



# OPERAÇÕES UNITÁRIAS II

## AULA 1: REVISÃO

### TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Profa. Dra. Milena Martelli Tosi

# DEFINIÇÕES

- Calor:  $Q$  (J): certa quantidade de energia térmica transferida de uma região a outra;
- Taxa de transferência de calor:  $\dot{q}$  ( $\text{J}\cdot\text{s}^{-1}=\text{W}$ ): representa a velocidade com que essa transferência de energia ocorre
- Fluxo de calor: taxa de TC dividida pela área:  $\dot{q} / A$  ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ )



# DEFINIÇÕES

- Processo contínuo: Materiais passam ininterruptamente através do sistema
- Processo em batelada (descontínuo): Duração definida e, depois de finalizado, novo ciclo recomeça
- Processo semicontínuo: Carga e descarga de materiais em etapas intermediárias de um processo contínuo
- Estado estacionário: Variáveis independentes do tempo (T, p, vazão, etc.)
- Estado transiente: Variáveis mudam com o tempo



## OPERAÇÕES UNITÁRIAS II (DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR)

- São controladas pelo gradiente da temperatura e dependem do mecanismo pelo qual o calor é transferido.

E NA INDÚSTRIA DE ALIMENTOS??

# IMPORTÂNCIA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA INDÚSTRIA DE ALIMENTOS



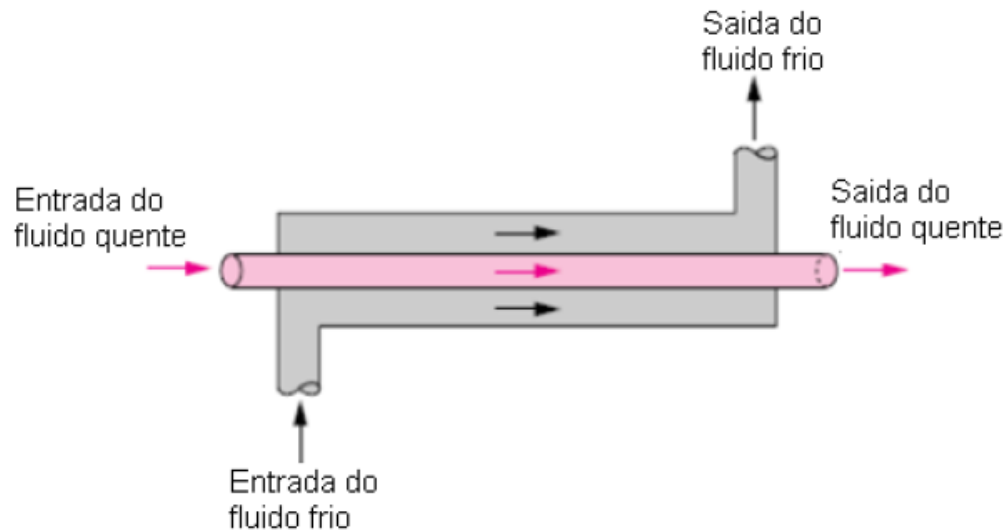
# ALGUNS PROCESSOS TÉRMICOS

<b>Processo</b>	<b>Meio externo</b>	<b>Temperatura do meio externo (°C)</b>	<b>Temperatura do alimento (°C)</b>
Resfriamento	Ar	0 (<0 para sub-resfriamento)	-1 a 5
Branqueamento	Água	70 a 90	60 a 80
Pasteurização	Água/Vapor	80 a 100	70 a 90
Esterilização	Água/Vapor	100 a 140	100 a 135
UHT	Trocadores de calor com superfície raspada	160	130 a 150
Fritura	Óleo	165	100 a 120
Torrefação/Assar	Ar/ Infravermelho	250	120 a 150
Cozimento	Ar/ Vapor/ Infravermelho	200 a 250	100 a 200

# IMPORTÂNCIA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA INDÚSTRIA DE ALIMENTOS

- Como dimensionar um trocador de calor para resfriamento ou pasteurização do leite??

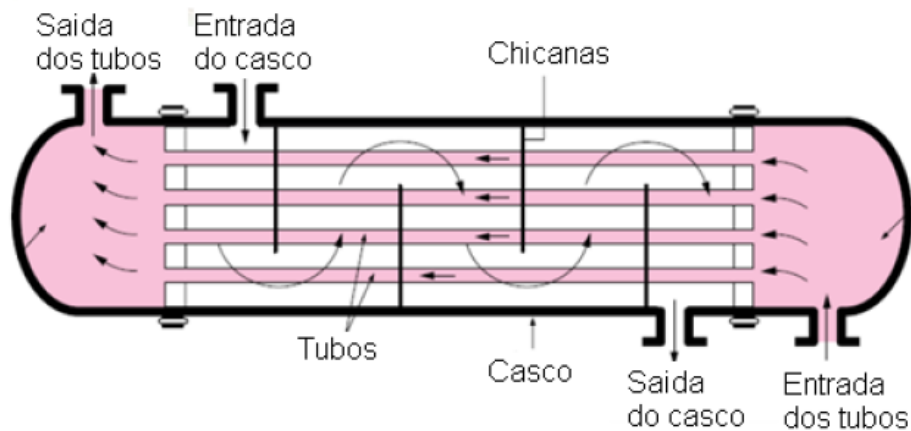
**Exemplo:** transporte do leite da ordenha até o laticínio: condições de HIGIENE durante a **ORDENHA**, e posterior **REFRIGERAÇÃO** (4°C max 2h após)



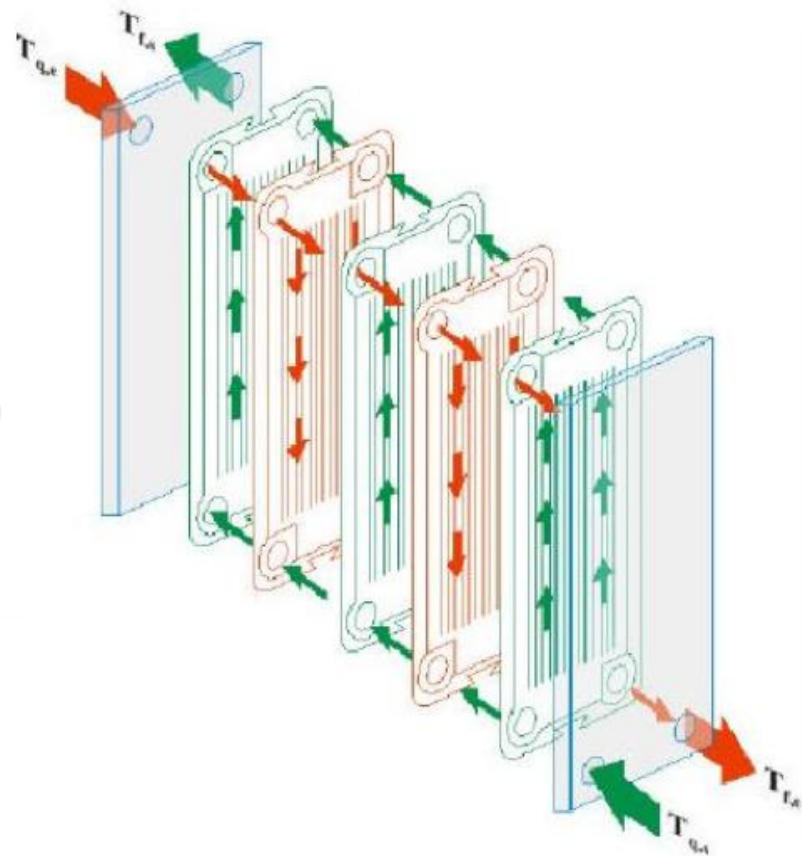
Trocador de calor tubo duplo



# IMPORTÂNCIA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA INDÚSTRIA DE ALIMENTOS



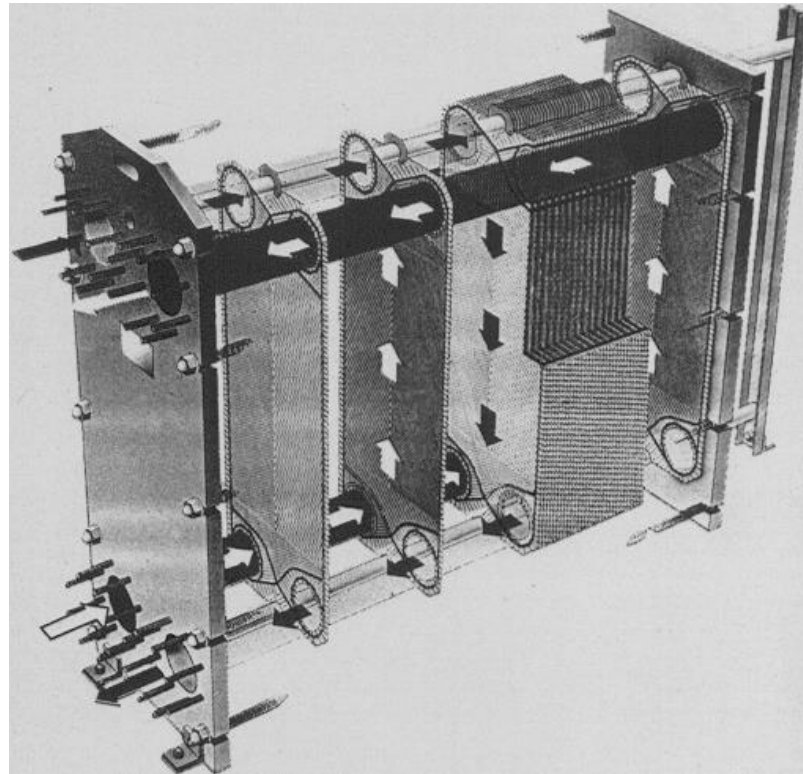
Trocador de calor carcaça e tubos



Trocador de calor a placas



# IMPORTÂNCIA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA INDÚSTRIA DE ALIMENTOS



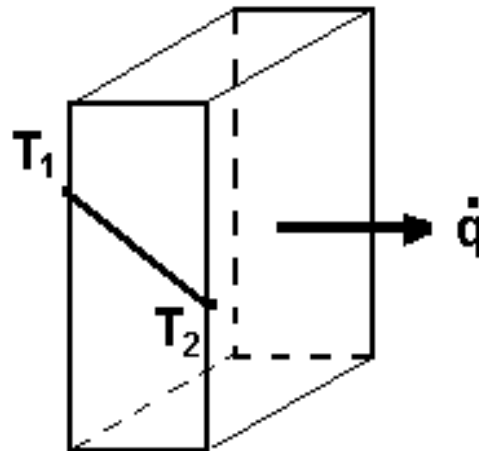


# **MECANISMOS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

# MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

## ○ Transferência de calor por condução

- Transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas → movimento aleatório de suas moléculas, átomos e elétrons
- **TC em meio estacionário**, que pode ser um sólido ou um fluido, em virtude de um gradiente de temperatura.

