



OPERAÇÕES

UNITÁRIAS II

AULA 3: TROCADORES DE CALOR. DIMENSIONAMENTO DE TROCADOR BITUBULAR E TUBO E CARÇAÇA.

Profa. Dra. Milena Martelli Tosi

TROCADORES DE CALOR

Escolha depende:

- **CUSTO GLOBAL**
- **REQUISITOS DO PROCESSO**
- **CARACTERÍSTICAS DO FLUIDO QUENTE/FRIO**
- **DESEMPENHO TÉRMICO**
- **PERDA DE CARGA**
- **FACILIDADE DE MANUTENÇÃO E LIMPEZA**
- **ESPAÇO OCUPADO, ...**

- Tipos mais comuns na indústria de alimentos:

- TC duplo tubo
- TC de superfície raspada
- TC de casco e tubos
- TC de placas

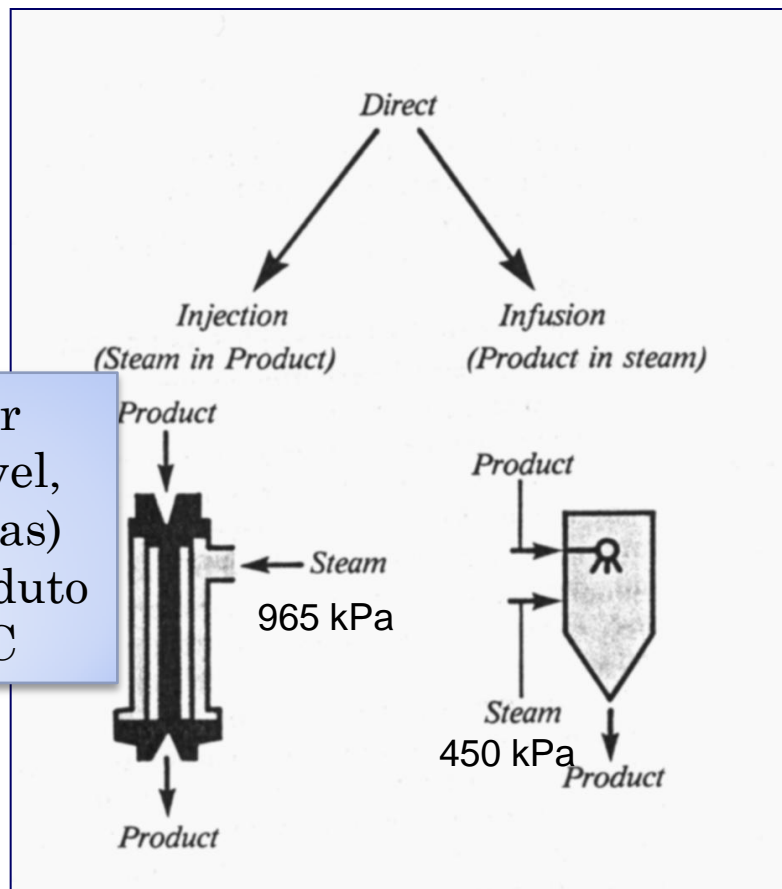
- Com contato
- **Sem contato**



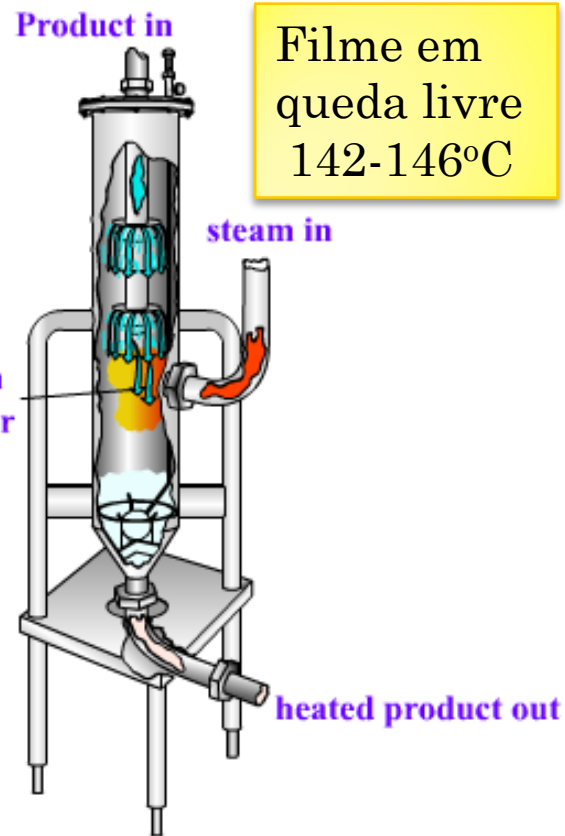
Tipos de Trocadores

1) Com contato

Injeção ou infusão de vapor



Vapor potável, (bolhas) - produto 150°C



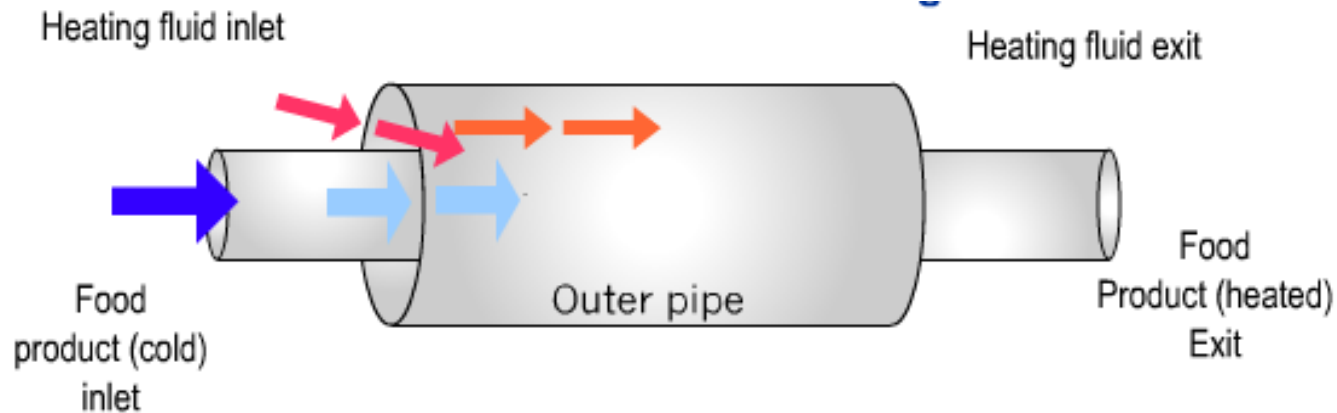
Filme em queda livre 142-146°C

Ex: cocção de vegetais, desodorização

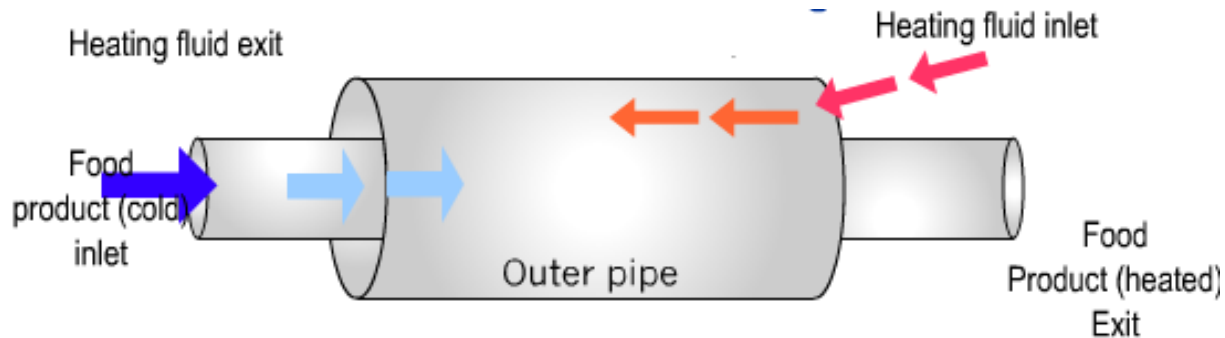


2) Sem contato

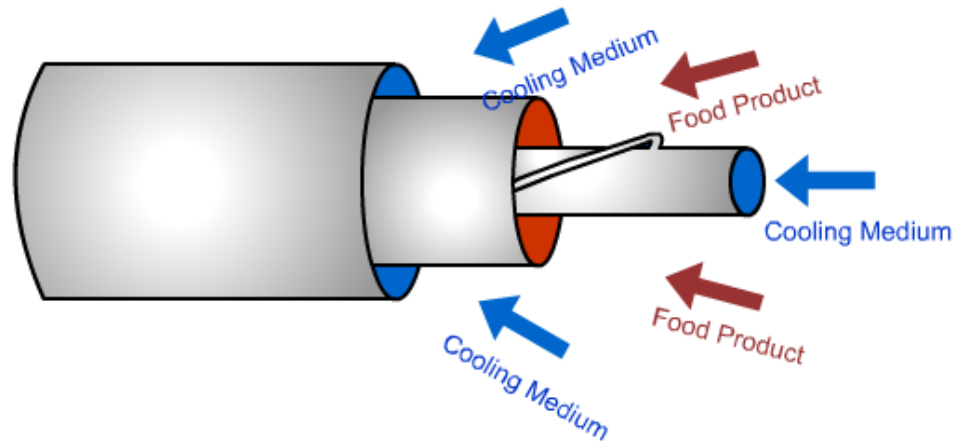
Trocador de Tubo Duplo (ou concêntricos) de correntes paralelas



