

# CAPÍTULO 1

## TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Neste Capítulo é apresentada uma revisão da transferência de calor, tendo como referência os trabalhos de Kreith (1977), Holman (1983) e Özisik (1990).

A transferência de calor pode ser definida como a transferência de energia de uma região para outra como resultado de uma diferença de temperatura entre elas. Como existem diferenças de temperatura em todo o universo, os fenômenos de transferência de calor são tão universais quanto os associados às atrações gravitacionais. Ao contrário da gravidade, entretanto, a transferência de calor não é governada por uma única relação, mas por uma combinação de várias leis independentes da física.

A literatura geralmente reconhece três modos distintos de transferência de calor: *condução*, *radiação* e *convecção*. Estritamente falando, apenas a condução e a radiação devem ser classificadas como processos de transferência de calor, pois somente esses dois mecanismos dependem, para sua operação, da mera existência de uma diferença de temperatura. A convecção não concorda estritamente com a definição de transferência de calor, pois também depende, para sua operação, do transporte mecânico de massa. Mas como a convecção também efetua a transmissão de energia de regiões de maior temperatura para as de menor, o termo *transferência de calor por convecção* tornou-se geralmente aceito.

### 1.1 REGIME PERMANENTE E VARIÁVEL

Quando a temperatura de um ponto não varia com o tempo o regime é considerado permanente. Se em um lado de uma placa a temperatura é sempre 80 °C e no outro 200 °C, o fluxo de calor será calculado em regime permanente. Ao aquecermos uma fornalha, ou ligarmos uma estufa, inicialmente frios, a temperatura da face externa, bem como o fluxo de calor variarão com o tempo, e o regime será variável. Quando as temperaturas das faces externa e interna estabilizarem, o regime passará a permanente.

### 1.2 CONDUÇÃO

Condução é o modo de transferência de calor em que a troca de energia tem lugar da região de alta temperatura para a de baixa temperatura pelo movimento cinético ou pelo impacto direto de moléculas, no caso de fluidos em repouso, e pelo movimento de elétrons, no caso de metais. Num sólido que seja bom condutor elétrico, um grande número de elétrons livres se move através de uma rede; por isso, materiais bons condutores de eletricidade são geralmente bons condutores de calor (por exemplo, cobre, aço, etc.). Independentemente do mecanismo exato, que de forma alguma é totalmente entendido, o efeito observável da condução de calor consiste em uma equalização da temperatura. Entretanto, se diferenças de temperatura são mantidas pela adição ou remoção de calor em pontos diferentes, uma transferência de calor da região mais quente para a mais fria será estabelecida.

A condução é o único mecanismo pelo qual o calor pode ser transmitido em sólidos opacos. A condução também é importante nos fluidos, mas nos meios não sólidos ela é usualmente combinada com a convecção e, em alguns casos, também com a radiação

A lei empírica da condução de calor baseada em observações experimentais foi enunciada por Biot, mas recebe geralmente o nome do matemático e físico francês Joseph Fourier (1822)[segundo Özisik, 1990] que a utilizou em sua teoria analítica do calor. Esta lei estabelece que a taxa de transferência de calor ou fluxo de calor por condução, em uma dada direção, é proporcional à área normal à direção do fluxo e ao gradiente de temperatura naquela direção. Com o fluxo de calor na direção  $x$ , por exemplo, a equação de Fourier é dada por:

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad \text{W} \quad (1.1a)$$

ou

$$q_x = \frac{Q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad \text{W/m}^2 \quad (1.1b)$$

onde:

$Q_x$  = taxa de transferência de calor na direção  $x$  (W)

$q_x$  = fluxo de calor na direção  $x$  (W/m<sup>2</sup>)

$k$  = condutividade térmica do material (W/m<sup>2</sup> °C)

$A$  = área perpendicular ao fluxo (m<sup>2</sup>)

$\frac{dT}{dx}$  = gradiente de temperatura (variação da temperatura na direção normal a superfície de área  $A$ ) (°C/m)

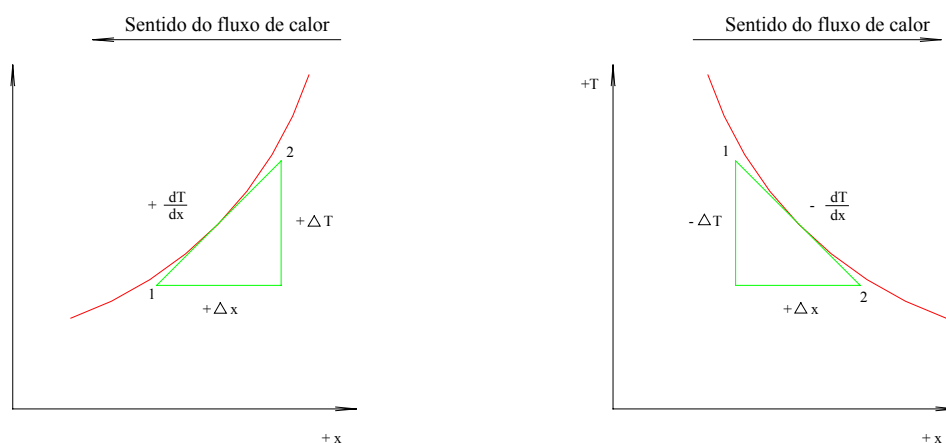


Figura 1.1 – Esquema ilustrando a convenção de sinais para o fluxo de calor por condução

Para escrever a equação da condução em forma matemática, devemos adotar uma convenção de sinais. Especificamos que o sentido de aumento da distância  $x$  deve ser o sentido de fluxo de calor positivo. Assim, como, pela segunda lei da termodinâmica, o calor automaticamente fluirá dos pontos de temperatura mais alta para os de mais baixa, quando o calor flui no sentido positivo do eixo  $x$  o gradiente de temperatura é negativo, mas o sinal negativo na equação 1.1, faz com o fluxo de calor resulte positivo quando este ocorre no sentido positivo de  $x$ , como ilustra a Figura 1.1.

A condutividade térmica  $k$  é uma propriedade do material e indica a quantidade de calor que fluirá através de uma área unitária se o gradiente de temperatura for unitário. A condutividade térmica varia com a temperatura, com o material e com o estado de agregação do mesmo. As ordens de grandeza da condutividade térmica de várias classes de materiais estão mostradas na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 Ordem de grandeza da condutividade térmica.

Material	W/m K	Kcal/h m °C
Gases à pressão atmosférica	0,0069-0,17	0,006-0,15
Materiais isolantes	0,034-0,21	0,03-0,18
Líquidos não-metálicos	0,086-0,69	0,07-0,60
Sólidos não-metálicos (tijolo, pedra, cimento)	0,034-2,6	0,03-2,20
Metais líquidos	8,6-76,0	7,5-65,0
Ligas	14,0-120,0	12,0-100,0
Metais puros	52,0-410,0	45,0-360,0

A equação 1.1 pode ser aplicada em muitos casos de interesse prático.

### 1.2.1 PLACA PLANA

Para o caso simples de transferência de calor em regime permanente através de uma parede plana, o gradiente de temperatura e o calor transferido por unidade de tempo não variam com o tempo, e a área da seção transversal no caminho do fluxo é uniforme. As variáveis na equação 1.1 podem ser separadas, e a equação resultante fica:

$$\frac{Q}{A} \int_{x_1}^{x_2} dx = - \int_{T_1}^{T_2} k dT \tag{1.2}$$

Se  $k$  for independente de  $T$ , podemos integrar a equação 1.2, obtendo:

$$Q = \frac{Ak}{L} (T_1 - T_2) \tag{1.3}$$

onde  $L = x_2 - x_1$ , de acordo com a Figura 1.2.

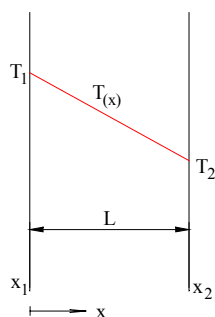


Figura 1.2 – Distribuição de temperaturas para condução em regime permanente através de uma parede plana.

