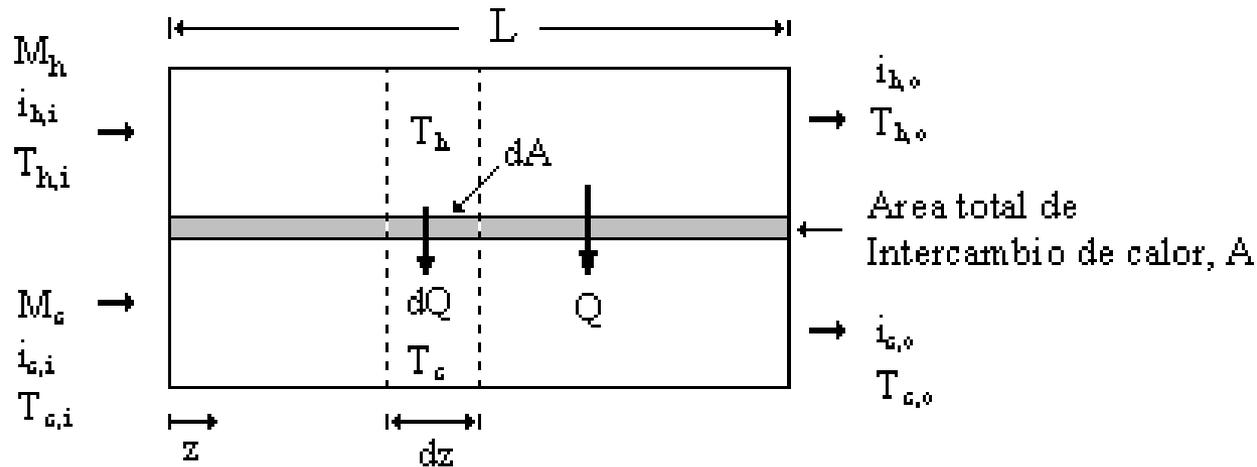


INTERCAMBIADORES DE CALOR

DISEÑO TÉRMICO

Prof. Dosinda González

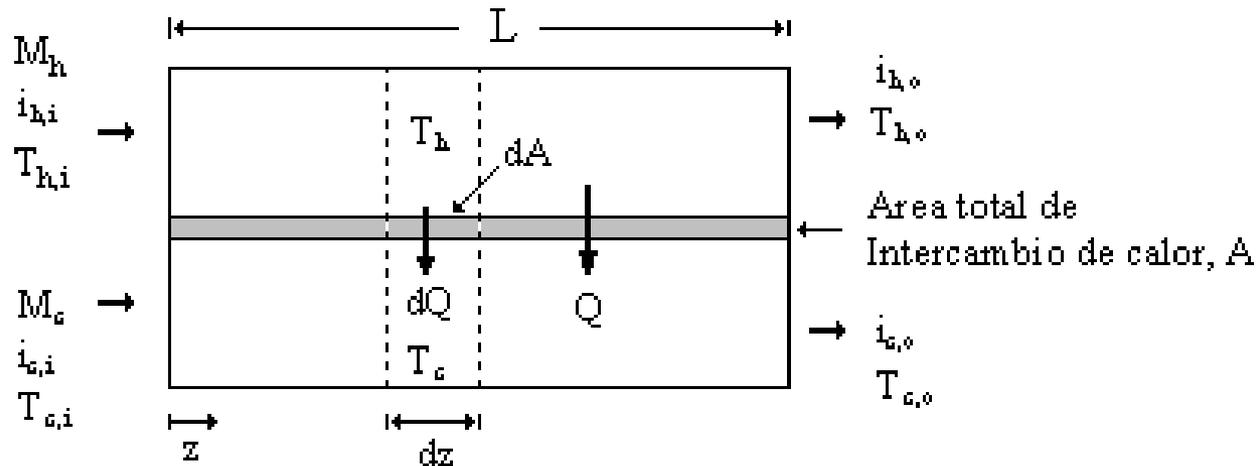
Diseño térmico



Haciendo las siguientes idealizaciones:

- Estado estacionario
- Pérdidas de calor a los alrededores despreciables
- v y T de los fluidos a la entrada del equipo uniformes.
- Área distribuida uniformemente sobre cada fluido y en cada paso

Diseño térmico

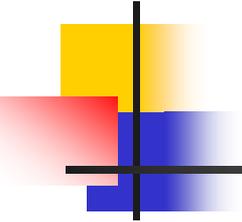


$$Q = M_h (i_{h,in} - i_{h,out})$$

$$Q = M_c (i_{c,out} - i_{c,in})$$

$$Q = \int_0^{A_T} U (T_h - T_c) dA$$

Q : Flujo de calor
 i : Entalpía
 A : Área de transferencia de calor
 M : Flujo másico
 T : Temperatura
 h : Referido al fluido caliente
 c : Referido al fluido frío



Diseño térmico

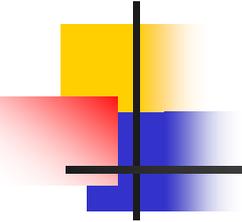
Si se cumplen que:

- Los fluidos no cambian de fase
- C_p de los fluidos es constante

Los balances de energía se pueden simplificar:

$$Q_h = M_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \longrightarrow Q_h = M_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})$$

$$Q_c = M_c (i_{c,o} - i_{c,i}) \longrightarrow Q_c = M_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})$$



Diseño térmico

Para resolver la ecuación $Q = \int_0^{A_T} U(T_h - T_c) dA$

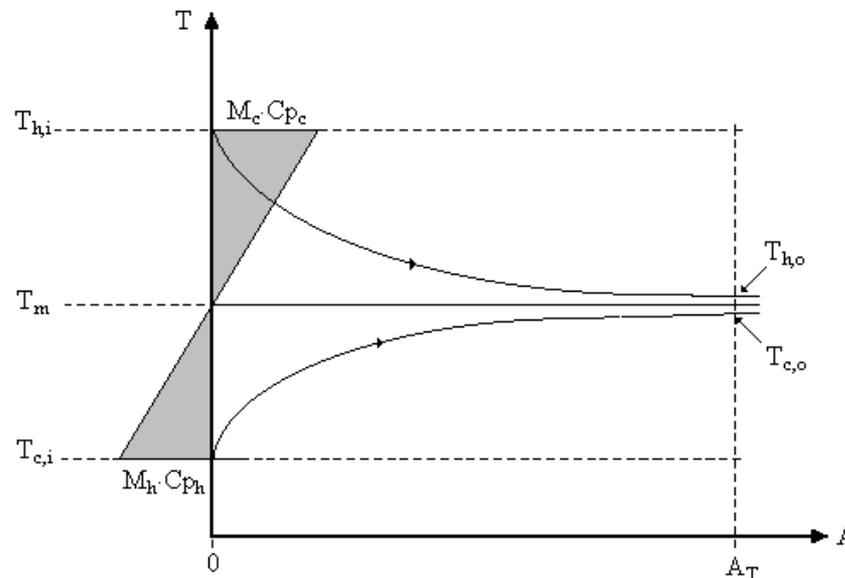
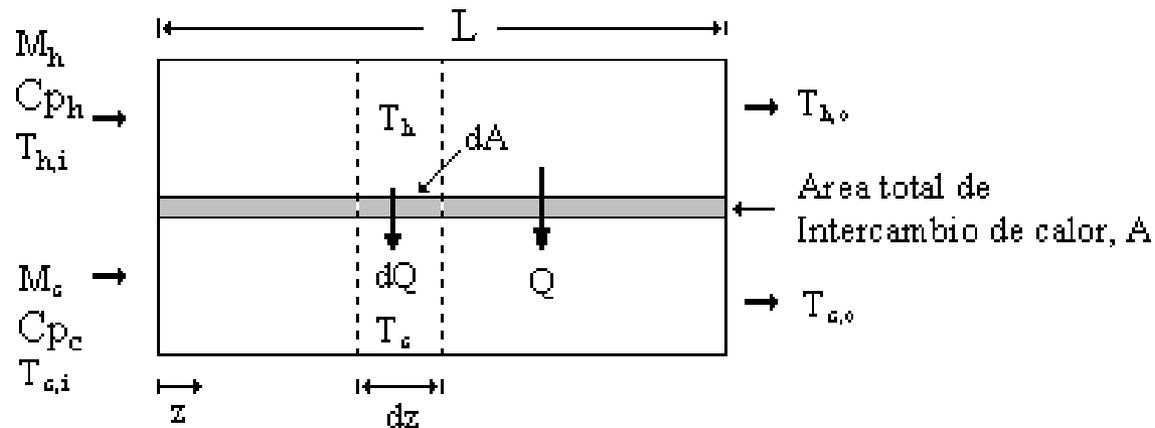
se requiere conocer:

- Orientación de las dos corrientes a través del equipo
- Naturaleza de la transferencia de calor

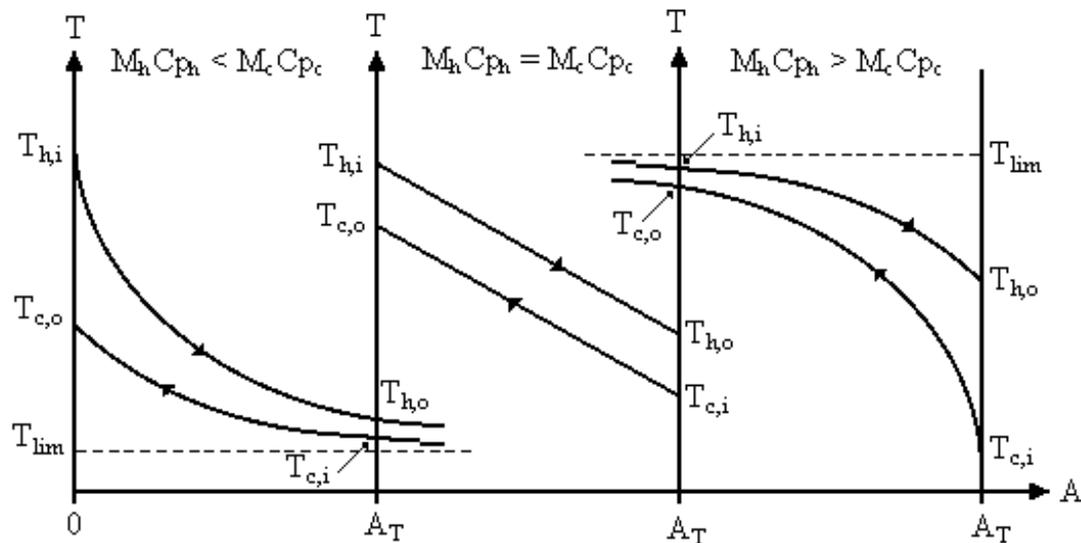
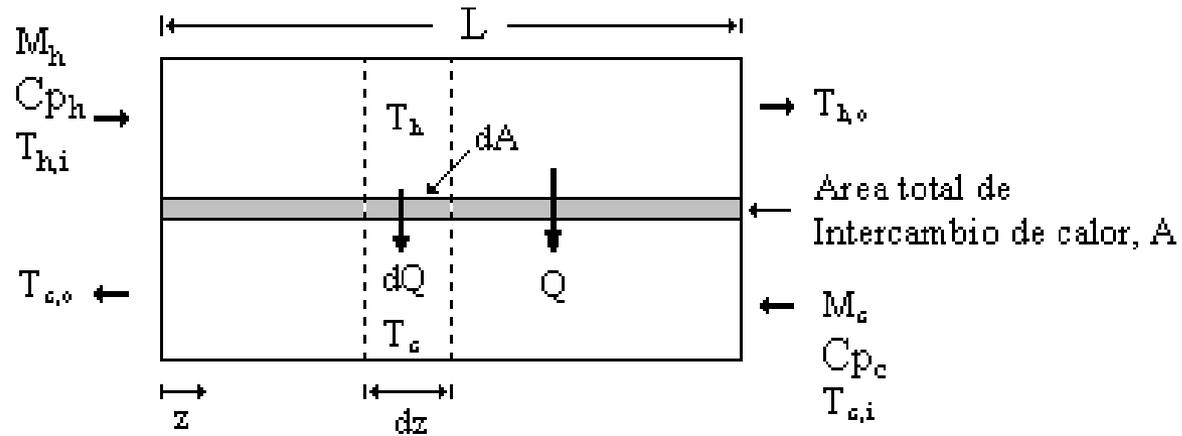
Suponiendo U y ΔT constante a lo largo del equipo:

$$Q = UA \Delta T$$

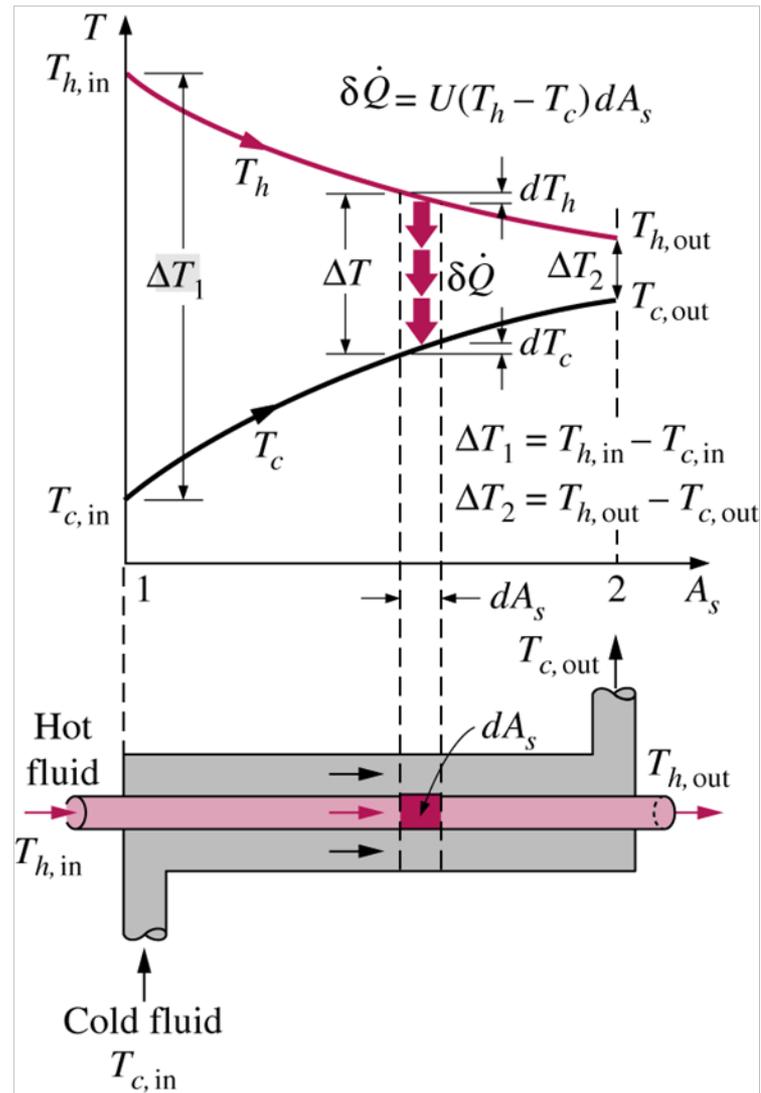
Flujo en paralelo o cocorriente



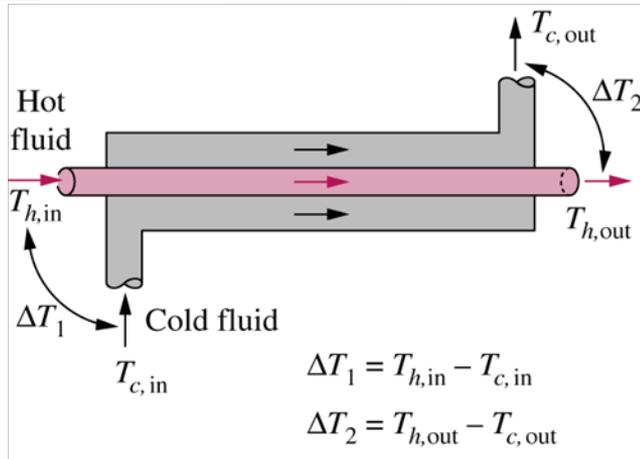
Flujo en contracorriente



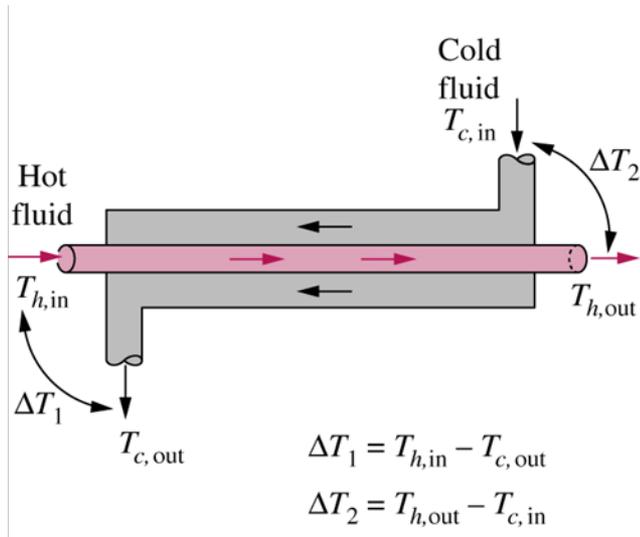
Cálculo de ΔT



Cálculo de ΔT



Flujo paralelo o cocorriente

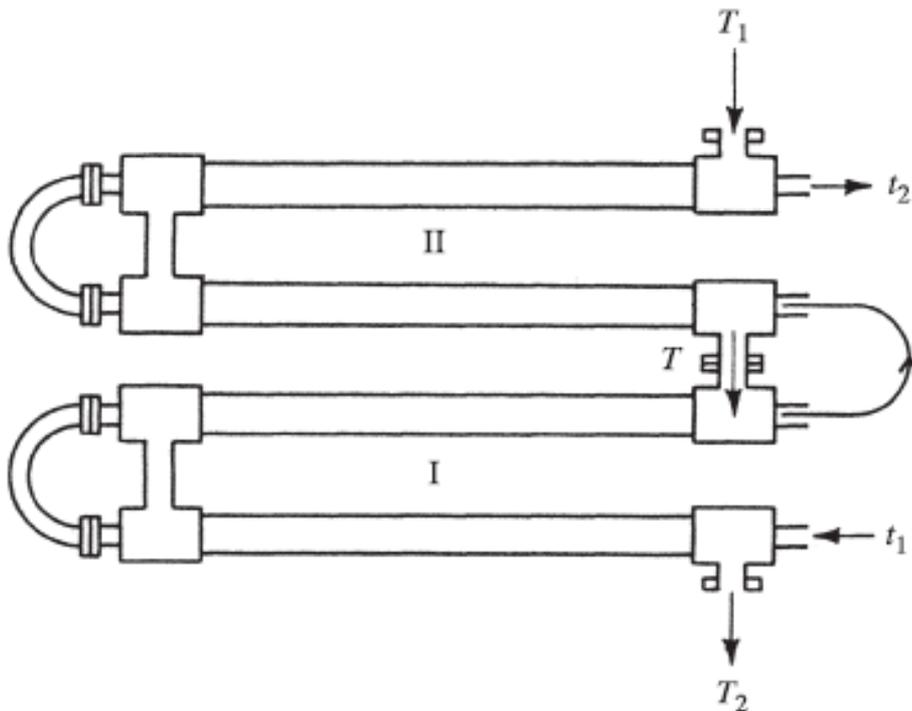


Flujo contracorriente o contraflujo

$$\Delta T = \text{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Cálculo de ΔT

En intercambiadores doble tubo en serie con flujo contracorriente o cocorriente puro



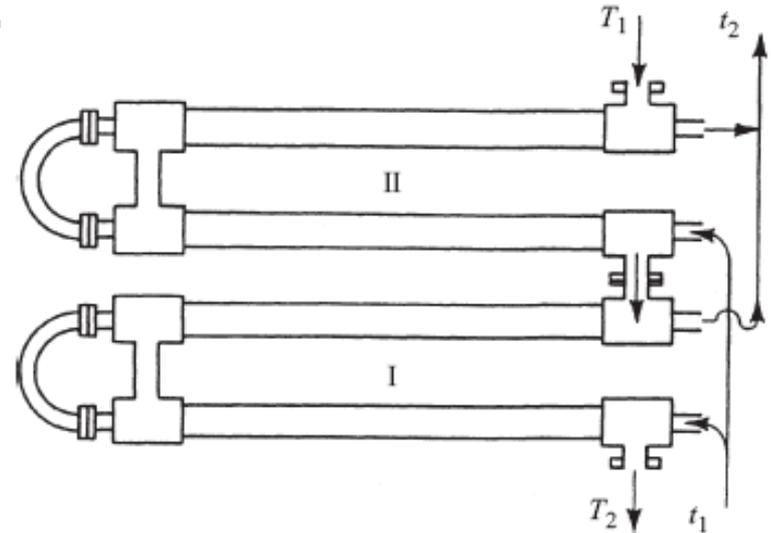
$$\Delta T = \text{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Doble tubo serie-paralelo

$$Q = UA \gamma (T_1 - t_1)$$

$$\gamma = \frac{\left(1 - \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1}\right) \left(\frac{Z-1}{nZ}\right)}{\ln \left[\left(\frac{Z-1}{Z}\right) \left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1}\right)^{1/n} + \frac{1}{Z} \right]}$$

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{n(t_2 - t_1)}$$



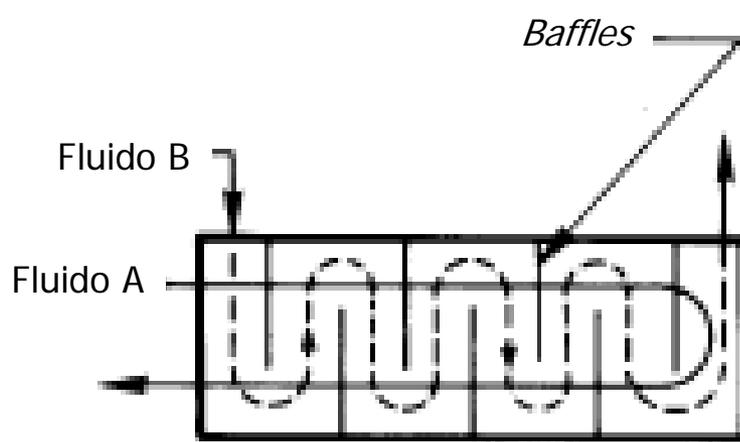
1 corriente caliente en serie
n corrientes frías en paralelo

$$\gamma = \frac{\left(1 - \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1}\right) \left(\frac{1-Z}{nZ}\right)}{\ln \left[(1-Z) \left(\frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2}\right)^{1/n} + Z \right]}$$

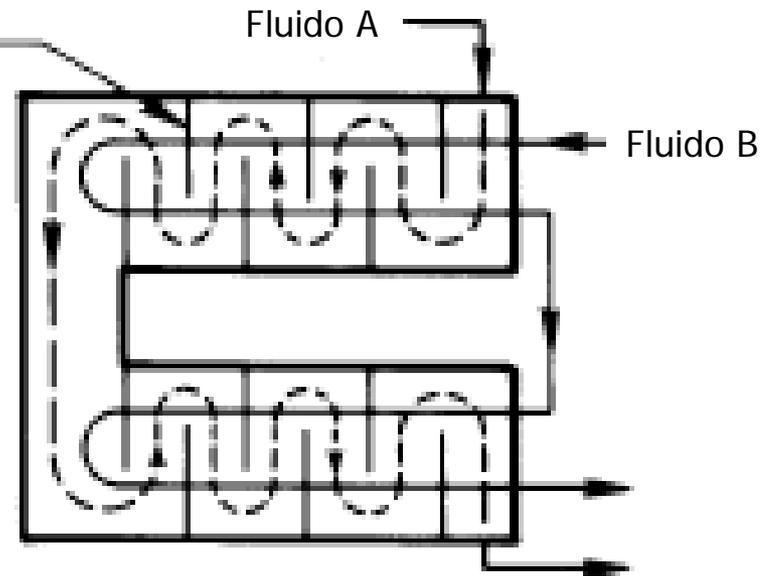
$$Z = \frac{n(T_1 - T_2)}{t_2 - t_1}$$

1 corriente fría en serie
n corrientes calientes en paralelo

Cálculo de ΔT : Tubo y coraza

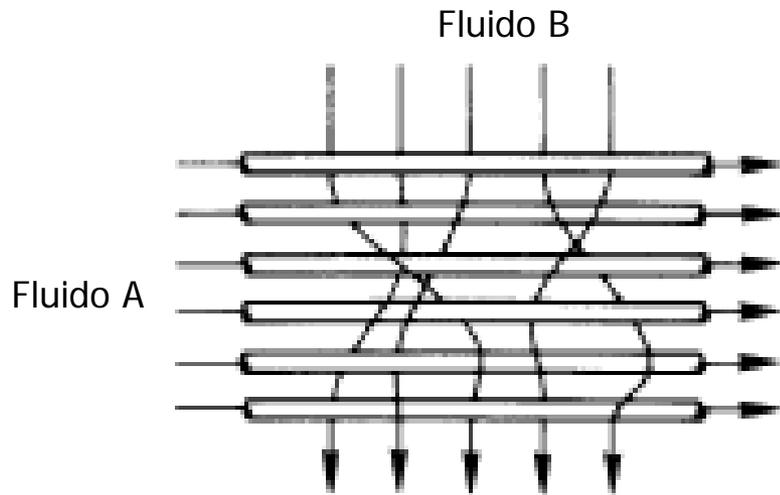


2 pasos por los tubos
1 paso por la carcaza

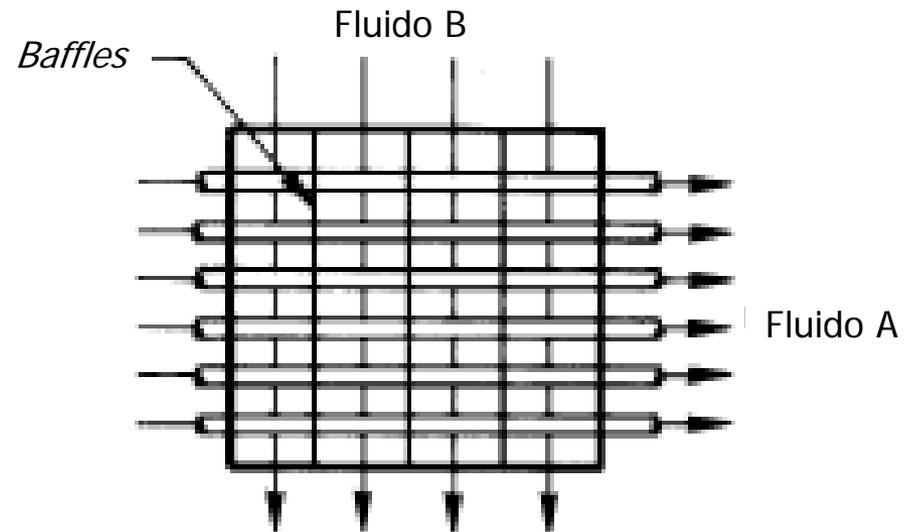


4 pasos por los tubos
2 pasos por la carcaza

Cálculo de ΔT : Flujo cruzado

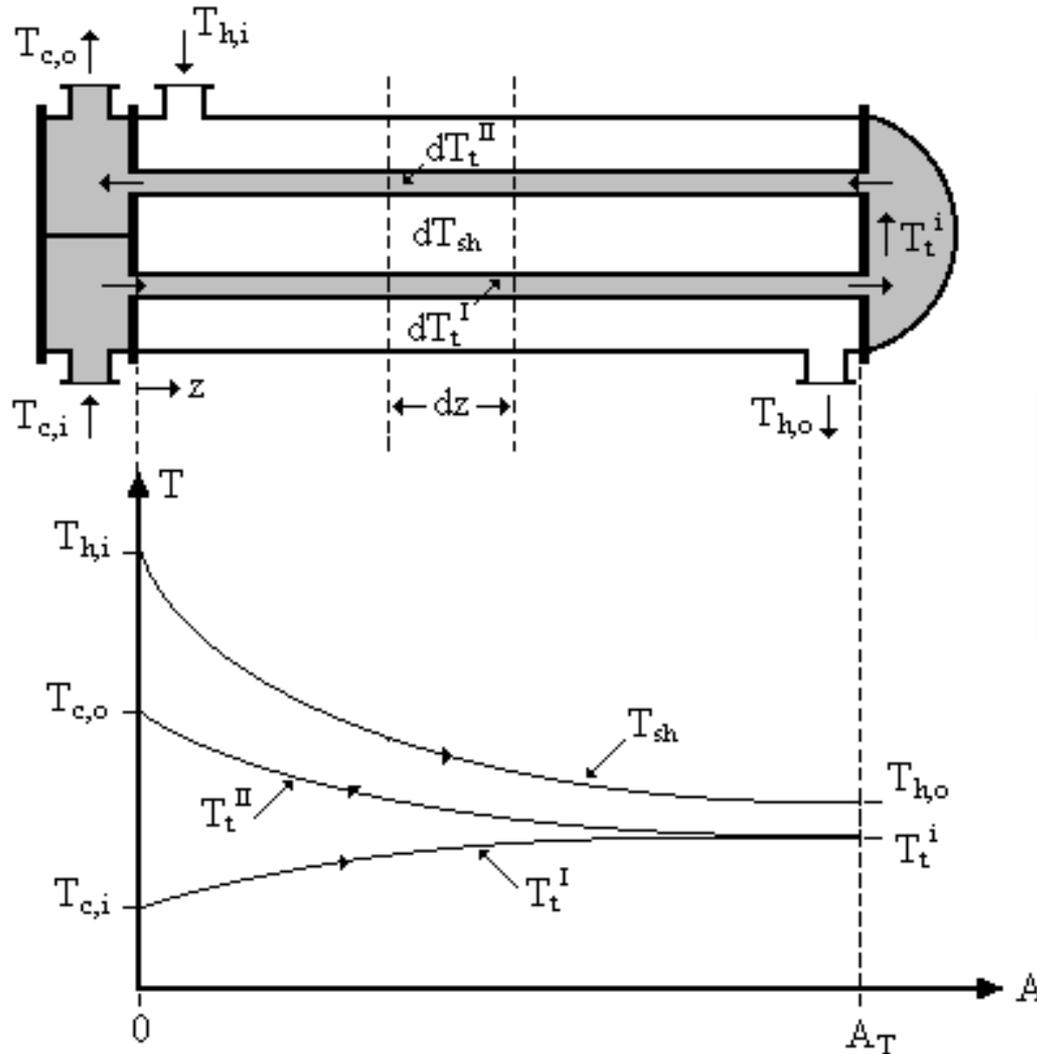


A sin mezclar
B mezclado

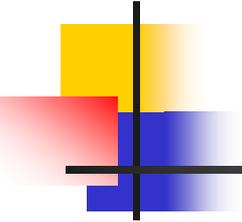


A sin mezclar
B sin mezclar

Cálculo de ΔT



Perfil de T para un intercambiador de tubo y coraza 1-2



Métodos de cálculo

$$Q = U A \Delta T$$

- Método F-LMTD
(*Log Mean Temperature Difference*)

