

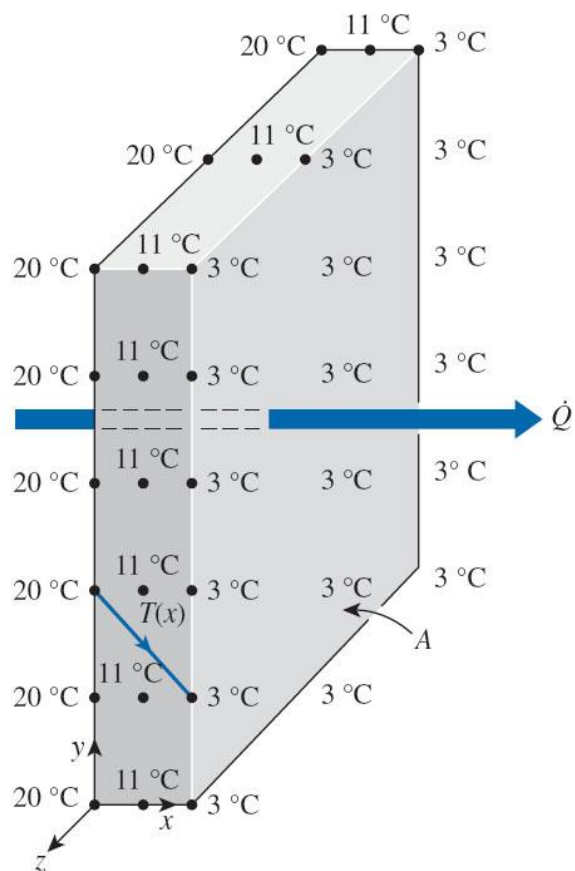
Transferência de Calor

Aplicada a Sistemas

Aeroespaciais

CONDUÇÃO EM REGIME PERMANENTE

- Compreender o conceito de resistência térmica e suas limitações e desenvolver uma rede de resistência térmica para problemas práticos de condução de calor;
- Resolver problemas de condução em regime permanente envolvendo geometrias retangulares, cilíndricas ou esféricas ;
- Desenvolver um compreensão intuitiva sobre a resistência térmica de contato e as circunstâncias em que ela pode ser significativa;
- Identificar aplicações em que o isolamento pode realmente aumentar a transferência de calor;
- Analisar superfícies aletadas e avaliar como as aletas aumentam a transferência de calor de forma eficiente e eficaz;



A transferência de calor através da parede é unidimensional quando a temperatura da parede varia em única direção.

A transferência de calor através da parede de uma casa pode ser modelada como *permanente e unidimensional*.

A temperatura da parede, neste caso, depende de única direção (por exemplo, direção x) e pode ser expressa como $T(x)$.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{transferência} \\ \text{de calor para} \\ \text{dentro da} \\ \text{parede} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{transferência} \\ \text{de calor para} \\ \text{fora da} \\ \text{parede} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{variação} \\ \text{de energia} \\ \text{interna} \\ \text{da parede} \end{array} \right)$$

Para operação *permanente*

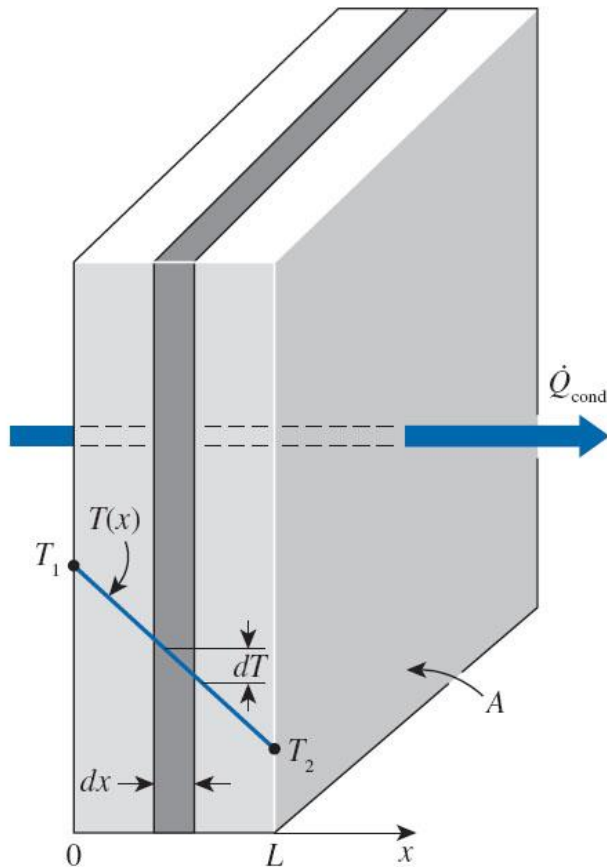
$$\dot{Q}_{\text{ent}} - \dot{Q}_{\text{sai}} = \frac{dE_{\text{parede}}}{dt}$$

$$\frac{dE_{\text{parede}}}{dt} = 0$$

Em operação permanente, a taxa de transferência de calor através da parede é constante ($\dot{Q}_{\text{cond,parede}} = \text{cte}$).

$$\dot{Q}_{\text{cond,parede}} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (\text{W})$$

Lei de Fourier para condução de calor



Sob condições permanentes, a distribuição de temperatura em uma parede plana se dá em linha reta : $dT/dx = \text{const.}$

$$\dot{Q}_{\text{cond,parede}} = -kA \frac{dT}{dx}$$

$$\int_{x=0}^L \dot{Q}_{\text{cond,parede}} dx = - \int_{T=T_1}^{T_2} kA \frac{dT}{dx}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond,parede}} = kA \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (\text{W})$$

A taxa de condução de calor através da parede plana é proporcional à condutividade térmica média, à área da parede e à diferença de temperatura, mas é inversamente proporcional à espessura da parede.

Além disso, uma vez que a taxa de condução de calor é calculada, a temperatura $T(x)$ em qualquer posição x pode ser determinada substituindo T_2 por T e L por x .

$$\dot{Q}_{\text{cond,parede}} = kA \frac{T_1 - T_2}{L}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond,parede}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{parede}}} \quad (\text{W})$$

$$R_{\text{parede}} = \frac{L}{kA} \quad (\text{K/W})$$

Resistência de condução da parede (R_{parede}):

Resistência térmica da parede contra a condução de calor.

A resistência térmica do meio depende da geometria e das propriedades térmicas do meio.

$$R_{\text{parede}} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{\text{cond,parede}}}$$

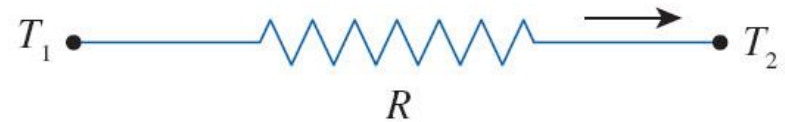
Logo:

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_e}$$

Análoga à resistência elétrica:

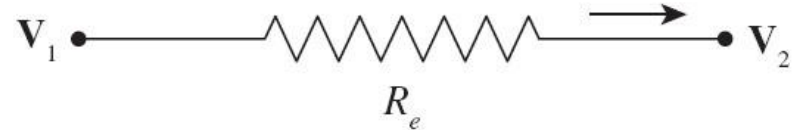
$$R_e = L/\sigma_e A$$

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R}$$



(a) Fluxo de calor

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_e}$$



(b) Fluxo de corrente elétrica

Analogia entre os conceitos de resistência térmica e elétrica

Taxa de transferência de calor → Corrente elétrica

Resistência térmica → Resistência elétrica

Diferença de temperatura → Dif. Potencial. Elétrico

Lei de Newton do resfriamento:

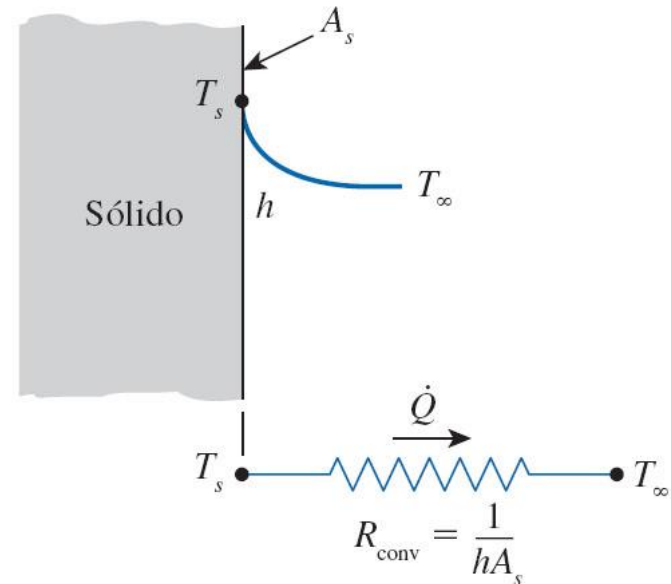
$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_\infty)$$

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{\text{conv}}} \quad (\text{W})$$

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{hA_s} \quad (^\circ\text{C}/\text{W})$$

Resistência de convecção da superfície:

Resistência térmica da superfície de convecção contra o calor.



Esquema para resistência de convecção na superfície.

Quando o coeficiente de transferência de calor é muito grande ($h \rightarrow \infty$), a resistência de convecção torna-se zero e $T_s \approx T_\infty$.

Nessa condição, a superfície não oferece nenhuma resistência à convecção.

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{\text{cir}}^4) = h_{\text{rad}} A_s (T_s - T_{\text{cir}}) = \frac{T_s - T_{\text{cir}}}{R_{\text{rad}}}$$

$$R_{\text{rad}} = \frac{1}{h_{\text{rad}} A_s} \quad (\text{K/W}) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Resistência a radiação de uma superfície:} \\ \text{Resistência térmica da superfície contra a radiação.} \end{array} \right.$$

$$h_{\text{rad}} = \frac{\dot{Q}_{\text{rad}}}{A_s (T_s - T_{\text{cir}})} = \varepsilon \sigma (T_s^2 + T_{\text{cir}}^2) (T_s + T_{\text{cir}}) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$$

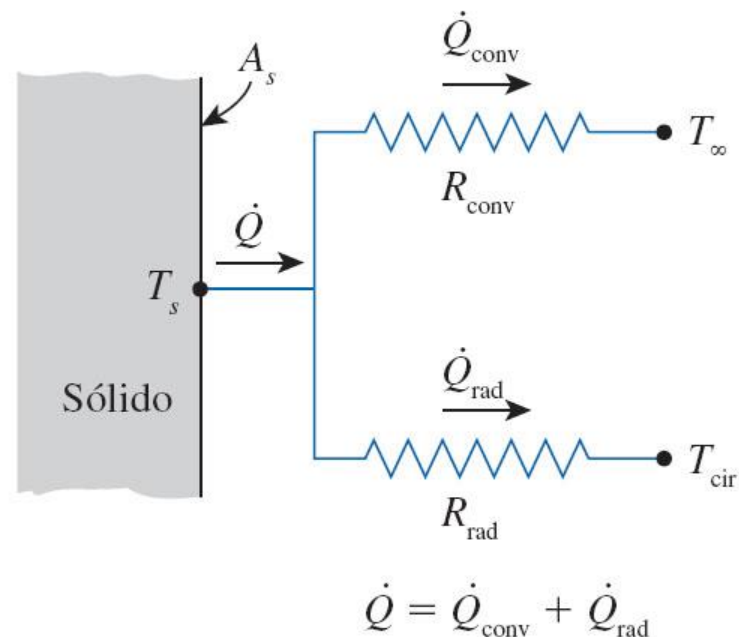
Coeficiente de transferência de calor por radiação

Quando $T_{\text{cir}} \approx T_{\infty}$

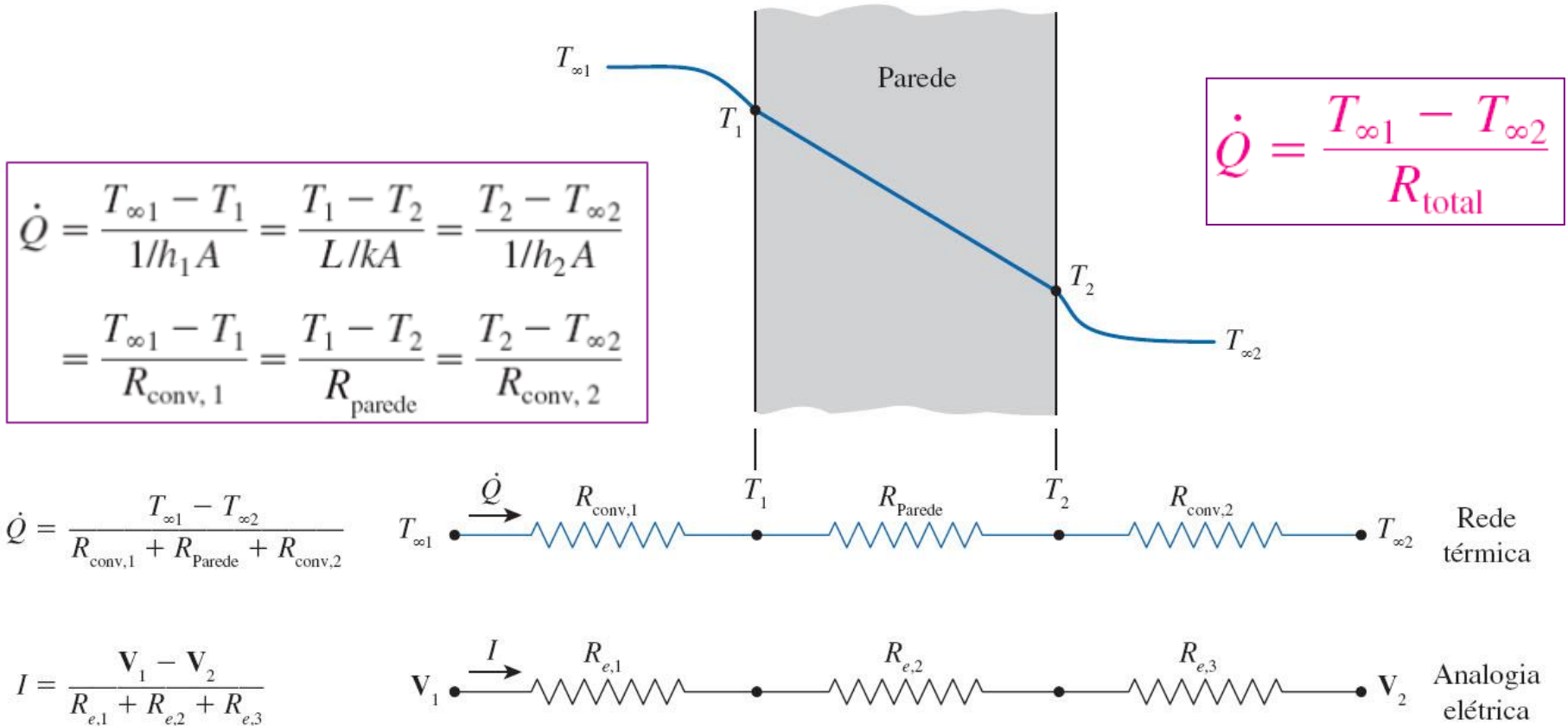
$$h_{\text{combinado}} = h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}$$

