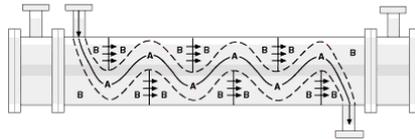


## VI. Trocadores de Calor

### OBJETIVOS:

- Apresentar os diversos tipos de trocadores de calor e suas aplicações
- Apresentar metodologias de cálculo e de projeto termo-hidráulico de trocadores de calor

Segmental Baffled Exchanger



1

### O que são Trocadores de Calor?

Equipamentos de vários tipos e configurações onde ocorre transferência de energia sob a forma de calor\* entre duas ou mais massas de fluido\*\* que podem ou não estar em contato direto.

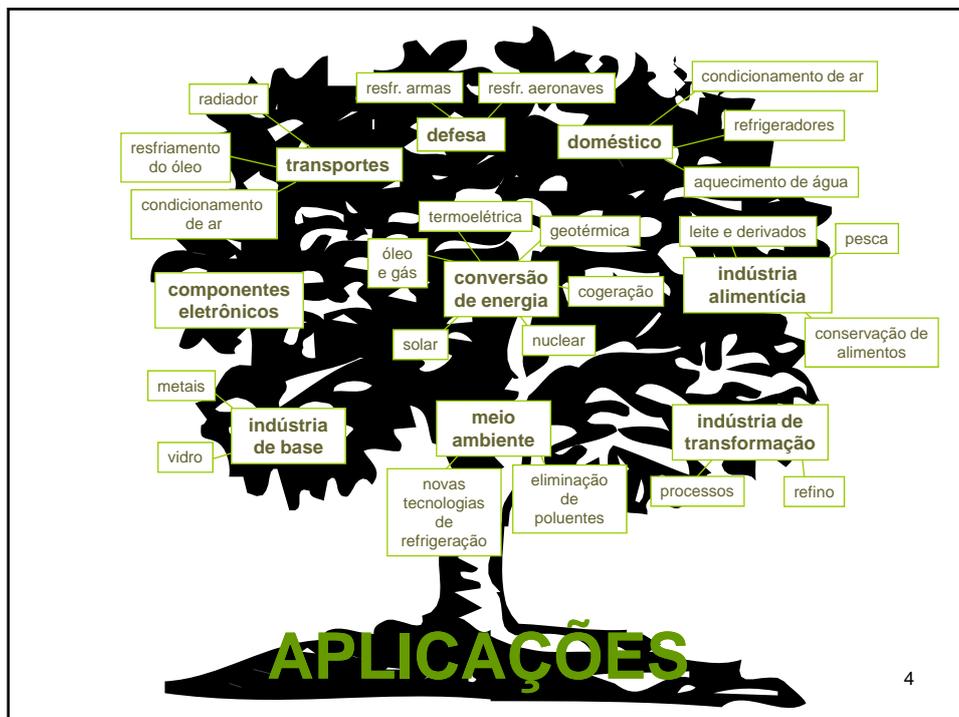
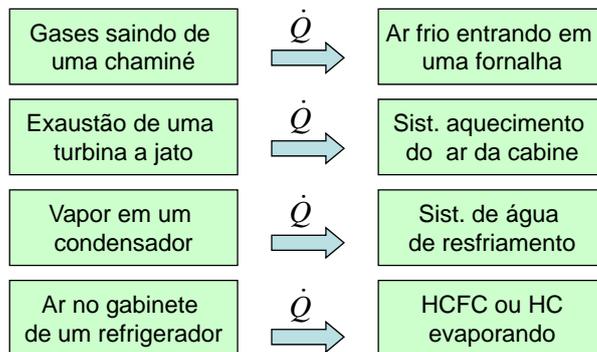
\* Normalmente, NÃO há interações com o ambiente sob a forma de calor e trabalho.

\*\* Nos fluidos, pode haver sólidos em suspensão.

2

# 1. EXEMPLOS, APLICAÇÕES E INTRODUÇÃO À CLASSIFICAÇÃO

## EXEMPLOS



# PROCESSOS/OPERAÇÕES

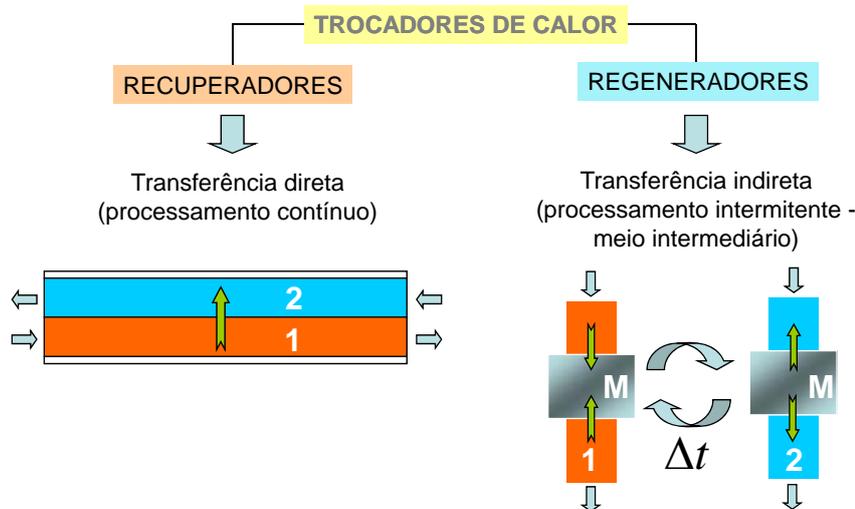
Aquecer, resfriar, condensar,  
evaporar, ferver, esterilizar,  
pasteurizar, congelar, fracionar,  
destilar, concentrar, cristalizar,  
fundir, secar...

As incontáveis aplicações e os inúmeros processos e aplicações levam à necessidade de classificar os trocadores de calor.

5

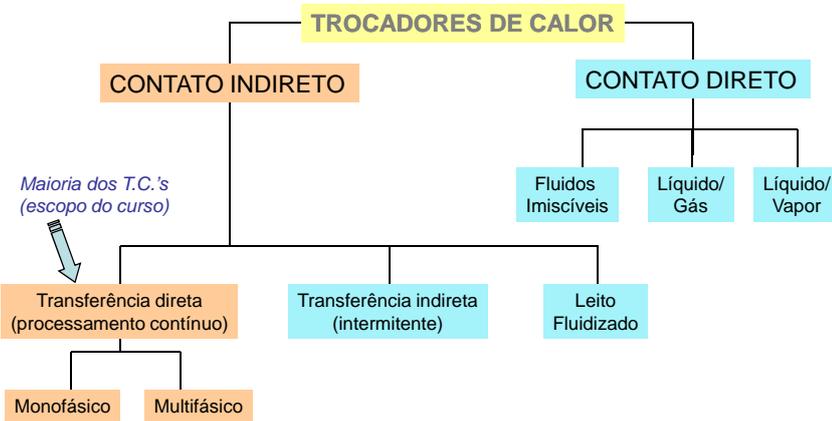
## INTRODUÇÃO À CLASSIFICAÇÃO

! Quanto ao processo de transferência



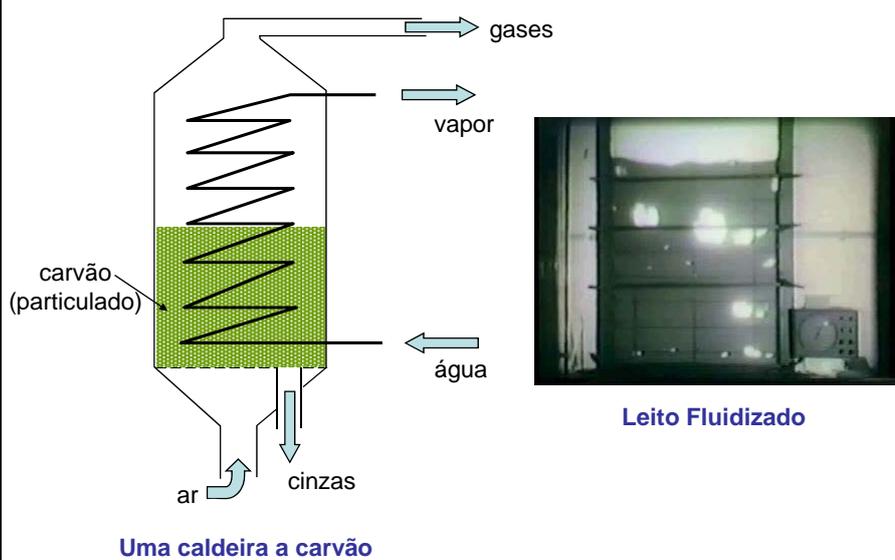
## Classificação (cont.)

### II: Quanto ao contato entre as correntes



7

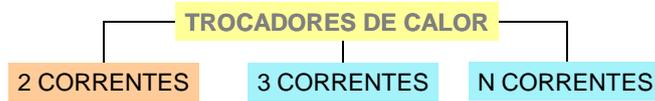
## Classificação (cont.)



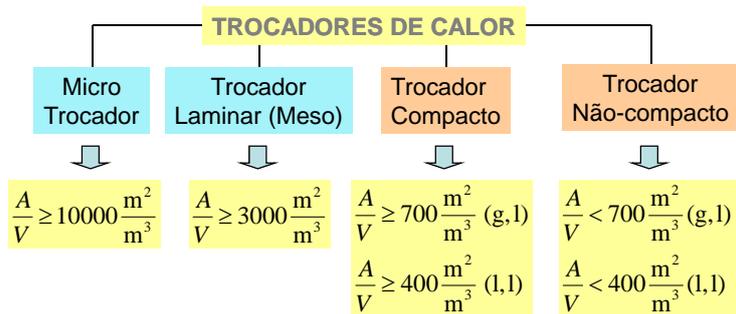
8

### Classificação (cont.)

#### III: Quanto ao número de correntes

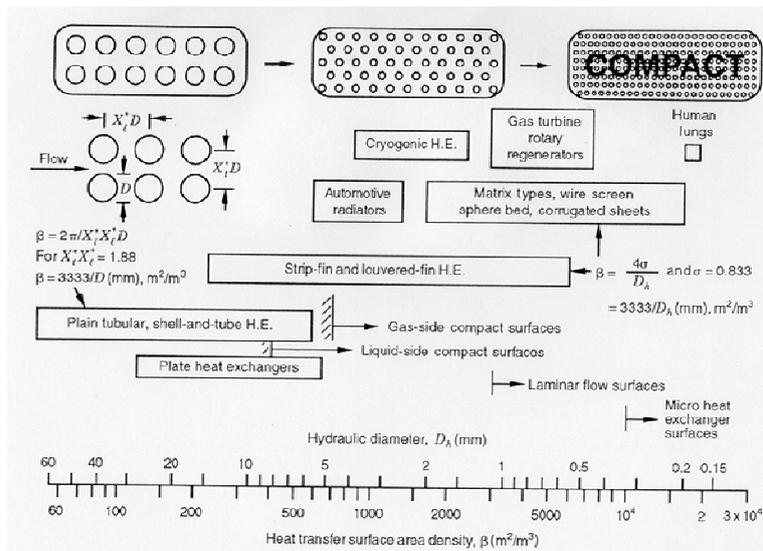


#### IV: Quanto à razão área de troca/volume



9

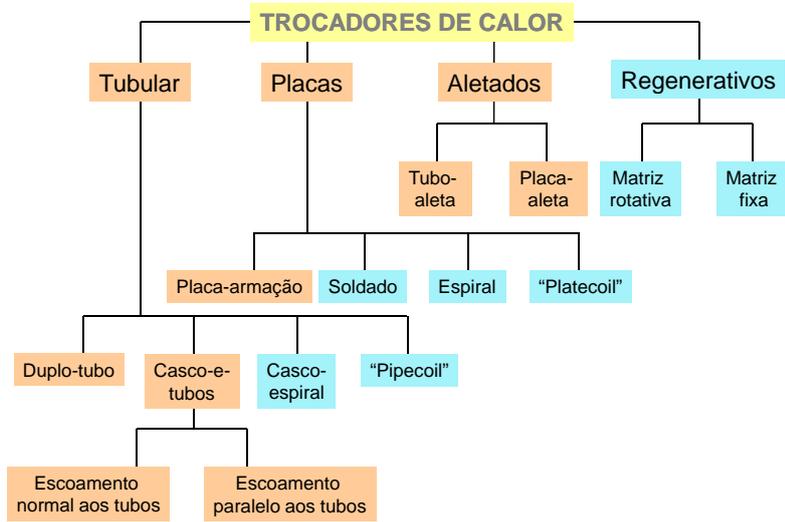
### Classificação (cont.)



10

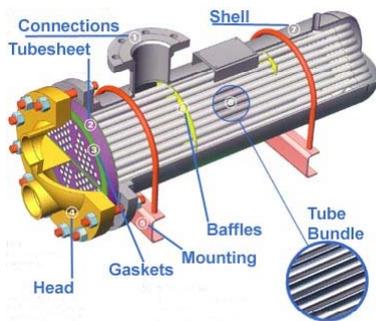
### Classificação (cont.)

