
$A_2 = 1,8\,[\mathrm{m}^2]$	$b = 2,5\,[\mathrm{m}]$
$c = 1,8\,[\mathrm{m}]$	$\epsilon_1 = 0,85$
$\epsilon_2 = 0,95$	$F_{12} = 0,1139$
$F_{21} = 1$	$\dot{Q} = 5176\,[\mathrm{W}]$
$Res = 0,596\,[1/\mathrm{m}^2]$	$Res_1 = 0,01117\,[1/\mathrm{m}^2]$
$Res_2 = 0,5556\,[1/\mathrm{m}^2]$	$Res_3 = 0,02924\,[1/\mathrm{m}^2]$

TCep10-34

Ep10.34 Um forno cilíndrico vertical com abóbada semiesférica, tem diâmetro interno igual a 2,0 m e altura interna da sua parede lateral igual a 2,0 m. Veja a Figura Ep10.34. Suponha que a soleira do forno tenha emissividade igual a 0,7 e seja reirradiante, que a sua superfície lateral interna que pode ser considerada cinza difusa com emissividade igual a 0,9 esteja a 1300 K e que a superfície interna da abóbada cuja emissividade é igual a 0,8 esteja a 1350 K. Pede-se para determinar:
a) a taxa líquida de calor observada entre as superfícies 1 e 2;
b) a radiosidade da superfície 1;
c) a radiosidade da superfície 2;
d) a radiosidade da superfície 3;
e) a temperatura da superfície 3.

Dados

$$R = 1,0 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$L = 2,0 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \tag{3}$$

$$T_1 = 1350 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_2 = 1300 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$\epsilon_1 = 0,8 \tag{6}$$

$$\epsilon_2 = 0,9 \tag{7}$$

$$\epsilon_3 = 0,7 \tag{8}$$

Cálculos iniciais

$$A_1 = 2 \cdot \pi \cdot R^2 \tag{9}$$

$$A_2 = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot L \tag{10}$$

$$A_3 = \pi \cdot R^2 \tag{11}$$

$$A_4 = \pi \cdot R^2 \tag{12}$$

O índice 4 se refere a superfície constituída pela interface entre o corpo hemisférico e o cilíndrico que forma o interior do forno

Fatores de forma

F_{34} - fator de forma entre dois discos concêntricos de mesmo raio.

$$M_3 = R/L \tag{13}$$

$$M_4 = R/L \tag{14}$$

$$S = \frac{1 + M_4^2}{M_3^2} \tag{15}$$

$$F_{34} = 1/2 \cdot \left(S - \left(S^2 - 4 \cdot (R/R)^2\right)^{1/2}\right) \tag{16}$$

Outros fatores de forma

$$F_{32} + F_{34} = 1 \tag{17}$$

$$F_{32} + F_{31} = 1 \tag{18}$$

$$F_{41} = 1 \tag{19}$$

$$A_1 \cdot F_{14} = A_4 \cdot F_{41} \tag{20}$$

$$F_{11} + F_{14} = 1 \tag{21}$$

$$A_1 \cdot F_{13} = A_3 \cdot F_{31} \tag{22}$$

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} = 1 \tag{23}$$

Resistência equivalente

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{24}$$

$$R_2 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{25}$$

$$R_3 = \frac{1 - \epsilon_3}{\epsilon_3 \cdot A_3} \tag{26}$$

$$R_{12} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \tag{27}$$

$$R_{13} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{13}} \tag{28}$$

$$R_{32} = \frac{1}{A_3 \cdot F_{32}} \tag{29}$$

$$R_{eq} = R_1 + \frac{1}{\left((1/R_{12}) + \frac{1}{R_{13} + R_{32}}\right)} + R_2 \tag{30}$$

Taxa de calor líquida entre as superfícies 1 e 2

$$\dot{Q}_1 = \frac{\sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right)}{R_{eq}} \tag{31}$$

Radiosidade da superfície 1

$$\dot{Q}_1 = \frac{\sigma \cdot T_1^4 - J_1}{R_1} \tag{32}$$

Radiosidade da superfície 2

$$\dot{Q}_1 = -\dot{Q}_2 \tag{33}$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{\sigma \cdot T_2^4 - J_2}{R_2} \tag{34}$$