Coeficiente de transferência de calor combinado

Esquema para resistências por convecção e radiação na superfície.



$$\left(\begin{array}{c} \text{Taxa de convecção de} \\ \text{calor para dentro da} \\ \text{parede} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de condução de} \\ \text{calor através da} \\ \text{parede} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{convecção de} \\ \text{calor da parede} \end{array} \right)$$



Rede de resistência térmica de transferência de calor através de uma parede submetida à convecção em ambos os lados e a analogia elétrica.

$$R_{\text{total}} = R_{\text{conv},1} + R_{\text{parede}} + R_{\text{conv},2} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (\text{K/W})$$

Queda de temperatura

$$\Delta T = \dot{Q} R \quad (^\circ\text{C})$$

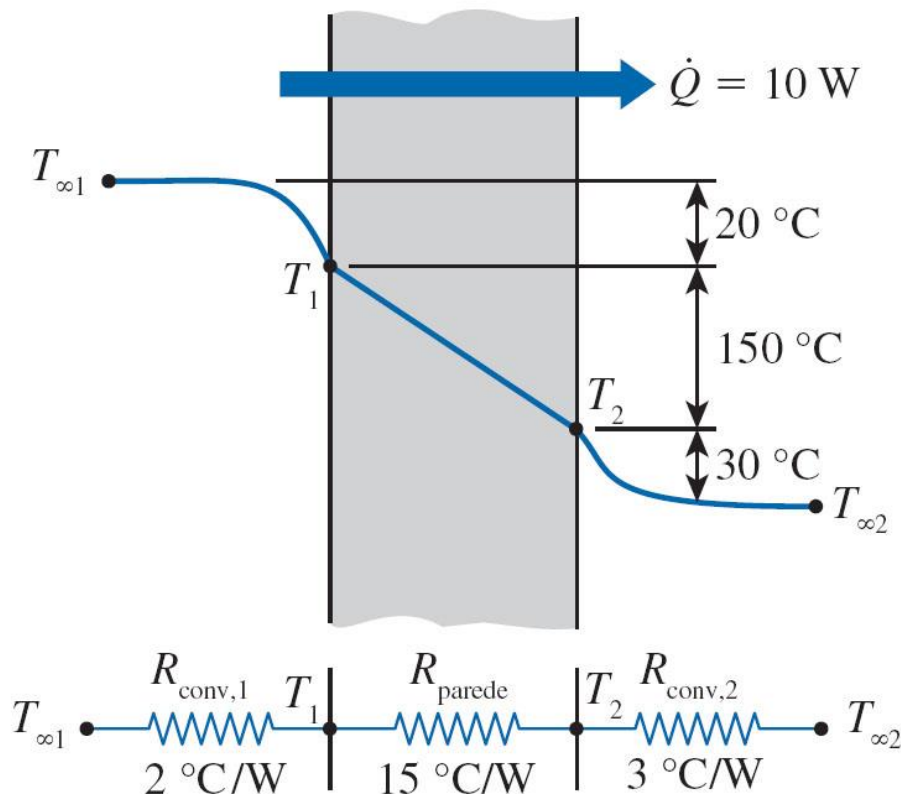
$$\dot{Q} = UA \Delta T \quad (\text{W})$$

$$UA = \frac{1}{R_{\text{total}}} \quad (^\circ\text{C}/\text{K})$$

U coeficiente global de transferência de calor

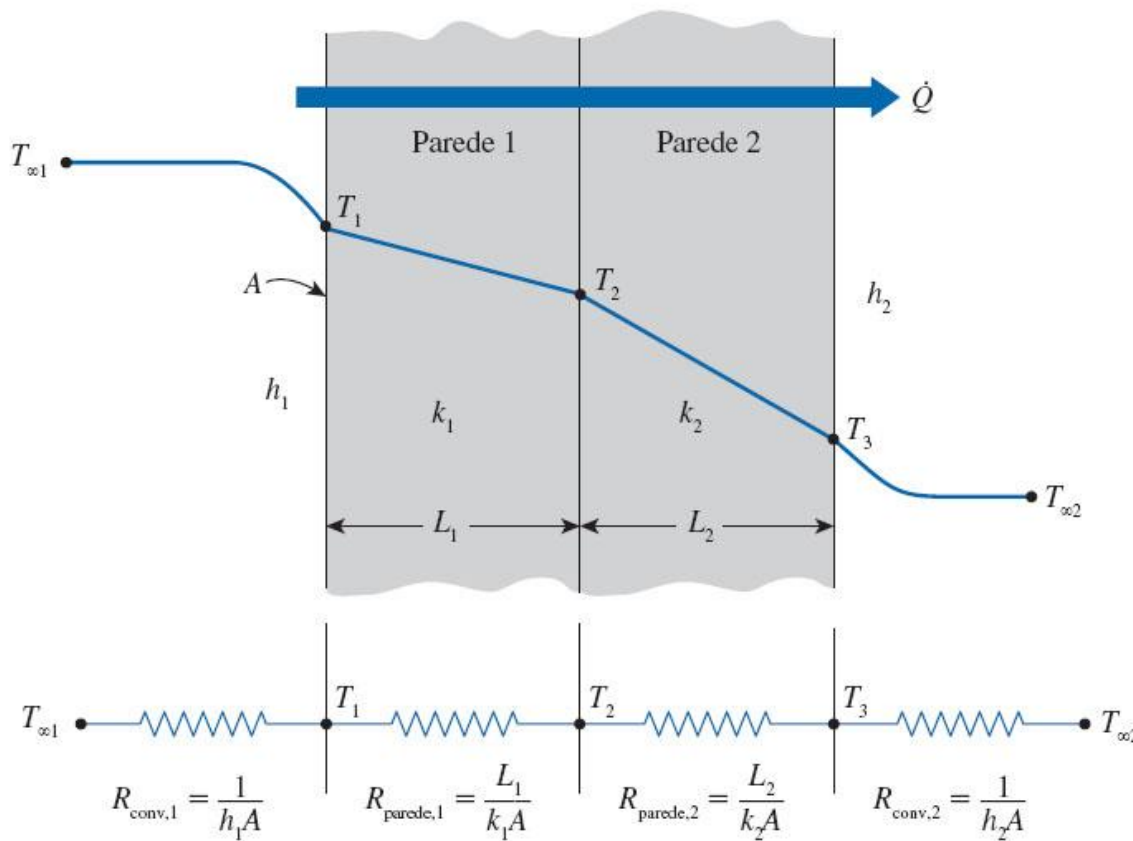
Uma vez determinado o valor de \dot{Q} , a temperatura superficial T_1 pode ser determinada a partir de:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{\text{conv}, 1}} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{1/h_1 A}$$



$$\Delta T = \dot{Q} R$$

A queda de temperatura através de uma camada é proporcional à sua resistência térmica



Rede de resistência térmica para transferência de calor através de duas camadas de parede plana submetidas à convecção e, ambos os lados.

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{\text{total}}}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{total}} &= R_{\text{conv}, 1} + R_{\text{parede}, 1} + R_{\text{parede}, 2} + R_{\text{conv}, 2} \\ &= \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \frac{1}{h_2 A} \end{aligned}$$

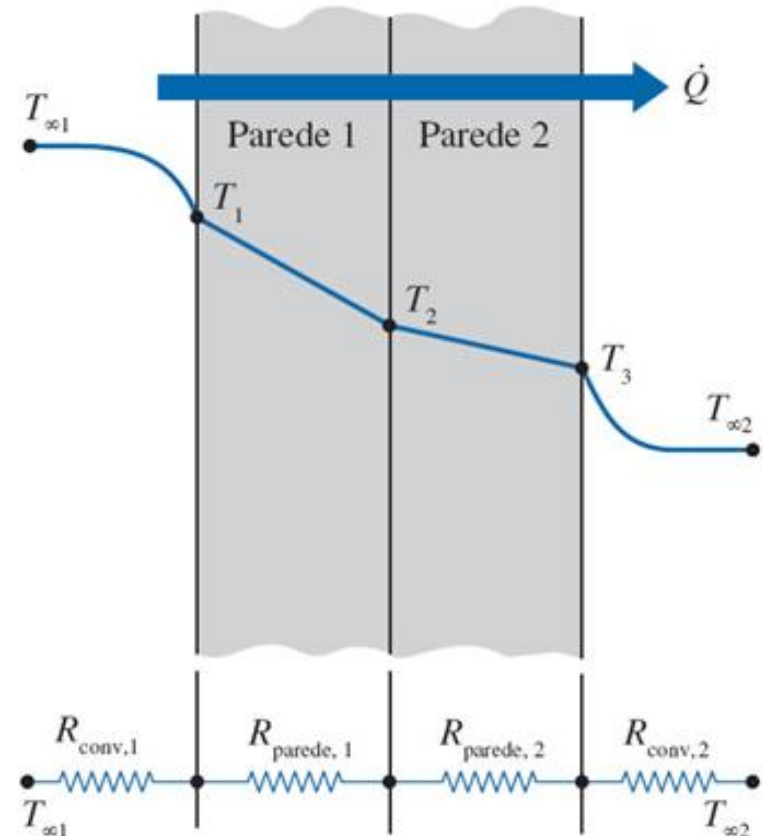
$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_j}{R_{\text{total}, i-j}}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{\text{conv},1} + R_{\text{parede},1}} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1 A}}$$

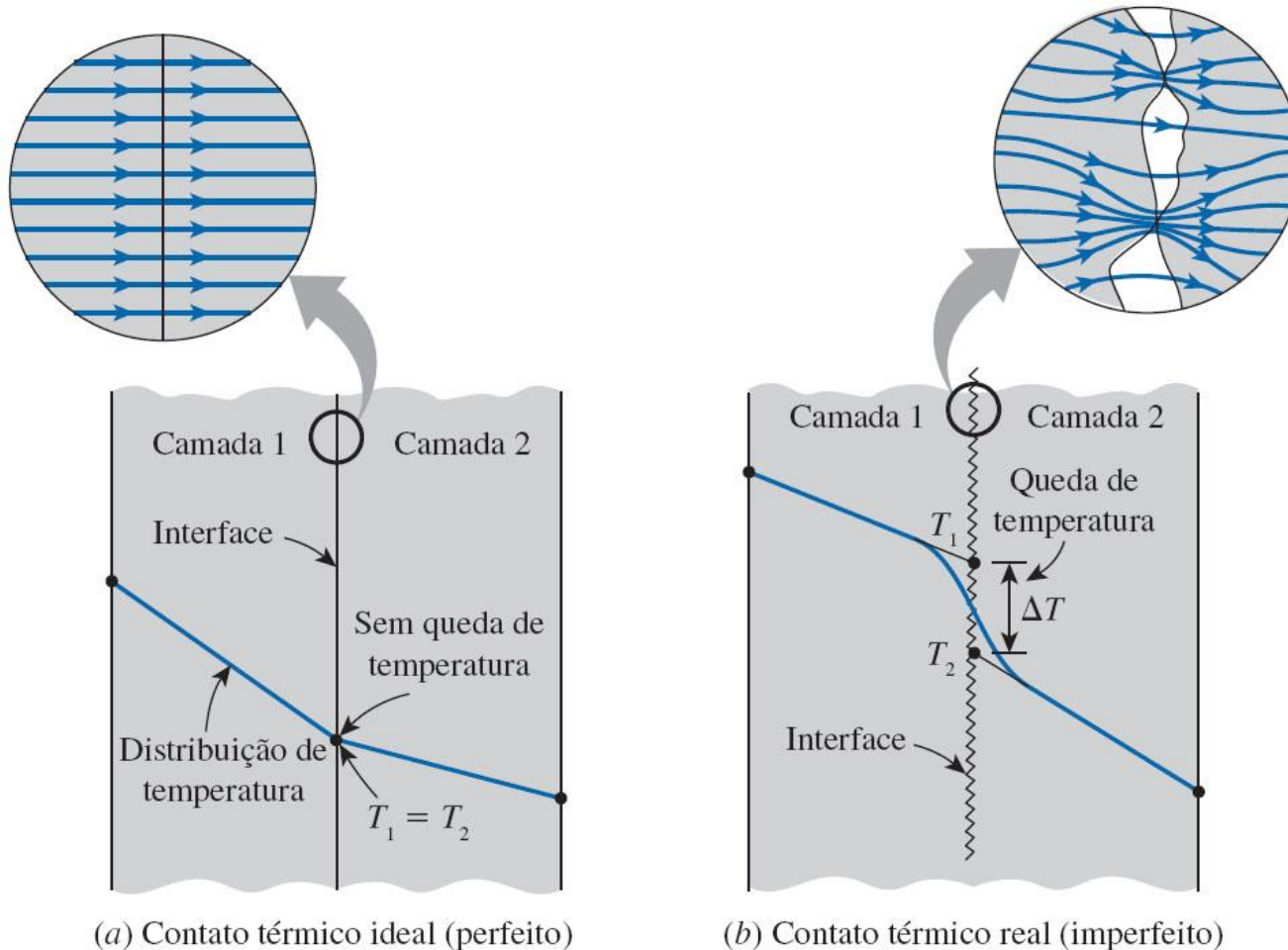
Para achar T_1 : $\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{\text{conv},1}}$

Para achar T_2 : $\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{\text{conv},1} + R_{\text{parede},1}}$

