

## Transferencia de calor entre fluidos. Resolución estricta de la EDC para dimensionamiento

a) Resolución de la EDC por diferencias finitas

b) Resolución de la EDC por integración numérica o ajuste numérico de función

b) Resolución de la EDC por integración numérica o ajuste numérico de la función  $U = \phi(\varphi_{conf}, \Delta T)$

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = -\varphi_{conf} U dA \rightarrow \frac{1}{-\varphi_{conf} U} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = dA \rightarrow \int_0^{A_t} dA = - \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{1}{\varphi_{conf} U} \frac{d\Delta T}{\Delta T}$$

$$A_t = - \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{1}{\varphi_{conf} U} \frac{d\Delta T}{\Delta T} \rightarrow A_t = - \frac{1}{\varphi_{conf}} \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{1}{U} \frac{d\Delta T}{\Delta T} = - \frac{1}{\varphi_{conf}} \int_{\ln \Delta T_1}^{\ln \Delta T_2} \frac{d \ln \Delta T}{U}$$

Secuencia:

a) A partir de la información de las temperaturas en los extremos, en una secuencia de valores asumidos de  $T_j$  a lo largo de la trayectoria de transferencia para uno de los fluidos (por ejemplo,  $T_{H,j}$ ), calcular los valores de T adquiridos por el otro fluido (por ejemplo,  $T_{C,j}$ ), asumiendo un balance entálpico lineal:

$$T_{C,j} = \frac{(T_{H,j} - T_{H,2})}{(T_{H,1} - T_{H,2})} (T_{C,1} - T_{C,2}) + T_{C,2}$$

b) En cada posición j, evaluar para los fluidos los coeficientes peliculares,  $h_{H,j}$  y  $h_{C,j}$ . Considerando además otras resistencias posibles, evaluar  $U_j^{-1}$  incluidos los extremos del intercambiador.

c) Determinar la relación seleccionada  $U = \phi(\varphi_{conf}, \Delta T)$  por ajuste numérico y resolver analíticamente la integral o bien, a partir de información tabular, resolver la misma por métodos numéricos.

## Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores. Tratamiento del ensuciamiento

En la formulación del coeficiente global de transferencia, debe distinguirse el coeficiente limpio ( $U_c$ , *clean*) del sucio ( $U_d$ , *dirty*)

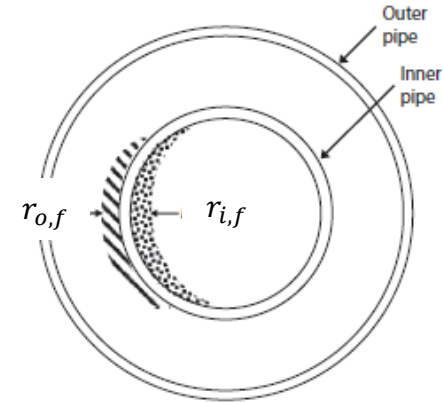
$$r_{ft} = \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f}$$

$$U_c = \left[ \frac{1}{h_{io}} + \frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad U_d = \left[ \frac{1}{U_c} + \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f} \right]^{-1} = \left[ \frac{1}{U_c} + r_{ft} \right]^{-1} \quad \frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + r_{ft}$$

Los requerimientos de proceso son usualmente fijados, (se requiere el mismo servicio térmico y las mismas temperaturas terminales) durante el periodo de servicio; por lo que se cumple:

$$\dot{q} = U_c A_{tc} LMTD_{conf}$$

$$\dot{q} = U_d A_{td} LMTD_{conf} \quad CF = \frac{U_d}{U_c} = \frac{A_{tc}}{A_{td}}$$



$CF$  es el factor de limpieza (*Cleanliness Factor*). Dado que  $U_d < U_c$ , se requeriría mayor área de transferencia al final del ciclo de operación,  $A_{td}$  (antes de requerir limpieza). Para un dado HE en operación, este requerimiento frecuentemente no puede ser cumplido.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + r_{ft} \rightarrow \frac{1}{CF} = 1 + U_c r_{ft} \rightarrow \frac{1}{CF} - 1 = U_c r_{ft} = \frac{A_{td} - A_{tc}}{A_{tc}}$$

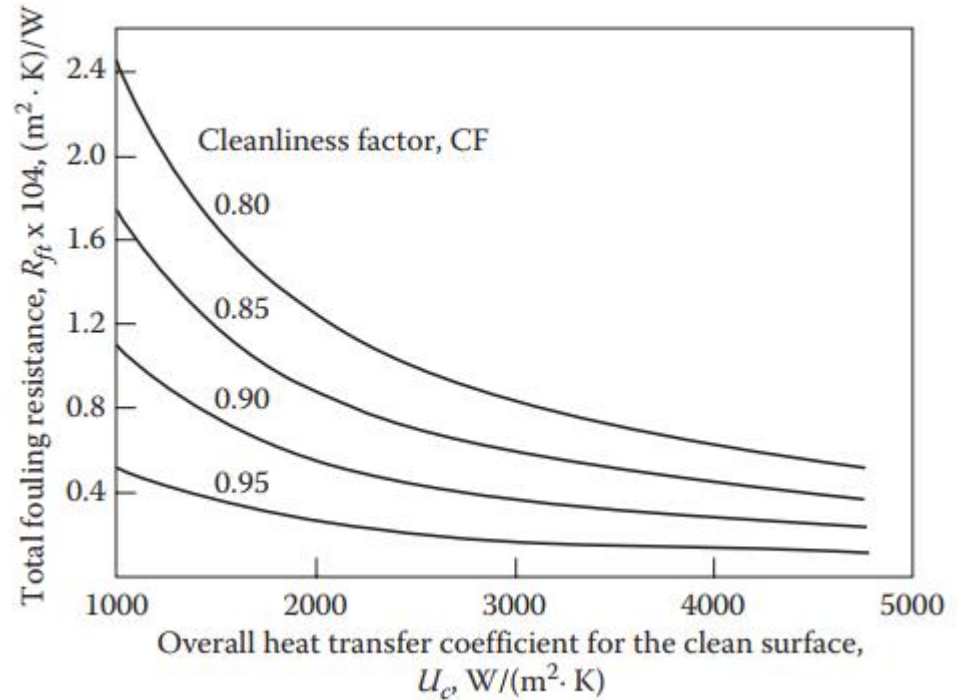
Indica el incremento del área de transferencia con relación a la condición limpia (o de inicio de operación del HE) para cumplimiento del mismo servicio térmico con el grado de ensuciamiento fijado por el  $r_{ft}$ .

## Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores. Tratamiento de resistencia de ensuciamiento

$$\frac{1}{CF} = 1 + U_c r_{ft} \rightarrow r_{ft} = \frac{1 - CF}{U_c CF}$$

En la gráfica se evidencia que, para un dado CF, a mayor  $U_c$  menor es la resistencia de ensuciamiento. También para un  $U_c$  fijo a mayor CF, menor es  $r_{ft}$ . Los dimensionamientos aceptados asocian un CF de 0,80

Valores de resistencias de ensuciamiento típicos han sido fijados, para diversos sistemas ( $r'_f$ ). Estos valores han sido normalizados como las resistencias alcanzadas luego de un año de operación. De la comparación entre los valores  $r_{ft}$  y  $r'_f$ , es posible aproximar el ciclo de operación, para un CF definido



$VU = \frac{r'_f}{r_{ft}} \leq 1$  implica que el equipo deberá ser limpiado luego de un período de funcionamiento menor o igual a un año (VU: Vida Útil).

## Transferencia de calor entre fluidos. Verificación; determinación de temperaturas de salida

Dado un intercambiador en donde se conoce las cargas térmicas (o capacidades caloríficas) de ambos fluidos,  $R = \frac{\dot{m}_H c_{PH}}{\dot{m}_C c_{PC}}$ ,

sus temperaturas de ingreso,  $T_{H,in}$ ,  $T_{C,in}$  y puede ser estimado o conocido un coeficiente global de transferencia, se requiere conocer las temperaturas de salida,  $T_{H,out}$  y  $T_{C,out}$ .

de la ecuación de diseño 
$$\dot{q} = UA_T \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \rightarrow \frac{\dot{m}_C c_{PC} (T_{C,out} - T_{C,in})}{UA_T} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{H,in} - T_{C,out}) - (T_{H,out} - T_{C,in})}{\ln \frac{(T_{H,in} - T_{C,out})}{(T_{H,out} - T_{C,in})}}$$

$$\ln \frac{(T_{H,in} - T_{C,out})}{(T_{H,out} - T_{C,in})} \dot{m}_C c_{PC} (T_{C,out} - T_{C,in}) = UA_T [(T_{H,in} - T_{H,out}) - (T_{C,out} - T_{C,in})] \Rightarrow$$

$$\ln \frac{(T_{H,in} - T_{C,out})}{(T_{H,out} - T_{C,in})} = \frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} \left[ \frac{(T_{H,in} - T_{H,out})}{(T_{C,out} - T_{C,in})} - \frac{(T_{C,out} - T_{C,in})}{(T_{C,out} - T_{C,in})} \right] \Rightarrow \ln \frac{(T_{H,in} - T_{C,out})}{(T_{H,out} - T_{C,in})} = \frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} [R - 1] \Rightarrow$$

$$\frac{(T_{H,in} - T_{C,out})}{(T_{H,out} - T_{C,in})} = e^{\frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} [R-1]} \Rightarrow T_{H,in} - T_{C,out} = (T_{H,out} - T_{C,in}) e^{\frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} [R-1]}$$

del balance térmico  $R = \frac{\dot{m}_C c_{PC}}{\dot{m}_H c_{PH}} = \frac{T_{H,in} - T_{H,out}}{T_{C,out} - T_{C,in}} \Rightarrow T_{C,out} = T_{C,in} + \frac{T_{H,in} - T_{H,out}}{R}$

$$T_{H,in} - \left( T_{C,in} + \frac{T_{H,in} - T_{H,out}}{R} \right) = (T_{H,out} - T_{C,in}) e^{\frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} [R-1]} \Rightarrow T_{H,out} = \frac{(1 - R)T_{H,in} + R \left( 1 - e^{\frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} [R-1]} \right) T_{C,in}}{\left( 1 - R e^{\frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} [R-1]} \right)}$$

$$T_{H,out} = \frac{\left( R + e^{\frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} [R+1]} \right) T_{H,in} + \left( e^{\frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} [R+1]} - 1 \right) R T_{C,in}}{\left( 1 + R \right) e^{\frac{UA_T}{\dot{m}_C c_{PC}} [R-1]}}$$

## Transferencia de calor entre fluidos, recuperadores. Tratamiento de resistencia de ensuciamiento

En la condición limpia, a inicios de la operación, para un área de transferencia determinada en la condición sucia (considerados factores de ensuciamiento),  $A_{td}$  y un servicio definido,  $\frac{C_C}{C_H}$ , las temperaturas de salida de ambos fluidos (de proceso y de servicio),  $T_{H,out,c}$  y  $T_{C,out,c}$  serán diferentes a las estipuladas para el dimensionamiento.

Estas temperaturas de salida en la condición limpia pueden ser evaluadas mediante las ecuaciones:

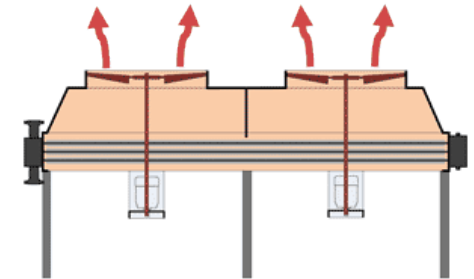
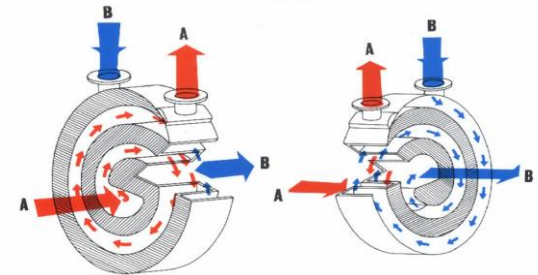
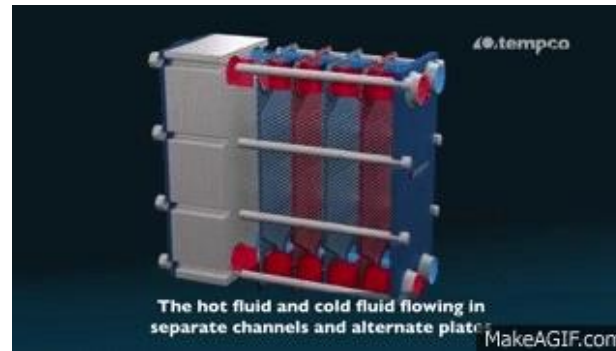
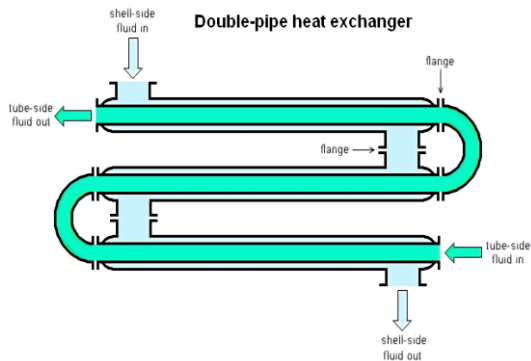
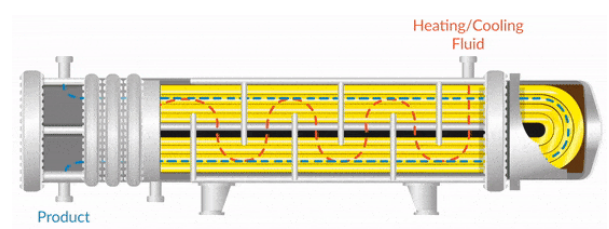
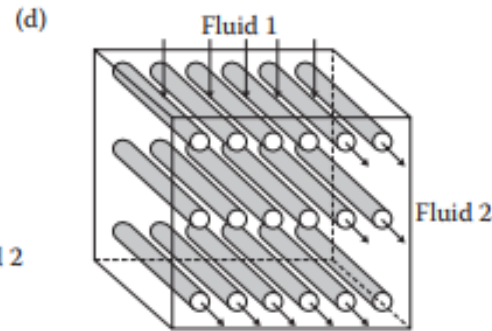
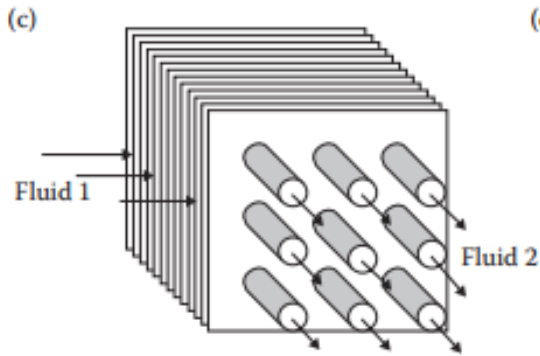
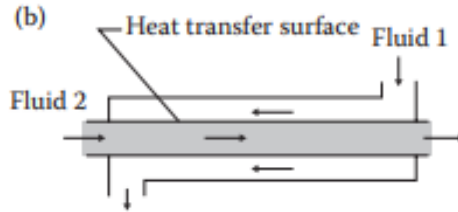
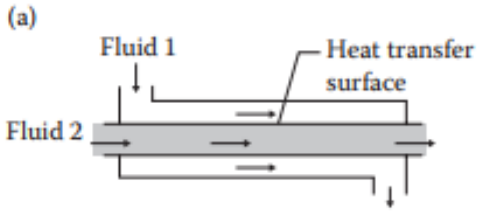
$$R = \frac{C_C}{C_H}$$
$$T_{H,out,c} = \frac{(1 - R)T_{H,in} + R \left(1 - e^{-\frac{U_c A_{td}}{C_C} [R-1]}\right) T_{C,in}}{\left(1 - R \cdot e^{-\frac{U_c A_{td}}{C_C} [R-1]}\right)} \quad \text{ctc}$$
$$T_{H,out,c} = \frac{\left(R + e^{-\frac{U_c A_{td}}{C_C} [R+1]}\right) T_{H,in} + \left(e^{-\frac{U_c A_{td}}{C_C} [R+1]} - 1\right) R T_{C,in}}{(1 + R) e^{-\frac{U_c A_{td}}{C_C} [R-1]}} \quad \text{cc}$$
$$T_{C,out,c} = T_{C,in} + \frac{T_{H,in} - T_{H,out,c}}{R}$$

# Operaciones Unitarias 1

## Transferencia de Calor

Dispositivos de servicio térmico de proceso

# Dispositivos de transferencia de proceso

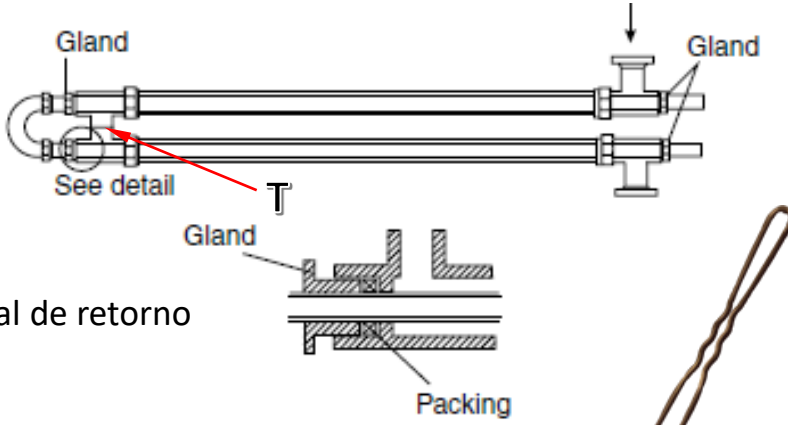


<https://youtu.be/VpTBokzbxSQ>  
Tipos de HE

<https://youtu.be/GDyQXSEAJNA?si=XnJnDpGAzGTdBIbp>  
Tipos de HE (Español)

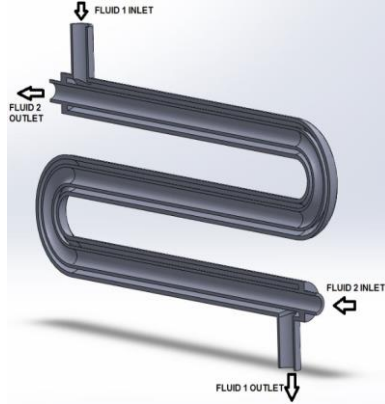
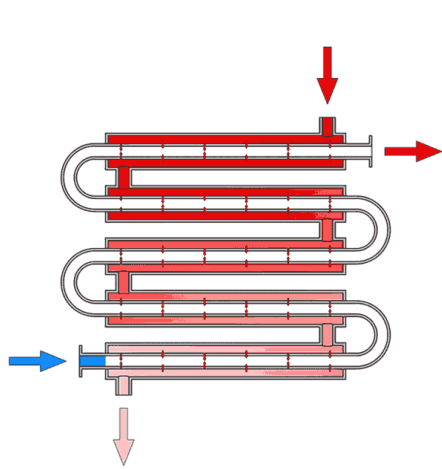
Intercambiadores de horquilla (hairpin HE): IQDT (double-pipe hairpin DPHHE); IQMT (multiple pipe hairpin MPHHE)