Trocador de Tubo Duplo contracorrente



Trocador de tubo triplo



http://rpaulsingh.com/animations/triple_tube.html

TC tubo duplo

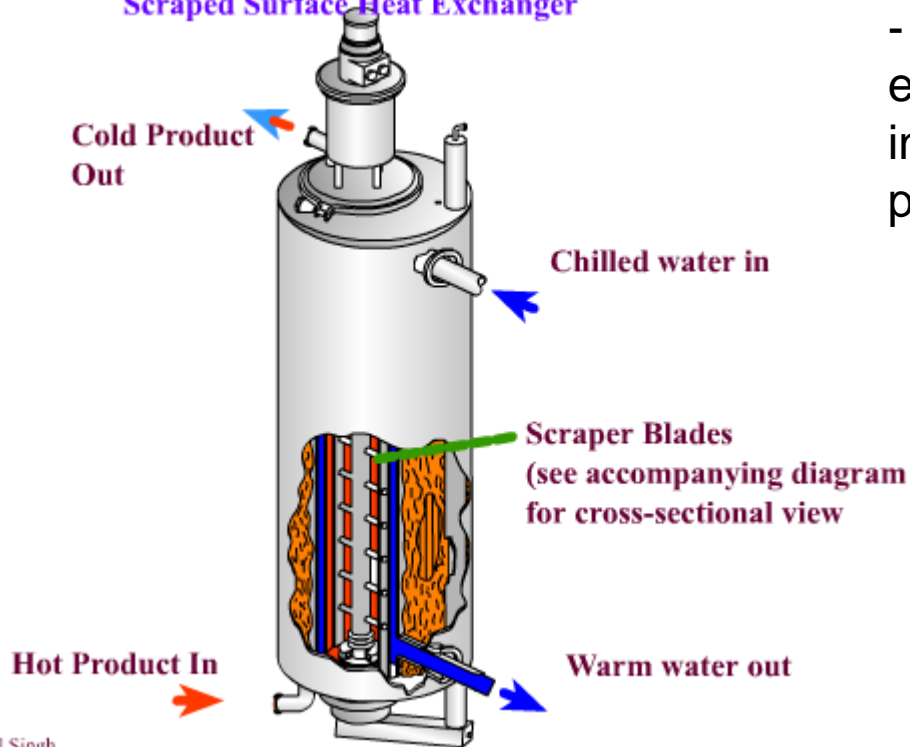
- São economicamente competitivos apenas em serviços cuja **área** de troca térmica requerida seja pequena (**menor que 20m²**) → n. excessivo de grampos
- Limpeza: mecânica é realizada a partir da desmontagem das curvas de conexão dos grampos e, com uso de escovas de aço (ineficiente para espaço anular). Para produtos alimentícios, recomendado que seja alocado no tubo interno.

TC tubo triplo

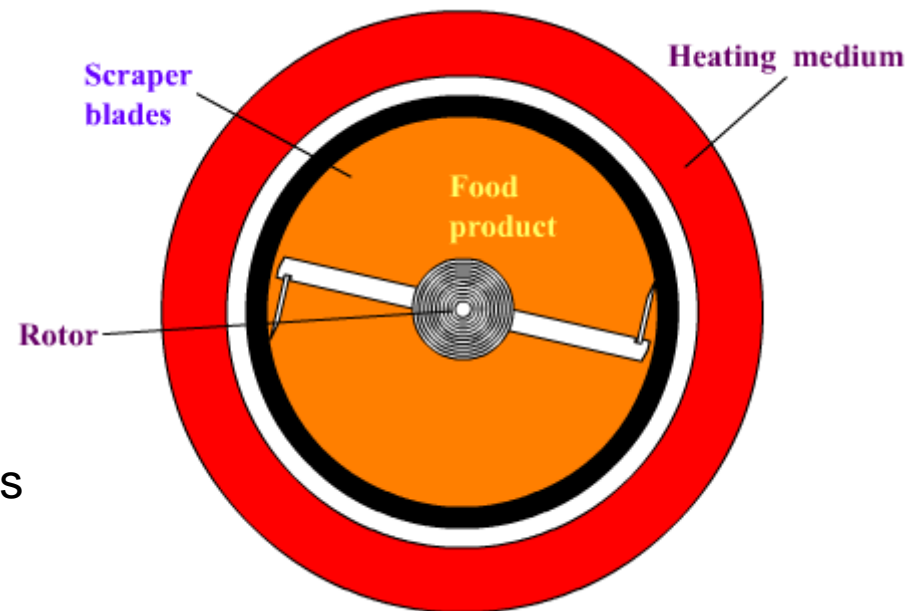
- Fluido de serviço (resfriamento ou aquecimento) circula internamente e espaço anular mais externo, enquanto fluido alimentício circula no espaço anular intermediário.

Trocador de superfície raspada

Scraped Surface Heat Exchanger



- Similares ao TC duplo tubo, diferencial está no eixo rotativo no centro do tubo interno → contém lâminas raspadoras que promovem a mistura do fluido no tubo.

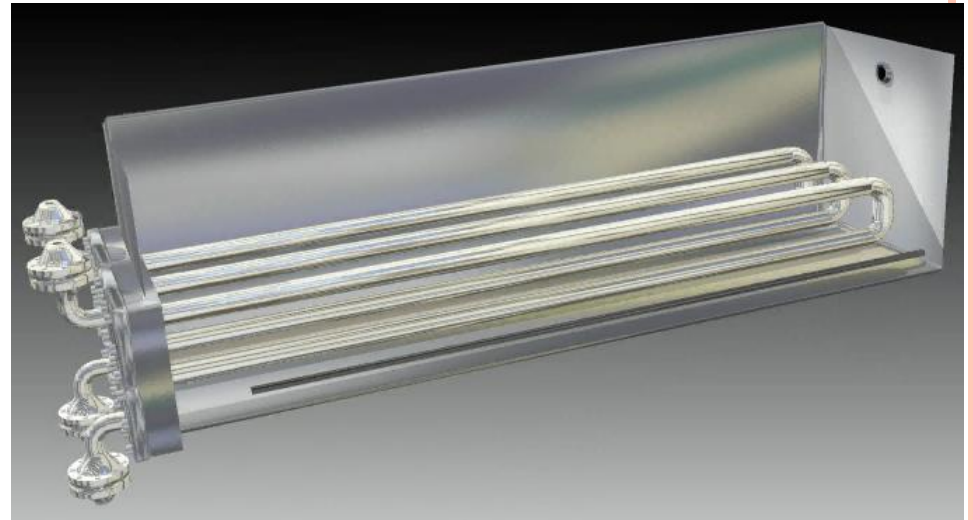
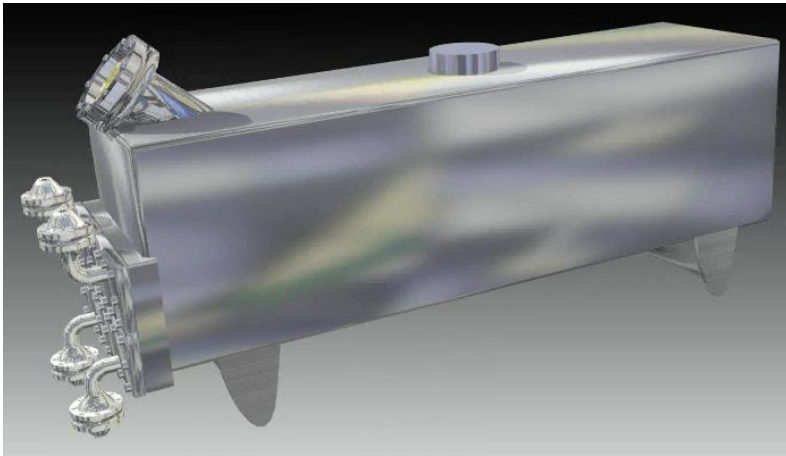


Cross-section of a scraped surface heat exchanger

- Recomendados para alimentos líquidos de média ou alta viscosidade como xaropes, chocolates, molhos, polpas de frutas ou carne processada.

