Trocadores de calor

Prof. Alexei Essiptchouk

Dep. Engenharia Ambiental
Instituto de Ciência e Tecnologia
Universidade Estadual Paulista
“Júlio de Mesquita Filho”

Introdução

Trocador de calor – o dispositivo utilizado para implementar o processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a temperaturas diferentes e se encontram separados por uma parede

Aplicações

- Aquecimento de ambientes,
- Condicionamento de ar,
- Produção da energia,
- Recuperação de calor em processos, etc.

Introdução

Classificação

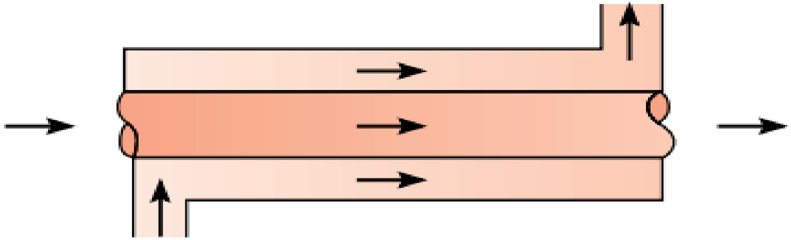
Configuração do escoamento

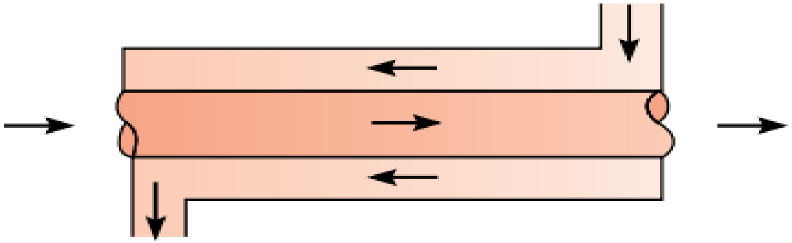
- Paralelo
- Contracorrente

Tipos de construção

- Tubo concêntrico (ou tubo duplo) – escoamento paralelo ou contracorrente
- Casco e tubos
- Correntes cruzados

Tubos concêntricos

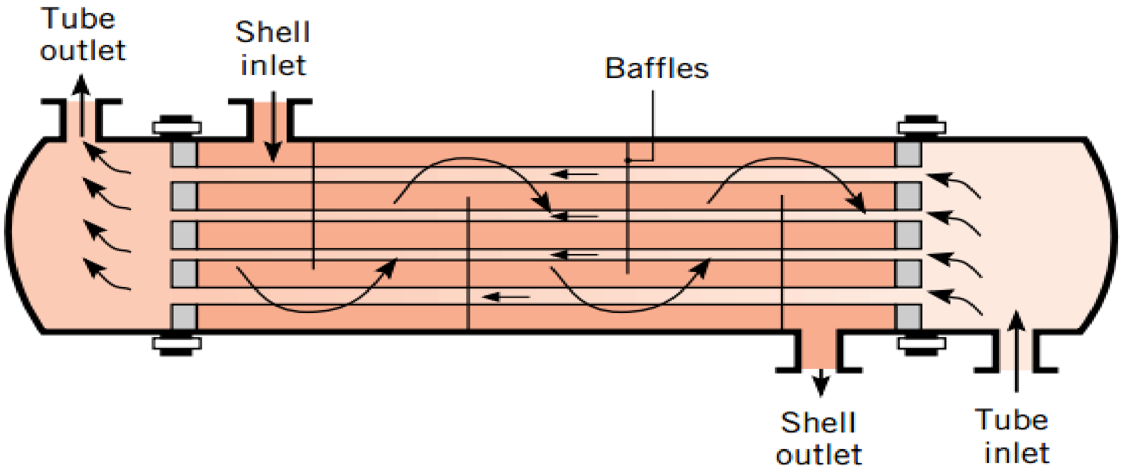




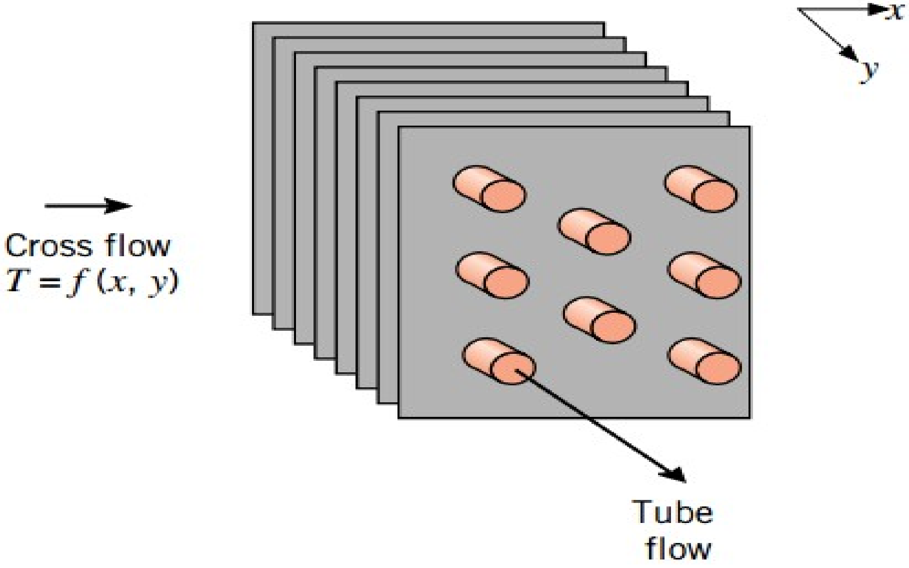
Escoamentos: paralelo

contracorrente

Casco e tubo: modo de operação correntes cruzadas e escoamento em contracorrente



Correntes cruzadas



Coeficiente global de transferência de calor

Uma etapa essencial e a mais imprecisa – determinação do coeficiente global de transferência de calor.

Para uma parede

$$\frac{1}{U\,A}=R_{conv,q}+R_p+R_{conv,f}=\left(\frac{1}{h\,A}\right)_q+R_p+\left(\frac{1}{h\,A}\right)_f$$

Calculo do produto *UA* pode ser baseado no *lado quente* ou no *lado frio*, pois

$$\frac{1}{U\,A}=\frac{1}{U_q\,A_q}=\frac{1}{U_f\,A_f}$$

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado conhecendo

- Coeficientes de convecção (do lado frio e quente)
- Fatores de deposição
- Parâmetros geométricos apropriados

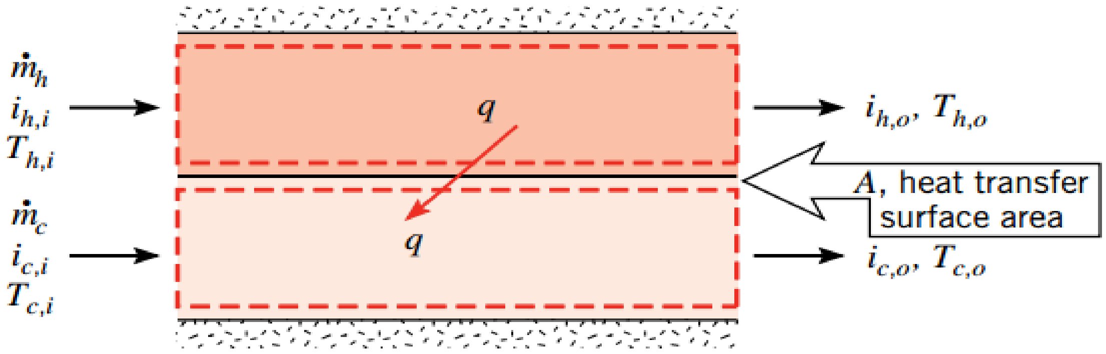
Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor

Combinação de Fluidos	U (W/(m^2 · K))
Água para água	850–1700
Água para óleo	110–350
Condensador de vapor d'água (água nos tubos)	1000–6000
Condensador de amônia (água nos tubos)	800–1400
Condensador de álcool (água nos tubos)	250–700
Trocador de calor com tubos aletados (água nos tubos, ar em escoamento cruzado)	25–50

Para trocadores entre líquido-gás ou líquido-vapor em ebulição ou condensação o coeficiente de convecção h do lado do gás é muito menor → instalam aletas

Analise de trocador de calor

Balanço de energia para fluidos



- Regime permanente,
- Variação E_{cin} e E_{pot} – desprezível
- Trabalho no eixo =zero
- Perdas térmicas para ambiente = zero
- Calor específico C_p = const
- Coeficiente global U = const

$$q=\dot{m}_h c_{p,h}(T_{h,i}-T_{h,o})=C_h(T_{h,i}-T_{h,o})$$

$$q=\dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,o}-T_{c,i})=C_c(T_{c,o}-T_{c,i})$$

C_h e C_c – taxas de capacidade calorífica, W/K

As equações são independentes da configuração do escoamento, do tipo de trocador, das dimensões físicas.

Taxa por convecção

Introduzimos a diferença da temperatura entre fluido quente e frio

$$\Delta T \equiv T_h - T_c$$

A equação da taxa de convecção

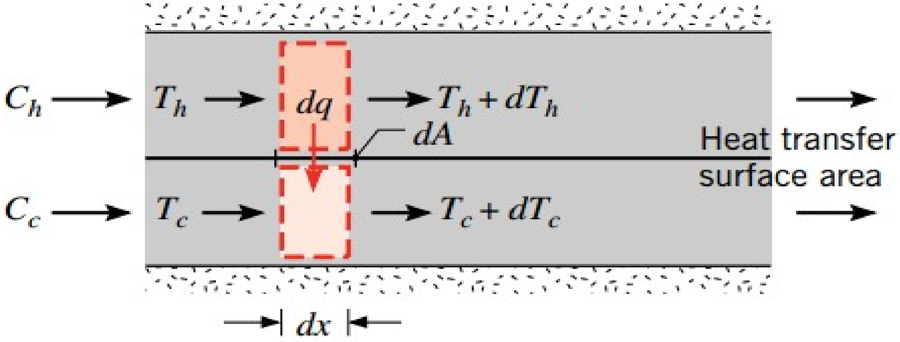
$$q = U\, A\, \Delta T_m$$

U – é o coeficiente global de transferência de calor por convecção

ΔT_m é uma média diferença de temperatura e A é área de superfície pela troca de calor

Trocador de calor com escoamento paralelo

Trocador de calor com escoamento paralelo



$$dq = -\dot{m}_q c_{p,q} dT_q = -C_q dT_q$$

$$dq = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f = C_f dT_f$$

C_h e C_c – taxas de capacidade calorífica

$$dq = U \Delta T \, dA$$

$\Delta T \equiv T_q - T_f$ Diferença de temperatura local

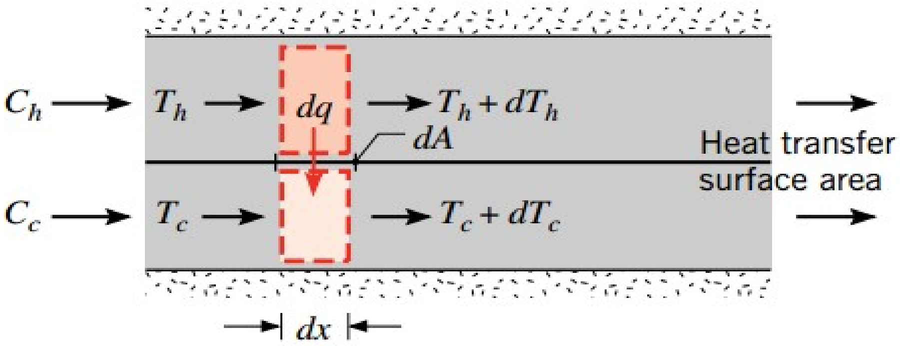
$$d(\Delta T) = dT_q - dT_f$$

$$d(\Delta T) = -dq\left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f}\right) = -U \Delta T \, dA\left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f}\right)$$

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U\left(\frac{1}{C_q} - \frac{1}{C_f}\right)\int_1^2 dA$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA\left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f}\right)$$

Trocador de calor com escoamento paralelo

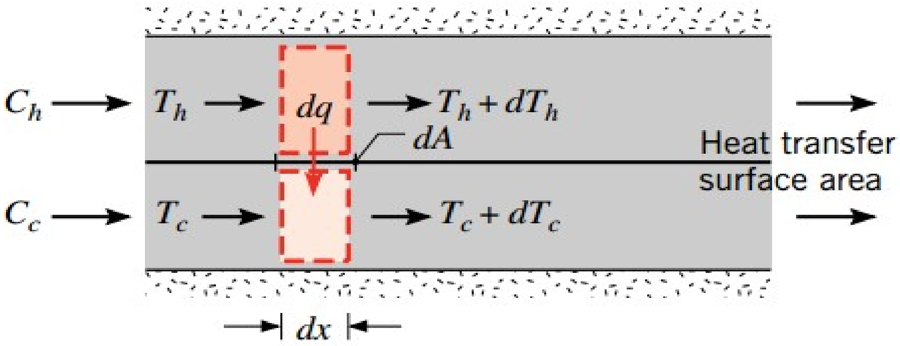


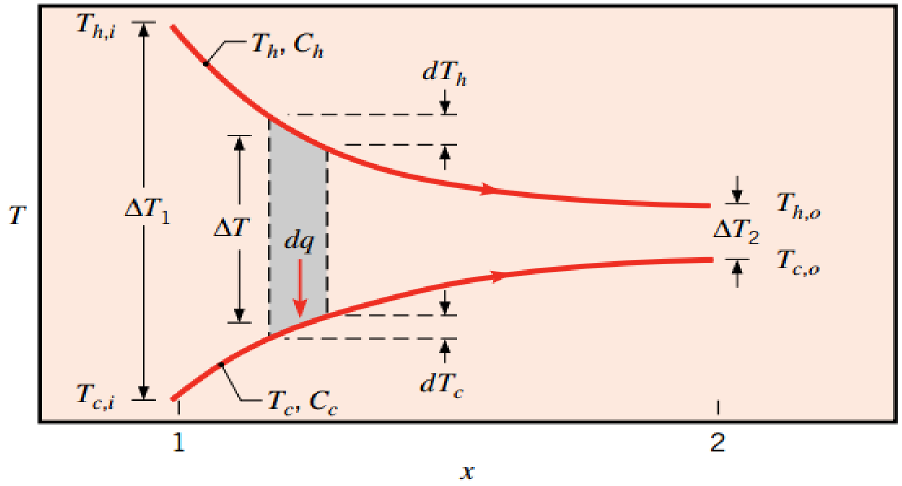
$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -\frac{UA}{q}\left(\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,s}\right)\right)$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA\left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f}\right)$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA\left(\frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{q} + \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{q}\right)$$