1 horquilla, 2 tubos (single hairpin) o IQDT

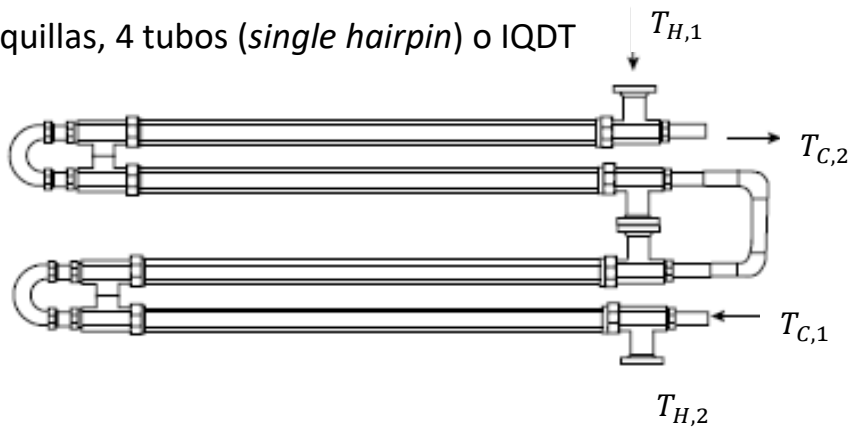


Cabezal de retorno

(a) Single hairpin



2 horquillas, 4 tubos (single hairpin) o IQDT



(b) Hairpins in series

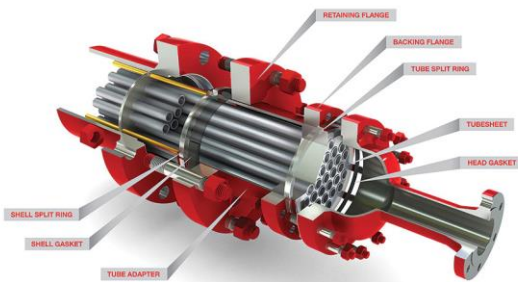


$$\Delta T_1 = (T_{H,in} - T_{C,in})_{cc} \circ \Delta T_1 = (T_{H,in} - T_{C,out})_{ctc}$$

$$\Delta T_2 = (T_{H,out} - T_{C,out})_{cc} \circ \Delta T_2 = (T_{H,out} - T_{C,in})_{ctc}$$



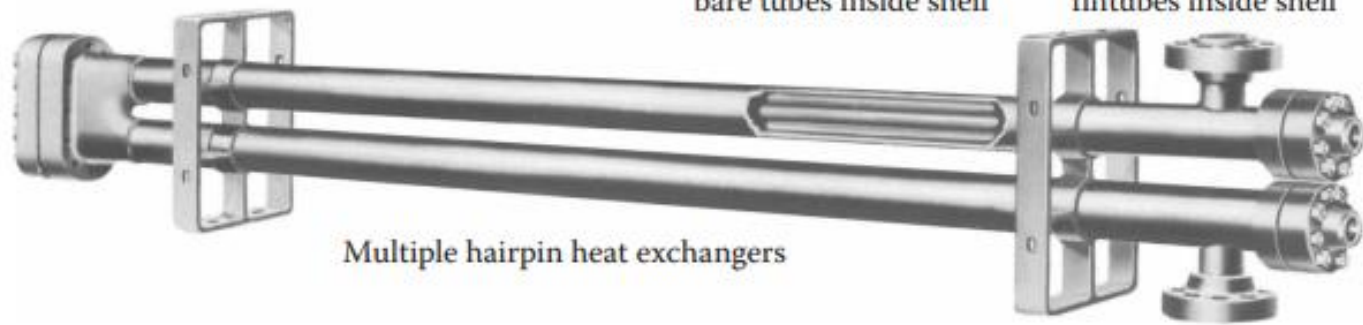
Intercambiadores de horquilla (*hairpin HE*): IQDT (*double-pipe hairpin DPHHE*); IQMT (*multiple pipe hairpin MPHHE*)



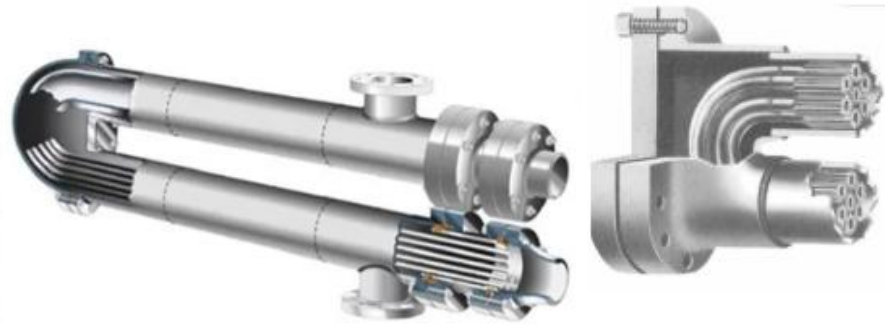
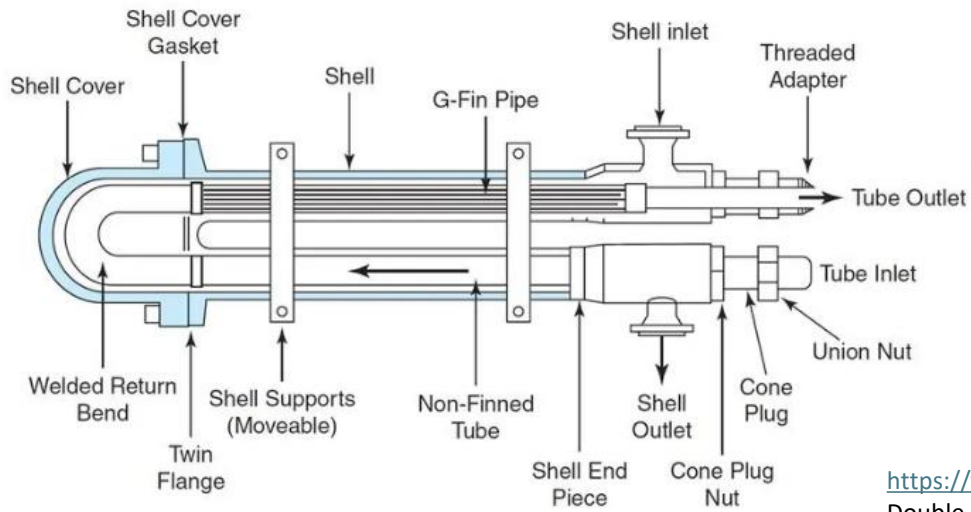
Cross section view of bare tubes inside shell