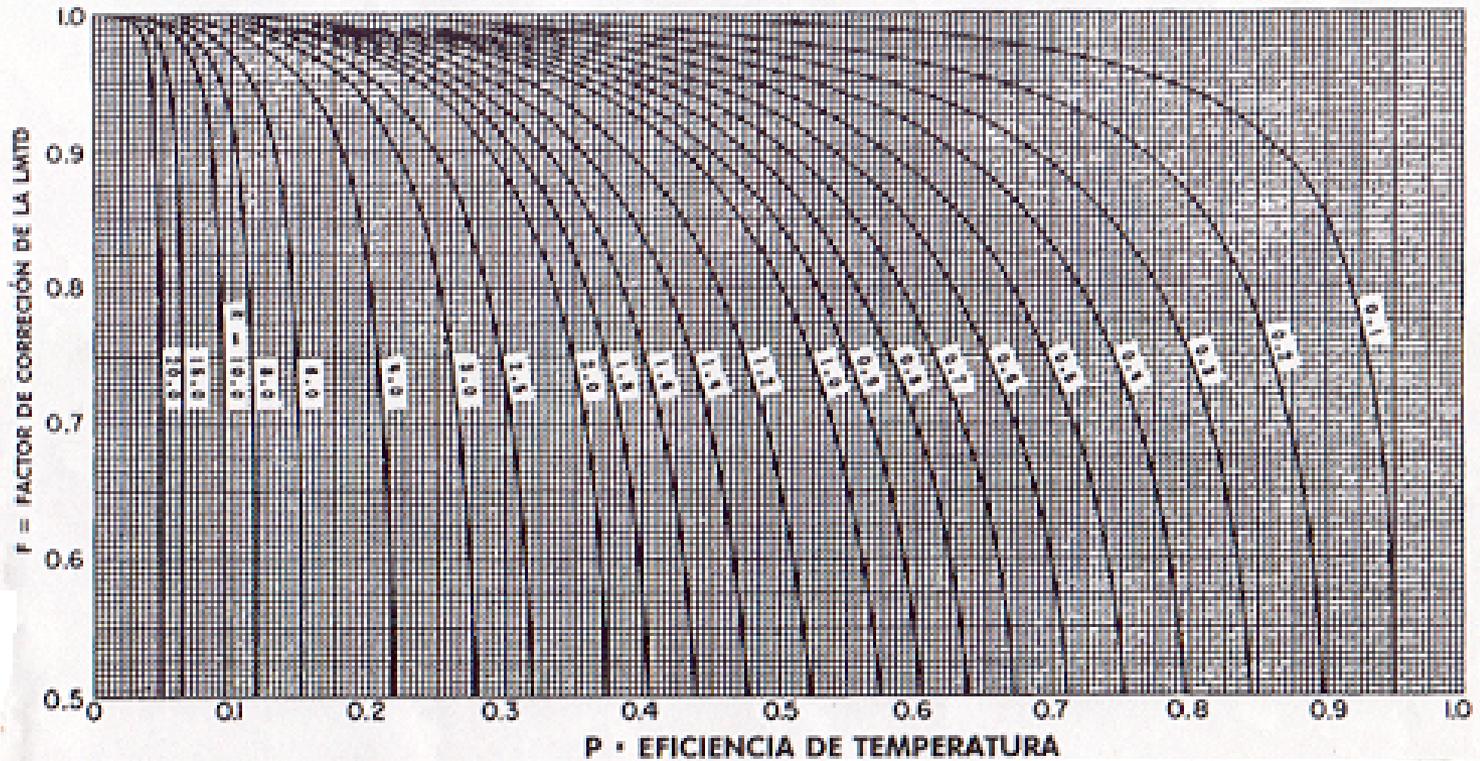
$$Q = U A \cdot \text{LMTD}_{\text{contracorriente}} \cdot F$$

- Método ε -NTU
(*Effectiveness-Number of Transfer Units*)

$$Q = \varepsilon Q_{\max}$$

$$Q_{\max} = (M C_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})$$

Cálculo de F



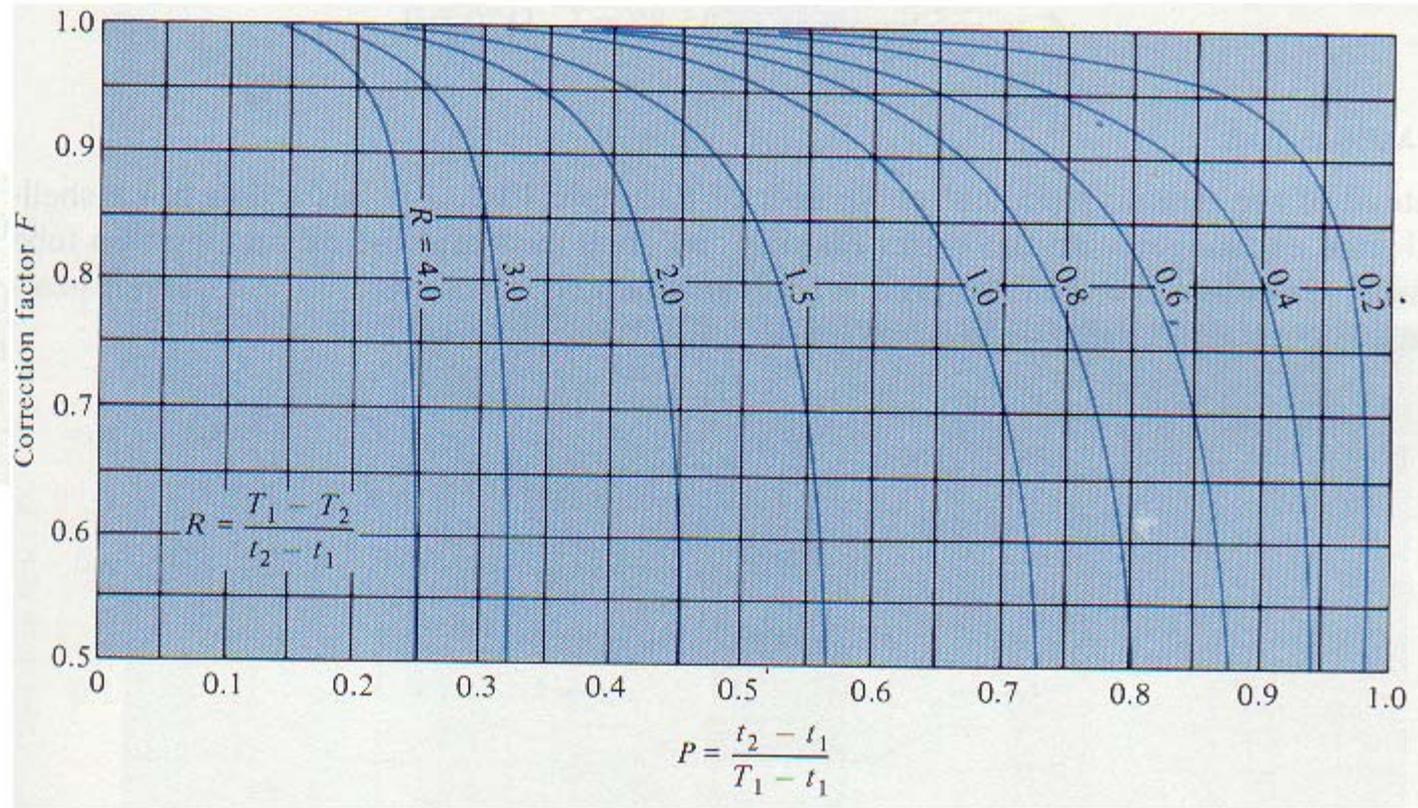
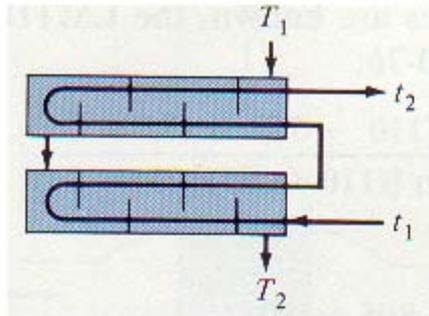
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA DTML

1 PASO POR CARCASA CUALQUIER NÚMERO DE PASOS POR LOS TUBOS

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

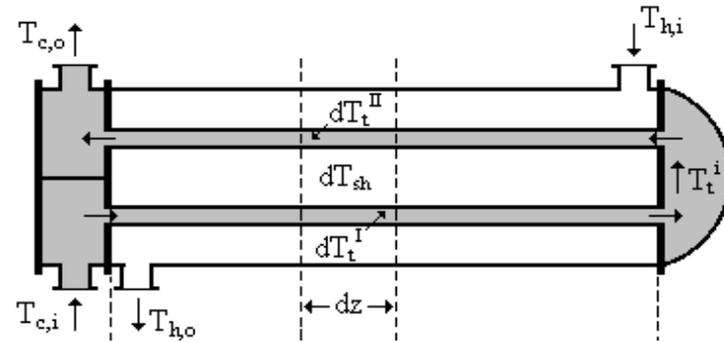
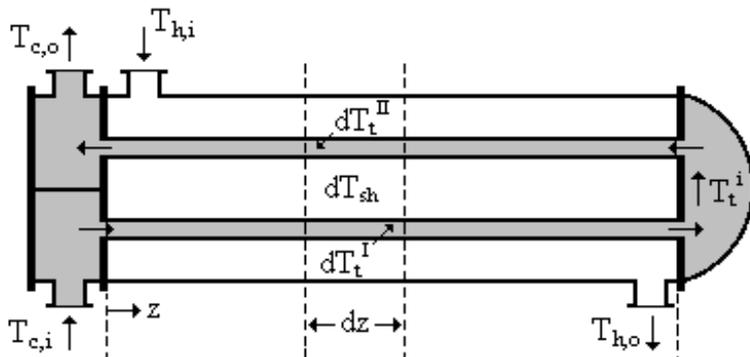
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Cálculo de F



Cálculo de F

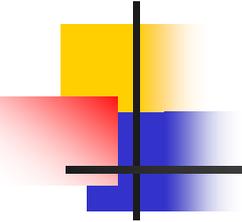
Para intercambiadores con 1 paso por la coraza y 2n pasos por los tubos (n=1,2,3,...) del tipo:



$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \ln\left(\frac{1 - P}{1 - RP}\right)}{\ln\left[\frac{2 - P\left(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1}\right)}{2 - P\left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}\right)}\right]}$$

$$R \equiv \frac{T_{sh,i} - T_{sh,o}}{T_{t,o} - T_{t,i}} \quad P \equiv \frac{T_{t,o} - T_{t,i}}{T_{sh,i} - T_{t,i}}$$

sh: Coraza (*shell*)
t: Tubos



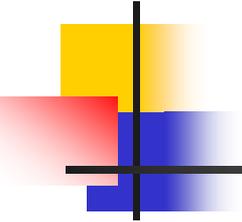
Cálculo de F

Para intercambiadores con 2 pasos por la coraza y 4n pasos por los tubos (n=1,2,3,...) del mismo tipo anterior:

$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2(R - 1)} \ln\left(\frac{1 - P}{1 - RP}\right)}{\ln\left[\frac{(2/P) - 1 - R + (2/P) \left[\sqrt{(1 - P)(1 - RP)}\right] + \sqrt{R^2 + 1}}{(2/P) - 1 - R + (2/P) \left[\sqrt{(1 - P)(1 - RP)}\right] - \sqrt{R^2 + 1}}\right]}$$

Aunque están disponibles en la literatura las curvas de F para intercambiadores 3/6⁺, 4/8⁺, 5/10⁺ y 6/12⁺, sólo algunos diseños especiales tienen más de dos pasos de carcaza.

En la práctica los mismos valores de F son logrados utilizando un número equivalente de intercambiadores 1/2⁺ o 2/4⁺ en serie.



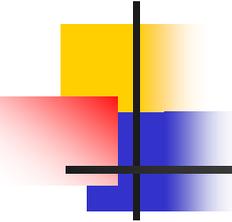
Cálculo de F

$0 \leq F \leq 1$ por economía se sugiere $F > 0,75$

Un bajo valor de F significa que se necesita mayor área para lograr el mismo intercambio de calor

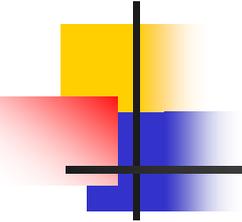
F depende:

- Del patrón de flujo presente en el intercambiador
- De las temperaturas de entrada y salida de los fluidos.



Cálculo de F

- Los intercambiadores de tubo y coraza 1-1 y 2-2, con un "gran" número de deflectores , proporcionan flujo en contracorriente puro $F = 1$.
Sin embargo, no necesariamente son el mejor diseño ya que en la mayoría de los casos presentan un bajo coeficiente de transferencia del lado de los tubos.
- F aumenta con el número de carcazas o bien usando intercambiadores en serie.
- Dos intercambiadores 1-2 en serie equivalen a un intercambiador 2-4.
- Por lo general es más económico y menos complicado de fabricar un equipo con menor cantidad de carcazas.



Cálculo de F

Ejemplo: Efecto del número de corazas sobre F

Suponga que por la coraza se enfría un fluido desde 200 a 140 °F, mientras que el fluido que va por los tubos se calienta de 80 a 158 °F.

$$P = \frac{200 - 140}{200 - 80} = 0,5 \qquad R = \frac{158 - 80}{200 - 140} = 1,3$$

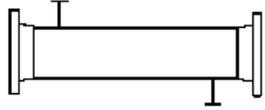
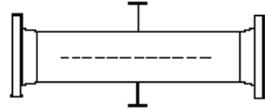
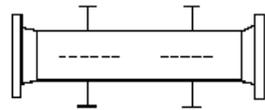
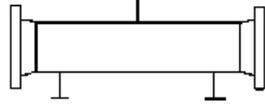
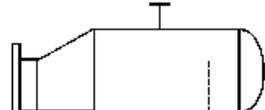
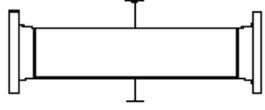
Intercambiador	1-2 → F = 0,485
	2-4 → F = 0,92
	4-8 → F = 0,98

Si T de salida por los tubos fuera 160 en lugar de 158° F, para el intercambiador 1-2, F ≈ 0.

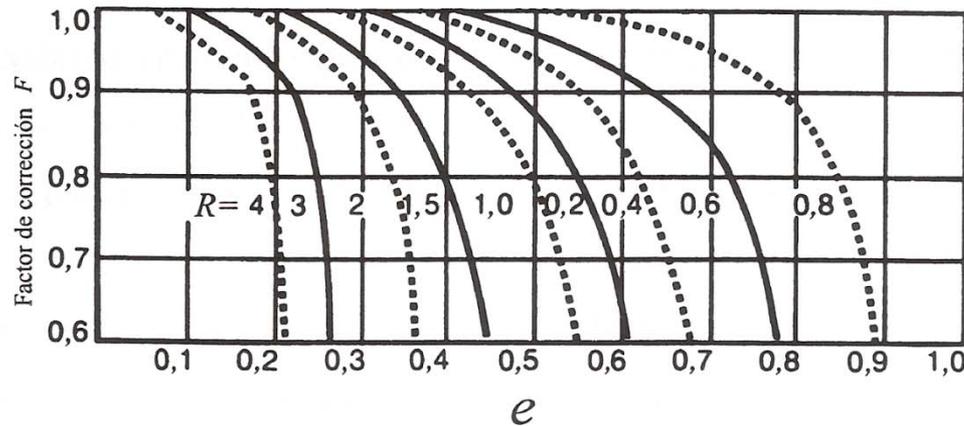
Para los 2-4 y 4-8, F prácticamente no cambia

Cálculo de F

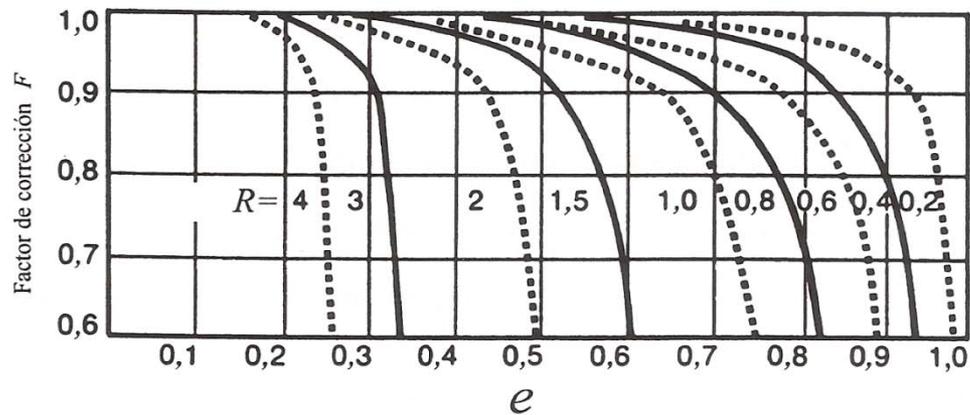
- Al cambiar de un intercambiador $1/2^+$ a uno $G/2^+$ o uno $X/2^+$ aumenta F, aunque h del lado de la carcaza se reduce con la X.
- La carcaza tipo J se emplea cuando el U y los flujos de ambas sustancias son elevados. Sin embargo puede presentar altas caídas de presión.
- Los valores de F para intercambiadores $G/2^+$ y $H/2^+$ dan aproximadamente iguales.
- Las carcazas de flujo dividido tienen valores de F significativamente más altos que los intercambiadores $1/2^+$

	TIPOS DE CARCAZAS
E	 <p>Un solo paso</p>
F	 <p>Dos pasos con deflector longitudinal</p>
G	 <p>Flujo distribuido</p>
H	 <p>Doble flujo distribuido</p>
J	 <p>Flujo dividido</p>
K	 <p>Rehervidor tipo kettle</p>
X	 <p>Flujo cruzado</p>

Cálculo de F: Flujo cruzado



1 paso



2 pasos

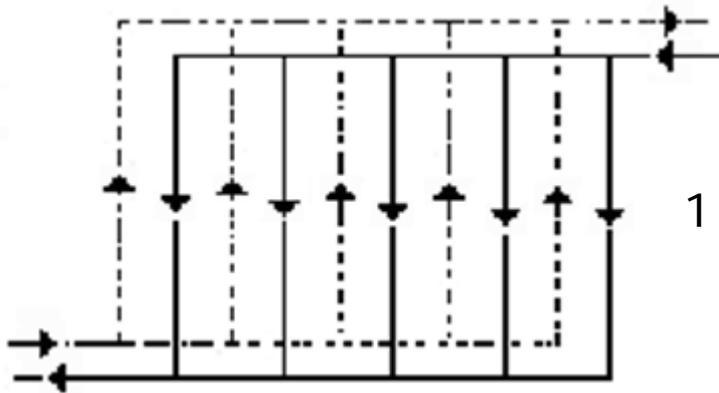
$$R \equiv \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$

$$e \equiv \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$

h: Fluido de proceso
c: Aire

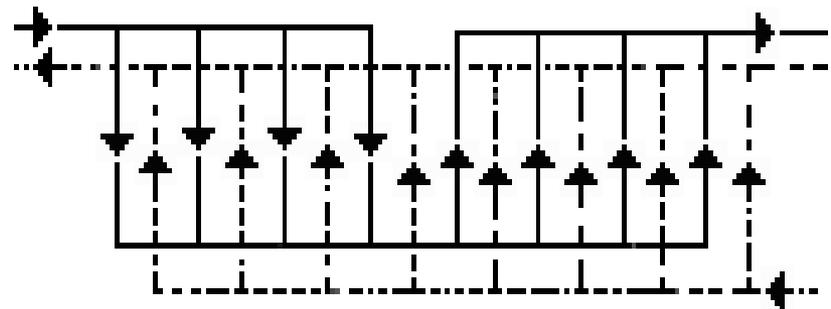
PHE: Arreglos de flujo

Cada trayecto del fluido desde el tope al fondo del equipo, o viceversa, se conoce como un paso.



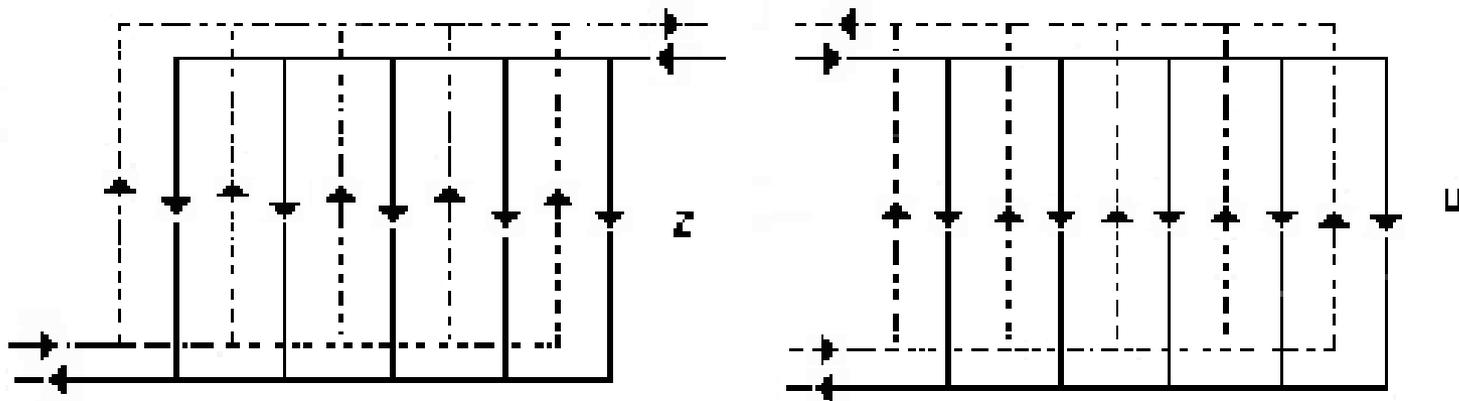
1 paso para ambos fluidos

2 pasos para el fluido
identificado con la línea
continua, 1 paso para el de
línea discontinua



PHE: Arreglos de flujo

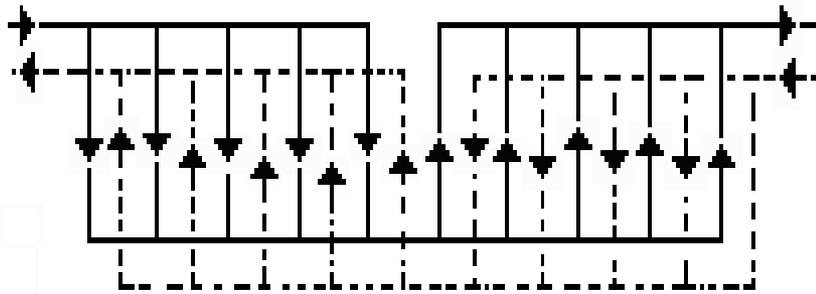
Flujo en contracorriente de un solo paso. Arreglos U y Z.



- Proporciona flujo en co-corriente o en contracorriente puro.
- Son posibles dos arreglos: **Z** y **U**,
- En el arreglo **Z**: 2 puertos estarán en el cabezal fijo y 2 en el cabezal movable.
- En el arreglo **U**, los 4 puertos estarán en el cabezal fijo, por lo que el equipo puede ser abierto sin tener que alterar las tuberías externas.

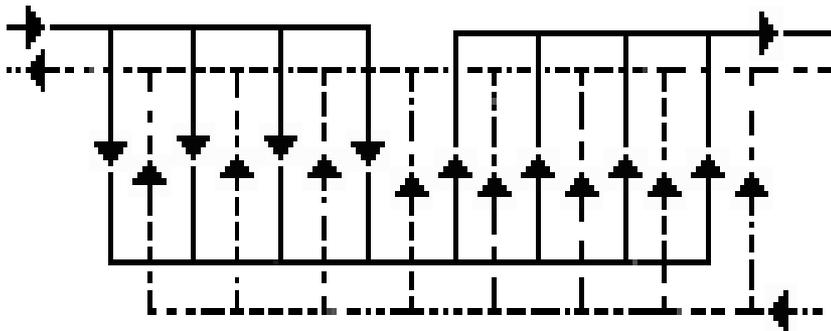
PHE: Arreglos de flujo

2 pasos para cada fluido

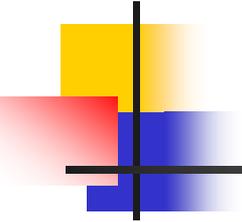


Para servicios que involucran un amplio intervalo de temperatura y pequeñas diferencias de temperatura entre los fluidos.

2 pasos / 1 paso

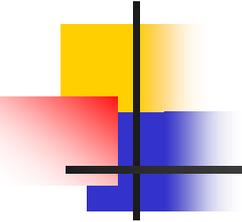


Se emplea cuando uno de los fluidos tiene un flujo mucho mayor, o una caída de presión permisible menor, que el otro fluido



Cálculo de F: PHE

- En arreglos 1 /1 el flujo es contracorriente .
- En equipos con igual número de pasos para ambos fluidos el flujo es prácticamente contracorriente.
- En estos casos F debería ser 1. Sin embargo, el LMTD debe corregirse por
 - Efecto de las placas terminales, donde el calor es transferido a través de un solo lado
 - La placa central en el arreglo 2/2 , donde el flujo es cocorriente
- Estos factores son despreciables si el número de canales por paso ≥ 20

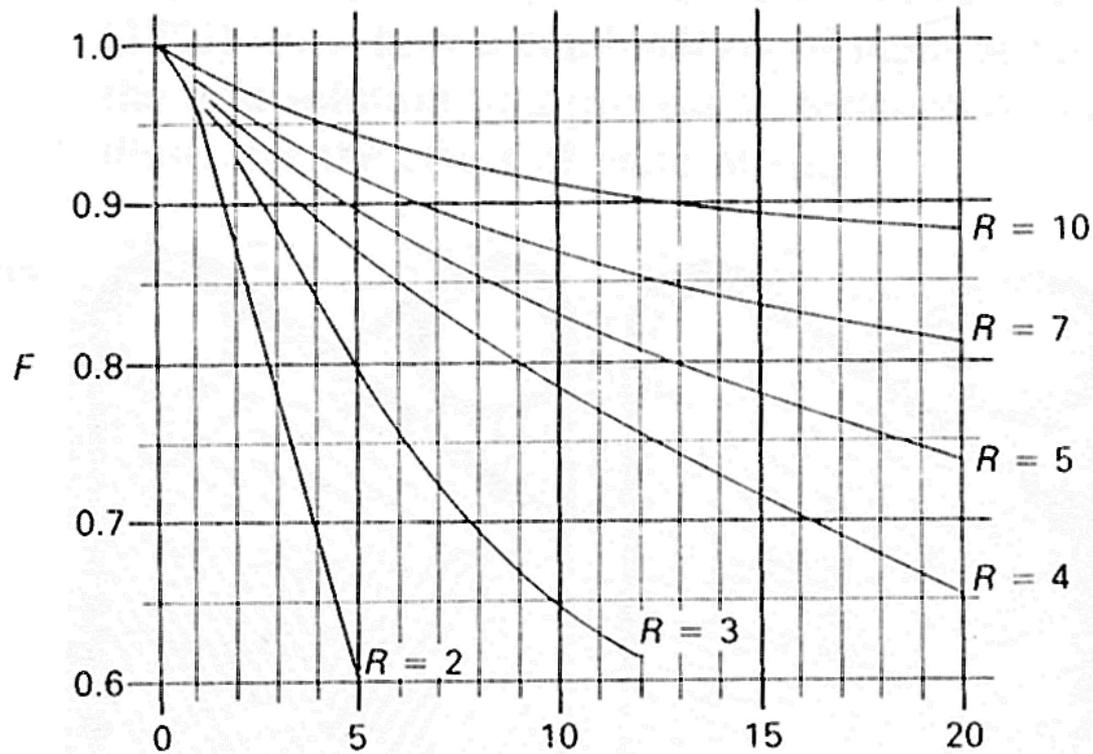


Cálculo de F: PHE

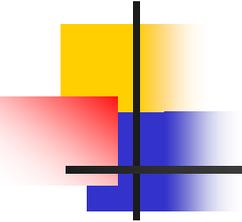
- Para números de pasos desiguales, debe aplicarse F.
- Esto es más importante cuando existe desigualdad en las condiciones de flujo de ambos fluidos.
- Si se trabaja con flujos altos y bajos, las velocidades deben ser controladas en base al menor de los flujos .
- Se sugiere que la relación de los flujos de ambos fluidos se encuentra en el intervalo de 0,7 a 1,4.
- Para relaciones de flujo distintas, se utilizan números de pasos desiguales.