## 1.2.2 PLACA PLANA COMPOSTA

Quando a condução ocorre através de uma parede composta por lâminas ou placas de diferentes materiais, como mostra a Figura 1.3, a equação 1.3 aplicada para cada uma das paredes fica:

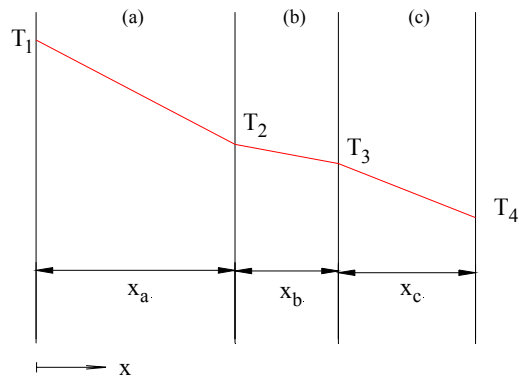


Figura 1.3 – Condução em parede plana composta

$$T_1 - T_2 = Q \frac{x_a}{k_a A} \quad (1.4a)$$

$$T_2 - T_3 = Q \frac{x_b}{k_b A} \quad (1.4b)$$

$$T_3 - T_4 = Q \frac{x_c}{k_c A} \quad (1.4c)$$

Somando e reagrupando as equações 1.4a, 1.4b e 1.4c chegamos a equação final do fluxo de calor em regime permanente em função das temperaturas das faces externas:

$$Q = \frac{(T_1 - T_4)}{\frac{x_a}{k_a A} + \frac{x_b}{k_b A} + \frac{x_c}{k_c A}} \quad (1.5)$$

As parcelas do denominador denominam-se de resistências térmicas das camadas a, b e c respectivamente. Conhecidas as temperaturas \$T\_1\$ e \$T\_4\$ pode-se determinar \$Q\$ que levado nas equações 1.4 permite calcular a temperatura nas interfaces.

**Exemplo 1.1** – As paredes de uma câmara frigorífica são construídas de uma placa de cortiça de 10 cm de espessura comprimida entre duas placas de pinho com 1,3 cm de espessura. Calcular o fluxo de calor por unidade de área (kcal/h.m<sup>2</sup>) se a face interna está a -12 °C e a externa a +27 °C. Calcular a temperatura da interface entre a placa externa e a cortiça.

**Solução:** O valor de \$k\$ para a cortiça depende da densidade do aglomerado e do seu grau de umidade. Simplificações impostas na solução podem levar o cálculo a resultados afastados da realidade. Adotaremos o valor de \$k\$ à temperatura ambiente \$k=0,036\$ kcal/h.m.°C, quando na realidade pode variar de 0,0336 a 0,0370 dependendo da densidade.

Para o pinho adotaremos  $k=0,092$  kcal/h.m.°C. A determinação da temperatura da interface placa externa-cortiça, permite prever a ocorrência ou não da condensação de umidade que penetra junto com o ar através dos poros da madeira.

Usando a equação 1.5 com:  $x_a=x_c=0,013$  m;  $x_b=0,10$  m;  $k_a=k_c=0,092$  kcal/h.m.°C;  $k_b=0,036$  kcal/h.m.°C;  $T_1=27$  °C e  $T_4=-12$  °C, resulta:

$$\frac{Q}{A} = q = \frac{27 - (-12)}{\frac{0,013}{0,092} + \frac{0,10}{0,036} + \frac{0,013}{0,092}} = 12,7 \text{ kcal/h.m}^2$$

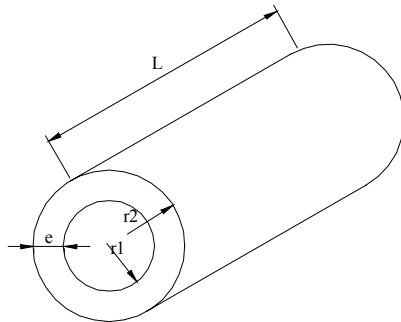
que levado em 1.4a,

$$27 - T_2 = 12,7 \cdot \frac{0,013}{0,092} = 1,8^\circ \text{C} \therefore T_2 = 25,2^\circ \text{C}$$

O cálculo da temperatura das interfaces internas é útil no caso de se estudar a estabilidade térmica e estrutural de materiais de paredes compostas de fornos e isolantes térmicos em geral.

### 1.2.2 CILINDRO OCO COMPOSTO

A equação 1.1 aplicada a um tubo como o mostrado na Figura 1.4, conduz a equação 1.6.



$$Q = \frac{2\pi Lk}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (T_1 - T_2) \quad (1.6)$$

que multiplicando e dividindo por  $(r_2 - r_1)$ , e multiplicando e dividindo o argumento do logaritmo por  $2\pi L$ , resulta:

Figura 1.4 – Cilindro oco

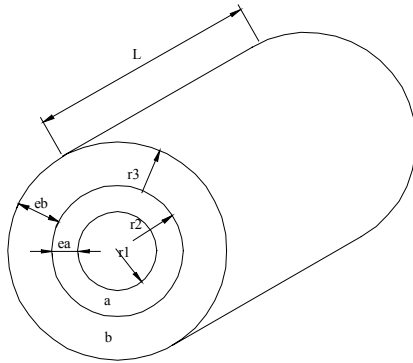
$$Q = \frac{2\pi Lk(r_2 - r_1)}{\ln \frac{r_2}{r_1} (r_2 - r_1)} (T_1 - T_2) = \frac{(A_2 - A_1)k(T_1 - T_2)}{\ln \frac{A_2}{A_1} (r_2 - r_1)} = k \cdot A_{ml} \frac{(T_1 - T_2)}{e} \quad (1.7)$$

com,  $A_{ml}$  = área média logarítmica =  $\frac{A_2 - A_1}{\ln \frac{A_2}{A_1}}$  (m<sup>2</sup>)

e = espessura da parede cilíndrica (m)

Observe que  $A_{ml} = 2\pi r_{ml}$  com  $r_{ml} = \frac{(r_2 - r_1)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$

No caso de cilindro composto por duas paredes concêntricas, como mostra a Figura 1.5, aplicando o mesmo procedimento adotado para paredes planas compostas, item 1.2.1, chegamos as equações 1.8 e 1.9.



$$Q = \frac{(T_1 - T_3)}{\left( \frac{\ln r_2 / r_1}{2\pi L k_a} \right)_a + \left( \frac{\ln r_3 / r_2}{2\pi L k_b} \right)_b} \quad (1.8)$$

$$Q = \frac{(T_1 - T_3)}{\left( \frac{e}{k \cdot A_{ml}} \right)_a + \left( \frac{e}{k \cdot A_{ml}} \right)_b} \quad (1.9)$$

Figura 1.5 – Cilindro oco composto

As parcelas do denominador  $\frac{e}{kA}$  denominam-se resistência térmica.

O cálculo da temperatura das interfaces no caso de paredes compostas é feito normalmente admitindo-se contato perfeito. Se quisermos levar em conta o efeito da falta de contato perfeito, pode-se, nas equações 1.5 ou 1.8, acrescentar um termo correspondente à camada de ar, considerado parado e contínuo, e com espessura igual a maior distância existente devido à falta de contato. O cálculo feito desprezando-se o efeito da resistência de contato é mais simples e leva a valores de  $Q$  maiores.

**Exemplo 1.2** – Um tubo de aço de 6" número 80 está isolado por uma camada de 10 cm de magnésia. A face interna do tubo está a 250 °C e a face externa do isolante a 38 °C. Calcular a perda de calor por metro linear de tubo e a temperatura da interface aço-isolante.