Trocador de tubo e carcaça ou casco e tubos ou feixe tubular

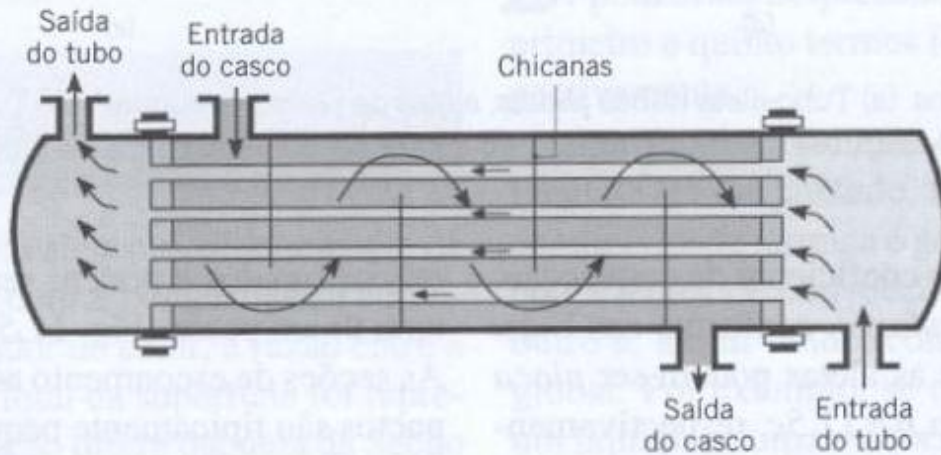
- Um feixe de tubos (pode ter mais de mil tubos), preso em disco conhecido como espelho, é envolto em um corpo cilíndrico, chamado de “casco”.
- Dentro do casco: uso de chicanas (placas que forçam o fluido a mudar de direção) → aumenta a turbulência (troca térmica).



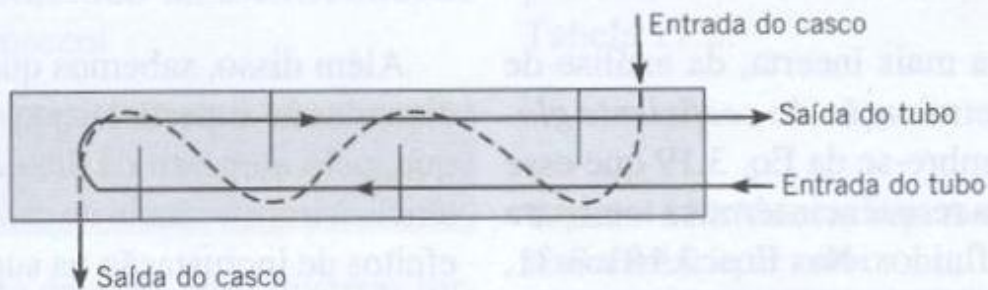


Heat Exchanger

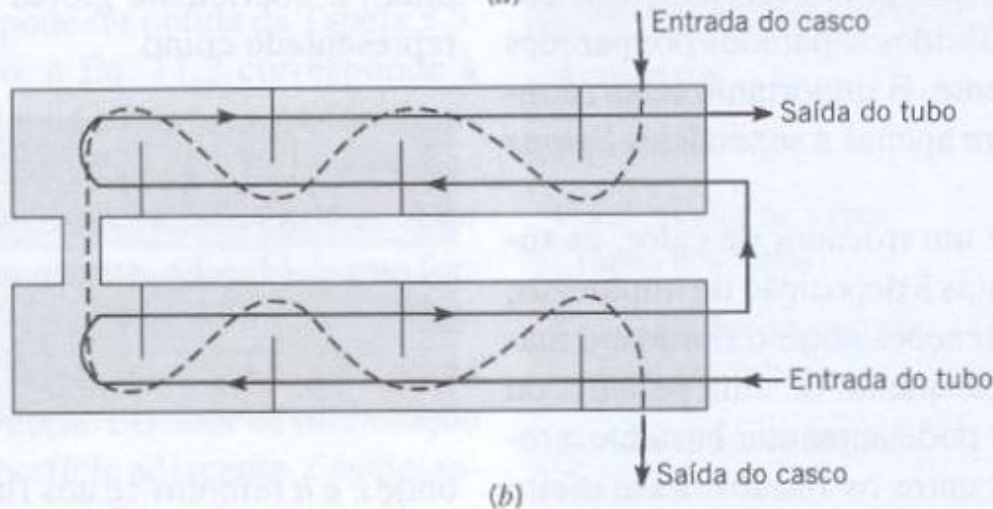




Trocador casco e tubos
 com um passe no casco e um
 passe no tubo;
 correntes cruzadas-contrárias

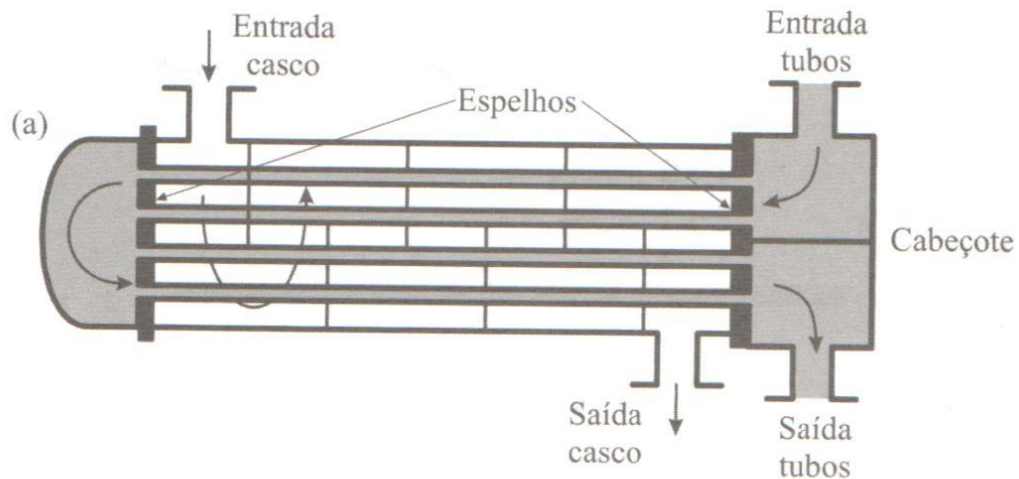


com um passe no casco e
 dois passes nos tubos



com dois passes no casco e
 quatro passes nos tubos

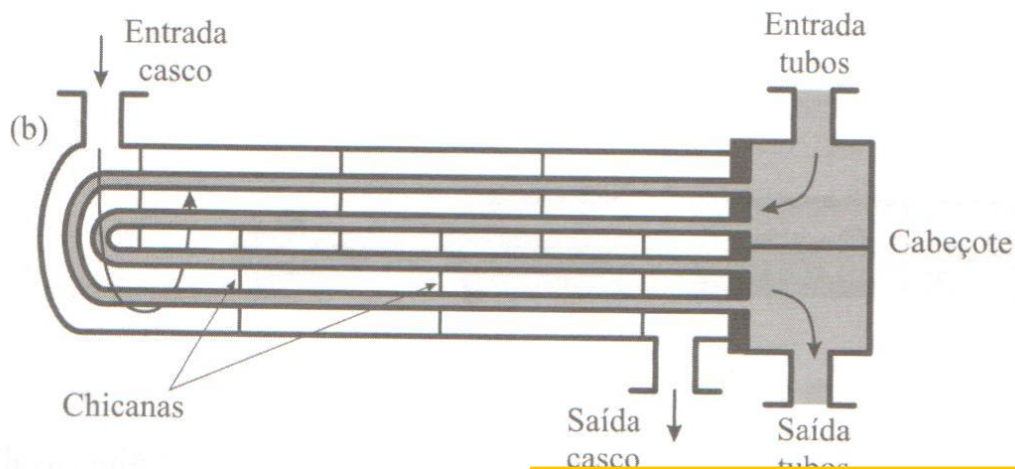




Epelhos fixos ao casco ou podem deslizar junto a um cabeçote flutuante (pode ser removido do casco para limpeza e manutenção)