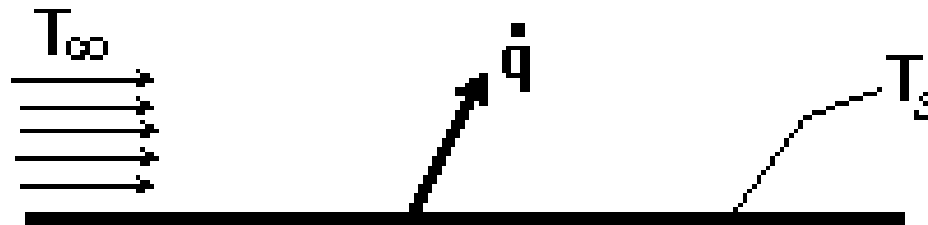


# MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

- Transferência de calor por convecção
  - Quando a transferência de energia ocorrer entre uma **superfície e um fluido** em movimento em virtude da diferença de temperatura entre eles.
  - Combinação entre condução e escoamento (advecção) = convecção.

fluido em  
movimento

$$T_s > T_\infty$$



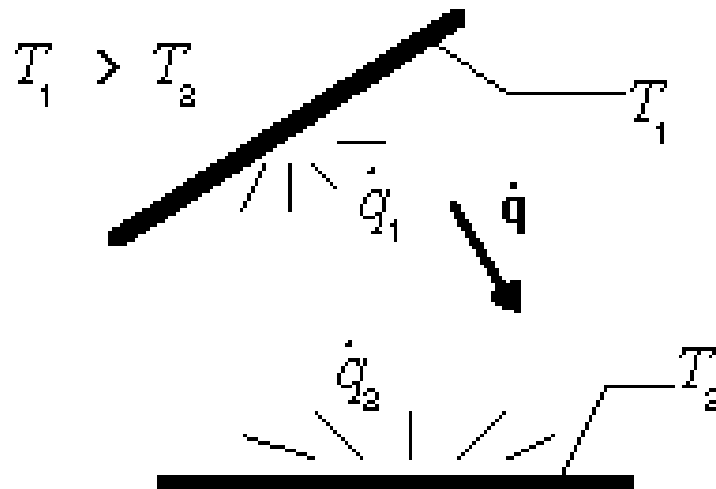
Forçada  
ou  
Natural  
(dif.  
Densidade)

Placa aquecida

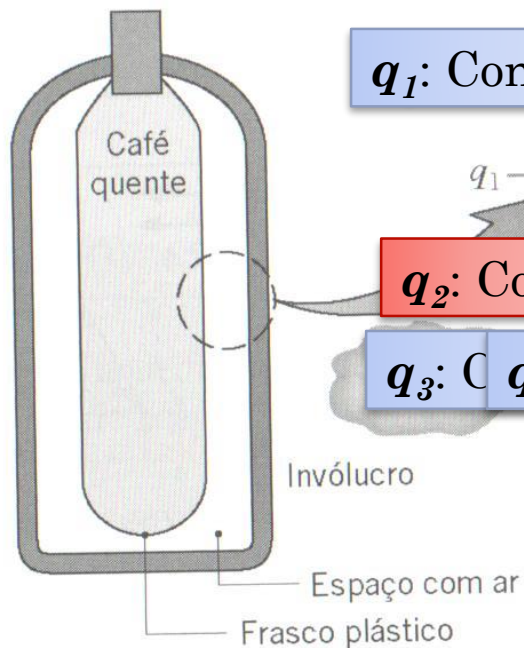


# MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

- Transferência de calor por radiação
  - Quando, na **ausência de um meio interveniente**, existe uma troca líquida de energia (emitida na forma de ondas eletromagnéticas) entre duas superfícies a diferentes temperaturas



- **Exemplo 1:** Um recipiente fechado cheio com café quente encontra-se em uma sala cujo ar e paredes estão a uma temperatura fixa. Identifique todos os processos de transferência de calor que contribuem com o resfriamento do café. Comente sobre as características que contribuiriam para um melhor projeto de recipiente.



$q_1$ : Convecção

$q_5$ : troca líquida radiante entre superfície ext. do frasco e sup. int. do invólucro

$q_8$ : troca líquida radiante da superfície ext. do invólucro e a vizinhança

$q_2$ : Condução

$q_6$ : Condução através do invólucro

$q_3$ : C

$q_7$ : Convecção natural do invólucro para o ar da sala

$q_4$ : Convecção natural do ar para o invólucro

# FENÔMENOS DE TRANSFERÊNCIAS



# FENÔMENOS DE TRANSFERÊNCIAS

$$\chi = K \cdot \Delta\omega$$

Fluxo da Grandeza

Constante de  
Proporcionalidade ou  
Resistência

Potencial

**Fluxo de momento** : viscosidade absoluta x gradiente de velocidade (Eq de Newton da viscosidade)

**Fluxo de calor**: condutividade térmica x gradiente de temperatura (maior pro menor)

**Fluxo de matéria**: coeficiente de difusão, relacionado a facilidade da espécie em se difundir naquele meio e um gradiente de concentração (maior para menor) – 1ª Lei de Fick da difusão



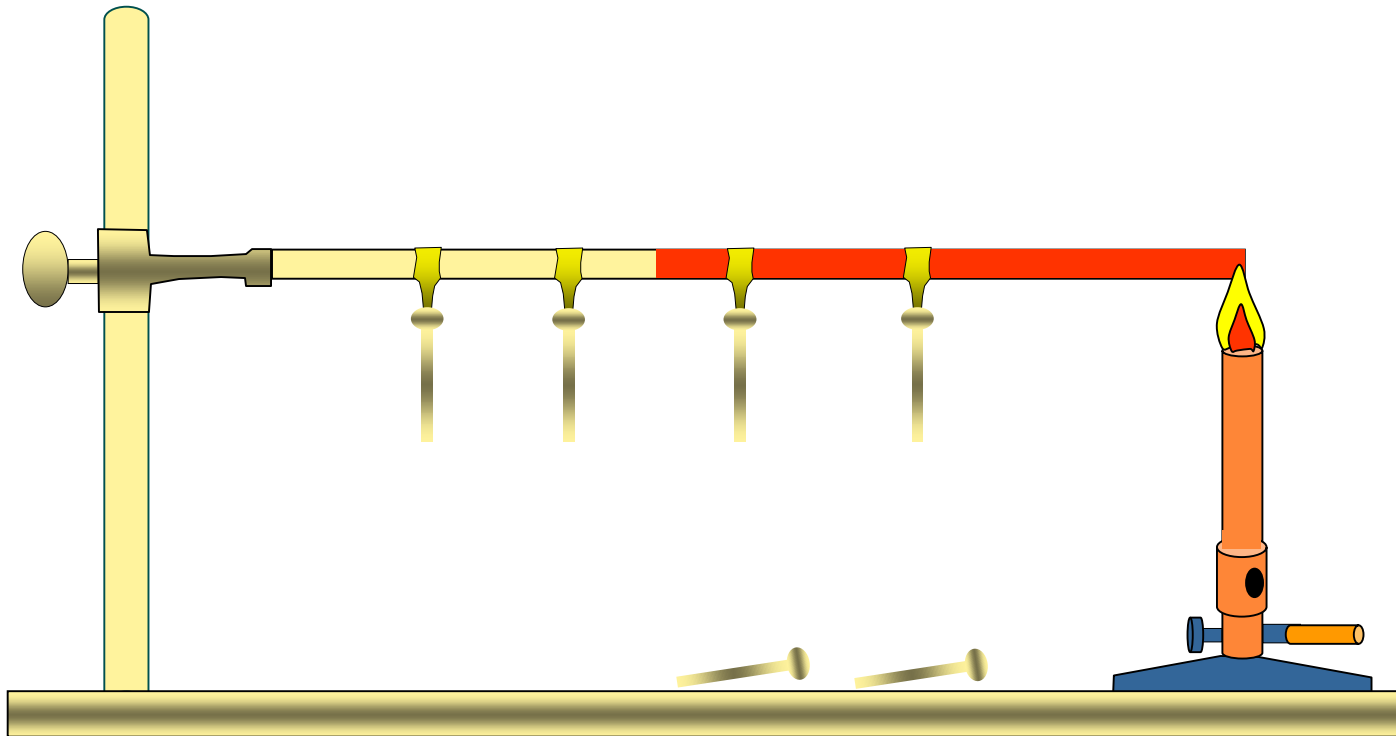
# TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO

17



Fonte:  
[www.terra.com.br/fisicanet](http://www.terra.com.br/fisicanet)

**Como quantificar processos de transferência de calor (quantidade de energia sendo transferida por unidade de tempo)?**



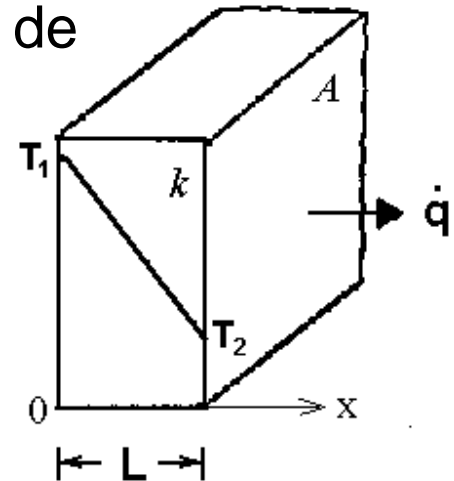
# EQUAÇÃO DE TAXA: CONDUÇÃO EM SÓLIDOS

- Condição: sólidos homogêneos isotrópicos (não há convecção) e o efeito da radiação é desprezível
- Equação de taxa para a condução térmica: Lei de Fourier (Fenomenológica)

$$\frac{dq}{dA} = -k \frac{\partial T}{\partial x}$$

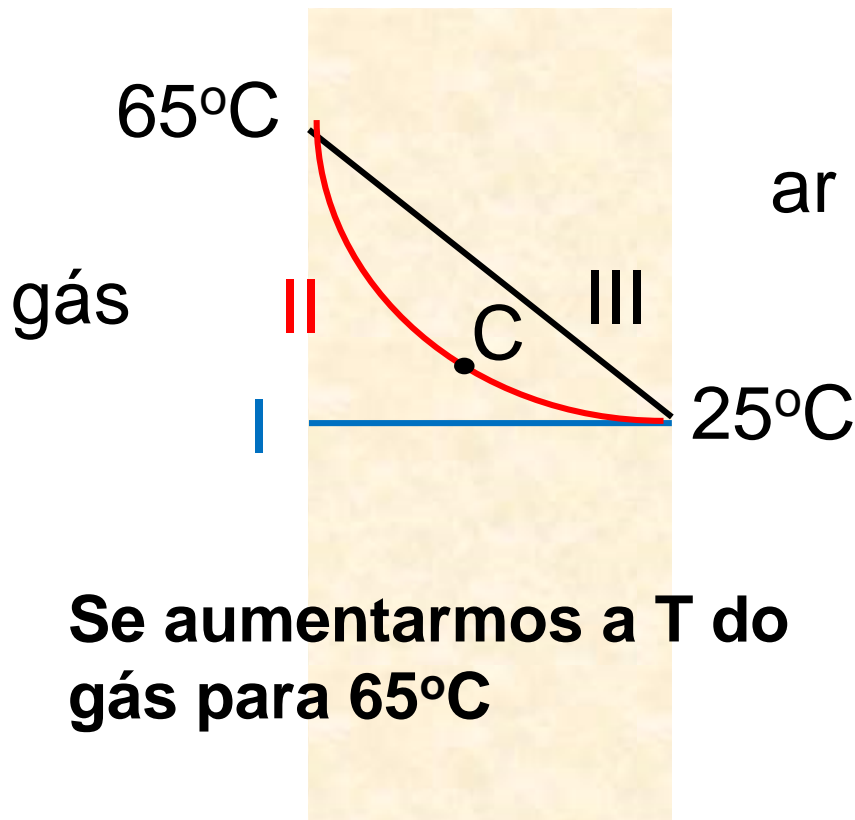
- Onde:

- $q$ : fluxo térmico (W)
- $A$ : área perpendicular à direção da transferência da superfície isotérmica
- $T$ : Temperatura
- $x$ : distância na direção normal a superfície
- $k$ : constante de proporcionalidade conhecida como constante de condutividade térmica do meio condutor



# EQUAÇÃO DE TAXA: CONDUÇÃO EM SÓLIDOS

- Esta equação pode ser utilizada para o fluxo de calor através de uma superfície qualquer, não necessariamente isotérmica



**Se aumentarmos a T do gás para 65°C**

**t(0):** distribuição de temperaturas I

**t(1):** distribuição II, a T em C está aumentando. Ocorre condução em estado não estacionário

**t(2):** para t suficiente/e gde → distribuição III: estado estacionário

# FLUXO ESTACIONÁRIO UNI-DIMENSIONAL

- Lei de Fourier

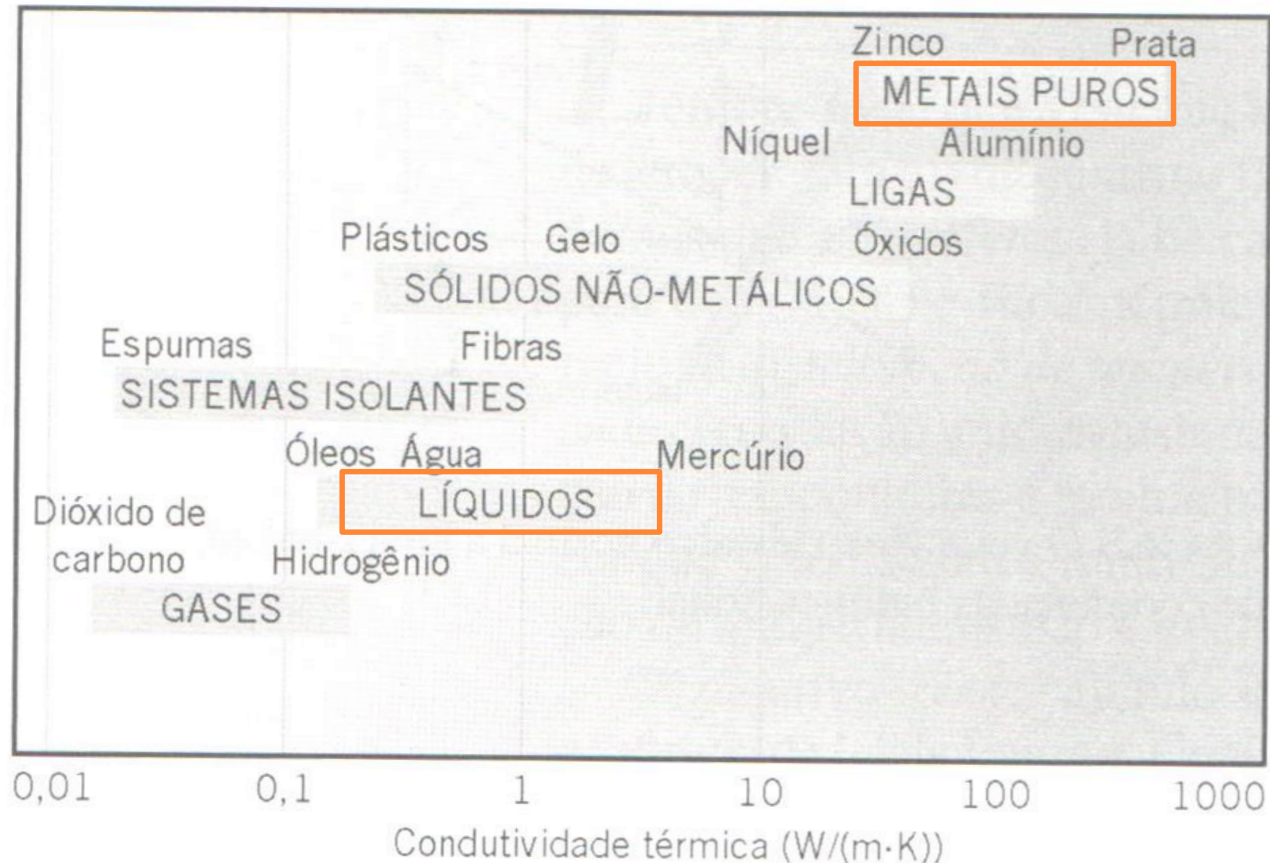
$$\frac{\dot{q}}{A} = -k \frac{dT}{dx}$$

- Unidades:

- q: kcal/h ou kcal/s ou kJ/s
- dT/dx: °C/m
- k: kcal/(h°C)

A Lei de Fourier estabelece que k é independente de T → verdade para intervalos de T pequenos!!

# Faixa de condutividade térmica de vários estados da matéria a T e P normais

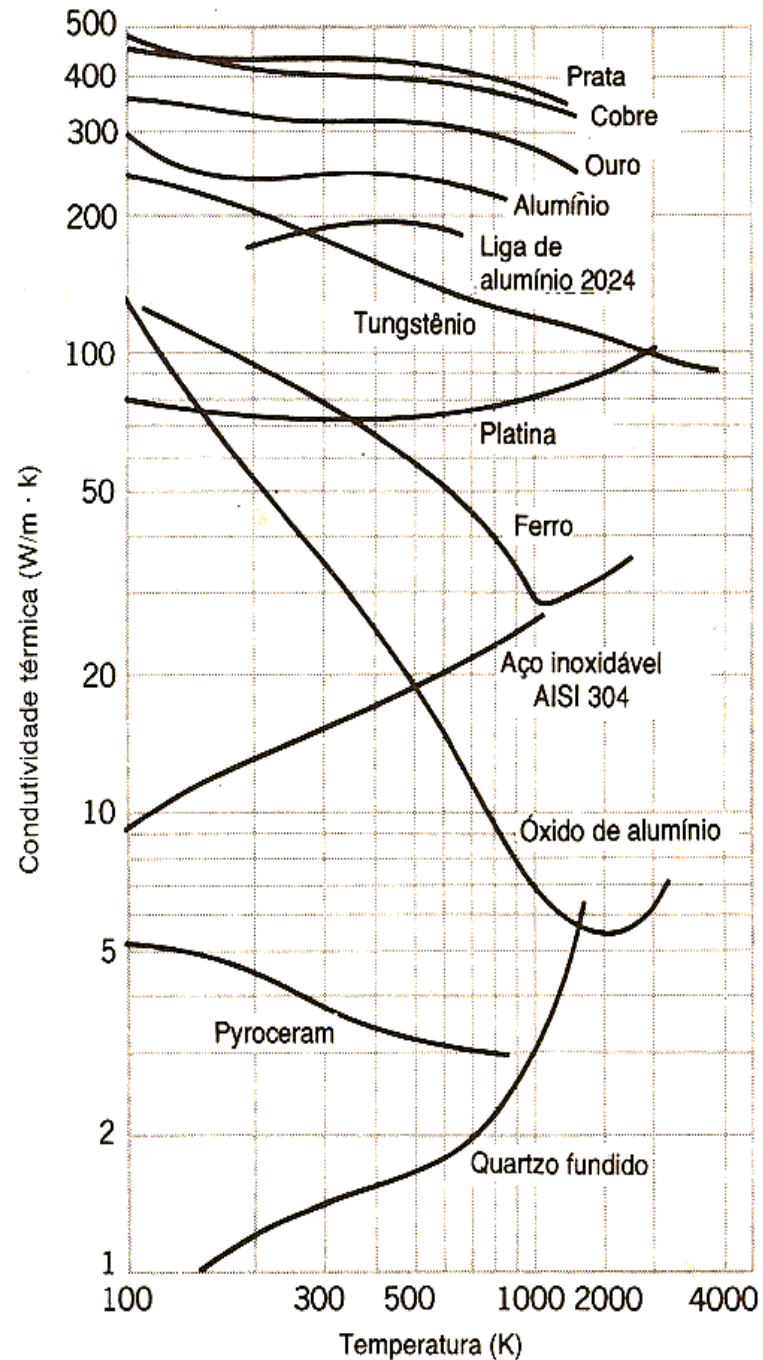


Fonte: Incropera et al. (2008)

- A **condutividade térmica**, ou constante de proporcionalidade de Fourier é característica do material e a **T média também influi em k**.
- Quanto maior for a distância entre átomos e moléculas no material, menor será a condutividade térmica, pois o menor contato entre as partículas dificulta o transporte de energia térmica. Essa tendência pode ser constatada na figura anterior, que mostra as faixas de condutividade térmica de diferentes tipos de materiais. Dentre os sólidos, **os metais tem maiores k graças aos elétrons livres que colaboram com a difusão de energia térmica. Os sistemas de isolamento térmico são normalmente matrizes porosas contendo ar (espumas e fibras) e, portanto, apresentam valores de k próximos ao dos gases.**



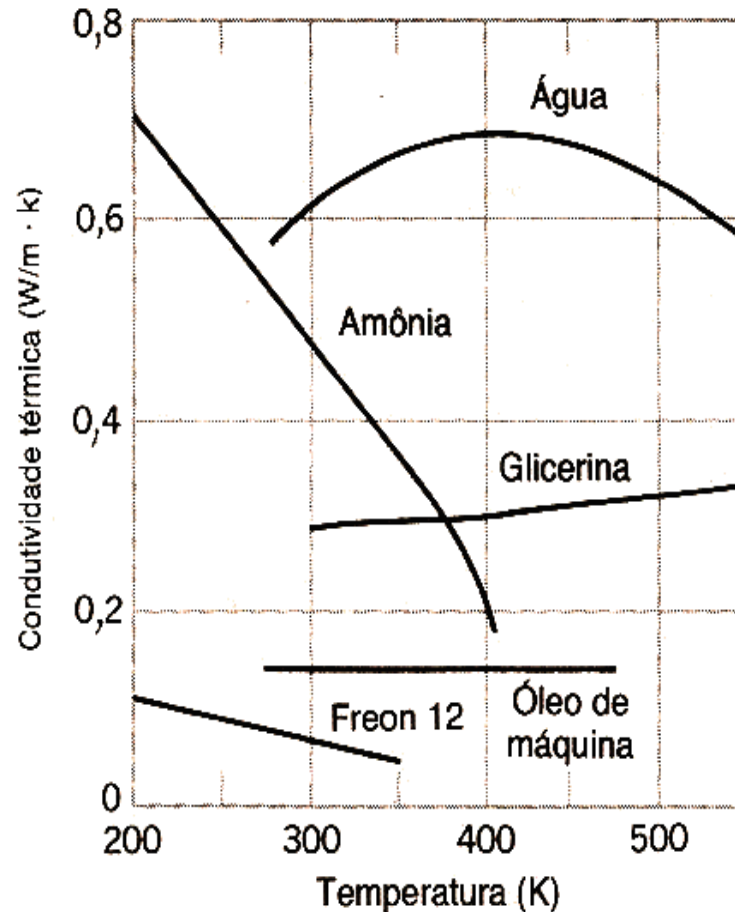
# Dependência com a T da Condutividade Térmica de sólidos selecionados



