

Transmissão de Calor – Convecção Natural

P.J. Oliveira

Departamento Engenharia Electromecânica, UBI,

Agosto 2014

1. Introdução

Na transmissão de calor, convecção natural refere-se à transferência de energia térmica entre uma superfície (normalmente sólida) e um fluido (gás ou líquido) circundante, em que o movimento deste resulta unicamente de variações da sua massa volúmica causadas por variações de temperatura. Considerando por exemplo uma parede vertical aquecida, exposta ao ar atmosférico (sem vento), uma determinada e bem definida porção de ar, que entre em contacto directo com a parede, será inicialmente aquecida por condução. A temperatura dessa porção de ar torna-se superior à temperatura média do ar longe da parede e, por consequência, a sua massa volúmica diminui relativamente à do ar atmosférico (recorde-se que, para um gás perfeito, $\rho = p / (RT)$). Dessa forma, ficando mais leve, esse pequeno volume de ar terá tendência a subir (força de impulsão igual a $(\rho_{atm} - \rho_{ar\ quente})gV$) gerando-se assim um movimento do ar, ou seja uma corrente de convecção natural ascendente. Por continuidade (conservação da massa) o ar longe da parede irá descer, fechando o circuito.

Números adimensionais relevantes:

Número de Grashof: $Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2}$ ou $Gr = \frac{\rho^2 g \beta \Delta TL^3}{\mu^2}$

Número de Rayleigh: $Ra = GrPr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha}$ ou $Ra = \frac{\rho^2 g \beta \Delta TL^3}{\mu k / c_p}$

Número de Prandtl $Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu / \rho}{k / \rho c_p} = \frac{\mu c_p}{k}$

O que se pretende é obter o coeficiente de transferência de calor, que aparece também como um número adimensional (a variável dependente):

Número de Nusselt: $Nu = \frac{hL}{k}$

As diversas grandezas dimensionais contidas nestes parâmetros são:

$\Delta T = T_o - T_f$ [K]: diferença de temperaturas característica (quente menos fria);

L [m]: dimensão característica (por exemplo, comprimento duma placa ao longo do movimento);

g [m/s²]: aceleração da gravidade (valor típico na Terra: 9.8 m/s²);

β [1/K]: coeficiente de expansão térmica a pressão constante do fluido;

$\nu = \mu / \rho$ [m²/s]: viscosidade cinemática do fluido;

$\alpha = k / (\rho c_p)$ [m²/s]: difusividade térmica do fluido;

O coeficiente de expansão térmica é definido como o aumento relativo de volume que resulta de um aumento de temperatura unitário (mantendo-se a pressão constante):

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p$$

Como $\rho = m/V$ e a massa m conserva-se, tem-se

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Na análise de convecção natural, esta expressão é usualmente aproximada como

$$\beta \cong -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\rho - \rho_0}{T - T_0} \right)$$

permitindo calcular variações de ρ em torno de um valor de referência ρ_0

$$\rho - \rho_0 = -\beta \rho_0 (T - T_0) \quad \Rightarrow \quad \boxed{\rho = \rho_0 (1 - \beta (T - T_0))}$$

Verifica-se desta expressão que, quando a temperatura aumenta, a massa volúmica diminui; se $T = T_0$, então $\rho = \rho_0$ (os valores de referência, que podem ser considerados como aqueles existentes longe da superfície que está a aquecer, ou arrefecer, o fluido).

Os valores de β para os líquidos são dados nas tabelas, e para os gases (como o ar) é fácil demonstrar, a partir da lei dos gases perfeitos, que $\beta = 1/T$ (T em kelvin).