Trocador de calor com escoamento paralelo





$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -\frac{UA}{q}\left(\left(T_{q,e} - T_{f,e}\right) - \left(T_{q,s} - T_{f,s}\right)\right)$$

$$\boxed{q = UA\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = UA\,\Delta T_{lm}}$$

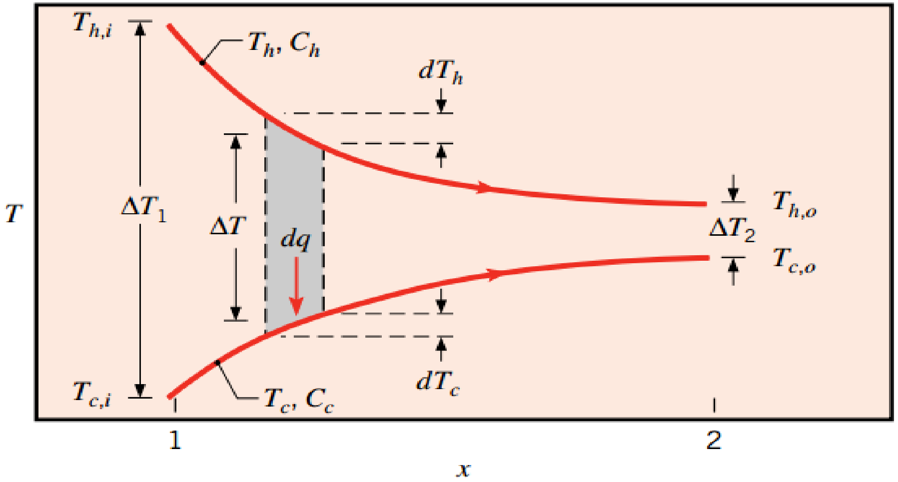
Média logarítmica da diferença de temperatura

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Temperaturas das extremidades

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,e} \qquad \Delta T_2 = T_{q,s} - T_{q,e}$$

Trocador de calor com escoamento paralelo

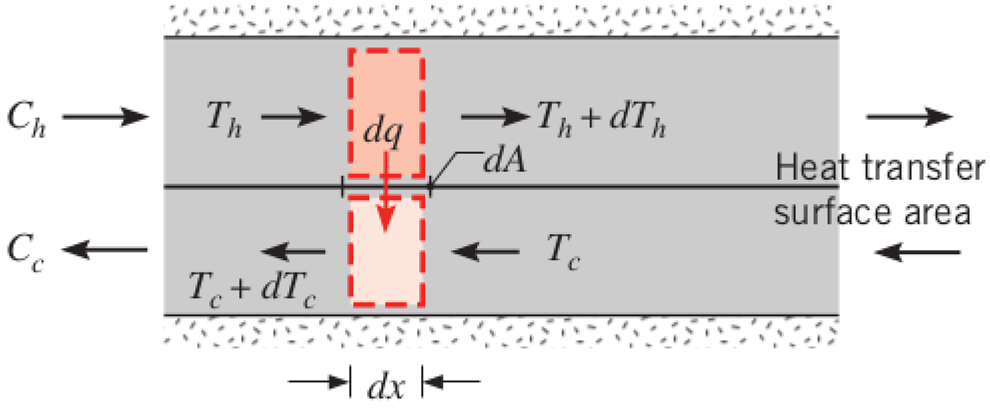


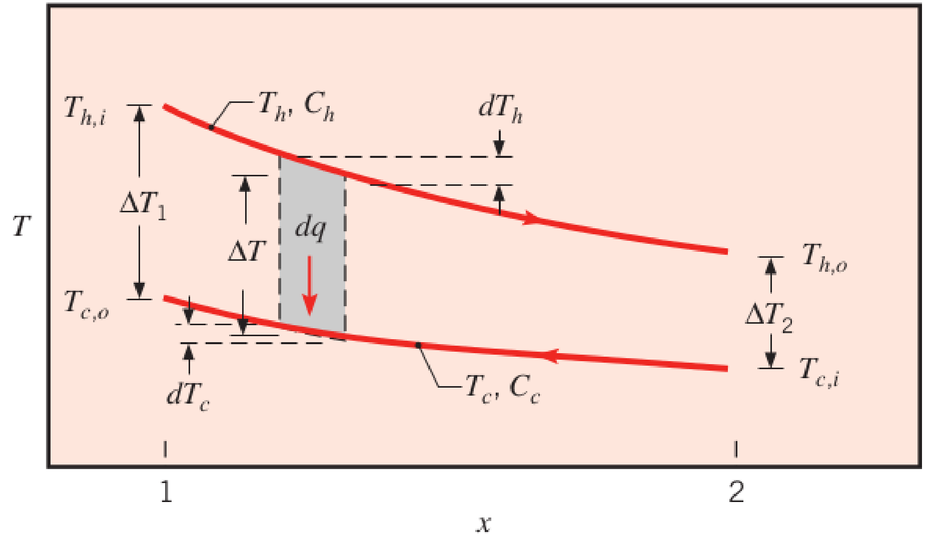
O resultado similar ao transferência de calor entre o fluído escoando e uma superfície com temperatura constante

$$\boxed{q = UA\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\dfrac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = UA\,\Delta T_{lm}}$$

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,e} \qquad \Delta T_2 = T_{q,s} - T_{q,e}$$