Radiosidade da superfície 3

$$\dot{Q}_{12} = \frac{J_1 - J_2}{R_{12}} \tag{35}$$

$$\dot{Q}_{13} = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_{12} \tag{36}$$

$$\dot{Q}_{13} = \frac{J_1 - J_3}{R_{13}} \tag{37}$$

Temperatura da superfície 3

$$J_3 = \sigma \cdot T_3^4 \tag{38}$$

Solution

$A_1 = 6,283 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_2 = 12,57 \left[\mathrm{m}^2\right]$
$A_3 = 3,142 \left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_4 = 3,142 \left[\mathrm{m}^2\right]$
$\epsilon_1 = 0,8$	$\epsilon_2 = 0,9$
$\epsilon_3 = 0,7$	$F_{11} = 0,5$
$F_{12} = 0,3956$	$F_{13} = 0,1044$
$F_{14} = 0,5$	$F_{31} = 0,2087$
$F_{32} = 0,7913$	$F_{34} = 0,2087$
$F_{41} = 1$	$J_1 = 185577 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$J_2 = 162553 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$	$J_3 = 167358 \left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$L = 2\,[\mathrm{m}]$	$M_3 = 0,5$
$M_4 = 0,5$	$\dot{Q}_1 = 69182\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{12} = 57236\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{13} = 11946\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_2 = -69182\,[\mathrm{W}]$	$R = 1\,[\mathrm{m}]$
$R_1 = 0,03979 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_{12} = 0,4023 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$R_{13} = 1,525 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_2 = 0,008842 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$R_3 = 0,1364 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_{32} = 0,4023 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$R_{eq} = 0,3814 \left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$S = 5$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \left[\mathrm{W/(m^2\text{-}K^4)}\right]$	$T_1 = 1350\,[\mathrm{K}]$
$T_2 = 1300\,[\mathrm{K}]$	$T_3 = 1311\,[\mathrm{K}]$

TCep10-35

Ep10.35 Em uma unidade industrial, existe um forno mal dimensionado cuja temperatura externa de suas paredes verticais é igual a 77ºC. Pretendendo obter condição de trabalho mais adequada para os seus funcionários, o engenheiro instala uma fina placa de um material de alta condutibilidade térmica, emissividade igual a 0,4 e com espessura de aproximadamente 1,0 mm paralelamente às superfícies verticais do forno. Sabe-se que a emissividade da superfície externa do forno é igual a 0,8, Supondo que o meio ambiente possa ser tratado como uma superfície plana a 27ºC com emissividade igual a 0,95 também paralela ao forno. Pede-se para determinar o fluxo de calor entre a parede do forno e o meio ambiente antes e depois da instalação da placa e, também, a temperatura da placa.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$\epsilon_1 = 0,8 \tag{2}$$

$$\epsilon_2 = 0,95 \tag{3}$$

$$T_1 = 350,15 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$T_2 = 300,15 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$\epsilon_3 = 0,4 \tag{6}$$

Sem escudo de radiação

$$F_{12} = 1,0 \tag{7}$$

$$F_{21} = 1,0 \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{sem} = \frac{\sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right)}{R_{eq;sem}} \tag{9}$$

$$R_1 = \frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{10}$$

$$R_2 = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \tag{11}$$

$$R_3 = \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{12}$$

$$R_{eq;sem} = R_1 + R_2 + R_3 \tag{13}$$

Para efeito de cálculo, trabalharemos com áreas unitárias.

$$A_1 = 1 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{14}$$

$$A_2 = 1 \ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{15}$$

$$Fluxo_{sem} = \dot{Q}_{sem}/A_1 \tag{16}$$

Com escudo de radiação

$$\dot{Q}_{com} = \frac{\sigma \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right)}{R_{eq;com}} \tag{17}$$

$$F_{13} = 1 \tag{18}$$

$$A_3 = 1\ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{19}$$

$$R_4 = \frac{1}{A_1 \cdot F_{13}} \tag{20}$$

$$R_5 = \frac{1 - \epsilon_3}{\epsilon_3 \cdot A_3} \tag{21}$$

$$R_6 = R_5 \tag{22}$$

$$R_7 = R_4 \tag{23}$$

$$R_{eq;com} = R_1 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_3 \tag{24}$$

$$Fluxo_{com} = \dot{Q}_{com}/A_1 \tag{25}$$

Temperatura da placa

$$\dot{Q}_{com} = \frac{\sigma \cdot \left(T_1^4 - T_3^4\right)}{R_1 + R_4 + R_5} \tag{26}$$