Cross section view of fin tubes inside shell



Multiple hairpin heat exchangers



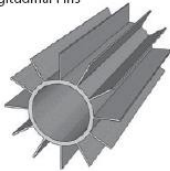
[https://youtu.be/gtxryoHbBrM?si=koaXBSb\\_BsLtmy4d](https://youtu.be/gtxryoHbBrM?si=koaXBSb_BsLtmy4d)  
Double Pipe HE Basics Explained

## Intercambiadores *DPHHE* y *MPHHE*. Aspectos constructivos, tubos

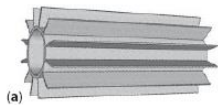
Tubos BWG: el diámetro exterior de los tubos es el diámetro exterior real en pulgadas con tolerancias muy estrictas en el espesor. Se encuentran disponibles en varios materiales metálicos. Presentan diferentes espesores de pared, definidos como *Birmingham Wire Gauge*, (*BWG gauge*). La longitud de los tubos son 1,83 m (6 ft), 2,44 m (8 ft), 3,88 m (12 ft) y 4,88 m (16 ft).

Tube OD, in	BWG gauge	Thickness, in	Tube inside diameter (ID), in
1/4	22	0.028	0.194
1/4	24	0.022	0.206
1/2	18	0.049	0.402
1/2	20	0.035	0.430
1/2	22	0.028	0.444
3/4	10	0.134	0.482
3/4	14	0.083	0.584
3/4	16	0.065	0.620
3/4	18	0.049	0.652
1	8	0.165	0.670
1	14	0.083	0.834
1	16	0.065	0.870
1	18	0.049	0.902
1 1/4	8	0.165	0.920
1 1/4	14	0.083	1.084
1 1/4	16	0.065	1.120
1 1/4	18	0.049	1.152

Longitudinal Fins



Transverse Fins



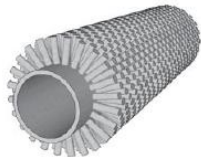
(a)



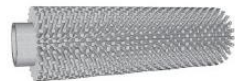
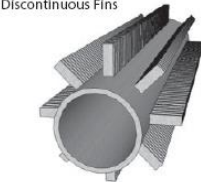
(b)

*Fins tube*: Tubo aleteado

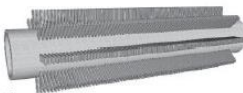
Pegs or Studs



Discontinuous Fins



(c)



(d)

Tube OD, in	BWG gauge	Thickness, in	Tube inside diameter (ID), in
2	11	0.120	1.760
2	12	0.109	1.782
2	13	0.095	1.810
2	14	0.083	1.834

(1 in = 25.4 mm; 1 in<sup>2</sup> = 645.16 mm<sup>2</sup>; 1 ft = 0.3048 m; 1 ft<sup>2</sup> = 0.0929 m<sup>2</sup>)

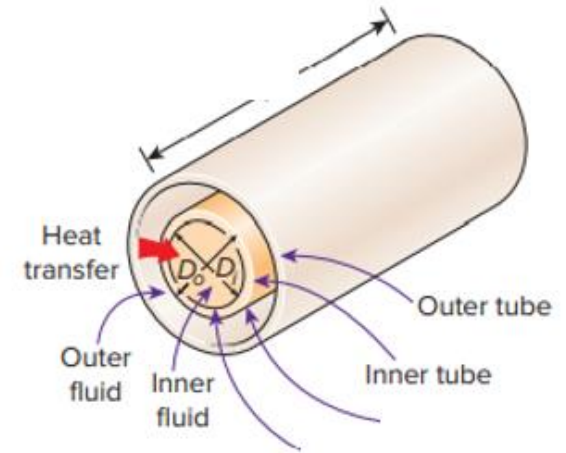
# Transferencia de Calor computo de coeficiente pelicular, configuración anular, IQDT, IQMT

## Cómo se computa la velocidad masa aplicable a flujo por el ánulo y tubo interno

$$\dot{G}_t = \frac{4\dot{m}_t}{\pi D_i^2} \quad A_{flujo.an} = \frac{\pi(D_s^2 - D_0^2)}{4} \rightarrow \dot{G}_{an} = \frac{4\dot{m}_{an}}{\pi(D_s^2 - D_0^2)}$$

área de flujo libre

$\dot{m}_{an}$ : caudal másico en el ánulo       $\dot{m}_t$ : caudal másico en el tubo interno



## Cómo se computa el diámetro hidráulico y del diámetro equivalente en el ánulo

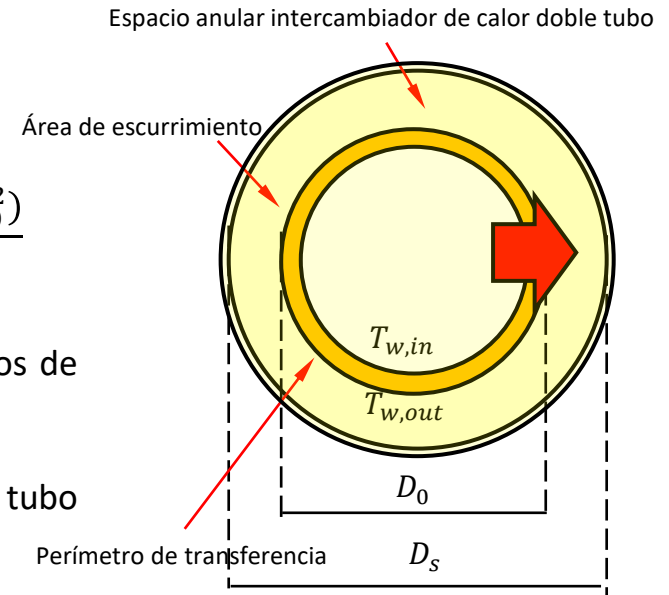
$$D_{h,an} = 4 \frac{\text{área flujo, an}}{\text{perímetro mojado}} = 4 \frac{\pi(D_s^2 - D_0^2)}{4\pi(N_t D_0 + D_s)} = \frac{(D_s^2 - D_0^2)}{(N_t D_0 + D_s)} \quad N_t = 1 \text{ Número de tubos para IQDT } N_t \neq 1 \text{ para IQMT}$$