Dados:  $k_{aço} = 38,6 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$

$k_{magnésia} = 0,0566 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$

diâmetro interno do tubo = 14,65 cm

diâmetro externo do tubo = 16,83 cm

**Solução:** Trata-se de condução em cilindro composto e aplica-se a equação 1.8

$$Q = \frac{(250 - 38)}{\left( \frac{\ln 0,1683 / 0,1465}{2\pi L 38,6} \right)_{aço} + \left( \frac{\ln 0,3683 / 0,1683}{2\pi L 0,0566} \right)_{isolamento}}$$

$$\frac{Q}{L} = \frac{212}{0,00057 + 2,1} \quad \therefore \quad \frac{Q}{L} = 97 \text{ kcal/h.m}$$

Observa-se no denominador que a resistência térmica do aço é desprezível comparada com a do isolante, o que equivale a dizer que a temperatura da face externa do aço é muito próxima de 250 °C. Aplicando-se a equação 1.7 calcula-se o valor da temperatura na interface  $T_2$

$$\frac{Q}{L} = \frac{2\pi k}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (T_1 - T_2) \Rightarrow 97 = \frac{2\pi \cdot 38,6(250 - T_2)}{\ln \frac{16,83}{14,65}} \quad \therefore T_2 = 249,94^\circ C$$

### 1.3 CONVECÇÃO

Se um fluido escoar sobre um corpo sólido ou dentro de um canal, e se as temperaturas do fluido e da superfície sólida forem diferentes, haverá transferência de calor entre o fluido e a superfície sólida em consequência do movimento do fluido em relação à superfície; este mecanismo de transferência de calor chama-se *convecção*. Se o movimento do fluido for induzido artificialmente, por uma bomba ou ventilador, que força o fluxo de fluido sobre a superfície, diz-se que a transferência de calor se processa por *convecção forçada*. Se o movimento do fluido se processa por efeitos da ascensão provocada pela diferença de densidade causada pela diferença de temperatura no fluido, a transferência de calor se dá por *convecção livre* (ou *natural*). Por exemplo, uma placa quente suspensa verticalmente no ar frio parado provoca o movimento da camada de ar adjacente à superfície da placa pois o gradiente de temperatura no ar provoca um gradiente de densidade que, por sua vez, ocasiona o movimento do ar. Como a distribuição de temperatura no fluido é influenciada pelo movimento do fluido, a determinação do campo de temperatura e a transferência de calor na convecção, na maioria das situações práticas, é assunto complicado. Nas aplicações de engenharia, para simplificar os cálculos da transferência de calor entre uma superfície a  $T_w$  e um fluido que está fluindo sobre ela a uma temperatura  $T_f$ , conforme a Figura 1.6, define-se um coeficiente de transferência de calor como:

$$Q = hA(T_w - T_f) \quad (1.10a)$$

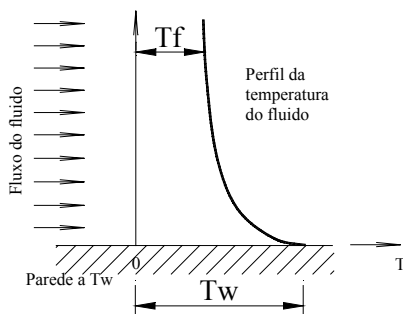


Figura 1.6 – Transferência de calor por convecção, de uma parede quente a  $T_w$  para um fluido frio

onde  $Q$  é a taxa de transferência de calor da parede quente para a parede fria (em Watts). Por outro lado, na transferência de calor do fluido quente para a parede fria, a eq. (1.10a) escreve-se

$$Q = hA(T_f - T_w) \quad (1.10b)$$

onde  $Q$  representa a taxa de transferência de calor do fluido para a parede fria. Historicamente, a forma dada pela equação (1.10a) foi utilizada primeiramente como uma lei de resfriamento à medida que o calor passa de um sólido para um líquido que sobre ele flui e é

geralmente denominada “lei de Newton do resfriamento”. A equação 1.10 foi proposta originalmente pelo cientista inglês Isaac Newton, em 1701.

O coeficiente de transferência de calor  $h$  varia com o tipo de fluxo (isto é, laminar ou turbulento), com a geometria do corpo e a área de escoamento, com as propriedades físicas do fluido, com a temperatura média e com a posição ao longo da superfície do corpo. Depende também de o mecanismo da transferência de calor ser a convecção forçada

(isto é, de o movimento do fluido ser provocado por bombeamento). Quando  $h$  varia com a posição ao longo da superfície do corpo, é conveniente considerar, nas aplicações de engenharia, o seu valor  $h_m$  sobre a superfície, em vez de seu valor local  $h$ . As eqs. (1.10a) e (1.10b) são também aplicáveis nesses casos substituindo-se simplesmente  $h$  por  $h_m$ ; então  $Q$  representa a taxa média de transferência de calor.

O coeficiente de transferência de calor pode ser determinado analiticamente nos corpos que têm uma geometria simples, como uma placa lisa, ou o interior de um tubo circular. No escoamento sobre corpos com configurações complexas, utiliza-se o método experimental para determinar  $h$ . É muito amplo o intervalo dos valores do coeficiente de transferência de calor nas diversas aplicações. Valores típicos da ordem de grandeza dos valores médios de transmissão de calor por convecção encontrados na prática são apresentados na Tabela 1.2

Tabela 1.2 Ordem de grandeza dos coeficientes de transmissão de calor por convecção.

Material	W/m <sup>2</sup> K	Kcal/h m <sup>2</sup> °C
Ar, convecção natural	6-30	5-25
Vapor ou ar, superaquecido, convecção forçada	30-300	25-250
Óleo, convecção forçada	60-1800	50-1500
Água, convecção forçada	300-6000	250-10000
Água, em ebulição	3000-60000	2500-50000
Vapor, em condensação	6000-120000	5000-100000

O coeficiente de transferência de calor por convecção depende da geometria da superfície, da velocidade, das propriedades físicas do fluido e, freqüentemente, da diferença de temperatura. Como essas quantidades não são necessariamente constantes ao longo da superfície, o coeficiente de transferência de calor por convecção também pode variar de ponto para ponto. Por essa razão, devemos distinguir entre um coeficiente de transferência de calor por convecção *médio* e um *local*. O coeficiente local  $h_c$  é definido por

$$dQ_c = h_c dA(T_w - T_f) \quad (1.11)$$

enquanto o valor médio pode ser definido em termos do valor local por

$$\bar{h}_c = \frac{1}{A} \iint_A h_c dA \quad (1.12)$$

Na maioria das aplicações de engenharia estamos interessados em valores médios.

**Exemplo 1.3** – Uma placa aquecida eletricamente dissipa calor, por convecção a uma taxa de  $q=8000 \text{ W/m}^2$ , para o ar ambiente a  $T_f=25^\circ\text{C}$ . Se a temperatura na superfície da chapa quente for  $T_w=125^\circ\text{C}$ , calcule o coeficiente de transferência de calor na convecção entre a placa e o ar.



**Solução:** O calor está sendo transferido da placa para o fluido, de modo que deve ser aplicada a equação 1.10a;

$$q = h(T_w - T_f)$$

$$8000 \text{ W/m}^2 = h(125 - 25)^\circ\text{C}$$

$$h = 80 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

**Exemplo 1.4** – Ar aquecido a  $T_f = 150^\circ\text{C}$  escoou sobre uma placa lisa mantida a  $T_w = 50^\circ\text{C}$ . O coeficiente de transferência de calor por convecção forçada é  $h = 75 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ . Calcule a taxa de transferência de calor para a placa através de uma área de  $A = 2 \text{ m}^2$ .

**Solução:** Na transferência de calor do fluido quente para a placa, deve-se aplicar a equação 1.10b

$$Q = hA(T_f - T_w)$$

$$Q = 75 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot 2 \text{ m}^2 (150 - 50)^\circ\text{C} = 15 \text{ kW}$$

**Exemplo 1.5** – Em um tubo de um trocador de calor tipo casco-tubo, tem-se os seguintes dados: tubo BWG 16, 7/8" ( $D_i = 19 \text{ mm}$ ); fluido escoando por dentro do tubo: benzeno; temperatura local média:  $43^\circ\text{C}$ ; velocidade média:  $1,5 \text{ m/s}$ ; temperatura da parede interna do tubo:  $29^\circ\text{C}$ . Calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção.

**Comentários:** Na prática não se conhece a temperatura da parede. O que se conhece são as temperaturas médias dos fluidos numa dada seção, por exemplo, a do benzeno igual a  $43^\circ\text{C}$ . O exemplo tem apenas finalidade didática. O cálculo da temperatura da parede  $T_w$  é necessário para o cálculo de  $h$ , e sua obtenção usualmente é feita por tentativa e erro.

No exemplo proposto temos o caso de convecção forçada dentro de um tubo, sem mudança de fase.