Cálculo de F: PHE 2/1

$$\begin{array}{l} T_1 \rightarrow T_2 \\ t_2 \leftarrow t_1 \end{array} \quad R = \left\{ \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \right\}$$



$$Z = \left\{ \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_2} \right\}$$



Métodos de cálculo

$$Q = U A \Delta T$$

- Método F-LMTD
(*Log Mean Temperature Difference*)

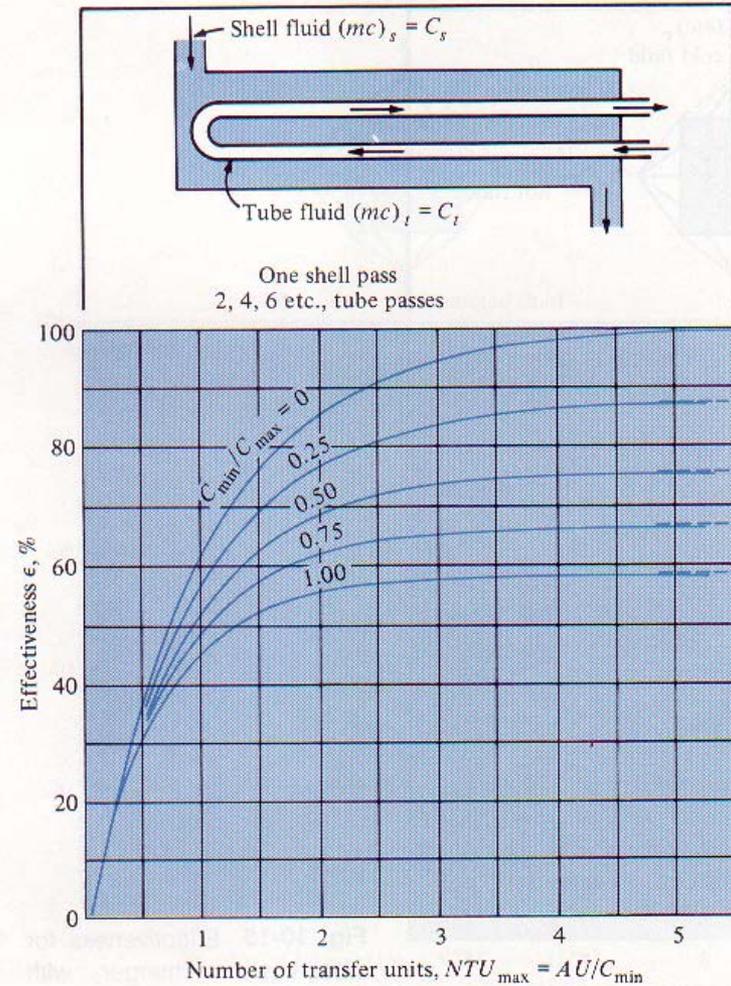
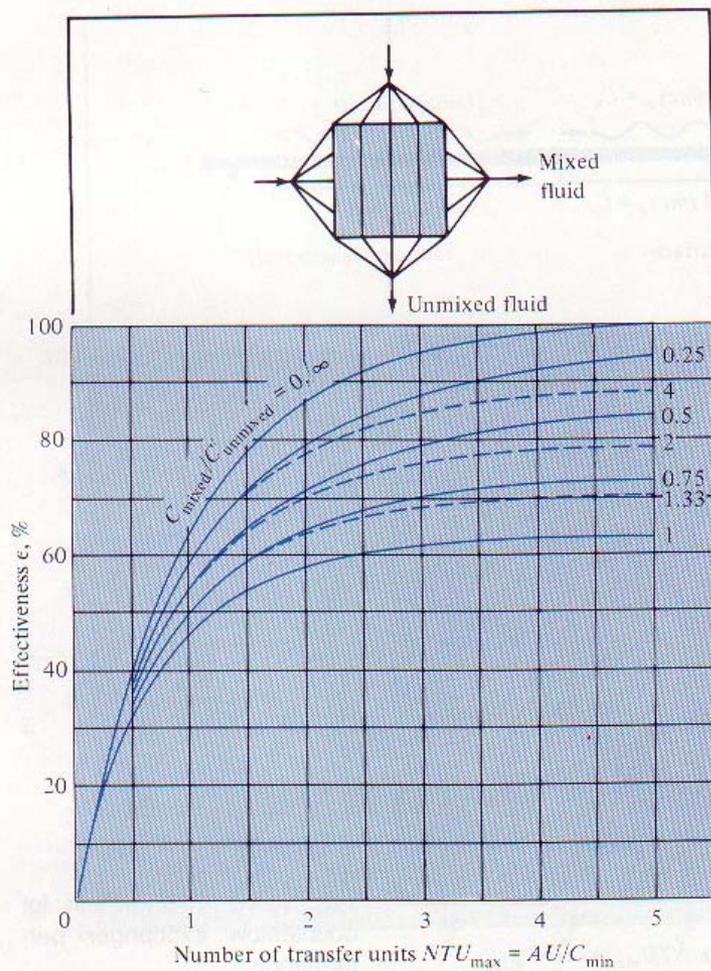
$$Q = U A \cdot \text{LMTD}_{\text{contracorriente}} \cdot F$$

- Método ε -NTU
(*Effectiveness-Number of Transfer Units*)

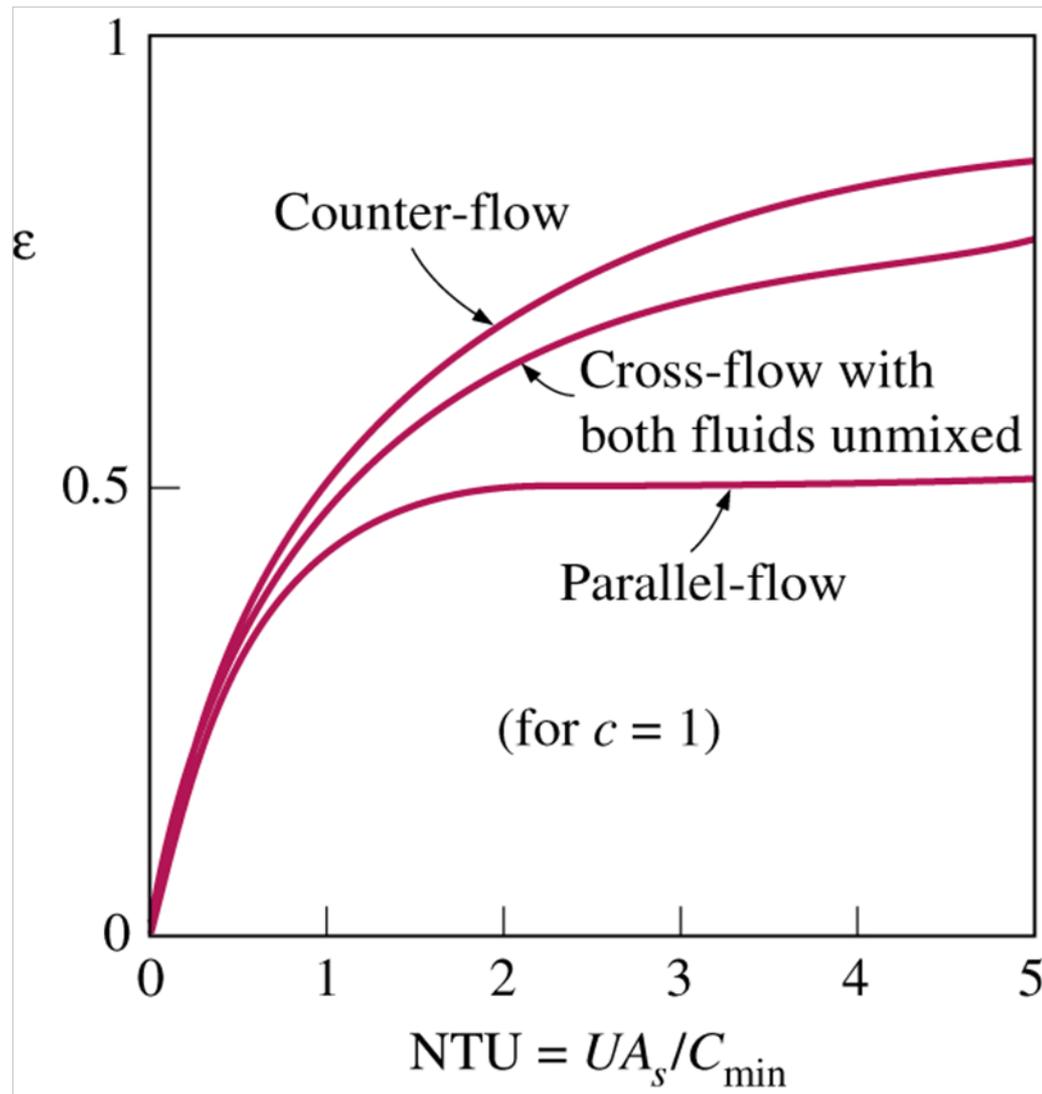
$$Q = \varepsilon Q_{\max}$$

$$Q_{\max} = (M C_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})$$

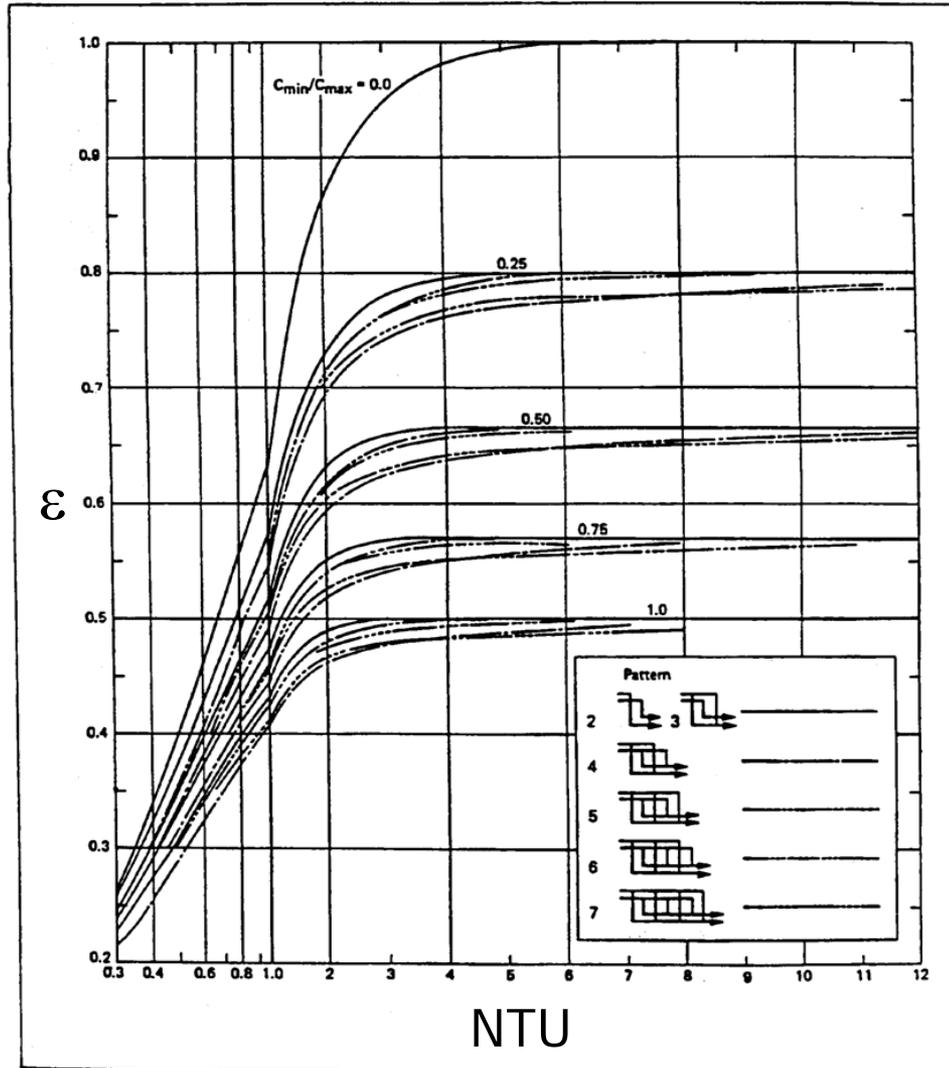
Método ϵ -NTU



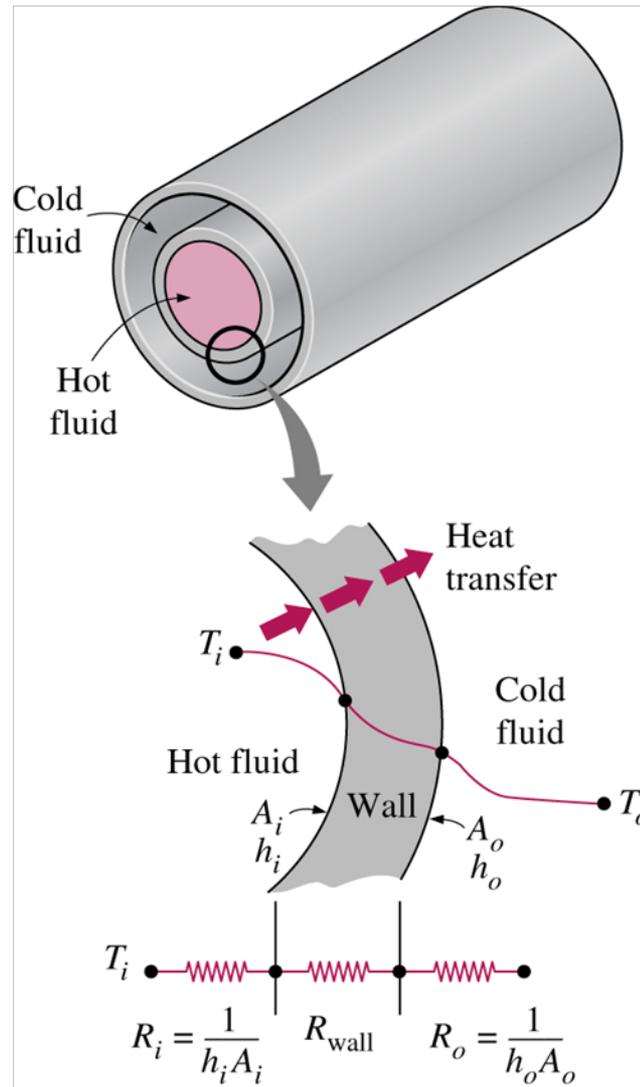
Método ϵ -NTU

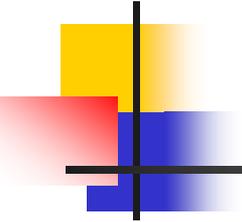


ϵ -NTU para PHE



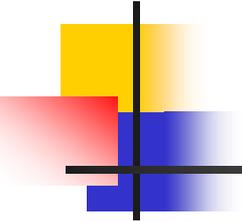
Cálculo de U





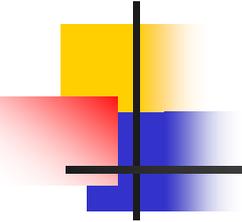
Localización de los fluidos

- **Viscosidad:** Por lo general se obtienen mayores flujos de calor cuando se hace pasar el fluido más viscoso por la coraza.
- **Fluidos tóxicos y/o letales:** Se deben pasar por los tubos para minimizar pérdidas o derrames.
- **Flujo volumétrico:** Usualmente, para que el diseño resulte más económico, se debe pasar el fluido de menor flujo volumétrico por la coraza. Esto se debe a que en la coraza se alcanza un grado de turbulencia mayor a números de Reynolds más pequeños que dentro de los tubos.



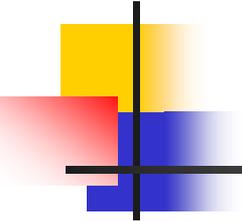
Localización de los fluidos

- **Corrosión:** Si se coloca el fluido corrosivo por los tubos, se requiere menor cantidad de materiales especiales a la hora de construir el equipo, lo que lo hace mucho más económico.
- **Ensuciamiento:** Colocando el fluido con mayor factor de ensuciamiento por los tubos, se minimiza la limpieza del equipo. Además, incrementando la velocidad del fluido tiende a reducirse el ensuciamiento.



Localización de los fluidos

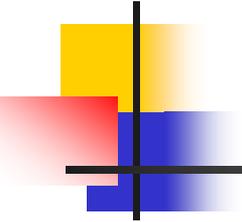
- **Temperatura y presión:** Cuando se trabaja a altas T o P, se requiere de materiales especiales, por lo tanto, si el fluido con alguna de estas características se hace pasar por los tubos, se minimiza el uso de estos materiales, con la consecuente disminución de costos del equipo.
- **Caída de presión:** Para una misma caída de presión, se obtienen coeficientes de transferencia de calor mayores del lado de los tubos que del lado de la carcasa. Por lo tanto, se recomienda colocar por los tubos el fluido que tenga una menor caída de presión permitida.



Localización de los fluidos: Resumen

Si sólo se transmite calor sensible

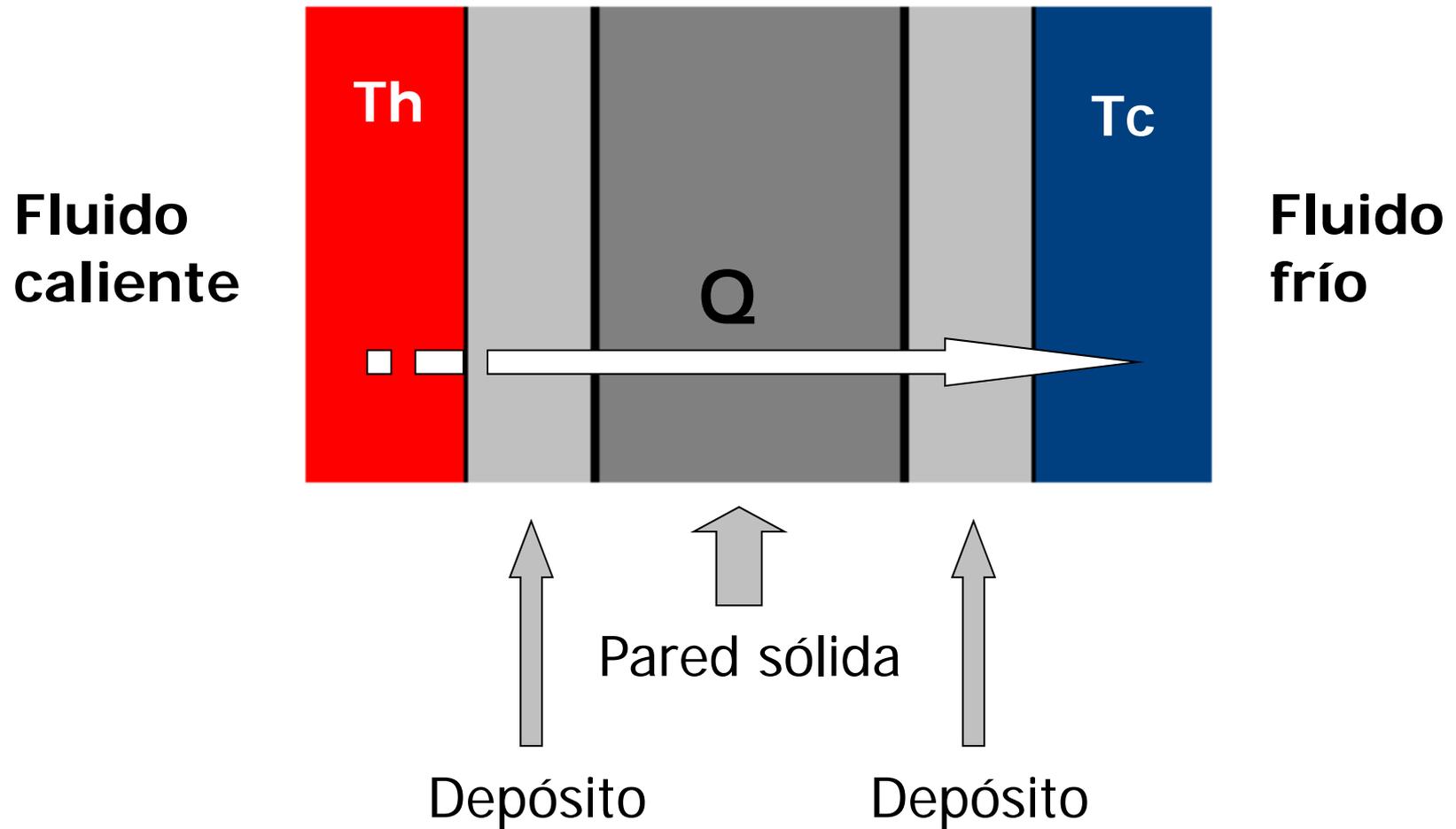
1. Fluido corrosivo → por los tubos, para evitar dañar la carcasa
2. Fluido sucio → por los tubos → $u \uparrow \uparrow$ y deposición $\downarrow \downarrow$ Además la limpieza de los tubos es más fácil
3. T elevadas (materiales especiales) → por los tubos, porque hay menor superficie y se reducen costes.
4. Fluido caliente → por los tubos para evitar aislar la carcasa
5. Fluido con + P → por los tubos, porque es más fácil aumentar el espesor de los tubos que el de la carcasa.
6. Caída de P → el fluido con limitaciones de $(-\Delta P)$ irá por los tubos (porque los coefs. De TQ serán mayores por los tubos para una misma $(-\Delta P)$)
7. Viscosidad → el fluido más viscoso por la carcasa →
Generalmente $U \uparrow$
8. Flujos máxicos de las corrientes → el de menor flujo por carcasa → diseños más económicos generalmente.



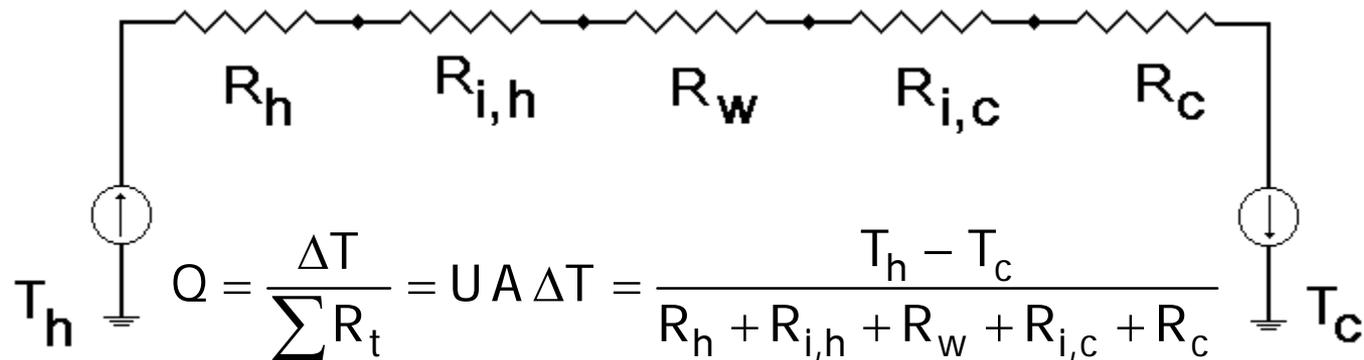
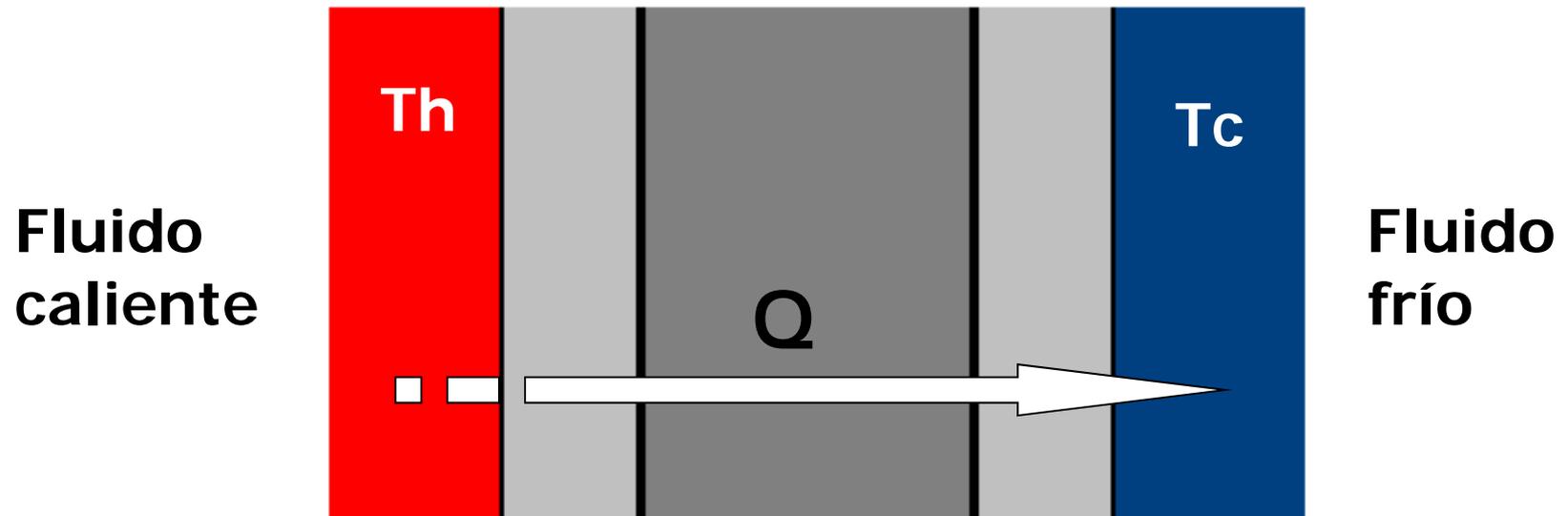
Localización de los fluidos: Resumen

- Los vapores condensables se pasan, por lo general, a través de la carcaza.
- El vapor de agua se pasa, usualmente, por los tubos.
- Si la variación de temperatura de un fluido es muy grande (300-350 °F) y se requiere de un equipo con más de un paso de tubos, entonces este fluido es pasado, usualmente por la carcaza. Esto minimiza los problemas por efectos de expansión térmica.

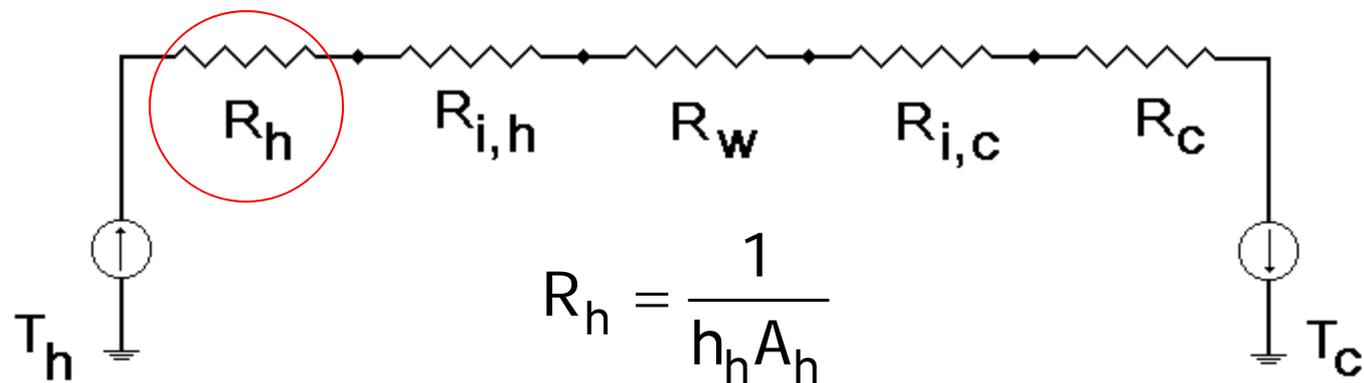
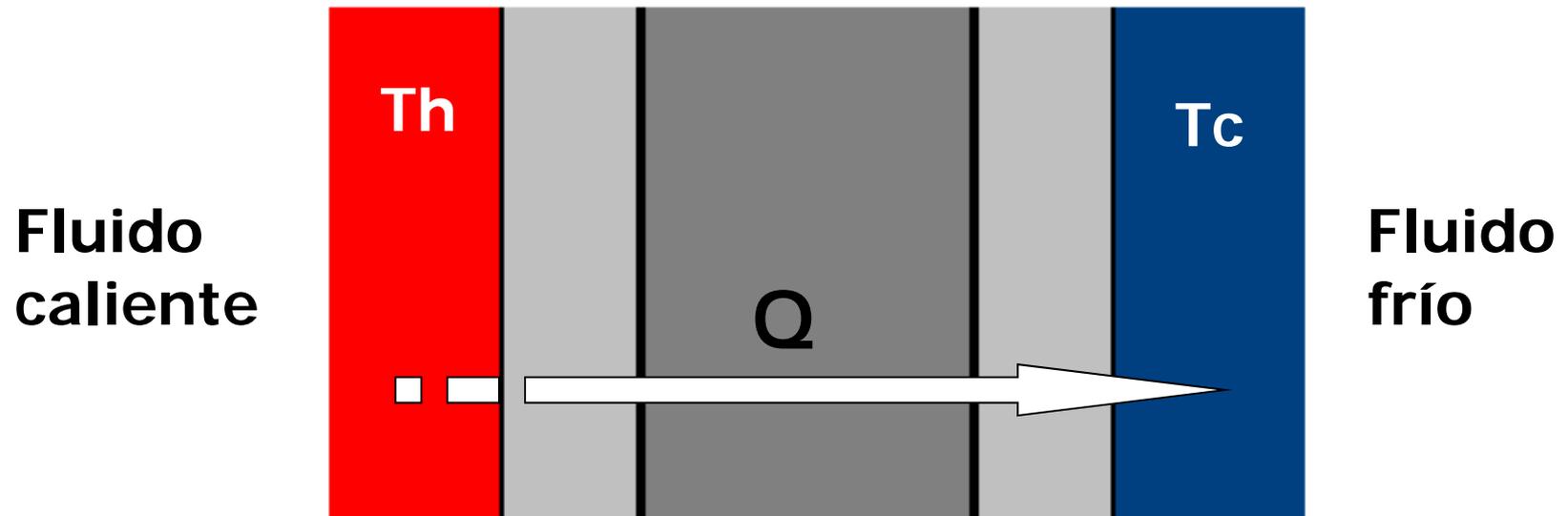
Cálculo de U



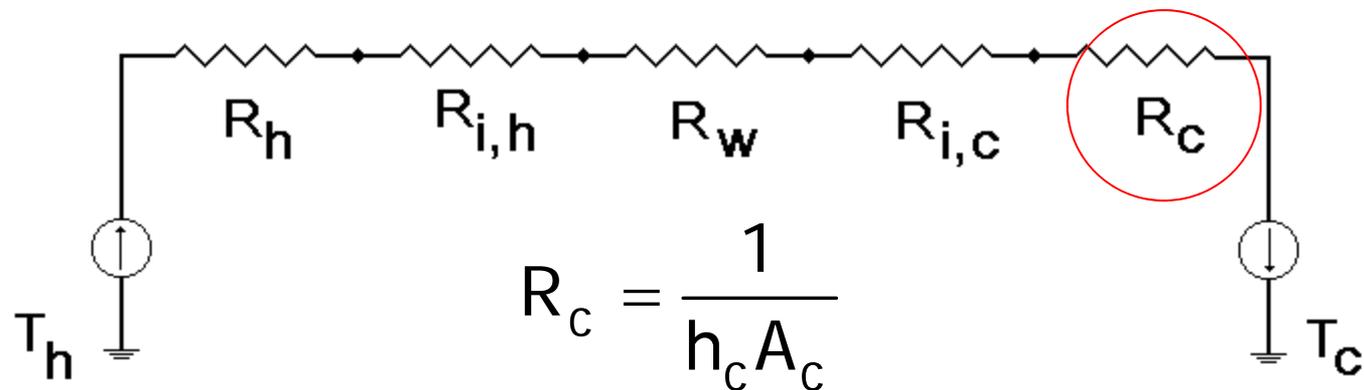
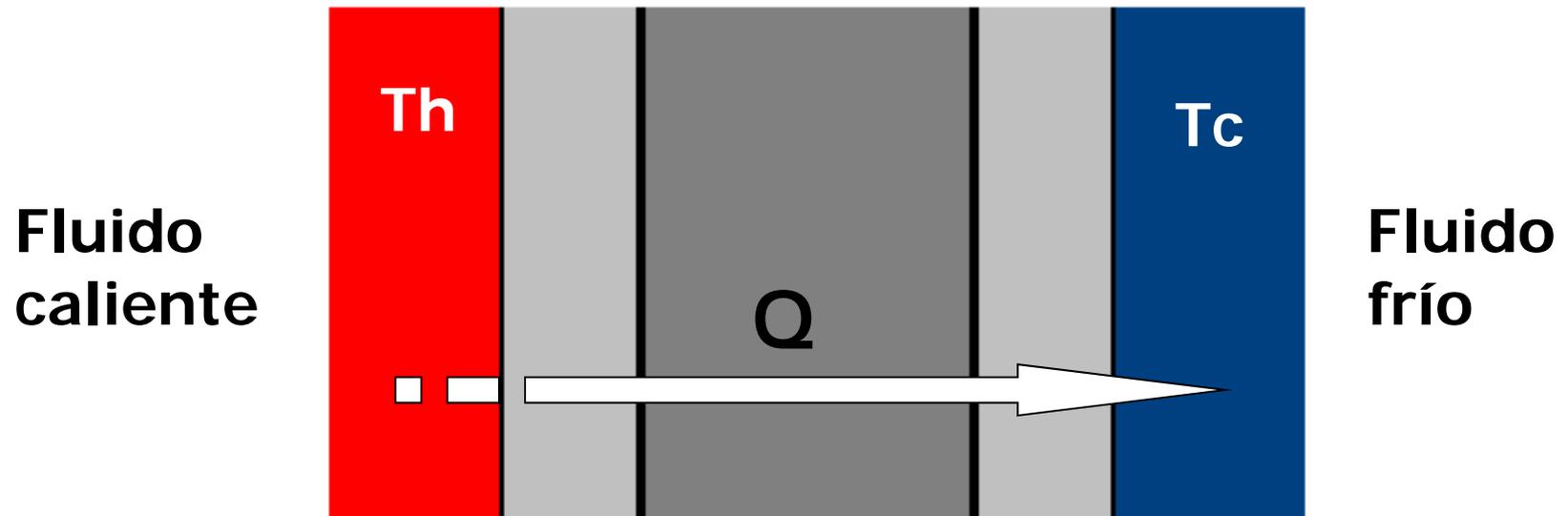
Resistencias térmicas