Para achar T_3 : $\dot{Q} = \frac{T_3 - T_{\infty 2}}{R_{\text{conv},2}}$



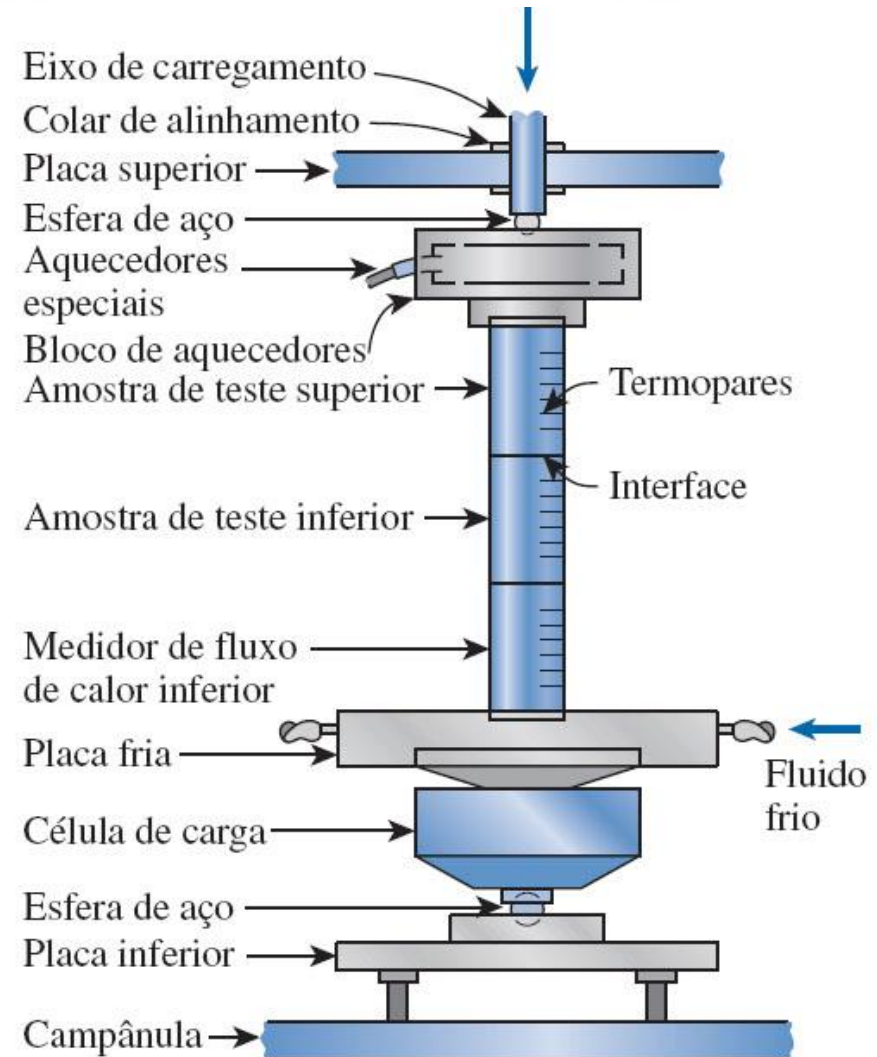
Avaliação das temperaturas da superfície e da interface quando $T_{\infty 1}$ e $T_{\infty 2}$ são dadas e \dot{Q} é calculado.



Distribuição de temperatura e linhas de fluxo de calor ao longo de duas placas sólidas pressionadas uma contra a outra para o caso de contatos perfeito e imperfeito.

- Quando duas superfícies são pressionadas uma contra a outra, os picos formam bom contato material, mas os vales formam vazios preenchidos com ar.
- A interface contém inúmeras *lacunas de ar* de tamanhos variados que funcionam como *isolamento*, em virtude da baixa condutividade térmica do ar.
- Assim, a interface oferece alguma resistência à transferência de calor, e essa resistência por unidade de área é chamada *resistência térmica de contato*, R_c .

Montagem experimental típica para determinação da resistência térmica de contato.



$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{contato}} + \dot{Q}_{\text{lacuna}} \longrightarrow \text{Taxa de transferência de calor através da interface}$$

Em forma análoga à *lei de Newton* do resfriamento:

$$\dot{Q} = h_c A \Delta T_{\text{interface}} \longrightarrow h_c \text{ é a } \textit{condutância térmica de contato} \text{ e corresponde ao coeficiente de transferência de calor por convecção na interface}$$

$$h_c = \frac{\dot{Q}/A}{\Delta T_{\text{interface}}} \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

h_c se relaciona com a resistência térmica de contato por:

$$R_c = \frac{1}{h_c} = \frac{\Delta T_{\text{interface}}}{\dot{Q}/A} \quad (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W})$$

O valor da resistência térmica de contato depende de:

- *Rugosidade da superfície;*
- *Propriedades do material;*
- *Temperatura e pressão na interface;*
- *Tipo de fluido confinado na interface;*

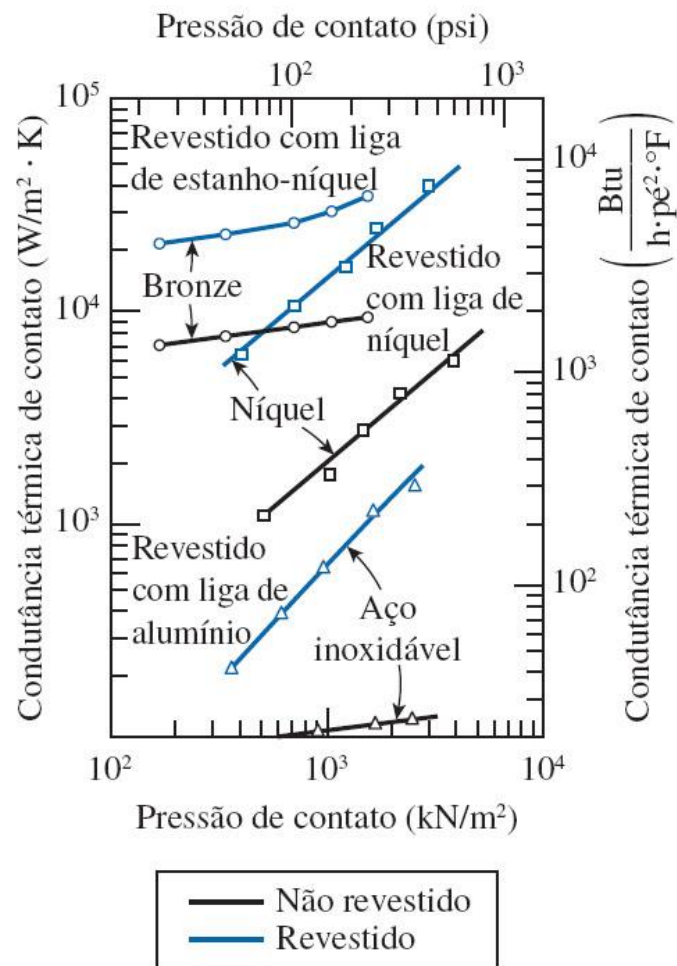
TABELA 3-1

Condutância térmica de contato para placas de alumínio com diferentes fluidos na interface para rugosidade superficial de $10\ \mu\text{m}$ e pressão na interface de 1 atm (de Fried, 1969)

Fluido na interface	Condutância de contato, h_c , $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$
Ar	3.640
Hélio	9.520
Hidrogênio	13.900
Óleo de silicone	19.000
Glicerina	37.700

A resistência térmica de contato pode ser minimizada pela aplicação de:

- *Pasta térmica* como as que são a base de silicone;
- Substituição do ar na lacuna por outra substância que seja *melhor condutor de calor* como o hélio ou hidrogênio;
- *Inserir uma folha metálica macia* como estanho, prata, cobre, níquel ou alumínio.



Efeito de revestimentos metálicos na condutância térmica de contato

TABELA 3-2

Condutância térmica de contato de algumas superfícies metálicas no ar (a partir de várias fontes)

Material	Condição da superfície	Rugosidade, mm	Temperatura, °C	Pressão, MPa	h_c , W/m ² ·K
Pares metálicos idênticos					
416 Aço inox.	Polido	2,54	90-200	0,17-2,5	3.800
304 Aço inox.	Polido	1,14	20	4-7	1.900
Alumínio	Polido	2,54	150	1,2-2,5	11.400
Cobre	Polido	1,27	20	1,2-20	143.000
Cobre	Fresado	3,81	20	1-5	55.500
Pares metálicos desiguais					
Aço inoxidável				10	2.900
Alumínio		20-30	20	20	3.600
Aço inoxidável				10	16.400
Alumínio		1,0-2,0	20	20	20.800
Aço Ct-30-				10	50.000
Alumínio	Polido	1,4-2,0	20	15-35	59.000
Aço Ct-30-				10	4.800
Alumínio	Fresado	4,5-7,2	20	30	8.300
				5	42.000
Alumínio-Cobre	Polido	1,17-1,4	20	15	56.000
				10	12.000
Alumínio-Cobre	Fresado	4,4-4,5	20	20-35	22.000

A condutância térmica de contato é mais elevada (portanto, a resistência de contato é menor) para metais macios com superfícies lisas a alta pressão.

A taxa de transferência total de calor é a soma da taxa de transferência de calor através de cada camada:

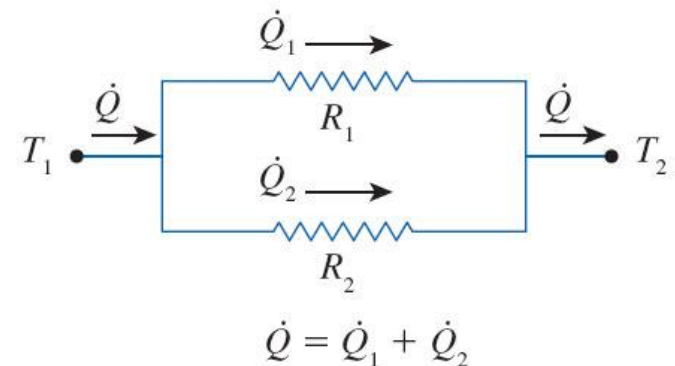
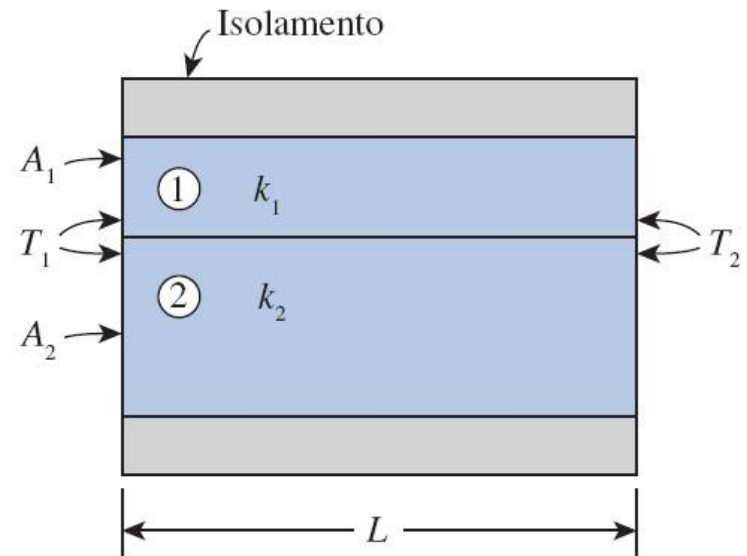
$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = \frac{T_1 - T_2}{R_1} + \frac{T_1 - T_2}{R_2} = (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

Utilizando a analogia elétrica têm-se:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{total}}}$$

Onde:

$$\frac{1}{R_{\text{total}}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \longrightarrow R_{\text{total}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$$



Rede de resistência térmica para duas camadas paralelas.

A taxa de transferência total de calor através do sistema composto pode ser expressa por:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{\text{total}}}$$

Onde:

$$R_{\text{total}} = R_{12} + R_3 + R_{\text{conv}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} + R_3 + R_{\text{conv}}$$

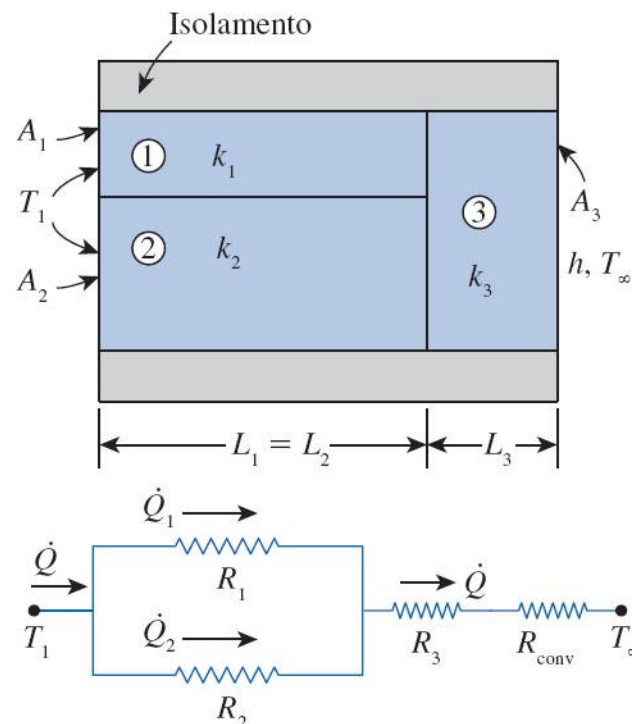
e

$$R_1 = \frac{L_1}{k_1 A_1} \quad R_2 = \frac{L_2}{k_2 A_2} \quad R_3 = \frac{L_3}{k_3 A_3} \quad R_{\text{conv}} = \frac{1}{h A_3}$$

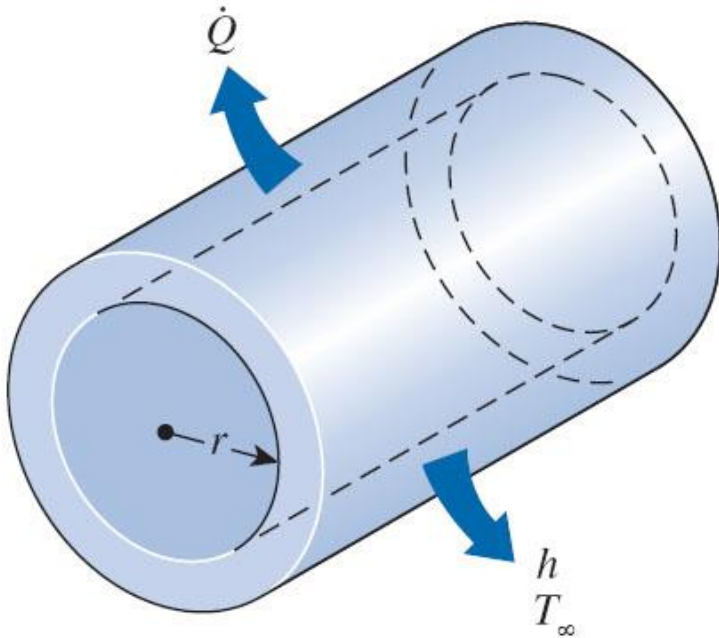
Duas hipóteses comumente utilizadas na resolução de problemas multidimensionais complexos de transferência de calor, tratando-os como unidimensionais, utilizando a rede de resistência térmica são:

1. qualquer parede plana normal ao eixo x é *isotérmica* (ou seja, considerar que a temperatura varia apenas na direção x)

2. qualquer plano paralelo ao eixo x é *adiabático* (ou seja, assumir que a transferência de calor ocorre somente na direção)



Rede de resistência térmica para combinação série- paralela.