**Solução:** Propriedades físicas do benzeno a  $43^\circ\text{C}$ , obtidas de Donald Kern (1980), são:

Condutividade térmica  $k = 0,134 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$

Massa específica  $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$

Viscosidade dinâmica  $\mu = 1,76 \text{ kg/h.m}$

Calor específico  $C_p = 0,43 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$

Viscosidade dinâmica do benzeno na temperatura da parede ( $T_w = 29^\circ\text{C}$ )  $\mu_w = 2,16 \text{ kg/h.m}$

O número de Reynolds é:  $Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_i}{\mu} = \frac{850 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,5 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{1,76 \text{ kg/m.h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}} = 49438$ , logo o

escoamento ocorre em regime turbulento e o valor de  $h$  pode ser obtido por uma das equações da literatura, neste caso empregaremos a equação de Sieder-Tatte:

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}, \text{ onde } Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{k}$$

O número de Prandtl é dado por: 
$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{0,43 \text{ kcal/kg} \cdot \text{C} \cdot 1,76 \text{ kg/m.h}}{0,134 \text{ kcal/h.m} \cdot \text{C}} = 5,65$$

Com esses valores a equação de Sieder-Tatte fornece  $h_i = 1588 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{C}$

## 1.4 RADIAÇÃO

Todos os corpos emitem continuamente energia em virtude da sua temperatura; a energia assim emitida é a *radiação térmica*. A energia da radiação emitida por um corpo é transmitida no espaço em forma de ondas eletromagnéticas, de acordo com a clássica teoria eletromagnética de Maxwell; ou na forma de fótons discretos, conforme a hipótese de Planck. Ambos os conceitos foram utilizados na investigação da transferência radiante do calor. A emissão ou absorção de energia radiante por um corpo é um processo de massa; isto é, a radiação, que se origina no interior do corpo, é emitida através da superfície. Inversamente, a radiação incidente na superfície de um corpo penetra até as profundezas do meio, onde é atenuada. Quando uma grande proporção da radiação incidente é atenuada a uma distância muito pequena da superfície, podemos falar da radiação como absorvida ou emitida pela superfície. Por exemplo, a radiação térmica incidente numa superfície metálica é atenuada ao longo da distância de uns poucos angströms da superfície; por isso, os metais são opacos à radiação térmica.

A radiação solar incidente sobre um volume de água é gradualmente atenuada pela água à medida que o feixe penetra nas suas profundezas. Igualmente, a radiação solar incidente em uma lâmina de vidro é parcialmente absorvida e parcialmente refletida, e o restante é transmitido. Por isso, a água e o vidro são considerados semitransparentes à radiação solar.

É somente no vácuo que a radiação se propaga absolutamente sem nenhuma atenuação. O ar atmosférico de uma sala, para todas as finalidades práticas, também é considerado transparente à radiação térmica, pois a atenuação da radiação pelo ar é insignificante, a não ser uma camada com vários quilômetros de espessura. Gases como o dióxido de carbono, monóxido de carbono, vapor de água e amônia absorvem a radiação térmica em certas faixas de comprimento de onda; por isso, são semitransparentes à radiação térmica.

Um corpo a uma temperatura  $T$  emite radiação devido à sua temperatura e absorve a radiação que sobre ele incide.

### 1.4.1 EMISSÃO DE RADIAÇÃO

O fluxo máximo de radiação emitido por um corpo à temperatura  $T$  é dado pela *lei de Stefan-Boltzmann*:

$$E_b = \sigma T^4 \quad W/m^2 \quad (1.13)$$

onde  $T$  é a temperatura absoluta,  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann [ $\sigma = 5,6697 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$ ], e  $E_b$  é a emitância do corpo negro.

Somente um radiador ideal, o chamado corpo negro, pode emitir radiação de acordo com a equação 1.13. O fluxo de radiação emitido por um corpo real a uma temperatura absoluta  $T$  é sempre menor do que a emitância do corpo negro  $E_b$ , é dada por:

$$q = \varepsilon \cdot E_b = \varepsilon \sigma T^4 \quad (1.14)$$

onde a emissividade  $\varepsilon$  fica entre zero e a unidade; em todos os corpos reais, é sempre menor que a unidade.

### 1.4.2 ABSORÇÃO DE RADIAÇÃO

O fluxo de radiação  $q_{inc}$  que incide num corpo negro é completamente absorvido por ele. Entretanto, se o fluxo de radiação  $q_{inc}$  incide sobre um corpo real, a energia absorvida  $q_{abs}$  pelo corpo é dada por:

$$q_{abs} = \alpha \cdot q_{inc} \quad (1.15)$$

onde o poder de absorção  $\alpha$  está compreendido entre zero e a unidade; em todos os corpos reais,  $\alpha$  é sempre menor que a unidade.

O poder de absorção  $\alpha$  de um corpo é geralmente diferente da sua emissividade  $\varepsilon$ . Entretanto, em muitas aplicações na prática, admite-se, para simplificar a análise, ser  $\alpha$  igual a  $\varepsilon$ .

### 1.4.3 TROCA DE RADIAÇÃO

Quando dois corpos em temperaturas diferentes, *vêem-se* um ao outro, há entre eles uma permuta de calor por radiação. Se o meio intermediário estiver preenchido por uma substância transparente à radiação, como o ar, a radiação emitida por um dos corpos atravessa o meio sem nenhuma atenuação e atinge o outro corpo, e vice-versa. Assim, o corpo quente experimenta uma perda líquida de calor, e o corpo frio um ganho líquido de calor, em virtude da permuta da radiação térmica. A análise da troca de calor radiante entre superfícies é um assunto em geral complicado. Examinaremos aqui alguns casos muito particulares, com exemplos ilustrativos.

A Figura 1.7 mostra uma pequena placa quente opaca, com área superficial  $A_1$  e emissividade  $\varepsilon_1$ , mantida na temperatura absoluta  $T_1$  e exposta a uma grande superfície envolvente  $A_2$  (isto é,  $A_1/A_2 \rightarrow 0$ ), a uma temperatura absoluta  $T_2$ . O espaço entre elas contém ar, transparente à radiação térmica.

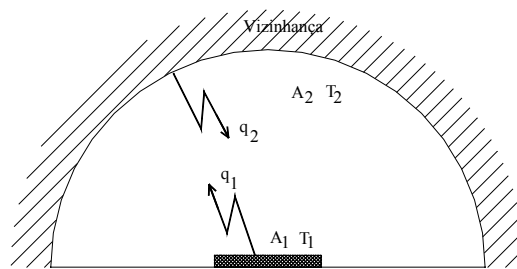


Figura 1.7 – Troca de radiação entre uma superfície  $A_1$  e suas vizinhanças

A energia emitida pela superfície  $A_1$  é dada por

$$Q_{1emitted} = A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4 \quad (1.16)$$

Em relação à pequena superfície, a grande área circundante pode ser aproximada a um corpo negro. Neste caso, o fluxo de radiação emitido pela área circundante é  $\sigma \cdot T_2^4$ , que é também o fluxo de radiação incidente na superfície  $A_1$ . Portanto, a energia radiante absorvida pela superfície  $A_1$  é

$$Q_{\text{absorvido}} = A_1 \cdot \alpha_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4 \quad (1.17)$$

A perda líquida de radiação na superfície  $A_1$  é a diferença entre as energias emitida e absorvida

$$Q_1 = A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4 - A_1 \cdot \alpha_1 \cdot \sigma \cdot T_2^4 \quad (1.18)$$

Com  $\varepsilon_1 = \alpha_1$ , a equação 1.18 reduz-se a:

$$Q_1 = A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.19)$$

que é expressão com que se calcula a troca de calor radiante entre um pequeno elemento de superfície  $A_1$  e sua envolvente a  $T_2$ . É claro que o valor positivo de  $Q_1$  corresponde a uma perda de calor da superfície  $A_1$  e o valor negativo, a um ganho de calor.

Consideremos agora duas superfícies finitas  $A_1$  e  $A_2$ , como se vê na Figura 1.8. As superfícies são mantidas às temperaturas absolutas  $T_1$  e  $T_2$ , respectivamente, e têm emissividade  $\varepsilon_1$  e  $\varepsilon_2$ . A situação física implica parte da radiação que deixa a superfície  $A_1$  atingir a superfície  $A_2$  e o restante perder-se para as vizinhanças. Considerações semelhantes se aplicam à radiação que está deixando a superfície  $A_2$ .

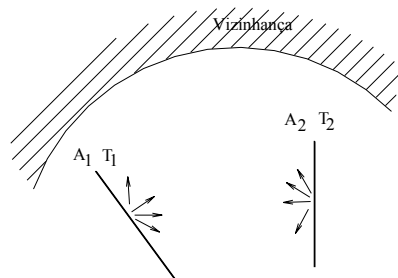


Figura 1.8 – Troca de radiação entre as superfícies  $A_1$  e  $A_2$ .