\$

\$\$\$\$\$



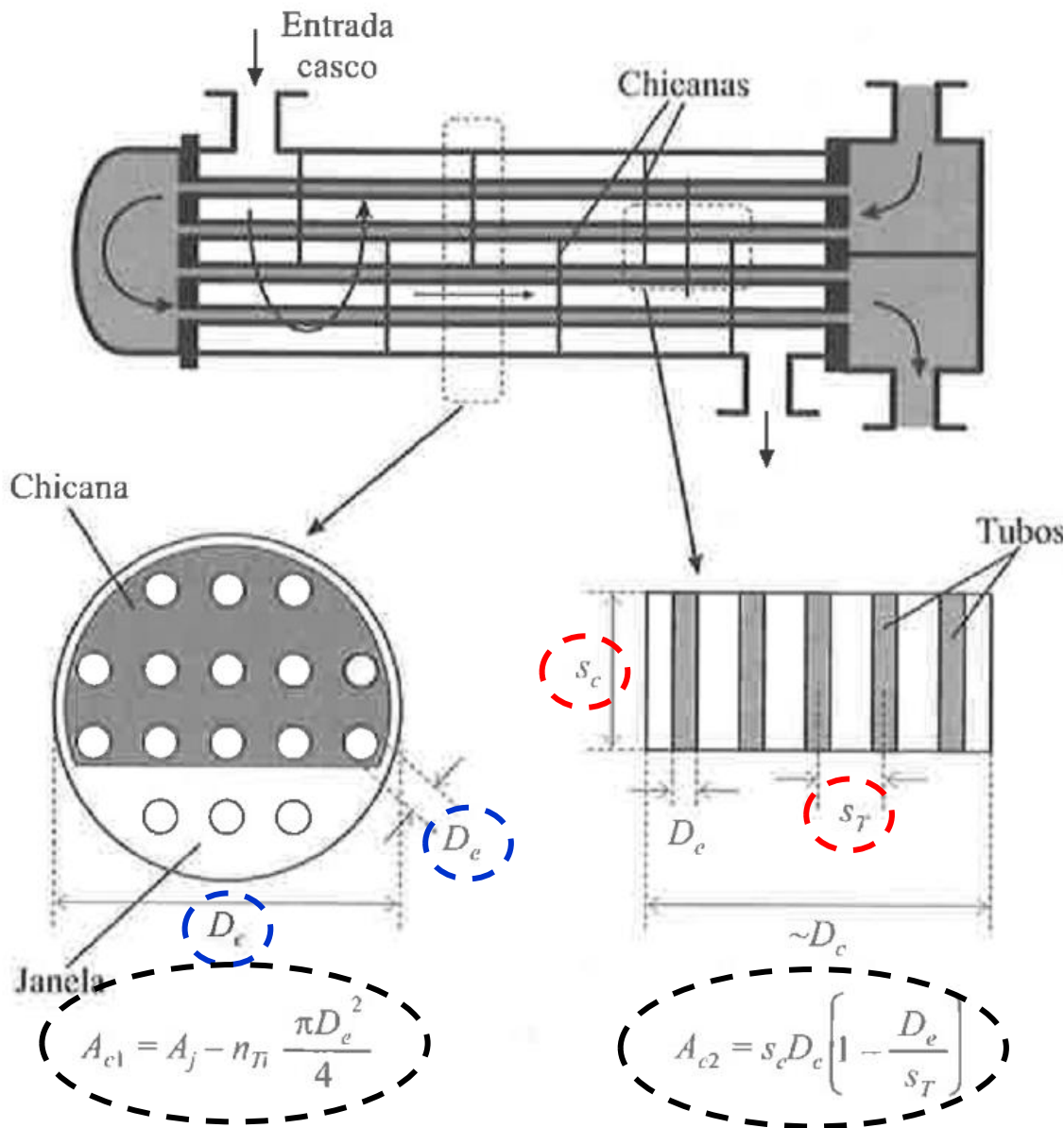
Feixe de tubos em U: tem apenas um espelho: tubos fazem uma curva de 180° na extremidade oposta (tubos podem ter ranhuras para aumentar turbulência)

\$\$\$

Passes: cada passagem do fluido pelo trocador $\frac{1}{2}$: um passe no casco e 2 passes nos tubos



Qual a área de troca térmica em um trocador de calor de casco e tubos??



$$A = n_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot L$$

$$A = n_T \cdot \pi \cdot D_e \cdot L$$

Principais dimensões de um trocador de calor de casco e tubos, em que :

D_c é o diâmetro interno do casco

D_e é o diâmetro externo de um tubo

s_T é o passo entre os centros dos tubos

s_c : passo entre as chicanas transversais

A_{c1} : área para escoamento na janela da chicana

A_{c2} área para escoamento cruzando o banco de tubos entre chicanas vizinhas

A_j : área da janela da chicana

n_T : número total de tubos

n_{Ti} : número de tubos que atravessam a janela

CÁLCULO DE “H”

ESCOAMENTO INTERNO

- Equações apresentadas na aula passada para escoamento laminar e turbulento no interior de tubos podem ser aplicadas, tendo dimensão característica $d=D_i$ (diâmetro interno do tubo)
- Para trocador de casco e tubos: na determinação do valor de Reynolds, deve-se ter atenção ao calcular a velocidade média no interior de um tubo, já que a vazão de alimentação (\dot{Q}) é dividida entre todos os tubos do passe

$$\bar{v} = \frac{\dot{Q}}{\left[\frac{n_T}{n_p} \left(\frac{\pi D_i^2}{4} \right) \right]}$$

Número de tubos por passe

Área transversal interna do tubo



CÁLCULO DE “H”

ESCOAMENTO INTERNO

Para trocador de casco e tubos: E os escoamento no interior do casco??

Externo aos tubos....

Na determinação do valor de Reynolds, a velocidade média do fluido no exterior dos tubos é calculada pela seguinte razão:

$$\bar{v} = \frac{\dot{Q}}{A_{gm}} = \frac{\dot{Q}}{\sqrt{A_{c1}A_{c2}}}$$

A_{c1} : área para escoamento na janela da chicana

A_{c2} área para escoamento cruzando o banco de tubos entre chicanas vizinhas

Média entre a área disponível para escoamento horizontal, paralelo as tubos, na janela de uma chicana (A_{c1}) e a área disponível para escoamento vertical, cruzando o banco de tubos, entre duas chicanas vizinhas (A_{c2})

TABELA 8.4 Resumo das correlações de convecção para escoamento em um tubo circular^{a,b,c}

CORRELAÇÃO		CONDIÇÕES
$f = 64/Re_D$	(8.19)	Laminar, plenamente desenvolvido
$Nu_D = 4,36$	(8.53)	Laminar, plenamente desenvolvido, q_s'' uniforme, $Pr \geq 0,6$
$Nu_D = 3,66$	(8.55)	Laminar, plenamente desenvolvido, T_s uniforme, $Pr \geq 0,6$
$\overline{Nu}_D = 3,66$ $+ \frac{0,0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0,04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$	(8.56)	Laminar, comprimento térmico de entrada ($Pr \geq 1$ ou um comprimento inicial não-aquecido), T_s uniforme
ou $\overline{Nu}_D = 1,86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$	(8.57)	Laminar, comprimento de entrada combinado $\{ [Re_D Pr / (L/D)]^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0,14} \} \geq 2$, T_s uniforme, $0,48 < Pr < 16.700$, $0,0044 < (\mu/\mu_s) < 9,75$
$f = 0,316 Re_D^{-1/4}$	(8.20a) ^e	Turbulento, plenamente desenvolvido, $Re_D \leq 2 \times 10^4$
$f = 0,184 Re_D^{-1/5}$	(8.20b) ^e	Turbulento, plenamente desenvolvido, $Re_D \geq 2 \times 10^4$
ou $f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2}$	(8.21) ^e	Turbulento, plenamente desenvolvido, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$
$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n$	(8.60) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10.000$, $(L/D) \geq 10$, $n = 0,4$ para $T_s > T_m$ e $n = 0,3$ para $T_s < T_m$
ou $Nu_D = 0,027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$	(8.61) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,7 \leq Pr \leq 16.700$, $Re_D \geq 10.000$, $(L/D) \geq 10$
ou $Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	(8.63) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,5 < Pr < 2000$, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = 4,82 + 0,0185(Re_D Pr)^{0,827}$	(8.65)	Metais líquidos, turbulento, plenamente desenvolvido, q_s'' uniforme, $3,6 \times 10^3 < Re_D < 9,05 \times 10^5$, $10^2 < Pe_D < 10^4$
$Nu_D = 5,0 + 0,025(Re_D Pr)^{0,8}$	(8.66)	Metais líquidos, turbulento, plenamente desenvolvido, T_s uniforme, $Pe_D > 100$