V: Quanto à construção

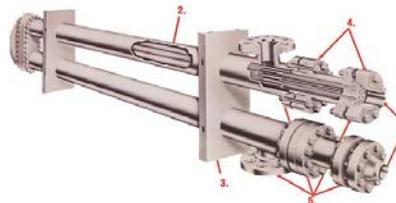


11

### Classificação (cont.)



Trocadores Tubulares



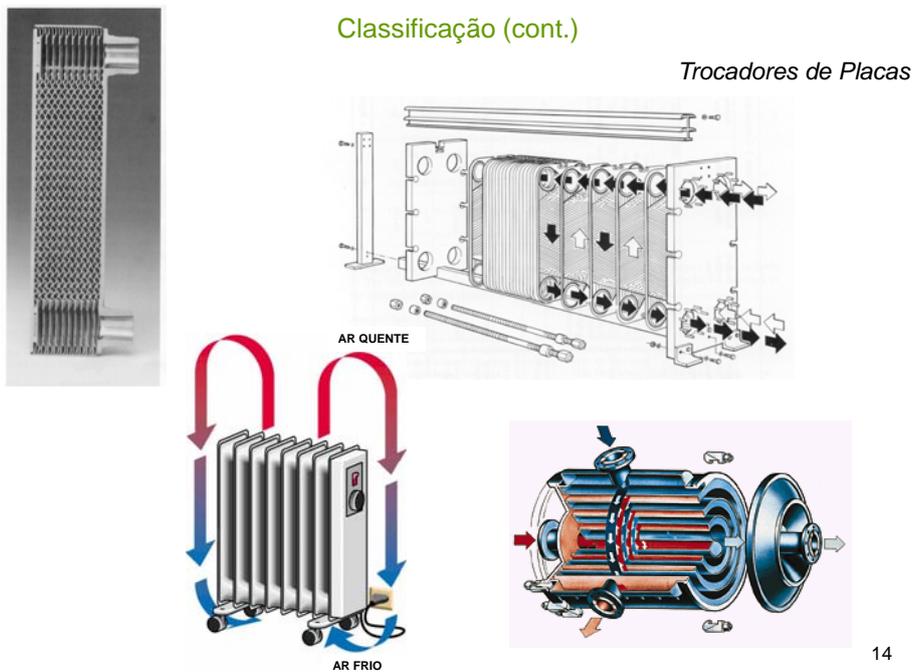
12

Classificação (cont.)



13

Classificação (cont.)



14

Classificação (cont.)

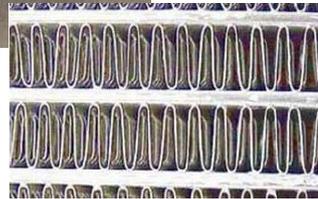
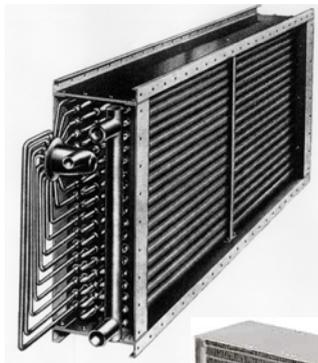


*Trocadores de Placas*

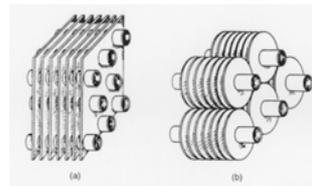
15

Classificação (cont.)

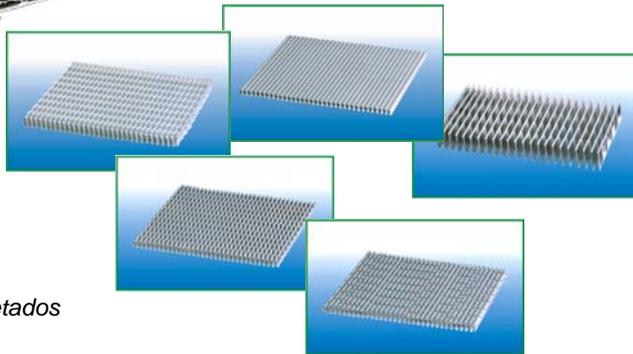
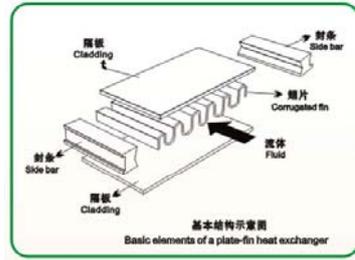
*Trocadores Aletados*



Aircraft oil cooler



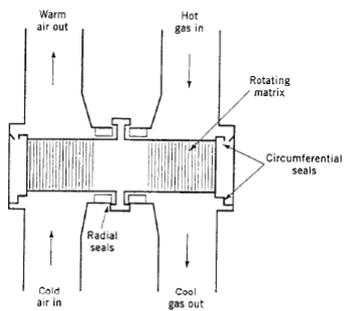
16



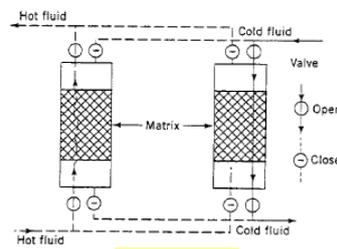
Trocadores Aletados

Classificação (cont.)

Regeneradores



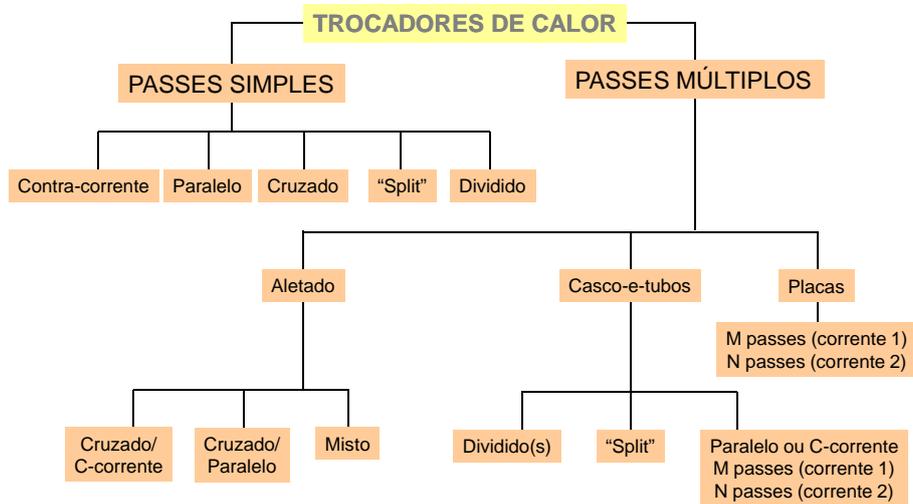
Matriz Rotativas



Matriz Fixa

Classificação (cont.)

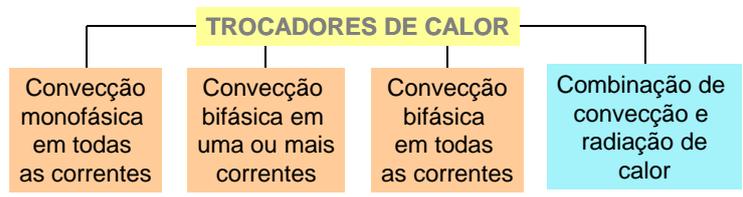
VI: Quanto à disposição das correntes



19

Classificação (cont.)

VII: Quanto ao mecanismo de transferência de calor



(Adaptação da classificação de R.K. Shah)

20

## 2. PARÂMETROS DE INTERESSE E VARIÁVEIS DE PROJETO

### Quem são os jogadores?

#### Variáveis primárias:

São geralmente as variáveis dependentes em um projeto

$$A$$

Área total de troca  
(tamanho do trocador)  
em  $m^2$

$$\dot{Q}_T$$

Taxa de calor trocado  
em W

21

#### Variáveis secundárias:

São geralmente os dados de entrada de um projeto,  
mas também podem ser incógnitas.

*Propriedades físicas  
dos fluidos*

*Temperaturas de entrada  
e saída das correntes*

#### Variáveis terciárias:

Estimadas e/ou calculadas pelo projetista em função de parâmetros  
fornecidos e/ou estimados e da geometria do trocador. São funções do  
escoamento.

$$\alpha, U$$

W/m<sup>2</sup>K

$$\Delta p$$

N/m<sup>2</sup>

22

**Variáveis quaternárias:**

Dependem da aplicação, recursos e de estimativas ou restrições quanto ao valor de algum parâmetro primário, secundário ou terciário.

*Geometria*

*Tipo de trocador de calor*

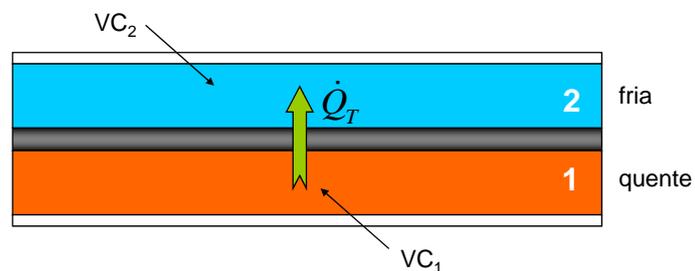
Ex.: Trocador para uma plataforma de petróleo

23

### 3. CONCEITOS BÁSICOS

#### 3.1. Termodinâmica

Duas correntes fluidas (vazões mássicas conhecidas) trocando calor através de uma superfície



Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica (Eq. da energia) a cada VC...

24

### Termodinâmica (cont.)

... com as seguintes hipóteses:

1. sem trabalho realizado por ou sobre o sistema
2. regime permanente
3. variações de energia cinética e potencial desprezíveis
4. propriedades uniformes
5. perdas de calor desprezíveis entre as correntes e o ambiente (isoladas)

Temos a taxa total de calor trocado:

$$\dot{Q}_T = \dot{M}_1 (h_{1,in} - h_{1,out}) = \dot{M}_2 (h_{2,out} - h_{2,in})$$

$\dot{Q}_T$  (W)       $\dot{M}_1$  (kg/s)       $h$  (J/kg)

$in, out$   $\Rightarrow$  entrada e saída dos fluidos no trocador

25

### Termodinâmica (cont.)

... se ainda

6. os fluidos não experimentam mudança de fase ao longo do trocador
7. seus calores específicos são aproximadamente constantes

Temos:

$$\Delta h = c_p \Delta T$$

$$\dot{Q}_T = \underbrace{(\dot{M}c_p)_1}_{\dot{C}_1} (T_{1,in} - T_{1,out}) = \underbrace{(\dot{M}c_p)_2}_{\dot{C}_2} (T_{2,out} - T_{2,in})$$

“taxas de capacidade térmica (ou calorífica)”

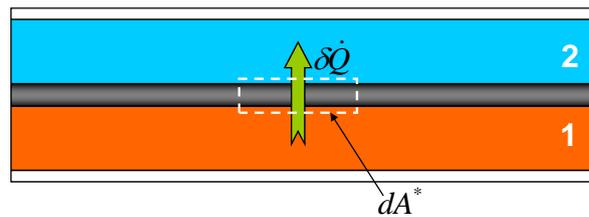
**A Termodinâmica sozinha não fornece subsídios para o dimensionamento do trocador de calor**

26

### 3.2. Transferência de calor

Equação fundamental - Lei de resfriamento de Newton

$$\delta\dot{Q} = U^* (T_1 - T_2) dA^*$$



onde...

27

Eq. fundamental (cont.)

$\delta\dot{Q}$  taxa de calor trocado **LOCAL** (ou seja, no elemento de área) [W]

$U^*$  coeficiente GLOBAL de transferência de calor **LOCAL** [W/m<sup>2</sup>.K]

$T_1, T_2$  temperaturas **LOCAIS** das correntes 1 e 2 (quente e fria) [K]

$dA^*$  incremento infinitesimal de área de troca  
(de referência consistente com  $U^*$ ) [m<sup>2</sup>]

Integrando a equação diferencial acima com respeito a qualquer  
uma das variáveis primárias, temos:

28

Eq. fundamental (cont.)

$$A^* = \int_0^{\dot{Q}_T} \frac{\delta \dot{Q}}{U^*(T_1 - T_2)} \quad \dot{Q}_T = \int_0^{A_T} U^*(T_1 - T_2) dA^*$$

onde:  $\dot{Q}_T$  taxa de calor trocado **TOTAL** [W]

$A_T$  área **TOTAL** [m<sup>2</sup>]

Um método de cálculo ou de projeto deve propor, em última análise, um procedimento através do qual a equação acima pode ser integrada.

Se  $(T_1 - T_2)$  e  $U^*$  são conhecidos, o problema está resolvido...