Num caso como este, a análise da troca de calor radiante entre duas superfícies deve incluir os efeitos da orientação das superfícies. No arranjo da Figura 1.8, se admitirmos que o fluxo de radiação do meio envolvente é desprezível comparado aos fluxos das superfícies  $A_1$  e  $A_2$ , a transferência líquida de radiação  $Q_1$  na superfície  $A_1$  poderá ser expressa no forma:

$$Q_1 = F_1 \cdot A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.20)$$

onde  $F_1$  é um fator que inclui os efeitos da orientação das superfícies e suas emissividades. A determinação deste fator é complicada e um estudo detalhado pode ser encontrado em Holman (1983)

#### 1.4.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR RADIANTE

Para simplificar os cálculos de transferência de calor, é possível, sob condições muito restritivas, definir um coeficiente de transferência de calor  $h_r$ , análogo ao coeficiente de transferência de calor por convecção.

$$q_1 = h_r (T_1 - T_2) \quad (1.21)$$

Este conceito pode ser aplicado à equação 1.20, que pode ser escrita na seguinte forma;

$$Q_1 = F_1 \cdot A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)(T_1 - T_2) \quad (1.22)$$

Se  $[T_1 - T_2] \ll T_1$ , este resultado é linearizado como

$$Q_1 \cong F_1 \cdot A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot 4T_1^3 (T_1 - T_2) \quad (1.23)$$

ou como

$$q_1 \equiv \frac{Q_1}{A_1} \cong (F_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot 4T_1^3)(T_1 - T_2) \quad (1.24)$$

A comparação entre as equações 1.20 e 1.23 revela que, no caso específico da equação 1.20, o coeficiente de transferência de calor radiante  $h_r$  pode ser definido como

$$h_r = F_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot 4T_1^3 \quad (1.25)$$

**Exemplo 1.6** – Uma placa aquecida, com  $D=0,2$  m de diâmetro tem uma de suas superfícies isolada e a outra mantida a  $T_w=550$  K. Se a superfície quente tem emissividade  $\varepsilon_w=0,9$  e está exposta a uma superfície envolvente a  $T_s=300$  K, e se o ar atmosférico é o meio interveniente, calcule a perda de calor por radiação da placa quente para suas vizinhanças.

Solução: Admitindo  $\varepsilon_1 = \alpha_1$ , podemos aplicar a eq. 1.19

$$Q_w = A_w \cdot \varepsilon_w \cdot \sigma \cdot (T_w^4 - T_s^4)$$

$$Q_w = \left[ \frac{\pi}{4} (0,2)^2 \right] (0,9) (5,67 \times 10^{-8}) [(5,5)^4 - 3^4] \times 10^8$$

$$Q_w = 134,5 \text{ W}$$

**Exemplo 1.7** – Uma pequena superfície quente, à temperatura  $T_1=430$  K, com emissividade  $\varepsilon_1=0,8$  dissipa calor radiante para uma superfície envolvente a  $T_2=400$  K. Se o processo de transferência de calor por radiação for caracterizado por um coeficiente de transferência de calor  $h_r$ , calcule o valor de  $h_r$ .

Solução: Este caso particular satisfaz a exigência  $[T_1 - T_2] \ll T_1$  e aplica-se a equação 1.25, com p fator de forma igual a 1.

$$h_r = F_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot 4T_1^3$$

$$h_r = (0,8)(5,67 \times 10^{-8}) 4(430^3) = 14,4 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

## 1.5 MECANISMO COMBINADO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Até agora consideramos separadamente os mecanismos de transferência de calor, condução, convecção e radiação. Em muitas situações práticas, a transferência de calor de uma superfície ocorre simultaneamente por convecção, para o ar ambiente, e por radiação, para a vizinhança. A Figura 1.9 mostra uma pequena placa de área  $A$  e emissividade  $\varepsilon$ , mantida a  $T_w$ , que troca energia por convecção com um fluido a  $T_\infty$ , com um coeficiente de transferência de calor  $h_c$ , e por radiação com a vizinhança a  $T_s$

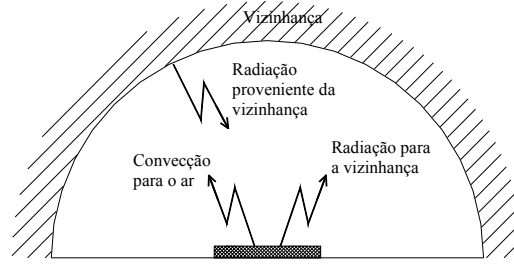


Figura 1.9 – Convecção e radiação combinadas de uma placa.

A perda de calor por unidade de área da placa, pelo mecanismo combinado de convecção e radiação, é:

$$q_w = h_c(T_w - T_\infty) + \varepsilon\sigma(T_w^4 - T_s^4) \quad (1.26)$$

Se  $[T_w - T_s] \ll T_w$ , o segundo termo pode ser linearizado. Obtemos então

$$q_w = h_c(T_w - T_\infty) + h_r(T_w - T_\infty) \quad (1.27)$$

onde

$$h_r = 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_w^3 \quad (1.28)$$

**Exemplo 1.7** – Uma placa metálica pequena, delgada, de área  $A \text{ m}^2$ , está isolada de um lado e exposta ao sol do outro lado. A placa absorve energia solar a uma taxa de  $500 \text{ W/m}^2$  e dissipa calor por convecção para o ar ambiente a  $T_\infty=300 \text{ K}$ , com um coeficiente de transferência de calor convectiva  $h_c=20 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ , e por radiação para a superfície envolvente, que se pode admitir um corpo negro a  $T_s= 280 \text{ K}$ . A emissividade da superfície é  $\varepsilon=0,9$ . Determine a temperatura de equilíbrio da placa.

Solução: O balanço de energia por unidade de área da superfície exposta escreve-se como

$$500 = 20(T_w - 300) + 0,9 \times 5,67 \times 10^{-8} \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - (2,8)^4 \right] 10^8$$

ou

$$25 = T_w - 300 + 0,255 \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - 15,68$$

ou

$$T_w = 340,68 - 0,255 \left( \frac{T_w}{100} \right)^4$$

A solução desta equação por tentativa e erro dá a temperatura da placa

$$T_w = 315,5 \text{ K}$$

## 1.6 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Considere a parede plana mostrada na Figura 1.10, exposta a um fluido quente  $A$  em um dos lados e a um fluido frio  $B$  no outro lado. O calor transferido é dado por

$$q = h_1 A (T_A - T_1) = \frac{kA}{\Delta x} (T_1 - T_2) = h_2 A (T_2 - T_B) \quad (1.29)$$

O processo de transferência de calor pode ser representado pelo circuito de resistências da Figura 1.10b, e o calor total transferido é calculado como na razão entre a diferença total de temperatura e a soma das resistências térmicas

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{\Delta x}{kA} + \frac{1}{h_2 A}} \quad (1.30)$$

Observe que o valor de  $1/h_1 A$  é usado para representar a resistência de convecção. O calor total transferido pelos mecanismos combinados de condução e convecção é freqüentemente expresso em termos de um coeficiente global de transferência de calor  $U$ , definido pela relação

$$q = UA\Delta T_{total} \quad (1.31)$$

onde  $A$  é uma área adequada para a transferência de calor.

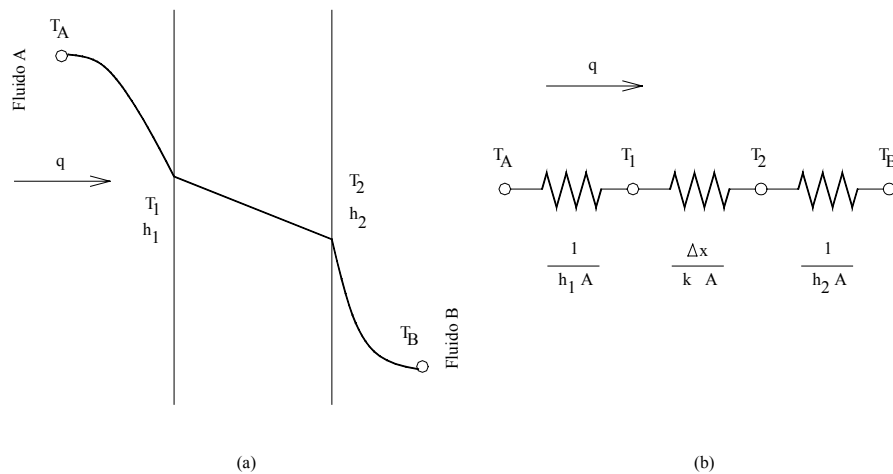


Figura 1.10 – Fluxo de calor através de uma parede plana.