EQUAÇÃO BÁSICA DE PROJETO DE UM TROCADOR DE CALOR



BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA

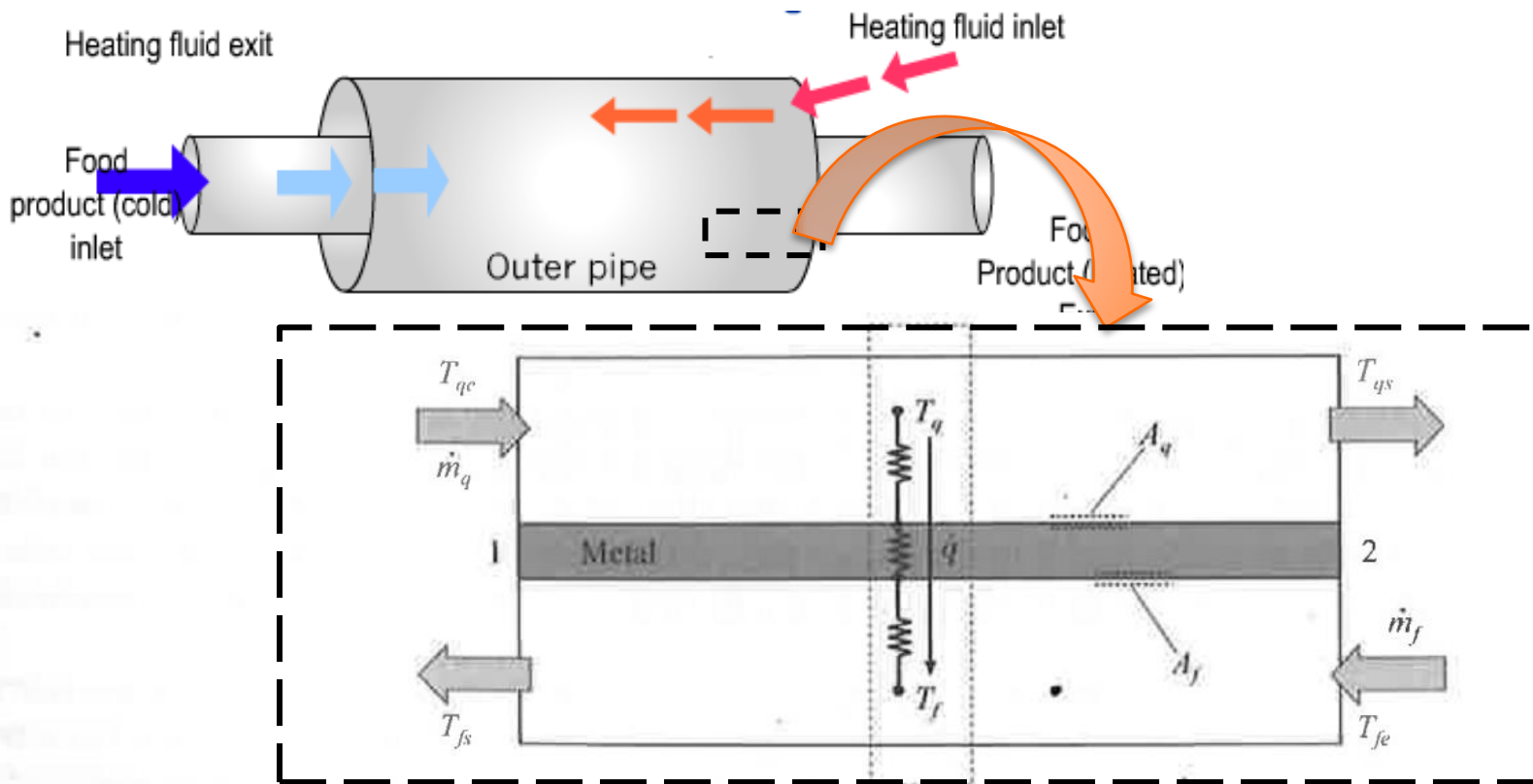


Figura 10.10 Representação do circuito térmico em um trocador de calor, com os fluidos escoando em contracorrente.

Taxa de entrada energia = Taxa de saída energia

BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA

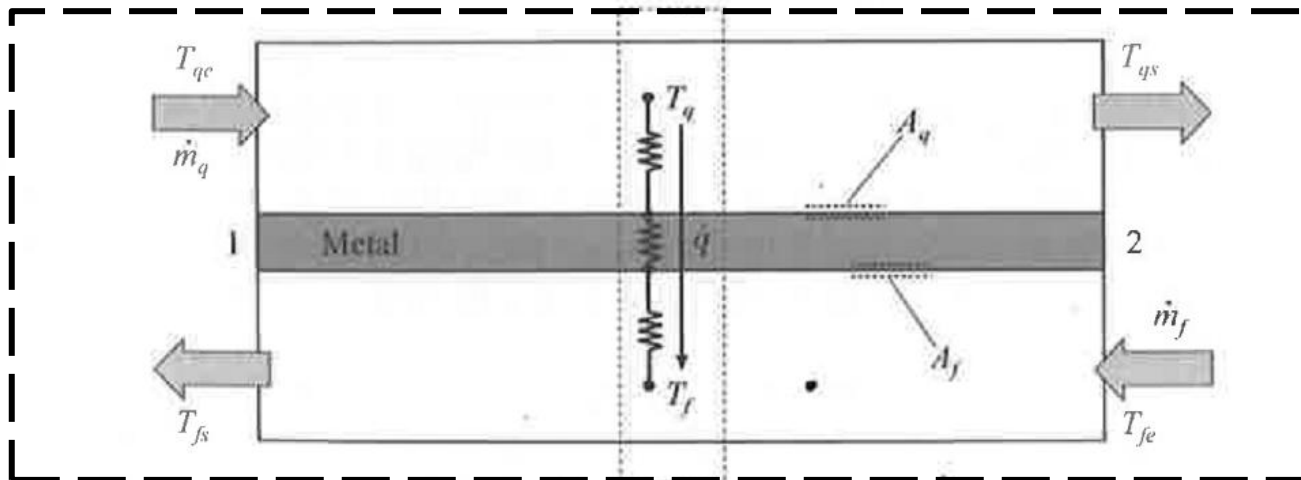


Figura 10.10 Representação do circuito térmico em um trocador de calor, com os fluidos escoando em contracorrente.

Em trocadores tubulares, as áreas de troca térmica nos lados quente (A_q) e frio (A_f) são diferentes:

- (1) Balanço de energia no lado do trocador onde escoa o fluido frio
 - (2) Balanço de energia no lado do trocador onde escoa o fluido quente
 - (3) Determinar o coeficiente global de troca térmica
- (2) Balanço de energia no lado do trocador onde escoa o fluido quente
 - (3) Determinar o coeficiente global de troca térmica



BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA

(1) Balanço de energia no lado do trocador onde escoo o fluido frio

$$\dot{q} = \dot{m}_f \cdot c_{pf} (T_{f,s} - T_{f,e}) = C_f (T_{f,s} - T_{f,e})$$

c_p : calor específico a pressão constante ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

m : vazão mássica do fluido ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

C_p : calor específico a pressão constante ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

Se houver mudança de estado:

$$\dot{q} + \dot{m}_f \cdot H_{fe} = \dot{m}_f \cdot H_{fs}$$

H_{fe} e H_{fs} : entalpias específicas do fluido frio na entrada e saída do trocador, respectivamente.



BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA

(2) Balanço de energia no lado do trocador onde escoia o fluido quente

$$\dot{q} = \dot{m}_q \cdot c_{pq} (T_{q,s} - T_{q,e}) = C_q (T_{q,s} - T_{q,e})$$

c_p : calor específico a pressão constante ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

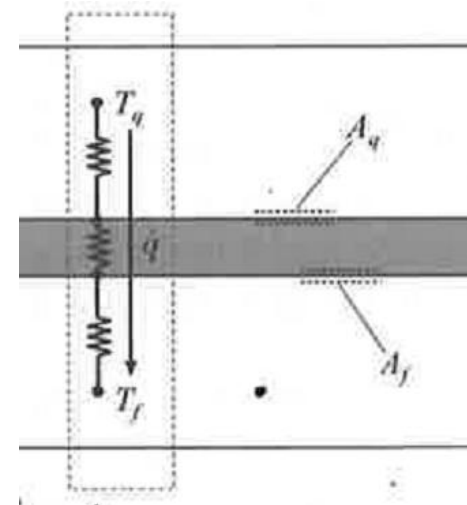
m : vazão mássica do fluido ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

C_p : calor específico a pressão constante ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

(3) Determinar o coeficiente global de troca térmica

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_q \cdot A_q} + \frac{e}{k_M \cdot \bar{A}_{ln}} + \frac{1}{h_f \cdot A_f}$$



FATOR DE INCRUSTAÇÃO



O COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR “SUJO”: U_S

- U (limpo) contempla as resistências térmicas dos fluidos quente e frio, e também da parede metálica

PROBLEMA: em um trocador operando, podem aparecer mais duas resistências à troca de calor → depósitos de materiais nas paredes do trocador (Incrustação), que dificultam o transporte de energia!!

$$\frac{1}{U_S \cdot A} = \frac{1}{h_q \cdot A_q} + \frac{R_{incq}}{A_q} + \frac{e}{k_M \cdot \bar{A}_{ln}} + \frac{R_{incf}}{A_f} + \frac{1}{h_f \cdot A_f}$$

Convecção interior Condução cilindro Convecção exterior

Fator de incrustação R_{inc} [K.m².W⁻¹]

Tabela 10.1 Fatores de incrustação recomendados para trocadores de calor de casco e tubos

FLUIDO	R_{inc} [$K \cdot m^2 \cdot W^{-1}$]
Água destilada	9×10^{-5}
Água de resfriamento (tratada) ou de poço	2×10^{-4}
Água dura ou de rio	5×10^{-4}
Água de cilindro de motores	2×10^{-4}
Óleos de lubrificação	2×10^{-4}
Óleos vegetais	5×10^{-4}
Solução de etilenoglicol ou de etanol	4×10^{-4}
Solução de cloreto de sódio	5×10^{-4}
Gasolina, nafta e querosene	4×10^{-4} a 5×10^{-4}
Líquidos refrigerantes	2×10^{-4}
Vapor de água (sem arraste de óleo)	9×10^{-5}
Vapores refrigerantes (com arraste de óleo)	4×10^{-4}

Fonte: Tema (1999).