Trocador de calor com escoamento contracorrente



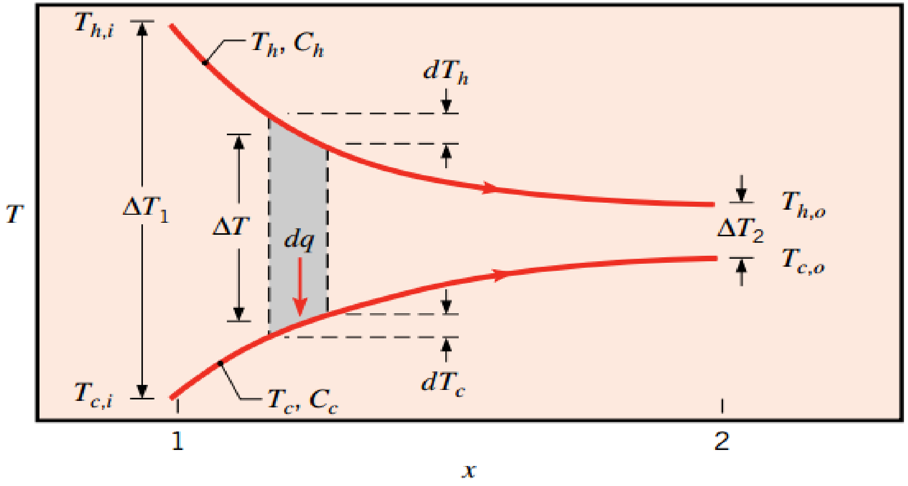


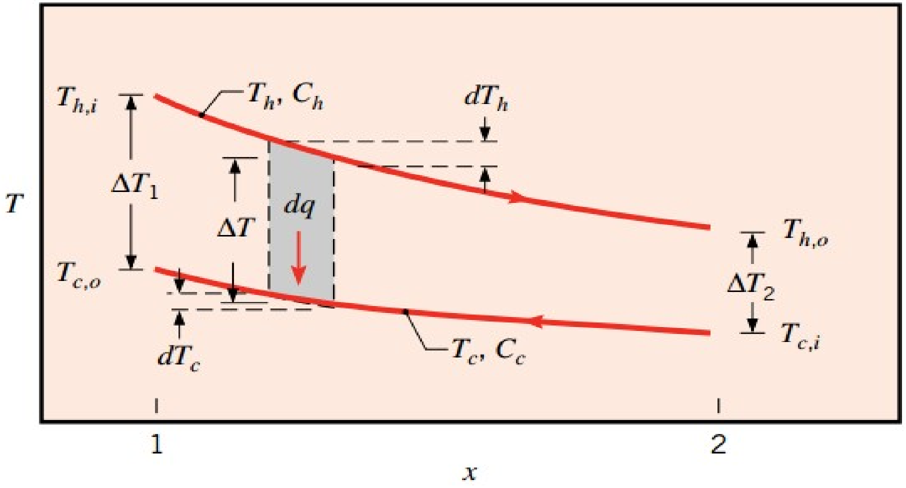
Aplica-se a mesma formula

$$\boxed{q = UA\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = UA\,\Delta T_{lm}}$$

Com a diferença de temperatura local definida como

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \qquad \Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$$





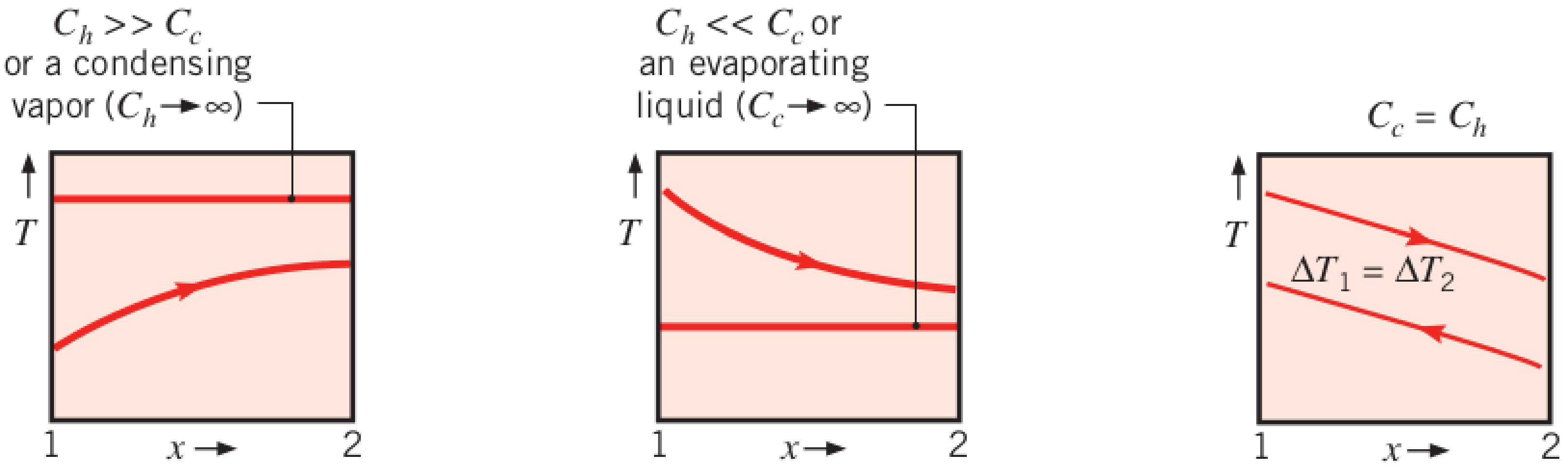
- A média logarítmica pra trocador contracorrente é maior que o paralelo

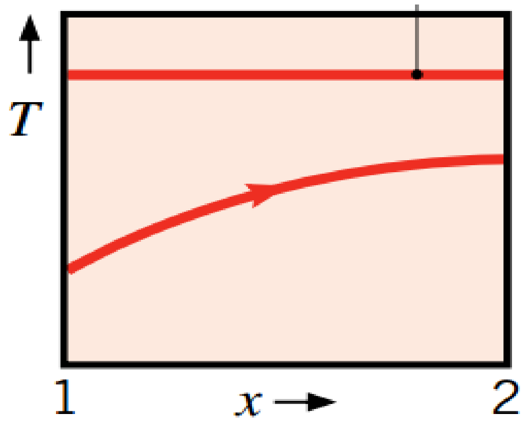
$$\Delta T_{lm,Con} > \Delta T_{lm,Par}$$

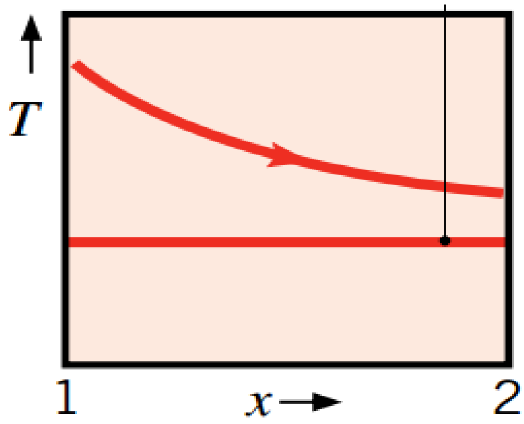
- A área de superfície necessária para efetuar uma taxa de transferência de calor q desejada é menor para contracorrente, para mesmo valor de U
- $T_{f,s}$ pode ser maior $T_{q,s}$ para contracorrente, mas não para paralelo

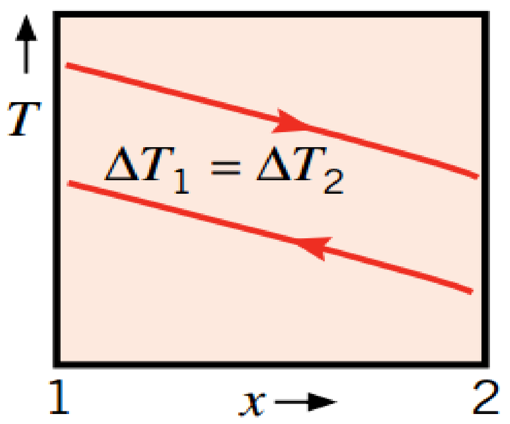
Condições operacionais especiais

Taxa de capacidade calorifica determina o comportamento $C = \dot{m}_f c_p$









$$C_q \equiv \dot{m}\, c_{p,q} \gg C_f$$
$$T_q \sim const$$
$$T_f - aumenta$$

Condensação de vapor de água.