$$D_{h,an} = \frac{(D_s^2 - D_0^2)}{(D_0 + D_s)} = \frac{(D_0 + D_s)(D_s - D_0)}{(D_0 + D_s)} = D_s - D_0 \quad \text{si } N_t = 1$$

$$D_{e,an} = 4 \frac{\text{área flujo, an}}{\text{perímetro mojado transf. calor}} = 4 \frac{\pi(D_s^2 - D_0^2)}{4\pi(N_t D_0)} = \frac{(D_s^2 - D_0^2)}{(N_t D_0)}$$

En el diámetro hidráulico, el perímetro mojado es la suma de los perímetros de ambos tubos

En el diámetro equivalente, el perímetro mojado es el perímetro exterior del tubo interior.



# Transferencia de Calor computo de coeficiente pelicular, configuración anular, IQDT, IQMT

$$Nu = \phi \left( Re, Pr, r_{Tw}, \left( \frac{D_i}{L_{tubo}} \right) \right)$$

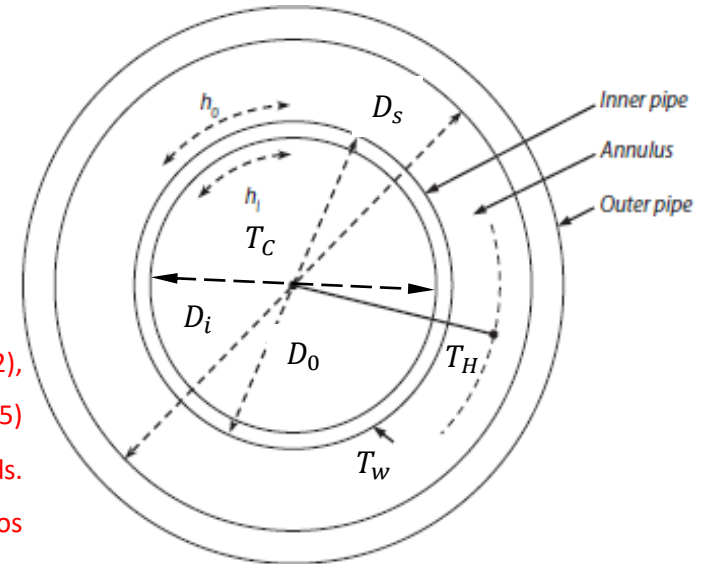
$$\frac{h_o D_{e,an}}{\kappa} = \frac{\rho D_i \bar{v}}{\mu} = \frac{\dot{G}_i D_i}{\mu}$$

$$\frac{h_i D_i}{\kappa} = \frac{\rho D_{h,an} \bar{v}}{\mu} = \frac{\dot{G}_{an} D_{h,an}}{\mu} = \frac{c_p \mu}{\kappa}$$

$$r_{Tw} = \phi \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right) \text{ o } r_{Tw} = \phi \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)$$

Nota: algunos textos, como Kern (p 42), Bados Rossignoli (p 228), Cao (p 105) utilizan  $D_{e,an}$  para el cálculo del Reynolds. Kakac\_Liu\_2020 (p239) y otros textos actuales adoptan  $D_{h,an}$

Para agua: 
$$h_i \left[ \frac{J}{m^2 \cdot s \cdot K} \right] = \frac{1,423(1 + 0,0146T)\bar{v}^{0,8}}{D_i^{0,2}}$$



En un *hairpin* se considera que, cuando el fluido pasa de un tubo al siguiente a través de la unión T, la temperatura del fluido **en el anillo es uniforme** (no existen los gradientes). Para el fluido en el ánulo,  $L_{tubo}$  es la longitud de un paso. Para el fluido que circula dentro del tubo interno, en las trayectorias no se considera las longitudes de las conexiones  $U$ .

Intercambiadores de horquilla Cálculo de caída de presión; IQDT; IQMT

Caída de presión en el tubo interior Expresión de Darcy para irreversibilidad en ducto  $\dot{G}_i = \rho \bar{v}$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f_D \frac{L}{D_i} \frac{\bar{v}_i^2}{2} \Rightarrow \Delta P_i = f_D \frac{N_t N_h L_h}{D_i} \rho \frac{\bar{v}_i^2}{2} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} \Rightarrow \Delta P_i = f_D \frac{N_t N_h L_h}{D_i} \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} \quad N_t = 1 \text{ para el caso IQDT}$$

$f_D$  factor de fricción de Darcy.  $L_{tubo}$  longitud de un paso (normalmente especificado máximo 6 m);  $L_h = 2L_{tubo}$ ;  $N_t$  número de tubos,  $N_t = 1$  para el caso IQDT.  $N_h$  es el número de horquillas. La expresión tiene en cuenta la influencia sobre la irreversibilidad, la dependencia de la viscosidad con la temperatura;  $\gamma = 0,14$  para  $Re > 2100$ ;  $\gamma = 0,25$  para  $Re < 2100$ . La caída de presión total en los tubos es  $\Delta P_{i,t} = \Delta P_i + \Delta P_{bend}$

$$\Delta P_{bend} = N_t (N_h - 1) \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \Rightarrow \Delta P_{i,t} = \Delta P_i + \Delta P_{bend} = N_t \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left[ f_D \frac{N_h L_h}{D_i} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + (N_h - 1) \right]$$

Número de curvas en los *hairpins* ( $N_h - 1$ )