De acordo com a equação 1.30, o coeficiente global de transferência de calor é

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_2}} \quad (1.32)$$

A analogia elétrica para um cilindro oco, que troca calor por convecção interna e externamente, está representada na Figura 1.11, onde  $T_A$  e  $T_B$  são as temperaturas dos fluidos.

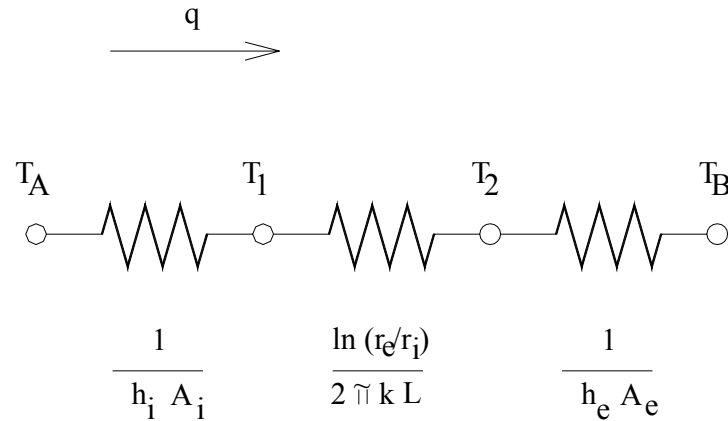


Figura 1.11 – Analogia elétrica para um cilindro oco com troca de calor por convecção nas superfícies interna e externa.

Observe que a área para convecção não é a mesma para os dois fluidos neste caso. Estas áreas dependem do diâmetro interno do tubo e da espessura da parede. Neste caso, o fluxo total de calor é dado por

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e}} \quad (1.33)$$

de acordo com o circuito térmico da Figura 1.11. Os termos  $A_i$  e  $A_e$  representam as áreas das superfícies interna e externa do tubo. O coeficiente global de transferência de calor pode ser baseado tanto na área interna como na área externa.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_e/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{A_e} \frac{1}{h_e}} \quad (1.34)$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_e \ln(r_e/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e}} \quad (1.35)$$

Os cálculos dos coeficientes de transferência de calor por convecção, para serem usados na expressão do coeficiente global, são feitos de acordo com os métodos descritos em capítulos posteriores. Alguns valores típicos do coeficiente global são apresentados na Tabela

Tabela 1.3 Valores aproximados dos coeficientes globais de transferência de calor.

Situação física	W/m <sup>2</sup> K	Btu/h pé <sup>2</sup> °F
Parede com superfície externa de tijolo aparente, revestida internamente de gesso, não isolada	2,55	0,45
Parede estrutural, revestida internamente de gesso:		
Não isolada	1,42	0,25
Isolada com lã de rocha	0,4	0,07
Janela de vidro simples	6,2	1,1



Janela de vidro duplo	2,3	0,4
Condensador de vapor	1100-5600	200-1000
Aquecedor de água de alimentação	1100-8500	200-1500
Condensador de Freon-12 resfriado com água	280-850	50-150
Trocador de calor água-água	850-1700	150-300
Trocador de calor de tubo aletado com água no interior dos tubos e ar sobre os tubos	25-55	5-10
Trocador de calor água-óleo	110-350	20-60
Vapor-óleo combustível leve	170-340	30-60
Vapor-óleo combustível pesado	56-170	10-30
Vapor-querosene ou gasolina	280-1140	50-200
Trocador de calor de tubo aletado, vapor no interior dos tubos e ar sobre os tubos	28-280	5-50
Condensador de amônia, água nos tubos	850-1400	150-250
Condensador de álcool, água nos tubos	255-680	45-120
Trocador de calor gás-gás	10-40	2-8

**Exemplo 1.8** – Uma estufa de secagem em forma de paralelepípedo, apoiada no solo tem altura de 2m, 20 m de comprimento e 3m de largura. A face interna está a 250 °C e o ar ambiente está a 30 °C. As paredes tem espessura de 20 cm ( $k = 0,06 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$ ) Qual será o fluxo de calor pelas paredes laterais?

Comentários: Em regime permanente, o calor que chega à superfície interna da parede, atravessa-a por condução e quando chega à face externa se dissipa por convecção natural e radiação.

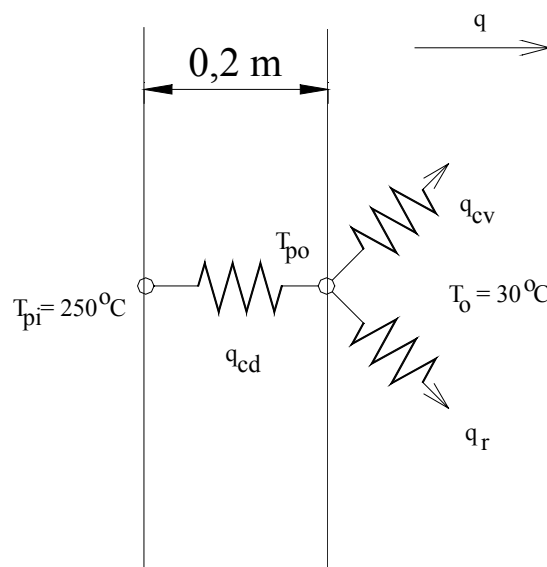


Figura 1.12 – Desenho esquemático da parede para o exemplo 1.8.

A equação de conservação da energia em regime permanente fornece:

$$q_{cd} = q_{cv} + q_r$$

sendo:

$$q_{cd} = \frac{kA}{x}(T_{pi} - T_{po})$$

$$q_{cv} = hA(T_p - T_o)$$

$$q_r = h_r A(T_p - T_o)$$

$q_r$  = calor perdido por radiação que admitiremos desprezível para facilitar o cálculo. O cálculo exato é feito incluindo  $q_r$ , mas o roteiro de cálculo não se modifica substancialmente se o desprezarmos.

Nas faces externas em estudo a convecção é natural, parede vertical e o parâmetro que influe em  $h$  é a altura da parede e não o seu comprimento. A área das paredes laterais é de  $(20 \times 2) \cdot 2 = 80 \text{ m}^2$ .

Solução:

Na parede:  $q_{cd} = \frac{0,06}{0,2} \cdot 80(250 - T_{po})$ , (eq. A) com  $q_{cd}$  e  $T_{po}$  desconhecidos.

Da parede para o ar o fluxo térmico é:  $q_{cv} = h \cdot 80(T_{po} - 30)$

No equilíbrio  $q_{cd} = q_{cv} = q$  (eq. B)

O valor de  $h$  para paredes verticais pode ser obtido por  $h = 0,93(T_{po} - 30)^{0,33}$ , (eq. C) com  $T_{po}$  em °C e  $h$  em  $\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$

Portanto:  $q_{cv} = 0,93 \cdot 80(T_{po} - 30)^{1,33}$  (eq. D)

Combinando as equações A, B e D resulta

$$24(250 - T_{po}) = 74,4(T_{po} - 30)^{1,33}$$

Resolvendo por tentativas tem-se o quadro resumo:

$T_{po}$ (°C)	$q_{cd}$	$q_{cv}$	$q_{cd}/A$	$q_{cv}/A$
40	5040	1592	63	19,9
50	4800	4000	60	50
60	4560	6856	57	85,7

Construindo um gráfico de  $q_{cd}$ ,  $q_{cv}$  em função de  $T_{po}$ , Figura 1.13, encontramos o valor onde de  $q_{cd} = q_{cv}$ , isto é: 53 °C onde  $q_{cd}/A = q_{cv}/A = 59 \frac{kcal}{h \cdot m^2}$

O fluxo de calor será:  $q = 59 \times 80 = 4720 \frac{kcal}{h}$

Se levássemos em conta também a radiação o valor de  $T_{po}$  seria de aproximadamente 40 °C.