T_{proc} = const

$C_q \rightarrow \infty$

$$C_f \gg C_q$$
$$T_f \sim const$$
$$T_q - \text{decresce}$$

Evaporação de água.

T_{proc} = const

$C_h \rightarrow \infty$

$$C_f = C_q$$
$$\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{lm}$$

Trocador contracorrente

- O método da média logarítmica das diferenças de temperatura é útil quando são conhecidas
  - As temperaturas dos fluídos na entrada $T_{q,e}$ e $T_{f,e}$
  - As temperaturas na saída, $T_{q,s}$ e $T_{f,s}$, (ou podem ser determinadas pelo balanço de energia)
- Quando são conhecidas somente $T_{q,e}$ e $T_{f,e}$ – o método exige um processo iterativo
- Procedimento alterativo: Método da efetividade – NUT (número de unidades de transferência)

Método de efetividade - NUT

Efetividade de um trocador de calor $\varepsilon \equiv \dfrac{q}{q_{max}}$

q_{max} – taxa de transferência de calor máxima possível (alcançada para um trocador com comprimento infinito)

Para um trocador contracorrente infinito ($L \rightarrow \infty$) o fluído frio será aquecido até $T_{q,e}$ e a máxima diferença da temperatura $\Delta T = T_{q,e} - T_{f,e}$

Caso $C_f < C_q$ $|dT_f| > |dT_q|$ $q_{max} = C_f (T_{q,e} - T_{f,e})$

Caso $C_f > C_q$ $|dT_f| < |dT_q|$ $q_{max} = C_q (T_{q,e} - T_{f,e})$

$$\boxed{q_{max} = C_{min} (T_{q,e} - T_{f,e})}$$

Método de efetividade - NUT

Definição da *efetividade* de um trocador de calor

$$\varepsilon=\frac{C_q\left(T_{q,e}-T_{q,s}\right)}{C_{min}\left(T_{q,e}-T_{f,e}\right)} \qquad \varepsilon=\frac{C_f\left(T_{f,s}-T_{f,e}\right)}{C_{min}\left(T_{q,e}-T_{f,e}\right)}$$

Taxa de transferência de calor $\quad q=\varepsilon C_{min}\left(T_{q,e}-T_{f,s}\right)$

Para qualquer trocador de calor $\quad \varepsilon=f\left(\mathrm{NUT},\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)$

O número de unidades de transferência de calor, NUT, é um parâmetro adimensional

$$\mathrm{NUT}\equiv\frac{UA}{C_{min}}$$

U – coeficiente global de transferência de calor

Relações efetividade - NUT

Consideremos um trocador com escoamento paralelo no qual $C_{min} = C_q$

$$\varepsilon = \frac{C_q}{C_{min}} \frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}} = \frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}}$$

De outro lado

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -UA\left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f}\right) \qquad \ln\left(\frac{T_{q,s} - T_{f,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}}\right) = -\frac{UA}{C_{min}}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)$$

Como $\mathrm{NUT} \equiv \frac{UA}{C_{min}}$

$$\frac{T_{q,s} - T_{f,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}} = \exp\left[-\mathrm{NUT}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]$$

Relações efetividade - NUT

Rearranjando $$\frac{T_{q,s}-T_{f,s}}{T_{q,e}-T_{f,e}}=\frac{T_{q,s}-T_{q,e}+T_{q,e}-T_{f,s}}{T_{q,e}-T_{f,e}}$$

Da relação $$\frac{C_{min}}{C_{max}}=\frac{\dot{m}_q c_{p,q}}{\dot{m}_f c_{p,f}}=\frac{T_{f,s}-T_{f,e}}{T_{q,e}-T_{q,s}} \Rightarrow T_{f,s}=T_{f,e}+\frac{C_{min}}{C_{max}}\left(T_{q,e}-T_{q,s}\right)$$

$$\frac{T_{q,s}-T_{f,s}}{T_{q,e}-T_{f,e}}=\frac{\left(T_{q,s}-T_{q,e}\right)+\left(T_{q,e}-T_{f,e}\right)+\frac{C_{min}}{C_{max}}\left(T_{q,e}-T_{q,s}\right)}{T_{q,e}-T_{f,e}}$$

$$\frac{T_{q,s}-T_{f,s}}{T_{q,e}-T_{f,e}}=-\varepsilon+1-\varepsilon\left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)=1-\varepsilon\left(1+\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)$$

Relações efetividade – NUT

$$\frac{T_{q,s}-T_{f,s}}{T_{q,e}-T_{f,e}}=\exp\left[-\mathrm{NUT}\left(1+\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right] \Rightarrow \boxed{\varepsilon=\frac{1-e^{-NUT\left(1+\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}}{1+\frac{C_{min}}{C_{max}}}=\frac{1-e^{-NUT\left(1+C_r\right)}}{1+C_r}}$$

$C_r \equiv \dfrac{C_{min}}{C_{max}}$ é o razão entre as taxas de capacidades caloríficas

O mesmo resultado pode ser obtido para $C_{min} = C_f$

Flow Arrangement	Relation	
Parallel ow	$\varepsilon = \dfrac{1 - \exp[-\mathrm{NTU}(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	
Counterow	$\varepsilon = \dfrac{1 - \exp[-\mathrm{NTU}(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-\mathrm{NTU}(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\varepsilon = \dfrac{\mathrm{NTU}}{1 + \mathrm{NTU}}$	$(C_r = 1)$
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$\varepsilon_1 = 2\left\{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \dfrac{1 + \exp[-(\mathrm{NTU})_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(\mathrm{NTU})_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}\right\}^{-1}$	
n shell passes ($2n$, $4n$, . . . tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\dfrac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1}\right)^n - 1\right]\left[\left(\dfrac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1}\right)^n - C_r\right]^{-1}$	
Cross-ow (single pass)		
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\dfrac{1}{C_r}\right)(\mathrm{NTU})^{0.22}\{\exp[-C_r(\mathrm{NTU})^{0.78}] - 1\}\right]$	
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$\varepsilon = \left(\dfrac{1}{C_r}\right)(1 - \exp\{-C_r[1 - \exp(-\mathrm{NTU})]\})$	
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1}\{1 - \exp[-C_r(\mathrm{NTU})]\})$	
All exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-\mathrm{NTU})$	

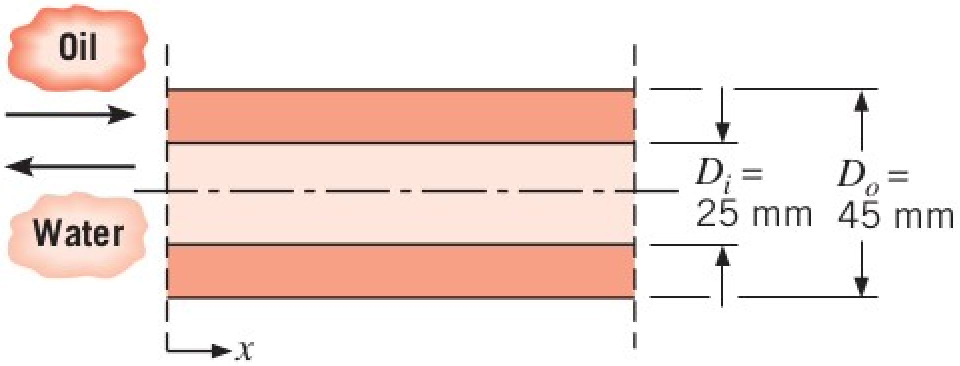
No projeto de trocadores de calor é mais conveniente trabalhar com relações

$$NUT = f\left(\varepsilon, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)$$