Fonte: Incropera et al. (2008)



# Dependência com a T da Condutividade Térmica de líquidos não metálicos em condições de saturação



Fonte: Incropera et al. (2008)

# FLUXO ESTACIONÁRIO UNI-DIMENSIONAL

- Lei de Fourier

$$\frac{\dot{q}}{A} = -k \frac{dT}{dx}$$

- Unidades:

- q: kcal/h ou kcal/s ou kJ/s
- dT/dx: °C/m
- k: kcal/(h°C)

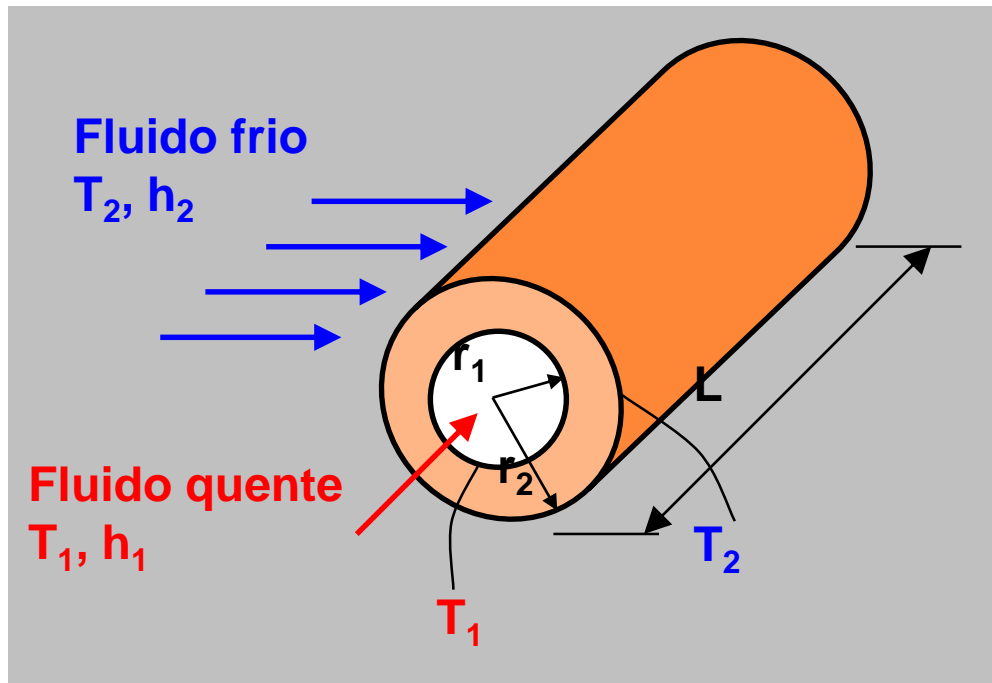
O fluxo de calor depende da forma (dx)!!

A Lei de Fourier estabelece que k é independente de T → verdade para intervalos de T pequenos!!

# CONDUÇÃO UNIDIMENSIONAL DE CALOR EM REGIME ESTACIONÁRIO – **recapitulando...**

**Sistemas Radiais:** grad de T → direção radial

- **Cilindro oco, sistema unidimensional, sem geração de calor, em regime estacionário, com  $\kappa$  constante**



**Lei de Fourier**

$$\dot{q}_r = -kA \frac{dT}{dr}$$

Área perpendicular ao fluxo

$$A_r = 2.\pi.rL$$

???

**Mas  $r$  varia de  $r_1$  a  $r_2$**

$$\dot{q}_r = \frac{-2\pi kL.(T_2 - T_1)}{\ln(r_2 / r_1)}$$



**Exercício proposto: Faça a passagem da Equação (1) para (3)**

# ÁREA MÉDIA DE TRANSFERÊNCIA

- Coordenadas cilíndricas: Área média logarítmica ( $A_{ln}$ )

$$\dot{q}_r = -kA_{ln} \frac{\Delta T}{\Delta r}$$

Sendo:

$$A_{ln} = \frac{A_1 - A_2}{\ln\left(\frac{A_1}{A_2}\right)}$$

Inferior à média aritmética

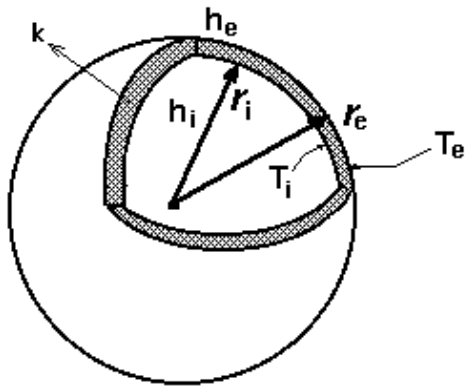


$$\dot{q}_r = \frac{-2\pi kL(T_2 - T_1)}{\ln(R_2 / R_1)}$$



# Fluxo de calor através de uma configuração esférica

$\dot{q} = -k.A.\frac{dT}{dr}$  onde  $\frac{dT}{dr}$  é o gradiente de temperatura na direção radial



$$A = 4.\pi.r^2$$

$$\dot{q} = -k.(4.\pi.r^2).\frac{dT}{dr}$$

$$\int_{r_1}^{r_2} \dot{q}.\frac{dr}{r^2} = -\int_{T_1}^{T_2} k.4.\pi.dT$$

$$\dot{q}_r = \frac{-4.k.\pi.(T_2 - T_1)}{(1/r_1) - (1/r_2)} = \frac{4.k.\pi.(T_1 - T_2)}{(1/r_2) - (1/r_1)}$$

Com  $T_1 > T_2$



# ÁREA MÉDIA DE TRANSFERÊNCIA

- Coordenadas esféricas: Média geométrica entre as áreas ( $A_{gm}$ )

$$\dot{q}_r = -kA_{gm} \frac{\Delta T}{\Delta r}$$

Sendo:

$$A_{gm} = \sqrt{A_1 A_2}$$

Inferior à média logarítmica

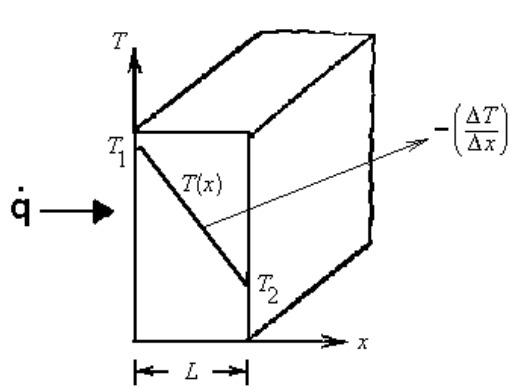
**DESAFIO...**

$$\dot{q}_r = \frac{-4.k.\pi.(T_2 - T_1)}{(1/r_1) - (1/r_2)}$$



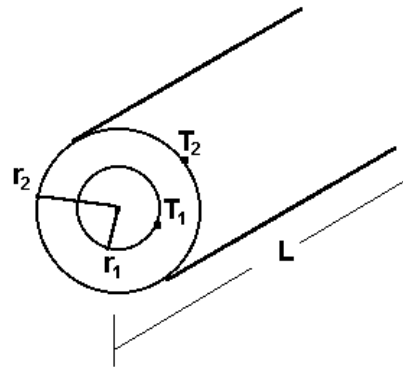
# CONDUÇÃO

*p/ Regime permanente e sem os termos de **geração** ou **acúmulo** de energia*



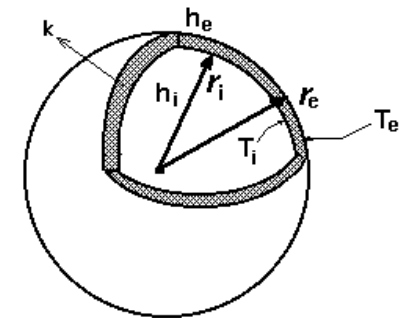
$$q = \frac{k \cdot A}{L} \cdot \Delta T$$

**Com  $T_1 > T_2$**



$$q = \frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{\left( \ln \frac{r_2}{r_1} \right)} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$q = - \frac{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{\left( \ln \frac{r_2}{r_1} \right)} \cdot (T_2 - T_1)$$



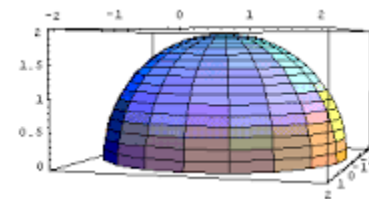
$$q = \frac{4 \cdot k \cdot \pi}{\left( \frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_1} \right)} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$q = - \frac{4 \cdot k \cdot \pi}{\left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)} \cdot (T_2 - T_1)$$

- **Exemplo 2:** Considere um forno a gás industrial, confeccionado com paredes planas de tijolo refratário com 7,0 cm de espessura. A temperatura na superfície interior da parede é de 200°C. A temperatura média na superfície externa dessa parede é de 40°C. Estime qual é a perda de energia térmica no interior do forno para o ambiente por unidade de área, no estado estacionário.
- Condutividade Térmica da parede:  $k=1,0 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$



- **Exemplo 3:** Retomando o Exemplo 2, considere que a parede do forno seja agora no formato de um iglu, ou seja, metade de uma casca esférica sobre uma superfície plana. A espessura da parede de tijolo refratário é de 7,0 cm de espessura, e o raio interno da casca é de 50 cm. Sabendo que a temperatura média da superfície interna é de 200°C e que a temperatura média na superfície externa é de 40°C, determine a taxa de calor e o fluxo de calor que atravessam radialmente a superfície externa do forno no estado estacionário.
- $k=1,0 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$



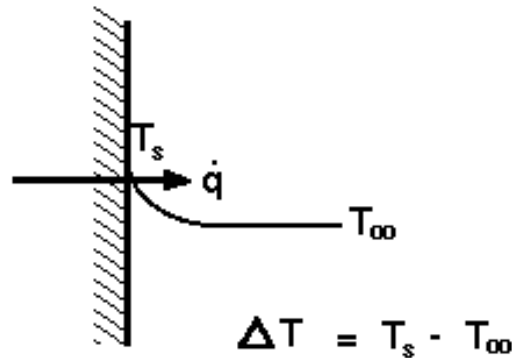
# TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

# CONVECÇÃO

## ○ Lei de Newton do resfriamento

*Fenômeno de superfície entre um sólido e um fluido*

$$\dot{q}_s = h.A_s.\Delta T$$



$q_s$ : taxa de calor na superfície (W)

$h$ : coeficiente de troca térmica por convecção ou coeficiente convectivo ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )

$A_s$ : Área superficial do contato sólido/líquido

$\Delta T = T_s - T_{\infty}$  potencial térmico quando o sólido está mais quente que o líquido

ou  $\Delta T = T_{\infty} - T_s$ , caso contrário.