Tabela 10.2 Fatores de incrustação recomendados para trocadores de calor de placas

FLUIDO	R_{inc} [$K \cdot m^2 \cdot W^{-1}$]
Água destilada	9×10^{-6}
Água mole	2×10^{-5}
Água de resfriamento (tratada)	3×10^{-5}
Água dura, de rio, de canal, de poço, do mar (costa) ou de estuário	4×10^{-5}
Água de cilindro de motores	5×10^{-5}
Óleos de lubrificação	2×10^{-5} a 4×10^{-5}
Óleos vegetais	2×10^{-5} a 5×10^{-5}
Solventes orgânicos	9×10^{-6} a 3×10^{-5}
Fluidos de processo, geral	9×10^{-6} a 5×10^{-5}

Fonte: Marriott (1971).



O COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

- Valores representativos para coeficientes globais de transferência de calor:

TABELA 11.2 Valores Representativos do Coeficiente Global de Transferência de Calor

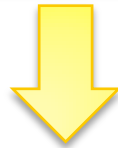
Combinação de Fluidos	U ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
Água — água	850-1.700
Água — óleo	110-350
Condensador de vapor d'água (água no interior dos tubos)	1.000-6.000
Condensador de amônia (água no interior dos tubos)	800-1.400
Condensador de álcool (água no interior dos tubos)	250-700
Trocador de calor com tubos aletados (água no interior dos tubos, ar em escoamento cruzado)	25-50



POTENCIAL TÉRMICO MÉDIO

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

Média logarítmica da diferença de Temperatura
(MLDT)

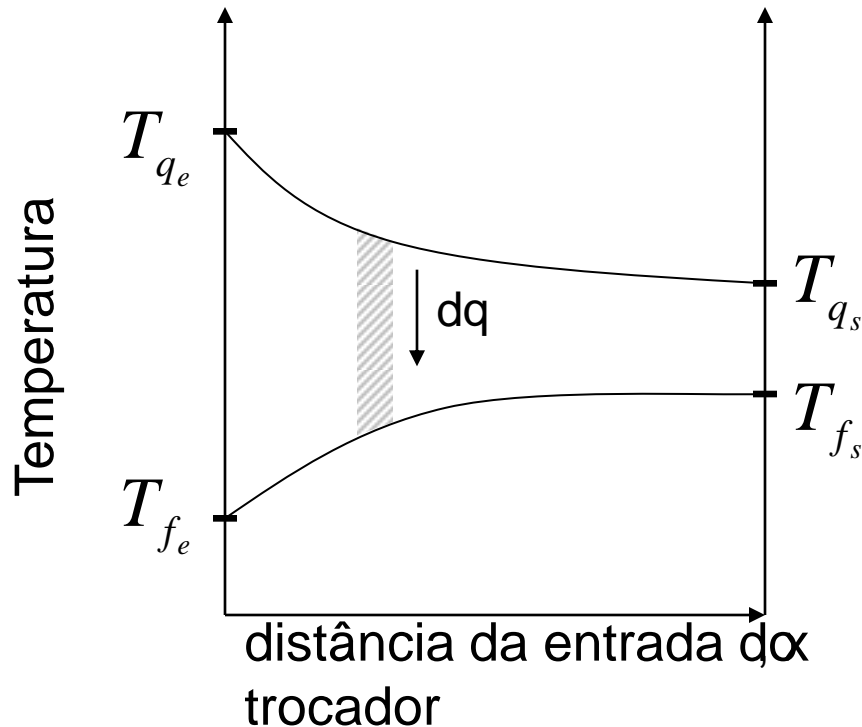


Depende do tipo de escoamento



Tipos de arranjo de escoamento

1) Paralelo: os dois fluidos entram do mesmo lado do equipamento e escoam paralelamente em direção à saída, transferindo calor ao longo do caminho.



q = fluido quente

f = fluido frio

e = entrada do trocador

s = saída do trocador

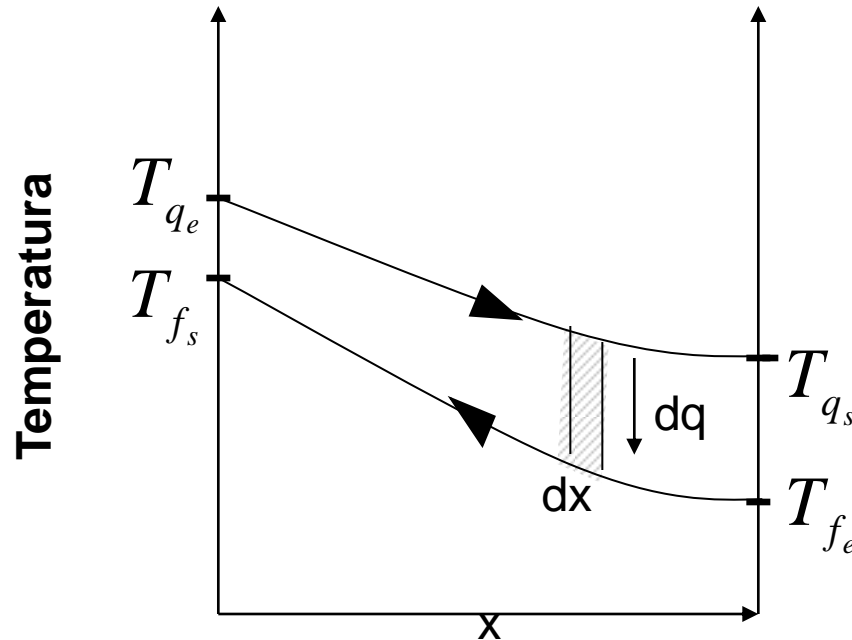
$$\Delta T_1 = T_{qe} - T_{fe}$$

$$\Delta T_2 = T_{qs} - T_{fs}$$

• ΔT é função de x

• $T_{fs} < T_{qs}$ sempre: do ponto de vista da transferência de calor este arranjo é desvantajoso; pode ser empregado no caso de produtos termolábeis para evitar superaquecimento

2) Contra-corrente: os dois fluidos entram em lados opostos do equipamento e escoam em contra-corrente.