Calor é perdido de um longo tubo por onde escoa água quente para o ar externo a ele e na direção radial, assim a transferência de calor a partir deste tubo pode ser considerada unidimensional.

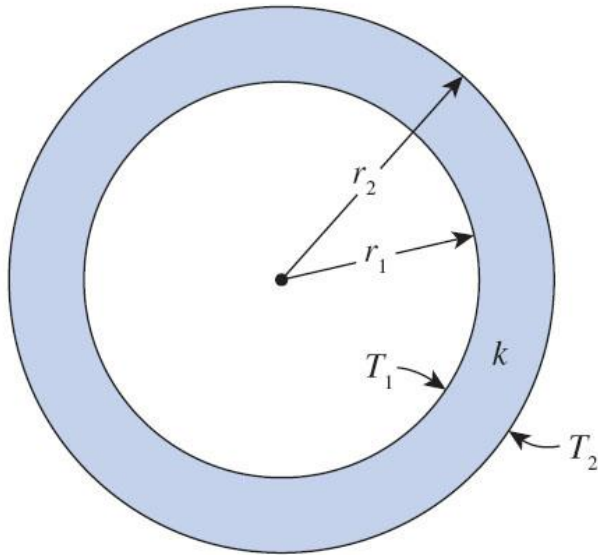
A transferência de calor através do tubo pode ser modelado como *permanente* e *unidimensional*;

A temperatura do tubo, nesse caso, depende de uma única direção (direção radial r) e pode ser expressa como $T = T(r)$.

A temperatura é independente do ângulo ou da distância axial;

Essa situação é aproximada na prática para tubos longos (camadas cilíndricas) e para esferas (camadas esféricas).

RESISTÊNCIA DE CONDUÇÃO DA CAMADA CILÍNDRICA



Tubo cilíndrico longo com temperaturas especificadas nas superfícies interna e externa T_1 e T_2 .

Considerando as temperaturas T_1 e T_2 e a condutividade térmica **constantes** e que **não** existe **geração de calor** na camada, a lei de Fourier da condução de calor para uma camada cilíndrica pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_{\text{cond, cil}} = -kA \frac{dT}{dr} \quad (\text{W})$$

Onde: $A = 2\pi rL$

Integrando de $r = r_1$, onde $T = T_1$, para $r = r_2$, onde $T(r_2) = T_2$:

$$\int_{r=r_1}^{r_2} \frac{\dot{Q}_{\text{cond, cil}}}{A} dr = - \int_{T=T_1}^{T_2} k dT$$

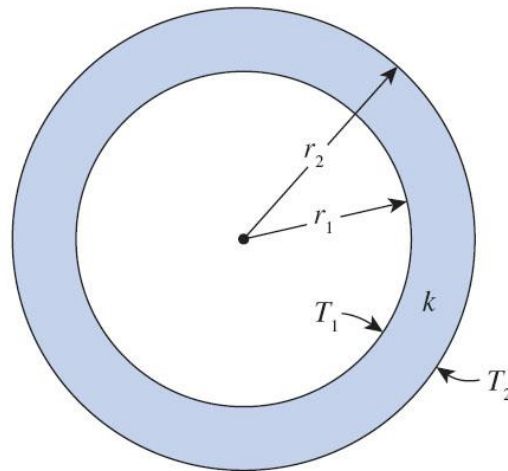
$$\text{Obtêm-se: } \dot{Q}_{\text{cond, cil}} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} \quad (\text{W})$$

Uma vez que $\dot{Q}_{\text{cond, cil}} = \text{cte}$, a equação rearranjada fica:

$$\dot{Q}_{\text{cond, cil}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{cil}}} \quad (\text{W})$$

Onde R_{cil} é a resistência de condução da camada cilíndrica, dada por:

$$R_{\text{cil}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} = \frac{\ln(\text{raio externo/raio interno})}{2\pi \times \text{comprimento} \times \text{condutividade térmica}} \quad (\text{W})$$



camada esférica com temperaturas especificadas nas superfícies interna e externa T_1 e T_2 .

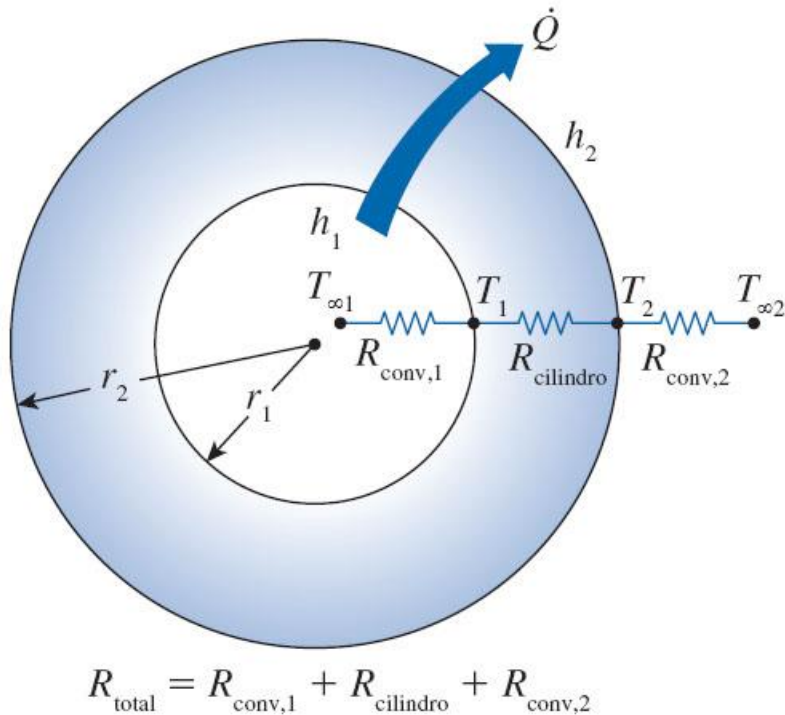
A área da esfera: $A = 4\pi r^2$

A lei de Fourier da condução de calor para uma camada esférica, para condução de calor permanente unidimensional e sem geração de calor, pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_{\text{cond, esf}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{esf}}}$$

Onde R_{esf} é a resistência de condução da camada cilíndrica, dada por:

$$R_{\text{esf}} = \frac{r_2 - r_1}{4\pi r_1 r_2 k} = \frac{\text{Raio externo} - \text{raio interno}}{4\pi(\text{raio externo})(\text{raio interno})(\text{condutividade térmica})}$$



Rede de resistência térmica para camada cilíndrica ou esférica submetida à convecção nos lados interno e externo.

Para uma camada **cilíndrica** ou **esférica** exposta à **convecção em ambos os lados**, a taxa de transferência de calor unidimensional permanente através dela pode ser expressa por:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

Para camada **cilíndrica**:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cil} + R_{conv,2}$$

$$= \frac{1}{(2\pi r_1 L)h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{(2\pi r_2 L)h_2}$$

Para camada **esférica**:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{esf} + R_{conv,2}$$

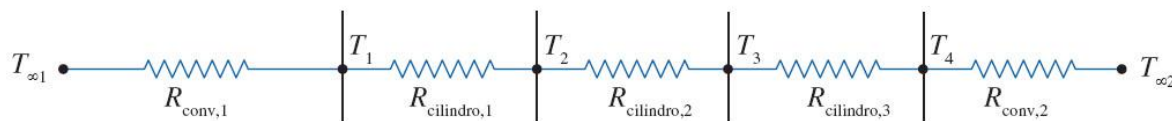
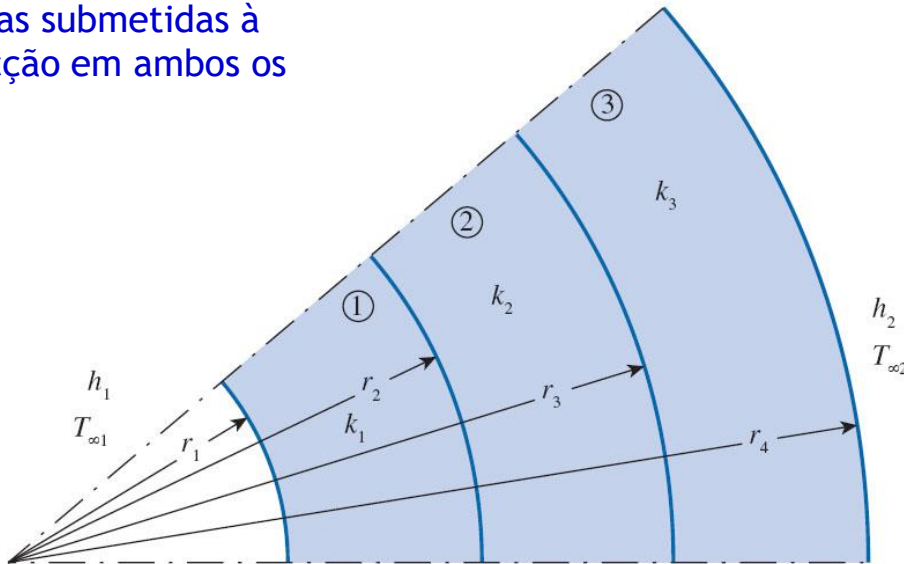
$$= \frac{1}{(4\pi r_1^2)h_1} + \frac{r_2 - r_1}{4\pi r_1 r_2 k} + \frac{1}{(4\pi r_2^2)h_2}$$

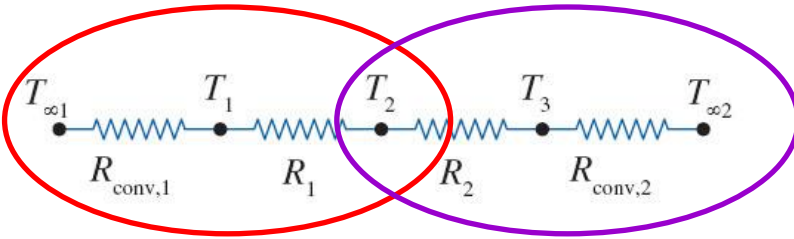
Rede de resistências térmicas para transferência de calor através de um cilindro composto por três camadas submetidas à convecção em ambos os lados

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cil,1} + R_{cil,2} + R_{cil,3} + R_{conv,2}$$

$$= \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_2} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_2 A_4}$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$





$$\begin{aligned}
 \dot{Q} &= \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{\text{conv},1}} \\
 &= \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{\text{conv},1} + R_1} \\
 &= \frac{T_1 - T_3}{R_1 + R_2} \\
 &= \frac{T_2 - T_3}{R_2} \\
 &= \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{R_2 + R_{\text{conv},2}} \\
 &= \dots
 \end{aligned}$$

Uma vez que a taxa de transferência de calor \dot{Q} é conhecida, a temperatura T_2 da interface entre a primeira e a segunda camada cilíndrica pode ser determinada a partir das duas seguintes relações:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{\text{conv},1} + R_{\text{cil},1}} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{\frac{1}{h_1(2\pi r_1 L)} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1}}$$

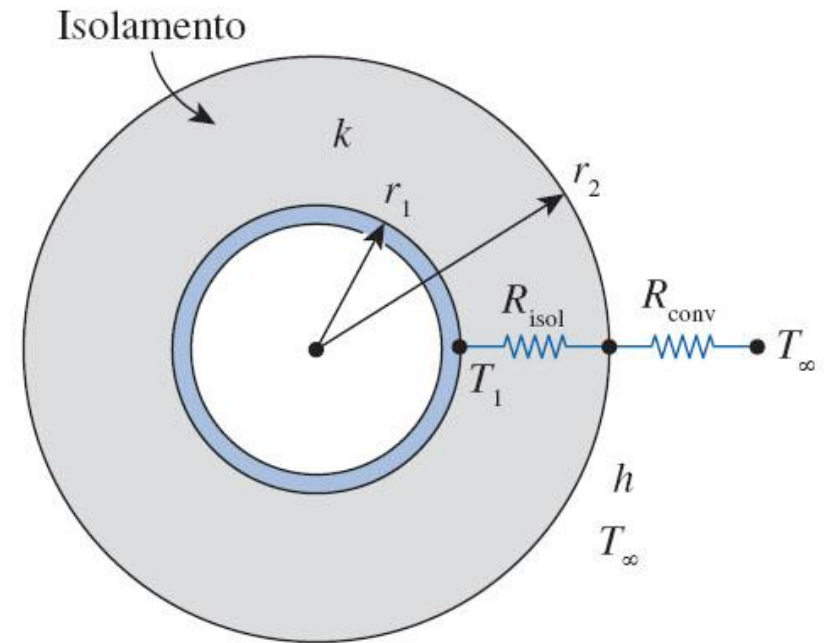
$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{R_2 + R_3 + R_{\text{conv},2}} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{\frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_2} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_0(2\pi r_4 L)}}$$

A razão $\Delta T/R$ através de qualquer camada é igual a \dot{Q} , que permanece constante para condução unidimensional permanente.

Acrescentar mais isolamento em uma parede sempre diminui a transferência de calor, uma vez que a área A da transferência de calor é constante, e que adicionar isolamento sempre aumenta a resistência térmica da parede sem aumentar a resistência de convecção

A adição de isolamento em um tubo cilíndrico ou uma casca esférica aumenta a resistência de condução da camada de isolamento, mas diminui a resistência a convecção da superfície em virtude do aumento da superfície externa para convecção.

A transferência de calor a partir do tubo pode aumentar ou diminuir, dependendo do efeito dominante.