$h$

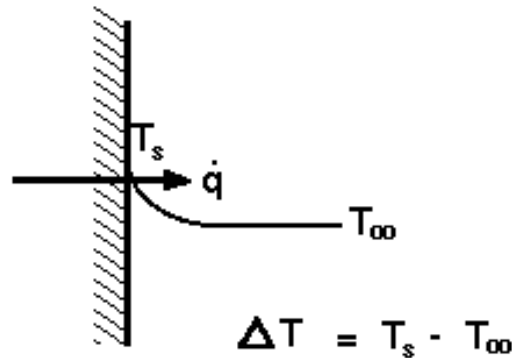
Meio	kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
Ar, convecção natural	5-25
Vapor, convecção forçada	25-250
Óleo, convecção forçada	50-1500
Água, convecção forçada	250-10000
Água convecção em ebulição	2500-50000
Vapor, em condensação	5000-100000

# CONVECÇÃO

## ○ Lei de Newton do resfriamento

*Fenômeno de superfície entre um sólido e um fluido*

$$\dot{q}_s = h \cdot A_s \cdot \Delta T$$



**Tabela 9.6** Faixas de valores típicos do coeficiente convectivo  $h$  para ar e água

SISTEMA		$h$ [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ]
Convecção natural	Gases	3 a 20
	Líquidos	100 a 600
	Água em ebulição	1000 a 20.000
Convecção forçada	Gases	10 a 100
	Líquidos	50 a 500
	Água	500 a 10.000
Condensação de vapores		1000 a 100.000

Fonte: Bird et al. (2004).

# MECANISMOS ENVOLVIDOS NA CONVECÇÃO

- Transferência de calor pelo transporte molecular;
- Transferência de calor pelo transporte turbulento;
- Transferência de momento pelo transporte molecular;
- Transferência de momento pelo transporte turbulento.



# CONVECÇÃO

## Dependência de $h$ :

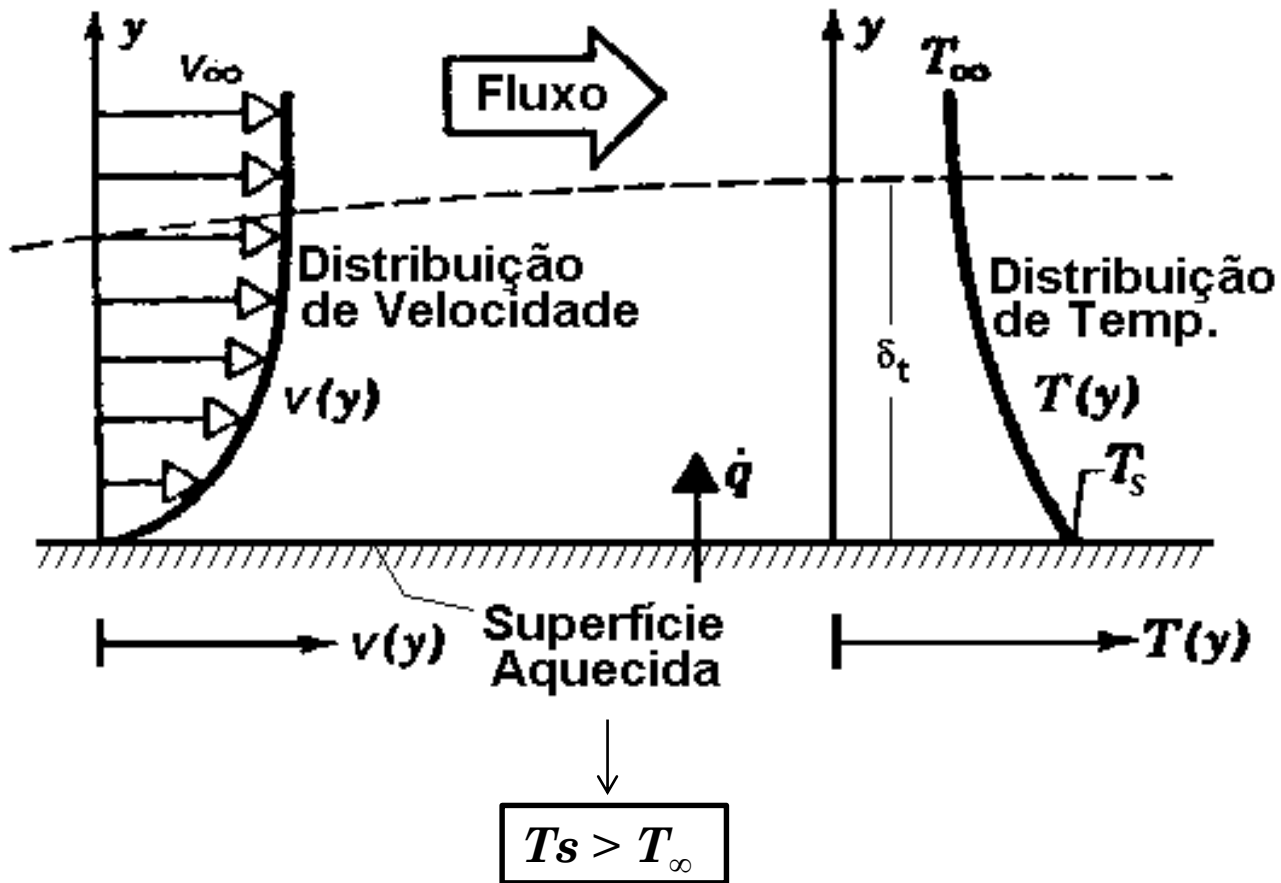
- Posição na superfície do sólido;
- Propriedades do fluido;
- Velocidade de escoamento;
- Direção do escoamento em relação à superfície
- Geometria da superfície;
- Rugosidade, dentre outros...



# CAMADA LIMITE

- Camada limite térmica

Região próxima à placa onde  $T_\infty < T < T_s$



**E como calcular  $h$ ??**

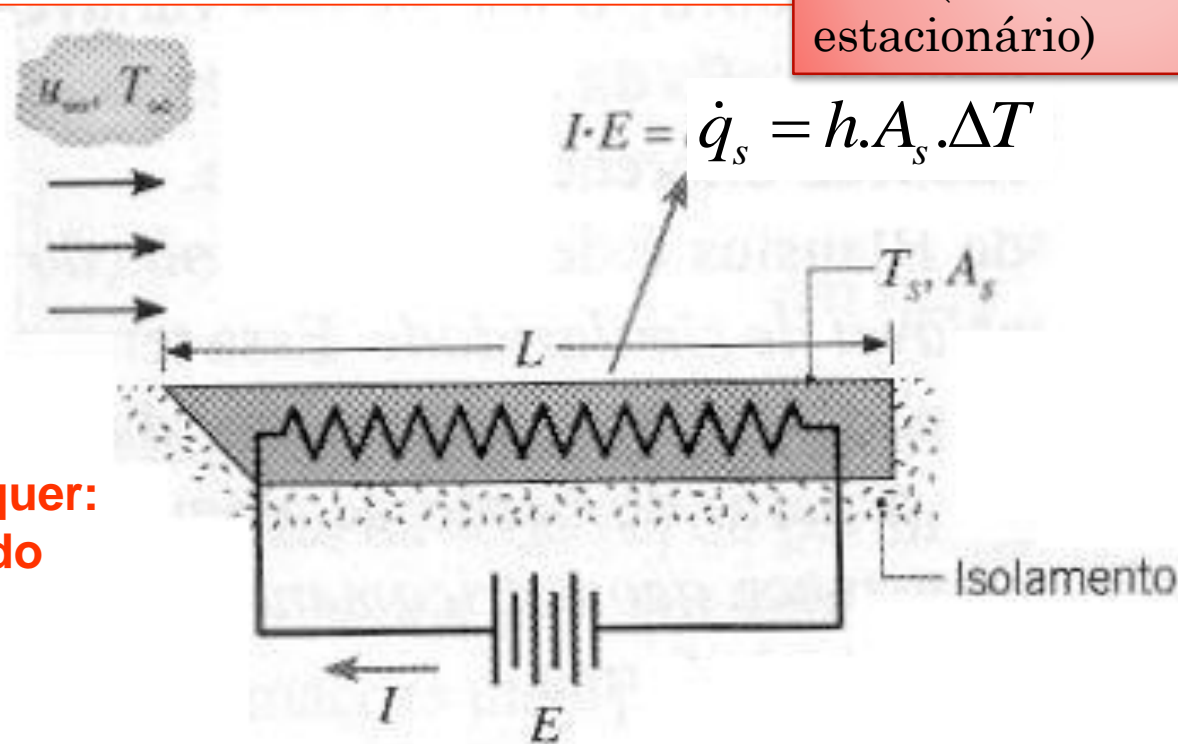




# MÉTODO EMPÍRICO

## ESCOAMENTO EXTERNO

Energia elétrica fornecida para fluido a  $T_\infty$   
- dissipada na forma de calor (mede-se  $T_s$  - estado estacionário)



Válido para qualquer:  
 $u_\infty, T_\infty, T_s, L, \text{ fluido}$

Experimento para a medição do coeficiente médio de transferência de calor por convecção  $\bar{h}_L$ .