Uma pequena porção de fluido, com volume V , ligeiramente aquecido relativamente ao fluido circundante (cujas propriedades serão indicadas com índice ∞), está submetida a uma força ascensional (para cima) igual à impulsão menos o peso (P). A impulsão vem do princípio de Arquimedes (que aliás se obtém directamente das equações da mecânica dos fluidos), que diz: um corpo submerso num líquido fica sujeito a uma força ascendente igual ao peso do volume de líquido deslocado. Desta forma, a força de impulsão “net” aplicada à porção de fluido V é dada por:

$$F_{\text{impulsão net}} = F_{\text{Arquimedes}} - P = P_{\text{deslocado}} - P = \rho_{\infty} g V - mg = (\rho_{\infty} - \rho) g V$$

A impulsão (referindo-se, a partir de agora, ao seu valor “net”) é a “força motriz” dos movimentos de convecção natural no seio dum fluido. Quando a porção de fluido está quente, tem-se $\rho < \rho_{\infty}$ e a força é para cima; quando está frio, a força de impulsão empurra o fluido para baixo. Com a aproximação anterior, podemos escrever:

$$\boxed{F_{\text{impulsão net}} = \rho_{\infty} g \beta (T - T_{\infty}) V}$$

em que se assume direcção positiva para cima.

A convecção natural é importante em fenómenos da natureza (causa o movimento dos mares, as correntes oceânicas, os movimentos da atmosfera, quando vistos em grande escala, etc.), da vida (arrefecimento de um corpo vivo – por exemplo, o corpo humano – mesmo na ausência de vento), e de engenharia (efeito de chaminé – fumos quentes a saírem verticalmente para a atmosfera; arrefecimento de componentes electrónicas em computadores, televisões, rádios, etc; arrefecimento em condensadores – por exemplo, atrás de frigoríficos). Só existe convecção natural se houver gravidade (se $g = 0$ a impulsão é nula).

As velocidades que ocorrem em escoamentos de convecção natural são pequenas, muito inferiores às velocidades usuais em escoamentos de convecção forçada (quando existe um ventilador ou uma bomba a mover o fluido). De facto, não é possível atribuir à partida um valor típico para a escala da velocidade num escoamento de convecção

natural. Por isso usa-se uma escala difusiva, relacionada com a viscosidade: se uma dimensão típica for L [m], um tempo difusivo (relacionado com difusão da quantidade de movimento por efeitos viscosos) é $t_{dif} = L^2 / \nu$ [s], logo uma escala de velocidade, de $e = \sqrt{\nu t}$, será $u_{dif} = \nu / L$ [m/s]. Desta forma, o número de Grashof, essencial nos problemas de convecção natural (em lugar do número de Reynolds da convecção forçada), pode ser interpretado fisicamente como:

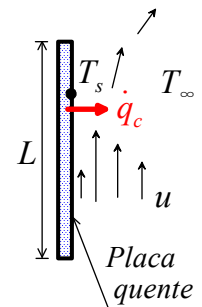
$$\text{Número de Grashof: } Gr = \frac{\text{Força Impulsão}}{\text{Forças Viscosas}} = \frac{\rho g \beta \Delta T V}{\mu \frac{u_{dif}}{L} A} = \frac{\rho g \beta \Delta T L^3}{\mu \frac{(\nu / L)}{L} L^2} = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2}$$

Quanto maior for o número de Grashof, maior o efeito das forças de impulsão que geram a convecção natural, relativamente às forças de viscosidade que tendem a opor-se ao movimento.

2. Escoamentos exteriores (camada limite)

Placa plana (geral): $Nu = C(GrPr)^n$

($n = \frac{1}{4}$ laminar, $Ra < 10^9$; $n = \frac{1}{3}$ turbulento, $Ra > 10^9$)



Convecção natural sobre **placa isotérmica vertical**:

Fluido	Regime	Nusselt	Gama Ra	Gama Pr
Gás ou líquido	Estagnado	$Nu = 1$	$< 10^4$	-
	Laminar	$Nu = 0.59 Ra^{1/4}$	$10^4 - 10^9$	-
	Turbulento	$Nu = 0.10 Ra^{1/3}$	$10^9 - 10^{13}$	-
	Geral	$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$	$10^{-1} - 10^{13}$	-
	Laminar, mais precisa	$Nu = 0.68 + \frac{0.670 Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{4/9}}$	$10^{-1} - 10^9$	-

(dimensão característica $L = H$ altura da placa; propriedades a $T_f = 0.5(T_s + T_\infty)$)

Convecção natural sobre **placa isotérmica inclinada**:

Fórmula idêntica à anterior, com $g \rightarrow g \cos \theta$, ângulo com a vertical θ ($\theta \leq 60^\circ$), e $Ra \leq 10^9$.