Tubo cilíndrico isolado exposto à convecção a partir da superfície externa e a rede de resistência térmica associada a ele.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{isol} + R_{conv}} = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h(2\pi r_2 L)}}$$

O raio crítico de isolamento para um corpo cilíndrico:

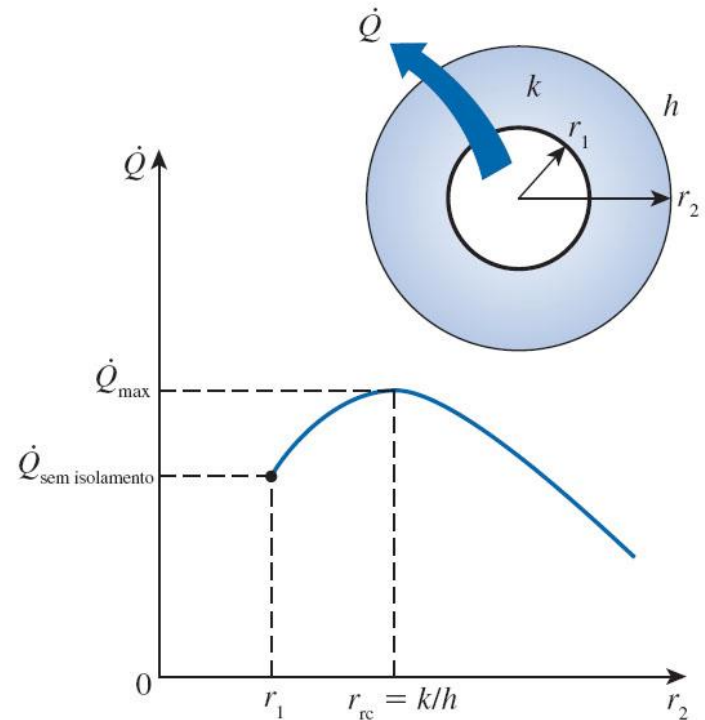
$$r_{\text{cr, cilindro}} = \frac{k}{h} \quad (\text{m})$$

O raio crítico de isolamento para uma casca esférica:

$$r_{\text{cr, esfera}} = \frac{2k}{h} \quad (\text{m})$$

Se o raio crítico for **maior** que o raio interno do cilindro, a perda de calor por **convecção é dominante**, ou seja, acrescentando material isolante ocorrerá maior perda de calor do fluido dentro do cilindro. Esse evento é importante quando se quer resfriar o fluido interno ao cilindro.

Caso o raio crítico for **menor** que o raio interno do cilindro, o **efeito dominante é a condução**, assim quanto maior a camada de material isolante, menor será a perda de calor do fluido dentro do cilindro.



Varição da taxa de transferência de calor com raio externo do isolamento r_2 quando $r_1 < r_{\text{cr}}$.

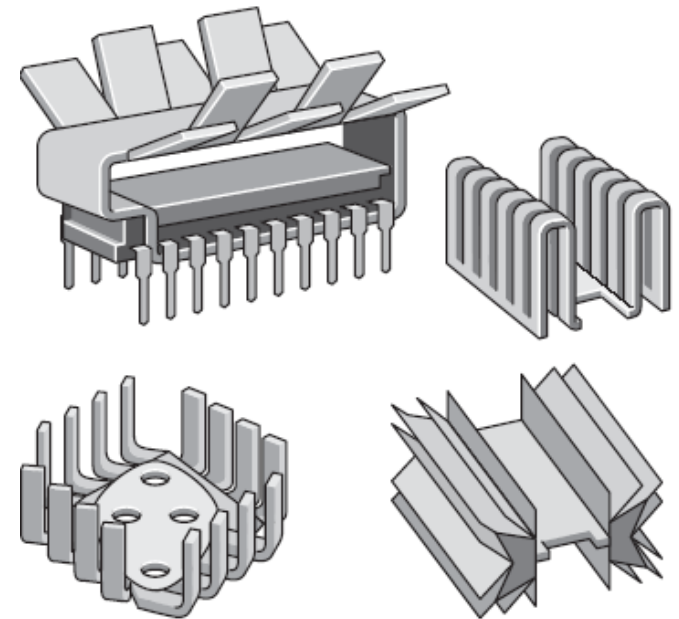
TRANSF. CALOR A PARTIR DE SUPERFÍCIES ALETADAS

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_{\infty})$$

Lei de Newton do resfriamento: A taxa de transferência de calor a partir de uma superfície para o meio que a envolve.

Quando T_s e T_{∞} são fixadas, existem *duas formas* de aumentar a taxa de transferência de calor:

- **Aumentar o coeficiente de convecção h .** Isso pode exigir a instalação de uma bomba ou um ventilador ou a substituição destes equipamentos, se existentes, por um de maior dimensão, mas essa abordagem pode não ser prática. Além disso, pode não ser suficiente.
- **Aumentar a área da superfície A_s** anexando *superfícies estendidas* chamadas **aletas** feitas de materiais de altamente condutores de calor, como o alumínio.



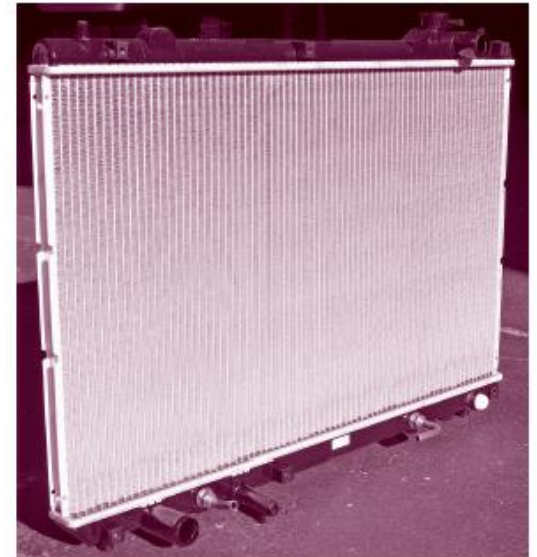
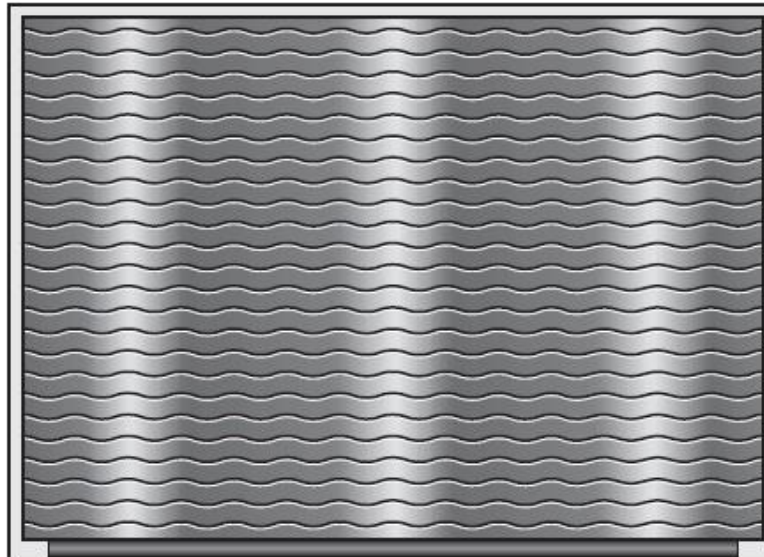
Alguns projetos inovadores de aleta

TRANSF. CALOR A PARTIR DE SUPERFÍCIES ALETADAS

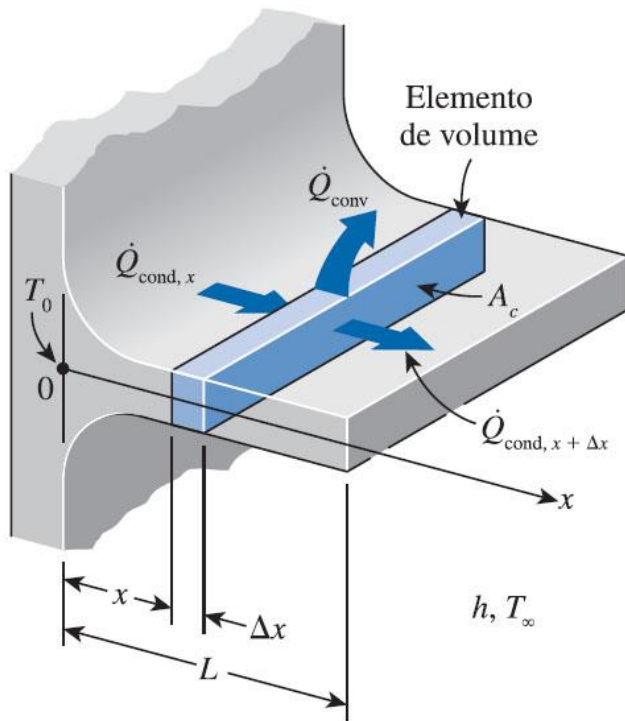


Supostas aletas
de resfriamento
no dinossauro
stegosaurus.

As aletas de placas
finas do radiador de
carro aumentam
bastante a taxa de
transferência de
calor para o ar



$$\left(\begin{array}{c} \text{Taxa de condução} \\ \text{de calor no} \\ \text{elemento em } x \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de condução} \\ \text{de calor a partir do} \\ \text{elemento em } x + \Delta x \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de convecção} \\ \text{de calor a partir} \\ \text{do elemento} \end{array} \right)$$



$$\dot{Q}_{\text{cond}, x} = \dot{Q}_{\text{cond}, x + \Delta x} + \dot{Q}_{\text{conv}}$$

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h(p \Delta x)(T - T_{\infty})$$

$$\frac{\dot{Q}_{\text{cond}, x + \Delta x} - \dot{Q}_{\text{cond}, x}}{\Delta x} + hp(T - T_{\infty}) = 0$$

$$\Delta x \rightarrow 0$$

$$\frac{d\dot{Q}_{\text{cond}}}{dx} + hp(T - T_{\infty}) = 0$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -kA_c \frac{dT}{dx}$$

$$\frac{d}{dx} \left(kA_c \frac{dT}{dx} \right) - hp(T - T_{\infty}) = 0$$

Elemento de volume de aleta na posição x , tendo comprimento Δx , área transversal A_c , e perímetro de p .

Para a seção transversal e condutividade térmica constantes:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0$$

Onde:

$$m^2 = \frac{hp}{kA_c}$$

e

$$\theta = T - T_\infty \longrightarrow \text{Excesso de temperatura}$$

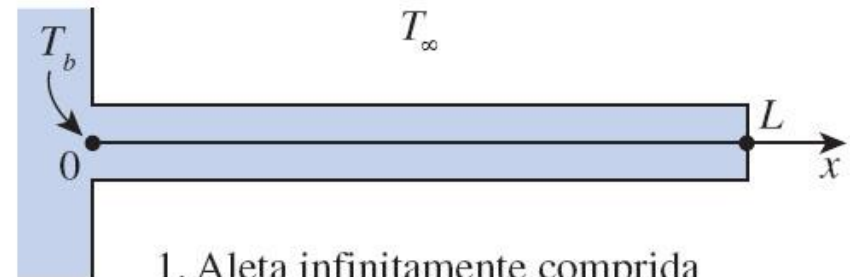
A solução geral da equação diferencial fica:

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}$$

Condições de contorno para a base da aleta:

$$\theta(0) = \theta_b = T_b - T_\infty$$

Condições de contorno na base e no topo da aleta.



1. Aleta infinitamente comprida
2. Perda de calor desprezível (ponta adiabática)
3. Temperatura especificada
4. Convecção

ALETADA INFINITAMENTE COMPRIDA ($T_{\text{ponta aleta}} = T_{\infty}$)

Condição de contorno na ponta da aleta:

$$\theta(L) = T(L) - T_{\infty} = 0$$

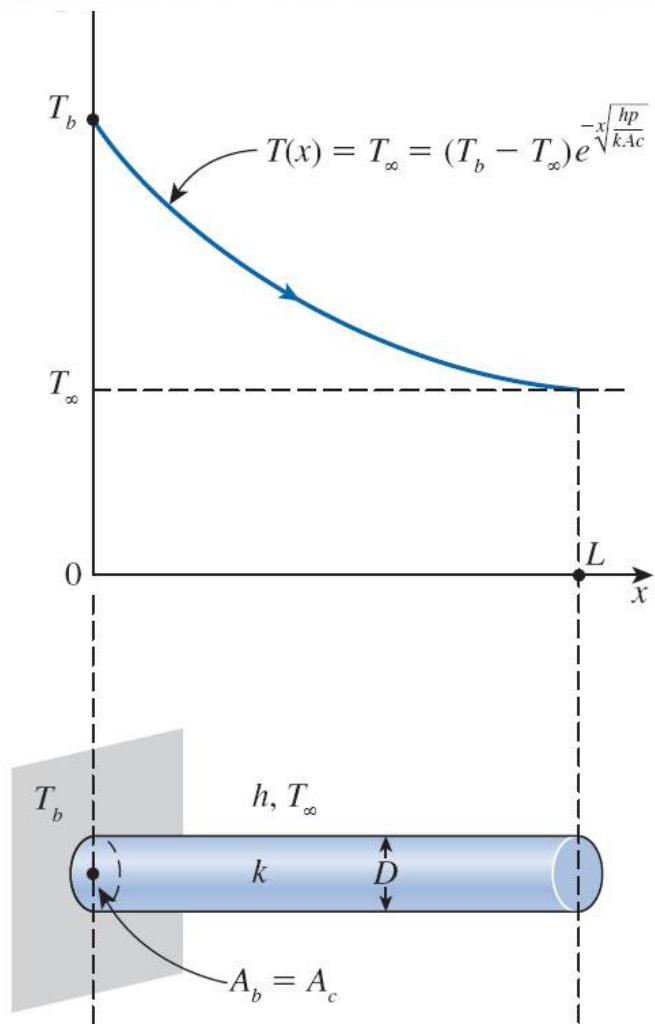
A variação de temperatura ao longo da aleta:

$$\frac{T(x) - T_{\infty}}{T_b - T_{\infty}} = e^{-mx} = e^{-x\sqrt{hp/kA_c}} \quad \longrightarrow \quad \text{Onde: } \begin{cases} \theta = T - T_{\infty} \\ m = \sqrt{hp/kA_c} \end{cases}$$

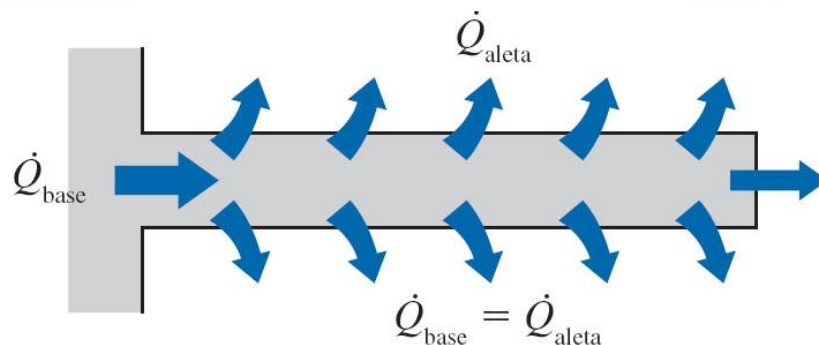
A taxa de transferência de calor de toda a aleta:

$$\dot{Q}_{\text{long fin}} = -kA_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \sqrt{hp k A_c} (T_b - T_{\infty})$$

ALETADA INFINITAMENTE COMPRIDA ($T_{\text{ponta aleta}} = T_{\infty}$)



($p = \pi D$, $A_c = \pi D^2/4$ para uma aleta cilíndrica)



Sob condições permanentes, a transferência de calor a partir das superfícies expostas da aleta é igual à condução de calor na base da aleta.