É possível estudar como as características do fluido interferem em  $h \rightarrow$  equações empíricas são propostas

# EQUAÇÕES EMPÍRICAS FORMULADAS COM GRUPOS ADIMENSIONAIS

## Re: número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$$

*Forças de inércia*  
*Forças viscosas*

## Pr: número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k_f}$$

*difusividade de momento*  
*difusividade térmica*

## Nu: número de Nusselt

$$Nu = \frac{h \cdot d}{k_f} = f(x^*, Re, Pr)$$

*transf. de calor transporte molecular e turbulento*  
*transf. de calor transporte molecular*

## Gr: número de Grashof

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot d^3 \cdot \rho^2}{\mu^2} \quad \frac{\text{Forças empuxo}}{\text{Forças visc}}$$

**d**: dimensão característica (L ou D relativo à superfície em contato com o fluido);

**g**: aceleração da gravidade

**$\rho$** : densidade

**$c_p$** : calor específico

**$k$** : condutividade térmica

**$\mu$** : viscosidade

**$\beta$** : coeficiente de expansão térmica volumétrica

Determinadas na  
 $T_{m\acute{e}dia} = (T_{\infty} + T_s)/2$



# PREDIÇÃO DE COEFICIENTES CONVECTIVOS

$$h = f(d, \mu, \rho, c_p, k, v, g, \Delta T)$$

- o **Região de baixa velocidade** → a **condução** é mais importante
- o **Região de alta velocidade** → a **mistura** entre o fluido mais quente e o mais frio contribui substancialmente para a transferência de calor

*Convecção Natural*

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

*Convecção Forçada*

$$Nu = f(Re, Pr)$$

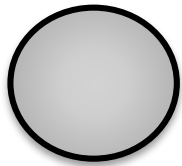


# ESCOAMENTO NO INTERIOR DE TUBOS

$d = D_h$  (Diâmetro hidráulico) e  $v$  é a velocidade média na seção transversal do tubo

$$D_h = \frac{4.A_s}{P_w} \longrightarrow \text{Área e Perímetro molhado da seção transversal de escoamento}$$

Para seção circular



$$D_h = \frac{4.\pi.r_i^2}{2\pi.r_i} = 2r_i = D_i$$

## Condições:

- (i) Regime Laminar Desenvolvido
- (ii) Regime Laminar não-desenvolvido
- (iii) Regime Turbulento desenvolvido



# ESCOAMENTO NO INTERIOR DE TUBOS

## i. Regime Laminar Desenvolvido

Camadas limite de velocidade e T aumentam até o centro do tubo, quando o escoamento passa a ser “desenvolvido”

$$Re \leq 2100$$

*e*

$$\frac{\left(\frac{L}{D}\right)}{Re \cdot Pr} \geq 0,05$$

***Nu*** constante e depende apenas da seção do tubo e da condição de temperatura na parede do tubo (**Temperatura uniforme ou fluxo de calor uniforme**) → Dados teóricos obtidos pela resolução de equações de escoamento laminar e de troca térmica



# ESCOAMENTO NO INTERIOR DE TUBOS

## i. Regime Laminar Desenvolvido

Camadas limite de velocidade e  $T$  aumentam até o centro do tubo, quando o escoamento passa a ser “desenvolvido”

**Tabela 9.7** Números de Nusselt ( $N_{Nu}$ ) para escoamento laminar desenvolvido em tubos de seção circular ou retangular

SEÇÃO TRANSVERSAL	$N_{Nu}$ PARA $\dot{q}_S/A$ UNIFORME	$N_{Nu}$ PARA $T_{sup}$ UNIFORME
Circular com diâmetro $D$	4,36	3,66
Retangular com razão entre os lados:		
1,00	3,61	2,98
1,43	3,73	3,08
2,00	4,12	3,39
3,00	4,79	3,96
4,00	5,33	4,44
8,00	6,49	5,60
$\infty$	8,23	7,54

Fonte: Kays et al. (2004).

# ESCOAMENTO NO INTERIOR DE TUBOS CIRCULARES

## ii. Regime Laminar Não-Desenvolvido

Espessura da camada-limite varia com a posição no tubo →  $h$   
também varia com a posição

$$Re \leq 2100$$

*e*

$$\frac{\left(\frac{L}{D}\right)}{Re \cdot Pr} \leq 0,05$$

Se  $0,6 \leq Pr \leq 5$  e  $0,0044 \leq \mu/\mu_p \leq 9,75$

$$Nu = 1,86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr}{L/D}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

(Sieder e Tate, 1936)



Razão entre viscosidade do líquido ( $\mu$ ) e sua viscosidade avaliada na temperatura da parede do tubo ( $\mu_p$ ).

# ESCOAMENTO NO INTERIOR DE TUBOS CIRCULARES

## iii. Regime Turbulento Desenvolvido

Essa consideração pode ser feita após 10x o diâmetro da entrada do tubo, ou seja,  $L/D \geq 10$

$$Re \geq 10^4$$

e

$$\left(\frac{L}{D}\right) \geq 10$$

Se  $0,7 \leq Pr \leq 700$

$$Nu = 0,027.(Re)^{\frac{4}{5}}.(Pr)^{\frac{1}{3}}.\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

(Sieder e Tate, 1936)

Correlação simplificada no interior do casco

$$Nu = 0,2.(Re)^{0,6}.(Pr)^{\frac{1}{3}}.\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$



# CONVECÇÃO FORÇADA SOBRE SÓLIDOS:

- (i) para escoamento paralelo a uma placa plana de comprimento  $L$ , camada-limite laminar ( $N_{Re} \leq 5 \times 10^5$ ) e  $N_{Pr} > 0,6$  (Incropera et al., 2008):

$$N_{Nu} = 0,664(N_{Re})^{\frac{1}{2}}(N_{Pr})^{\frac{1}{3}} \quad (9.22)$$

- (ii) para escoamento paralelo a uma placa plana de comprimento  $L$ , camada-limite mista laminar/turbulenta ( $5 \times 10^5 \leq N_{Re} \leq 10^8$ ) e  $0,6 < N_{Pr} < 60$  (Incropera et al., 2008):

$$N_{Nu} = \left( 0,037(N_{Re})^{\frac{4}{5}} - 871 \right) (N_{Pr})^{\frac{1}{3}} \quad (9.23)$$

- (iii) para escoamento cruzado sobre cilindro de diâmetro  $D$  com  $N_{Re}N_{Pr} > 0,2$  (Churchill e Bernstein, 1977):

$$N_{Nu} = 0,3 + \frac{0,62(N_{Re})^{\frac{1}{2}}(N_{Pr})^{\frac{1}{3}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,4}{N_{Pr}} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[ 1 + \left( \frac{N_{Re}}{282000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}} \quad (9.24)$$

- (iv) para escoamento sobre esfera de diâmetro  $D$  com  $0,7 \leq N_{Pr} \leq 380$  e  $3,5 \leq N_{Re} \leq 7,6 \times 10^4$  (Whitaker, 1972). Nessa correlação, todas as propriedades físicas, exceto  $\mu_p$ , são avaliadas a  $T_\infty$ :

$$N_{Nu} = 2 + \left[ 0,4(N_{Re})^{\frac{1}{2}} + 0,06(N_{Re})^{\frac{2}{3}} \right] (N_{Pr})^{\frac{2}{5}} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (9.25)$$

# CONVECÇÃO NATURAL SOBRE SÓLIDOS

$$Nu = a.(Gr.Pr)^b$$

**Tabela 9.8** Coeficientes  $a$  e  $b$  da Equação 9.26 para convecção natural em escoamento externo (Singh, 2006)

CASO	$a$	$b$
<b>Placas e cilindros verticais com <math>L &gt; 1</math> m</b>		
Laminar, $N_{Gr}N_{Pr} < 10^4$	1,36	$1/5$
Laminar, $10^4 < N_{Gr}N_{Pr} < 10^9$	0,59	$1/4$
Turbulento, $N_{Gr}N_{Pr} > 10^9$	0,13	$1/3$
<b>Esferas e cilindros horizontais com <math>D &lt; 0,2</math> m</b>		
Laminar, $10^3 < N_{Gr}N_{Pr} < 10^9$	0,53	$1/4$
Turbulento, $N_{Gr}N_{Pr} > 10^9$	0,13	$1/3$
<b>Placas horizontais, resfriadas por cima ou aquecidas por baixo</b>		
Laminar, $10^5 < N_{Gr}N_{Pr} < 2 \times 10^7$	0,54	$1/4$
Turbulento, $2 \times 10^7 < N_{Gr}N_{Pr} < 3 \times 10^{10}$	0,14	$1/3$
<b>Placas horizontais, resfriadas por baixo ou aquecidas por cima</b>		
Laminar, $3 \times 10^5 < N_{Gr}N_{Pr} < 3 \times 10^{10}$	0,27	$1/4$

## EXEMPLO 4:

Maças a  $25^{\circ}\text{C}$  são resfriadas pela passagem de ar frio a  $0^{\circ}\text{C}$  com uma velocidade de  $3,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . O diâmetro médio de uma maçã é de  $7 \text{ cm}$ . Considerando o instante inicial, quando a temperatura da superfície das maçãs é de  $25^{\circ}\text{C}$ , determine:

- a) O coeficiente de convecção médio do ar sobre a superfície de uma maçã;
- b) A taxa e o fluxo de calor sobre uma maçã.



**OBS:** Para se estimar viscosidade do ar na pressão atmosférica, pode-se usar a equação a seguir (com  $\mu$  em Pa.s = kg.m<sup>-1</sup>.s<sup>-1</sup>) e T em K

$$\mu = \frac{1,458 \cdot 10^{-6} \cdot (T)^{\frac{3}{2}}}{T + 110,4}$$



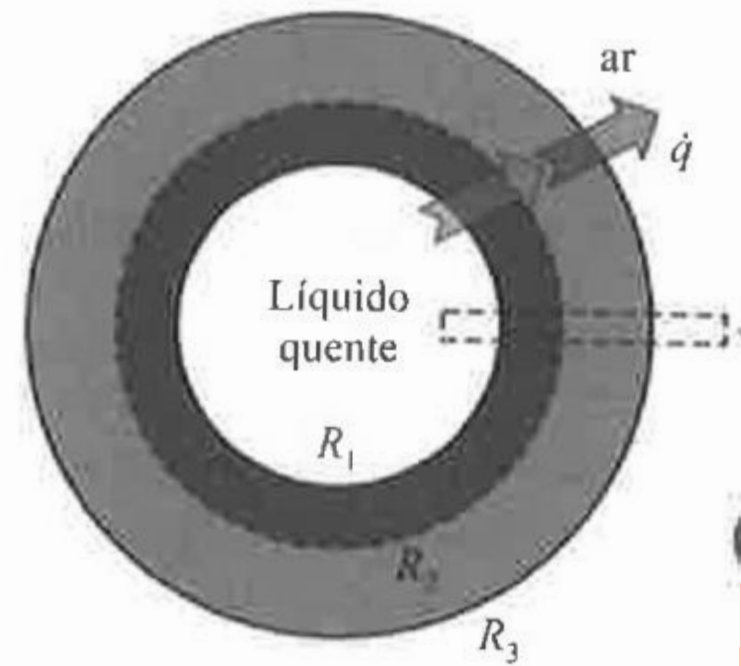
**Tabela 9.1** Propriedades termofísicas de materiais comuns, em função da temperatura

MATERIAL	$T$ [K]	$\rho$ [kg · m <sup>-3</sup> ]	$C_p$ [J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	$k$ [W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]
<b>Sólidos metálicos</b>				
Aço-carbono AISI 1010	300	7832	434	63,9
	800	—	685	39,2
Aço inoxidável AISI 304	300	7900	477	14,9
	800	—	582	22,6
<b>Líquidos</b>				
Água	273	1000	4217	0,569
	300	997	4179	0,613
	373	958	4217	0,680
Etilenoglicol C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> (OH) <sub>2</sub>	300	1114	2415	0,252
	373	1058	2742	0,263
Glicerina C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> (OH) <sub>3</sub>	273	1276	2261	0,282
	320	1247	2564	0,287
Óleo de motor, novo	300	884	1909	0,145
	430	806	2471	0,132
<b>Gases (pressão atmosférica)</b>				
Água, vapor	373	0,596	2029	0,0248
	550	0,400	1997	0,0379
Ar seco	200	1,746	1007	0,0181
	300	1,161	1007	0,0263
	550	0,633	1040	0,0439