Entretanto, na maioria dos casos, o problema a resolver é complexo e depende de uma série de fatores que fazem com que estes não sejam conhecidos...

29

Eq. fundamental (cont.)

(a) Da natureza do problema (aspectos dinâmicos e geométricos):

- Escoamento laminar ou turbulento
- Mudança de fase
- Escoamento transiente
- Tridimensionalidade
- etc.

(b) Do refinamento da solução:

- [Métodos globais](#)
- [Integração unidimensional](#)
- Integração Bi ou Tridimensional
- etc.

30

### 3.3. O conceito de diferença de temperaturas média

A equação fundamental pode ser resolvida diretamente se definirmos:

$$\langle U^*(T_1 - T_2) \rangle^* \equiv \frac{1}{A^*} \int_{A^*} U^*(T_1 - T_2) dA^*$$

Média espacial de um produto de distribuições locais

Desta forma:  $\dot{Q}_T = A^* \langle U^*(T_1 - T_2) \rangle$

Se  $U^*$  for **UNIFORME** em  $A^*$ :

$$\dot{Q}_T = A^* U^* \langle (T_1 - T_2) \rangle$$

Variável a ser determinada sob integração na área

31

### Média da diferença de temperaturas (cont.)

Definimos:

A diferença de temperatura "efetiva" ou "média" do trocador

$$\Delta T_M \equiv \langle (T_1 - T_2) \rangle = \frac{1}{A^*} \int_{A^*} (T_1 - T_2) dA^*$$

A equação:

$$\dot{Q}_T = A^* U^* \Delta T_M$$

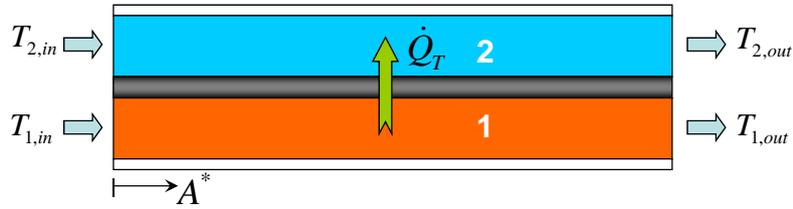
será resolvida analiticamente para duas configurações básicas de trocadores de calor, utilizando a Eq. da energia aplicada a VC's infinitesimais em cada corrente

32

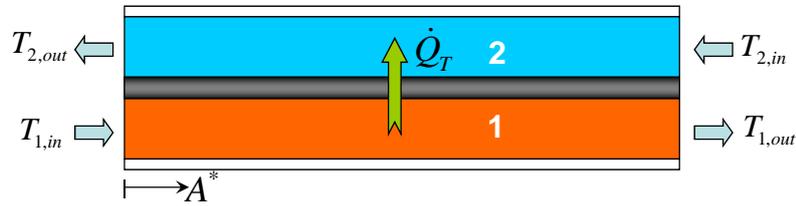
### 3.4. Disposição das correntes e LMTD

São duas as configurações fundamentais

ARRANJO DE CORRENTES EM PARALELO

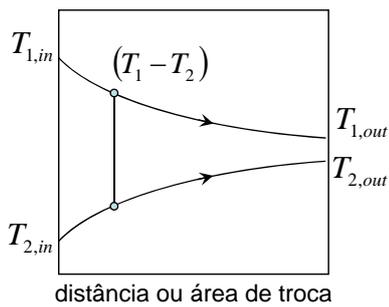


ARRANJO EM CONTRA-CORRENTE



33

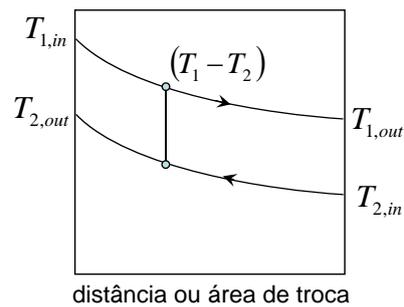
### Configurações básicas (cont.)



**PARALELO**

$$\Delta T_a = T_{1,in} - T_{2,in}$$

$$\Delta T_b = T_{1,out} - T_{2,out}$$



**C-CORRENTE**

$$\Delta T_a = T_{1,in} - T_{2,out}$$

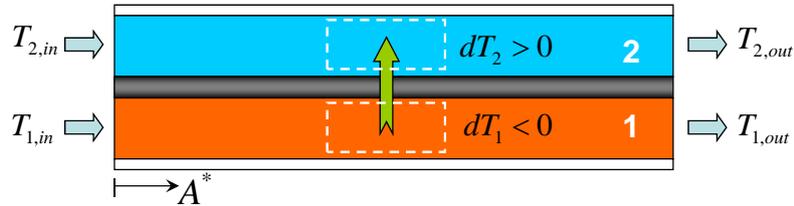
$$\Delta T_b = T_{1,out} - T_{2,in}$$

34

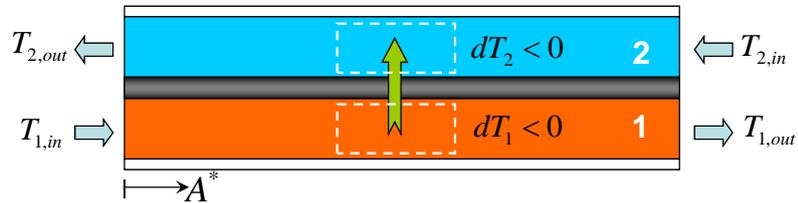
Configurações básicas (cont.)

Analisando os VC's infinitesimais

ARRANJO DE CORRENTES EM PARALELO



ARRANJO EM CONTRA-CORRENTE



35

Configurações básicas (cont.)

Passo 1: Calcular  $d(T_1 - T_2)$  para cada configuração

**PARALELO**  $dT_1 = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{C}_1}; \quad dT_2 = \frac{\delta\dot{Q}}{\dot{C}_2}$

$$d(T_1 - T_2) = -\delta\dot{Q} \left( \frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \quad (1)$$

**C-CORRENTE**  $dT_1 = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{C}_1}; \quad dT_2 = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{C}_2}$

$$d(T_1 - T_2) = -\delta\dot{Q} \left( \frac{1}{\dot{C}_1} - \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \quad (2)$$

36

Configurações básicas (cont.)

Passo 2: Substituir a Eq. Fundamental em (1) e (2)

$$\delta\dot{Q} = U^*(T_1 - T_2)dA^*$$

PARALELO 
$$\frac{d(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_2)} = -U^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right) dA^*$$

C-CORRENTE 
$$\frac{d(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_2)} = -U^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} - \frac{1}{\dot{C}_2} \right) dA^*$$

37

Configurações básicas (cont.)

Passo 3: Integrar ao longo da área

PARALELO 
$$\int_{\Delta T_a}^{\Delta T_b} \frac{d(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_2)} = -U^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \int_0^{A^*} dA^*$$

$$\ln \left( \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} \right) = -U^* A^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \quad (3)$$

C-CORRENTE 
$$\int_{\Delta T_a}^{\Delta T_b} \frac{d(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_2)} = -U^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} - \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \int_0^{A^*} dA^*$$

$$\ln \left( \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} \right) = -U^* A^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} - \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \quad (4)$$

38

Configurações básicas (cont.)

Uma observação interessante:

A diferença de temperatura varia exponencialmente com a área

**PARALELO**  $(T_1 - T_2) = \Delta T_a \exp \left[ -U^* A^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \right]$

$$\Delta T_a = T_{1,in} - T_{2,in}$$

**C-CORRENTE**  $(T_1 - T_2) = \Delta T_a \exp \left[ -U^* A^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} - \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \right]$

$$\Delta T_a = T_{1,in} - T_{2,out}$$

39

Configurações básicas (cont.)

Passo 4: Substituir as taxas de capacidade calorífica em (3) e (4)

$$\dot{C}_1 = \frac{\dot{Q}_T}{(T_{1,in} - T_{1,out})}$$

$$\dot{C}_2 = \frac{\dot{Q}_T}{(T_{2,out} - T_{2,in})}$$

**PARALELO**  $\ln \left( \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} \right) = -U^* A^* \left( \frac{T_{1,in} - T_{1,out}}{\dot{Q}_T} + \frac{T_{2,out} - T_{2,in}}{\dot{Q}_T} \right)$

onde:  $\Delta T_a = T_{1,in} - T_{2,in}$

$$\Delta T_b = T_{1,out} - T_{2,out}$$

Finalmente:

$$\dot{Q}_T = U^* A^* \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

40

Configurações básicas (cont.)

Passo 4 (cont.)

$$\text{C-CORRENTE} \quad \ln\left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}\right) = -U^* A^* \left( \frac{T_{1,in} - T_{1,out}}{\dot{Q}_T} - \frac{T_{2,out} - T_{2,in}}{\dot{Q}_T} \right)$$

onde:  $\Delta T_a = T_{1,in} - T_{2,out}$        $\Delta T_b = T_{1,out} - T_{2,in}$

Finalmente:

$$\dot{Q}_T = U^* A^* \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

Para as duas configurações básicas, então:

$$\Delta T_M = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

41

Configurações básicas (cont.)

Média Logarítmica da Diferença de Temperaturas (LMTD)

$$\frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} = \Delta T_{LM}$$

É a diferença de temperatura “efetiva” ou “média” dos trocadores em correntes em paralelo ou contra-corrente sob as restrições impostas pelas hipóteses iniciais

Nesses casos, a Eq. fundamental de projeto é então:

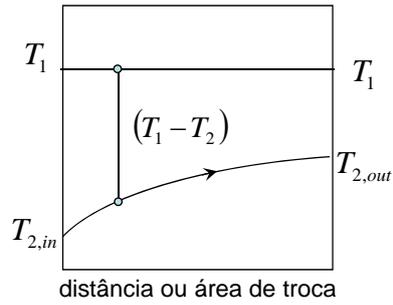
$$\dot{Q}_T = A^* U^* \Delta T_{LM}$$

42

### 3.5. Condições operacionais especiais

Observaremos 3 situações especiais

(a) Quando  $\dot{C}_1 \gg \dot{C}_2$  ( $\dot{C}_1 \rightarrow \infty$ )



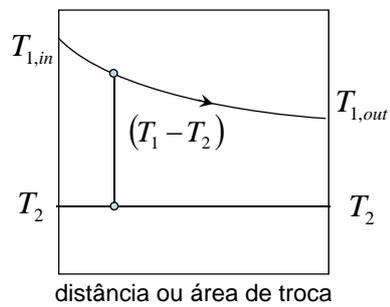
$$T_{1,in} \approx T_{1,out}$$

Situação aproximada na prática pela condensação de substância pura a pressão constante.

43

Condições operacionais especiais (cont.)

(b) Quando  $\dot{C}_2 \gg \dot{C}_1$  ( $\dot{C}_2 \rightarrow \infty$ )



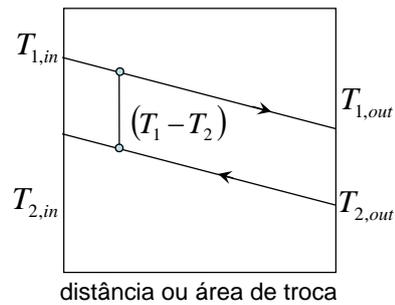
$$T_{2,in} \approx T_{2,out}$$

Situação aproximada na prática pela ebulição de substância pura a pressão constante.

44

### Condições operacionais especiais (cont.)

(c) Quando  $\dot{C}_1 = \dot{C}_2$  e a configuração é contra-corrente



$$\Delta T_a \approx \Delta T_b$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{0}{0}$$

Regra de L'Hospital



$$\Delta T_{LM} = \Delta T_a = \Delta T_b$$

45

### 3.6. Observações importantes sobre a LMTD

#### Comparação PARALELO vs. C-CORRENTE

1. Para valores de temperaturas de entrada e saída das correntes idênticos e mesmo valor de U,

$$\Delta T_{LM,CC} > \Delta T_{LM,CP}$$

fazendo com que o arranjo contra-corrente seja mais eficiente que o paralelo, necessitando de uma menor área para trocar calor a uma taxa fixa  $\dot{Q}_T$

2. No arranjo contra-corrente, há possibilidade de,

$$T_{2,out} > T_{1,out}$$

isto é impossível no arranjo paralelo

46

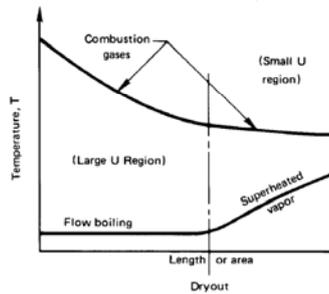
### Observações (cont.)

#### Limitações do uso da LMTD

O uso da LMTD como a diferença de temperatura efetiva é limitado pelas hipóteses feitas inicialmente!

#### Limitação principal:

$$U^* \neq \text{const.}$$



#### Outra limitação:

Teoria válida somente para trocadores puramente em contra-corrente ou puramente em paralelo (passe simples).