Resultados

$A_1 = 1\left[\mathrm{m}^2\right]$	$A_2 = 1\left[\mathrm{m}^2\right]$
$A_3 = 1\left[\mathrm{m}^2\right]$	$\epsilon_1 = 0,8$
$\epsilon_2 = 0,95$	$\epsilon_3 = 0,4$
$Fluxo_{com} = 73,95\left[\mathrm{W/m}^2\right]$	$Fluxo_{sem} = 301\left[\mathrm{W/m}^2\right]$
$F_{12} = 1$	$F_{13} = 1$
$F_{21} = 1$	$\dot{Q}_{com} = 73,95\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{sem} = 301\,[\mathrm{W}]$	$R_1 = 0,25\left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$R_2 = 1\left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_3 = 0,05263\left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$R_4 = 1\left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_5 = 1,5\left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$R_6 = 1,5\left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_7 = 1\left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$R_{eq;com} = 5,303\left[1/\mathrm{m}^2\right]$	$R_{eq;sem} = 1,303\left[1/\mathrm{m}^2\right]$
$\sigma = 5,670 \times 10^{-8}\left[\mathrm{W/(m^2{\cdot}K^4)}\right]$	$T_1 = 350,2\,[\mathrm{K}]$
$T_2 = 300,2\,[\mathrm{K}]$	$T_3 = 327,1\,[\mathrm{K}]$

TCep10-36

Ep10.36 Uma empresa fabricante de pneus adquiriu um forno horizontal para a realização de ensaios laboratoriais de tratamento térmico de arames de aço a serem futuramente utilizados no seu processo produtivo. O forno tem seção transversal triangular equilátera com lado interno igual a 50 cm e comprimento de 15 m. Considere que a soleira deste forno (superfície 1) seja muito bem isolada de forma que possa ser considerada reirradiante, e que por um defeito do seu sistema de aquecimento, na região central do forno, a superfície 2 esteja a 900ºC a superfície 3 a 1000ºC. Suponha que as emissividades das superfícies internas do forno sejam iguais a 0,75, que a transferência de calor por convecção possa ser desprezada e que o processo de transferência radiante de calor possa ser considerado bidimensional. Para um comprimento unitário da região central do forno:
a) calcule a resistência equivalente;
b) determine a taxa líquida de calor entre as superfícies 3 e 2 e
c) determine a radiosidade da superfície 3.

Como a superfície 1 é reirradiante, podemos considerar que a taxa de calor irradiante recebida pela superfície é igual à taxa de calor irradiante que deixa essa supperfície. Assim, verifica-se que a resistência R_1 é nula e observamos uma taxa líquida de calor entre as superfícies 2 e3.
Nesse caso, para visualizar o circuito equivalente, basta, por exemplo, simplificar o circuito da Figura Er10.10-a elimiando a resistência $R_{1.}$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$a = 0,50\ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$\epsilon_1 = 0,75 \tag{3}$$

$$\epsilon_2 = 0,75 \tag{4}$$

$$\epsilon_3 = 0,75 \tag{5}$$

$$T_2 = (900 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$T_3 = (1000 + 273,15)\ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

$$w = 1\ [\mathrm{m}] \tag{8}$$

$$A_1 = a \cdot w \tag{9}$$

$$A_2 = A_1 \tag{10}$$

$$A_3 = A_1 \tag{11}$$

Resistências

$$R_2 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{12}$$

$$R_3 = \frac{1 - \epsilon_3}{\epsilon_3 \cdot A_3} \tag{13}$$

$$R_{12} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \tag{14}$$

$$R_{31} = \frac{1}{A_3 \cdot F_{31}} \tag{15}$$

$$R_{32} = \frac{1}{A_3 \cdot F_{32}} \tag{16}$$

Fatores de forma

$$F_{32} = 0,5 \tag{17}$$

$$F_{31} = 0,5 \tag{18}$$

$$F_{12} = 0,5 \tag{19}$$

Resistência equivalente

$$R_{eq} = R_3 + \frac{1}{\left(1/R_{32} + \frac{1}{R_{31}+R_{12}}\right)} + R_2 \tag{20}$$

Taxa de calor por metro de forno

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \frac{T_3^4 - T_2^4}{R_{eq}} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{metro} = \dot{Q}/w \tag{22}$$