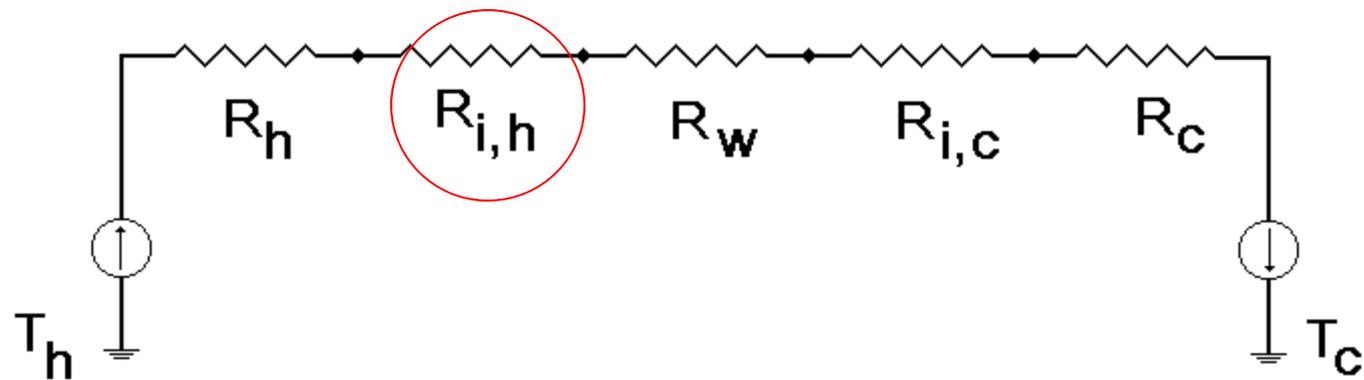
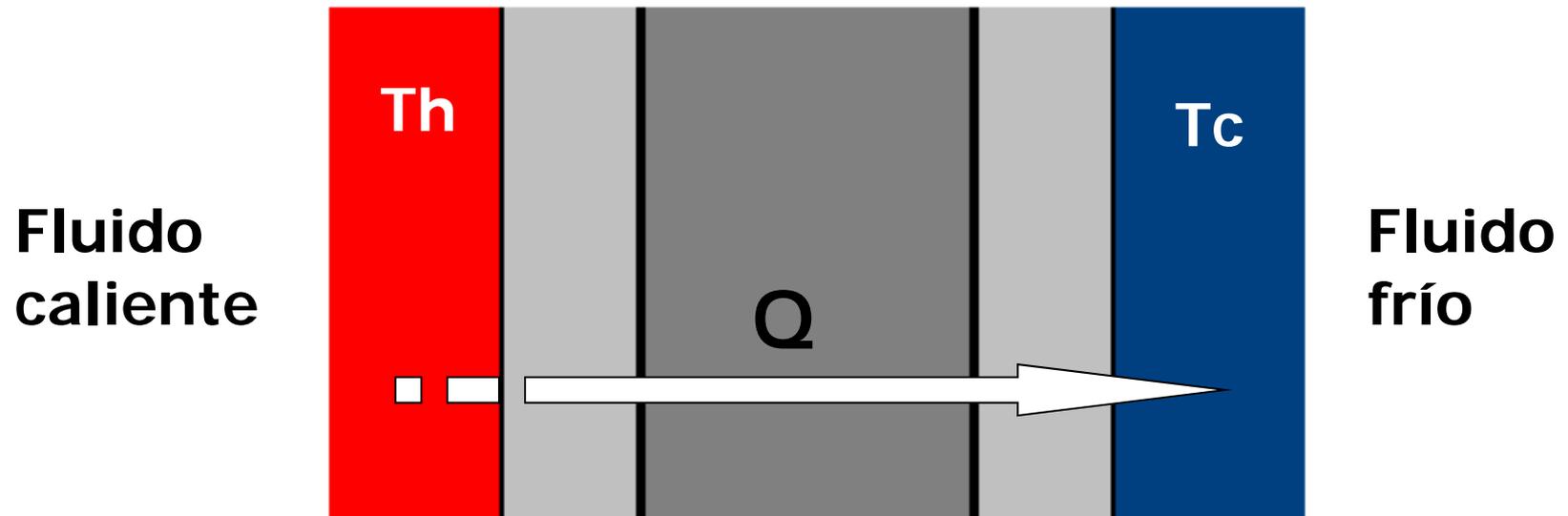
Resistencias térmicas



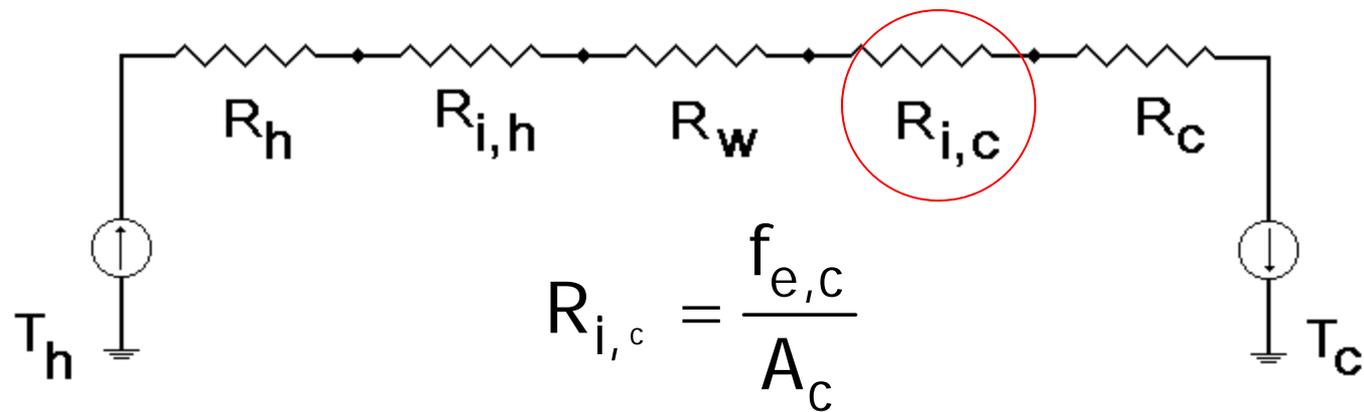
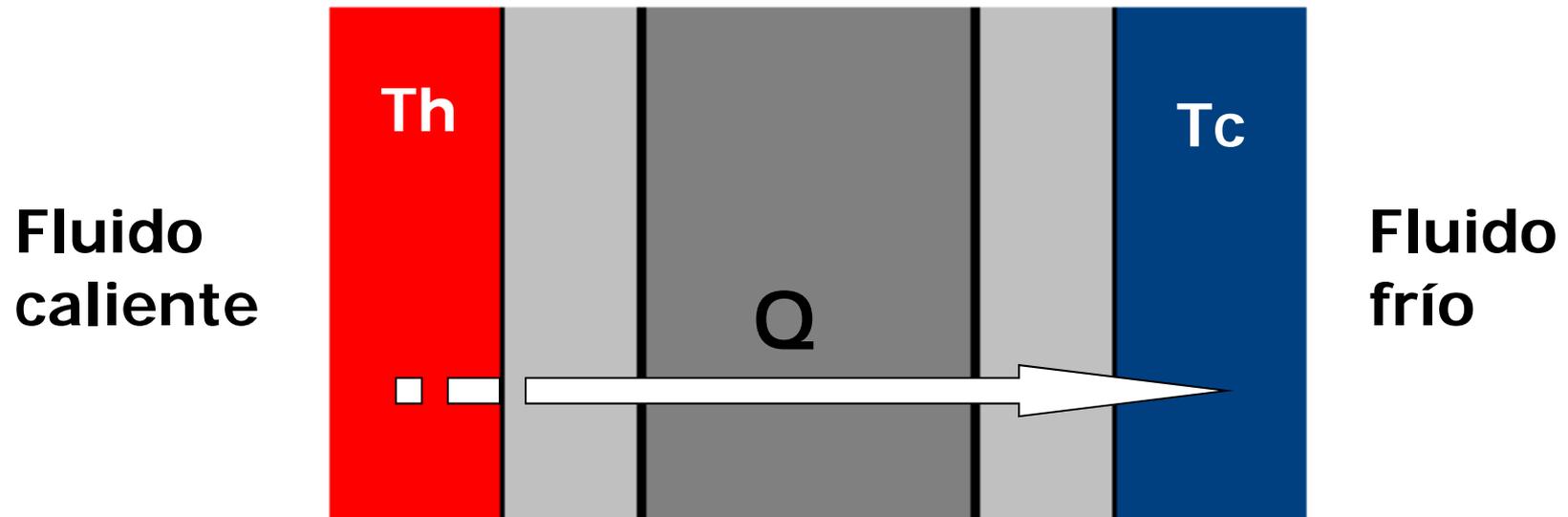
Resistencias térmicas



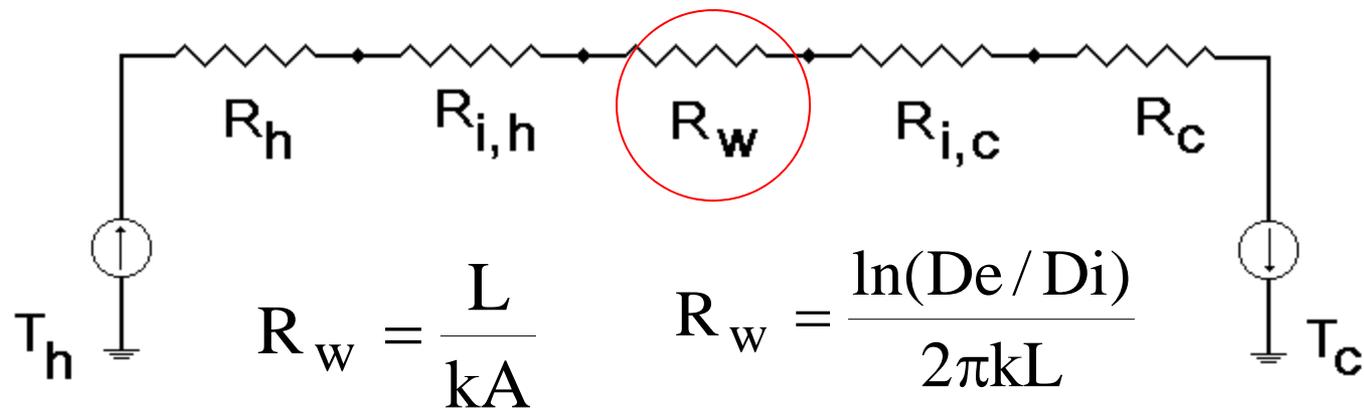
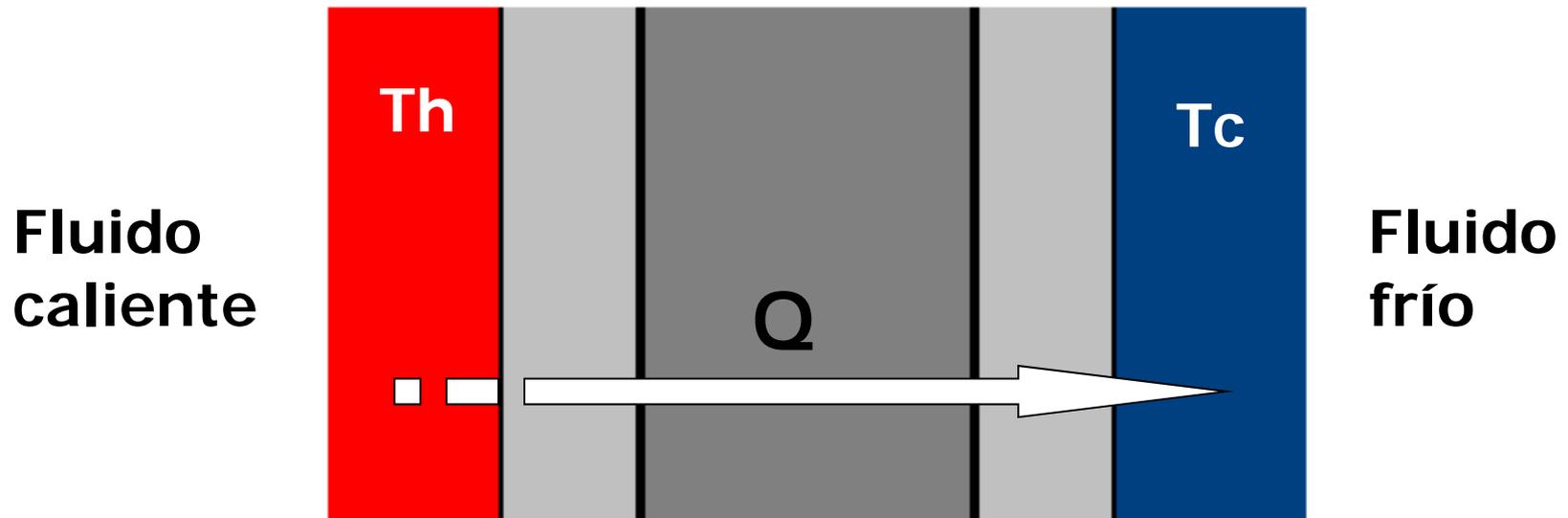
Resistencias térmicas



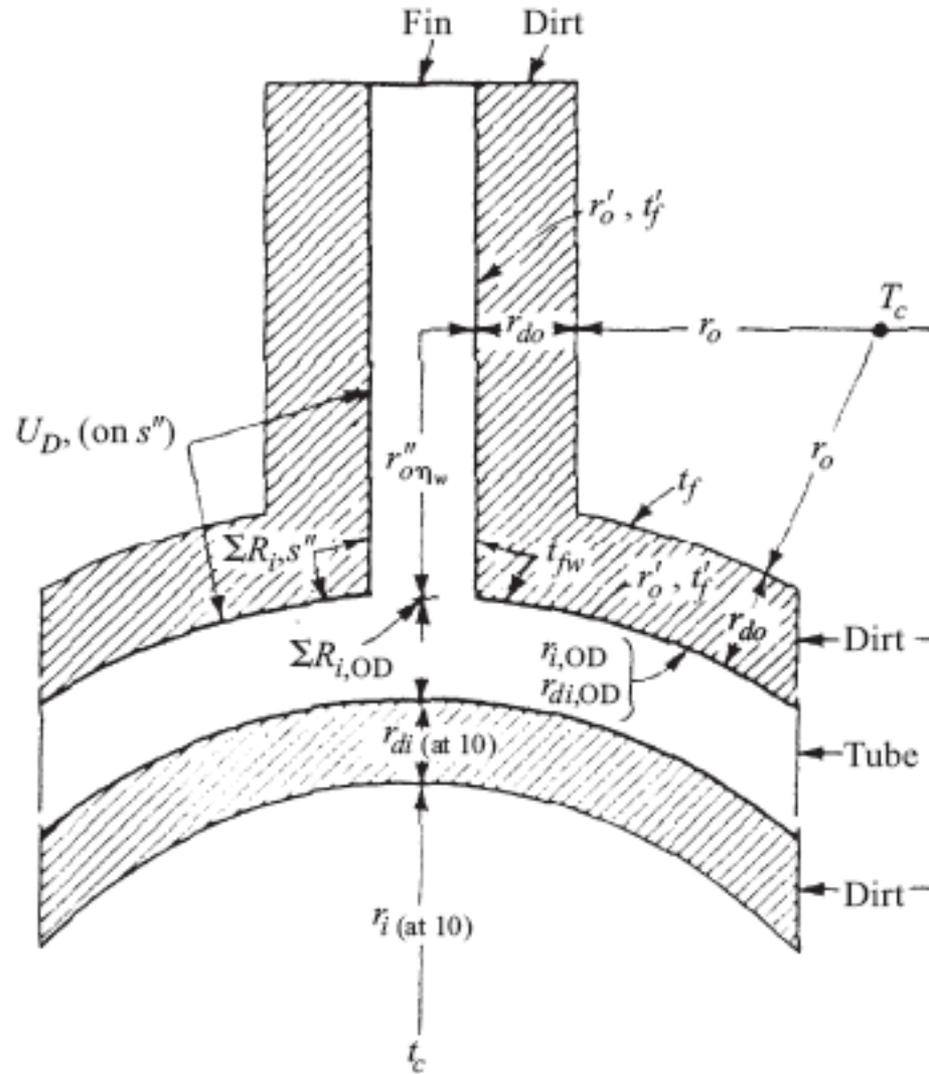
Resistencias térmicas



Resistencias térmicas



Resistencias térmicas: Aletas



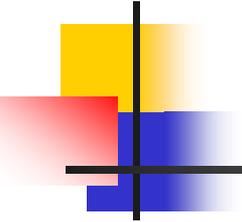
Resistencias térmicas

$$\frac{1}{UA} = \sum R_t = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{f_{e,i}}{A_i} + \frac{\ln(De / Di)}{2\pi kL} + \frac{f_{e,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e}$$

Con aletas: $R_t = \frac{1}{h (A_{sa} + n\eta A_{sup. aleta})}$

$$\frac{1}{UA} = \sum R_t = \frac{1}{(\eta_0 h A)_i} + \frac{f_{e,i}}{(\eta_0 A)_i} + R_w + \frac{f_{e,e}}{(\eta_0 A)_e} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_e}$$

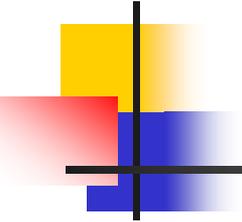
$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$



Ensuciamiento

Es un fenómeno muy complejo y puede ser causado por sedimentación, cristalización, reacción, química, polimerización, coquización, crecimiento de materia orgánica como algas y corrosión.

Estos mecanismos pueden operar independientemente unos de los otros o en paralelo. La velocidad de ensuciamiento está controlada por relaciones físicas y químicas que están afectadas por las condiciones de operación.



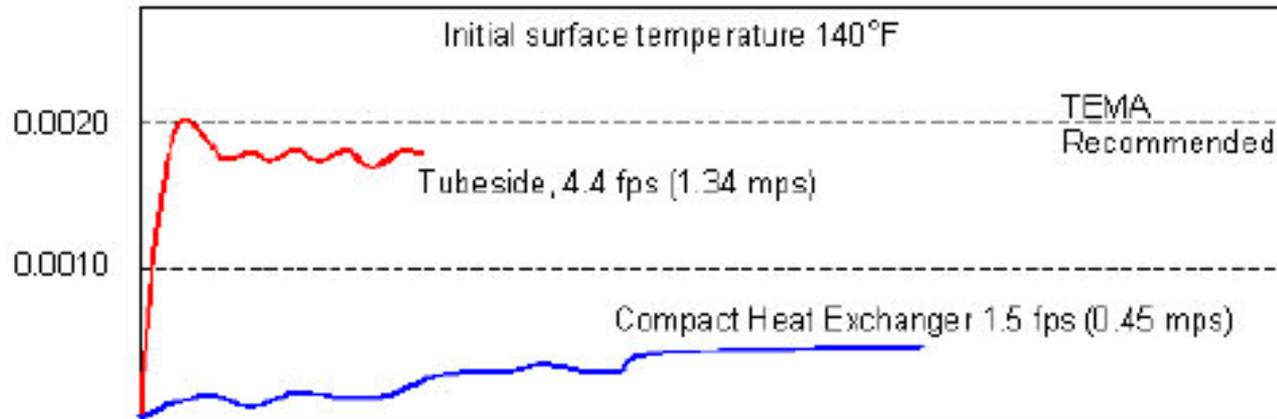
Ensuciamiento

Variables que lo afectan:

- ❖ **Velocidad de los fluidos:** Afecta de forma moderada a fuerte todos los mecanismos de ensuciamiento.
- ❖ **Temperatura de la superficie:** Afecta muchos de los procesos de ensuciamiento, particularmente la cristalización y la reacción química.
- ❖ **Temperatura de bulto del fluido:** Afecta las ratas de reacción y cristalización.
- ❖ **Materiales de construcción:** Pueden ejercer acciones catalíticas y corrosión.
- ❖ **Superficie:** La rugosidad, el tamaño y la densidad de las cavidades puede afectar la sedimentación y la tendencia a la adherencia de depósitos.

Ensuciamiento

Velocidad de ensuciamiento típico



- El proceso de ensuciamiento empieza en 0 y, normalmente, alcanza un valor asintótico en el que la tasa de deposición se iguala a la tasa de remoción del sucio.
- En algunos casos el ensuciamiento no llega a un valor asintótico sino que sigue creciendo, comprometiéndose el desempeño del equipo.

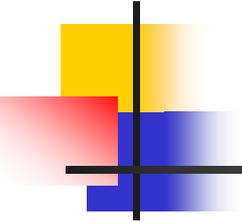
Factor de ensuciamiento

Fluido	f_e $m^2.K/W$
Agua marina	0,0005 – 0,001
Agua de torre de enfriamiento tratada	0,001 – 0,002
Agua de torre de enfriamiento sin tratar	0,002 - 0,005
Agua de río	0,001 – 0,004
Agua destilada	0,0005
Aceite combustible	0,005
Gasolina	0,001
Líquidos refrigerantes	0,001
Vapor sin aceite	0,0005
Vapor con aceite	0,001
Aire comprimido	0,002
Vapores solventes	0,001

Ensuciamiento

U limpio	fe	U sucio	% de exceso en el área
250 (Típico para equipos tubulares)	0,0002	238	5
	0,0010	200	20
	0,0020	167	67
1000 (Típico para compacto)	0,0002	833	20
	0,0010	666	100
	0,0020	333	200

- El flujo de fluidos sobre una superficie lisa (dentro o fuera) produce, a igual velocidad, factores de ensuciamiento similares.
- Los f_e para intercambiadores tubulares se conocen con bastante exactitud.
- Los intercambiadores compactos son muy variados, por lo que hay mucha incertidumbre en los f_e . Si se usan los f_e de tubo y coraza, se obtienen unidades sobredimensionadas.



Ensuciamiento

- Cuanto más eficiente es el intercambiador mayor es el efecto del factor de ensuciamiento sobre el % de exceso en el área.

Si se supone que el U limpio tiende a infinito,

Si $f_e = 0,001$, el máximo U sucio = 1.000

Si $f_e = 0,002$, el máximo U sucio = 500

- En base a estos resultados, se recomienda especificar un exceso de área entre 5 y 20% para intercambiadores compactos por efecto del ensuciamiento y no usar los f_e de tubo y coraza.

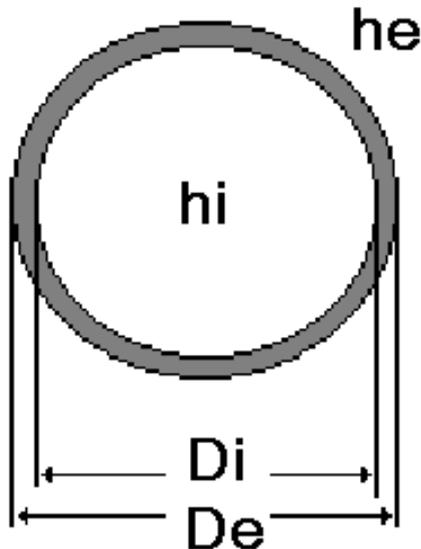
Cálculo de h dentro de tubos

$$v = \frac{M}{\rho A_F}$$

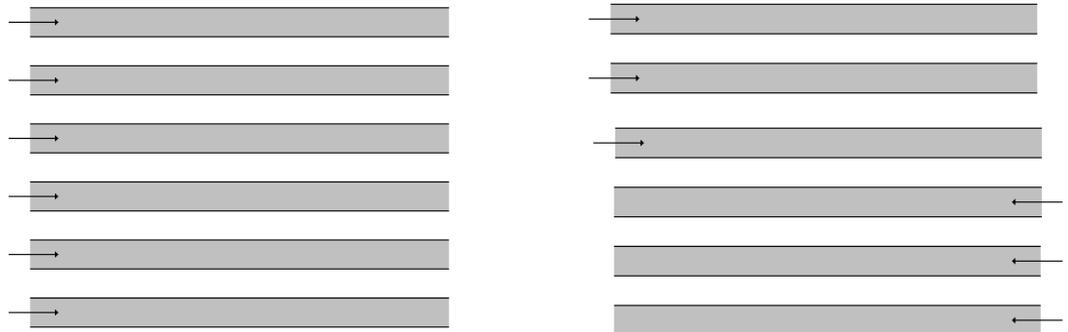


$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu}$$

M: Flujo másico
 V: Velocidad
 Re: Número de Reynolds
 ρ: Densidad
 A_F: Área de flujo
 A: Área de transferencia de calor
 N_T: Número de tubos
 N_p: Número de pasos por los tubos



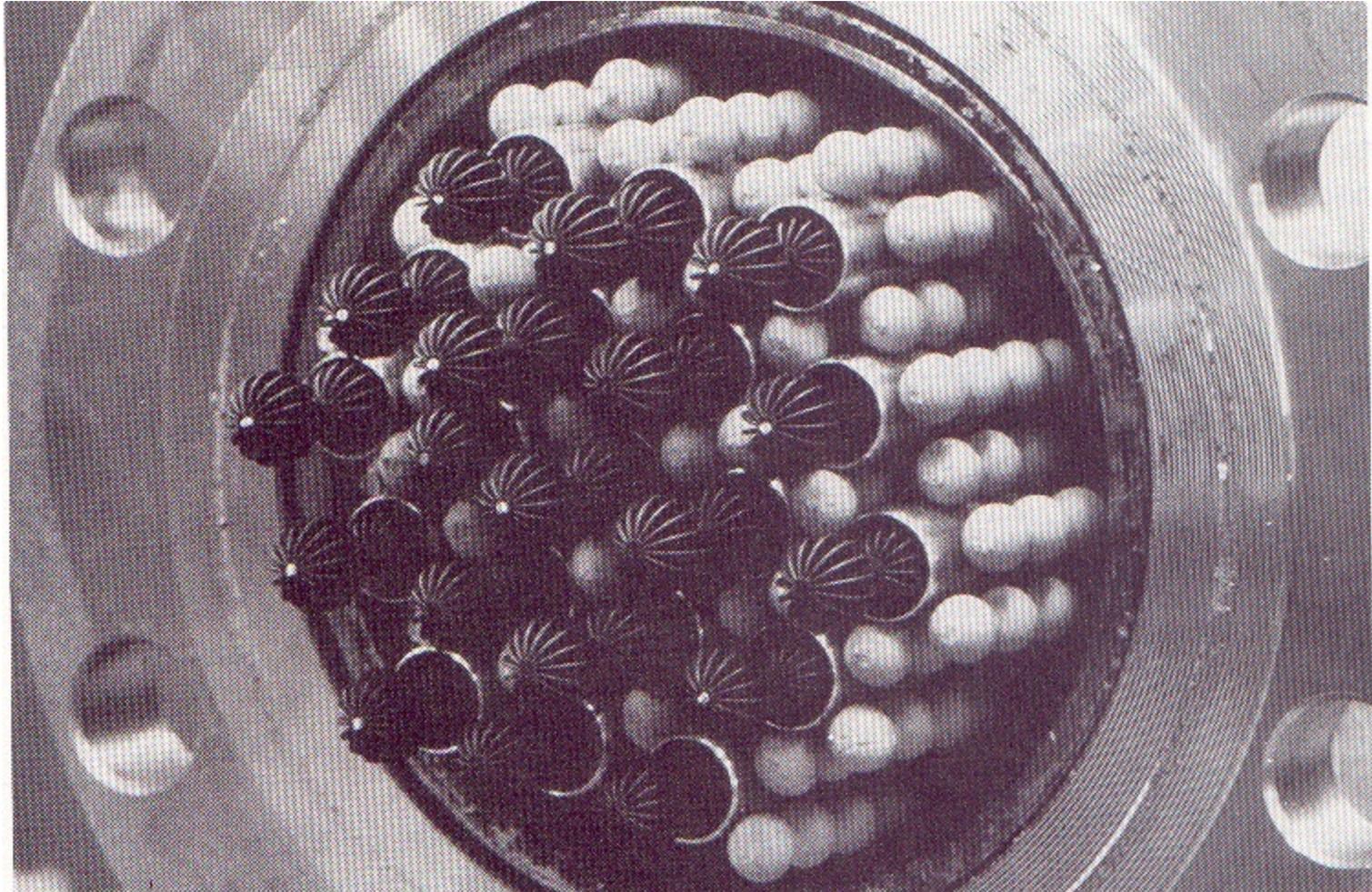
Si hay mas de 1 paso por los tubos

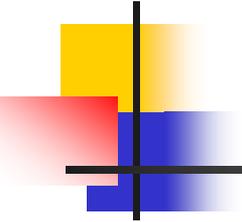


$$A = \pi D_e L N_T$$

$$A_F = \frac{\pi}{4} (D_i)^2 \frac{N_T}{N_p}$$

Mezclador estático





Uso de internos

Simulación de T y ΔP en un ACHE con y sin internos

El equipo consta de 3 bahías y se usa para enfriar un líquido de 180 a 84 °F

		Sin internos			Con internos		
	Bahía	1	2	3	1	2	3
Tubos	Entrada	180	112	106,9	180	96,7	94,3
	Salida	112	106,9	102,3	96,7	94,3	90,8
Aire	Entrada	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3	33,3
ΔP	Tubos	1,22	1,99	2,33	4,1	10,1	10,3
Modo		CN	CN	3F	CN	CN	3F

CN: Convección natural. F: Convección forzada. 3: Número de ventiladores

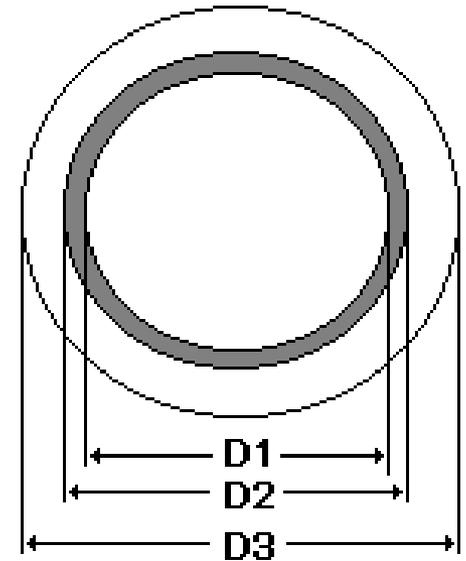
Con internos se logra T de salida menor pero ΔP mayor

Región anular

$$Re_{D_{eq}} = \frac{\rho v D_{eq}}{\mu}$$

$$A = \pi D_2 L$$

$$v = \frac{M}{\rho A_F}$$



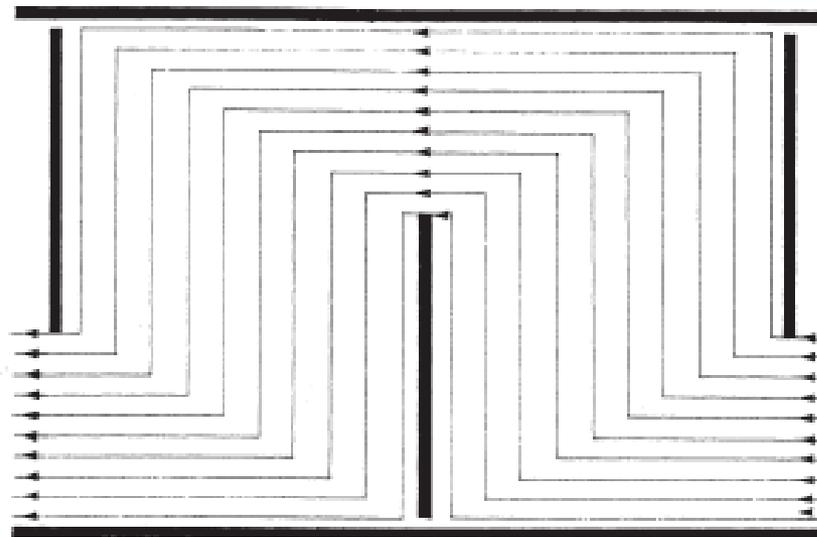
$$A_F = \frac{\pi}{4} \left[(D_3)^2 - (D_2)^2 \right]$$

$$D_{eq} = 4 \frac{A_F}{P_M} \left\{ \begin{array}{l} D_{eq} = 4 \frac{\frac{\pi}{4} \left[(D_3)^2 - (D_2)^2 \right]}{\pi (D_2)} = \frac{(D_3)^2 - (D_2)^2}{D_2} \longrightarrow \text{Calor} \\ D_{eq} = 4 \frac{\frac{\pi}{4} \left[(D_3)^2 - (D_2)^2 \right]}{\pi (D_2 + D_3)} = D_3 - D_2 \longrightarrow \text{Fricción} \end{array} \right.$$