A taxa de transferência de calor a partir da aleta também poderia ser determinada, considerando-se a transferência de calor a partir do elemento de volume diferencial da aleta e integrando-a ao longo de toda a superfície:

$$\dot{Q}_{\text{fin}} = \int_{A_{\text{fin}}} h[T(x) - T_{\infty}] dA_{\text{fin}} = \int_{A_{\text{fin}}} h\theta(x) dA_{\text{fin}}$$

Aleta circular longa de seção transversal uniforme e a variação de temperatura ao longo dela.

PERDA DE CALOR DESPREZÍVEL A PARTIR DA PONTA DA ALETA (PONTA DA ALETA ADIABÁTICA, $\dot{Q}_{\text{ponta aleta}} = 0$)

Supostamente, as aletas não são tão longas que a temperatura na ponta se aproxime da temperatura ambiente. A situação mais realista é a transferência de calor desprezível a partir da ponta da aleta. A transferência de calor a partir da aleta é proporcional à área da sua superfície e a superfície da ponta da aleta normalmente é uma fração desprezível da sua área total .

Condição de contorno na ponta da aleta:

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} = 0$$

A distribuição de temperatura ao longo da aleta

$$\frac{T(x) - T_{\infty}}{T_b - T_{\infty}} = \frac{\cosh m(L - x)}{\cosh mL}$$

A taxa de transferência de calor a partir da aleta

$$\dot{Q}_{\text{ponta, adiabática}} = -kA_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \sqrt{hpkA_c} (T_b - T_{\infty}) \tanh mL$$

Neste caso, a temperatura na extremidade da aleta (ponta da aleta) é fixada na temperatura especificada T_L .

Poderia ser considerada como uma generalização do caso de *aleta infinitamente longa* onde a temperatura na ponta da aleta foi fixada T_∞ .

Condição de contorno na ponta da aleta: $\theta(L) = \theta_L = T_L - T_\infty$

Distribuição para Temperatura especificada na ponta da aleta:

$$\frac{T_{(x)} - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{[(T_L - T_\infty)/(T_b - T_\infty)] \sinh mx + \sinh m(L - x)}{\sinh mL}$$

A taxa de transferência de calor para a temperatura especificada na ponta da aleta:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{especificada, temp.}} &= -kA_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} \\ &= \sqrt{hp k A_c} (T_b - T_\infty) \frac{\cosh mL - [(T_L - T_\infty)/(T_b - T_\infty)]}{\sinh mL} \end{aligned}$$

As pontas das aletas, na prática, são expostas às vizinhanças, portanto a condição de contorno adequada para a ponta da aleta é a convecção, que também inclui os efeitos da radiação. *Considerando o caso de convecção apenas na ponta.* A condição na ponta da aleta pode ser obtida a partir do seu balanço de energia ($\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{Q}_{\text{conv}}$), que é:

Condição de contorno na ponta da aleta: $-kA_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} = hA_c [T(L) - T_\infty]$

Distribuição para Temperatura a partir da ponta da aleta:

$$\frac{T_{(x)} - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh m(L - x) + (h/mk)\sinh m(L - x)}{\cosh mL + (h/mk)\sinh mL}$$

Convecção a partir da ponta da aleta:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{convecção}} &= -kA_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} \\ &= \sqrt{hpkA_c} (T_b - T_\infty) \frac{\sinh mL + (h/mk)\cosh mL}{\cosh mL + (h/mk)\sinh mL} \end{aligned}$$

Um forma prática de contabilizar a perda de calor a partir da ponta da aleta é substituir o comprimento “ L ” da aleta na relação para o caso da ponta *isolada* pelo **comprimento corrigido da aleta**, definido como:

$$L_c = L + \frac{A_c}{P}$$

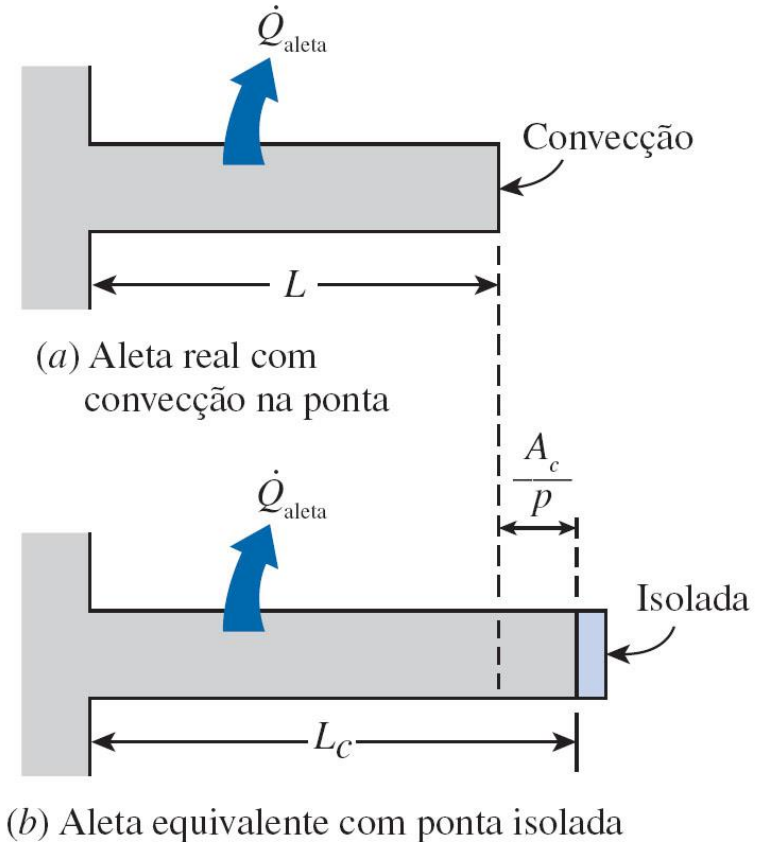
$$L_{c, \text{ aleta retangular}} = L + \frac{t}{2}$$

$$L_{c, \text{ aleta cilíndrica}} = L + \frac{D}{4}$$

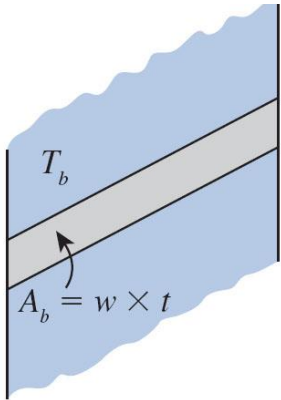
Onde:

t é a espessura das aletas retangulares

D é o diâmetro das aletas cilíndricas



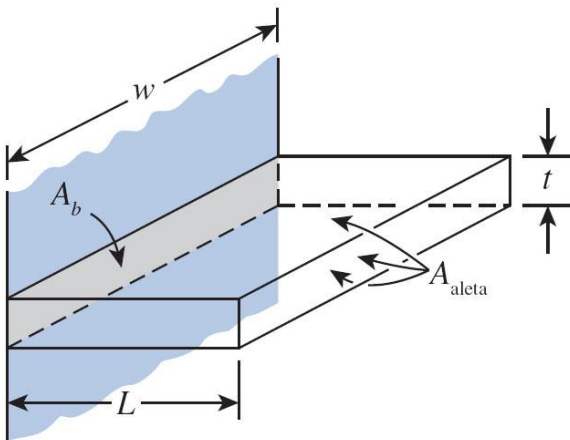
O comprimento da aleta corrigido L_c é definido de tal forma que a transferência de calor a partir da aleta de comprimento L_c com ponta isolada é igual à transferência de calor a partir da aleta real de comprimento L com convecção na ponta da aleta.



(a) Superfície sem aletas

$$\dot{Q}_{\text{aleta, max}} = hA_{\text{aleta}}(T_b - T_{\infty})$$

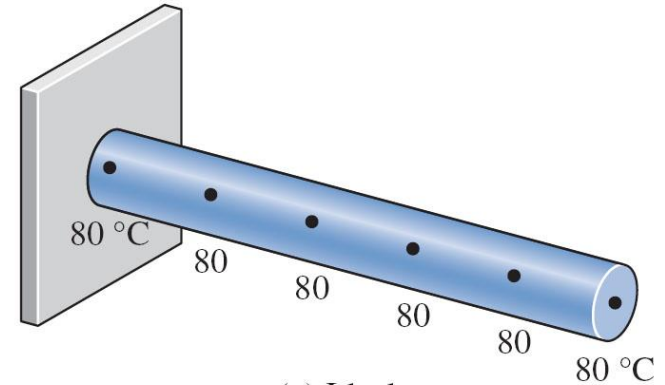
Aletas aumentam a transferência de calor a partir da superfície, aumentando a área da superfície.



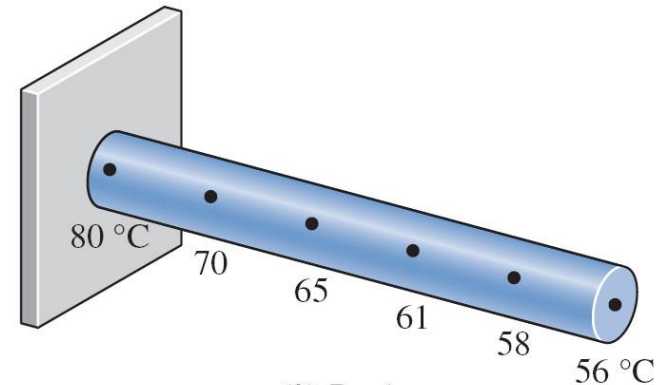
(b) Superfície com aletas

$$A_{\text{aleta}} = 2 \times w \times L + w \times t$$

$$\cong 2 \times w \times L$$



(a) Ideal



(b) Real

Distribuição da temperatura ideal e real ao longo de uma aleta.

$$\dot{Q}_{\text{aleta, max}} = hA_{\text{aleta}}(T_b - T_{\infty})$$

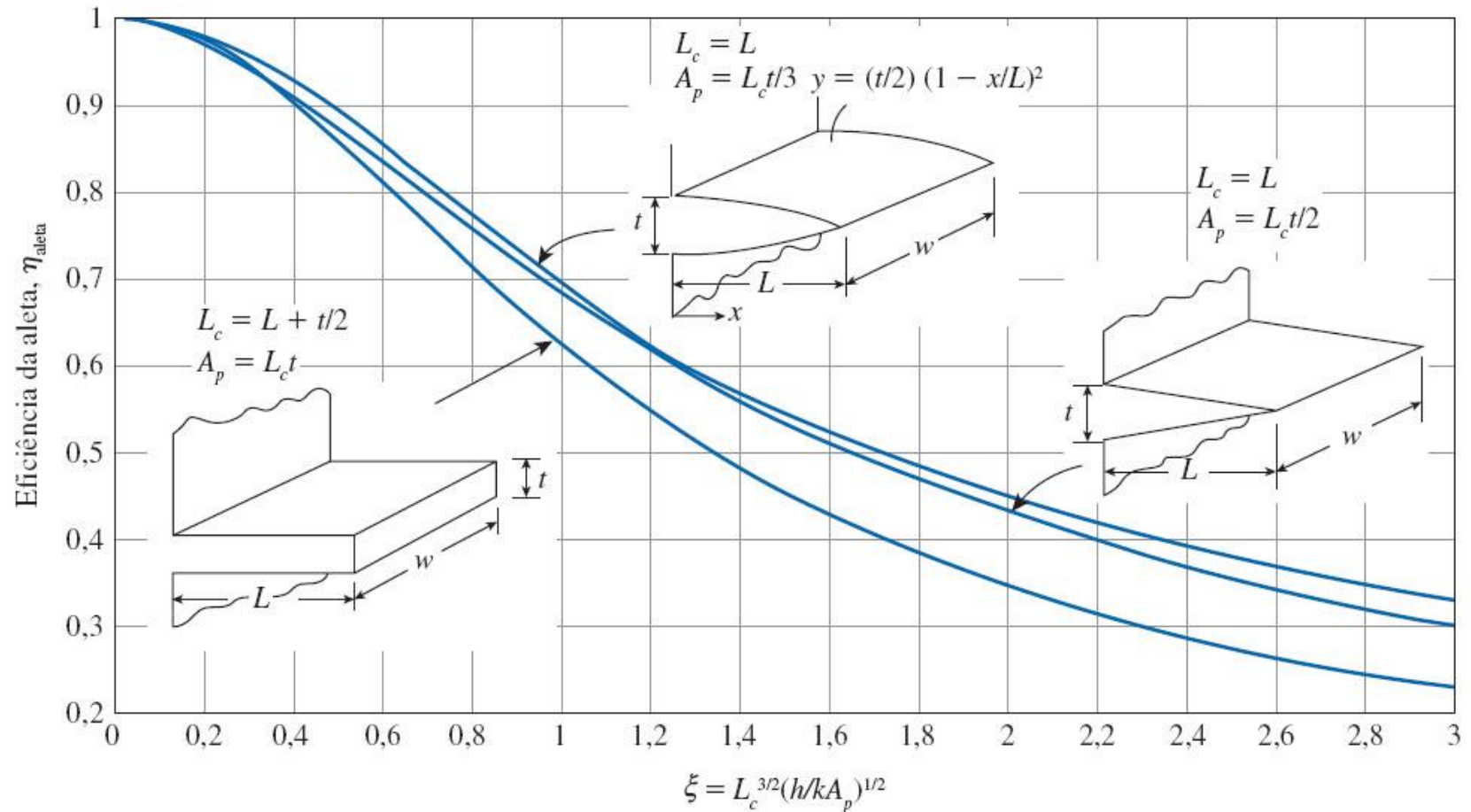
No caso limite de *resistência térmica zero* ou *condutividade térmica infinita*