Fatores de correção...

47

### EXEMPLO

Considere um trocador de calor casco-e-tubos nos quais os tubos possuem 0,0254 m de diâmetro externo. Este trocador é utilizado para resfriar uma solução de 95% de álcool etílico (calor específico igual a 3810 J/kg.K) de 66°C a 42°C, escoando a uma vazão de 6.93 kg/s. O fluido refrigerante é água (calor específico igual a 4187 J/kg.K) disponível a 10°C e 6.3 kg/s. O trocador possui 72 tubos e o coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa de um tubo é igual a 568 W/m<sup>2</sup>.K. Calcule a área de troca e o comprimento do trocador para cada uma das seguintes configurações:

- Trocador com correntes em paralelo
- Trocador em contra-corrente

#### Solução:

$$\text{Taxa de calor trocado } \dot{Q}_T = \dot{M}_1 c_{p1} (T_{1,in} - T_{1,out}) \Rightarrow \dot{Q}_T = 633,7 \times 10^3 \text{ W}$$

$$\text{Temperatura de saída da água: } \dot{M}_1 c_{p1} (T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{M}_2 c_{p2} (T_{2,out} - T_{2,in})$$

$$T_{2,out} = T_{2,in} + \frac{\dot{M}_1 c_{p1}}{\dot{M}_2 c_{p2}} (T_{1,in} - T_{1,out}) \Rightarrow T_{2,out} = 34^\circ \text{ C}$$

48

### (a) Correntes paralelas

LMTD para c-paralelas: 
$$\Delta T_{LM,CP} = \frac{(T_{1,in} - T_{2,in}) - (T_{1,out} - T_{2,out})}{\ln\left[\frac{(T_{1,in} - T_{2,in})}{(T_{1,out} - T_{2,out})}\right]}$$

$$\Delta T_{LM,CP} = 24,67^\circ\text{C}$$

Área de troca: 
$$A_o = \frac{\dot{Q}_T}{U_o \Delta T_{LM,CP}} \Rightarrow A = 45,2 \text{ m}^2$$

Comprimento do trocador:

$$L = \frac{A_o}{\pi d_o n} \Rightarrow L = 7,87 \text{ m}$$

49

### (b) Contra-corrente

LMTD para c-corrente: 
$$\Delta T_{LM,CC} = \frac{(T_{1,in} - T_{2,out}) - (T_{1,out} - T_{2,in})}{\ln\left[\frac{(T_{1,in} - T_{2,out})}{(T_{1,out} - T_{2,in})}\right]}$$

$$\Delta T_{LM,CC} = 32^\circ\text{C}$$

Área de troca: 
$$A_o = \frac{\dot{Q}_T}{U_o \Delta T_{LM,CP}} \Rightarrow A = 34,9 \text{ m}^2$$

Comprimento do trocador:

$$L = \frac{A_o}{\pi d_o n} \Rightarrow L = 6,07 \text{ m}$$

50

### 3.7. Efetividade de um trocador de calor

**A efetividade de um trocador é um indicador do seu desempenho térmico**

$$\varepsilon \equiv \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\max}}$$

$\dot{Q}_T$  ← taxa real de calor trocado  
 $\dot{Q}_{\max}$  ← máxima taxa de calor POSSÍVEL

$$0 \leq \varepsilon \leq 1$$

Em princípio,

$$\dot{Q}_{\max}$$

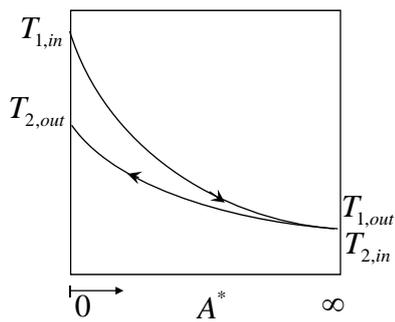
...considerando dois casos...

...considerando dois casos...

51

### Efetividade (cont.)

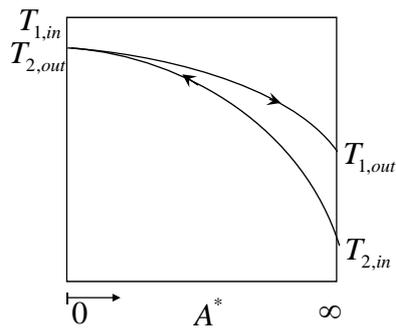
$$\dot{C}_1 < \dot{C}_2$$



Perfis convexas

Corrente 1 experimenta maior  $\Delta T$

$$\dot{C}_2 < \dot{C}_1$$



Perfis côncavos

Corrente 2 experimenta maior  $\Delta T$

$$\Delta T_{\max} = T_{1,in} - T_{2,in}$$

52

Efetividade (cont.)

É possível observar então que:  $\dot{Q}_{\max} = \dot{C}_{\min} \Delta T_{\max}$

onde:  $\Delta T_{\max} = (T_{1,in} - T_{2,in})$   $\dot{C}_{\min} = \min(\dot{C}_1, \dot{C}_2)$

**POR QUE NÃO  $\dot{Q}_{\max} = \dot{C}_{\max} \Delta T_{\max}$  ?**

Pela conserv. da energia:  $\dot{C}_1(T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{C}_2(T_{2,out} - T_{2,in})$

Se, por exemplo,  $\dot{C}_{\max} = \dot{C}_2$  e se fosse possível que  $T_{1,in} = T_{2,out}$

$$\text{Então: } (T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{C}_2 / \dot{C}_1 (T_{2,out} - T_{2,in})$$

$$\cancel{(T_{1,in} - T_{1,out})} > \cancel{(T_{1,in} - T_{2,in})}$$

Ou seja:  $T_{1,out} < T_{2,in}$  **O QUE É IMPOSSÍVEL!**

53

Efetividade (cont.)

Da definição da efetividade segue que

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{C}_{\min} (T_{1,in} - T_{2,in})$$



$$\varepsilon = \frac{\dot{C}_1 (T_{1,in} - T_{1,out})}{\dot{C}_{\min} (T_{1,in} - T_{2,in})}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{C}_2 (T_{2,out} - T_{2,in})}{\dot{C}_{\min} (T_{1,in} - T_{2,in})}$$

Para qualquer trocador de calor, KAYS & LONDON mostraram que

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}}\right)$$

54

### 3.8. O conceito de unidades de transferência

NTU = Número de Unidades de Transferência  
(Number of Transfer Units)

$$NTU \equiv \frac{A^* U^*}{\dot{C}_{\min}}$$

NTU é a razão entre as taxas de capacidade calorífica [W/K] do trocador e do escoamento.

É uma medida do “tamanho térmico” do trocador em função da “quantidade” de material por ele processado.

55

NTU (cont.)

Retomando as Eqs. (3) e (4) para a variação das diferenças de temperatura

$$\text{PARALELO} \quad \ln \left( \frac{T_{1,out} - T_{2,out}}{T_{1,in} - T_{2,in}} \right) = -U^* A^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right)$$

$$\text{C-CORRENTE} \quad \ln \left( \frac{T_{1,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,out}} \right) = -U^* A^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} - \frac{1}{\dot{C}_2} \right)$$

Supondo  $\dot{C}_{\min} = \dot{C}_1$  e sendo  $NTU \equiv \frac{A^* U^*}{\dot{C}_{\min}}$

56

NTU (cont.)

Temos:

$$\text{PARALELO} \quad \frac{T_{1,out} - T_{2,out}}{T_{1,in} - T_{2,in}} = \exp \left[ -NTU \left( 1 + \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} \right) \right]$$

$$\text{C-CORRENTE} \quad \frac{T_{1,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,out}} = \exp \left[ -NTU \left( 1 - \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} \right) \right]$$

$$\text{Sendo } \varepsilon = \frac{T_{1,in} - T_{1,out}}{T_{1,in} - T_{2,in}} \quad \text{e} \quad \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} = \frac{T_{2,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{1,out}}$$

é possível reescrever as razões entre diferenças de temperaturas acima...

57

NTU (cont.)

$$\text{PARALELO} \quad \frac{T_{1,out} - T_{2,out}}{T_{1,in} - T_{2,in}} = 1 - \varepsilon \left( 1 + \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} \right)$$

$$\text{C-CORRENTE} \quad \frac{T_{1,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,out}} = 1 - \varepsilon \left\{ 1 - \exp \left[ -NTU \left( 1 - \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} \right) \right] \right\}$$

Substituindo nas expressões do slide anterior...

58

Relações E-NTU para as configurações básicas

**PARALELO**  $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + \dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max})]}{1 + \dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max}}$

**C-CORRENTE**  $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - \dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max})]}{1 - (\dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max})\exp[-NTU(1 - \dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max})]}$

ou reorganizadas em função de NTU

**PARALELO**  $NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + \dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max})]}{1 + \dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max}}$

**C-CORRENTE**  $NTU = \frac{1}{(\dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max}) - 1} \ln \left[ \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon(\dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max}) - 1} \right]$

o mesmo resultado é obtido se fizermos  $\dot{C}_{\min} = \dot{C}_2$

59

Observando 2 situações limite

(a) Quando  $\dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max} = 1$

**PARALELO**  $\varepsilon = \frac{1}{2}[1 - \exp(-2NTU)]$

**C-CORRENTE**  $\varepsilon = NTU/(1 + NTU)$  (L'Hospital)

(b) Quando  $\dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max} = 0$ ;  $\dot{C}_{\max} \rightarrow \infty$

**AMBAS FORNECEM**  $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Tabela 11.3 Incropera e DeWitt.

60

### 3.9. Observações importantes sobre o E-NTU

#### Comparação PARALELO vs. C-CORRENTE

1. Para valores idênticos de NTU e de  $\dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max}$

$$\mathcal{E}_{CC} > \mathcal{E}_{CP}$$

fazendo com que um melhor desempenho seja fornecido pelo arranjo contra-corrente

Assim como no LMTD, o método é limitado pelas hipóteses feitas inicialmente!

$$U^* = \text{const.}$$

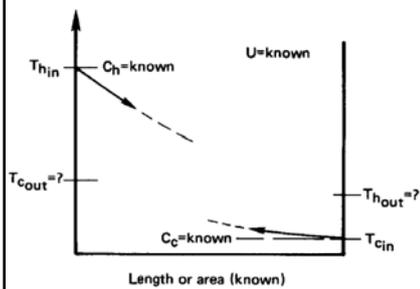
passes simples

61

#### Observações (cont.)

#### Uma vantagem do E-NTU sobre o LMTD

Considere o problema:



$$\dot{Q}_T = ?$$

**LMTD** → Tentativa e erro

**E-NTU** → Diretamente

APLICAÇÕES:

**LMTD**  
↓  
PROCESSOS

**E-NTU**  
↓  
COMPACTOS

62

## EXEMPLO

Considere o trocador de calor em correntes paralelas no qual o fluido frio de taxa de capacidade calorífica igual a  $20 \times 10^3 \text{ W/K}$  entra a  $40^\circ\text{C}$  e o fluido quente de taxa de capacidade calorífica igual a  $10 \times 10^3 \text{ W/K}$  entra a  $150^\circ\text{C}$ . Determine a taxa de calor trocado e as temperaturas de saída das correntes, se a área de troca é  $30 \text{ m}^2$  e o coeficiente global de transferência de calor é igual a  $500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

### Solução:

Como as temperaturas de saída não são conhecidas, o método E-NTU é mais indicado.

$$\text{C mínimo: } \dot{C}_{\min} = \dot{C}_1 \Rightarrow \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max} = 0,5$$

$$\text{NTU: } NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{\min}} \Rightarrow NTU = 1,5$$

Utilizando a fórmula apropriadas:

63

### (cont.):

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max})]}{1 + \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max}} \Rightarrow \varepsilon = 0,596$$

$$\text{Taxa de calor trocado: } \dot{Q}_T = \varepsilon \dot{C}_{\min} (T_{1,in} - T_{2,in}) \Rightarrow \dot{Q}_T = 655,6 \text{ kW}$$

Temperatura de saída dos fluidos:

$$T_{1,out} = T_{1,in} + \frac{\dot{Q}_T}{\dot{C}_1} \Rightarrow T_{1,out} = 84,44^\circ\text{C}$$

$$T_{2,out} = T_{2,in} + \frac{\dot{Q}_T}{\dot{C}_2} \Rightarrow T_{2,out} = 72,78^\circ\text{C}$$

64

### 3.10. Extensão dos métodos para outras configurações

#### 3.10.1. O método do fator de correção sobre a LMTD

Para um trocador qualquer no qual  $U^*$  é aproximadamente constante podemos escrever

$$A^* = \frac{\dot{Q}_T}{U^* \Delta T_M} = \frac{\dot{Q}_T}{U^* F \Delta T_{LM,CC}} \quad \text{onde:} \quad F \equiv \frac{\Delta T_M}{\Delta T_{LM,CC}}$$

sendo:

$\Delta T_{LM,CC}$  LMTD para um trocador contra-corrente ideal

$F$  Fator de correção: = 1 para CC ideal (REFERÊNCIA)  
< 1 para todas as outras configurações

65

$F$  pode ser derivado analiticamente levando em consideração a configuração do trocador em questão (passes múltiplos, correntes cruzadas...)