Flow Arrangement	Relation	
Parallel ow	$\mathrm{NTU} = -\dfrac{\ln[1-\varepsilon(1+C_r)]}{1+C_r}$	
Counterow	$\mathrm{NTU} = \dfrac{1}{C_r - 1}\ln\left(\dfrac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right)$	$(C_r < 1)$
	$\mathrm{NTU} = \dfrac{\varepsilon}{1-\varepsilon}$	$(C_r = 1)$
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$(\mathrm{NTU})_1 = -(1+C_r^2)^{-1/2}\ln\left(\dfrac{E-1}{E+1}\right)$	
	$E = \dfrac{2/\varepsilon_1 - (1+C_r)}{(1+C_r^2)^{1/2}}$	
n shell passes ($2n$, $4n$, . . . tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with	
	$\varepsilon_1 = \dfrac{F-1}{F-C_r} \quad F = \left(\dfrac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n} \quad \mathrm{NTU} = n(\mathrm{NTU})_1$	
Cross-ow (single pass)		
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$\mathrm{NTU} = -\ln\left[1 + \left(\dfrac{1}{C_r}\right)\ln(1-\varepsilon C_r)\right]$	
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$\mathrm{NTU} = -\left(\dfrac{1}{C_r}\right)\ln[C_r \ln(1-\varepsilon) + 1]$	
All exchangers ($C_r = 0$)	$\mathrm{NTU} = -\ln(1-\varepsilon)$	

Exemplo 1

Um trocador de calor bitubular (tubos concêntricos) com configuração contracorrente é usado para resfriar o óleo lubrificante para um grande motor de turbina a gás industrial. A vazão mássica da água de resfriamento através do tubo interno (D_i = 25 mm) é de 0,2 kg/s, enquanto a vazão do óleo através da região anular (D_e = 45 mm) é de 0,1 kg/s. O óleo e a água entram a temperaturas de 100 e 30 ºC, respectivamente. Qual deve ser o comprimento do trocador para que a temperatura de saída do óleo seja de 60 ºC?



Exemplo 1

Suposições:

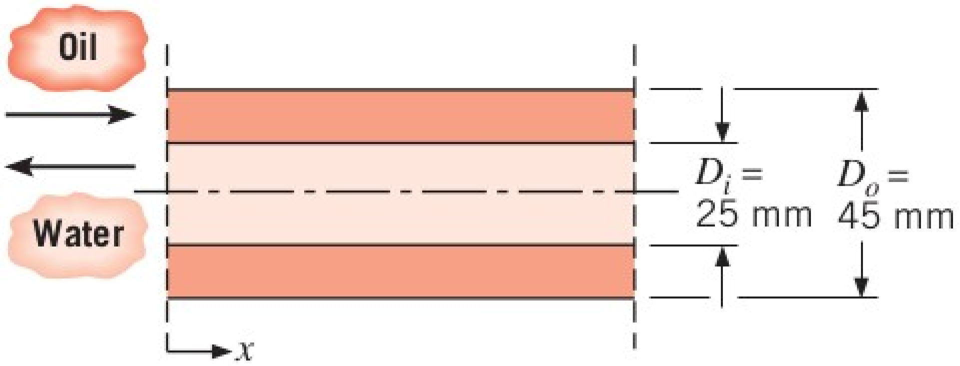
1. Perda de calor insignificante para o ambiente.

2. Mudanças desprezíveis de energia cinética e potencial.

3. Propriedades constantes.

4. Resistência térmica na parede do tubo e fatores de deposição desprezíveis.

5. Condições totalmente desenvolvidas para a água e o óleo (U independente de x).



O comprimento determinamos da $$q = UA\,\Delta T_{lm} = UA\,\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$A = \pi D L$$

São dados ambas temperaturas na entrada e temperatura na saída do óleo.

Determina a quantidade de calor a ser removido do óleo $$q = \dot{m}_o c_{p,o}\left(T_{o,e} - T_{o,s}\right)$$

Determina a temperatura de água na saída $$q = \dot{m}_a c_{p,a}\left(T_{a,s} - T_{a,e}\right)$$

Determina o coeficiente global de transferência de calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_o}}$$

Coeficientes de transferência de calor obtemos pelas formulas

$$\mathrm{Nu}_D = \frac{hD}{k} = 0{,}023\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^n$$

Onde n = 0.4 no caso de aquecimento e n = 0.3 - para resfriamento

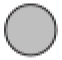
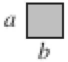
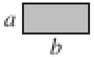
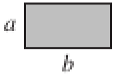
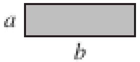
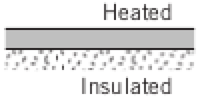
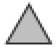
Se o fluído foi laminar → ver as tabelas 8.1 o/ou 8.2 do livro

Número de Reynolds para o tubo circular $\mathrm{Re} = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu}$

No caso do tubo anular $\mathrm{Re} = \frac{\rho u D_h}{\mu} = \rho \frac{4\dot{m}}{\rho\pi\left(D_e^2 - D_i^2\right)} \frac{D_e - D_i}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi\left(D_e + D_i\right)\mu}$

Onde o diâmetro hidráulico $D_h = D_e - D_i$

TABLE 8.1 Nusselt numbers and friction factors for fully developed laminar flow in tubes of differing cross section

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D \equiv \frac{hD_h}{k}$ (Uniform q_s'')	(Uniform T_s)	$f\,Re_{D_h}$
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	
	1.43	3.73	3.08	
	2.0	4.12	3.39	
	3.0	4.79	3.96	
	4.0	5.33	4.44	
	8.0	6.49	5.60	
	∞	8.23	7.54	
	∞	5.39	4.86	
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

TABLE 8.2 Nusselt number for fully developed laminar flow in a circular tube annulus with one surface insulated and the other at constant temperature

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o	*Comments*
0	—	3.66	See Equation 8.55
0.05	17.46	4.06	
0.10	11.56	4.11	
0.25	7.37	4.23	
0.50	5.74	4.43	
≈1.00	4.86	4.86	See Table 8.1, $b/a \rightarrow \infty$

Used with permission from W. M. Kays and H. C. Perkins, in W. M. Rohsenow and J. P. Hartnett, Eds., *Handbook of Heat Transfer*, Chap. 7, McGraw-Hill, New York, 1972.