Radiosidade

$$\dot{Q}_3 = \frac{En_3 - J_3}{R_3} \tag{23}$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{Q} \tag{24}$$

$$En_3 = \sigma \cdot T_3^4 \tag{25}$$

Resultados

$a = 0,5\,[\mathrm{m}]$	$A_1 = 0,5\,[\mathrm{m}^2]$
$A_2 = 0,5\,[\mathrm{m}^2]$	$A_3 = 0,5\,[\mathrm{m}^2]$
$En_3 = 148971\,[\mathrm{W/m}^2]$	
$F_{12} = 0,5$	$F_{31} = 0,5$
$F_{32} = 0,5$	$J_3 = 142042\,[\mathrm{W/m}^2]$
$\dot{Q} = 10393\,[\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_3 = 10393\,[\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{metro} = 10393\,[\mathrm{W/m}]$	$R_{12} = 4\,[1/\mathrm{m}^2]$
$R_2 = 0,6667\,[1/\mathrm{m}^2]$	$R_3 = 0,6667\,[1/\mathrm{m}^2]$
$R_{31} = 4\,[1/\mathrm{m}^2]$	$R_{32} = 4\,[1/\mathrm{m}^2]$
$R_{eq} = 4\,[1/\mathrm{m}^2]$	
$T_2 = 1173\,[\mathrm{K}]$	$T_3 = 1273\,[\mathrm{K}]$
$w = 1\,[\mathrm{m}]$	

TCep10-37

Ep10.37 Uma empresa fabricante de equipamentos, pretendendo reduzir a taxa de transferência de calor por radiação entre duas superfícies paralelas, optou por instalar entre elas uma placa metálica com condutibilidade térmica muito elevada que deve funcionar como um escudo de radiação. Veja a Figura Ep10.37. Considere que a superfície 1 seja simulada como sendo cinza difusa a 800 K com emissividade igual a 0,9 e que a superfície 2 seja simulada como sendo cinza difusa a 400 K com emissividade igual a 0,7. Nessa condição, determine o fluxo de calor radiante líquido entre as superfícies 1 e 2 e o fluxo de calor líquido radiante depois da instalação do escudo de radiação. Considere que a emissividade do material metálico é igual a 0,4 e que a sua resistência térmica à condução pode ser desprezada.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{1}$$

$$\epsilon_1 = 0,9 \tag{2}$$

$$\epsilon_2 = 0,7 \tag{3}$$

$$\epsilon_{3\times10} = 0,4 \tag{4}$$

$$\epsilon_{3d} = 0,4 \tag{5}$$

$$T_1 = 800\ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$T_2 = 400\ [\mathrm{K}] \tag{7}$$

Sem escudo de radiação

$$F_{12} = 1,0 \tag{8}$$

$$F_{21} = 1,0 \tag{9}$$

$$\dot{Q}_{sem} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{R_{eq;sem}} \tag{10}$$

$$R_{eq;sem} = \frac{1-\epsilon_1}{(\epsilon_1 \cdot A_1)} + \frac{1}{(A_1 \cdot F_{12})} + \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{11}$$

Para efeito de cálculo, trabalharemos com áreas unitárias.

$$A_1 = 1\ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{12}$$

$$A_2 = 1\ \left[\mathrm{m}^2\right] \tag{13}$$

$$Fluxo_{sem} = \dot{Q}_{sem}/A_1 \tag{14}$$

Com escudo de radiação

$$\dot{Q}_{com} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{R_{eq;com}} \tag{15}$$

$$R_{eq;com} = \frac{1}{(\epsilon_1 \cdot A_1)} + \frac{1}{(\epsilon_2 \cdot A_2)} + \frac{1-\epsilon_{3\times10}}{(\epsilon_{3\times10} \cdot A_1)} + \frac{1-\epsilon_{3d}}{\epsilon_{3d} \cdot A_2} \tag{16}$$

$$Fluxo_{com} = \dot{Q}_{com}/A_1 \tag{17}$$

Resultados

$\epsilon_{3d} = 0,4$ $\quad$ $\epsilon_{3e} = 0,4$

$Fluxo_{com} = 3930 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$ $\quad$ $Fluxo_{sem} = 14141 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$

$F_{12} = 1$ $\quad$ $F_{21} = 1$

$\dot{Q}_{com} = 3930 \left[\mathrm{W}\right]$ $\quad$ $\dot{Q}_{sem} = 14141 \left[\mathrm{W}\right]$

$R_{eq;com} = 5,54 \left[1/\mathrm{m^2}\right]$ $\quad$ $R_{eq;sem} = 1,54 \left[1/\mathrm{m^2}\right]$

TCep10-38

Ep10.38 Devido a uma solicitação de um cliente, uma empresa fabricante de equipamentos térmicos necessita reduzir a taxa de calor radiante entre duas superfícies paralelas suficientemente grandes para poderem ser consideradas infinitas. Considere que o processo de transferência de energia por calor entre estas superfícies ocorra apenas por radiação, que estas superfícies, denominadas 1 e 2, podem ser consideradas cinzas difusas, que T_1 = 600 K; T_2 = 300 K; e que e_1 = 0,6 e e_2 = 0,8.
a) Determine o fluxo de calor radiante entre estas duas superfícies.
b) Considerando que o fluxo de calor entre as superfícies 1 e 2 deve ser reduzido de 60%, o fabricante optou por inserir uma placa metálica de alta condutividade térmica entre as superfícies 1 e 3. Determine as emissividades das duas faces desta placa metálica, sabendo que elas são iguais, que causem a redução de fluxo de calor desejada e determine a sua temperatura média.