As soluções analíticas são dadas em função dos seguintes parâmetros:

$$F = F(P, R, \text{configuração})$$

$$P \equiv \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{\max}} = \frac{T_{2,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,in}}$$

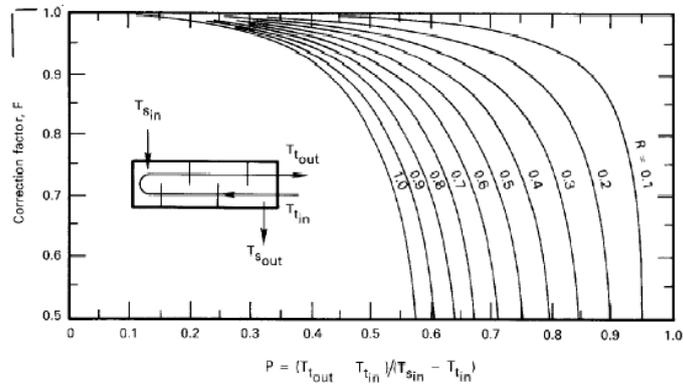
"efetividade térmica"

$$R \equiv \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} = \frac{T_{1,in} - T_{1,out}}{T_{2,out} - T_{2,in}}$$

razão entre as taxas de capacidades térmicas

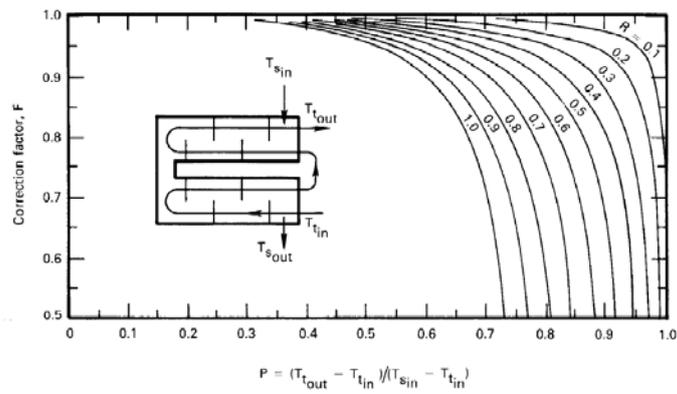
66

Exemplo: 1 passe no casco e 2N passes nos tubos



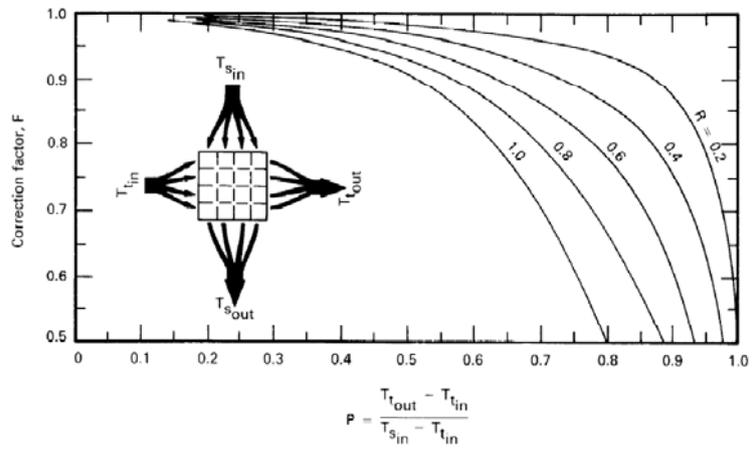
67

Exemplo: 2 passes no casco e 4N passes nos tubos



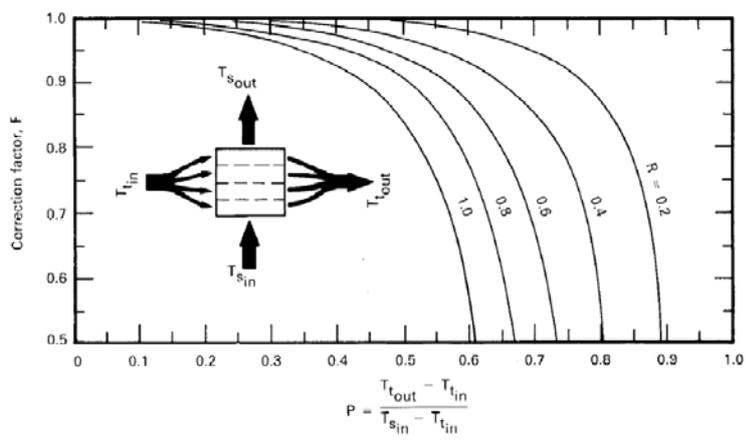
68

Exemplo: Escoamento cruzado com passe único e dois fluidos não-misturados



69

Exemplo: Escoamento cruzado com passe único e um dos fluidos não-misturado



70

Uma observação sobre o método do fator de correção:

Se uma das correntes se mantiver a uma temperatura constante, então  $P$  ou  $R$  serão igual a zero. Neste caso,

$$\Delta T_M = \Delta T_{LM,CC}$$

e o fator de correção será igual a 1.

Outra observação sobre o método do fator de correção:

A boa prática sugere que trocadores sejam projetados e/ou operados acima de um valor mínimo para  $F$ . Desta forma, evitamos 'cair' numa região onde grandes variações em  $F$  ocorrem para pequenas variações em  $P$ .

71

### 3.10.2. O método $E - NTU$

Neste método

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}}, \text{configuração}\right)$$

ou alternativamente

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}}, \text{configuração}\right)$$

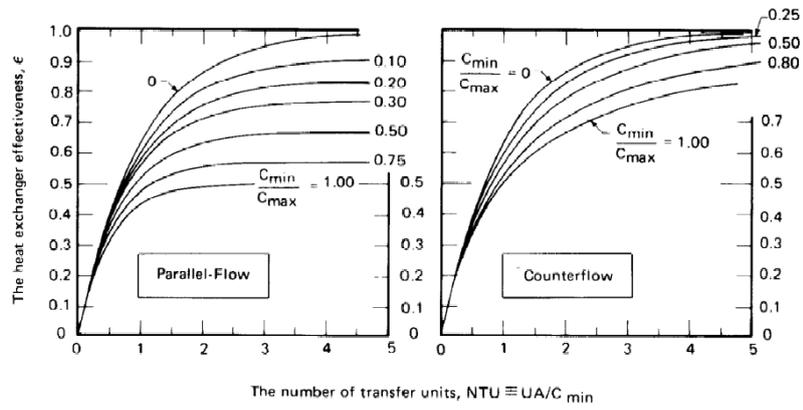
Gráficos para algumas configurações são mostrados a seguir

Relações matemáticas são fornecidas em livros texto

**Tabela 11.3 Incropera e DeWitt.**

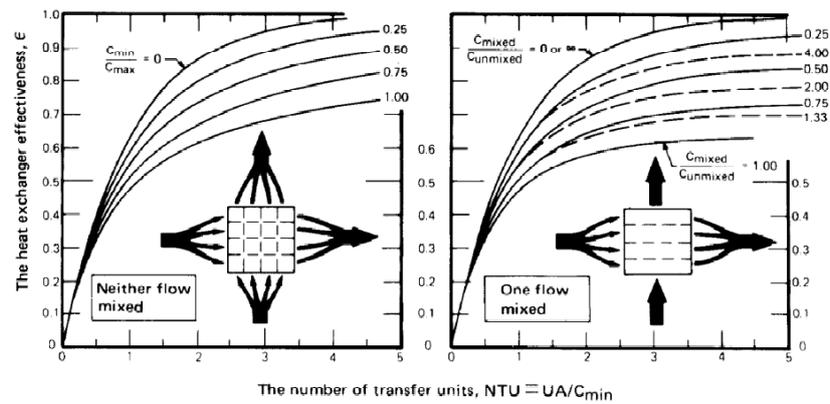
72

### Trocadores puramente paralelo e contra-corrente



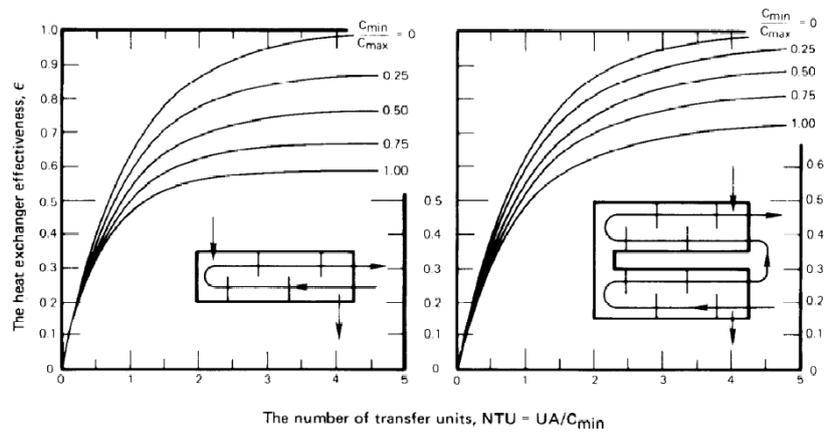
73

### Trocadores correntes cruzada



74

## Trocadores casco-e-tubos



75

## EXEMPLO

Um trocador de calor casco-e-tubos de um passe no casco e dois passes nos tubos é utilizado para resfriar um determinado óleo. O refrigerante é água com uma vazão mássica de 4,082 kg/s e que adentra o trocador pelos tubos a uma temperatura de 20°C. O óleo entra do lado do casco com uma vazão mássica de 10 kg/s e as temperaturas de entrada e saída são de 90°C e 60°C. Determine a área do trocador através dos métodos F-LMTD e E-NTU, sendo o coeficiente global de transferência de calor igual a 262 W/m<sup>2</sup>.K. Os calores específicos da água e do óleo são 4179 e 2118 J/kg.K, respectivamente.

### Solução:

$$\text{Temperatura de saída da água} \quad \dot{M}_1 c_{p1} (T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{M}_2 c_{p2} (T_{2,out} - T_{2,in})$$

$$T_{2,out} = T_{2,in} + \frac{\dot{M}_1 c_{p1}}{\dot{M}_2 c_{p2}} (T_{1,in} - T_{1,out}) \Rightarrow T_{2,out} = 57,25^\circ\text{C}$$

$$\text{Taxa de calor trocado} \quad \dot{Q}_T = \dot{M}_1 c_{p1} (T_{1,in} - T_{1,out}) \Rightarrow \dot{Q}_T = 635400\text{W}$$

76

**(a) F-LMTD:**

LMTD para c-corrente puro: 
$$\Delta T_{LM,CC} = \frac{(T_{1,in} - T_{2,out}) - (T_{1,out} - T_{2,in})}{\ln\left[\frac{(T_{1,in} - T_{2,out})}{(T_{1,out} - T_{2,in})}\right]}$$

$$\Delta T_{LM,CC} = 36,4^{\circ}\text{C}$$

Fator de correção F: 
$$P = \frac{T_{2,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,in}} \quad P = 0,532 \quad R = \frac{T_{1,in} - T_{1,out}}{T_{2,out} - T_{2,in}} \quad R = 0,805$$

Da figura (Exemplo 1):  $F \approx 0,85$

Área de troca: 
$$A = \frac{\dot{Q}_T}{UF\Delta T_{LM,CC}} \Rightarrow A = 78,6\text{ m}^2$$

77

**(b) E-NTU:**

C mínimo:  $\dot{C}_1 = \dot{M}_1 c_{p1} = 21180\text{ W/K} \quad \dot{C}_2 = \dot{M}_2 c_{p2} = 17058,7\text{ W/K}$

$$\dot{C}_{\min} = 17058,7\text{ W/K} \Rightarrow \dot{C}_{\min} / \dot{C}_{\max} = 0.805$$

Efetividade: 
$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{C}_2 (T_{2,out} - T_{2,in})}{\dot{C}_{\min} (T_{1,in} - T_{2,in})} \Rightarrow \varepsilon = 0,532$$

Utilizando a fórmula ou a figura apropriadas

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}}, \text{configuração}\right) \Rightarrow NTU = 1,226$$

Área de troca: 
$$A = \frac{\dot{C}_{\min}}{U} NTU \Rightarrow A = 79,8\text{ m}^2$$

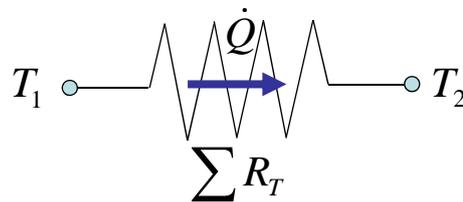
78

### 3.11. Coeficiente global de transferência de calor

Dois fluidos trocando calor através de uma parede sólida

$$\frac{1}{U^* A^*} = \sum R_T$$

Inverso da resistência térmica total à transferência de calor entre os fluidos



79

### Coeficiente global (cont.)

Em trocadores de calor as seguintes condições são comuns

1. Paredes feitas de um único material (não compostas)
2. Superfícies aletadas (em ambos os lados)
3. Formação de uma camada de incrustação (impurezas) cujas espessura, natureza e resistência são funções do tempo de operação, da velocidade e da temperatura do fluido

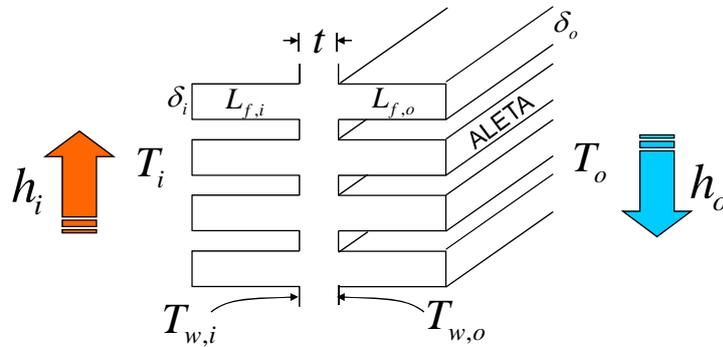
$$R_f'' \text{ (fator de incrustação)}$$

$[m^2 \cdot K/W] \longrightarrow$  Dimensão de  $h^{-1}$

80

Coeficiente global (cont.)