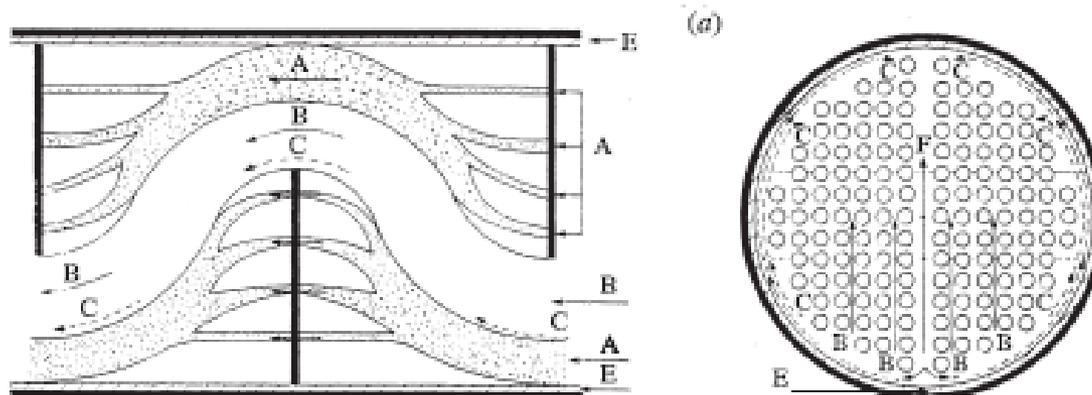
Estimación de h para corazas

Patrón de flujo dentro corazas

Ideal



Real



Estimación de h para corazas

Método de Kern

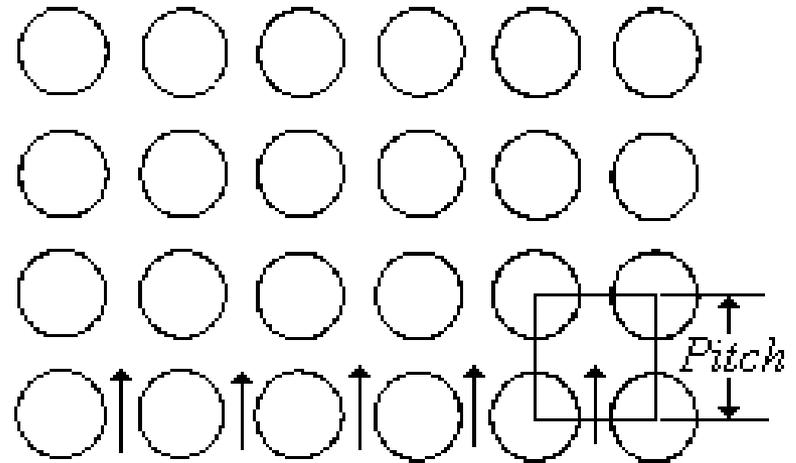
$$Re_{D_{eq}} = \frac{\rho v D_{eq}}{\mu}$$

$$v = \frac{M}{\rho A_F}$$

$$A_F = B \cdot D_S \frac{(P_T - D_e)}{P_T}$$

$$D_{eq} = 4 \frac{A_F^*}{P_M}$$

B: Espaciamiento entre *baffles*
D_S: Diámetro de la coraza
P_T: *Pitch*



$$D_{eq} = 4 \frac{\left(P_T^2 - \frac{\pi}{4} D_e^2 \right)}{\pi D_e}$$

Estimación de h para corazas

Método de Kern

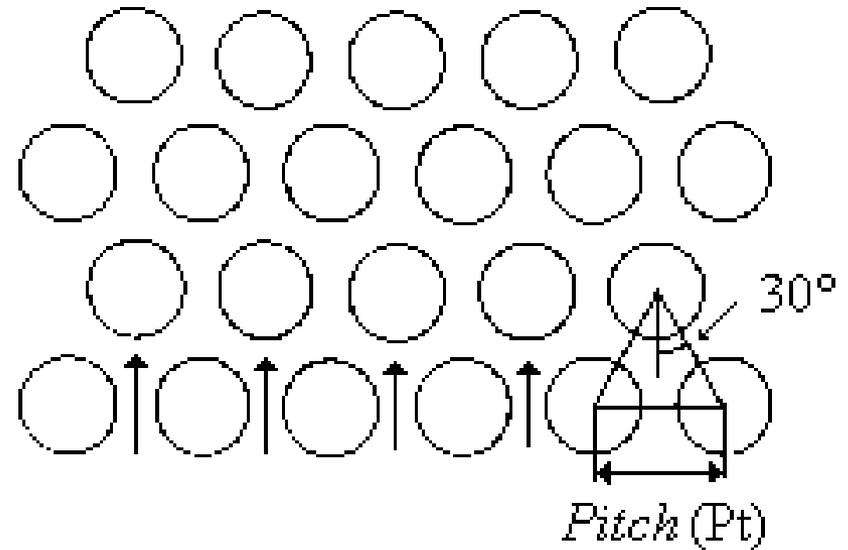
$$Re_{D_{eq}} = \frac{\rho v D_{eq}}{\mu}$$

$$v = \frac{M}{\rho A_F}$$

$$A_F = B \cdot D_S \frac{(P_T - D_e)}{P_T}$$

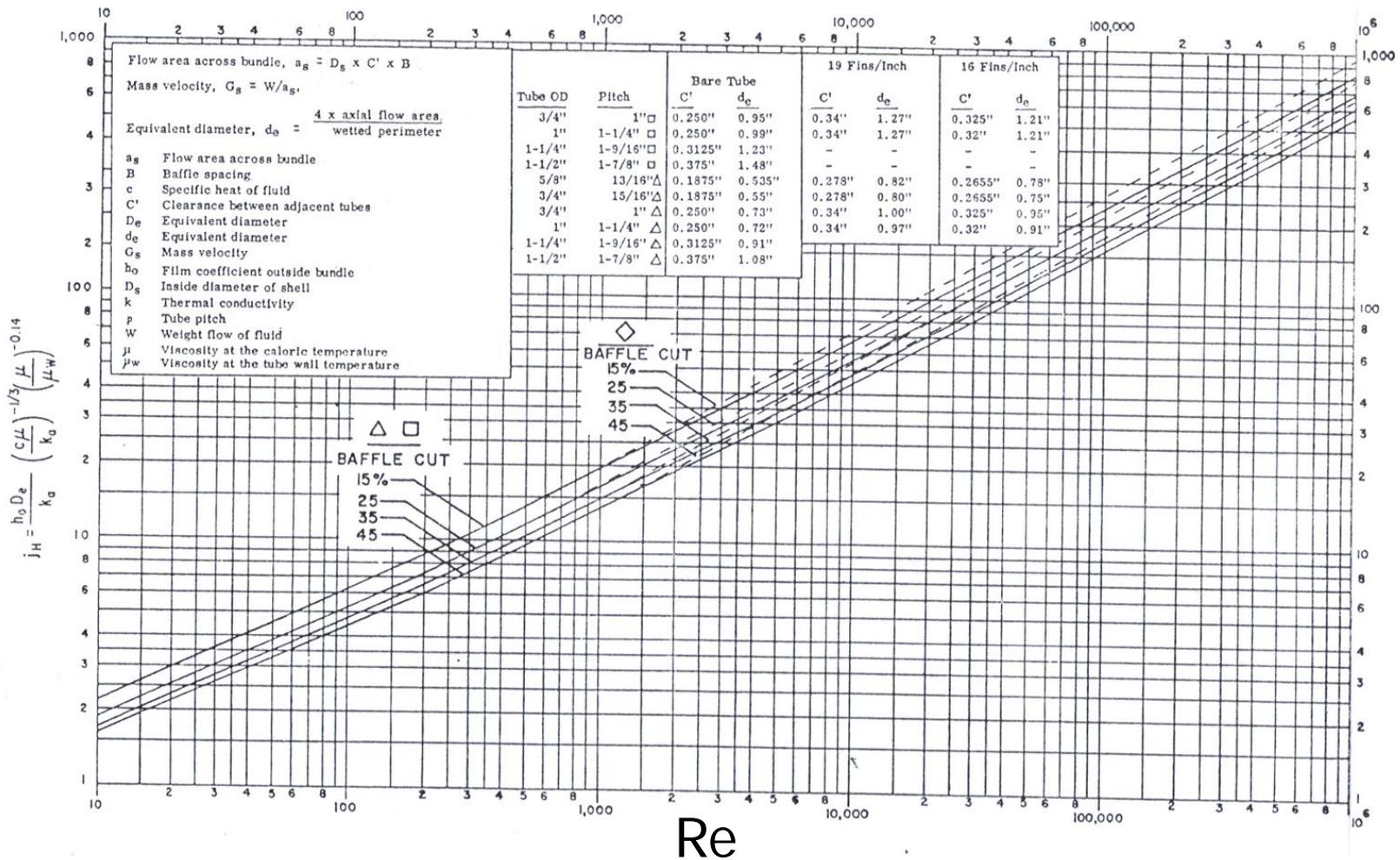
$$D_{eq} = 4 \frac{A_F^*}{P_M}$$

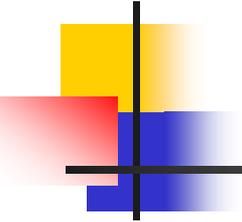
B: Espaciamiento entre *baffles*
D_S: Diámetro de la coraza
P_T: *Pitch*



$$D_{eq} = 4 \frac{\left(\frac{P_T^2}{2} \text{sen} 60^\circ - 0,5 \frac{\pi}{4} D_e^2 \right)}{0,5 \pi D_e}$$

h para coraza: Método Kern





h para coraza: Método Kern

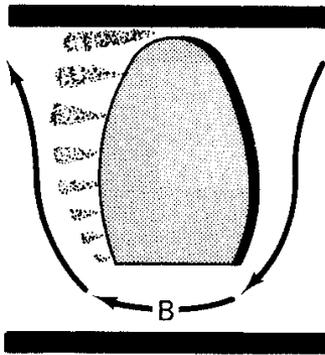
$$\text{Nu}_{\text{Deq}} = 0.36 \text{Re}_{\text{Deq}}^{0.55} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Válida para:

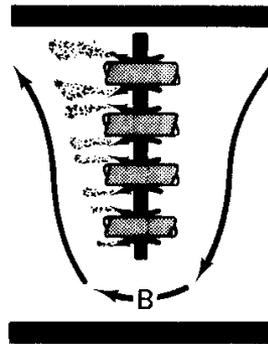
- Arreglo cuadrado y triangular
- $2000 < \text{Re}_{\text{Deq}} < 10^6$
- Propiedades a T_b excepto μ_s a T_s
- Deflectores segmentados simples 25%

h para coraza: Método Bell-Delaware

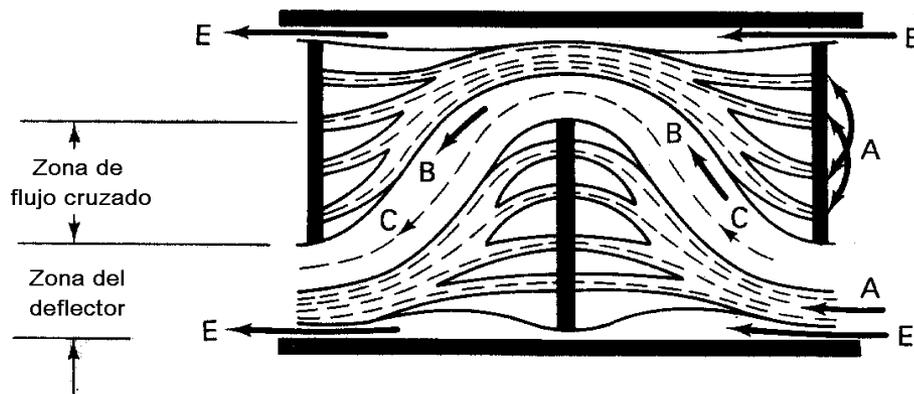
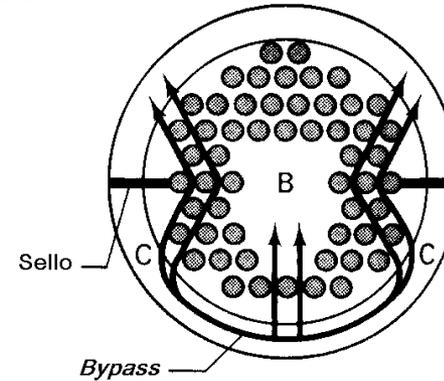
Fuga coraza-deflector. Corriente E



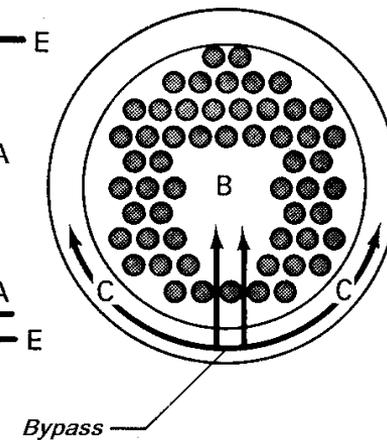
Fuga tubo-deflector. Corriente A



Con un *sealing-strip*

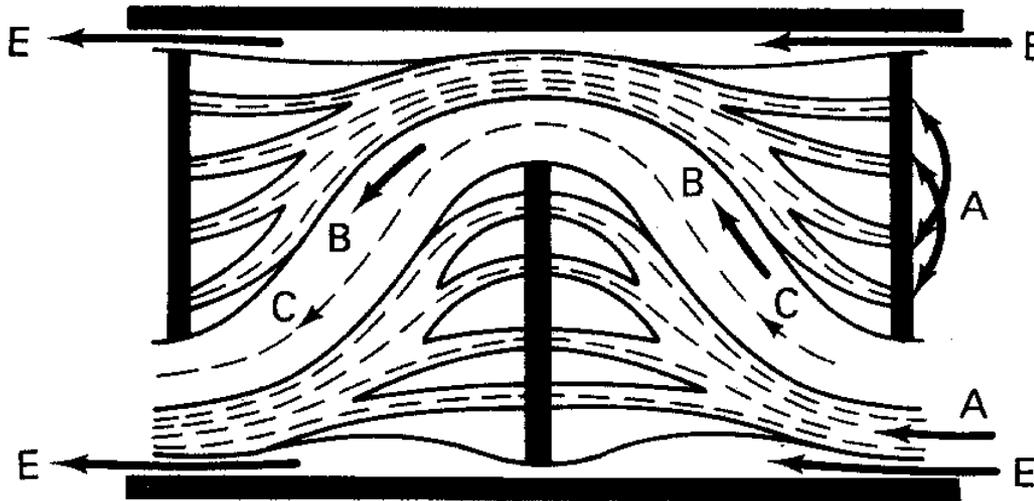


Sin *sealing-strip*



h para coraza: Método Bell-Delaware

h_i : Flujo cruzado ideal

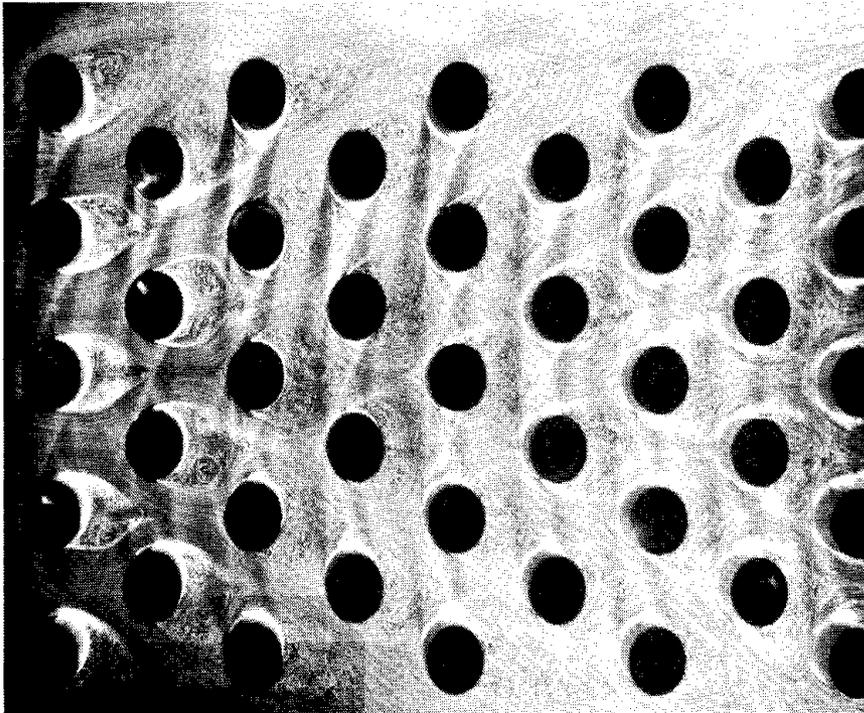


Factores de corrección

- J_c : Efectos de borde por separación finita
- J_l : Corrientes de fuga deflectores-tubos, A, y deflectores-coraza, E
- J_b : *Bypass* haz de tubos-carcaza, C
- J_r : Disminución de h a medida que circula el fluido en el equipo.
- J_s : corrige espaciamiento desigual de los baffles

$$h = h_i \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s$$

h para banco de tubos: Sin aletas



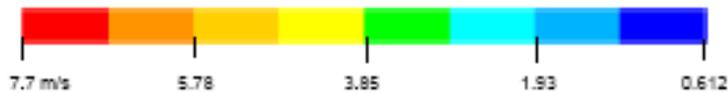
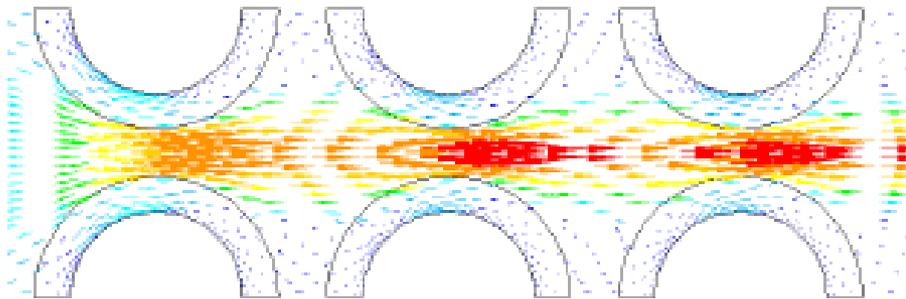
Correlaciones:

- Grimison
- Zhukauskas

$$Nu = \left(C_1 Re_{\max}^m Pr^n \right) C_{\text{corrección}}$$

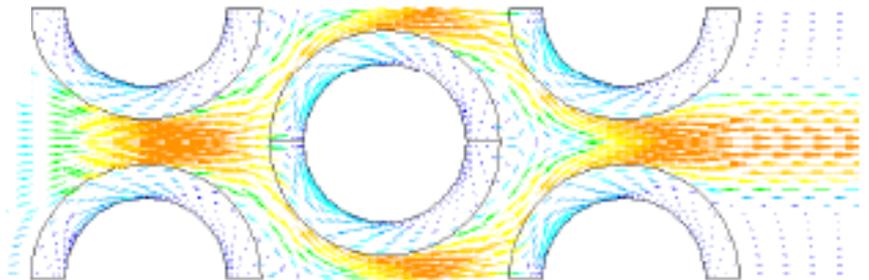
$$Re_{\max} = \frac{\rho v_{\max} D}{\mu}$$

Fluidodinámica en banco de tubos



Arreglo alineado

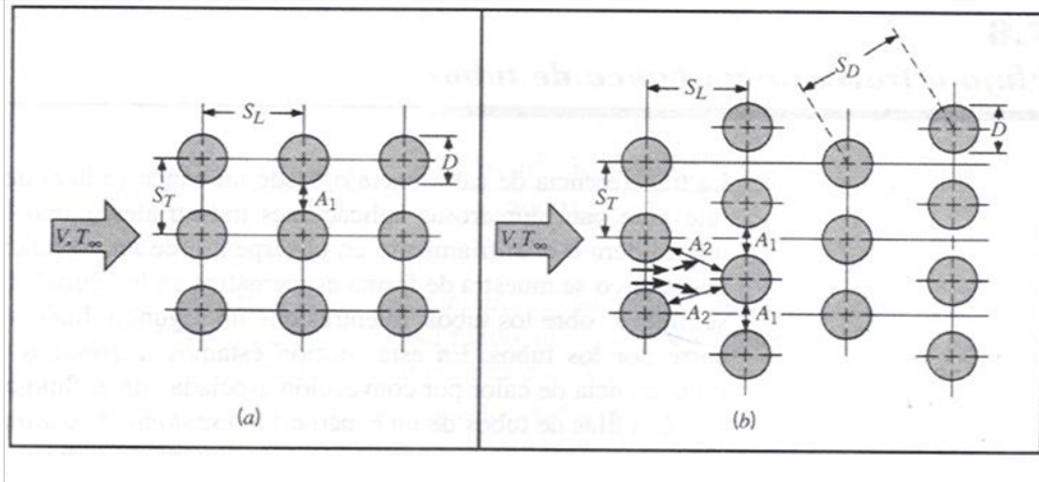
Arreglo escalonado



Tomado de:

http://webdoc.sub.gwdg.de/ebook/serien/aa/Freiberger_Diss_Online/134.pdf

h para banco de tubos: Sin aletas



Alineado $\longrightarrow V \cdot S_T = V_{\text{máx}} \cdot (S_T - D) \Rightarrow V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{(S_T - D)} V$

Escalonado $\longrightarrow 2(S_D - D) < (S_T - D) \quad S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$

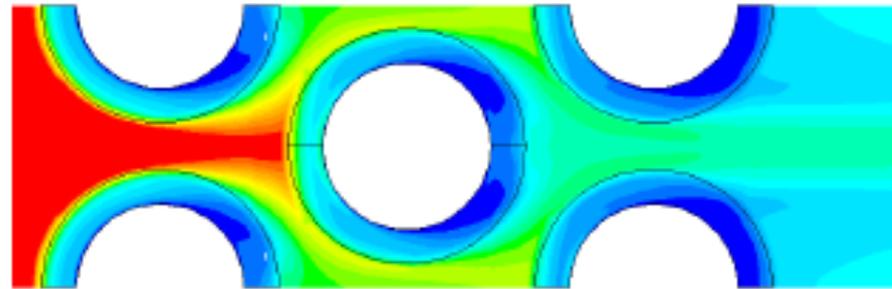
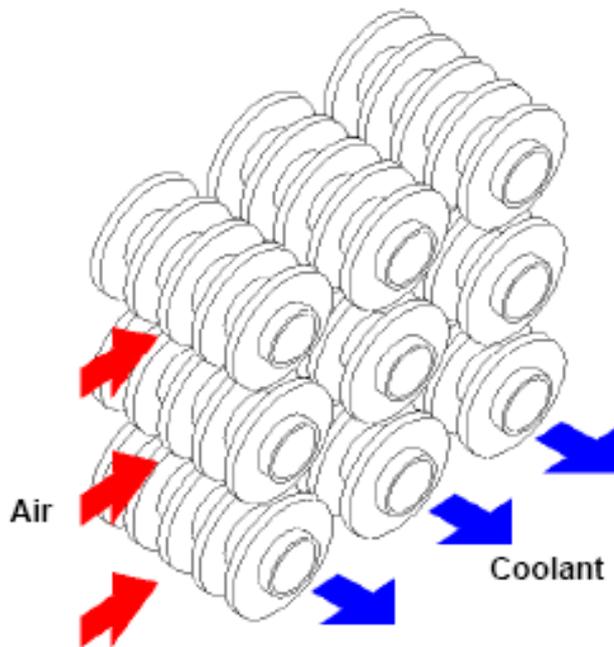
SI

NO

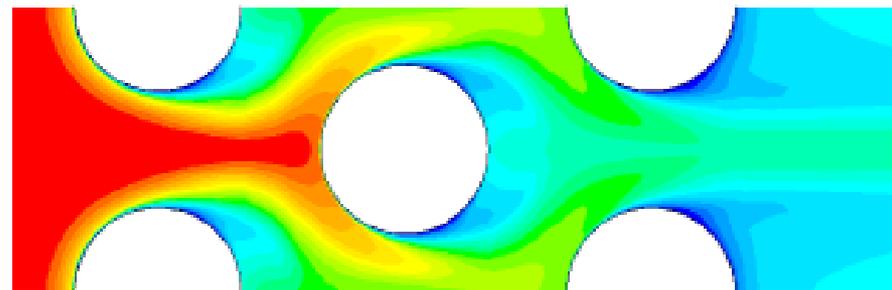
$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V$$

$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{(S_T - D)} V$$

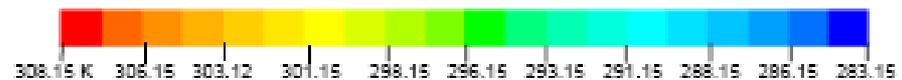
Distribución de T banco aleteado



Plano de las aletas



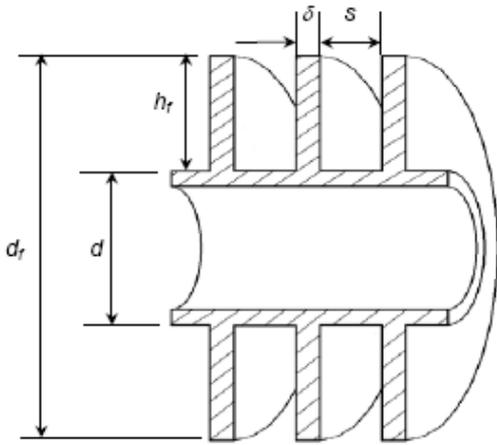
Plano medio entre las aletas



Tomado de:

http://webdoc.sub.gwdg.de/ebook/serien/aa/Freiberger_Diss_Online/134.pdf

h para banco de tubos aleteado



$$Nu = h \frac{L_c}{k} = f_A \cdot C \cdot Re_{L_c}^{0,6} \left(\frac{A_0}{A_e} \right)^{0,6} \left(\frac{A}{A_{G0}} \right)^{-0,15} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{T}{T_s} \right)^{0,12} \rightarrow \text{gases}$$

$$Nu = h \frac{L_c}{k} = f_A \cdot C \cdot Re_{L_c}^{0,6} \left(\frac{A_0}{A_e} \right)^{0,6} \left(\frac{A}{A_{G0}} \right)^{-0,15} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \rightarrow \text{líquidos}$$

$$\left(\frac{A_0}{A_e} \right) = \frac{S_T (S + \delta)}{(S_T - d)S + (S_T - d - 2h_f)\delta} \quad \left(\frac{A}{A_{G0}} \right) = 1 + \frac{2h_f (h_f + d + \delta)}{d(S + \delta)}$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4(S_T / d)} \quad \text{si } (S_L / d) \geq 1$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4(S_T / d)(S_L / d)} \quad \text{si } (S_L / d) < 1$$

$$Re_{L_c} = \frac{\rho \cdot v_{\infty} \cdot L_c}{\psi \cdot \mu} \quad L_c = \frac{\pi}{2} d$$

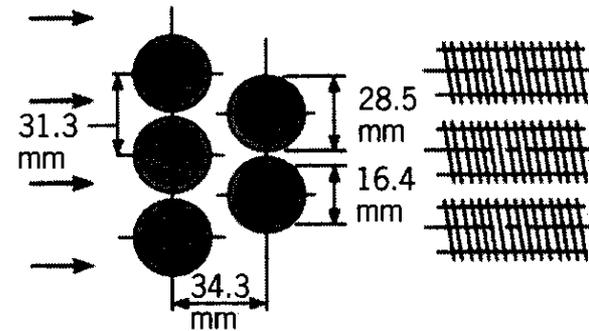
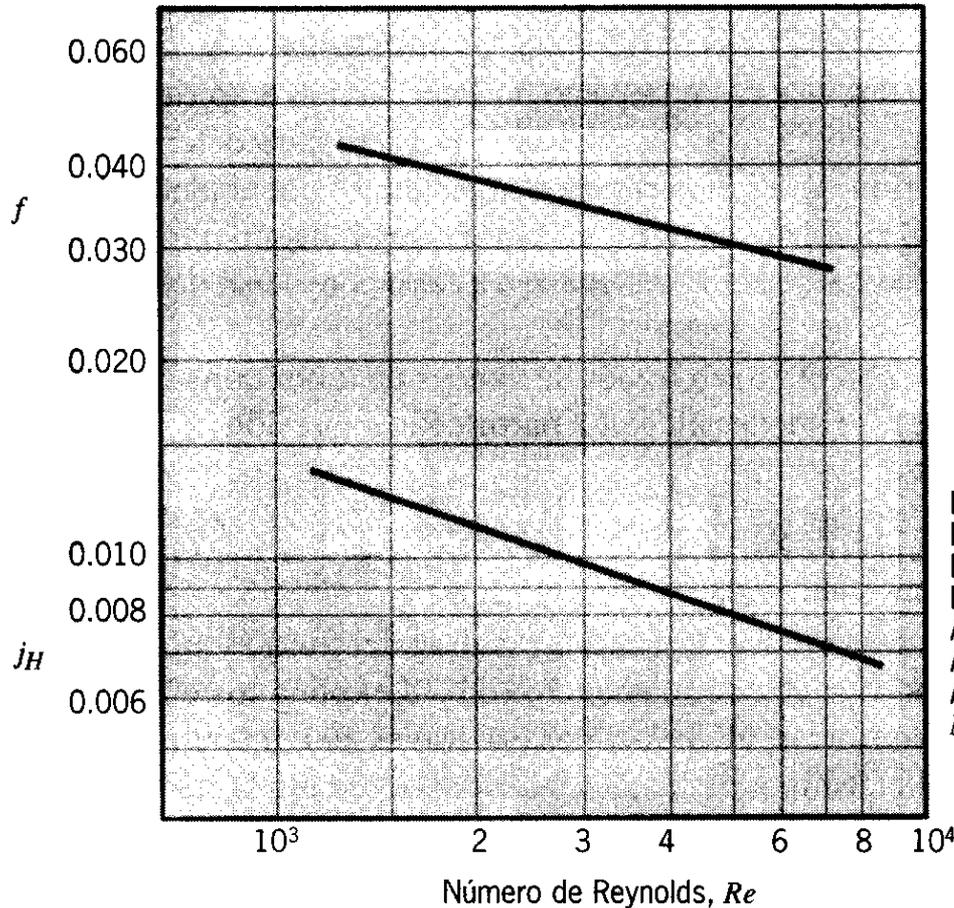
$$f_A = 1 + \frac{2}{3(S_L / d)} \quad C = 0,45 \rightarrow \text{escalonado}$$

$$f_A = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \frac{[(S_L / S_T) - 0,3]}{[(S_L / S_T) + 0,7]^2} \quad C = 0,26 \rightarrow \text{alineado}$$

Tomado de

Correlations for Convective Heat Transfer, Dr. Bernhard Spang, Presented at The Chemical Engineers' Resource Page, www.theresources.com

h para intercambiadores compactos



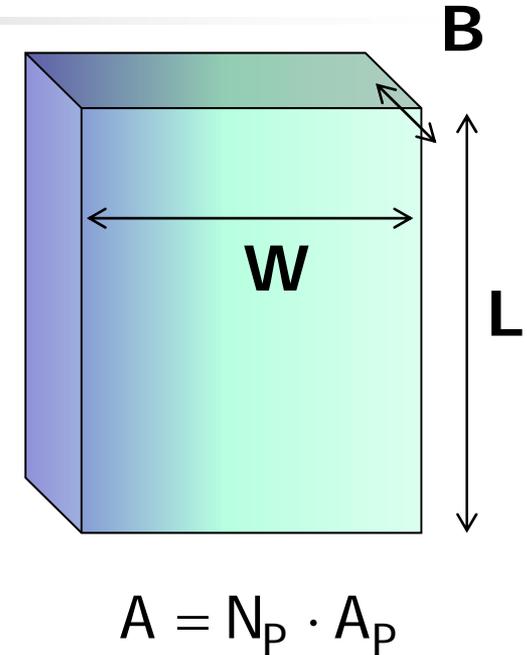
Diámetro exterior del tubo, $D_o = 16.4$ mm
 Espaciado de aletas = 275 por metro
 Diámetro hidráulico del paso del flujo, $D_h = 6.68$ mm
 Espesor de aleta, $t = 0.254$ mm
 Área de flujo libre/área frontal, $\sigma = 0.449$
 Área de transferencia de calor/volumen total, $\alpha = 269$ m²/m³
 Área de aleta/área total, $A_f/A = 0.830$
 Nota: El área mínima de flujo libre es transversal al flujo en espacios.