Convecção natural sobre **placa isotérmica horizontal**:

Configuração	Regime	Nusselt	Gama Ra	Gama Pr
Placa horizontal aquecida virada para cima (ou arrefecida, para baixo)	Estagnado	$Nu = 1$	$< 10^4$	-
	Laminar	$Nu = 0.54 Ra^{1/4}$	$10^4 - 10^7$	-
	Turbulento	$Nu = 0.15 Ra^{1/3}$	$10^7 - 10^{11}$	-
Placa horizontal aquecida virada para baixo (ou arrefecida, para cima)	Laminar	$Nu = 0.27 Ra^{1/4}$	$10^5 - 10^{11}$	-

(dimensão característica $L = A / P$, A - área, P - perímetro; propriedades a $T_f = 0.5(T_s + T_\infty)$)

Convecção natural sobre **cilindro horizontal**:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad 10^{-5} \leq Ra \leq 10^{12}$$

(dimensão característica $L = D$; propriedades a T_f)

Convecção natural sobre **cilindro vertical**:

Mesmas fórmulas que placa plana vertical, desde que $D \geq 35H / Gr^{1/4}$.
A dimensão característica é a altura do cilindro, $L = H$.

Convecção natural sobre **esfera**:

$$Nu = 2 + \frac{0.589 Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.469 / Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad Ra \leq 10^{11} ; Pr \geq 0.7$$

(dimensão característica $L = \frac{1}{2} \pi D$; propriedades a T_f)

Fórmulas aproximadas para ar ($p_{atm} = 1$ atm) com:

$h = C(\Delta T / L)^{1/4}$ (laminar) ou $h = C'(\Delta T)^{1/3}$ (turbulento)

Geometria	L	C	Gr	C'	Gr
		laminar		turbulento	
Placa ou cilindro vertical	H	1.42	10^4 - 10^9	1.31	10^9 - 10^{13}
Cilindro horizontal	D	1.32	10^4 - 10^9	1.24	10^9 - 10^{12}
Placa horizontal, face aquecida para cima	$4A/P$	1.32	10^4 - 10^7	1.52	10^7 - 10^{10}
Placa horizontal, face aquecida para baixo	$4A/P$	0.59	10^5 - 10^{10}	-	-
Esfera	D	1.92		-	-
Pequenos componentes, arames	H	3.53		-	-
Placa vertical com componentes integrados	H	2.44		-	-

Nota: para outras pressões: $h \times (p / p_{atm})^{1/2}$ (laminar); $h \times (p / p_{atm})^{2/3}$ (turbulento).

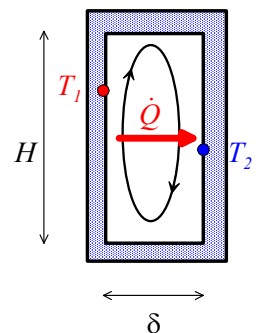
3. Escoamentos interiores em recintos fechados

Em geral, tem-se:

$$Nu = \frac{h\delta}{k} \Rightarrow h = \frac{k}{\delta} Nu$$

em que δ é a separação entre as superfícies aquecidas 1 e 2, e a diferença de temperaturas característica é $\Delta T = T_1 - T_2$. A taxa de transferência de calor obtém-se de:

$$\dot{Q} = hA(T_1 - T_2) = \underbrace{(k \times Nu)}_{k_{ef}} \times A \frac{T_1 - T_2}{\delta} \quad (\text{W})$$



em que $k \times Nu$ pode ser visto como uma condutibilidade térmica efectiva da cavidade. A área superficial efectiva de troca de calor A depende da geometria. Num recinto paralelipédico, será a área da secção transversal rectangular entre as superfícies 1 e 2, dada por altura (H) vezes comprimento (ou profundidade W) do recinto.