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}^4\right)\right] \quad (1)$$

$$\epsilon_1 = 0,6 \quad (2)$$

$$\epsilon_2 = 0,8 \quad (3)$$

$$T_1 = 600\ [\mathrm{K}] \quad (4)$$

$$T_2 = 300\ [\mathrm{K}] \quad (5)$$

Sem escudo de radiação

$$F_{12} = 1,0 \quad (6)$$

$$F_{21} = 1,0 \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{sem} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{R_{eq;sem}} \quad (8)$$

$$R_{eq;sem} = \frac{1-\epsilon_1}{(\epsilon_1 \cdot A_1)} + \frac{1}{(A_1 \cdot F_{12})} + \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \quad (9)$$

Para efeito de cálculo, trabalharemos com áreas unitárias.

$$A_1 = 1\ \left[\mathrm{m}^2\right] \quad (10)$$

$$A_2 = 1\ \left[\mathrm{m}^2\right] \quad (11)$$

$$Fluxo_{sem} = \dot{Q}_{sem}/A_1 \quad (12)$$

Com escudo de radiação

$$\dot{Q}_{com} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{R_{eq;com}} \quad (13)$$

$$R_{eq;com} = \frac{1}{(\epsilon_1 \cdot A_1)} + \frac{1}{(\epsilon_2 \cdot A_2)} + \frac{1-\epsilon_{3\times10}}{(\epsilon_{3\times10} \cdot A_1)} + \frac{1-\epsilon_{3d}}{\epsilon_{3d} \cdot A_2} \quad (14)$$

$$\epsilon_{3\times10} = \epsilon_{3d} \quad (15)$$

$$Fluxo_{com} = \dot{Q}_{com}/A_1 \quad (16)$$

$$Fluxo_{com} = 0,6 \cdot Fluxo_{sem} \quad (17)$$

Resultados

$\epsilon_{3d} = 0,878$	$\epsilon_{3e} = 0,878$
$Fluxo_{com} = 2157 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$Fluxo_{sem} = 3594 \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$F_{12} = 1$	$F_{21} = 1$
$\dot{Q}_{com} = 2157 \left[\mathrm{W}\right]$	$\dot{Q}_{sem} = 3594 \left[\mathrm{W}\right]$
$R_{eq;com} = 3,194 \left[\mathrm{1/m^2}\right]$	$R_{eq;sem} = 1,917 \left[\mathrm{1/m^2}\right]$

TCep10-39

Ep10.39 Em um equipamento industrial observa-se a ocorrência de taxa de calor por radiação em estado estacionário entre duas superfícies planas paralelas que podem ser consideradas muito grandes quando comparadas com a distância existente entre elas. A primeira tem emissividade igual a 0,4 e está na temperatura de 850 K e a segunda tem emissividade igual a 0,7 e está a 400 K. Supondo que os efeitos dos demais modos de transferência de calor sejam desprezíveis frente à radiação, pede-se:
a) O fluxo líquido de calor entre as duas superfícies;
b) A emissividade de um escudo de radiação constituído por uma placa metálica com condutividade térmica muito elevada que, instalado entre estas placas, reduza o fluxo de calor originalmente observado entre elas a um décimo;
c) A temperatura do escudo.

$$\epsilon_1 = 0,4 \tag{1}$$

$$T_1 = 850 \ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$\epsilon_2 = 0,7 \tag{3}$$

$$T_2 = 400 \ [\mathrm{K}] \tag{4}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{5}$$

Fator de forma

$$F_{12} = 1 \tag{6}$$

O fluxo de calor entre as duas placas é dado por:

$$Fluxo = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1} \tag{7}$$

Incluindo o escudo de radiação

$$R = 1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 + 2 \cdot \frac{1-\epsilon_e}{\epsilon_e} \tag{8}$$

$$Fluxo_{esc} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_2^4}{R} \tag{9}$$

$$Fluxo_{esc} = Fluxo/10 \tag{10}$$

Temperatura do escudo

$$Fluxo_{esc} = \sigma \cdot \frac{T_1^4 - T_{esc}^4}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_e - 1} \tag{11}$$