Estimación de h para PHE

$$Re_{Deq} = \frac{\rho v D_{eq}}{\mu} \quad v = \frac{M}{\rho A_F}$$

$$A_F = W \cdot B \cdot N_S \quad P_M = 2(\phi \cdot W + B)$$

$$D_{eq} = 4 \frac{A_F}{P_M} \text{ como } W \gg B \Rightarrow D_{eq} = \frac{2B}{\phi}$$



El corrugado de las placas incrementa el ancho real
 $\phi = \text{Ancho real} / \text{Ancho proyectado } (W)$
 $1,1 \leq \phi \leq 1,25$ siendo 1,17 el más común

A_p : Área de transferencia de calor de una placa

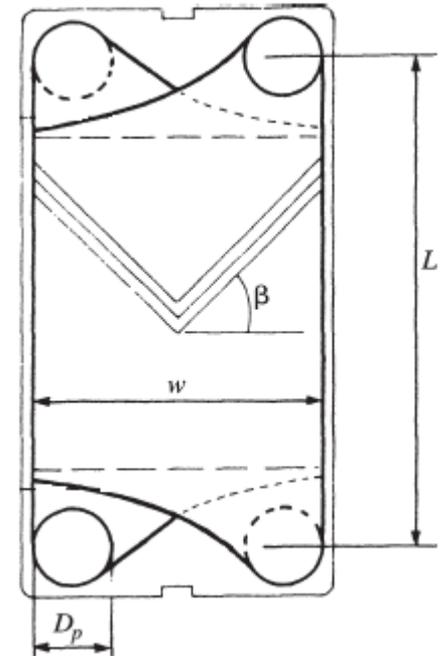
N_p : Número de placas

N_s : Número de subcorrientes. Para arreglos en serie, $N_s=1$

Estimación de h para PHE

Para placas tipo Chevron, Kumar (1984) propuso la siguiente correlación:

Chevron Angle (deg)	Reynolds Number	C_h	y
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349
	> 10	0.348	0.663
45	< 10	0.718	0.349
	10–100	0.400	0.598
	> 100	0.300	0.663
50	< 20	0.630	0.333
	20–300	0.291	0.591
	> 300	0.130	0.732
60	< 20	0.562	0.326
	20–400	0.306	0.529
	> 400	0.108	0.703
≥ 65	< 20	0.562	0.326
	20–500	0.331	0.503
	> 500	0.087	0.718



$$Nu_{Deq} = C_h Re_{Deq}^y Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,17}$$

Intercambiadores SSHE

Suponiendo válido el modelo de SSI, Q transferido al líquido:

$$Q = 2kA(T_s - T) \sqrt{\frac{t}{\pi \cdot \alpha}} \quad h_i \equiv \frac{Q}{tA(T_s - T)} \quad h_i = 2 \sqrt{\frac{k \rho C_p n B}{\pi}}$$

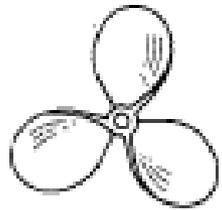
Para líquidos muy viscosos, h es menor que el predicho por la ecuación por efecto del bajo mezclado. Para estos casos se propone la correlación empírica:

$$\frac{hD_a}{k} = 4,9 \left(\frac{D_a v \rho}{\mu} \right)^{0,57} Pr^{0,47} \left(\frac{D_a n}{v} \right)^{0,17} \left(\frac{D_a}{L} \right)^{0,37}$$

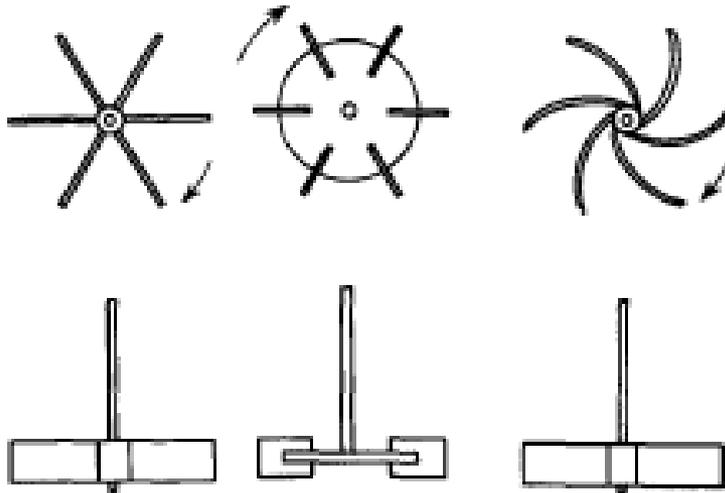
B: Numero de palas
D_a: Diámetro del rascador
L: Longitud del intercambiador
n: Velocidad del agitador
t: Tiempo entre el paso de dos palas rascadoras sucesivas. t= 1/nB
V: Velocidad promedio del fluido

Tanques agitados

El coeficiente convectivo depende de si el tanque está encamisado o dispone de serpentín interno, y del tipo de agitador



(a)

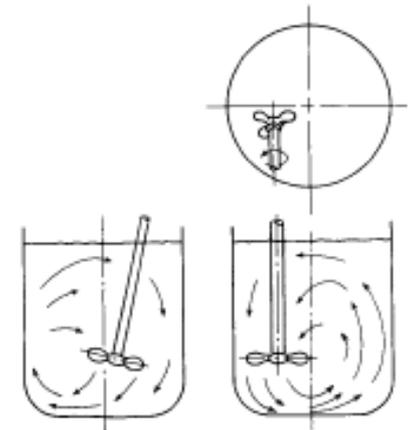
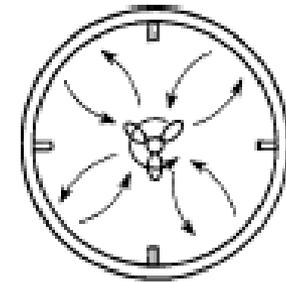
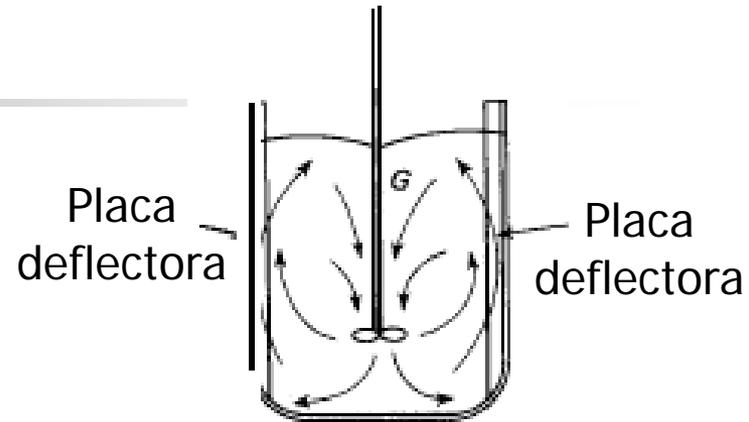


(b)

(c)

(d)

(a) Hélice de 3 palas. (b) Turbina abierta de palas rectas
(c) Turbina de disco con palas. (d) Turbina abierta de palas curvas



Tanques agitados

Calentamiento/enfriamiento de líquidos en un tanque cilíndrico con placas deflectores, equipado con un serpentín helicoidal y agitador de turbina

$$\frac{h_c D_c}{k} = 0,17 \left(\frac{D_a^2 n \rho}{\mu} \right)^{0,67} Pr^{0,37} \left(\frac{D_a}{D_T} \right)^{0,1} \left(\frac{D_c}{D_T} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,24}$$

$h = 1,85 h_c$  Turbina de palas inclinadas de igual D

$h = 1,7 h_c$  Propulsor de igual D

h_c : Coeficiente convectivo entre la superficie del serpentín y el líquido dentro del tanque

D_T : Diámetro del tanque

D_a : Diámetro del agitador

D_c : Diámetro del serpentín

n : Velocidad del agitador,

Tanques agitados

Transferencia de calor desde o hacia el encamisado de un tanque con placas deflectoras con agitador tipo turbina

$$\frac{h_j D_T}{k} = 0,76 \left(\frac{D_a^2 n \rho}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,24}$$

$h = 1,9 h_j$ \longrightarrow Turbina de palas inclinadas de igual D

$h = 1,6 h_j$ \longrightarrow Propulsor de igual D

Para líquidos muy viscosos, con agitador tipo ancla

$K=1$ y $a=0,5$ $10 < Re < 300$

$K=0,36$ y $a=2/3$ para $300 < Re < 40000$

$$\frac{h_j D_T}{k} = K \left(\frac{D_a^2 n \rho}{\mu} \right)^a Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,18}$$

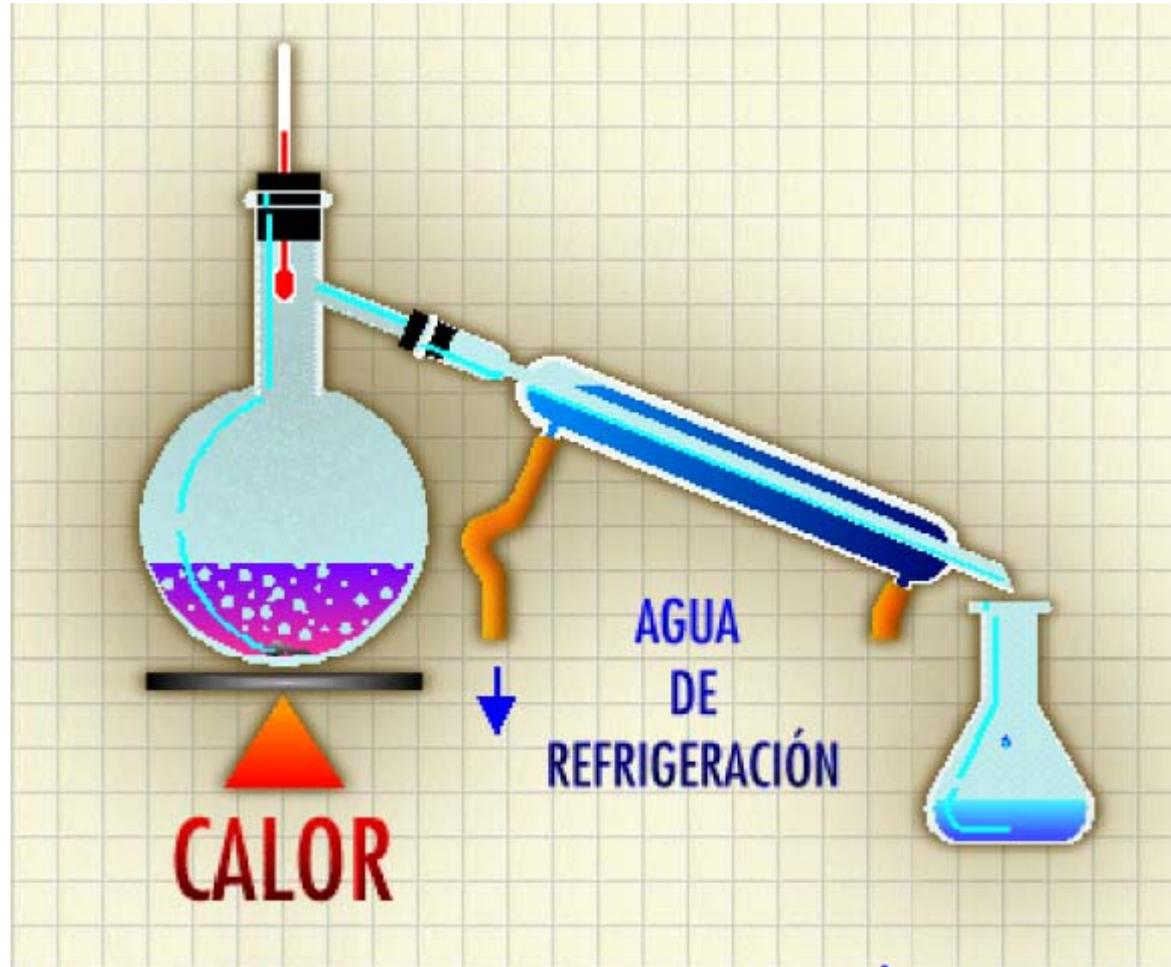
h_j : Coeficiente convectivo entre el líquido y la superficie interior del encamisado del tanque

Intervalos de U (BTU/hr.ft².°F)

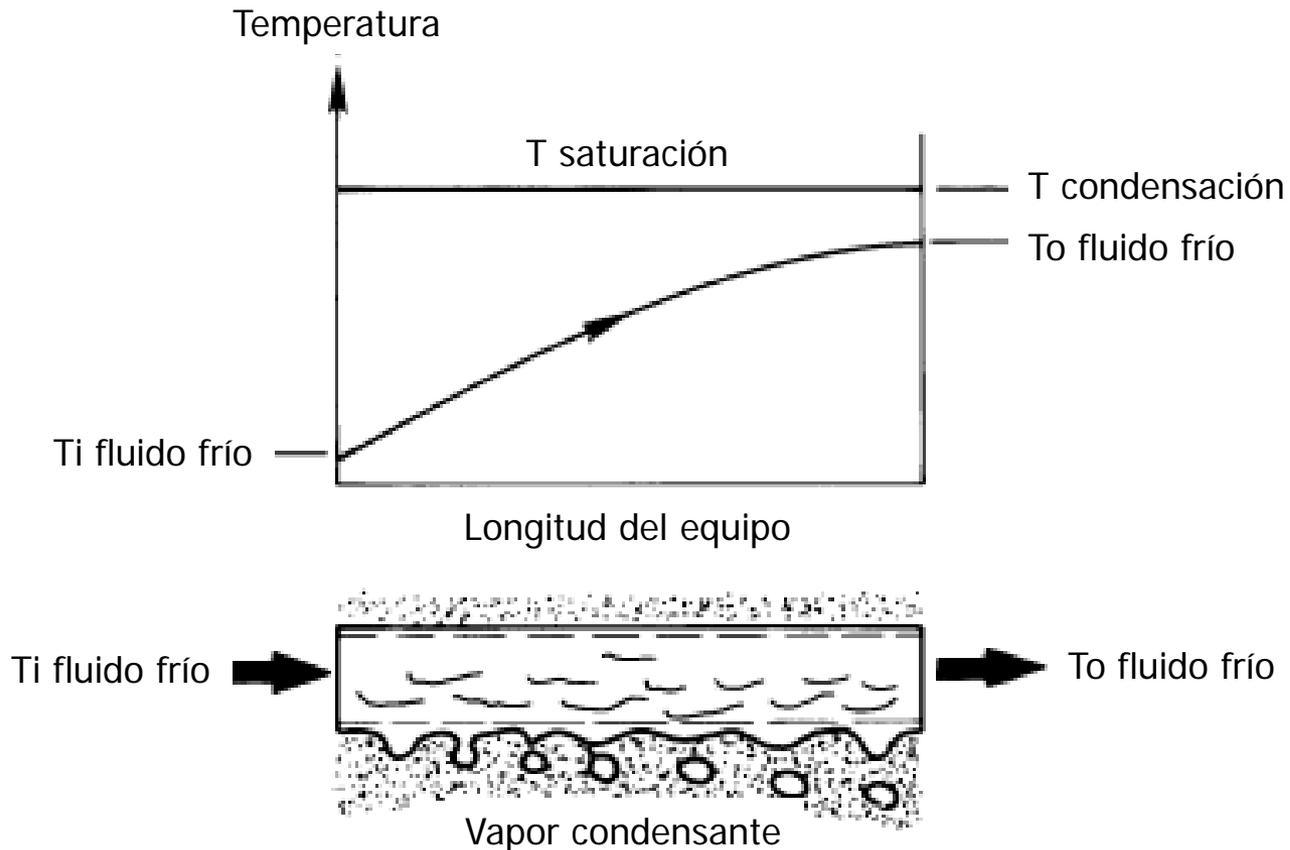
Equipo	Proceso	U
Tubo y coraza	Gas (1atm) - Gas (1 atm)	1-6
	Gas (250 atm) - Gas (250 atm)	25-50
	Líquido - Gas (1 atm)	2-12
	Líquido - Gas (250 atm)	35-70
	Líquido - Líquido	25-200
	Líquido - Vapor condensando	50-200
Doble tubo	Gas (1atm) - Gas (1 atm)	2-6
	Gas (250 atm) - Gas (250 atm)	25-90
	Líquido - Gas (250 atm)	35-100
	Líquido - Líquido	50-250
Banco de tubos	Agua - Gas (1 atm)	3-10
	Agua - Gas (250 atm)	25-60
	Agua - Líquido	50-160
	Agua - Vapor condensando	50-200

Equipo	Proceso	U
Placas PHE	Agua - Gas	3-10
	Agua - Líquido	60-200
Espiral SHE	Líquido - Líquido	120-440
	Líquido - Vapor condensando	160-600
Compacto	Gas (1 atm) - Gas (1 atm)	2-6
	Gas (1 atm) - Líquido	3-10
Tanque agitado		
Con chaqueta externa	Líquido - Vapor condensando	90-260
	Líquido en ebullición - Vapor condensando	120-300
	Agua - Líquido	25-60
Con serpentín interno	Líquido - Vapor condensando	120-440
	Agua - Líquido	90-210

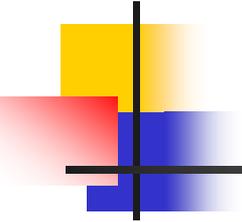
Intercambio con cambio de fase



Cálculo de ΔT con cambio de fase



Cuando cambia de fase una sustancia pura, $F = 1$, $\Delta T = \text{LMTD}$



Cálculo de ΔT con cambio de fase

Por lo general, el cálculo de LMTD se hace de manera global, a partir de las temperaturas de las corrientes de entrada y salida al equipo.

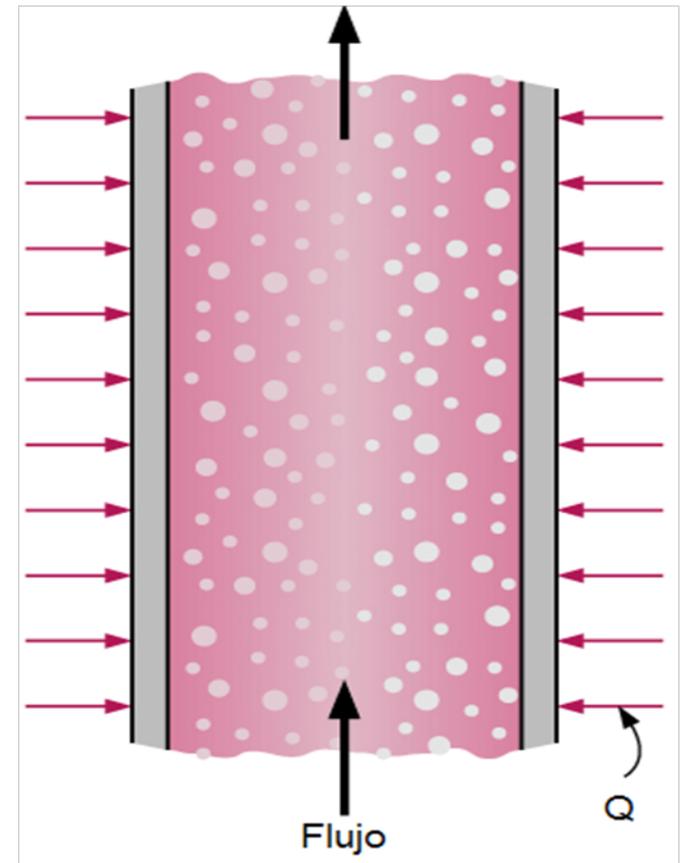
Cuando los flujos son multicomponentes y ocurre cambio de fase, el LMTD varía apreciablemente a lo largo del equipo por lo que es más adecuado dividirlo en n zonas y calcular el LMTD correspondiente a cada una de ellas:

$$Q = U A LMTD \quad \text{donde} \quad LMTD = \frac{Q}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{LMTD_i}}$$

Ebullición

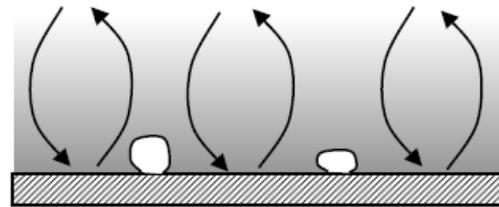
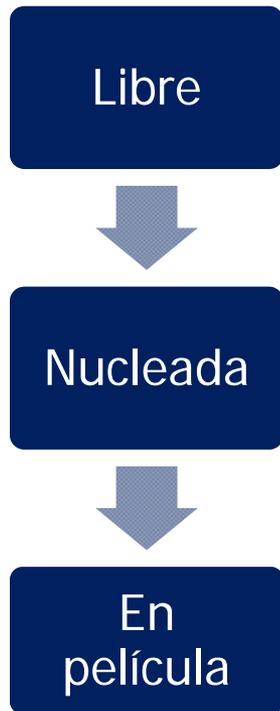


Estancada o en piscina

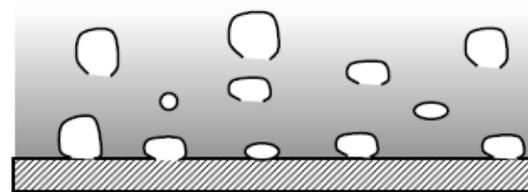


Forzada

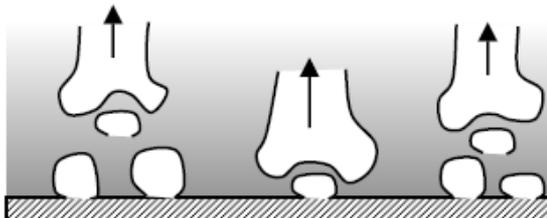
Ebullición estancada



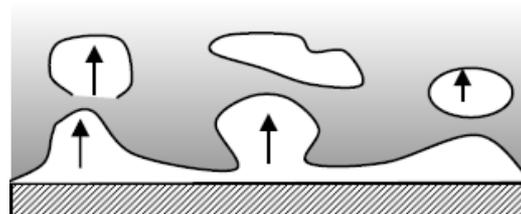
Inicio de la ebullición



Régimen de burbujas individuales

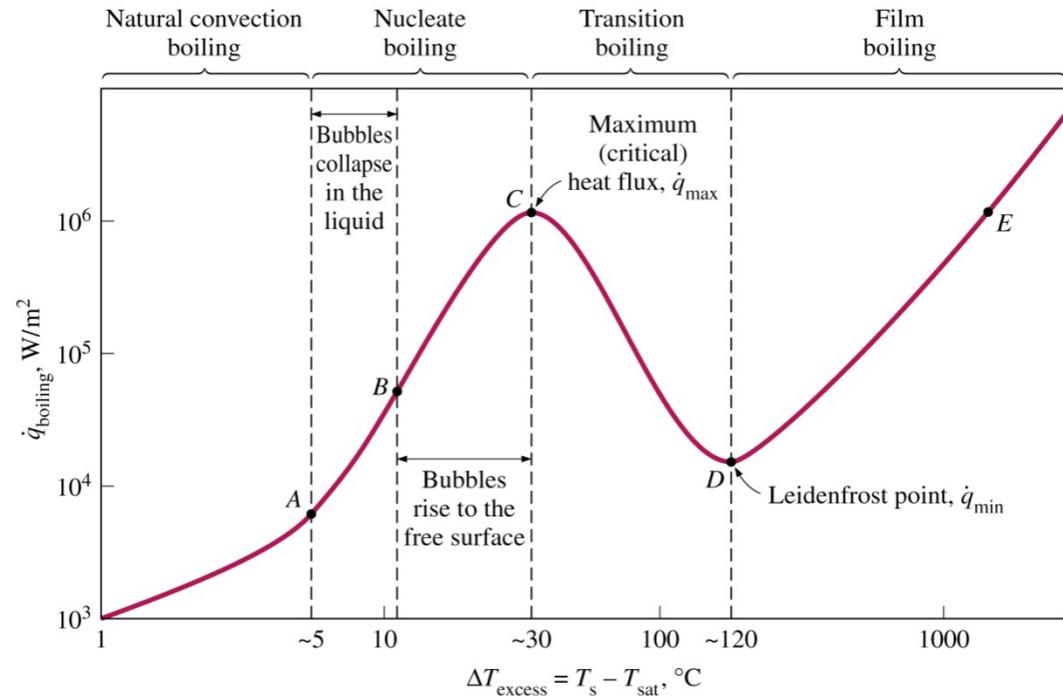
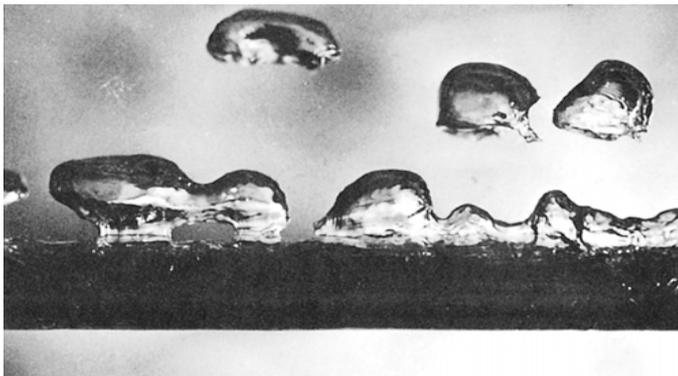
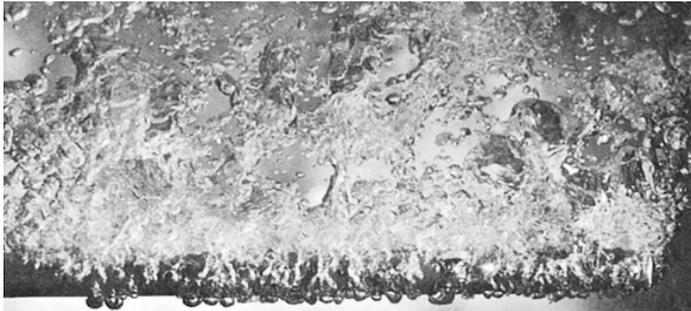
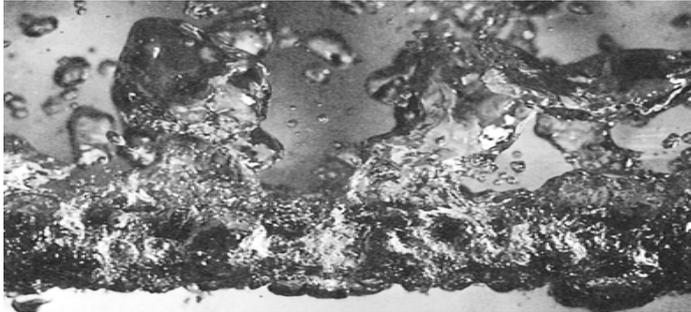


Régimen de glóbulos y burbujas



Ebullición en película estable

Ebullición estancada

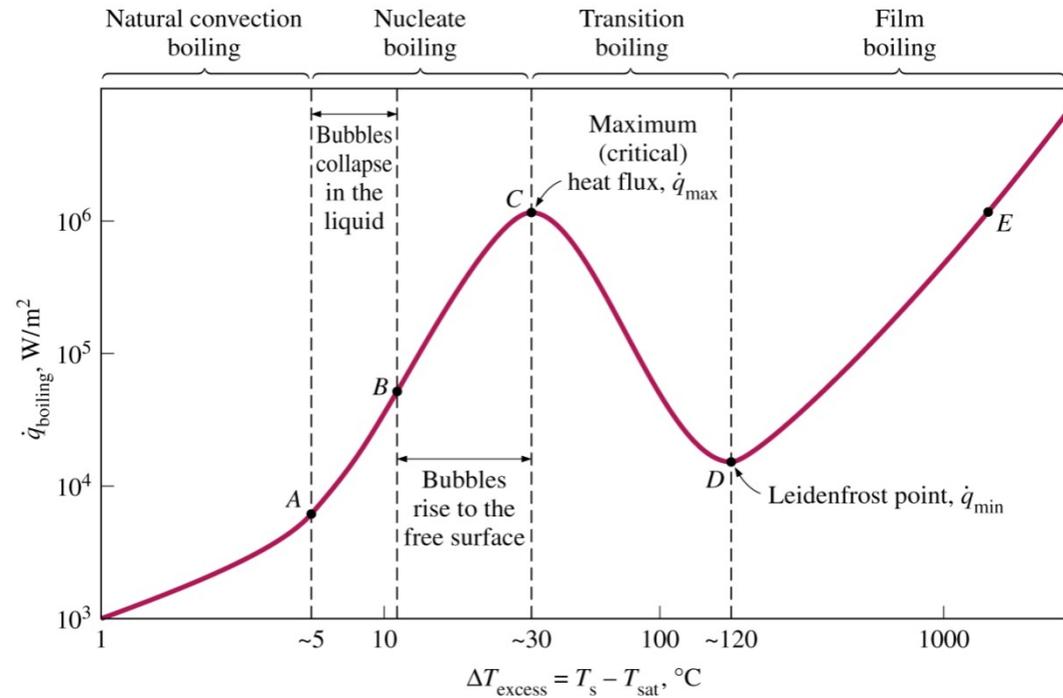
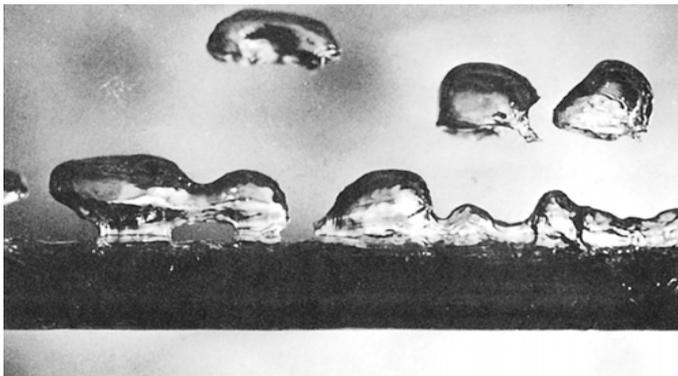
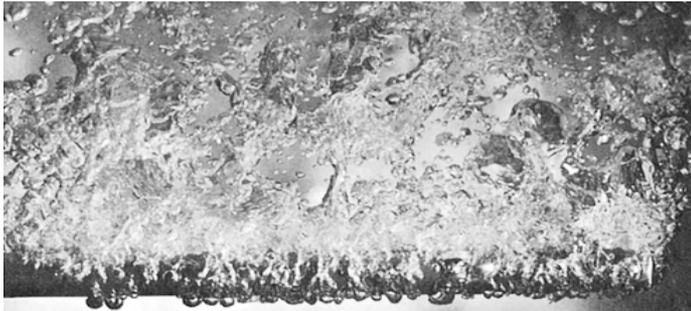
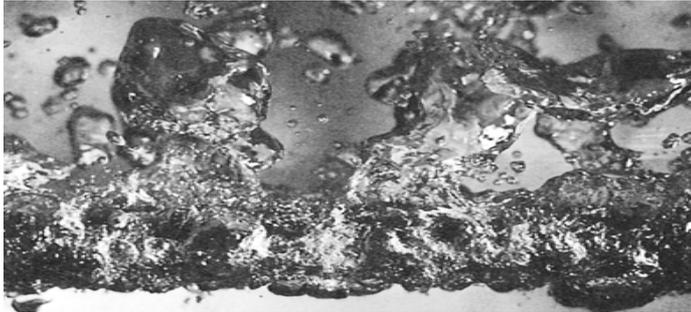


Para ebullición nucleada

$$Q = \mu_L h_{fg} A \left[\frac{g(\rho_L - \rho_V)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{Cp_L (T_s - T_{\text{sat}})}{C_{s,f} h_{fg} Pr_L^n} \right]$$

n y $C_{s,f}$ dependen de la naturaleza de la superficie y del fluido

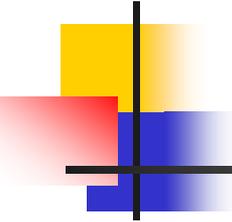
Ebullición estancada



Para ebullición en película

$$h_{\text{conv}} = C \left[\frac{g(\rho_L - \rho_V) h_{\text{fg}} D^3}{\nu_V k_V (T_s - T_{\text{sat}})} \right]^{1/4} \quad h^{4/3} = h_{\text{conv}}^{4/3} + h_{\text{rad}}^{4/3}$$

$C=0,62$ para cilindros horizontales, $C=0,67$ para esferas

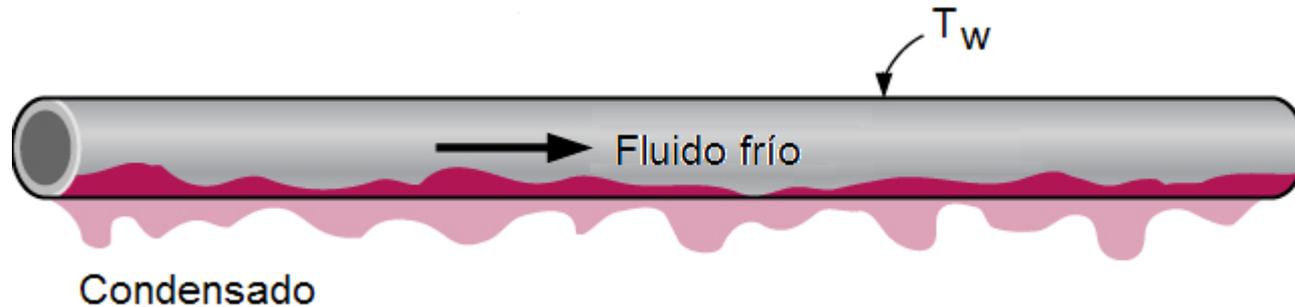


Ebullición: Naturaleza de la superficie

Tipo de superficie	h W/m^2K
Superficie después de 8 h de uso y 48 h inmersa en agua	8000
Superficie después de ser tratada con chorro de arena	3900
Superficie tratada con chorro de arena, después de un tiempo largo de uso	2600
Superficie recubierta con cromo	2000

Caso: Agua hirviendo sobre placas de cobre, $\Delta T = 5,6 \text{ }^\circ\text{C}$

Condensación estancada



$$h = C \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) h'_{fg} k_L^3}{\mu_L (T_{sat} - T_w) D} \right]^{1/4}$$

Tubo horizontal: $C = 0,729$
Esfera: $C = 0,815$

Corrección por subenfriamiento/sobrecalentamiento

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 C p_L (T_{sat} - T_w) + C p_V (T_V - T_{sat})$$

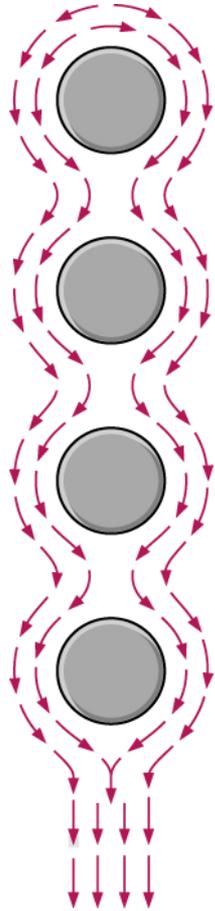


Este término por lo general es despreciable

$$\frac{h_{\text{Tubo vertical}}}{h_{\text{Tubo horizontal}}} = 1,29 \left(\frac{D}{L} \right)^{1/4}$$

Si $L > 2,77 D \rightarrow h_{\text{horizontal}} > h_{\text{vertical}}$

Condensación estancada



Banco de tubos horizontales

El condensado de las filas superiores se va añadiendo al de las inferiores.