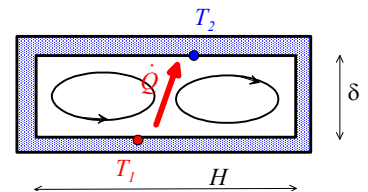
Recinto rectangular vertical ($\delta \times H$)

Fluido	Regime	Nusselt	Gama Ra	Gama Pr	Gama H/δ
Gás ou líquido	Estagnado	1	$< 2 \times 10^3$	-	
Gás	Laminar	$Nu = 0.197 Ra^{1/4} \left(\frac{H}{\delta} \right)^{-1/9}$	$2 \times 10^3 - 2 \times 10^5$	0.5 - 2	11 - 42
	Turbulento	$Nu = 0.073 Ra^{1/3} \left(\frac{H}{\delta} \right)^{-1/9}$	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^7$	0.5 - 2	11 - 42
Líquido	Laminar	$Nu = 0.42 Ra^{1/4} Pr^{0.012} \left(\frac{H}{\delta} \right)^{-0.3}$	$10^4 - 10^7$	$1 - 2 \times 10^4$	10 - 40
	Turbulento	$Nu = 0.046 Ra^{1/3}$	$10^6 - 10^9$	1 - 20	1 - 40

(dimensão: $L = \delta$, largura; propriedades a $T_m = 0.5(T_1 + T_2)$)

Recinto rectangular inclinado de θ ($\delta \times H$)

Mesmas fórmulas com $g \rightarrow g \cos \theta$ no cálculo de Ra , desde que $\theta \leq 20^\circ$.



Recinto rectangular horizontal ($H \times \delta$)

Fluido	Regime	Nusselt	Gama Ra	Gama Pr
Gás ou líquido	Aquecido em cima	1	-	-
	Aquecido em baixo:			
Gás ou líquido	Estagnado	1	$< 1.7 \times 10^3$	-
Gás	Sub-laminar	$Nu = 0.059 Ra^{0.4}$	$1.7 \times 10^3 - 7 \times 10^3$	0.5 - 2
	Laminar	$Nu = 0.212 Ra^{1/4}$	$7 \times 10^3 - 3.2 \times 10^5$	0.5 - 2
	Turbulento	$Nu = 0.061 Ra^{1/3}$	$> 3.2 \times 10^5$	0.5 - 2
Líquido	Sub-laminar	$Nu = 0.012 Ra^{0.6}$	$1.7 \times 10^3 - 6 \times 10^3$	1 - 5000
	Laminar	$Nu = 0.375 Ra^{0.2}$	$6 \times 10^3 - 3.7 \times 10^4$	1 - 5000
	Transição	$Nu = 0.130 Ra^{0.3}$	$3.7 \times 10^4 - 10^8$	1 - 20
	Turbulento	$Nu = 0.057 Ra^{1/3}$	$> 10^8$	1 - 20

(dimensão: $L = \delta$, largura; propriedades a $T_m = 0.5(T_1 + T_2)$)

Cilindros horizontais concêntricos ($l \times \delta$)

Fluido	Regime	Nusselt	Gama Ra	Gama Pr
Gás ou líquido	Laminar	$Nu = 0.11 Ra^{0.29}$	$6.3 \times 10^3 - 10^6$	1 - 5000
Gás ou líquido	Turbulento	$Nu = 0.40 Ra^{0.20}$	$10^6 - 10^8$	1 - 5000

(dimensão: $L = \delta = R_2 - R_1$, espaçamento entre cilindros; área de troca de calor $A = 2\pi l(R_2 - R_1) / \ln(R_2 / R_1)$; propriedades a $T_m = 0.5(T_1 + T_2)$).