**Nomenclatura**



$$A_i = A_{f,i} + A_{b,i}$$

$$A_o = A_{f,o} + A_{b,o}$$

81

Coeficiente global (cont.)

**Forma geral**

$$\frac{1}{U^* A^*} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + R_w + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o}$$

onde:

$A^*$  área de referência para  $U^*$ . Precisa ser definida com clareza (principalmente em trocadores de geometria complexa!). Pode ser  $A_i$ ,  $A_o$  ou qualquer outro valor.

$A_i$ ;  $A_o$  áreas de troca da parede em suas superfícies interna e externa, respectivamente.

Ex. tubo de comprimento  $L$   $A_i = \pi D_i L$

$A_o = \pi D_o L$

82

### Coeficiente global (cont.)

onde (cont.):

$R''_{f,i}; R''_{f,o}$  fatores de incrustação nas superfícies interna (i) e externa (o) da parede.

$h_i; h_o$  coeficientes individuais de transferência de calor entre as superfícies interna e externa da parede e os fluidos de cada lado da parede, respectivamente

$R_w$  resistência térmica da parede. Exemplos:

(a) Parede plana

$$R_w = \frac{t_w}{k_w A^*}$$

(b) Parede cilíndrica

$$R_w = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi L_T k_w}$$

83

### Coeficiente global (cont.)

onde (cont.):

$\eta_i; \eta_o$  Eficiências (globais) das superfícies aletadas

desempenho da superfície como um todo e não só de cada aleta individualmente.

#### Como calcular as eficiências das superfícies aletadas?

Tomando o lado interno, por exemplo (e supondo ser este o lado quente):

$$\dot{Q}_T = (\eta_{f,i} A_{f,i} h_{f,i} + A_{b,i} h_{b,i}) (T_1 - T_{w,1})$$

onde  $\eta_{f,i}$  é a eficiência de uma aleta ([3.6 Incropera e DeWitt](#))

Supondo que  $h_{f,i} = h_{b,i} = h_i$  e sabendo que  $A_i = A_{f,i} + A_{b,i}$

a equação acima se torna...

84

Coeficiente global (cont.)

$$\dot{Q}_T = \eta_i h_i A_i (T_1 - T_{w,1})$$

onde:

$$\eta_i = \left[ 1 - (1 - \eta_{f,i}) \frac{A_{f,i}}{A} \right]$$

e a eficiência de aleta é (supondo aleta reta, de seção uniforme e extremidade adiabática):

$$\eta_{f,i} = \tanh(m_i L_{f,i}) / m_i L_{f,i} \quad \text{onde} \quad m_i = \sqrt{2h_i / \delta_i k_{f,i}}$$

Repetindo a análise para o lado externo:

$$\eta_o = \left[ 1 - (1 - \eta_{f,o}) \frac{A_{f,o}}{A} \right]$$

85

### 3.12. Cálculos envolvendo coeficientes globais de transferência de calor variáveis

**Na maioria das aplicações práticas**

$$U = f(\text{Re}_{1,2}, \text{geometria}_{1,2}, \text{props}_{1,2}, \text{mecanismos}_{1,2}) \neq \text{constante}$$

**Portanto, as teorias básicas não se aplicam...**



**... É preciso adaptar e estender as teorias.**

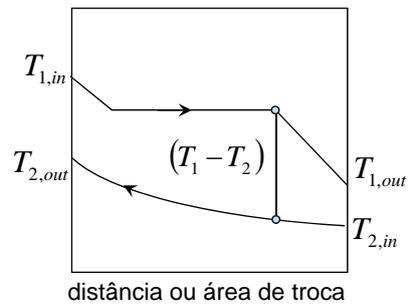
**A estratégia é dividir o trocador em diversos segmentos e um valor constante para U é atribuído a cada segmento.**

86

Coeficiente global variável (cont.)

**Alguns casos em que U varia em A**

- (i) Dois fluidos puros. Um deles condensando (com desuperaquecimento e sub-resfriamento) e o outro em convecção monofásica

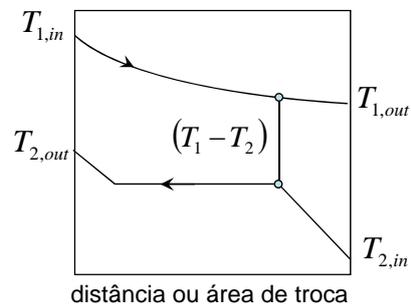


87

Coeficiente global variável (cont.)

**Casos (cont.)**

- (ii) Dois fluidos puros. Um deles vaporizando (com aquecimento e superaquecimento) e o outro em convecção monofásica



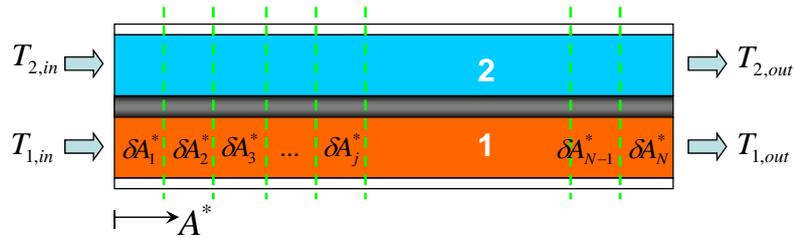
88

Coeficiente global variável (cont.)

**EXEMPLO**

ARRANJO DE CORRENTES EM PARALELO

Passo 1: Dividir o trocador em  $N$  segmentos de área  $\delta A^*$



$$U^* = U^*(A^*)$$

Quanto menor  $\delta A^*$ , maior é a precisão da solução.

89

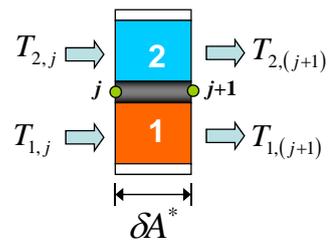
Coeficiente global variável (cont.)

**EXEMPLO (cont.)**

Passo 2: Calcular a taxa infinitesimal de transferência de calor num elemento  $j$

$$\delta \dot{Q}_j = -\dot{C}_{1,j}(T_{1,(j+1)} - T_{1,j}) = \dot{C}_{2,j}(T_{2,(j+1)} - T_{2,j})$$

$$\delta \dot{Q}_j = U_j^*(T_{1,j} - T_{2,j})\delta A^*$$



90

Coeficiente global variável (cont.)

**EXEMPLO (cont.)**

Passo 3: Escrever a equação da variação da diferença de temperatura entre as correntes na forma discretizada (diferenças finitas)

PARALELO 
$$\frac{d(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_2)} = -U^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right) dA^*$$

$$\frac{(T_1 - T_2)_{(j+1)} - (T_1 - T_2)_j}{(T_1 - T_2)_j} = -U_j^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right) \delta A^*$$

91

Coeficiente global variável (cont.)

**EXEMPLO (cont.)**

Passo 4: Resolver a equação acima para a diferença de temperaturas

$$(T_1 - T_2)_{(j+1)} = (T_1 - T_2)_j (1 - M_j \delta A^*)$$

$$M_j = -U_j^* \left( \frac{1}{\dot{C}_1} + \frac{1}{\dot{C}_2} \right)$$

Passo 5: Calcular a taxa de transferência de calor total

$$\dot{Q}_T = \sum_{j=1}^N \delta \dot{Q}_j$$

92

## 4. TIPOS DE TROCADORES E SUAS APLICAÇÕES

### 4.1. Seleção do tipo de trocador

Decisão mais importante de um projeto térmico é a escolha do tipo de trocador de calor

O projetista deve, no início do projeto:

1. Investigar os tipos de trocador que se aplicam ao seu processo
2. Decidir, de acordo com **critérios e limitações** do processo, a configuração que melhor se enquadra em suas necessidades.

tipo de fluido (corrosivo, orgânico...)

pressão de trabalho

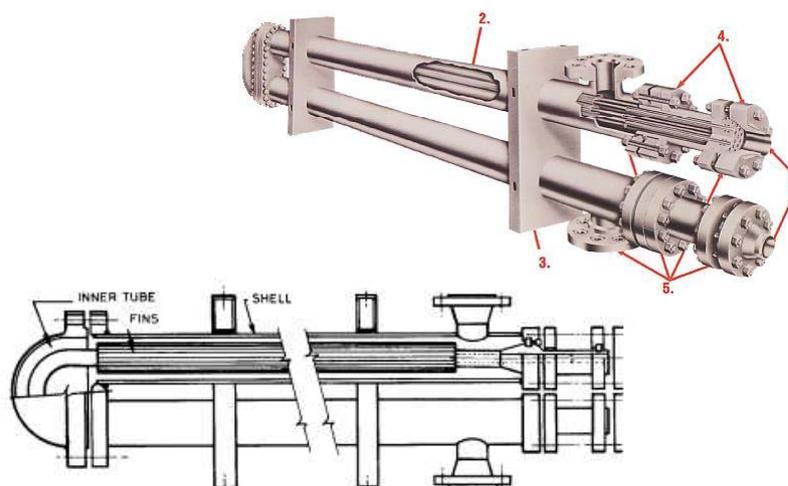
limitação de volume (compacto)

disponibilidade de métodos de cálculo etc.

3. É comum haver dois ou mais tipos de trocador que sirvam ao processo. Neste caso, recomenda-se prosseguir com o projeto básico (baixo custo computacional) para cada trocador.

93

### 4.2. Trocadores 'duplo-tubo' ou bitubulares



94

## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS

1. Consiste de um tubo montado internamente e concêntrico a um tubo de maior diâmetro. Acoplamentos hidráulicos (flanges etc.) servem para guiar os fluidos para o interior do trocador e de uma seção para outra.
2. O tubo interno geralmente possui aletas longitudinais soldadas internamente ou externamente para aumentar a área de troca térmica para o fluido de menor C.T.C.
3. Usado na maioria das vezes para transferência de calor sensível (aquecimento ou resfriamento) em situações onde áreas de troca pequenas (até 50 m<sup>2</sup>) são necessárias. Condensação e ebulição em pequenas quantidades também podem ser acomodadas.
4. Em alguns casos, há um feixe tubular interno ao invés de um tubo.
5. Alguns modelos são "itens de catálogo".

95

## VANTAGENS

1. Flexibilidade na aplicação, podendo ser conectados em diversos arranjos em série e/ou paralelo a fim de acomodar limitações de perda de carga e de temperatura;
2. Flexibilidade na montagem, podendo ser facilmente construídos a partir de componentes disponíveis (ex.: tubos, flanges, acoplamentos...) e também facilidade de aumento/redução da área de troca de acordo com variações no processo;
3. São de fácil manutenção e limpeza;
4. Métodos de cálculo são razoavelmente bem estabelecidos e precisos;

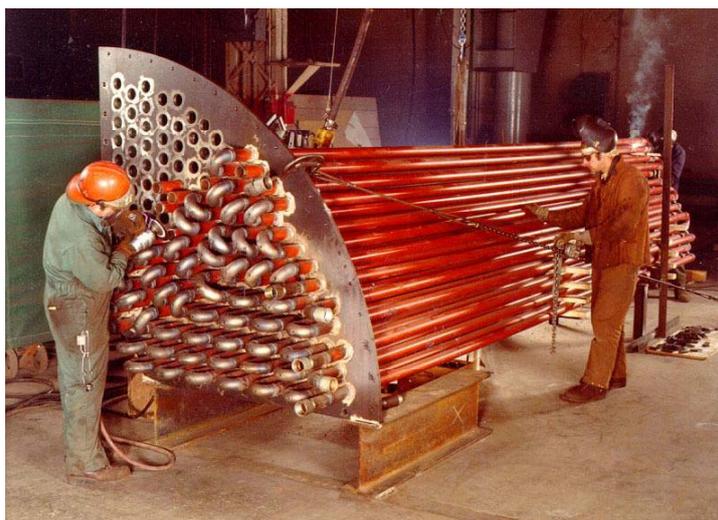
96

## DESVANTAGENS

A principal desvantagem deste tipo de trocador é o seu elevado custo por unidade de área de troca (quando comparado a outras configurações).