Caso ideal

→ Flujo suave de fila en fila

→ Flujo laminar

$$h_{\text{Banco Tubos}} = 0,729 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) h'_{fg} k_L^3}{\mu_L (T_{\text{sat}} - T_w) N_{\text{Filas}} D} \right]^{1/4} = N_{\text{Fila}}^{-1/4} h_{\text{Tubo horizontal}}$$

Condensación estancada

Caso real

- Puede haber arrastre del condensado.
- Flujo de condensado no laminar.
- El factor $N_{Fila}^{-1/4}$ es demasiado conservador.

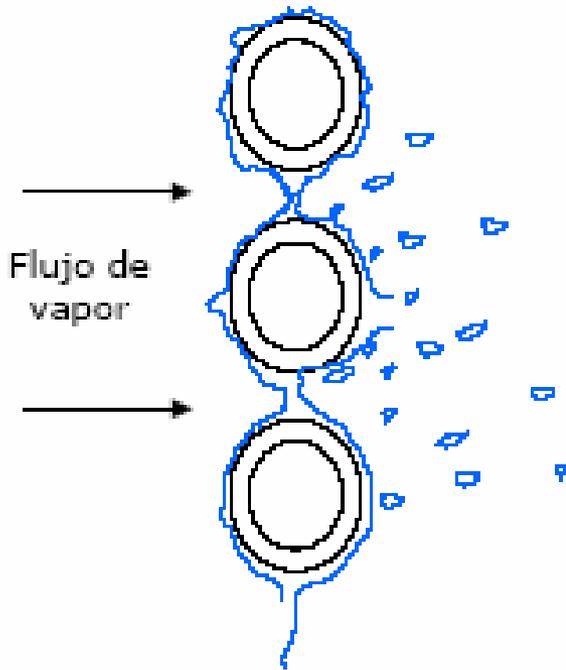
Se sugiere

➤ Kern (1999): $h_{\text{Banco Tubos}} = N_{\text{Filas}}^{-1/6} h_{\text{Tubo horizontal}}$

➤ Bell (Ludwig, 1999): $h_{\text{Banco Tubos}} = h_{\text{Tubo horizontal}}$

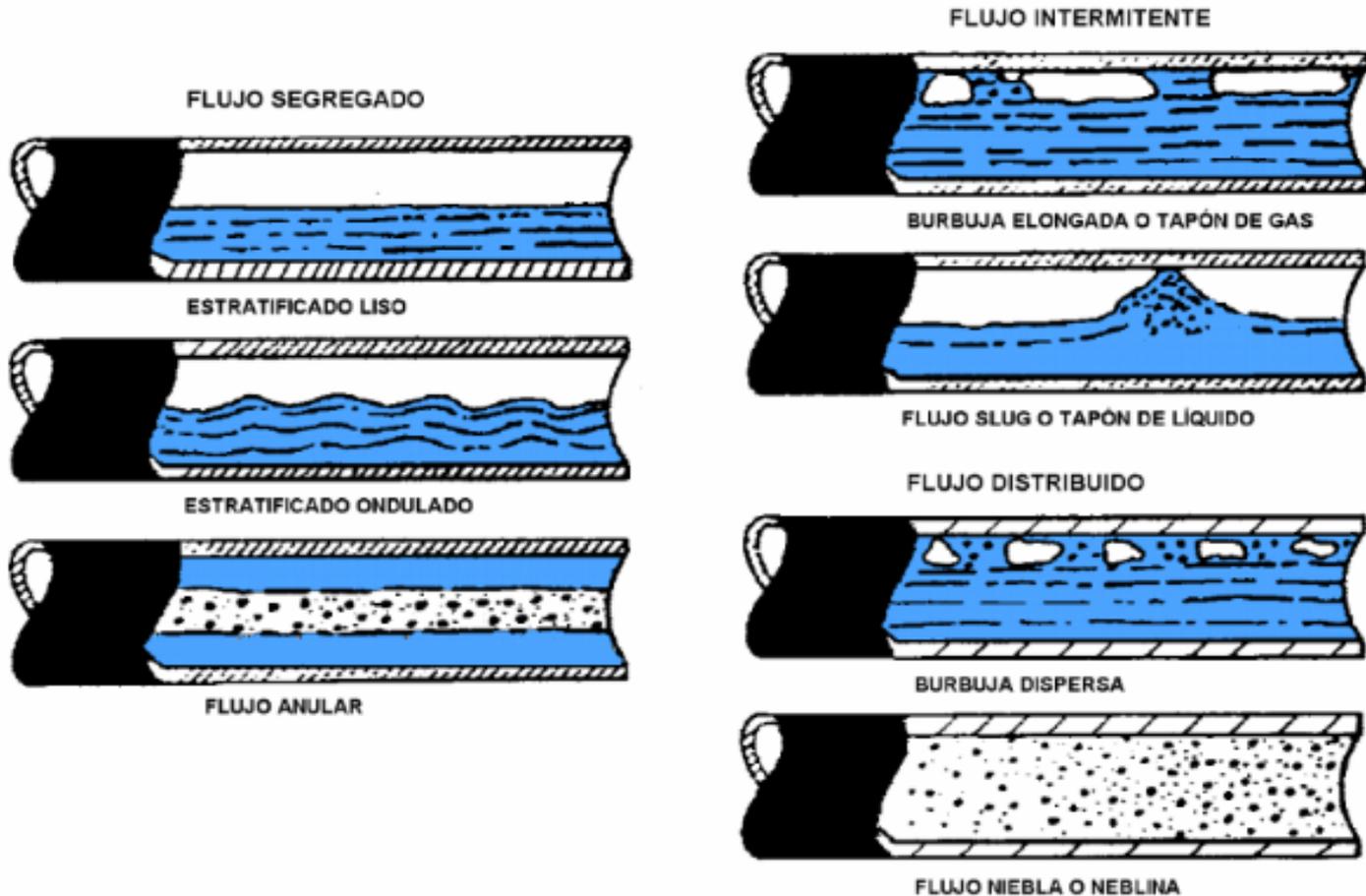
➤ Short y Brown (Ludwig, 1999):

$$h_{\text{Banco Tubos}} = h_{\text{Tubo horizontal}} \quad \text{si } N_{\text{Filas}} < 20$$



Ebullición/condensación forzada

Patrones de flujo en tuberías horizontales, Shoham (1998)

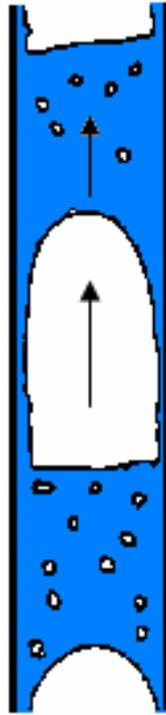


Ebullición/condensación forzada

Patrones de flujo en tuberías verticales, Hewitt y Hall (1970):



Burbuja



Tapón
(Slug)

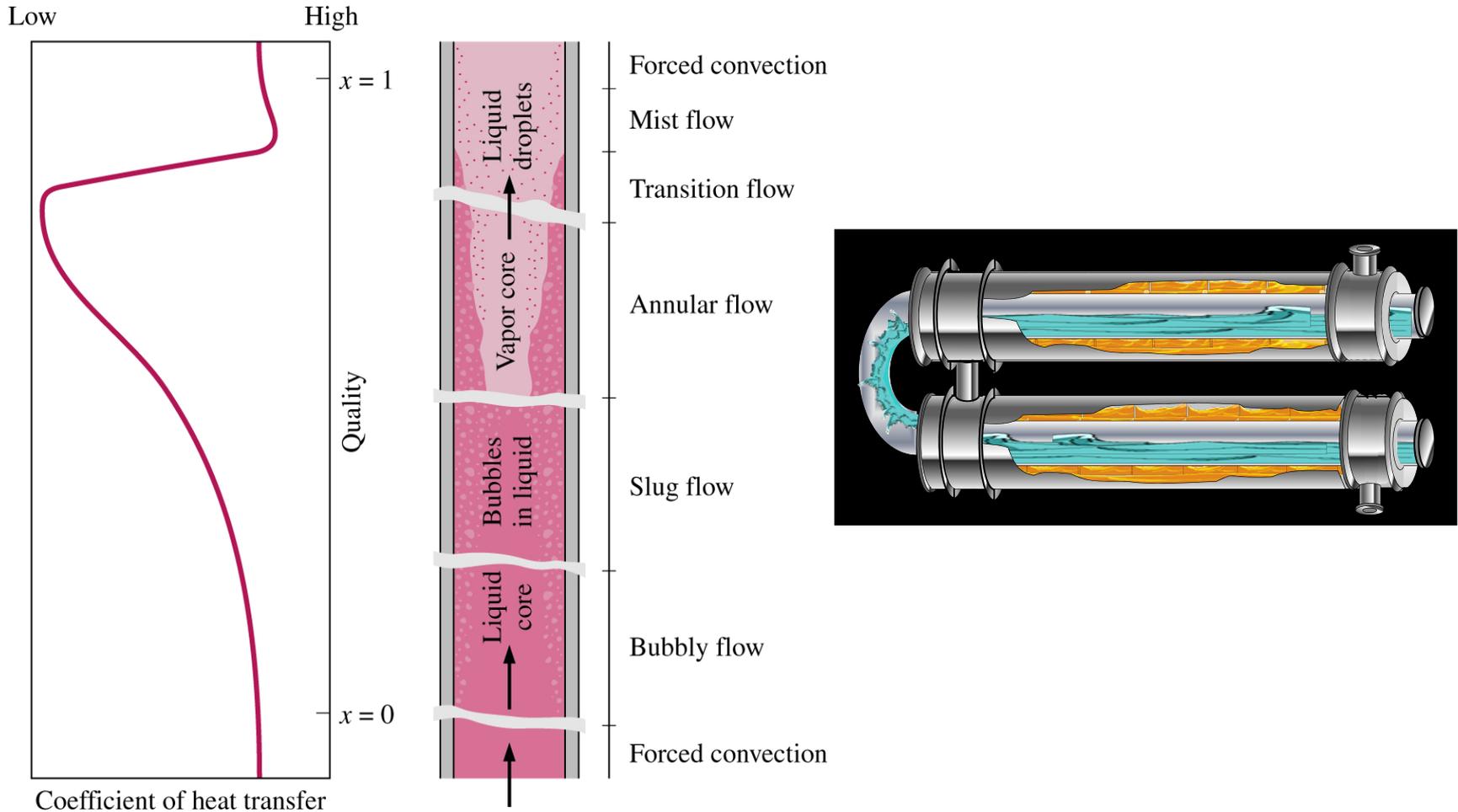


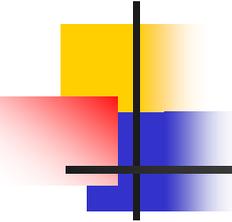
Churn



Anular

Ebullición forzada interna





Ebullición forzada interna

Mills (1997) propone:

$$\Phi = \frac{G h_{fg}}{q} \left[1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \right] \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{1/3}$$

Si $\Phi < 1.6 \times 10^4$ Domina la ebullición nucleada

Si $\Phi > 1.6 \times 10^4$ Domina la ebullición en película

hfg: Calor latente de vaporización (J/kg)
G: Flujo másico superficial (kg/m ² s)
q: Flujo de calor por unidad de área (W/m ²)
x: Calidad
ρ: Densidad (kg/m ³)

Ebullición forzada interna

$$\Phi < 1.6 \times 10^4$$

$$Nu = 7,4 \times 10^{-3} (q^*)^{0.6} (P^*)^{0.5} Pr_L^{-1/3} \left(\frac{k_w}{k_L} \right)^{0.15}$$

$$Nu = \frac{h_{tp} L_c}{k_L}$$

$$L_c = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)} \right]^{1/2}$$

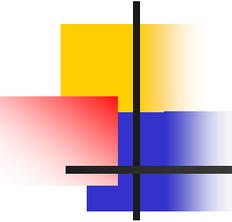
$$q^* = \frac{q L_c}{h_{fg} \rho_V \alpha_L}$$

$$P^* = \frac{P}{[\sigma g(\rho_L - \rho_V)]^{1/2}} = \frac{P L_c}{\sigma}$$

P: Presión

α : Difusividad térmica = $k/\rho C_p$

k_w : Conductividad térmica del tubo



Ebullición forzada interna

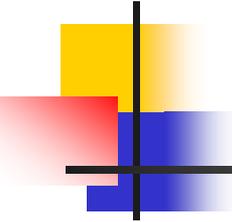
$$\Phi > 1.6 \times 10^4$$

$$\text{Nu} = 0,087 \text{Re}^{0.6} \text{Pr}_L^{1/6} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.2} \left(\frac{k_w}{k_L} \right)^{0.09}$$

$$\text{Re} = \frac{V L_c}{\nu_L}$$

$$V = \frac{G}{\rho_L} \left[1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \right]$$

En ambos casos las propiedades se evalúan a T_{sat}



Ebullición forzada interna

$$h = \left(h_{tp}^3 + h_{fc}^3 \right)^{1/3}$$

h_{tp} : Coeficiente convectivo en dos fases

h_{fc} : Coeficiente convectivo de una sola fase basado en el número de Reynolds de líquido puro

→ $Re = \frac{G D}{\mu_L}$

Estas relaciones son válidas para P: 0.61-30.4 bar; G: 50-2690 kg/m²s; x: 0.017-1.00; D: 1.63-41.3 mm

Condensación forzada interna

$$Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_L}$$

$$Re_V = \frac{G x D}{\mu_V}$$

Si $Re_V > 35000$ (Flujo anular)

$$Nu = \frac{hD}{k_L} = 0,15 \frac{Pr_L Re_L^{0.9}}{F} \left(\frac{1}{\chi} + \frac{2,85}{\chi^{0.476}} \right)$$

$$\chi = \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5}$$

$$F = 5Pr_L + 5 \ln(1 + 5Pr_L) + 2,5 \ln(0,0031 Re_L^{0.812})$$

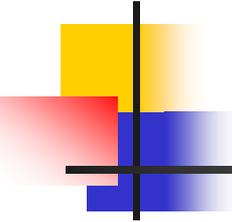
$$1125 < Re_L$$

$$F = 5Pr_L + 5 \ln \left[1 + Pr_L (0,0964 Re_L^{0.585} - 1) \right]$$

$$50 < Re_L < 1125$$

$$F = 0,707 Pr_L Re_L^{0.5}$$

$$Re_L < 50$$



Condensación forzada interna

Si $Re_v < 35000$

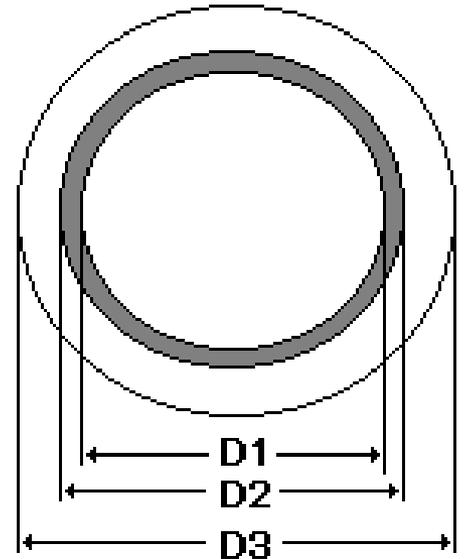
En este caso, el régimen anular no se mantiene
Si el tubo es horizontal, el flujo se estratifica

$$h_D = 0,555 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) k_L^3 h'_{fg}}{\mu_L (T_{sat} - T_w) D} \right]^{1/4}$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} C p_L (T_{sat} - T_w)$$

Caída de presión en doble tubo

$$h_f = \frac{\Delta P}{\rho g} = \left(\frac{\Delta P}{\rho g} \right)_{\text{parte recta}} + \left(\frac{\Delta P}{\rho g} \right)_{\text{accesorios}}$$



Dentro del tubo →

$$h_f = f_M \frac{L_T}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Anillo →

$$h_f = f_M \frac{L_T}{D_{eq}} \frac{v^2}{2g} + N_H \frac{v^2}{2g}$$

Cambio de sentido

L_T : Longitud total recorrida por el fluido
 N_H : Número de horquillas

Caída de presión en tubo y coraza

Corazas \longrightarrow
$$h_f = f \frac{D_s (N_B + 1)}{D_{eq}} \frac{v^2}{2g}$$
 Método de Kern

Tubos \longrightarrow
$$h_f = f_M \frac{L_T}{D} \frac{v^2}{2g} + 4N_{PT} \frac{v^2}{2g}$$

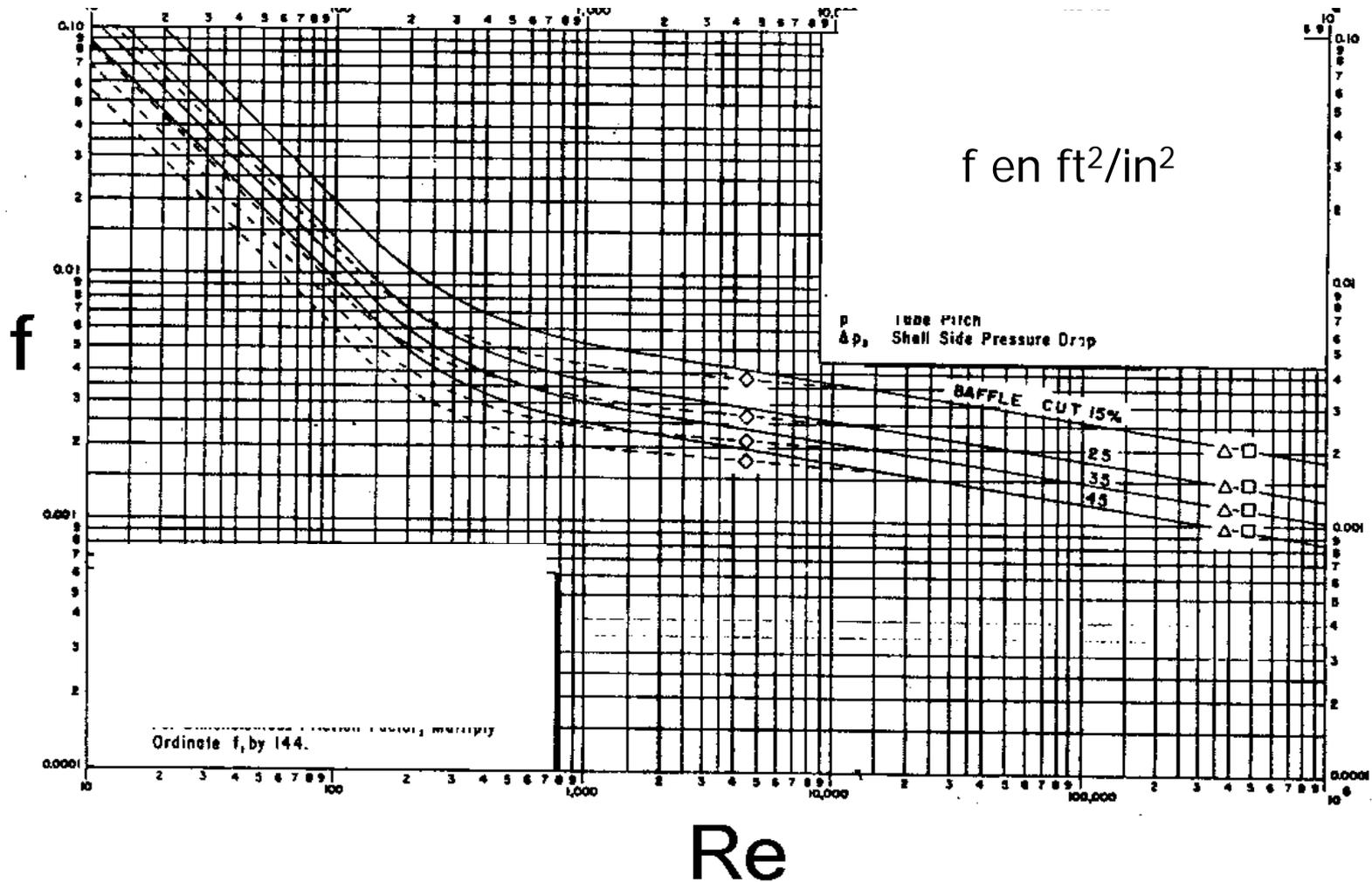
Cambio de sentido

Para tubo y coraza y doble tubo por lo general:

$$\Delta P \leq 5 - 10 \text{ psi}$$

N_{PT} : Número de pasos por los tubos
 N_B : Número de *baffles*

Factor de fricción para la coraza



ΔP para flujo cruzado sin aletas

Dentro de los tubos \longrightarrow $h_f = f_M \frac{L_T}{D} \frac{v^2}{2g}$

Banco de tubos \longrightarrow $h_f = f' \frac{v_{\text{máx}}^2 N}{g} \left(\frac{\mu_s}{\mu} \right)^{0,14}$

Alineado \longrightarrow $f' = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{\left[(S_T - D) / D \right]^{1,08}} \right\} Re_{\text{máx}}^{-0,16}$

Escalonado \longrightarrow $f' = \left\{ 0,044 + \frac{0,08 \cdot S_L / D}{\left[(S_T - D) / D \right]^{(0,43+1,13 \cdot D/S_L)}} \right\} Re_{\text{máx}}^{-0,15}$

N: Número de hileras de tubos en dirección del flujo

Caída de presión para PHE

Para placas tipo Chevron, Kumar (1984) propuso la siguiente correlación:

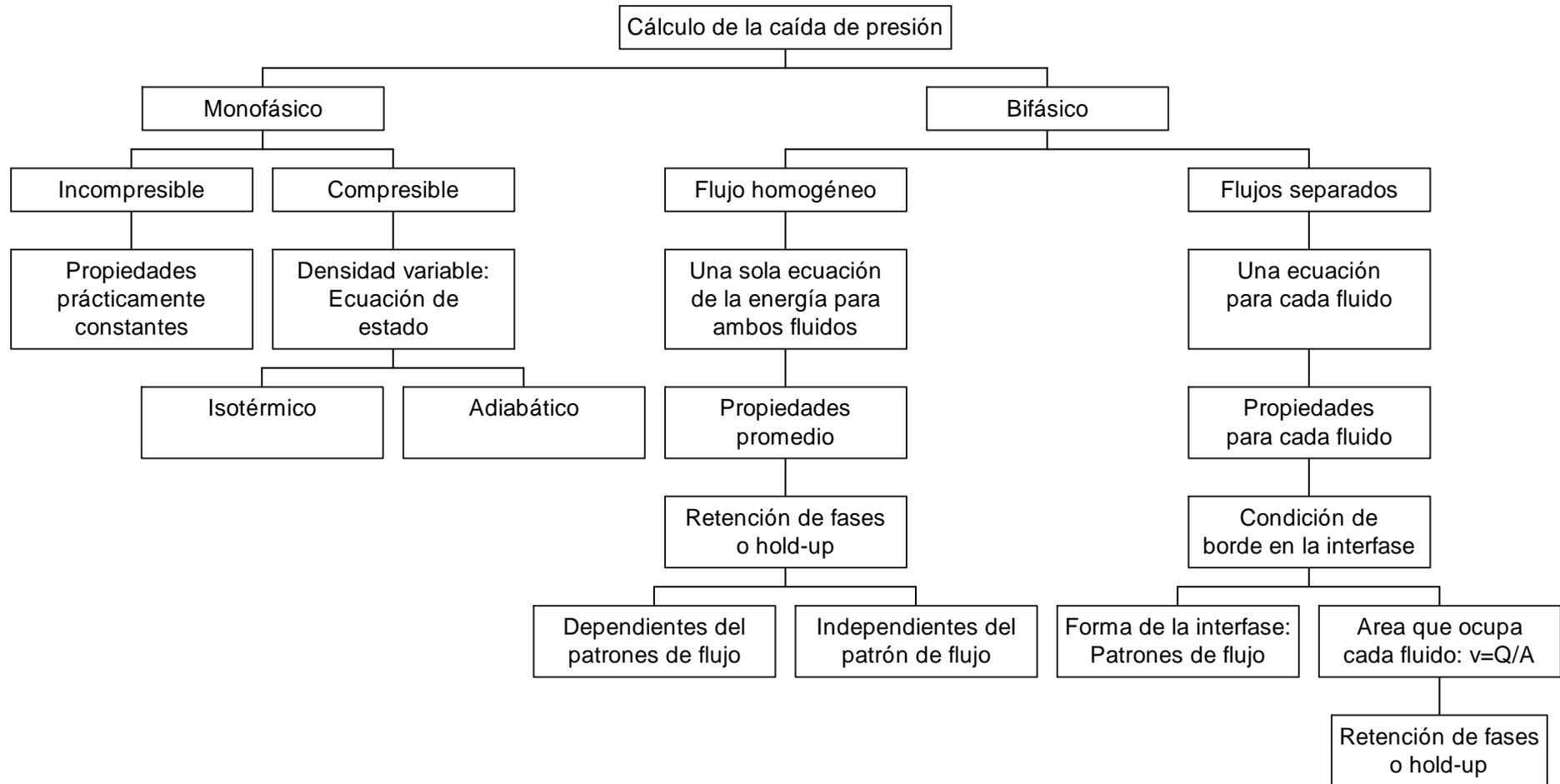
Reynolds Number	K_p	z
< 10	50.000	1.000
10-100	19.400	0.589
> 100	2.990	0.183
< 15	47.000	1.000
15-300	18.290	0.652
> 300	1.441	0.206
< 20	34.000	1.000
20-300	11.250	0.631
> 300	0.772	0.161
< 40	24.000	1.000
40-400	3.240	0.457
> 400	0.760	0.215
< 50	24.000	1.000
50-500	2.800	0.451
> 500	0.639	0.213

$$h_f = 4f \frac{L_T}{D_{eq}} \frac{v^2}{2g} \left(\frac{\mu_s}{\mu} \right)^{0,17} + 1,3 \cdot N_{Pasos} \frac{v^2}{2g}$$

$$f = \frac{K_p}{Re_{Deq}^z}$$



Caída de presión con cambio de fase



Problema de evaluación

- Flujos
- Temperaturas
- Presiones
- Configuración del intercambiador
- Propiedades de los fluidos
- Factores de ensuciamiento



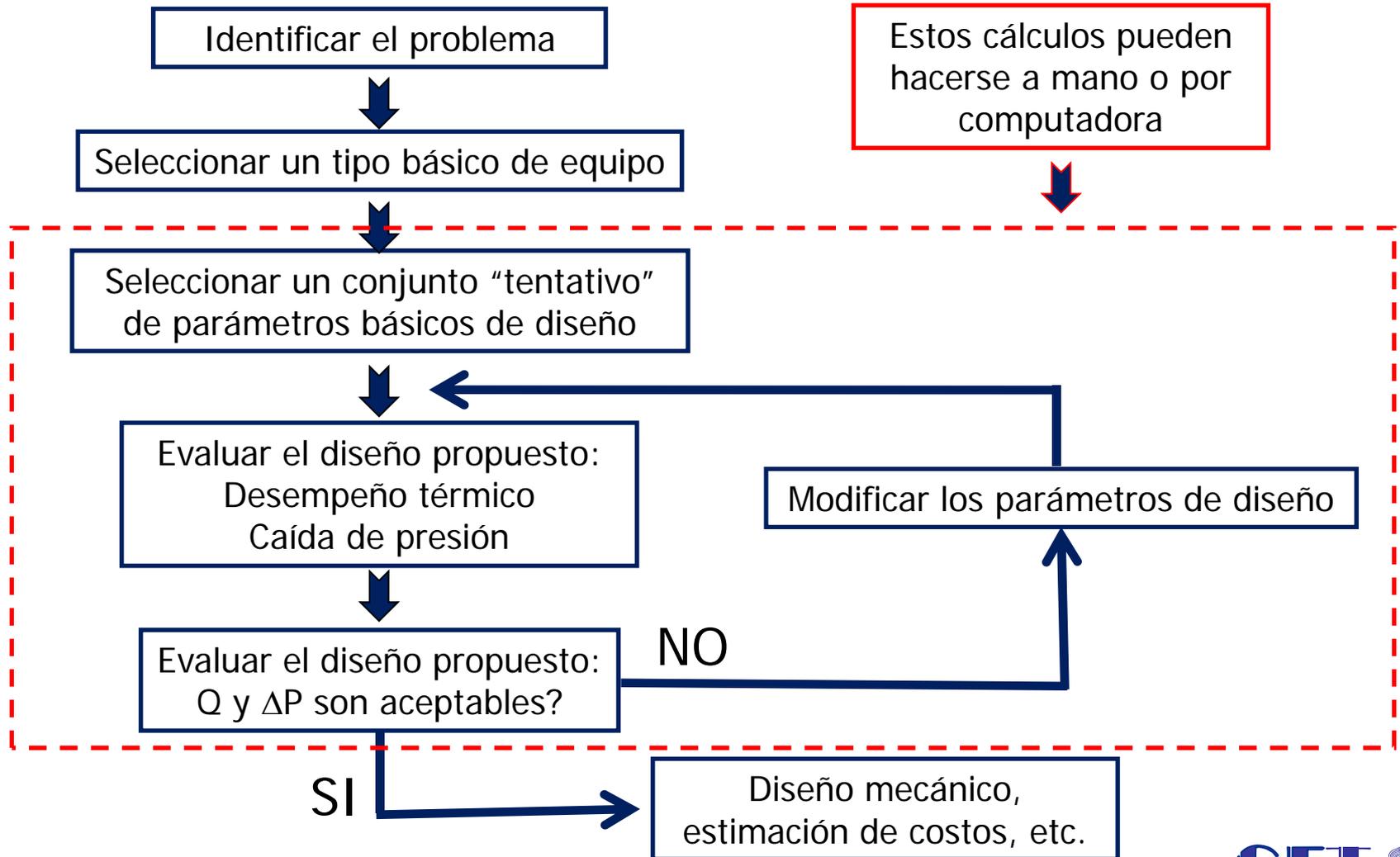
1. Cálculos geométricos
2. Correlaciones de coeficientes de transferencia de calor
3. Correlaciones de caída de presión