Resultados

$\epsilon_1 = 0,4$	$\epsilon_2 = 0,7$
$\epsilon_e = 0,07311$	$Fluxo = 9611 \ \left[\mathrm{W/m^2}\right]$
$Fluxo_{esc} = 961,1 \ \left[\mathrm{W/m^2}\right]$	$F_{12} = 1$
$R = 29,29$	$T_{esc} = 717,3 \ [\mathrm{K}]$

TCep10-40

Ep10.40 Uma esfera com diâmetro igual a 20 cm encontra-se envolvida por uma casca esférica concêntrica com diâmetro interno de 30 cm cuja superfície externa está a T_3 = 400 K. Veja a Figura Ep10.31. Sabe-se que a superfície da esfera tem emissividade igual a 0,8, que as emissividades da superfície externa e da interna da casca esférica são iguais a 0,7 e que a espessura da casca esférica é igual a 6 cm. Sabe-se que esse conjunto está montado em uma ambiente a 300 K, que o processo ocorre em estado estacionário, que a condutibilidade térmica da casca esférica é k = 0,4 W/(mK) e que o coeficiente convectivo observado entre a esfera e o meio ambiente é igual a 8 W/(m^2.K). Pede-se para determinar:
a) A taxa de calor rejeitado por convecção pela casca esférica para o meio ambiente;
b) A taxa de calor rejeitado por radiação pela casca esférica para o meio ambiente;
c) A temperatura da superfície da esfera.

$$raio_1 = 0,10 \ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$raio_2 = 0,15 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$raio_3 = raio_2 + e \tag{3}$$

$$e = 0,06 \ [\mathrm{m}] \qquad \text{espessura da casca esférica} \tag{4}$$

$$T_3 = 400 \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$\epsilon_1 = 0,8 \tag{6}$$

$$\epsilon_2 = 0,7 \tag{7}$$

$$\epsilon_3 = 0,7 \tag{8}$$

$$T_{amb} = 300 \ [\mathrm{K}] \tag{9}$$

$$k = 0,4 \ [\mathrm{W}/(\mathrm{m}\cdot\mathrm{K})] \tag{10}$$

$$h = 8 \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}\right)\right] \tag{11}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{12}$$

Fatores de forma

$$F_{12} = 1 \tag{13}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{14}$$

$$A_1 = 4 \cdot \pi \cdot raio_1^2 \tag{15}$$

$$A_2 = 4 \cdot \pi \cdot raio_2^2 \tag{16}$$

$$A_3 = 4 \cdot \pi \cdot raio_3^2 \tag{17}$$

Taxa de calor por convecção

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_3 \cdot (T_3 - T_{amb}) \tag{18}$$

Taxa de calor por radiação

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \epsilon_3 \cdot A_3 \cdot \left(T_3^4 - T_{amb}^4\right) \tag{19}$$

Taxa de calor por condução na casca esférica

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} \tag{20}$$

Cálculo de T_2

$$R_c = \left(\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k}\right) \cdot ((1/raio_1) - (1/raio_2)) \tag{21}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_3}{R_c} \tag{22}$$

Resistências à transferência de calor radiante

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{23}$$

$$R_2 = \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{24}$$

$$R_{12} = \frac{1}{F_{12} \cdot A_1} \tag{25}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_{12} \tag{26}$$

Taxa de calor radiante

$$En1 = \sigma \cdot T_1^4 \tag{27}$$

$$En2 = \sigma \cdot T_2^4 \tag{28}$$

$$\dot{Q} = \frac{En1 - En2}{R_{eq}} \tag{29}$$

$$\dot{Q} = \frac{En1 - J1}{R_1} \tag{30}$$

$$\dot{Q} = \frac{En2 - J2}{R_2} \tag{31}$$

Resultados

$A_1 = 0,1257\ [\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 0,2827\ [\mathrm{m}^2]$
$A_3 = 0,5542\ [\mathrm{m}^2]$	$e = 0,06\ [\mathrm{m}]$
$En1 = 55532\ [\mathrm{W/m}^2]$	$En2 = 46038\ [\mathrm{W/m}^2]$
$F_{21} = 0,4444$	$h = 8\ [\mathrm{W/(m^2.K)}]$
$J1 = 53885\ [\mathrm{W/m}^2]$	$J2 = 44783\ [\mathrm{W/m}^2]$
$k = 0,4\ [\mathrm{W/(m\text{-}K)}]$	$\dot{Q} = 828,3\ [\mathrm{W}]$
$\dot{Q}_{conv} = 443,3\ [\mathrm{W}]$	$\dot{Q}_{rad} = 384,9\ [\mathrm{W}]$
$raio_1 = 0,1\ [\mathrm{m}]$	$raio_2 = 0,15\ [\mathrm{m}]$
$raio_3 = 0,21\ [\mathrm{m}]$	$R_1 = 1,989\ [1/\mathrm{m}^2]$
$R_{12} = 7,958\ [1/\mathrm{m}^2]$	$R_2 = 1,516\ [1/\mathrm{m}^2]$
$R_c = 0,6631\ [\mathrm{K/W}]$	$R_{eq} = 11,46\ [1/\mathrm{m}^2]$
$T_1 = 994,8\ [\mathrm{K}]$	
$T_2 = 949,3\ [\mathrm{K}]$	