Caída de presión en el ánulo

En este caso, las mismas expresiones son válidas; el diámetro interno debe ser sustituido por el diámetro hidráulico; para los intercambiadores de calor con más de un tubo, el fluido anular sufre una caída de presión adicional al pasar de un tubo al siguiente a través de la conexión (caída de presión por retorno en conexión).  $\Delta P_{cnx} = N_h \rho \frac{\bar{v}_{an}^2}{2} = N_h \frac{\dot{G}_s^2}{2\rho}$ ; La

caída de presión total en el ánulo es  $\Delta P_{anulo} = \Delta P_{an} + \Delta P_{cnx}$

$$\Delta P_{an,t} = \Delta P_{an} + \Delta P_{cnx} = f_D \frac{N_h L_h}{D_{h,an}} \rho \frac{\bar{v}_{an}^2}{2} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + N_h \rho \frac{\bar{v}_{an}^2}{2} = N_h \rho \frac{\bar{v}_{an}^2}{2} \left[ f_D \frac{L_h}{D_{h,an}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + 1 \right]$$

$$\Delta P_{an,t} = N_h \frac{\dot{G}_s^2}{2\rho} \left[ f_D \frac{L_h}{D_{h,an}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + 1 \right]$$

$$Nu = a Re^{0,8} Pr^{0,33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$\frac{hD}{\kappa}$        $\frac{\rho D \bar{v}}{\mu} = \frac{\dot{G} D}{\mu}$        $\frac{c_p \mu}{\kappa}$

Dadas dos condiciones de proceso  $\dot{G}_1$  y  $\dot{G}_2$ , para un mismo fluido y geometría de tubos, se cumple para el coeficiente pelicular  $h$

$$\frac{h_2}{h_1} \approx \frac{(\dot{G}_2)^{0,8}}{(\dot{G}_1)^{0,8}}$$

$$\Delta P_{i,t} = N_t \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left[ f_D \frac{N_h L_h}{D_i} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + (N_h - 1) \right]$$

Dadas dos condiciones de proceso  $\dot{G}_1$  y  $\dot{G}_2$ , para un mismo fluido y geometría de tubos, y si se asume que  $f_{D,1} \approx f_{D,2}$ , se cumple para la caída de presión  $\Delta P$

$$\Delta P_{an,t} = N_h \frac{\dot{G}_s^2}{2\rho} \left[ f_D \frac{L_h}{D_{h,an}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + 1 \right]$$

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} \approx \frac{(\dot{G}_2)^2}{(\dot{G}_1)^2}$$

## Intercambiadores de horquilla Dimensionamiento

Longitud máxima de diseño de un intercambiador de una horquilla (*single hairpin*): 6 m; mayores longitudes pueden presentar deflexión y distorsión del ánulo con inapropiada distribución del flujo.

### Selección de diámetro del tubo ánulo

1) Una guía:

Dimensions in Inches						
$\phi$ External Tube	$\phi$ Internal Tube					
2	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$			
$2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$			
3	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	
4	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	3

2) Selección basada en las velocidades de diseño, en tubo,  $v_i$  y ánulo,  $v_{an}$

$$\left. \begin{aligned} \dot{G}_i &= \frac{4\dot{m}_i}{\pi D_i^2} \\ \dot{G}_{an} &= \frac{4\dot{m}_{an}}{\pi(D_{an}^2 - D_o^2)} \end{aligned} \right\} \frac{\dot{G}_i \dot{m}_{an}}{\dot{G}_{an} \dot{m}_i} = \frac{\rho_i v_i \dot{m}_{an}}{\rho_{an} v_{an} \dot{m}_i} = \frac{(D_{an}^2 - D_o^2)}{D_i^2} \rightarrow D_{an} = \sqrt{\frac{\rho_i v_i \dot{m}_{an}}{\rho_{an} v_{an} \dot{m}_i} D_i^2 + D_o^2}$$

La selección debe considerar el espesor del tubo, determinado por las presiones de los escurrimientos; *i.e.*: según BWG

$$D_{an.ext} = \sqrt{\frac{\rho_i v_i \dot{m}_{an}}{\rho_{an} v_{an} \dot{m}_i} (D_o - 2e)^2 + D_o^2} + 2e$$

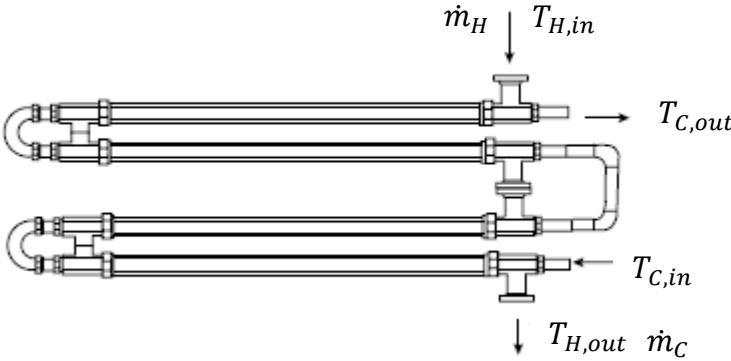
BWG	Thickness (in.)
7	0.180
8	0.165
10	0.134
11	0.120
12	0.109
13	0.095
14	0.083
15	0.072
16	0.065
17	0.058
18	0.049
20	0.035
22	0.028
24	0.022
26	0.018



Intercambiadores *hairpins*, dimensionamiento de HE simple (IQDT) y múltiple (IQMT) (número de tubos internos  $N_t \geq 1$ )

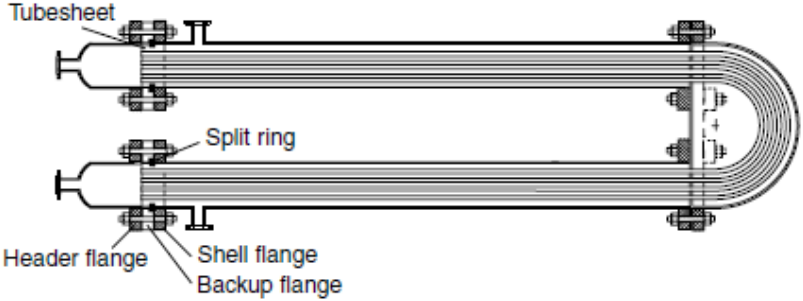
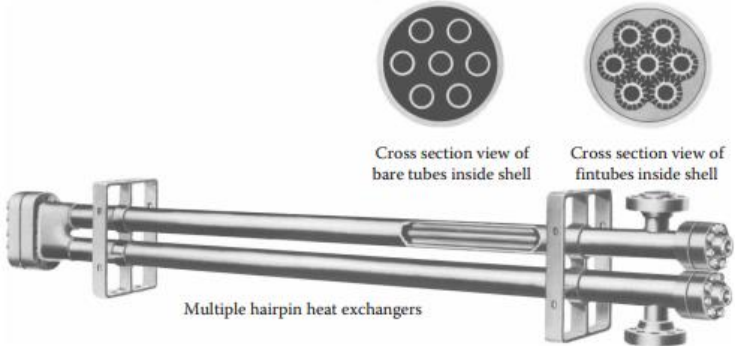
Identificar requerimientos: caudales máxicos ( $\dot{m}_C, \dot{m}_H$ ), temperaturas de extremos ( $T_{H,in}, T_{H,out}, T_{C,in}, T_{C,out}$ ); servicio térmico ( $\dot{q}$ ).