TABLE A.5 Thermophysical Properties of Saturated Fluids[a]

Saturated Liquids

T (K)	ρ (kg/m^3)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^2$ (N · s/m^2)	$\nu \cdot 10^6$ (m^2/s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m^2/s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K^{-1})
Engine Oil (Unused)								
273	899.1	1.796	385	4280	147	0.910	47,000	0.70
280	895.3	1.827	217	2430	144	0.880	27,500	0.70
290	890.0	1.868	99.9	1120	145	0.872	12,900	0.70
300	884.1	1.909	48.6	550	145	0.859	6400	0.70
310	877.9	1.951	25.3	288	145	0.847	3400	0.70
320	871.8	1.993	14.1	161	143	0.823	1965	0.70
330	865.8	2.035	8.36	96.6	141	0.800	1205	0.70
340	859.9	2.076	5.31	61.7	139	0.779	793	0.70
350	853.9	2.118	3.56	41.7	138	0.763	546	0.70
360	847.8	2.161	2.52	29.7	138	0.753	395	0.70

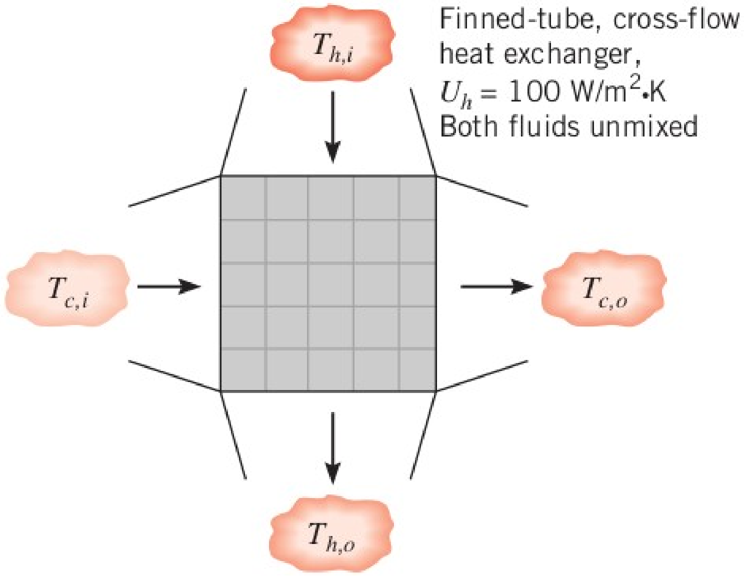
$$\bar{T}_{oleo} = \frac{T_{o,e} + T_{o,s}}{2} = \frac{100+60}{2} = 80\,C = 353\,K$$

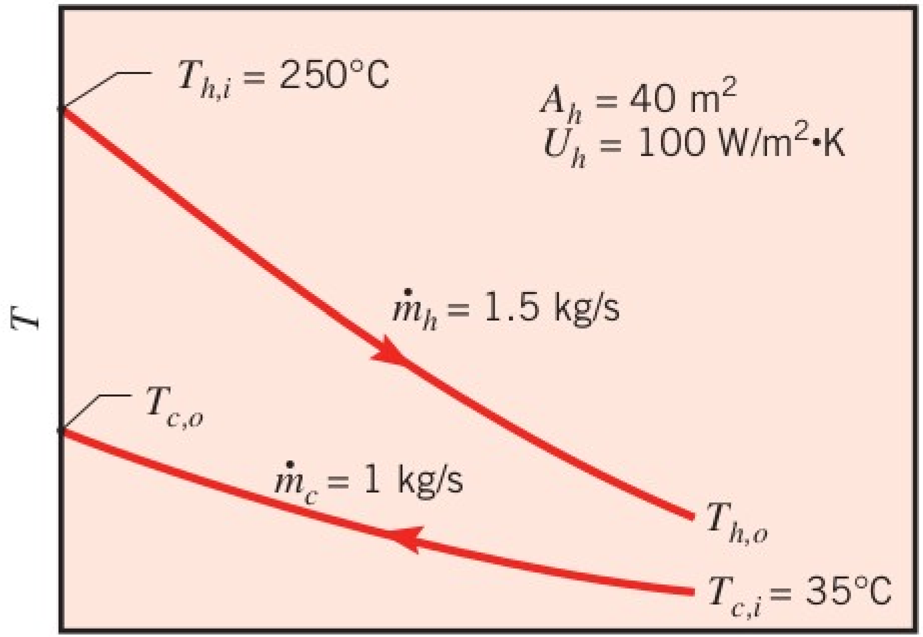
C_p = 2131 J/(kg K); μ = 0.0325 Ns/m^2; k = 0.138 W/(m K)

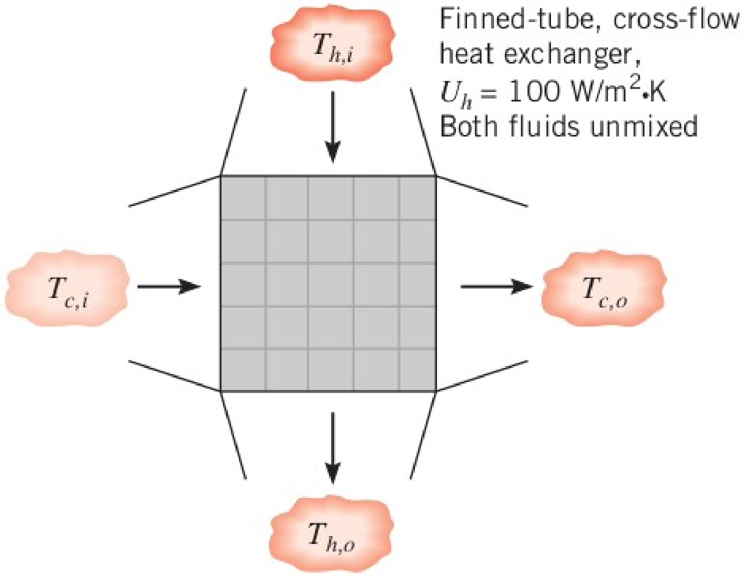
Exemplo 2

Considere um trocador de calor com tubos aletados e escoamento cruzado, com coeficiente global de transferência de calor baseado na área no lado do gás e uma área no lado do gás de 100 W/m²·K e 40 m², respectivamente. A vazão mássica e a temperatura de entrada de água permanecem iguais a 1 kg/s e 35 ºC. Entretanto, uma mudança nas condições operacionais do gerador de gás quente faz com que os gases entrem no trocador de calor a uma vazão de 1,5 kg/s e a uma temperatura de 250 ºC. Qual é a taxa de transferência de calor no trocador e quais são as temperaturas de saída do gás e da água?
Calores específicos:

Água: 4.197 kJ/(kg K); Gás: 1.0 kJ/(kg K)




$T_{h,i}$ = 250°C
A_h = 40 m^2
U_h = 100 W/m^2•K
$\dot{m}_h$ = 1.5 kg/s
T
$T_{c,o}$
$\dot{m}_c$ = 1 kg/s
$T_{h,o}$
$T_{c,i}$ = 35°C


$T_{h,i}$
Finned-tube, cross-flow
heat exchanger,
U_h = 100 W/m^2•K
Both fluids unmixed
$T_{c,i}$
$T_{c,o}$
$T_{h,o}$

$U := 100 \frac{W}{m^2 K}$ $\quad A := 40\ m^2$

Dados iniciais

$m_a := 1 \frac{kg}{s}$ $\quad t_{ae} := 35\ °C$ $\quad c_{pa} := 4.197 \frac{kJ}{kg\ K}$