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}}{\dot{Q}_{\text{aleta, max}}} = \frac{\text{Taxa de transferência real a partir da aleta}}{\text{Taxa de transferência ideal a partir da aleta se a aleta inteira estiver na temperatura da base}}$$

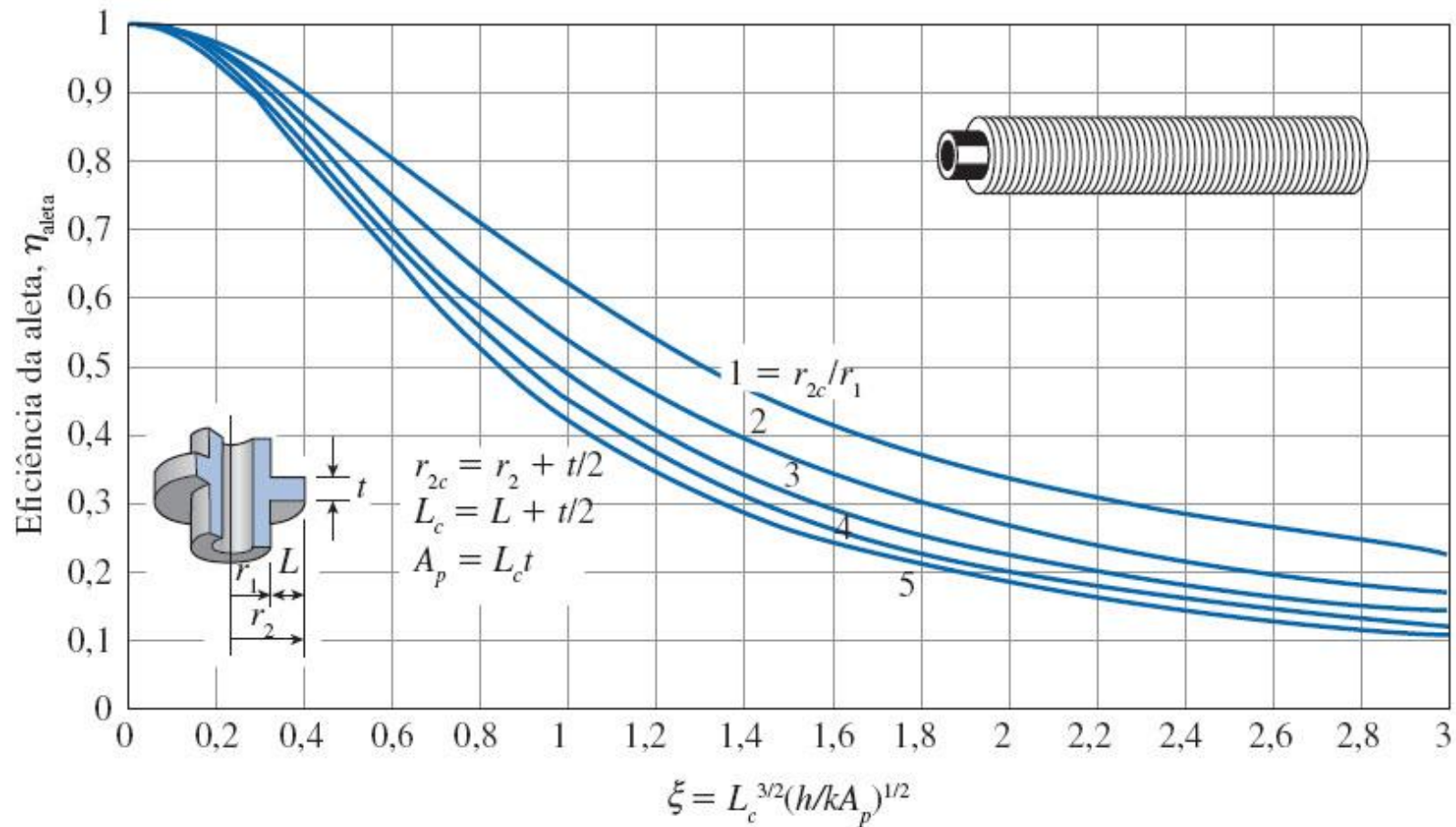
$$\dot{Q}_{\text{aleta}} = \eta_{\text{aleta}} \dot{Q}_{\text{aleta, max}} = \eta_{\text{aleta}} h A_{\text{aleta}} (T_b - T_{\infty})$$

$$\eta_{\text{comprimento aleta}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}}{\dot{Q}_{\text{aleta, max}}} = \frac{\sqrt{hp k A_c} (T_b - T_{\infty})}{h A_{\text{aleta}} (T_b - T_{\infty})} = \frac{1}{L} \sqrt{\frac{k A_c}{hp}} = \frac{1}{mL}$$

$$\eta_{\text{adiabática aleta}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ponta, adiabática}}}{\dot{Q}_{\text{aleta, max}}} = \frac{\sqrt{hp k A_c} (T_b - T_{\infty}) \tanh mL}{h A_{\text{aleta}} (T_b - T_{\infty})} = \frac{\tanh mL}{mL}$$



Eficiência de aletas retas de perfis retangulares, triangulares e parabólicos.



Eficiência de aletas circulares de espessura constante t .

TABELA 3-3

Eficiência e áreas de superfície de configurações comuns de aletas

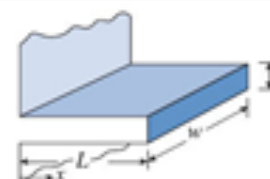
Aletas retangulares retas

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$L_c = L + t/2$$

$$A_{\text{aleta}} = 2wL_c$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

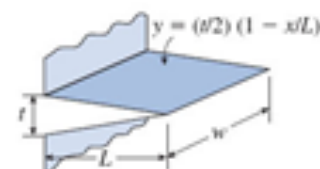


Aletas triangulares retas

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$A_{\text{aleta}} = 2w\sqrt{L^2 + (t/2)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$$



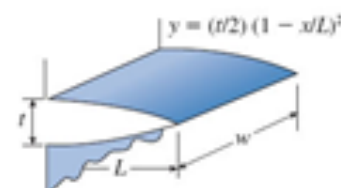
Aletas parabólicas retas

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$A_{\text{aleta}} = wL[C_1 + (L/t)\ln(t/L + C_1)]$$

$$C_1 = \sqrt{1 + (t/L)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL)^2 + 1}}$$



Aletas circulares de perfil retangular

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$r_{2c} = r_2 + t/2$$

$$A_{\text{aleta}} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$\eta_{\text{aleta}} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$$

$$C_2 = \frac{2r_2/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$$



Aletas de pino de perfil retangular

$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$L_c = L + D/4$$

$$A_{\text{aleta}} = \pi DL_c$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

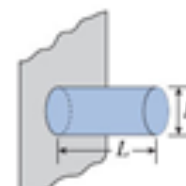


TABELA 3-3

Eficiência e áreas de superfície de configurações comuns de aletas

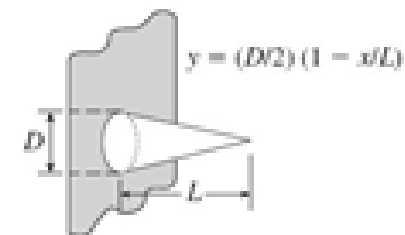
Aletas de pino de perfil triangular

$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi D}{2} \sqrt{L^2 + (D/2)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{mL} \frac{I_2(2mL)}{I_1(2mL)}$$

$$I_2(x) = I_0(x) - (2/x)I_1(x) \text{ where } x = 2mL$$



Aletas de pino de perfil parabólico

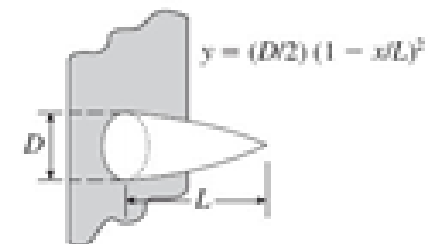
$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi L^3}{8D} [C_3 C_4 - \frac{L}{2D} \ln(2DC_4/L + C_3)]$$

$$C_3 = 1 + 2(D/L)^2$$

$$C_4 = \sqrt{1 + (D/L)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL/3)^2 + 1}}$$

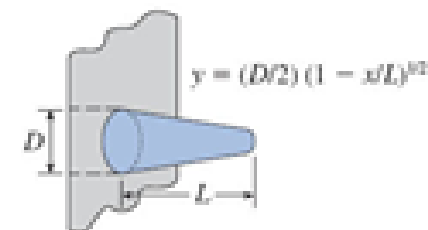


Aletas de pino de perfil parabólico (ponta arredondada)

$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi D^3}{96L^2} \left\{ [16(L/D)^2 + 1]^{3/2} - 1 \right\}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{3}{2mL} \frac{I_1(4mL/3)}{I_0(4mL/3)}$$



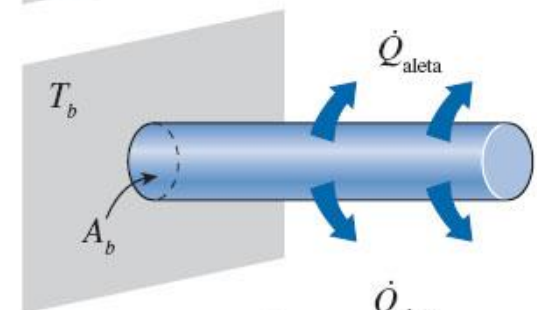
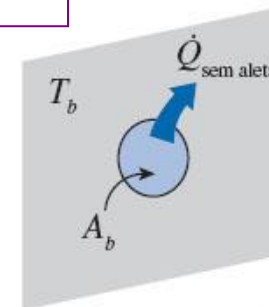
- Aletas com perfis triangulares e parabólicos contém menos material são mais eficientes do que aletas com perfis retangulares;
- A eficiência da aleta diminui com o aumento do comprimento (diminuição da temp.);
- O aumento do comprimento da aleta além de certo valor não pode ser justificado, a menos que os benefícios superem o custo adicional;
- Aletas compridas que causam queda da eficiência em torno de 60 % normalmente não podem ser justificadas economicamente;
- A eficiência da maioria das aletas usadas na prática está acima de 90 %.

$$\varepsilon_{\text{fin}} = \frac{\dot{Q}_{\text{fin}}}{\dot{Q}_{\text{no fin}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{fin}}}{hA_b (T_b - T_{\infty})} = \frac{\text{Heat transfer rate from the fin of base area } A_b}{\text{Heat transfer rate from the surface of area } A_b}$$

$$\varepsilon_{\text{fin}} = \frac{\dot{Q}_{\text{fin}}}{\dot{Q}_{\text{no fin}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{fin}}}{hA_b (T_b - T_{\infty})} = \frac{\eta_{\text{fin}} hA_{\text{fin}} (T_b - T_{\infty})}{hA_b (T_b - T_{\infty})} = \frac{A_{\text{fin}}}{A_b} \eta_{\text{fin}}$$

$$\varepsilon_{\text{long fin}} = \frac{\dot{Q}_{\text{fin}}}{\dot{Q}_{\text{no fin}}} = \frac{\sqrt{hpkA_c} (T_b - T_{\infty})}{hA_b (T_b - T_{\infty})} = \sqrt{\frac{kp}{hA_c}}$$

- A **condutividade térmica** k do material da aleta deve ser a mais **alta** possível. Utiliza-se metais como cobre, ferro e **alumínio**, este último é mais utilizado em função de ter baixo peso e custo e resistência à corrosão;
- A razão do **perímetro** para **área transversal** da aleta p/A_c deve ser a mais **alta** possível. Utilizam-se **aletas** de **chapas finas e delgadas** em forma de pinos.



$$\varepsilon_{\text{aleta}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}}{\dot{Q}_{\text{sem aleta}}}$$

A taxa total de transferência de calor para uma superfície aletada:

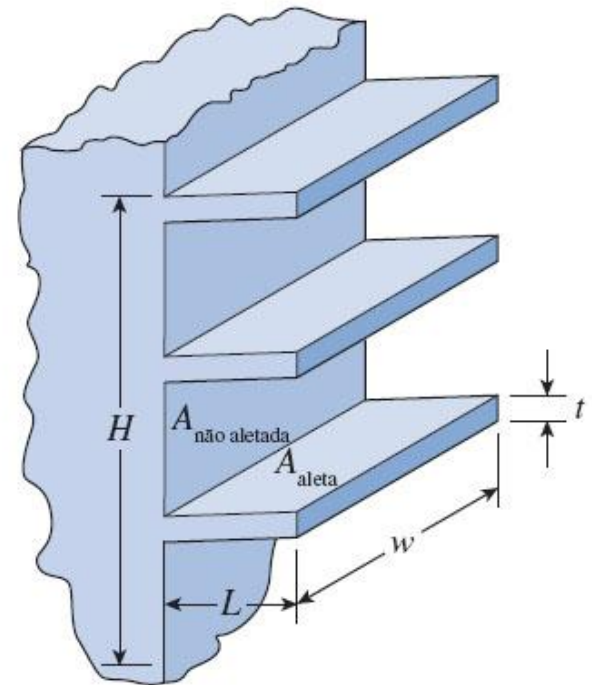
$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{total, fin}} &= \dot{Q}_{\text{unfin}} + \dot{Q}_{\text{fin}} \\ &= hA_{\text{unfin}} (T_b - T_{\infty}) + \eta_{\text{fin}} hA_{\text{fin}} (T_b - T_{\infty}) \\ &= h(A_{\text{unfin}} + \eta_{\text{fin}} A_{\text{fin}})(T_b - T_{\infty})\end{aligned}$$

Eficácia global para uma superfície aletada

$$\varepsilon_{\text{fin, overall}} = \frac{\dot{Q}_{\text{total, fin}}}{\dot{Q}_{\text{total, no fin}}} = \frac{h(A_{\text{unfin}} + \eta_{\text{fin}} A_{\text{fin}})(T_b - T_{\infty})}{hA_{\text{no fin}} (T_b - T_{\infty})}$$