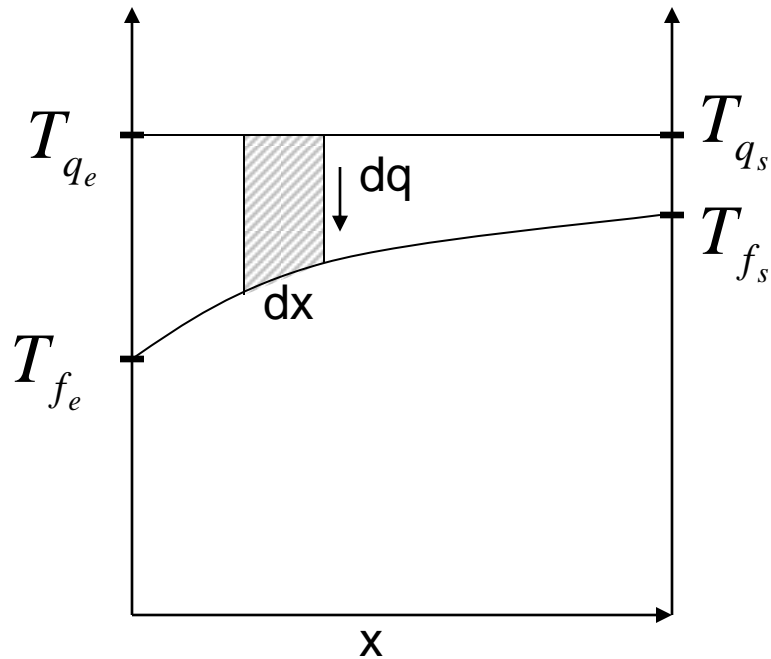


$$\Delta T_1 = T_{q_e} - T_{f_s}$$

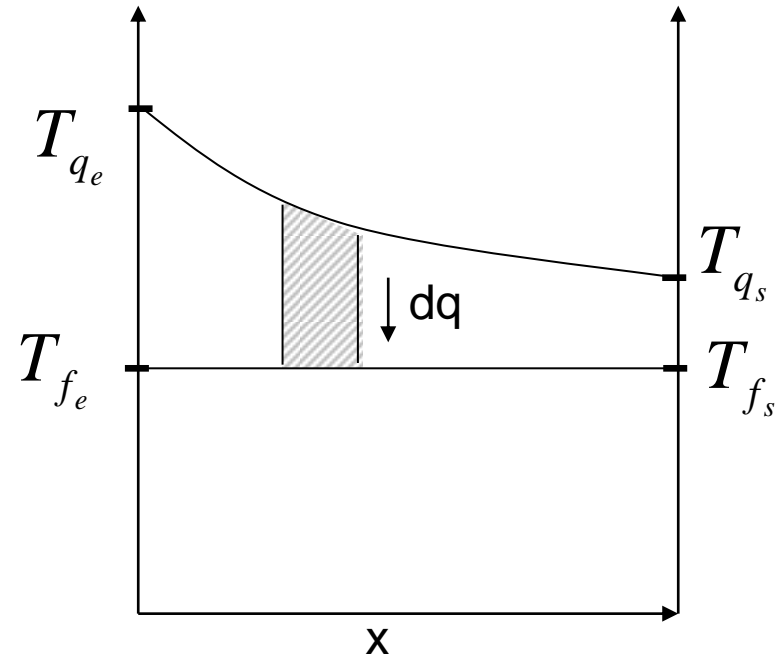
$$\Delta T_2 = T_{q_s} - T_{f_e}$$

- T_{fs} pode ser $> T_{qs}$: mais eficiente do ponto de vista da transferência de calor ;
- $(\Delta T_{\text{médio}})_{\text{contra-corrente}} > (\Delta T_{\text{médio}})_{\text{paralelo}}$: a mesma quantidade de calor (q) pode ser transferida em uma menor área de transferência no arranjo contra-corrente em comparação com o paralelo.

3) Quando há mudança de fase:



Condensação



Evaporação

**COMO DEFINIR UMA MÉDIA PARA
O POTENCIAL TÉRMICO???**

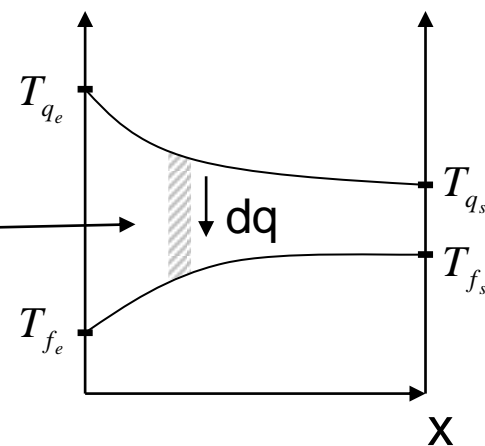


Para arranjo em paralelo

$$d\dot{q} = U \cdot (T_q - T_f) \cdot dA \quad (1)$$

$$d\dot{q} = \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot dT_f = -\dot{m}_q \cdot c_{pq} \cdot dT_q$$

Isolar em função de dq



\dot{m}_f : Vazão mássica do fluido quente, kg/h

c_{pf} : Calor específico do fluido quente, kcal/kg.°C

\dot{m}_q : Vazão mássica do fluido frio, kg/h

c_{pq} : Calor específico do fluido frio, kcal/kg.°C

$$dT_f = \frac{dq}{\dot{m}_f \cdot c_{pf}} \quad dT_q = -\frac{dq}{\dot{m}_q \cdot c_{pq}}$$

Subtraindo as duas equações ($dT_q - dT_f$):

$$d(T_q - T_f) = -dq \left[\frac{1}{\dot{m}_q \cdot c_{pq}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_{pf}} \right] \quad (2)$$

Substituindo dq da eq. (1) na eq (2):

Substituindo dq da eq. (1) na eq (2):

$$d(T_q - T_f) = -U \cdot (T_q - T_f) \cdot dA \cdot \left[\frac{1}{\dot{m}_q \cdot c_q} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_f} \right]$$

Integrar de ΔT_1 a ΔT_2 e de 0 a A , sendo $\Delta T = T_q - T_f$:

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d(\Delta T)}{(\Delta T)} = -U \cdot \left[\frac{1}{\dot{m}_q \cdot c_q} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_f} \right] \cdot \int_0^A dA$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -U \cdot A \cdot \left[\frac{1}{\dot{m}_q \cdot c_q} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_f} \right]$$

$$\dot{m}_q \cdot c_q \cdot (T_{q_e} - T_{q_s}) = q$$

$$\dot{m}_f \cdot c_f \cdot (T_{f_s} - T_{f_e}) = q$$



$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -U.A \left[\frac{(T_{q_e} - T_{q_s}) + (T_{f_s} - T_{f_e})}{q} \right]$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -\frac{U.A}{q} \left[\underset{\Delta T_1}{\parallel} (T_{q_e} - T_{f_e}) - \underset{\Delta T_2}{\parallel} (T_{q_s} - T_{f_s}) \right] = -\frac{U.A}{q} \cdot [\Delta T_1 - \Delta T_2]$$

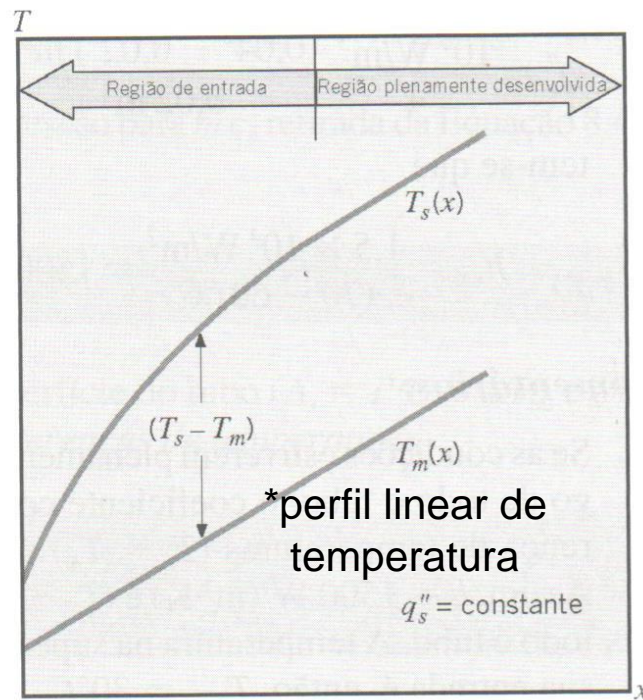
$$q = U.A \cdot \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$\dot{q} = U.A \Delta T_m$$

Média logarítmica da diferença de Temperatura
(MLDT)

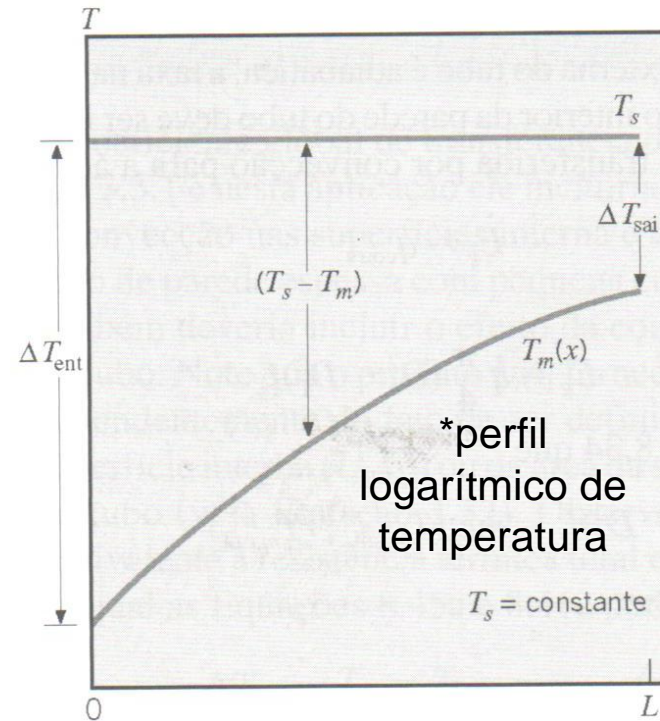
ESCOAMENTO INTERNO

(*TEMPERATURA DO FLUIDO*)



(a)

Fluxo de calor constante



(b)