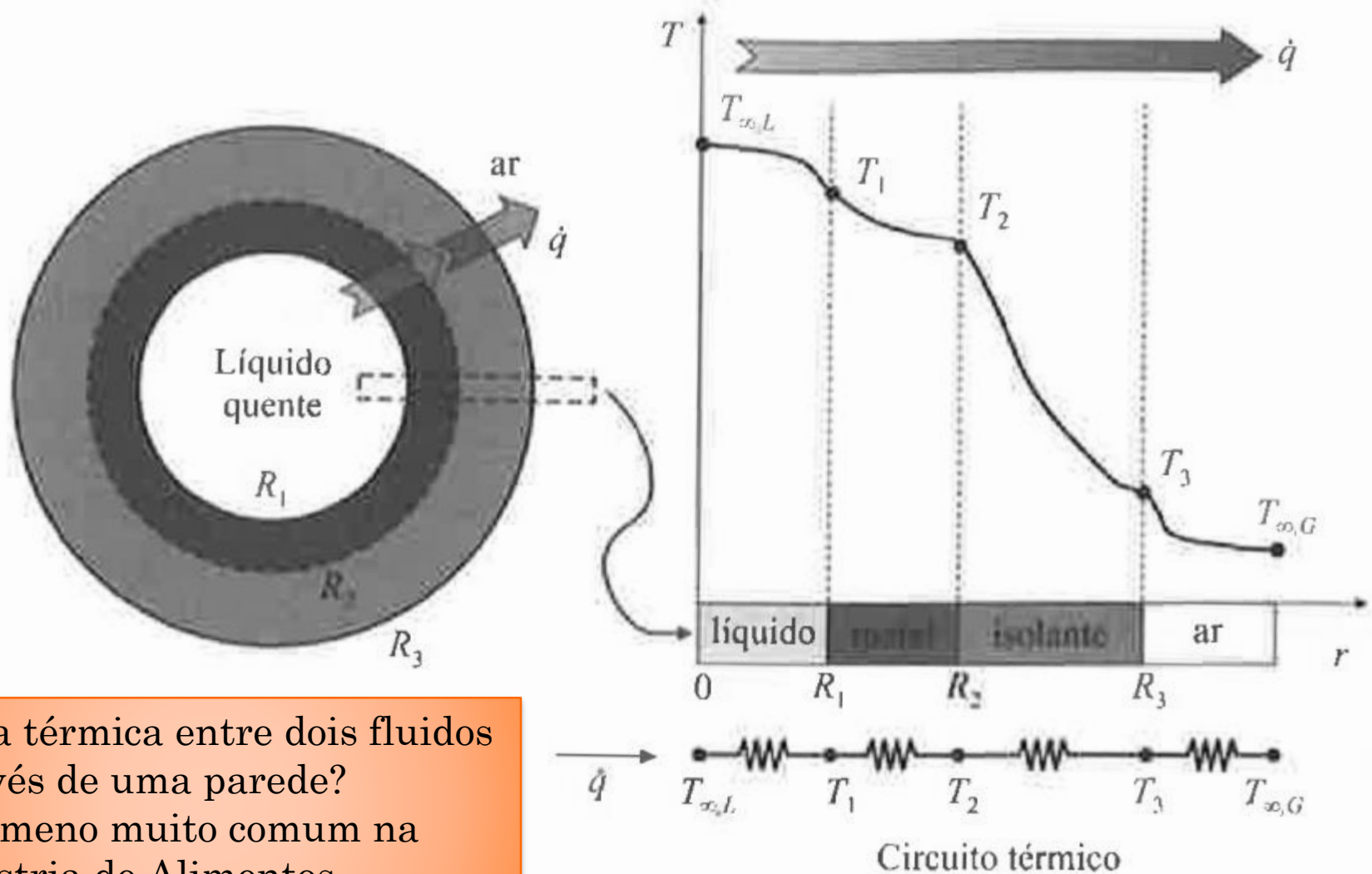
Fonte: Incropera et al. (2008).

# E o que é o Coeficiente Global de Troca Térmica - $U$ ??

$$\frac{\dot{q}}{A} = U \cdot \Delta T$$



# MECANISMOS COMBINADOS: CONDUÇÃO E CONVECÇÃO



Troca térmica entre dois fluidos através de uma parede?  
Fenômeno muito comum na Indústria de Alimentos

# MECANISMOS COMBINADOS: COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA

Possibilidade de combinar as Leis de Fourier e de resfriamento de Newton em uma ÚNICA EQUAÇÃO GERAL

$$\dot{q} = \frac{\Delta T}{R_t}$$

Vantagem: Combinar  $R_t$  em série

$q$ : taxa de transferência de calor (W) proporcional a força motriz de troca térmica  $\Delta T$  (K) e inversamente proporcional a uma resistência térmica total  $R_t$  (K/W)

$$q = \frac{k.A}{L} \cdot \Delta T$$

$$q = - \frac{k.2.\pi.L}{\left( \ln \frac{r_2}{r_1} \right)} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$q = - \frac{4.k.\pi}{\left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$\dot{q}_s = h.A_s \cdot \Delta T$$

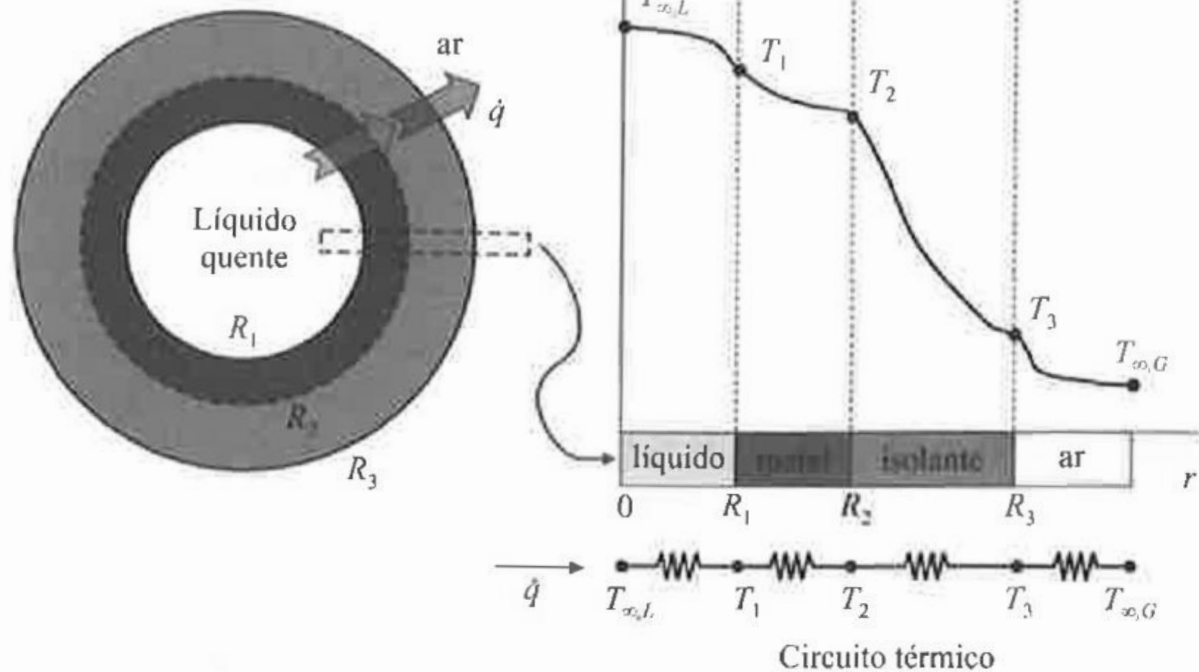


# RESISTÊNCIA TÉRMICA PARA DIFERENTES GEOMETRIAS

**Tabela 9.9** Resistência térmica ( $R_t$ ) para diferentes geometrias e meios

SITUAÇÃO	$R_t$ [K · W <sup>-1</sup> ]
Condução através de parede plana sólida de espessura $e$ e área da seção transversal $A_x$	$R_t = \frac{\Delta x}{kA_x} = \frac{e}{kA_x}$
Condução através de parede cilíndrica sólida com raios $R_1$ e $R_2$ e comprimento $L$	$R_t = \frac{\Delta r}{kA_{\ln}} = \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2\pi Lk}$
Condução através de parede esférica sólida com raios $R_1$ e $R_2$	$R_t = \frac{\Delta r}{kA_{gm}} = \frac{\left(\frac{1}{R_1}\right) - \left(\frac{1}{R_2}\right)}{4\pi k}$
Convecção de fluido sobre superfície sólida com área $A_s$	$R_t = \frac{1}{hA_s}$

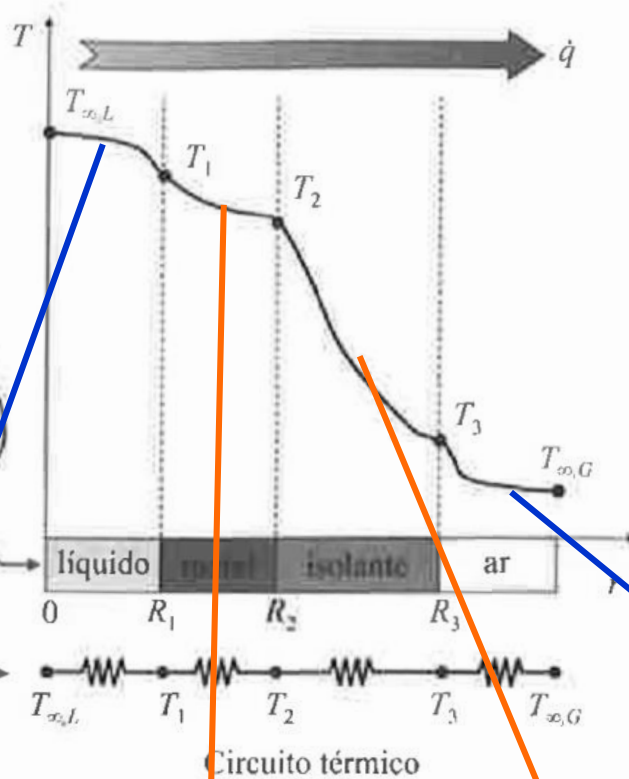
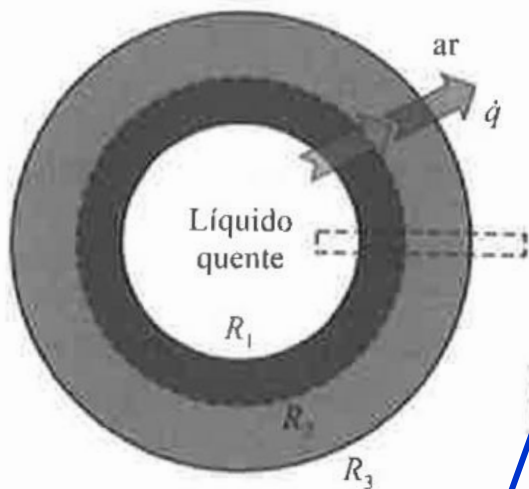
## Líquido quente escoando dentro de um tubo e perdendo calor para o ambiente externo