TCep10-41

Ep10.41 Duas placas planas com largura L = 1,2 m, perpendiculares entre si, formam com uma terceira placa uma cavidade com comprimento muito grande. Sabe-se que a placa 1, veja a Figura Ep10.41, tem emissividade igual a 0,6 e está a 400ºC, que a placa 2 tem emissividade igual a 0,8 e está a 200ºC e que a placa 3 é negra. Determine:
a) A taxa de calor radiante observada entre as placas 1 e 2;
b) A temperatura da superfície negra;
c) As radiosidades das superfícies 1 e 2.

$$\alpha = 45 \ [°] \tag{1}$$

$$L_1 = 1,2 \ [\mathrm{m}] \tag{2}$$

$$L_2 = 1,2 \ [\mathrm{m}] \tag{3}$$

$$L_3 = 2 \cdot L_2 \cdot \cos(\alpha) \tag{4}$$

$$T_1 = (400 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{5}$$

$$T_2 = (200 + 273,15) \ [\mathrm{K}] \tag{6}$$

$$\epsilon_1 = 0,8 \tag{7}$$

$$\epsilon_2 = 0,6 \tag{8}$$

$$\epsilon_3 = 1,0 \quad \text{superfície negra} \tag{9}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right) \ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{10}$$

$$w = 1 \ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento unitário da cavidade.} \tag{11}$$

Fatores de forma

$$A_1 = w \cdot L_1 \tag{12}$$

$$A_2 = w \cdot L_2 \tag{13}$$

$$A_3 = w \cdot L_3 \tag{14}$$

$$F_{12} = 1 - \sin\left(\alpha/2\right) \tag{15}$$

$$F_{21} = F_{12} \tag{16}$$

$$F_{12} + F_{13} = 1 \tag{17}$$

$$A_1 \cdot F_{13} = A_3 \cdot F_{31} \tag{18}$$

$$A_2 \cdot F_{23} = A_3 \cdot F_{32} \tag{19}$$

$$F_{31} + F_{32} = 1 \tag{20}$$

Resistências à transferência de calor radiante

$$R_1 = \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{21}$$

$$R_2 = \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{22}$$

$$R_{12} = \frac{1}{F_{12} \cdot A_1} \tag{23}$$

$$R_{13} = \frac{1}{F_{13} \cdot A_1} \tag{24}$$

$$R_{32} = \frac{1}{F_{32} \cdot A_3} \tag{25}$$

$$R_{eq} = R_1 + \left(1/R_{12} + \frac{1}{R_{13} + R_{32}}\right)^{-1} + R_{12} \tag{26}$$

Taxa de calor radiante

$$En_1 = \sigma \cdot T_1^4 \tag{27}$$

$$En_2 = \sigma \cdot T_2^4 \tag{28}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_1 - En_2}{R_{eq}} \tag{29}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_1 - J_1}{R_1} \tag{30}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_2 - J_2}{R_2} \tag{31}$$