$m_g := 1.5 \frac{kg}{s}$ $\quad t_{ge} := 250\ °C$ $\quad c_{pg} := 1.000 \frac{kJ}{kg\ K}$

Taxas de capacidades caloríficas

$C_g := m_g \cdot c_{pg} = 1500 \frac{W}{K}$ $\quad C_{min} := C_g$

$C_a := m_a \cdot c_{pa} = 4197 \frac{W}{K}$ $\quad C_{max} := C_a$

numero de unidades de transferências

$C_r := \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.3574$ $\quad NUT := \frac{U \cdot A}{C_{min}} = 2.6667$

efetividade de trocador

$$\varepsilon := 1 - \exp\left(\frac{NUT^{0.22}}{C_r} \cdot \left(\exp\left(-C_r \cdot NUT^{0.78}\right) - 1\right)\right)$$

$\varepsilon = 0.8445$

fluxo máximo de calor transferido

$q_{max} := C_{min} \cdot (t_{ge} - t_{ae}) = 3.225 \cdot 10^5\ W$

fluxo real

$q := \varepsilon \cdot q_{max} = 2.7236 \cdot 10^5\ W$

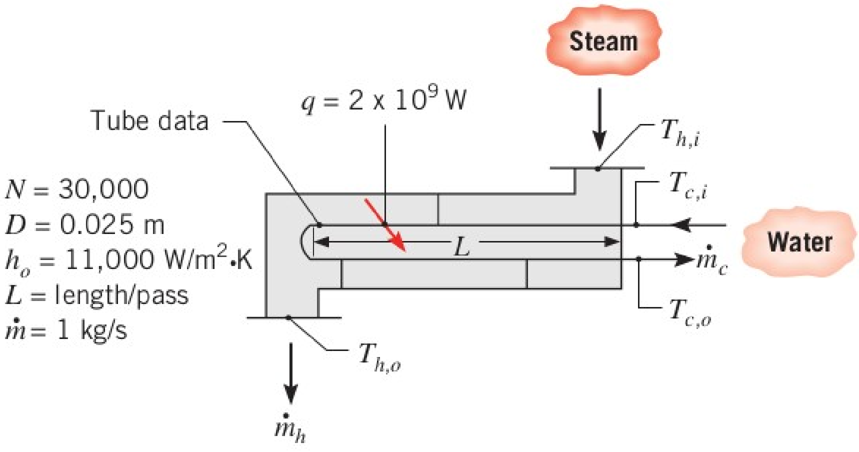
temperaturas de saída

$t_{gs} := t_{ge} - \frac{q}{C_g} = 341.5777\ K$ $\quad t_{gs} = 68.4277\ °C$

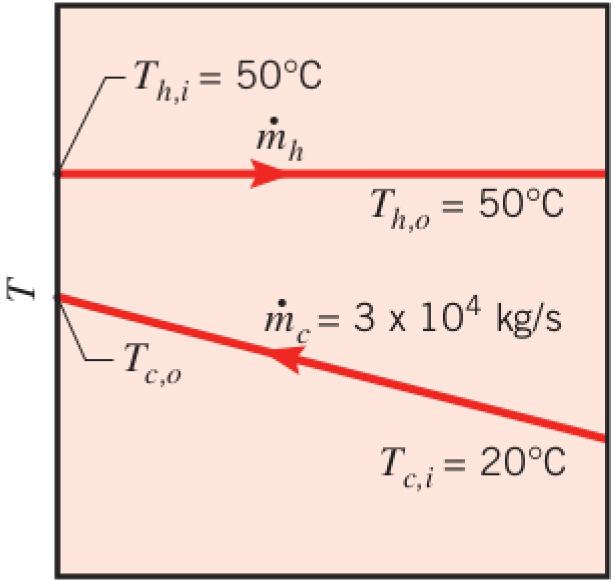
$t_{as} := t_{ae} + \frac{q}{C_a} = 373.0436\ K$ $\quad t_{as} = 99.8936\ °C$

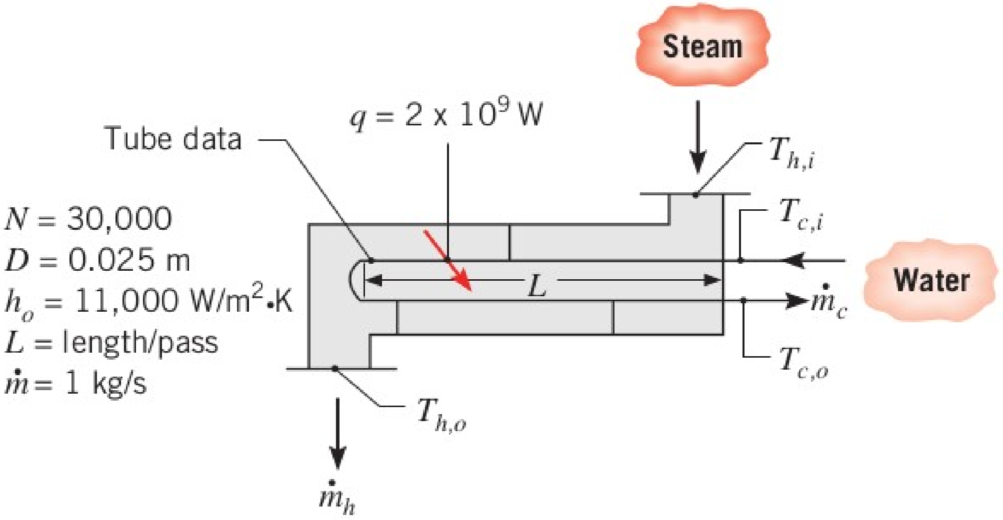
Exemplo 3

O condensador é um trocador de calor no qual há a condensação do vapor de água em água líquida. Considere que o condensador é um trocador de calor casco e tubo com um único casco e 30.000 tubos, cada uma efetuando duas passagens. Os tubos possuem parede delgada e diâmetro D = 25 mm, e o vapor condensa sobre a superfície externa dos tubos, com um coeficiente de transferência de calor associado à condensação igual a 11.000 W/(m^2·K). A taxa de transferência de calor que deve ser efetivada pelo trocador é $q = 2\times10^9$ W, e isso é atingido pela passagem de água de resfriamento através dos tubos a uma vazão de 3×10^4 kg/s (a vazão por tubo é 1 kg/s). A água entra nos tubos a 20 ºC, enquanto o vapor condensa a 50ºC. Qual é a temperatura da água de resfriamento na saída do condensador? Qual deve ser o comprimento L, por passe, dos tubos?



Calores específicos:
Água: 4.197 kJ/(kg K);
Vapor: 1.0 kJ/(kg K)





$$\mathrm{NUT} \equiv \frac{UA}{C_{min}}$$

$$A = N\,2\pi D \qquad L = \frac{\mathrm{NUT}\,C_{min}}{U\,N\,2\pi D}$$

$$C_{min} = \dot{m}_a c_p \qquad C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0 \qquad \mathrm{NUT} = -\ln(1-\varepsilon) \qquad \varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{q}{C_{min}\,\Delta T}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \qquad \mathrm{Re} = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \qquad \mathrm{Nu}_D = \frac{hD}{k} = 0{,}023\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{0.4}$$