97

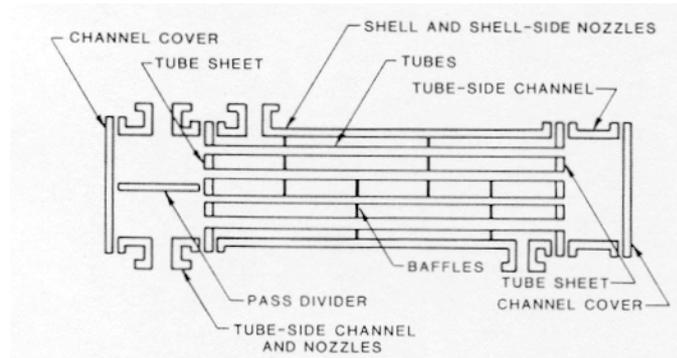
### 4.3. Trocadores casco-e-tubos



98

## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS

1. É o tipo mais comum de trocador de calor, compreendendo diversos sub-tipos e configurações;
2. Um trocador C-e-T típico possui os seguintes componentes:  
(Fig. abaixo)



99

## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS (cont.)

### (a) TUBOS:

Componente básico do trocador, promovendo a área de troca entre as duas correntes de fluido.

Os tubos podem ser lisos ou possuir aletas de baixo perfil de maneira a aumentar  $A_o/A_i$ .

Os tubos são mantidos no lugar pelas **placas tubulares** (uma em cada extremidade do trocador – exceto para arranjos de tubos em U, onde há somente uma placa tubular).

### (b) PLACA TUBULAR:

Placa circular de metal perfurada na qual os tubos são fixados (por solda, interferência, dilatação térmica...). A(s) placa(s) tubular(es) podem ser soldadas ou fixadas por meio de parafusos ao casco do trocador de calor.

100

## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS (cont.)

### (c) CASCO:

Elemento metálico de formato cilíndrico que envolve o feixe tubular. Dependendo das dimensões, pode ser fabricado a partir do corte de um tubo existente ( $D < 0.6$  m), ou da calandragem de uma chapa metálica seguida de soldagem.

### (d) BOCAIS (INJETORES e EJETORES):

No lado do casco, são geralmente fabricados a partir de seções de tubo soldadas ao casco, podendo estar acompanhados de placas de proteção de tubos.

No lado dos tubos, onde o fluido geralmente é o mais corrosivo (se for o caso), os injetores e ejetores podem ser protegidos por ligas especiais.

As placas de cobertura ('channel covers') são parafusadas ao(s) cabeçote(s) de maneira a permitir eventuais inspeções dos tubos e da(s) placa(s) tubular(es).

101

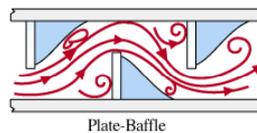
## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS (cont.)

### (e) CHICANAS:

O arranjo de chicanas no lado do casco do trocador serve a dois propósitos:

- (i) dar suporte aos tubos contra flexão e vibração,
- (ii) guiar o fluido do lado do casco através do feixe de tubos de uma forma o mais próximo possível de um escoamento cruzado ideal.

Flow Reversal Pattern



O tipo mais comum de chicanas são as segmentadas (como na figura), mas outros tipos estão disponíveis  $\Rightarrow$  pesquisa, patentes...

102

## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS (cont.)

### (e) OUTROS COMPONENTES:

Espaçadores, tiras selantes, gaxetas....

3. Razão área de troca/volume é razoável.
4. Relativamente caros pois são peças únicas (geralmente).

## VANTAGENS

1. São robustos e de construção relativamente simples;
2. São de limpeza e manutenção relativamente simples (se forem projetados corretamente...);
3. Métodos de projeto existentes já foram bem testados;

103

## VANTAGENS (cont.)

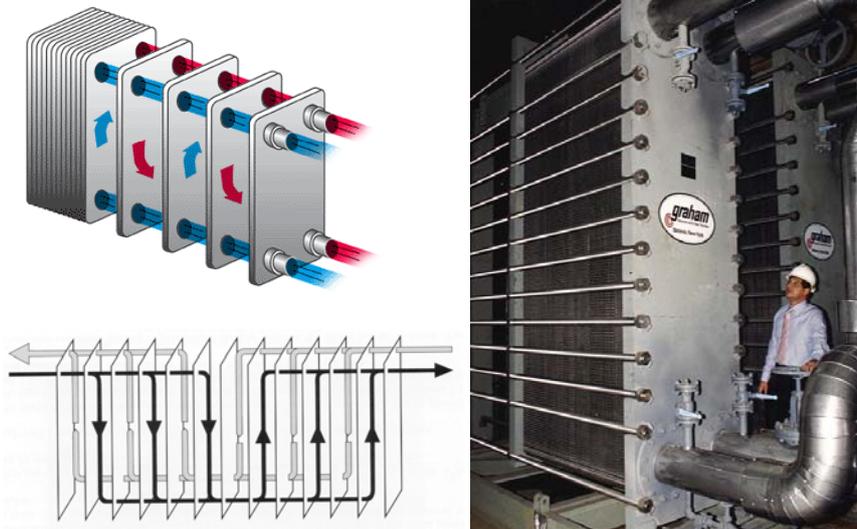
4. Flexibilidade na construção permite que praticamente qualquer processo possa ser executado num trocador C-e-T (pressões e temperaturas extremamente baixas ou altas, altas diferenças de temperatura, mudança de fase, incrustações severas, fluidos corrosivos...).

## DESVANTAGENS

Os itens 3 e 4 acima são responsáveis pela maior desvantagem dos trocadores C-e-T. Para grande parte das situações, outros tipos de trocador de calor executariam o processo de uma forma mais eficiente do que os trocadores C-e-T.

104

### 4.3. Trocadores de placas



105

Trocadores de placas são um tipo de trocadores compactos.  
Definimos trocadores compactos como aqueles onde  
a DENSIDADE DE ÁREA definida por

$$\text{área de troca} \longrightarrow \frac{A^*}{V^*} \longleftarrow \text{volume do trocador}$$

é maior do que

$$700 \text{ m}^2/\text{m}^3 \text{ se for gás-líquido}$$

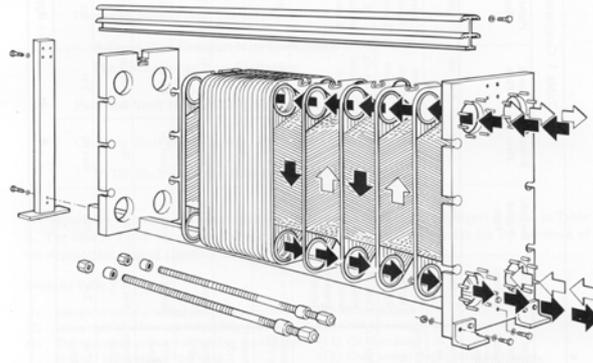
é maior do que

$$400 \text{ m}^2/\text{m}^3 \text{ se for líquido-líquido}$$

106

## TIPOS DE TROCADORES DE PLACAS

1. Há pelo menos 3 tipos diferentes de trocadores de placas, os **placas-e-armação** (mais conhecidos e utilizados), os **em espiral** e os trocadores do tipo **lamela**.
2. No curso, nos concentraremos no estudo dos trocadores do tipo **placas-e-armação**.



107

## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS, VANTAGENS E DESVANTAGENS (Trocadores placas-e-armação)

1. Em sua variante mais comum, o trocador consiste de placas metálicas corrugadas montadas em uma armação. O conjunto de placas compreende a superfície de troca e as 'rugas' promovem turbulência e minimizam regiões de estagnação e incrustação;
2. As juntas (geralmente de borracha, Viton ou Neoprene) têm o propósito de vedar as folgas entre placas adjacentes e delinear os caminhos a serem percorridos pelas correntes;
3. Placas podem ser construídas a partir de qualquer material 'prensável'. Os mais comuns são aço inox, titânio, Incoloy etc. Para aplicações sujeitas a corrosão severa, alguns fabricantes oferecem placas de grafite ou de materiais poliméricos;

108

## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS, VANTAGENS E DESVANTAGENS (cont.) (Trocadores placas-e-armação)

4. Os trocadores P-e-A foram usados inicialmente na indústria de laticínios, onde a necessidade de montagem, limpeza e desmontagem de fácil execução é mandatória;
5. A armação consiste de uma barra superior e de placas de pressão (uma fixa e a outra móvel) em ambas as extremidades do trocador. A flexibilidade de montagem e adaptação a mudanças do processo são características importantes deste trocador;
6. Trocadores P-e-A aplicam-se a uma gama de processos, incluindo líquido-líquido, condensação e evaporação. Sua utilização com gases e altas pressões não é recomendada (vedação).

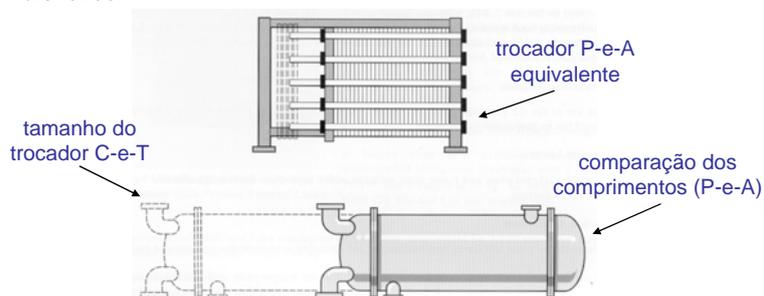
109

## COMPARAÇÃO COM TROCADORES C-e-T

Devido a sua maior EFETIVIDADE, os trocadores P-e-A necessitam de uma menor área para executar o mesmo processo.

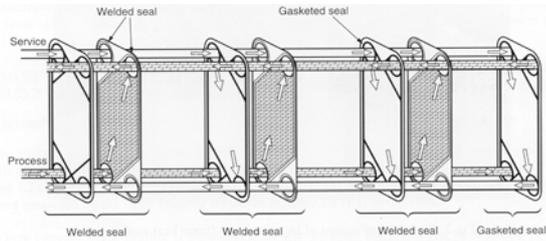
Para serviços líquido-líquido, áreas de um P-e-A são 25% menores e a perda de carga é, na média, mais baixa.

Em termos de peso do trocador, os P-e-A são geralmente 40 a 50% mais leves.