Esferas concêntricas ($\delta = R_2 - R_1$)

Fluido	Regime	Nusselt	Gama Ra	Gama Pr
Gás ou líquido	Laminar	$Nu = 0.228Ra^{0.226}$	$10^2 - 10^9$	$0.7 - 4000$

(dimensão: $L = \delta = R_2 - R_1$, espaçamento entre esferas; área de troca de calor $A = 4\pi R_1 R_2$; propriedades a $T_m = 0.5(T_1 + T_2)$)

4. Convecção natural em alhetas

Para facilitar o arrefecimento de componentes electrónicos é usual aplicar-se sobre o substrato desses componentes um dispositivo constituído por um conjunto de alhetas lamelares fixadas numa base metálica. O arranjo mais comum é de alhetas rectangulares, de altura L , comprimento H e espessura e , espaçadas numa distância S , e aplicadas numa base de área $L \times W$. O número total de alhetas é $n = W / (S + e) \approx W / S$. A quantidade de calor dissipada por unidade de tempo, pelo conjunto das n alhetas, é

$$\dot{Q} = hA\Delta T = h(n2LH)(T_s - T_\infty)$$

em que T_s é a temperatura da superfície e T_∞ a temperatura do ar ambiente longe do módulo com alhetas. O factor 2 surge porque cada alheta rectangular transfere calor pelas duas faces. Para aumentar a taxa de calor transferido, aumenta-se o número de alhetas aplicadas numa base de largura especificada W , o que equivale a diminuir o espaçamento entre alhetas S . No entanto, quando o espaçamento é demasiado pequeno, o movimento do ar por convecção natural entre alhetas torna-se mais difícil, resultando em velocidades de ar mais baixas e consequente redução do coeficiente convectivo h . Este argumento mostra que deverá existir um valor óptimo do espaçamento entre alhetas, que se demonstra ser:

$$S_{opt} = 2.714L / Ra^{1/4}$$

com o número de Rayleigh baseado na altura (segundo a vertical) das alhetas L . Para esse espaçamento óptimo, o coeficiente convectivo é dado por:

$$h_{opt} = 1.31k / S_{opt}$$

em que k é a condutibilidade térmica do ar (propriedades calculadas à temperatura média $0.5(T_s + T_\infty)$).

Exemplo 1- Calcular o coeficiente de transmissão de calor e o calor transferido de uma parede com 4 m de altura e 10 m de largura, cuja temperatura é 60 °C, exposta a ar atmosférico (pressão = 1 atm) a 10 °C.

A temperatura média, ou temperatura de filme, é

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{60 + 10}{2} = 35^\circ\text{C} = 308 \text{ K}.$$

Para esta temperatura, obtêm-se das tabelas as propriedades relevantes do ar:

$$\nu = 1.655 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; Pr = 0.7268; k = 0.02625 \text{ W}/(\text{m K});$$

$$\beta = 1/T = 3.247 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$$

A dimensão característica é a altura da parede, $L = 4$ m, e a diferença de temperaturas característica é $\Delta T = 50$ °C. O número de Grashof é dado por:

$$Gr = \frac{9.8 \times 3.247 \times 10^{-3} \times 50 \times 4^3}{(1.655 \times 10^{-5})^2} = 3.717 \times 10^{11}$$

e o número de Rayleigh

$$Ra = Gr \times Pr = 3.717 \times 10^{11} \times 0.7268 = 2.702 \times 10^{11}.$$

Como Ra é superior a 10^9 , trata-se de convecção natural turbulenta numa placa plana vertical. Usando primeiramente a correlação mais simples, obtém-se:

$$Nu = 0.10 Ra^{1/3} = 0.10 \times (2.702 \times 10^{11})^{1/3} = 646.5$$

pelo que o coeficiente convectivo vem:

$$Nu = \frac{hL}{k} \Rightarrow h = \frac{Nuk}{L} = \frac{646.5 \times 0.02625}{4} = 4.24 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Repare-se que se trata de um valor baixo e que, para convecção turbulenta, o valor de h não depende da dimensão L . Nas aplicações práticas usam-se tipicamente valores da ordem dos 10 W/(m² K), o que se justifica porque, ao coeficiente convectivo, se deve somar um coeficiente radiativo. Para convecção natural simples, a taxa de calor é:

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty) = 4.24 \times (4 \times 10) \times 50 = 8480 \text{ W} \approx 8.5 \text{ kW}.$$

Vamos refazer o cálculo usando a correlação mais complexa para o Nusselt,

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$= \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \times (2.702 \times 10^{11})^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / 0.7268)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 726.6$$

Logo

$$h = \frac{Nuk}{L} = \frac{726.6 \times 0.02625}{4} = 4.77 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \quad (\text{cerca de 12\% superior})$$

e

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty) = 4.77 \times (4 \times 10) \times 50 = 9536 \text{ W} \approx 9.5 \text{ kW}.$$

Verifica-se que podem ocorrer variações da ordem dos 10% nos coeficientes h calculados através de correlações diferentes, sobretudo quando os valores destes coeficientes convectivos são pequenos.

Exemplo 2 – Calcular a taxa de transferência de calor num espaço vertical repleto de ar, entre duas placas quadradas de 0.5 m de lado, separadas por 15 mm, estando uma das placas a 100 °C e a outra a 40 °C.

As propriedades físicas do ar são obtidas das tabelas para a temperatura média $T_m = 0.5(T_1 + T_2) = 0.5 \times (100 + 40) = 70$ °C = 343 K:

$$\nu = 1.995 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0.7177; \quad k = 0.02881 \text{ W/(m K)};$$

$$\beta = 1/T = 1/343 = 2.915 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$$

O número de Grashof para o espaço paralelepípedo vertical, baseado na sua espessura e para uma diferença de temperaturas de $\Delta T = (T_1 - T_2) = 60$ °C, é

$$Gr = \frac{9.8 \times 2.915 \times 10^{-3} \times 60 \times 0.015^3}{(1.995 \times 10^{-5})^2} = 1.454 \times 10^4$$

e o número de Rayleigh

$$Ra = Gr \times Pr = 1.454 \times 10^4 \times 0.7177 = 1.043 \times 10^4 .$$

Para ar, esta magnitude de Ra corresponde a convecção natural laminar, com o número de Nusselt dado pela expressão

$$Nu = 0.197 Ra^{1/4} (H / \delta)^{-1/9} = 1.348$$

em que $H / \delta = 50 / 1.5 = 33.33$ é a relação altura/espessura da cavidade. Como Nu pode ser interpretado como uma condutibilidade térmica efectiva a dividir pela condutibilidade real, temos que a transferência de calor na cavidade se faz a uma taxa 34.8% superior a que ocorreria por condução pura. A taxa de calor é dada por:

$$\dot{Q} = kNuA \frac{(T_1 - T_2)}{\delta} = 0.02881 \times 1.348 \times 0.5^2 \times \frac{60}{0.015} = 38.9 \text{ W}.$$

Verifica-se que a transferência de calor é pequena, e portanto o espaço fechado de ar actua como um isolamento efectivo. Se não houvesse convecção natural nesse espaço, o efeito de isolamento térmico seria ainda maior.

Capítulo 6 – Convecção natural
Exercícios:

- 1) Um cano de água quente (diâmetro 6 cm, comprimento 8 m) atravessa horizontalmente uma sala a 22 °C. Se a temperatura da superfície do cano for 65 °C e a emissividade do material 0.8, calcular a taxa de calor perdido por: a) convecção; b) radiação. Resp: 382 W e 295 W.
- 2) Uma placa quadrada de 0.8 x 0.8 m a 60 °C está emergida em ar ambiente a 20 °C. Considerando que uma das faces da placa está isolada, calcular a taxa de calor transferido pela outra face se a orientação for: a) vertical; b) horizontal para cima; c) horizontal para baixo. Resp: 101.5 W, 124.5 W, 55.0 W.
- 3) Um transistor de potência (180 mW), de forma cilíndrica (4 mm diâmetro; 4.5 mm comprimento) está montado horizontalmente numa parede, com ar ambiente a 35 °C. A emissividade da superfície do transistor é 0.1 e as paredes da sala estão a 25 °C. Calcular a temperatura superficial do transistor. Resp: 183 °C.
- 4) Uma panela cilíndrica com 25 cm diâmetro contém água a ferver (100 °C) até uma altura de 12 cm. Considerando que a superfície exterior lateral da panela está a 98 °C e tem emissividade 0.95, e que a temperatura ambiente é 25 °C, calcular a potência calorífica perdida pela superfície lateral por: a) convecção; b) radiação. Obter ainda a percentagem do calor perdido por condução pelas paredes da panela em relação ao calor perdido por evaporação, sabendo que se evaporam 2 kg de vapor por hora. Resp: 46.6 W, 56.1 W, 8.5 %.
- 5) Calcular os coeficientes convectivos exterior e interior duma lata de refrigerante a 3 °C quando a temperatura do ar exterior é 25 °C. Dimensões da lata: 6 cm diâmetro x 12.5 cm altura. Líquido com propriedades semelhantes à água. Resp: 5.5 W/m² °C.
- 6) Um colector solar plano está colocado horizontalmente num telhado. O colector tem dimensões 1.5 m x 6 m e as temperaturas da sua superfície e do ar ambiente são 42 °C e 15 °C. Calcular o calor perdido por convecção e radiação. Resp: 1297 e 2920 W.
- 7) Calcular a temperatura superficial de um circuito electrónico impresso (PCB) que dissipa uma potência de 8 W. O ar ambiente está a 20 °C e o circuito está implementado numa placa com 15x20 cm, com emissividade 0.8. Considerar arranjo vertical, horizontal para cima e para baixo. Resp: 46.0 °C, 41.6 °C, 51.0 °C.
- 8) Uma janela de vidro duplo com dimensões 1.2 (altura) x 2 (largura) m e espessura entre vidros 2.5 cm, tem temperaturas interiores de cada vidro 18 °C e 5 °C. A emissividade efectiva entre os vidros é 0.82. Calcular a taxa de calor transferida por: a) convecção natural; b) radiação; c) condutibilidade térmica efectiva. Resp: 49.2 W, 133.7 W, 0.146 W/m K.
- 9) Duas esferas com diâmetros 15 cm e 25 cm contêm ar a 1 atm. As temperaturas da cada casca esférica são 350 K e 275 K. Obter o calor transferido por convecção. Resp: 22.7 W.
- 10) Um painel solar com largura x altura igual a 2 x 3 m tem um espaço de ar com espessura 3 cm, estando isolado na superfície traseira. Considerando que as temperaturas do vidro e da superfície absorvedora são 32 °C e 80 °C, calcular o calor perdido por convecção quando o ângulo que o painel faz com a horizontal é 0°, 20° e 90°. Resp: 953 W, 938 W, 556 W.
- 11) Um colector solar artesanal é feito com uma mangueira preta, diâmetro 1.6 cm a 65 °C, e um plástico cilíndrico envolvente com diâmetro 5 cm. A temperatura do

- ar é 26 °C. Calcular o calor perdido pela água, por convecção natural e metro de mangueira, e a temperatura do plástico. Resp: 6.7 W, 35.5 °C.
- 12) Um dissipador de calor de alumínio tem uma superfície de 7.62 x 9.68 cm e dispõe de 6 alhetas rectangulares, com 1.52 cm de comprimento de 1.45 cm de espaçamento, havendo um espaçamento central de 3.17 cm onde um transistor de potência é colocado. A espessura da base da alheta é 0.48 cm. Sabendo que o transistor dissipa 15 W, quando a temperatura do ar é 22 °C e a temperatura da superfície do dissipador 120 °C, calcular o coeficiente convectivo de transmissão de calor. Resp: 7.13 W/m² K.
- 13) Uma superfície plana vertical tem largura x altura = 15.2 cm x 20 cm, e é arrefecida por ar atmosférico a 25 °C. Para aumentar a taxa de arrefecimento dispõe de alhetas rectangulares verticais com dimensões 0.2 x 3 x 20 cm. Calcular o espaçamento óptimo entre alhetas, a o calor dissipado quando a base está a 80 °C. Resp: 7.4 mm, 51.4 W.