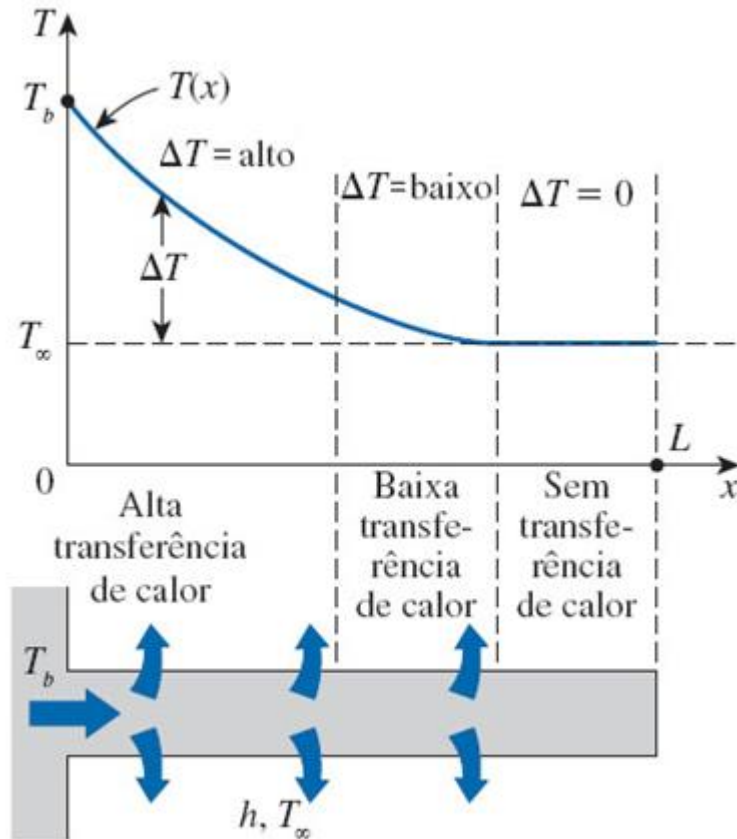
A eficácia global é uma melhor medida do desempenho da superfície aletada do que a eficácia individual das aletas.

A eficácia global das aletas depende de sua densidade (número de aletas por unidade de comprimento), bem como de sua eficácia individual.



$$\begin{aligned}A_{\text{sem aleta}} &= w \times H \\ A_{\text{não aletada}} &= w \times H - 3 \times (t \times w) \\ A_{\text{aleta}} &= 2 \times L \times w + t \times w \\ &\cong 2 \times L \times w \text{ (uma aleta)}\end{aligned}$$

Diversas áreas superficiais associadas a superfície retangular com três aletas



Por causa da queda gradual de temperatura ao longa da aleta, a região perto da ponta proporciona pouca ou nenhuma contribuição para transferência de calor.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{fin}}}{\dot{Q}_{\text{long fin}}} = \frac{\sqrt{hpkA_c} (T_b - T_\infty) \tanh mL}{\sqrt{hpkA_c} (T_b - T_\infty)} = \tanh mL$$

TABELA 3-5

Variação da transferência de calor a partir da aleta em relação àquela de aleta infinitamente comprida

mL	$\frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}}{\dot{Q}_{\text{aleta longa}}} = \tanh mL$
0,1	0,100
0,2	0,197
0,5	0,462
1,0	0,762
1,5	0,905
2,0	0,964
2,5	0,987
3,0	0,995
4,0	0,999
5,0	1,000

$mL = 5 \rightarrow$ aleta infinitamente comprida $mL = 1,5$ oferece uma boa relação de compromisso entre o desempenho na transferência de calor e o tamanho da aleta.

Uma aproximação comum utilizada na análise das aletas consiste em considerar que sua temperatura varia em uma única direção (ao longo do comprimento da aleta) e que a variação da temperatura ao longo das outras direções é desprezível.

Talvez você esteja se perguntando se essa aproximação unidimensional é razoável.

Esse é certamente o caso das aletas feitas de folhas finas de metal, como aletas de radiador de carro, mas não estaríamos tão certos disso no caso de aletas feitas de materiais espessos.

Estudos têm demonstrado que o erro envolvido na análise unidimensional da aleta é desprezível (menos de 1%) quando

$$\frac{h\delta}{k} < 0.2$$

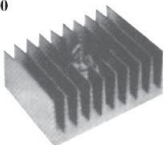
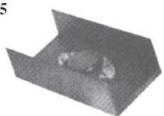
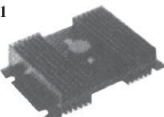
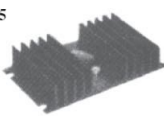

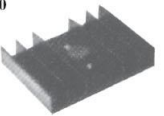
onde δ é a espessura característica da aleta, considerada a espessura t para aletas retangulares e o diâmetro D para as cilíndricas.

- **Dissipador de calor:** superfícies aletadas especialmente projetadas que são comumente utilizadas no resfriamento de equipamentos eletrônicos e envolvem várias geometrias complexas;
- O desempenho da transferência de calor dos dissipadores de calor é normalmente expresso em função da **resistência térmica R** ;
- Um pequeno valor da resistência térmica indica uma alta eficiência da aleta.

$$\dot{Q}_{\text{fin}} = \frac{T_b - T_{\infty}}{R} = hA_{\text{fin}} \eta_{\text{fin}} (T_b - T_{\infty})$$

TABELA 3-6

Resistência térmica combinada de convecção natural e radiação de vários dissipadores de calor usados no resfriamento de equipamentos eletrônicos, entre o dissipador de calor e o ambiente. Todas as aletas são de alumínio 6063T-5, anodizadas de preto, com 76 mm de comprimento

HS 5030		$R = 0,9 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (vertical) $R = 1,2 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (horizontal) Dimensões: 76 mm × 105 mm × 44 mm Área de superfície: 677 cm ²
HS 6065		$R = 5 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ Dimensões: 76 mm × 38 mm × 24 mm Área de superfície: 387 cm ²
HS 6071		$R = 1,4 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (vertical) $R = 1,8 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (horizontal) Dimensões: 76 mm × 92 mm × 26 mm Área de superfície: 968 cm ²
HS 6105		$R = 1,8 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (vertical) $R = 2,1 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (horizontal) Dimensões: 76 mm × 127 mm × 91 mm Área de superfície: 677 cm ²
HS 6115		$R = 1,1 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (vertical) $R = 1,3 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (horizontal) Dimensões: 76 mm × 102 mm × 25 mm Área de superfície: 929 cm ²
HS 7030		$R = 2,9 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (vertical) $R = 3,1 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ (horizontal) Dimensões: 76 mm × 97 mm × 19 mm Área de superfície: 290 cm ²

Até agora temos considerado transferência de calor em geometrias *simples*, como grandes placas planas, longos cilindros e esferas.

Isso porque a transferência de calor nessas geometrias pode ser aproximada como *unidimensional*.

Mas muitos problemas encontrados na prática são de duas ou três dimensões e envolvem geometrias bastante complicadas, para as quais soluções simples não estão disponíveis.

Uma classe importante de problemas de transferência de calor para obtenção de soluções simples engloba aqueles que envolvem duas superfícies mantidas a temperaturas *constantes* T_1 e T_2 .

A taxa de transferência de calor permanente entre essas duas superfícies é expressa como

$$\dot{Q} = Sk(T_1 - T_2)$$

S : fator de forma de condução

k : condutividade térmica do meio entre as superfícies

O fator de forma de condução depende apenas da *geometria* do sistema. Os fatores de forma de condução são aplicáveis apenas quando a transferência de calor entre as duas superfícies é por *condução*.

$$S = 1/kR$$

Relação entre o fator de forma de condução e resistência térmica

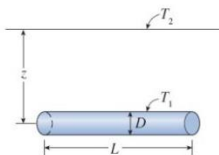
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CONFIGURAÇÕES COMUNS

TABELA 3-7

Fatores de forma de condução S para várias configurações de uso em $\dot{Q} = kS(T_1 - T_2)$, para determinar a taxa de transferência de calor permanente através do meio de condutividade térmica k entre as superfícies com temperaturas T_1 e T_2

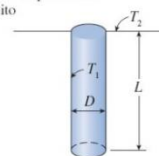
- (1) Cilindro isotérmico de comprimento L enterrado no meio semi-infinito ($L \gg D$ e $z > 1,5D$)

$$S = \frac{2\pi L}{\ln(4z/D)}$$



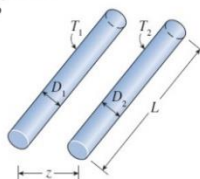
- (2) Cilindro vertical isotérmico de comprimento L enterrado no meio semi-infinito ($L \gg D$)

$$S = \frac{2\pi L}{\ln(4L/D)}$$



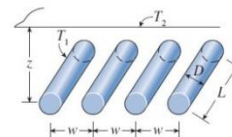
- (3) Dois cilindros isotérmicos paralelos colocados no meio infinito ($L \gg D_1, D_2, z$)

$$S = \frac{2\pi L}{\cosh^{-1}\left(\frac{4z^2 - D_1^2 - D_2^2}{2D_1D_2}\right)}$$



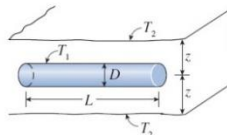
- (4) Uma fileira de cilindros isotérmicos paralelos igualmente espaçados enterrados no meio semi-infinito ($L \gg D, z$, e $w > 1,5D$)

$$S = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{2w}{\pi D} \sinh \frac{2\pi z}{w}\right)} \quad (\text{por cilindro})$$



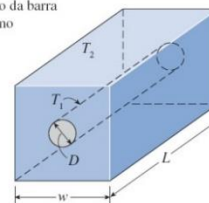
- (5) Cilindro circular isotérmico de comprimento L no plano central da parede infinita ($z > 0,5D$)

$$S = \frac{2\pi L}{\ln(8z/\pi D)}$$



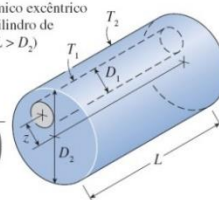
- (6) Cilindro circular isotérmico de comprimento L no centro da barra quadrada sólida de mesmo comprimento

$$S = \frac{2\pi L}{\ln(1,08w/D)}$$



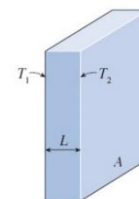
- (7) Cilindro circular isotérmico excêntrico de comprimento L no cilindro de mesmo comprimento ($L > D_2$)

$$S = \frac{2\pi L}{\cosh^{-1}\left(\frac{D_1^2 + D_2^2 - 4z^2}{2D_1D_2}\right)}$$



- (8) Parede plana grande

$$S = \frac{A}{L}$$



(continua)

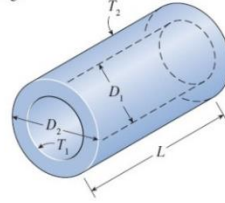
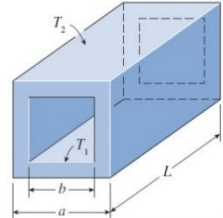
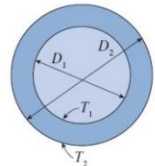
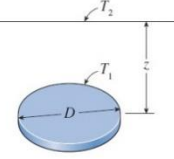
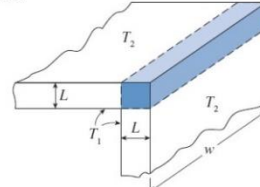
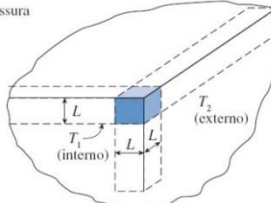
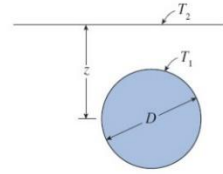
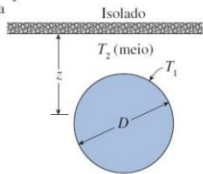
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CONFIGURAÇÕES COMUNS

Uma vez que o fator de forma é conhecido para uma geometria específica, a taxa total de transferência de calor em regime permanente pode ser determinada a partir da seguinte equação, utilizando as duas temperaturas constantes especificadas nas duas superfícies e a condutividade térmica do meio entre ambas.

$$\dot{Q} = Sk(T_1 - T_2)$$

TABELA 3-7 (continuação)

Fatores de forma de condução S para várias configurações de uso em $\dot{Q} = kS(T_1 - T_2)$ para determinar a taxa de transferência de calor permanente através do meio de condutividade térmica k entre as superfícies com temperaturas T_1 e T_2

<p>(9) Camada cilíndrica longa</p> $S = \frac{2\pi L}{\ln(D_2/D_1)}$ 	<p>(10) Duto quadrado</p> <p>(a) Para $a/b > 1,4$,</p> $S = \frac{2\pi L}{0,93 \ln(0,948ab)}$ <p>(b) Para $a/b < 1,41$,</p> $S = \frac{2\pi L}{0,785 \ln(ab)}$ 
<p>(11) Camada esférica</p> $S = \frac{2\pi D_1 D_2}{D_2 - D_1}$ 	<p>(12) Disco enterrado paralelamente na superfície do meio semi-infinito ($z \gg D$)</p> $S = 4D$ <p>($S = 2D$ quando $z = 0$)</p> 
<p>(13) Borda de duas paredes adjacentes de mesma espessura</p> $S = 0,54w$ 	<p>(14) Canto de três paredes de mesma espessura</p> $S = 0,15L$ 
<p>(15) Esfera isotérmica enterrada no meio semi-infinito</p> $S = \frac{2\pi D}{1 - 0,25D/z}$ 	<p>(16) Esfera isotérmica enterrada no meio semi-infinito a T_2 cuja superfície é isolada</p> $S = \frac{2\pi D}{1 + 0,25D/z}$ 

- Condução de calor permanente em paredes planas
 - Conceito de resistência térmica
 - Rede de resistência térmica
 - Paredes planas multicamadas
- Resistência térmica de contato
- Redes generalizadas de resistência térmica
- Condução de calor em cilindros e esferas
 - Cilindros e esferas multicamadas
- Raio crítico de isolamento
- Transferência de calor a partir de superfícies aletadas
 - Equação da aleta
 - Eficiência da aleta
 - Eficácia da aleta
 - Comprimento adequado da aleta
- Transferência de calor em configurações comuns