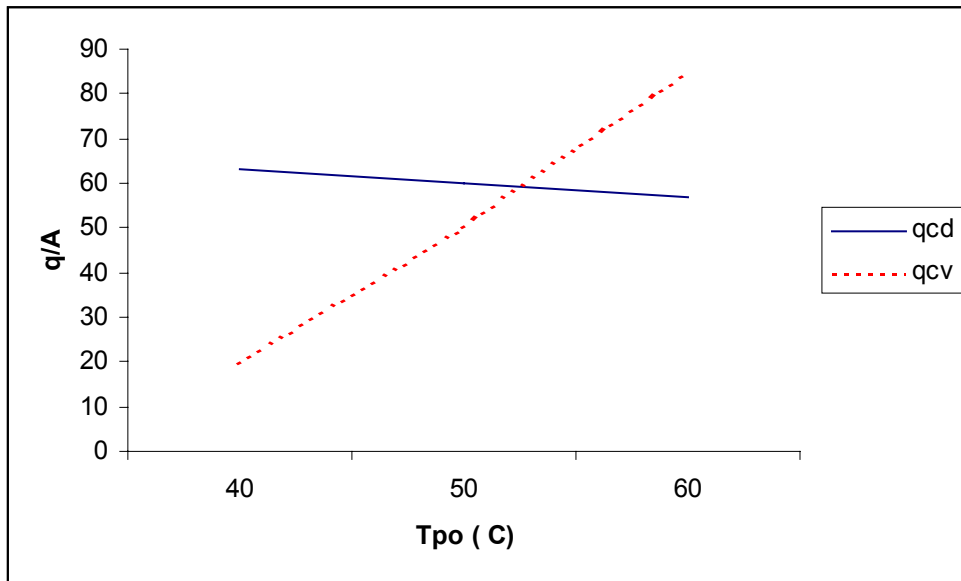


Figura 1.13 – Gráfico de  $q_{cd}/A$ ,  $q_{cv}/A$  em função de  $T_{po}$

Neste exemplo o valor de  $U_o$  pode ser calculado pela equação 1.32, se admitirmos que em toda a área lateral a temperatura seja constante e igual a 53 °C.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x}{k}}$$

com  $x = 0,20 \text{ m}$ ;  $k = 0,06 \text{ kcal/h.m}$ ,  $h_o = 0,93(T_{po} - 30)^{0,33}$  e  $T_{po} = 53 \text{ °C}$ , resulta:

$$h_o = 2,6 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{2,6} + \frac{0,2}{0,06}} = 0,27 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{°C}$$

e recalculando  $q$  pela equação 1.31 resulta

$$q = U_o A \Delta T_{total} = 0,27 \times 80 (250 - 30) = 4752 \text{ kcal/h}$$

O cálculo do valor de  $U$  local é muito importante para se poder verificar a constância ou não dessa grandeza ao longo de toda a faixa de temperatura.

Como vimos no exemplo 1.8 o cálculo de  $U$  é trabalhoso pois envolve a determinação da temperatura da parede por tentativa e erro.

No caso do cálculo de trocadores de calor *se  $U$  for constante* (o que precisa ser verificado, ou a experiência pessoal permitir garantir), o valor de  $U$  pode ser calculado mais facilmente numa única temperatura, denominada, temperatura calórica, segundo Kern (1980).

**Exemplo 1.8** – Água quente escoia dentro de uma tubulação metálica horizontal isolada.  
 Dados:

Temperatura média da água na secção:  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$

Temperatura do ar ambiente:  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Condutividade térmica do metal:  $30\text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$

Condutividade térmica do isolante:  $0,5\text{ kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$

Espessura do isolante:  $0,05\text{ m}$

Diâmetro interno do tubo:  $0,10\text{ m}$

Diâmetro externo do tubo:  $0,104\text{ m}$

Velocidade da água no tubo:  $0,155\text{ m/s}$

Calcular o coeficiente global de troca térmica e o fluxo de calor por metro linear de tubo ( $\text{kcal/h.m.}$ )

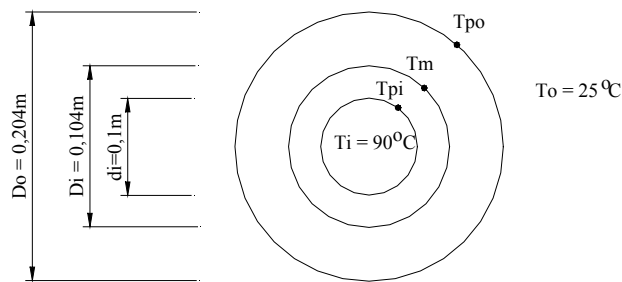


Figura 1.14 – Desenho esquemático do tubo isolado do exemplo 1.8.

**Solução:** Os mecanismos envolvidos na passagem do calor da água quente até o ar ambiente são:

- convecção forçada dentro do tubo ( $q_{ci}$ ), sem mudança de fase
- condução através da parede do tubo ( $q_{cd})_t$
- condução através do isolante ( $q_{cd})_{is}$
- convecção natural ( $q_{co}$ ) do isolante para o ar ambiente
- radiação da parede do isolante para o ar, simultaneamente com a convecção natural. Embora este fluxo não seja desprezível, para simplificar os cálculos o consideraremos nulo.

Esquemáticamente, os mecanismos e as variáveis podem ser representados:

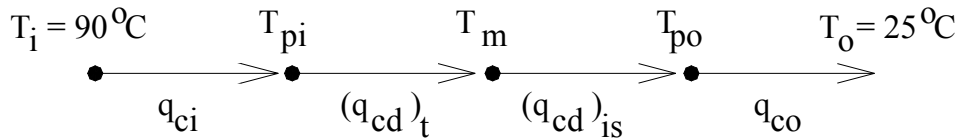


Figura 1.15 – Representação dos mecanismos de transferência de calor do exemplo 1.8.

O cálculo de  $U_o$ , pode ser feito pela equação 1.35, que aplicada ao caso fica:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \left( \frac{A_o}{A_{ml}} \frac{x}{k} \right)_t + \left( \frac{A_o}{A_{ml}} \frac{x}{k} \right)_{is} + \frac{1}{h_o}}$$

É necessário o conhecimento de  $h_i$  e  $h_o$ . As demais variáveis são facilmente obtidas como apresentado a seguir

$$h_i = f(T_{pi}) \quad (a)$$

$$h_o = f(T_{po}) \quad (b)$$

Os valores de  $T_{pi}$  e  $T_{po}$  que satisfazem ao problema são aqueles que tornam verdadeira a equação:

$$q_{ci} = (q_{cd})_t = (q_{cd})_{is} = q_{co}$$

com:

$$q_{ci} = h_i A_i (T_i - T_{pi}) = h_i \cdot \pi \cdot 0,10 \cdot L (90 - T_{pi}) \quad (c)$$

$$(q_{cd})_t = \frac{k}{x_t} A_{ml} (T_{pi} - T_m) = \frac{30}{0,002} \pi \cdot 0,102 \cdot L (T_{pi} - T_m) \quad (d)$$

$$(q_{cd})_{is} = \frac{k}{x_{is}} A_{ml} (T_m - T_{po}) = \frac{0,5}{0,05} \pi \cdot 0,148 \cdot L (T_m - T_{po}) \quad (e)$$

$$q_{co} = h_o A_o (T_{po} - T_o) = h_o \cdot \pi \cdot 0,204 \cdot L (T_{po} - 25) \quad (f)$$

Esquemáticamente o roteiro da solução é:

Admitir  $T_{pi}$

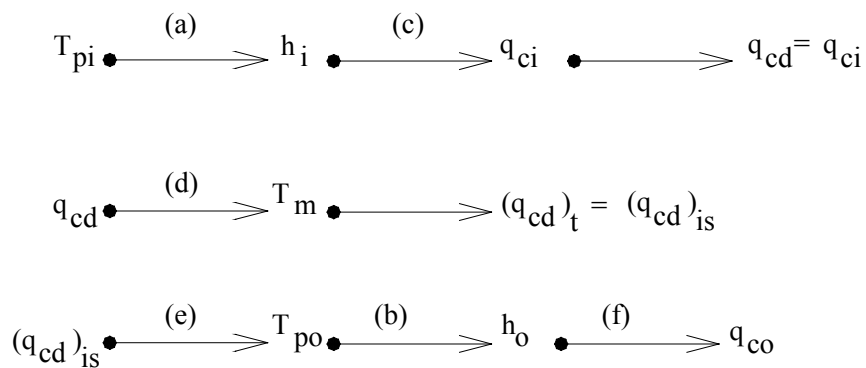


Figura 1.16 – Roteiro da solução

Portanto, a partir de um valor arbitrado para  $T_{pi}$  obtemos um fluxo de calor  $q_{ci}/L$  e outro  $q_{co}/L$ . Se esses fluxos térmicos forem diferentes, continuar as tentativas até encontrar  $q_{ci} = q_{co}$  como fizemos no exemplo 1.7, como demonstraremos a seguir:

$$A_o = \text{área externa do tubo isolado} = \pi.L.0,204 \quad m^2$$

$$A_i = \text{área interna do tubo metálico} = \pi.L.0,10 \quad m^2$$

$$(A_{ml})_t = \text{área média do tubo} = \pi.d_{ml}.L = \pi.L \frac{(D_i - d_i)}{\ln\left(\frac{D_i}{d_i}\right)} = \pi.L.0,102 \quad m^2$$

$$(A_{ml})_{is} = \text{área média do isolante} = \pi.D_{ml}.L = \pi.L \frac{(D_o - D_i)}{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} = \pi.L.0,148 \quad m^2$$

$$\left(\frac{x}{k} \frac{A_o}{A_{ml}}\right)_t = \frac{0,002}{30} \cdot \frac{\pi.L.0,204}{\pi.L.0,102} = 0,000133 \quad h.m^2 \cdot ^\circ C / kcal$$

$$\left(\frac{x}{k} \frac{A_o}{A_{ml}}\right)_{is} = \frac{0,05}{0,5} \cdot \frac{\pi.L.0,204}{\pi.L.0,148} = 0,137 \quad h.m^2 \cdot ^\circ C / kcal$$

### Cálculo de $h_i$

Verificação do regime de escoamento:

$$Re = \frac{d_i.V.\rho}{\mu} = \frac{10 \times 15,5 \times 1,0}{0,31 \times 10^{-2}} = 50000$$

Portanto vale a expressão

$$Nu = \frac{h_i.d_i}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_{90}}{\mu_{Tpi}}\right)^{0,14}$$

com  $d_i = 0,10 \quad m$

$k =$  condutividade térmica da água a  $90 \quad ^\circ C = 0,58 \quad kcal/h.m.^{\circ}C$

$$Re^{0,8} = 5743$$

$\mu =$  viscosidade da água a  $90 \quad ^\circ C = 0,31 \times 10^{-3} \quad kg/m.s$

$C_p =$  calor específico da água a  $90 \quad ^\circ C = 0,95 \quad kcal/kg.^{\circ}C$

$$Pr^{0,33} = \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k}\right)^{0,33} = \left(\frac{0,95 \times 0,31 \times 10^{-3} \times 3600}{0,58}\right)^{0,33} = 1,22$$

Adotando  $T_{pi} = 89 \text{ }^\circ\text{C}$ , resulta:  $\mu_{89} = 0,31 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$

$$\left(\frac{\mu_{90}}{\mu_{89}}\right)^{0,14} = \left(\frac{0,31}{0,31}\right)^{0,14} \cong 1,0$$

Esses valores levados na expressão de  $h_i$ , resulta

$$h_i = 935 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

Cálculo de  $T_m$  e  $T_{po}$

Como o calor  $q_{ci}$  que chega a parede do tubo atravessa-o, podemos igualar as equações (c) e (d) e obter  $T_m$

$$935(\pi.L.0,10)(90 - 89) = \frac{30}{0,002}(\pi.L.0,102)(89 - T_m) \quad T_m = 89 - 0,06 = 88,94 \text{ }^\circ\text{C}$$

isto é, basta uma diferença de  $0,06 \text{ }^\circ\text{C}$  para que ocorra na parede metálica o fluxo de calor que chega ( $q_{ci}$ )

Igualando as equações (c) e (e) poderemos obter  $T_{po}$

$$935(\pi.L.0,10)(90 - 89) = \frac{0,5}{0,05}(\pi.L.0,148)(88,94 - T_{po}) \quad T_{po} = 25,76 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tendo o valor de  $T_{po}$  podemos agora avaliar  $h_o$

Cálculo de  $h_o$

Sendo a convecção natural, de um cilindro horizontal imerso em ar, podemos usar a expressão simplificada válida para tubos desde  $\frac{1}{2}$ " até  $10$ " e para temperaturas menores que  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$h_o = 0,94(T_{po} - T_o)^{0,25} \quad \text{com } T_o \text{ em } ^\circ\text{C} \text{ e } h_o \text{ em } \text{kcal/h.m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_o = 0,94(25,8 - 25)^{0,25} = 0,88 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

Cálculo de verificação do valor admitido ( $T_{pi} = 89^\circ\text{C}$ )

$$\frac{q_{ci}}{L} = 935(\pi.0,10)(90 - 89) = 293,7 \text{ kcal/h.m}$$

$$\frac{q_{co}}{L} = 0,88(\pi.0,204)(25,76 - 25) = 0,4 \text{ kcal/h.m}$$

Por esta 1ª tentativa para  $T_{pi}$  verificamos que o fluxo de calor que sai da água e vai para o tubo metálico é  $293,7 \text{ kcal/h.m}$  enquanto que o que sai por convecção natural da face externa do isolante é de apenas  $0,4 \text{ kcal/h.m}$ . É fácil ver que a igualdade dos fluxos somente ocorrerá se  $q_{ci}$  diminuir, isto é, se  $T_{pi}$  for maior que  $89 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Para outros valores de  $T_{pi}$  podemos construir a tabela

$T_{pi}$ (°C)	$h_i$	$q_{ci}/L$	$T_m$	$T_{po}$	$h_o$	$q_{co}/L$
89	935	293,4	88,9	25,76	0,88	0,4
89,5	935	146,9	89	57,41	2,24	46,6
89,8	935	58,7	89	76,4	2,53	82,9

Com esses valores podemos encontrar o valor de  $T_{pi}$  que torna verdadeira a igualdade  $q_{ci} = q_{co}$

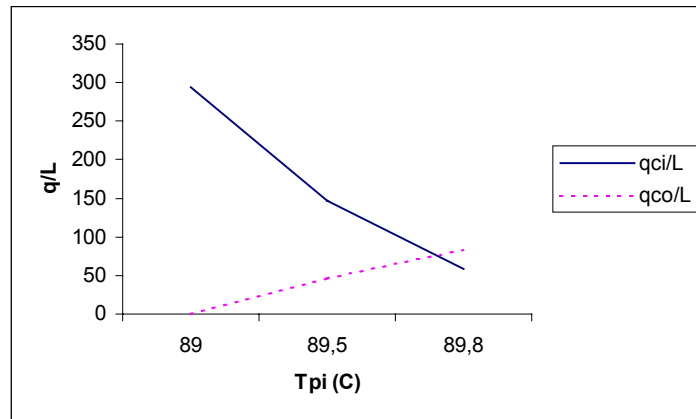


Figura 1.17 – Gráfico de  $q_{ci}/L$ ,  $q_{co}/L$  em função de  $T_{pi}$

Da Figura 1.17 resulta  $T_{pi} = 89,7^\circ\text{C}$  e um fluxo de calor de  $77 \text{ kcal/h.m}$ .

Os valores de  $h$  serão então:

$$h_i = 935 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_o = 2,44 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{com } T_{po} = 70,7^\circ\text{C}$$

O valor de  $U_o$  será finalmente:

$$U_o = \frac{1}{\frac{0,204}{0,10} \frac{1}{935} + \left( \frac{0,05}{0,5} \frac{0,204}{0,148} \right) + \left( \frac{0,002}{30} \frac{0,204}{0,102} \right) + \frac{1}{2,44}}$$

$$U_o = \frac{1}{0,0022 + 0,137 + 0,000133 + 0,41} = \frac{1}{0,55} = 1,82 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Na expressão de  $U_o$  pode-se observar que as resistências devido à condução no tubo e convecção forçada na água são desprezíveis. Em termos práticos isto significa que poderíamos admitir a temperatura da face externa do tubo ( $T_m$ ) praticamente igual à da água  $T_i$  ( $90^\circ\text{C}$ ). Neste caso a solução do problema poderia ser feita pela solução da equação:

$$(q_{cd})_{is} = q_{co}$$

$$\frac{0,5}{0,05} \pi \cdot L \cdot 0,148 (90 - T_{po}) = h_o \cdot \pi \cdot L \cdot 0,204 (T_{po} - 25)$$



mas  $h_o = 0,94(T_{po} - T_0)^{0,25}$ , resultando

$$1,48(90 - T_{po}) = 0,19(T_{po} - 25)^{1,25}$$

Isto é,  $T_{po} = 70$  °C em lugar de 70,7 °C da solução correta.