A energia é continuamente transferida do líquido para o ar, atravessando 4 resistências térmicas:

- Filme do líquido ( $R_{t,L}$ )
- Parede metálica do tubo ( $R_{t,M}$ )
- Camada de Isolante Térmico ( $R_{t,I}$ )
- Filme de ar ( $R_{t,ar}$ )





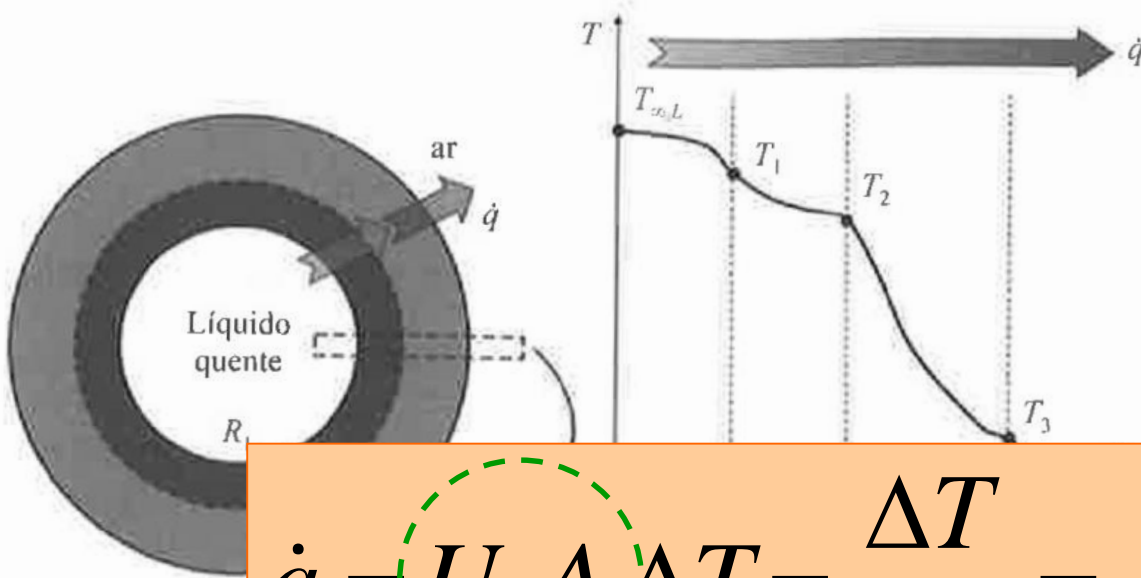
Condução em CC

$$\dot{q} = k \cdot A_{\ln} \frac{\Delta T}{\Delta r}$$

Convecção em CC:

$$\dot{q}_s = h \cdot A_s \cdot \Delta T$$

$$\dot{q} = \frac{\Delta T}{R_t} = \frac{(T_{\infty,L} - T_1)}{\frac{1}{h \cdot A_S}|_L} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{\Delta r}{k \cdot A_{\ln}}|_M} = \frac{(T_2 - T_3)}{\frac{\Delta r}{k \cdot A_{\ln}}|_{Iso}} = \frac{(T_3 - T_{\infty,G})}{\frac{1}{h \cdot A_S}|_{Ar}}$$



Condução em CC

$$\dot{q} = k \cdot A_{\ln} \frac{\Delta T}{\Delta r}$$

Convecção em CC:

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T = \frac{\Delta T}{R_t} = \frac{\Delta T}{1/A \cdot U} = h \cdot A_s \cdot \Delta T$$

$$\dot{q} = \frac{\Delta T}{R_t} = \frac{(T_{\infty,L} - T_{\infty,G})}{\frac{1}{h \cdot A_S|_L} + \frac{\Delta r}{k \cdot A_{\ln}|_M} + \frac{\Delta r}{k \cdot A_{\ln}|_{Iso}} + \frac{1}{h \cdot A_S|_{Ar}}}$$

Se for possível escolher uma área comum de TC

# MECANISMOS COMBINADOS: COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{h.A_S|_L} + \frac{\Delta r}{k.A_{\ln}|_M} + \frac{\Delta r}{k.A_{\ln}|_{Iso}} + \frac{1}{h.A_S|_{Ar}}$$

DESAFIO....

Resistência térmica total:  $R_L + R_M + R_{iso} + R_{Ar}$

Considerando a Área de Transferência de Calor de referência a área interna do tubo:  $2\pi R_1 L$

$$\frac{1}{U \cdot 2\pi \cdot L \cdot R_1} = \frac{1}{h_L \cdot 2\pi \cdot L \cdot R_1} + \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2\pi \cdot L \cdot k_M} + \frac{\ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)}{2\pi \cdot L \cdot k_{Iso}} + \frac{1}{h_{Ar} \cdot 2\pi \cdot L \cdot R_3}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{R_1}{h_L \cdot R_1} + \frac{R_1 \cdot \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{k_M} + \frac{R_1 \cdot \ln\left(\frac{R_3}{R_2}\right)}{k_{Iso}} + \frac{R_1}{R_3} \cdot \frac{1}{h_{Ar}}$$

## EXEMPLO 5:

Nitrogênio líquido (densidade =  $804 \text{ kg.m}^{-3}$ ) é estocado, à temperatura de saturação de  $-196^\circ\text{C}$ , em um tanque esférico, não pressurizado, com raio interno igual a 30 cm. A espessura da parede metálica é relativamente pequena, comparada com o raio interno. Para reduzir a perda do produto por evaporação, coloca-se externamente ao tanque uma camada de poliuretano expandido (isolamento térmico) de espessura igual a 14 cm. A temperatura do ar ambiente é em torno de  $23^\circ\text{C}$ . O coeficiente de troca térmica por convecção entre o ar e a superfície externa do isolante térmico é de  $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . O calor latente de vaporização do nitrogênio é de  $199 \text{ kJ.kg}^{-1}$ . Calcule o volume de nitrogênio evaporado por dia.



**Tabela 9.6** Faixas de valores típicos do coeficiente convectivo  $h$  para ar e água

SISTEMA		$h$ [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ]
Convecção natural	Gases	3 a 20
	Líquidos	100 a 600
	Água em ebulição	1000 a 20.000
Convecção forçada	Gases	10 a 100
	Líquidos	50 a 500
	Água	500 a 10.000
Condensação de vapores		1000 a 100.000

Fonte: Bird et al. (2004).



**Tabela 9.1** Propriedades termofísicas de materiais comuns, em função da temperatura

MATERIAL	$T$ [K]	$\rho$ [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	$C_p$ [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]	$k$ [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]
<b>Sólidos metálicos</b>				
Aço-carbono AISI 1010	300	7832	434	63,9
	800	-	685	39,2
Aço inoxidável AISI 304	300	7900	477	14,9
	800	-	582	22,6
Alumínio, puro	300	2702	903	237
	800	-	1146	218
Cobre, puro	300	8933	385	401
	800	-	433	366
<b>Sólidos não metálicos e compostos</b>				
Argamassa de cimento	300	1860	780	0,72
Asfalto	300	2115	920	0,062
Borracha vulcanizada macia	300	1100	2010	0,13
Compensado de madeira de alta densidade	300	1010	1380	0,15
Concreto com brita	300	2300	880	1,4
Gelo	273	920	2040	1,88
Isolamento: espuma de borracha rígida	310	70	-	0,033
Isolamento: manta de fibra de vidro	300	32	835	0,038
Isolamento: poliuretano expandido	300	55	1210	0,027
Madeira (pinho), chapa para construção	300	510	1380	0,12
Parafina	300	900	2890	0,240
Plástico ABS	300	1070	1470	0,18
Tijolo refratário de argila queimada	478	2645	960	1,0
Vidro comum	300	2500	750	1,4
<b>Líquidos</b>				
Água	273	1000	4217	0,569
	300	997	4179	0,613
	373	958	4217	0,680
Etilenoglicol $\text{C}_2\text{H}_4(\text{OH})_2$	300	1114	2415	0,252
	373	1058	2742	0,263
Glicerina $\text{C}_2\text{H}_5(\text{OH})_3$	273	1276	2261	0,282
	320	1247	2564	0,287
Óleo de motor, novo	300	884	1909	0,145
	430	806	2471	0,132
<b>Gases (pressão atmosférica)</b>				
Água, vapor	373	0,596	2029	0,0248
	550	0,400	1997	0,0379
Ar seco	200	1,746	1007	0,0181
	300	1,161	1007	0,0263
	550	0,633	1040	0,0439

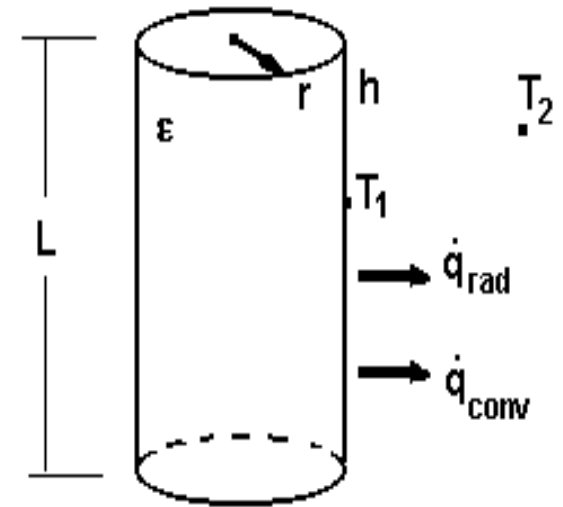
Fonte: Incropera et al. (2008).





# EXEMPLO 3 (MECANISMOS COMBINADOS)

Um reator em uma indústria trabalha a  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$  em um local onde a temperatura ambiente é  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$  e o coeficiente de película externo é  $40\text{ Kcal/h.m}^2.\text{ }^{\circ}\text{C}$ . O reator foi construído de aço inox ( $\varepsilon = 0,06$ ) com  $2\text{ m}$  de diâmetro e  $3\text{ m}$  de altura. Tendo em vista o alto fluxo de calor, deseja-se aplicar uma camada de isolante ( $k = 0,05\text{ kcal/h m}^2.\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $\varepsilon = 0,65$ ) para reduzir a transferência de calor a  $10\%$  da atual. Desconsiderando as resistências térmicas que não podem ser calculadas, pede-se :



- A taxa de calor antes da aplicação do isolamento;
- A parcela transferida por convecção após o isolamento e a espessura do isolante a ser usada nas novas condições sabendo-se que a temperatura externa do isolamento deve ser  $62\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

$$T_1 = 600^{\circ}\text{C} \quad T_2 = 27^{\circ}\text{C}$$
$$\varepsilon = 0,06(\text{inox}) \quad h = 40\text{ Kcal/h.m}^2.\text{ }^{\circ}\text{C}$$
$$L = 3\text{ m} \quad \varnothing = 2\text{ m} \Rightarrow r = 1\text{ m}$$

$$\sigma = 4,88 \times 10^{-8} \text{ kcal/h.m}^2.\text{k}^4$$