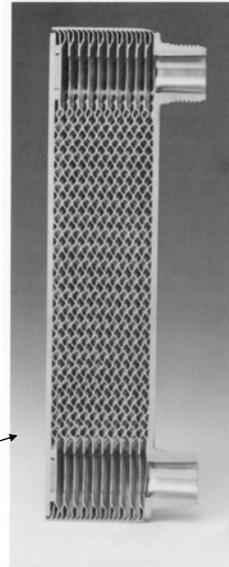
110

## OUTROS TIPOS DE TROCADORES DE PLACAS



trocador P-e-A de pares soldados  
utilizados quando um dos fluidos é corrosivo  
(para as juntas)

trocador P-e-A de placas soldados  
tolera pressões mais altas e aplicações  
mais severas



111

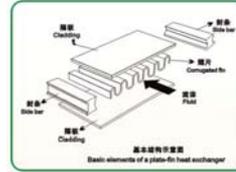
## 4.4. Trocadores aletados (compactos)



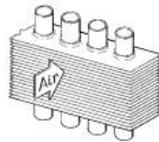
112

## DOIS TIPOS PRINCIPAIS

### Placa-aleta (ou matriz)



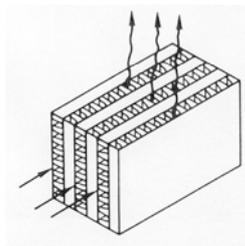
### Tubo-aleta



113

## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS, VANTAGENS E DESVANTAGENS (Trocadores do tipo placa-aletas)

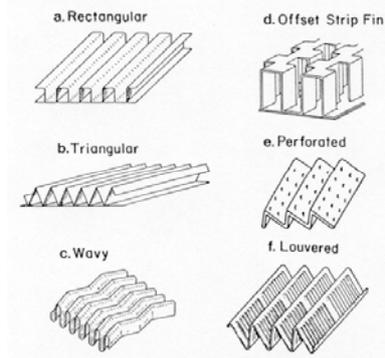
1. Também são compactos e geralmente conhecidos como trocadores de placas-e-aletas ('plate fin heat exchangers');
2. São construídos a partir de placas paralelas e seções de aletas corrugadas **unidas** por diversos processos de fabricação ('*vacuum brazing*', '*diffusion-bonding*') umas sobre as outras (formando um "sanduíche");



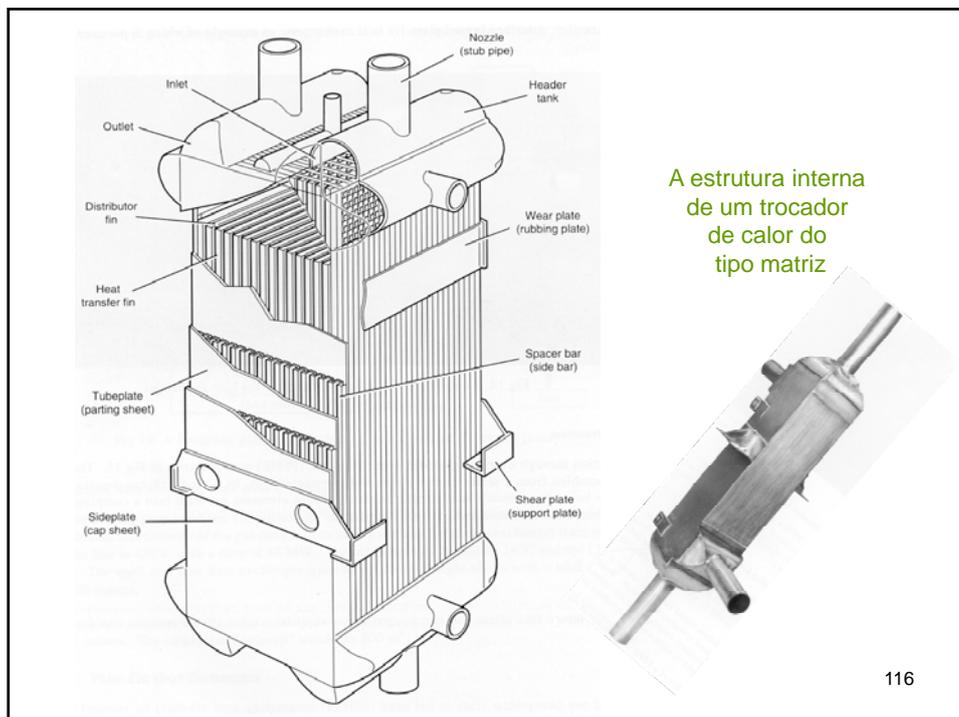
114

### CARACTERÍSTICAS BÁSICAS, VANTAGENS E DESVANTAGENS (cont.) - (Trocadores do tipo placa-aletas)

3. As matrizes são geralmente construídas de alumínio. Recentemente, outras ligas (incluindo aço inox) vêm sendo utilizadas;
4. Alguns tipos de aletas:



115

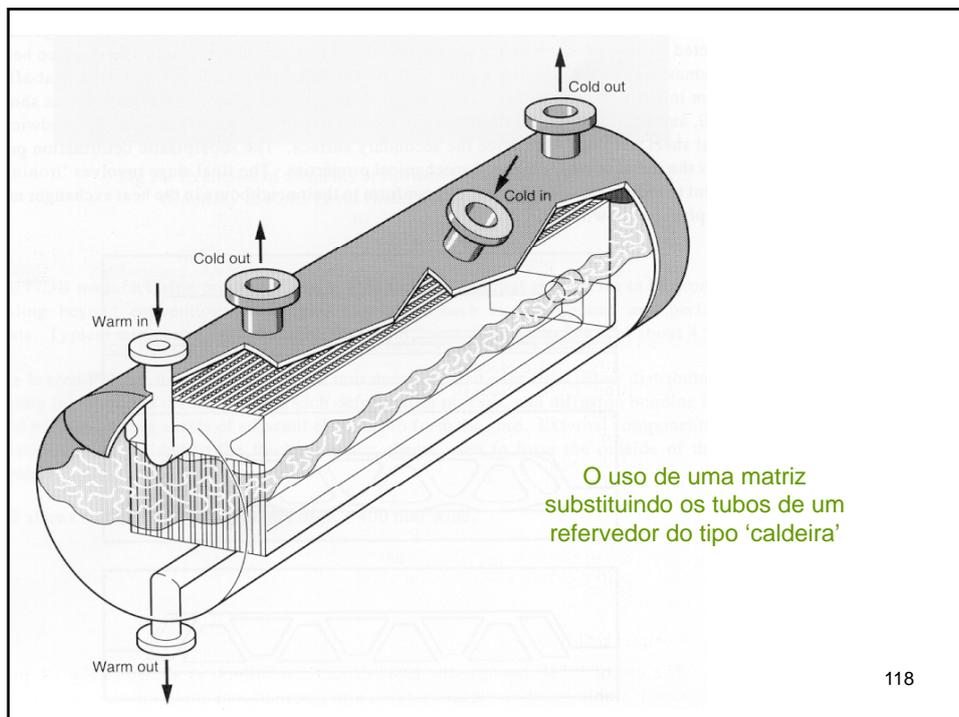


116

## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS, VANTAGENS E DESVANTAGENS (cont.) - (Trocadores do tipo placa-aletas)

5. A principal aplicação é em criogenia (processamento de gases liquefeitos). No entanto, estes trocadores são encontrados em plantas petroquímicas, aplicações 'off-shore' etc.
6. Como será visto mais tarde no curso, para algumas aplicações, trocadores compactos podem ser mais caros;
7. Não permitem desmontagem!

117



118

## COMPARAÇÃO COM TROCADORES C-e-T

Dois exemplos\*:

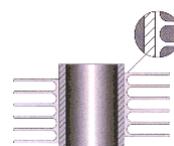
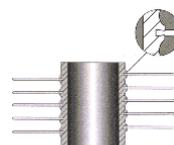
- (a) Um trocador placas-aletas com 6 aletas por cm fornece aproximadamente 1300 m<sup>2</sup> de área por m<sup>3</sup>. Este trocador compreende apenas 10% do volume de um trocador C-e-T com tubos de 19 mm O.D.
  
- (b) Um resfriador de gás natural para aplicações 'off-shore' de 3 MW, operando com o gás a 200 bar.  
Se for um C-e-T: 6 m de comprimento e 6500 kg  
**Se for um 'Plate fin': 1.8 m de comprimento e 600 kg.**

\*retirados de "Guide to Compact Heat Exchangers",  
Good Practice Guide Series No. 89, ETSU, Harwell, UK.

119

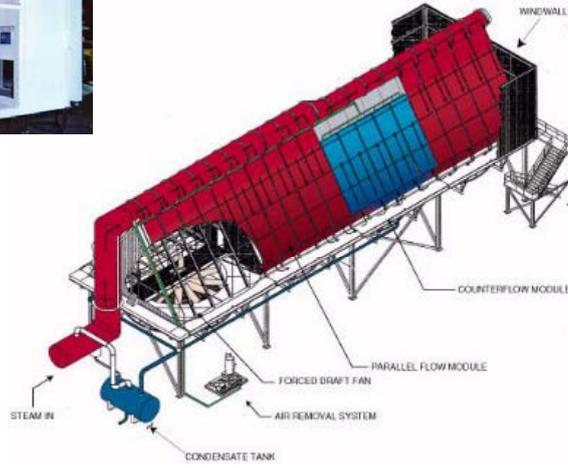
## CARACTERÍSTICAS BÁSICAS, VANTAGENS E DESVANTAGENS (Trocadores do tipo tubo-aletas)

1. São trocadores compactos utilizados em aplicações gás-líquido;
2. Devido ao baixo coeficiente de transferência de calor associado ao lado externo (do gás), faz-se uso de aletas para aumentar a superfície de troca;
3. São amplamente utilizados na indústria de refrigeração e condicionamento de ar e no setor automotivo;
4. Trocadores tubo-aletas de maior capacidade são utilizados como evaporadores e condensadores na indústria de processos e de geração de energia.



120

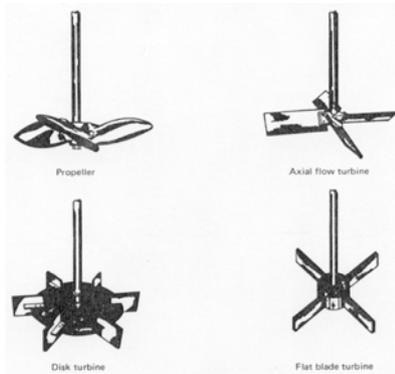
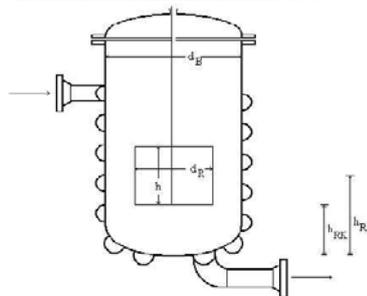
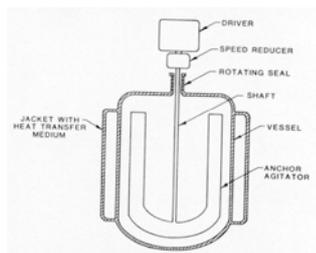
## TROCADORES DO TIPO TUBO-ALETAS



121

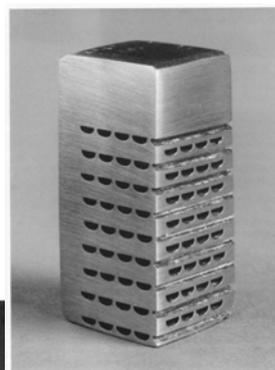
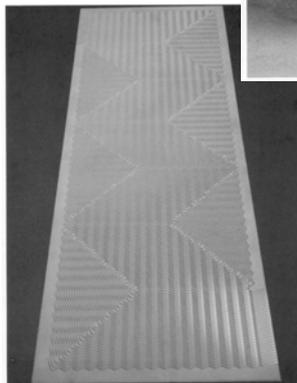
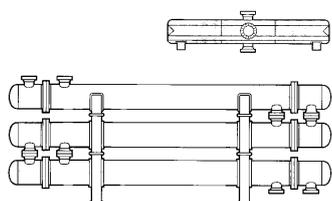
## 4.5. Outros tipos de trocadores de calor

### Acionados Mecanicamente



122

## Circuito Impresso



123

## Resumo das características dos diversos trocadores

| Tipo de trocador  | Pressão Máxima (bar)                            | Faixa de Temperaturas (°C)                              | Limitação do tipo de fluido                  | Tamanho Típico da Unidade   | Características Especiais  |
|-------------------|---|---|--|---|--|
| Refrigerado a Ar  | 500 (lado do processo)                          | 600 (máxima no lado do processo)                        | Sujeito somente ao material de construção    | 5 a 350 m <sup>2</sup> (tubo liso) por feixe tubular – feixes múltiplos às vezes usados | Sistema de rejeição de calor – Requer ventiladores. Tubos geralmente aletados                                      |
| Duplo-Tubo        | 300 (corrente externa); 1400 (corrente interna) | -100 a 600 (mais altas com materiais especiais)         | Sujeito somente ao material de construção    | 0,25 a 200 m <sup>2</sup> por unidade – unidades múltiplas às vezes usadas              | Alta eficiência térmica. Construção modular  |
| Placas-Armação    | 25 (típico), 40 (alguns modelos)                | -25 a 175 (típico); -40 a 200 (modelos muito especiais) | Sistema de vedação (típico) não tolera gases | 1 a 2500 m <sup>2</sup>   | Construção modular; Geralmente a opção mais econômica se o processo permitir                                       |
| Placas-Aletas     | 100 (alumínio); 200 (aço inox)                  | -273 a 150 (alumínio); até 600 (aço inox)               | Baixa incrustação                            | < 9 m <sup>3</sup> de volume  | $\Delta T$ deve ser baixo. Permite a incorporação de correntes múltiplas. Alta área de troca por unidade de volume |
| Circuito Impresso | 1000  | 800 (aço inox)  | Baixa incrustação                            | 1 a 1000 m <sup>2</sup>   | Alta área de troca por unidade de volume. Material de construção é geralmente aço inox ou ligas mais resistentes   |
| Placas Soldadas   | 60  | > 650   | Processos sem incrustação                    | > 1000 m <sup>2</sup>   | $\Delta p$ deve ser menor que 30 bar. Expansão diferencial deve receber atenção especial.                          |
| Casco-e-Tubos     | 300 (casco); 1400 (tubos)                       | -25 a 600 (outros limites com materiais especiais)      | Sujeito somente ao material de construção    | 10 a 1000 m <sup>2</sup> por unidade – unidades múltiplas às vezes usadas               | Se adapta com facilidade e pode ser utilizado em quase todas as aplicações.  |

124