Temperatura superfície constante



EXEMPLO 1: *FLUXO DE CALOR CONSTANTE*

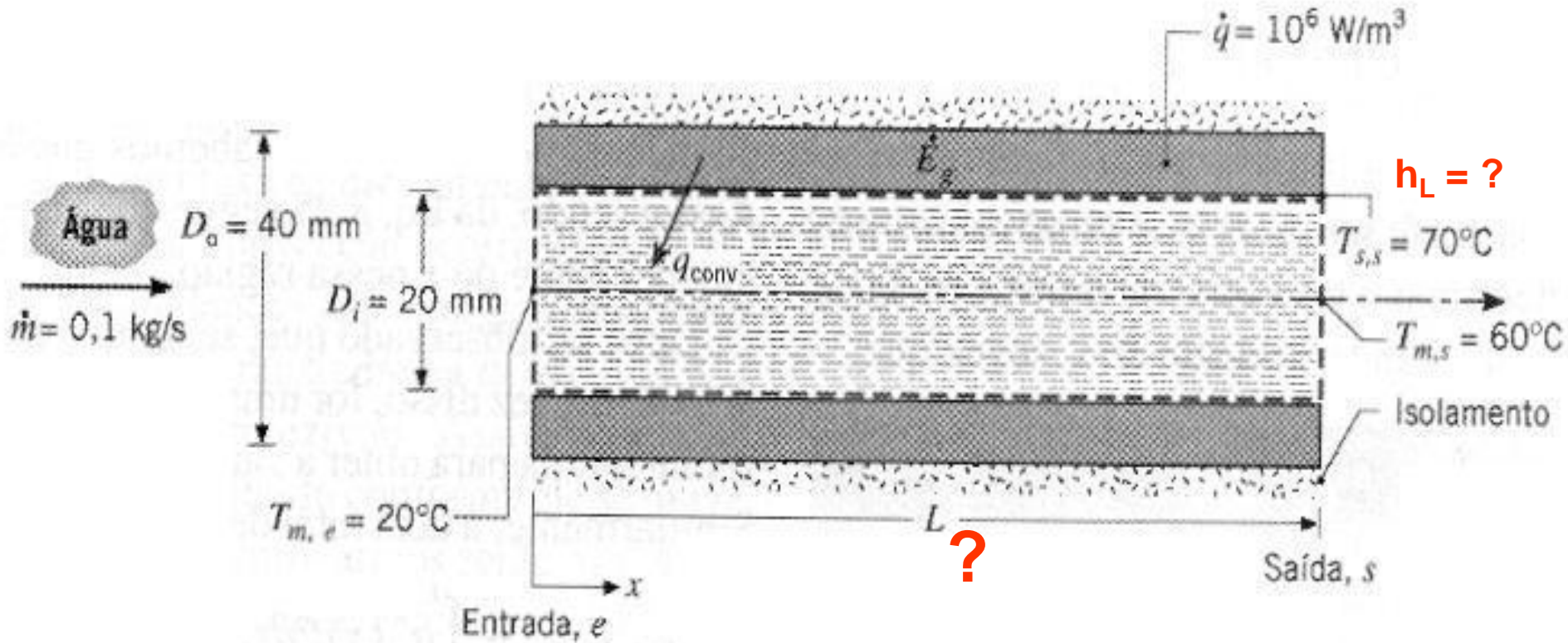
Um sistema para aquecer água de 20°C até 60°C envolve a passagem de água através de um tubo de parede espessa, com diâmetros interno e externo de 20 e 40 mm, respectivamente. A superfície externa do tubo encontra-se isolada e o aquecimento elétrico no interior da parede proporciona um fluxo de geração uniforme $q=10^6\text{W/m}^3$.

1. Para uma vazão mássica de água igual a 0,1 kg/s, qual deve ser o comprimento do tubo para que a T de saída desejada seja alcançada?
2. Se a T da superfície interna do tubo em sua saída for $T_s=70^\circ\text{C}$, qual será o coeficiente de transferência de calor por convecção local na saída do tubo?

$$c_p = 4178\text{J} / \text{kg} \cdot \text{K}$$



EXEMPLO 1: *FLUXO DE CALOR CONSTANTE*



Sendo:

$$\dot{E}_g = q_{\text{conv}}$$

$$\dot{E}_g = \dot{q} \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) L$$

EXEMPLO 2:

Uma empresa tem disponível um trocador de calor de duplo tubo contracorrente de 15 m de comprimento. Neste sistema, o fluido quente utilizado é água a 97°C com vazão de 2,0 m³/h (no ânulo do trocador). O diâmetro externo do tubo onde escoa o alimento (tubo interno) é de 2,5 cm e a espessura da parede de 3,0 mm. Verifique se este equipamento possui dimensões corretas para o aquecimento de óleo de soja (vazão de 0,2 kg.s⁻¹) de 30 a 80°C.

Adote como coeficiente global de troca térmica $U = 600 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$ para o trocador limpo. Os fatores de incrustação são conhecidos:

- Para o óleo: $R_{incf} = 5 \times 10^{-4} \text{ K.m}^2.\text{W}^{-1}$
- Para a água: $R_{incf} = 2 \times 10^{-4} \text{ K.m}^2.\text{W}^{-1}$



Tabela 9.3 Calor específico médio (C_p) de alguns alimentos (temperatura entre 0 °C e 100 °C, a não ser quando indicado)

ALIMENTO	C_p [kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	CONDIÇÕES
Batata	3,52	$X_w = 0,75$
	3,64	$X_w = 0,80$ (cozida)
	1,93	$27 \leq T \leq 66$ °C, $X_w = 0,08$ (seca)
Banana (polpa)	3,39	$20 \leq T \leq 40$ °C, $X_w = 0,756$
Ameixa	3,51	$X_w = 0,77$ (fresca)
	2,22 a 2,47	$0,28 \leq X_w \leq 0,35$ (seca)
Suco de laranja	3,93	$T = 20$ °C
	2,55	$T = -20$ °C (congelado)
Margarina	1,76 a 2,09	$0,09 \leq X_w \leq 0,15$
Óleo de soja	1,87	$T = 1$ °C
	2,13	$T = 100$ °C
Leite desnatado	3,98 a 4,02	$X_w = 0,91$
Manteiga	2,05 a 2,13	$0,14 \leq X_w \leq 0,16$
Clara de ovo	3,85	$X_w = 0,87$
Massa de pão	1,88 a 2,18	-
Carne vermelha (bife)	3,56	$T = 20$ °C (fresca)
	1,93	$T = -40$ °C (congelada)
Carne vermelha (bife)	3,43	$X_w = 0,72$
Carne vermelha (gordura)	2,89	$X_w = 0,51$
Carne de peixe	3,60	$X_w = 0,80$ (fresca)
	3,01	$X_w = 0,60$ (frita)
	1,72 a 1,84	$0,16 \leq X_w \leq 0,20$ (seca e salgada)
Camarão	3,56	$T = 21$ °C
	1,67	$T = -40$ °C (congelado)

Fonte: Rahman (2009).

Equations to Calculate Thermal Properties of Water and Ice

Temperature Functions^a

Water	$k_A = 0.57109 + 1.7625 \times 10^{-3} T - 6.7036 \times 10^{-6} T^2$	(W/m·°C)
	$\alpha_A = [0.13168 + 6.2477 \times 10^{-4} T - 2.4022 \times 10^{-6} T^2] \cdot 10^{-6}$	(m ² /s)
	$\rho_A = 997.18 + 3.1439 \times 10^{-3} T - 3.7574 \times 10^{-3} T^2$	(kg/m ³)
	$\hat{C}_{PA1} = 4.0817 - 5.3062 \times 10^{-3} T + 9.9516 \times 10^{-4} T^2$	(kJ/kg·°C)
	$\hat{C}_{PA2} = 4.1762 - 9.0864 \times 10^{-5} T + 5.4731 \times 10^{-6} T^2$	(kJ/kg·°C)
Ice	$k_H = 2.2196 - 6.2489 \times 10^{-3} T + 1.0154 \times 10^{-4} T^2$	(W/m·°C)
	$\alpha_H = [1.1756 - 6.0833 \times 10^{-3} T + 9.5037 \times 10^{-5} T^2] \times 10^{-6}$	(m ² /s)
	$\rho_H = 916.89 - 0.13071 T$	(kg/m ³)
	$\hat{C}_{PH} = 2.0623 + 6.0769 \times 10^{-3} T$	(kJ/kg·°C)

^a \hat{C}_{PA1} = For a temperature range between -40 and 0°C.

\hat{C}_{PA2} = For a temperature range between 0 and 150°C.

Source: Choi and Okos (1986b).



Próxima aula...

POTENCIAL TÉRMICO MÉDIO

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

Média logarítmica da diferença de Temperatura
(MLDT)



Depende do tipo de escoamento

Casco e tubo com mais de um passe???
Paralelo ou Contracorrente???