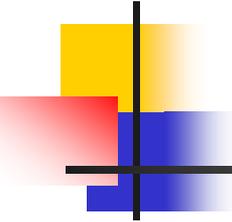
T salida
(L dato)

L (Q dato)

Caída de
presión

Problema de diseño





Diseño inicial de tubo y coraza

1. Calcular un estimado del área A_o con U_o estimado de tablas:

$$Q = U_o \cdot A_o \cdot \text{LMTD} \Rightarrow A_o = \frac{Q}{U_o \cdot \text{LMTD}} = N_T \cdot \pi \cdot D_e \cdot L$$

2. Estimar el tamaño físico del equipo: $A = A_o F_1 F_2 F_3$

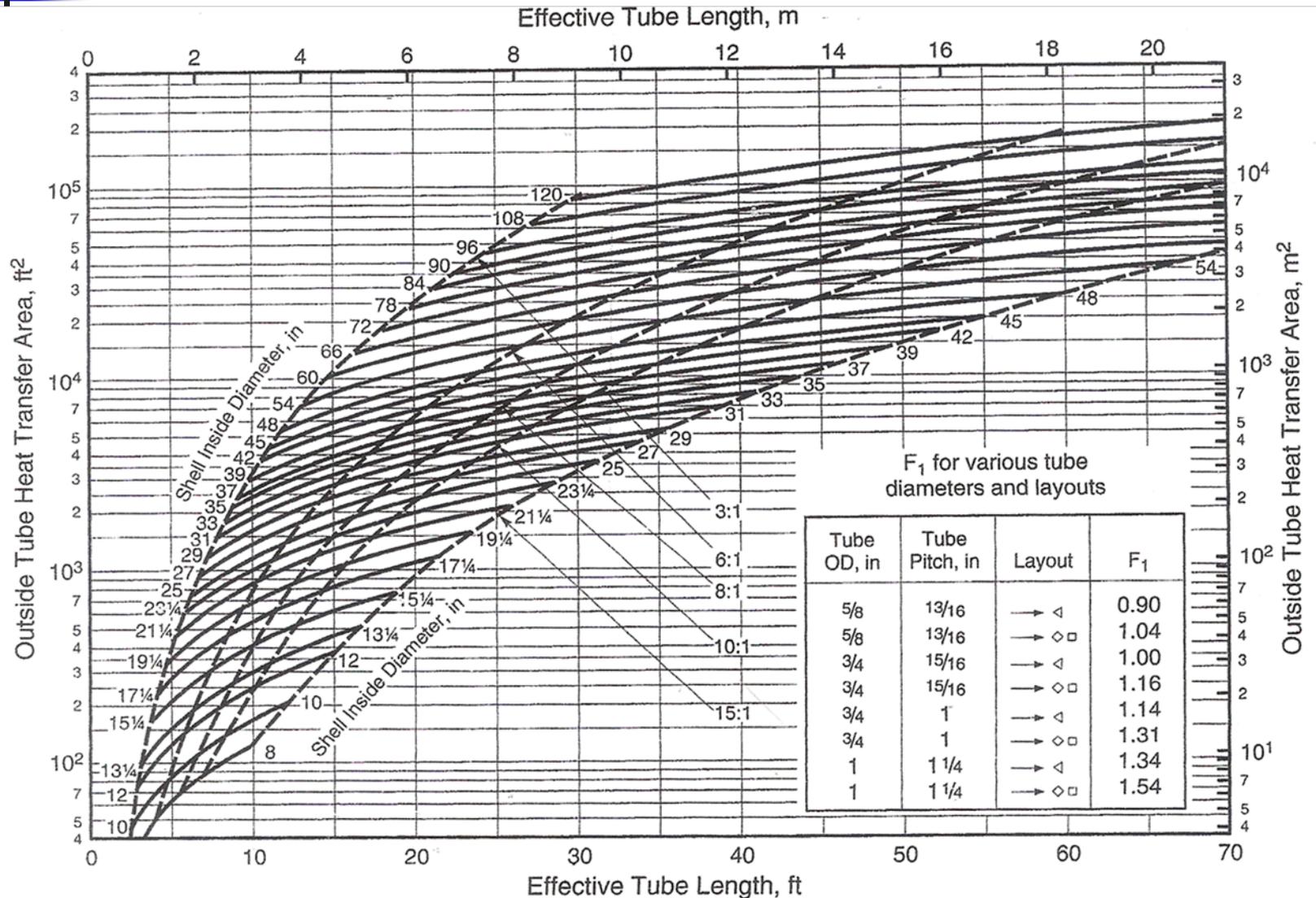
F_1 , F_2 y F_3 son factores de corrección.

Son iguales a 1 para tubos de $D_o = 3/4$ in, en arreglo triangular de 15/16 in de pitch, para 1 paso de tubos y cabezal fijo.

4. Para un determinado valor de A , se puede trabajar con varias relaciones L/D_s .
Se debe cuidar la relación de aspecto del equipo. Esto afecta las velocidades de los fluidos y por ende h .

Se recomienda: $6 \leq L/D_s \leq 10$

Diseño inicial de tubo y coraza



Diseño inicial de tubo y coraza

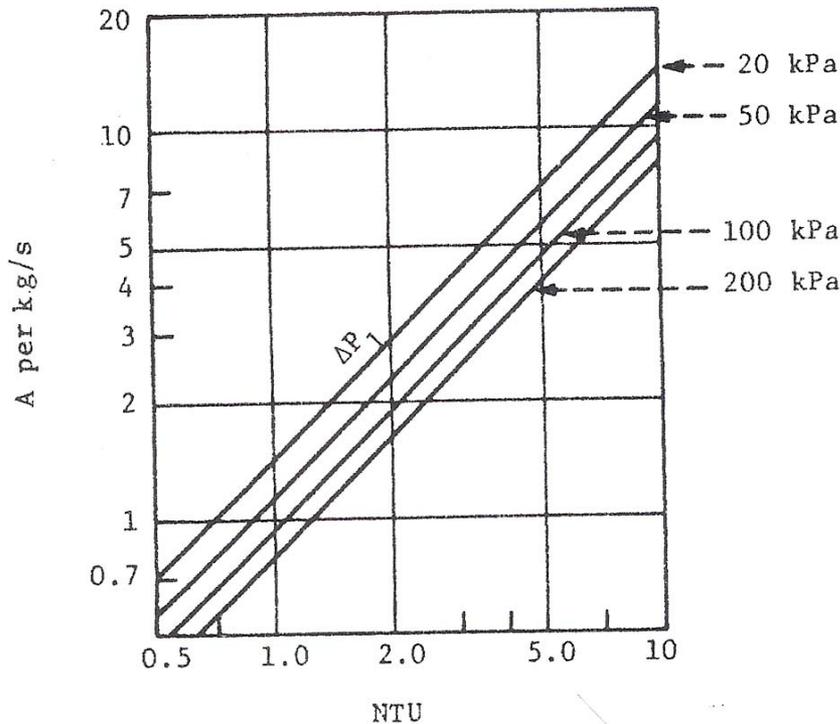
F₂ for Various Numbers of Tube-Side Passes*				
Inside shell diameter, in	Number of tube-side passes			
	2	4	6	8
Up to 12	1.20	1.40	1.80	—
13 ^¼ to 17 ^¼	1.06	1.18	1.25	1.50
19 ^¼ to 23 ^¼	1.04	1.14	1.19	1.35
25 to 33	1.03	1.12	1.16	1.20
35 to 45	1.02	1.08	1.12	1.16
48 to 60	1.02	1.05	1.08	1.12

*Since U-tube bundles must always have at least two passes, use of this table is essential for U-tube bundle estimation. Most floating-head bundles also require an even number of passes.

F₃ for Various Tube-Bundle Constructions					
Type of tube bundle construction	Inside shell diameter, in				
	Up to 12	13 to 21	23 to 35	37 to 48	Above 48
Split backing ring (TEMA S)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
Outside packed floating head (TEMA P)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
U-Tube* (TEMA U)	1.12	1.08	1.03	1.01	1.01
Pull-through floating head (TEMA T)	—	1.40	1.25	1.18	1.15

*Since U-tube bundles must always have at least two tube side passes, it is essential to also use the above table for this configuration.

Diseño inicial de PHE



1. Determinar las T de entrada y salida de ambos fluidos
2. Estimar LMTD contracorriente

3. Calcular $NTU = \frac{\Delta T_{\text{fluido primario}}}{LMTD}$

4. De la figura determinar A_0 para una ΔP dada

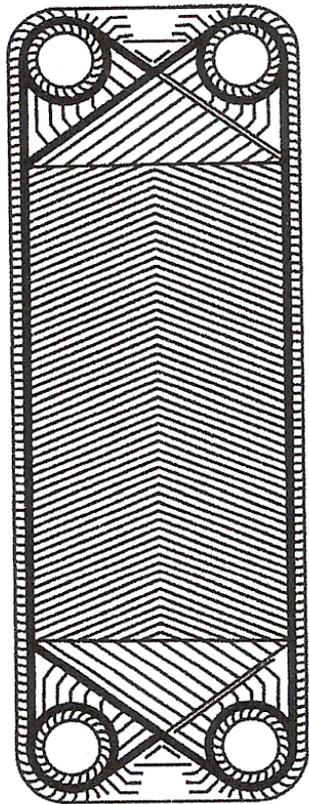
5. Calcular $A_F = A_0 M$

6. Estimar ΔP del fluido secundario

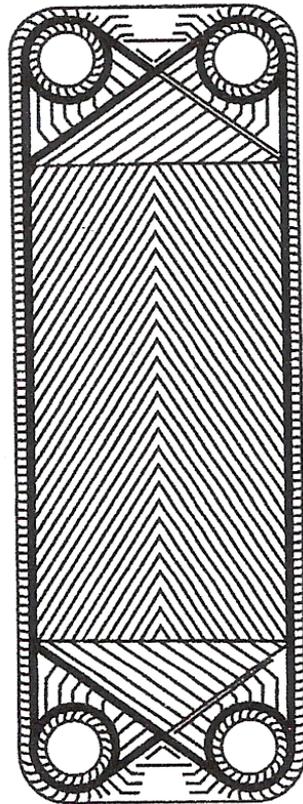
$$\Delta P_{\text{fluido secundario}} = \Delta P_{\text{primario}} \left(\frac{M_{\text{secundario}}}{M_{\text{primario}}} \right)^{1,9}$$

7. Determinar el tamaño, tipo y dimensiones aproximados de la unidad a partir de diseños estándar de placas, conociendo el área y flujos totales.

Diseño de PHE

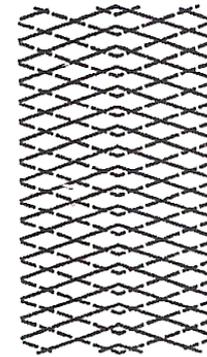


Alto Φ

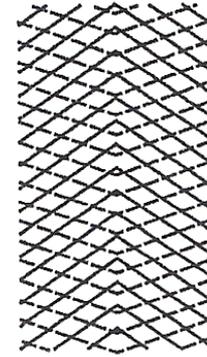


Bajo Φ

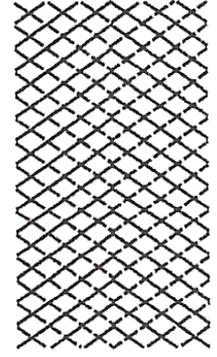
$$\Phi = \frac{U \cdot A}{M \cdot C_p}$$



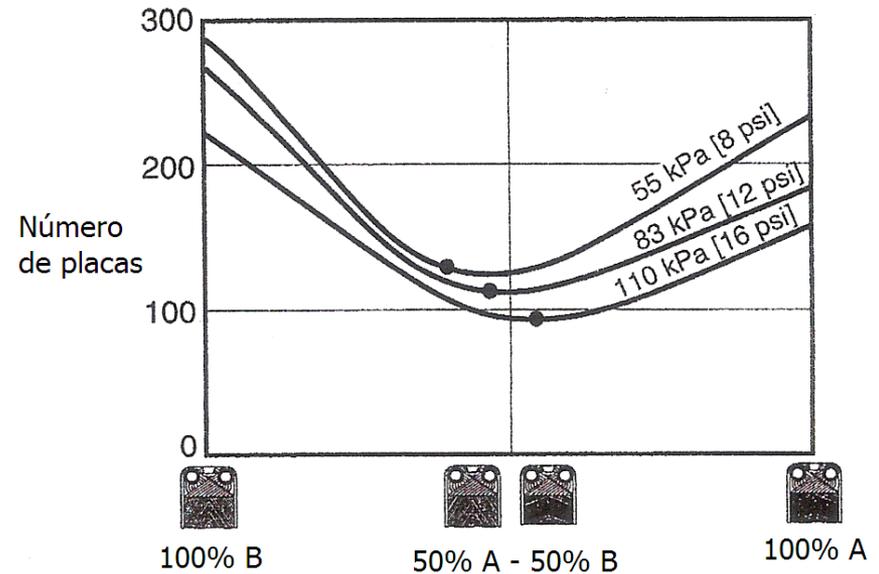
Alto/Alto



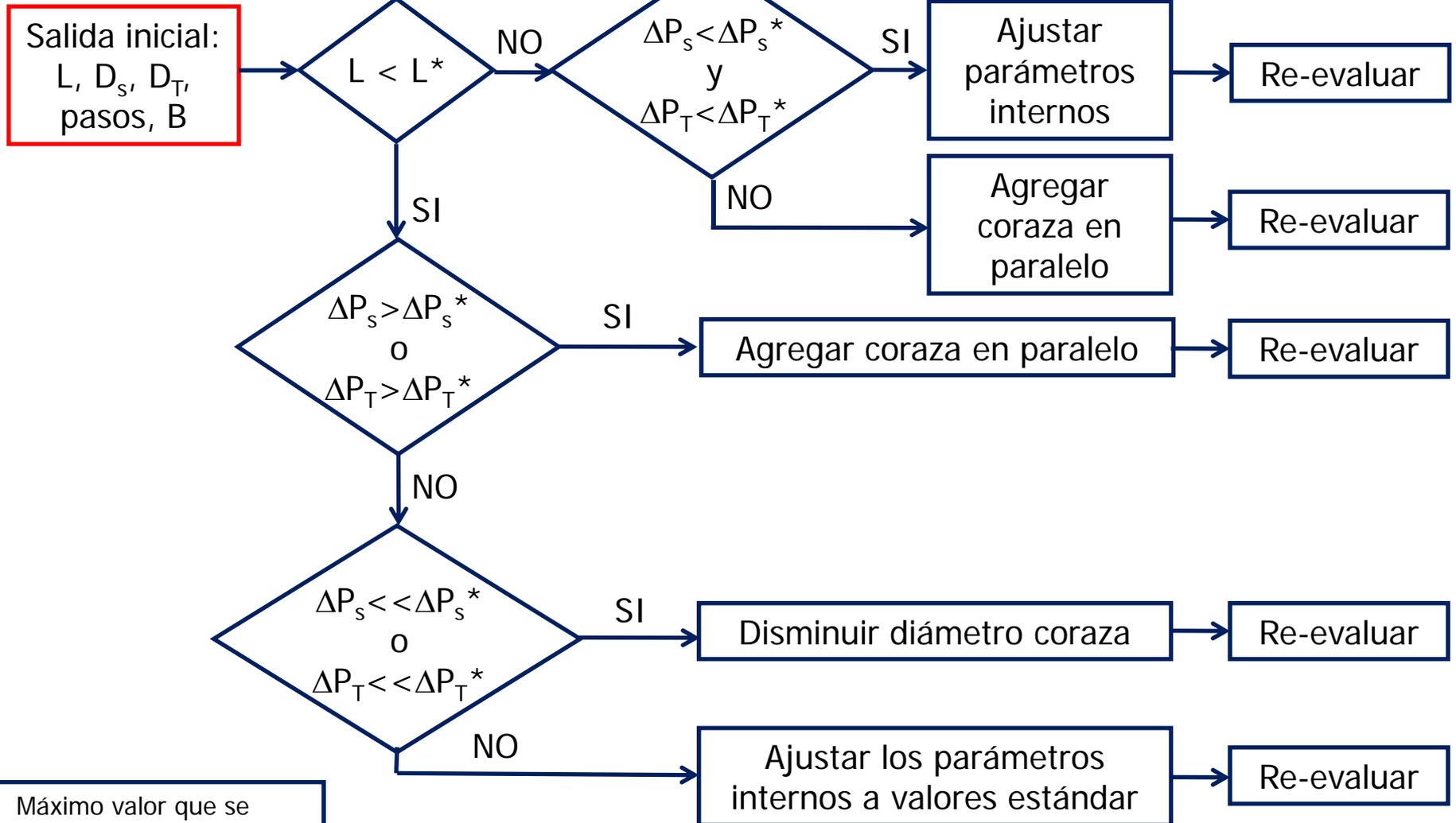
Alto/Bajo

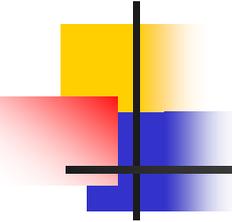


Bajo/Bajo



Re-diseño tubo y coraza





Estimación de costos clase IV

Método de estimación factorial (Guthrie, finales años 60)

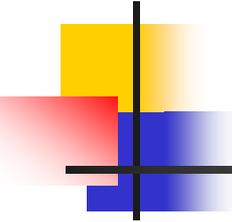
$$C_{\text{BM}} = C_{\text{P}}^0 F_{\text{BM}} = C_{\text{P}}^0 (B_1 + B_2 F_{\text{M}} F_{\text{P}})$$

C_{BM} = Costo del equipo completo.

C_{P}^0 = Costo base del equipo, fabricado con el material más común (acero al carbono, CS) y que opera a P atmosférica.

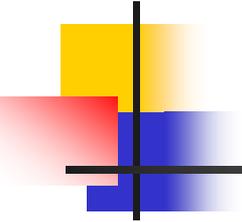
F_{BM} = Corrige por

- Costos directos e indirectos sobre el equipo: instalación, materiales, etc.
- Tipo de material, F_{M}
- Presión de operación, F_{P}



Corrección de costos

Tipo de equipo	B1	B2
Doble tubo, múltiples tubos, SSHE, serpentín	1,74	1,55
Cabezal fijo, flotante, tubos en U, <i>kettle</i>	1,63	1,66
ACHE, PHE y SHE	0,96	1,21

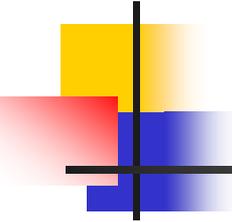


Incidencia del material en los costos

Material	Costo asociado	Costo de equipos especiales
Acero al carbón	1	
Bronce	1,05	
Aluminio	1,075	
Hierro galvanizado	1,11	
Acero inoxidable (304)	1,28	2,75
Acero inoxidable (316)	1,5	4
Níquel	1,71	8,2
Titanio	2	8

Corrección por efecto del material

Equipo	Material	F_M
Doble tubo	CS-coraza/CS-tubos	1
	CS-coraza/Cu-tubos	1,3
	Cu-coraza/Cu-tubos	1,7
Tubo y coraza	CS-coraza/SS-tubos	1,8
	SS-coraza/SS-tubos	2,7
SSHE	CS-coraza/Ni alloy-tubos	2,6
	Ni alloy coraza y tubos	3,7
Serpentín	CS-coraza/Ti-tubos	4,6
	Ti-coraza/Ti-tubos	11,4
ACHE	CS-tubos	1
	Al-tubos	1,4
	SS-tubos	3
PHE y SHE	CS	1
	Cu	1,3
	SS	2,5
	Ni	4,6
	Ti	4,6



Condiciones de operación

Presión

Al trabajar con gases

Si $P > P_{atm}$

- Se incrementa la densidad (disminuye el volumen del gas) por lo que, para mantener el mismo tiempo de residencia, el volumen del equipo es menor a medida que aumenta P .
- Muchos equipos no aumentan de precio mientras $P < 10$ atm.
- Si $P > 10$ atm, el espesor del material del equipo aumenta mucho lo que lo encarece apreciablemente.

Si $P < P_{atm}$

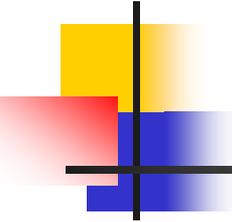
- Tiende a aumentar mucho el volumen de los equipos lo cual, generalmente, requiere técnicas de construcción especiales lo que redundaría en un aumento apreciable del costo de los mismos.

Se justifica operar en el intervalo $1 < P < 10$ atm

Corrección por efecto de P

$$\log_{10} F_P = C_1 + C_2 \log_{10} P + C_3 [\log_{10} P]^2$$

Tipo de equipo	C ₁	C ₂	C ₃	Intervalo, barg
SSHE, Doble tubo y múltiples tubos	0 0,6072 13,1467	0 -0,9120 -12,6574	0 0,3327 3,0705	P < 40 40 < P < 100 100 < P < 300
Tubos y coraza de equipos con cabezal fijo, flotante, tubos en U, <i>Kettle</i>	0 0,03881	0 -0,11272	0 0,08183	P < 5 5 < P < 140
Sólo tubos de equipos con cabezal fijo, flotante, tubos en U, <i>Kettle</i>	0 -0,00164	0 -0,00627	0 0,0123	P < 5 5 < P < 140
PHE y SHE	0	0	0	P < 19
ACHE	0 -0,1250	0 0,15361	0 -0,02861	P < 10 10 < P < 100
Serpentín	0 -0,2115	0 0,09717	0 0	P < 150 150 < P < 400

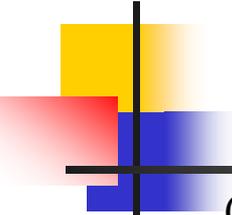


Estimación de costos

Turton *et al.* (2007) proponen la siguiente correlación para calcular el costo base de los equipos

$$\log_{10} C_P^0 = K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 [\log_{10}(A)]^2$$

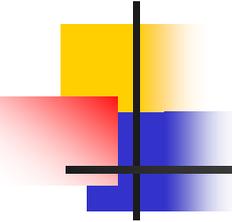
- Las constantes K_i están tabuladas para diversos equipos y condiciones para septiembre de 2001 (ver lámina siguiente).
- A es el parámetro de capacidad del equipo. Para intercambiadores de calor este parámetro es el área.



Estimación de costos

Constantes para estimar el costo base de intercambiadores de calor (año 2001). A es el área en m² (Turton *et al.*, 2007)

Tipo de equipo	K ₁	K ₂	K ₃	Intervalo de aplicación, m ²
SSHE	3,7803	0,8569	0,0349	2 - 20
Cabezal flotante	4,8306	-0,8509	0,3187	10 - 1000
Cabezal fijo	4,3247	-0,3030	0,1634	10 - 1000
Cabezal en U	4,1884	-0,2503	0,1974	10 - 1000
Rehervidor tipo Kettle	4,4646	-0,5277	0,3955	10 - 100
Doble tubo	3,3444	0,2745	-0,0472	1 - 10
Tubos múltiples	2,7652	0,7282	0,0783	10 - 100
PHE	4,6656	-0,1557	0,1547	10 - 1000
SHE	4,6561	-0,2947	0,2207	1 - 100
ACHE	4,0336	0,2341	0,0497	10 - 10000
Serpentín	3,9912	0,0668	0,2430	1 - 100



Efecto del tiempo en los costos

Este efecto se puede estimar empleando los índices de costos:

$$C_2 = C_1 \cdot \left(\frac{I_2}{I_1} \right)$$

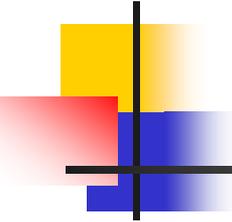
C = costo de compra

I = índice de costos

1 = se refiere al año base de la estimación

2 = se refiere al año del costo deseado

- Buen estimado si el período involucrado es menor a 10 años.
- Los índices más comunes son:
 - Marshall and Swift Process Industry Index (valor para 1926 = 100)
 - *Engineering News-Record Construction Index* (valor para 1967 = 100)
 - Nelson-Farrar Refinery Construction Index (valor para 1946 = 100)
 - *Chemical Engineering Plant Construction Cost Index* (valor para 1957 = 100)
 - *Labor and material indexes published by the US Bureau of Labor*



Indices de costos

Año	<i>Chemical Engineering Plant Cost Index</i>
1986	318.4
1987	323.8
1988	342.5
1989	355.4
1990	357.6
1991	361.3
1992	358.2
1993	359.2
1994	368.1
1995	381.1
1996	381.7
1997	386.5

Año	<i>Chemical Engineering Plant Cost Index</i>
1998	389.5
1999	390.6
2000	394.1
2001	394.3
2002	395.6
2003	402.0
2004	444.2
2005	468.2
2006	499.6
2007	525.4
2008	575.4
2009	

Ejemplo

Equipo	Capacidad	Material	P operación, barg
Condensador de tope	Área = 170 m ² Tubo y coraza Cabezal flotante	Tubos: CS Coraza: CS	Tubo: 5 Coraza: 5
Rehervidor	Área = 205 m ² Tubo y coraza Cabezal flotante	Tubos: SS Coraza: CS	Tubo: 18 Coraza: 6
Enfriador de producto	Área = 10 m ² Doble tubo	Todo de CS	Tubo: 5 Anillo: 5

Equipo	F _P	F _M	B ₁	B ₂	C _P ⁰ (\$)	C _{BM} (\$) 2001
Condensador	1	1	1,74	1,55	33.000	108.500
Rehervidor	1,023	1,8	1,74	1,55	36.900	177.900
Enfriador	1	1	1,74	1,55	3.700	12.300

T óptima de salida del agua

Cuando se emplea agua como medio de enfriamiento se puede trabajar de dos maneras

$$Q = M C_p \Delta T \left\{ \begin{array}{l} \bullet \text{ Poco flujo de agua y elevado } \Delta T \\ \bullet \text{ Alto flujo de agua y } \Delta T \text{ pequeño} \end{array} \right.$$

➡ se debe hacer un análisis de costos

$$\text{Costos} = M t C_W + A C_F$$

C_W Costo del agua + Costo químicos para el tratamiento

C_F : Costos fijos anuales por unidad de área del equipo que incluyen mantenimiento y depreciación

t : Tiempo de operación del equipo

T óptima de salida del agua

$$\text{Costos} = \frac{Q}{C_p \Delta T} t C_W + \frac{Q}{U \cdot \text{LMTD}} C_F$$

$$\Delta T = T_{c,o} - T_{c,i} \quad \text{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}}$$

Sustituyendo, manteniendo todos los factores constantes excepto $T_{c,o}$ la temperatura de salida óptima se determina: $\frac{d\text{Costos}}{dT_{c,o}} = 0$

$$\frac{U t C_W}{C_F C_p} \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o} - \Delta T_1}{T_{c,o} - T_{c,i}} \right)^2 - \left\{ \ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{\Delta T_1} \right) - \left[1 - \frac{1}{\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{\Delta T_1}} \right] \right\} = 0$$

T óptima de salida del agua

Ejemplo

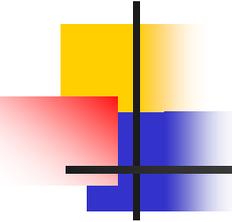
Se desea enfriar un fluido viscoso desde 175 a 150 °F con agua disponible a 85 ° F. ¿Cuál es la temperatura óptima de salida del agua? Suponga $U = 15 \text{ BTU/hr.ft}^2 \cdot \text{°F}$; $t = 8000 \text{ hr}$ de operación anuales; costo del equipo $4\$/\text{ft}^2$.

$CW = 0,01 \text{ \$/1000 gal}$; $CF = 20\%$ por efecto de reparación y mantenimiento y 10% por depreciación sobre el costo del equipo.

Reemplazando los valores en la ecuación anterior, y resolviendo:

$$T_{c,o} \text{ óptima} = 110 \text{ °F}$$

Cuando U es alto o hay amplios márgenes de T en el fluido caliente, la temperatura óptima puede superar los 120 °F . Esto no es adecuado pues se eleva mucho el mantenimiento.



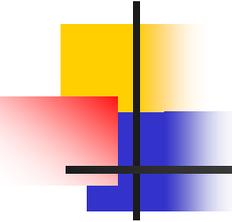
Velocidades sugeridas

Dentro de tubos: $h \propto v^{0,8}$ $\Delta P \propto v^{1,8}$

Cuando se inyecta algún inhibidor de corrosión o de formación de hidratos, se sugiere que la velocidad del fluido cumpla con la siguiente relación, para garantizar una buena distribución en todos los tubos

$$v_M = \frac{A}{\sqrt{\rho}}$$

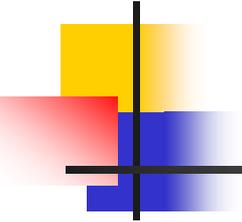
Variable	SI	Sistema inglés
ρ : Densidad	kg/m ³	lb/ft ³
v_M : Velocidad mínima	m/s	ft/s
A: Constante	26	21



Temperatura de aproximación

Desde el punto de vista económico, para intercambiadores tubulares, se sugiere que el menor ΔT entre los dos fluidos esté en el intervalo

Fluidos involucrados	°C	°F
Enfriadores con aire	10 – 25	18 - 45
Enfriadores de hidrocarburos líquidos y gases con agua	8 – 12	14 - 22
Intercambio líquido – líquido	11 – 25	20 – 45
<i>Chillers</i>	4 – 6	7 - 11



Condiciones de operación

Servicios

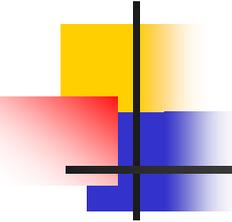
Vapor: En una planta por lo general se dispone de vapor de alta presión, entre 40 y 50 atm, lo que proporciona una temperatura entre 250 °C y 265 °C.

Por encima de esta T los costos se elevan apreciablemente.

Agua: Por lo general se dispone de agua de enfriamiento a temperaturas alrededor de 30 °C (y retorna a la fuente de suministro a 40 °C). Para servicios a temperaturas menores, los costos se incrementan por efectos de refrigeración.

Para servicios criogénicos, se requieren materiales de construcción y servicios sumamente costosos

Se recomienda operar en el intervalo $40\text{ °C} < T < 260\text{ °C}$



Heurísticas

Para diseñar redes de intercambio de calor

- Intercambie calor entre la corriente más caliente que se tiene que enfriar y la corriente más tibia que se ha de calentar
- Intercambie calor entre la corriente más fría que se ha de calentar y la corriente más fría que se debe enfriar
- Si es necesario adicionar calor a la red, que sea a la temperatura más baja posible
- Si necesita eliminar calor de la red, que sea a la temperatura más alta posible

Las fuentes de calor son más económicas a menor T , siempre que éstas estén por encima de la ambiente

Preguntas???????