$$\frac{J_1 - En_3}{R_{13}} = \frac{En_3 - J_2}{R_{32}} \tag{32}$$

$$En_3 = \sigma \cdot T_3^4 \tag{33}$$

Resultados

$\alpha = 45\,[°]$	$A_1 = 1,2\,[\mathrm{m^2}]$
$A_2 = 1,2\,[\mathrm{m^2}]$	$A_3 = 1,697\,[\mathrm{m^2}]$
$En_1 = 11642\,[\mathrm{W/m^2}]$	$En_2 = 2842\,[\mathrm{W/m^2}]$
$En_3 = 3590\,[\mathrm{W/m^2}]$	
$F_{12} = 0,6173$	$F_{13} = 0,3827$
$F_{21} = 0,6173$	$F_{23} = 1,032$
$F_{31} = 0,2706$	$F_{32} = 0,7294$
$J_1 = 10905\,[\mathrm{W/m^2}]$	$J_2 = 876,5\,[\mathrm{W/m^2}]$
$L_3 = 1,697\,[\mathrm{m}]$	$\dot{Q} = 3537\,[\mathrm{W}]$
$R_1 = 0,2083\,[1/\mathrm{m^2}]$	$R_{12} = 1,35\,[1/\mathrm{m^2}]$
$R_{13} = 2,178\,[1/\mathrm{m^2}]$	$R_2 = 0,5556\,[1/\mathrm{m^2}]$
$R_{32} = 0,8079\,[1/\mathrm{m^2}]$	$R_{eq} = 2,488\,[1/\mathrm{m^2}]$
$T_1 = 673,2\,[\mathrm{K}]$	
$T_2 = 473,2\,[\mathrm{K}]$	$T_3 = 501,6\,[\mathrm{K}]$
$w = 1\,[\mathrm{m}]$	

TCep10-42

Ep10.42 Um fabricante de fornos concebeu um forno contínuo com seção transversal constante conforme ilustrado na Figura 10.42, na qual R = 0,6 m. Considere que o forno é suficiente longo para que o processo de transferência de calor por radiação possa ser considerado bidimensional. Sabe-se que a temperatura da abóboda do forno é igual a 1000ºC, que a da soleira é igual a 900ºC e que as emissividades da soleira e da abóboda são, respectivamente, iguais a 0,9 e 0,8. Desconsiderando-se outros modos de transferência de calor, Determine para um comprimento unitário de forno:
a) O fator de forma F_{12};
b) A taxa de calor observada entre a abóboda e a soleira do forno;
c) A radiosidade da superfície 1;
d) A radiosidade da superfície 2.

$$R = 0,6\ [\mathrm{m}] \tag{1}$$

$$T_1 = 1173,15\ [\mathrm{K}] \tag{2}$$

$$T_2 = 1273,15\ [\mathrm{K}] \tag{3}$$

$$\epsilon_1 = 0,9 \tag{4}$$

$$\epsilon_2 = 0,8 \tag{5}$$

$$\sigma = \left(5,67 \cdot 10^{-8}\right)\ \left[\mathrm{W}/\left(\mathrm{m}^2{\cdot}\mathrm{K}^4\right)\right] \tag{6}$$

$$L = 1\ [\mathrm{m}] \quad \text{comprimento unitário.} \tag{7}$$

Fatores de forma

$$A_1 = 2 \cdot R \cdot L \tag{8}$$

$$A_2 = \pi \cdot R \cdot L \tag{9}$$

$$F_{12} = 1 \tag{10}$$

$$A_1 \cdot F_{12} = A_2 \cdot F_{21} \tag{11}$$

$$F_{21} + F_{22} = 1 \tag{12}$$

Resistências à transferência de calor radiante

$$R_1 = \frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 \cdot A_1} \tag{13}$$

$$R_2 = \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 \cdot A_2} \tag{14}$$

$$R_{12} = \frac{1}{F_{12} \cdot A_1} \tag{15}$$

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_{12} \tag{16}$$

Taxa de calor radiante

$$En_1 = \sigma \cdot T_1^4 \tag{17}$$

$$En_2 = \sigma \cdot T_2^4 \tag{18}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_2 - En_1}{R_{eq}} \tag{19}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_1 - J_1}{R_1} \tag{20}$$

$$\dot{Q} = \frac{En_2 - J_2}{R_2} \tag{21}$$

Resultados

$A_1 = 1,2\,[\mathrm{m}^2]$	$A_2 = 1,885\,[\mathrm{m}^2]$
$En_1 = 107398\,[\mathrm{W/m}^2]$	$En_2 = 148971\,[\mathrm{W/m}^2]$
$\epsilon_1 = 0,9$	$\epsilon_2 = 0,8$
$F_{12} = 1$	$F_{21} = 0,6366$
$F_{22} = 0,3634$	$J_1 = 103762\,[\mathrm{W/m}^2]$
$J_2 = 143762\,[\mathrm{W/m}^2]$	$L = 1\,[\mathrm{m}]$
$\dot{Q} = 39273\,[\mathrm{W}]$	$R = 0,6\,[\mathrm{m}]$
$R_1 = 0,09259\,[1/\mathrm{m}^2]$	$R_{12} = 0,8333\,[1/\mathrm{m}^2]$
$R_2 = 0,1326\,[1/\mathrm{m}^2]$	$R_{eq} = 1,059\,[1/\mathrm{m}^2]$