Definir la configuración: ctc o cc; asignación de fluidos en tubo interior y ánulo.



Calcular propiedades termofísicas de los fluidos intervinientes.

Identificar diámetros normalizados de tubo interior ( $D_o$  y  $D_i$ ), que verifiquen las ecuaciones  $A_i = \frac{\pi D_i^2}{4}$  y  $\dot{m}_t = N_t A_i G_t = N_t A_i (\rho_i v_i)$  y de ánulo ( $D_s$ )  $A_{an} = \frac{\pi(D_s^2 - N_t D_o^2)}{4}$  y  $\dot{m}_{an} = A_{an} G_{an} = A_{an} (\rho_i v_{an})$ . Un criterio es definir  $v_i$  y  $v_{an}$ . Evaluar los perímetros mojados, hidráulico  $P_h = \pi(D_s + N_t D_o)$  y equivalente  $P_e = N_t \pi D_o$  y los diámetros hidráulicos  $D_h = \frac{4A_{an}}{P_h}$  y equivalente  $D_e = \frac{4A_{an}}{P_e}$  del ánulo.



## Intercambiadores *hairpins*, dimensionamiento de HE simple (IQDT) y múltiple, criterios de asignación de fluidos

Asignación de escurrimiento, criterios de selección a tener en cuenta: a) para evitar pérdidas de calor, el fluido más caliente se asigna a los tubos. b) Maximizar coeficientes de transferencia y minimizar caídas de presión. Si las características (densidad, viscosidad, carga térmica ( $\dot{m}_{st}cp_{st}$ ) en ambas corrientes son muy diferentes, es posible que la decisión se base en la posibilidad de alcanzar velocidades apropiadas para esta optimización en ambos fluidos. c) El fluido más incrustante en los tubos. Es más fácil limpiar los interiores de los tubos que el exterior. d) Si uno de los fluidos es más corrosivo, puede ser conveniente enviarlo del lado del tubo porque el exterior se puede construir con una calidad inferior y material más barato. El material del tubo debe ser resistente a ambos fluidos. e) El fluido a mayor presión, debe ser conducido en los tubos.

Por orden de prioridad en cada lado (*side*)

Tube-Side Fluid	Shell-Side Fluid
Corrosive fluid	Condensing vapor (unless corrosive)
Cooling water	Fluid with large $\Delta T$ ( $>100^\circ\text{F}$ )
Fouling fluid	
Less viscous fluid	
Higher-pressure stream	
Hotter fluid	



## Intercambiadores *hairpins*, dimensionamiento de HE simple (IQDT) y múltiple (número de tubos internos $N_t \geq 1$ )

Calcular los coeficientes de película,  $h_i$  y  $h_o$ , mediante correlaciones  $Nu = \phi \left( Re, Pr, r_{Tw}, \left( \frac{D_i}{L_{tubo}} \right) \right)$ . Si corresponde, estimar temperatura de pared,  $T_w$ : a la temperatura media de cada fluido y  $r_{Tw} = 1$ , evaluar  $h_i$  y  $h_o$ ; calcular  $T_w$  mediante balance entálpico, recalculer  $r_{Tw}$  y los coeficientes peliculares.

Tener en cuenta:  $Re_i = \frac{\dot{G}_i D_i}{\mu}$  con  $\dot{G}_i = \frac{\dot{m}_t}{N_t A_i}$ ;  $Re_{an} = \frac{\dot{G}_{an} D_h}{\mu}$  con  $\dot{G}_{an} = \frac{\dot{m}_{an}}{A_{an}}$ ;  $Nu_i = \frac{h_i D_i}{\kappa}$  y  $Nu_{an} = \frac{h_o D_e}{\kappa}$ ;  $Pr = \frac{c_p \mu}{\kappa}$

Calcular el coeficiente global de transferencia,  $U_c = \left[ \frac{1}{h_{io}} + N_t \frac{D_o}{2\kappa_{wall}} \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_o} \right]^{-1}$  y

$U_d = \left[ \frac{1}{U_c} + R_{fi} \frac{D_o}{D_i} + R_{fo} \right]^{-1}$  basado en área externa de transferencia.

Evaluar el área total de transferencia,  $A_{td} = \frac{\dot{q}}{U_d LMTD_{conf}}$  con  $LMTD_{conf} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$

(método convencional LMTD)

Evaluar  $A_{tc} = \frac{\dot{q}}{U_c LMTD_{conf}}$  y

$Ovs = \frac{A_{td} - A_{tc}}{A_{tc}}$ ; un criterio de adecuado dimensionamiento es que el *oversize* no

supere el 25-30%

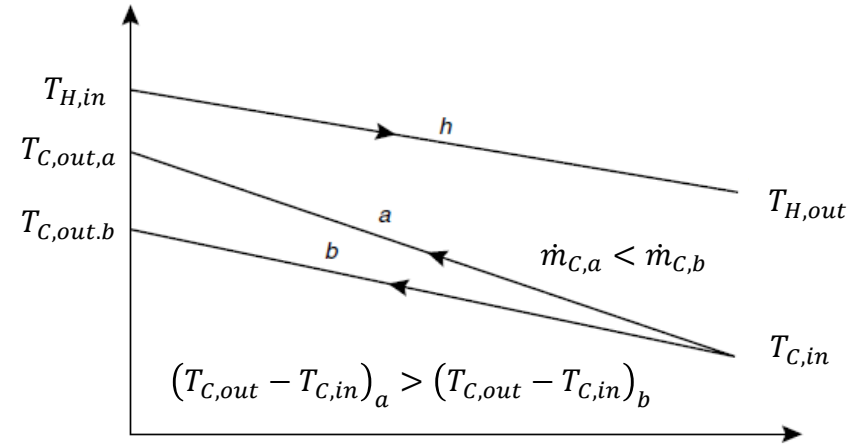
Intercambiadores *hairpins*, dimensionamiento de HE simple (IQDT) y múltiple (número de tubos internos  $N_t \geq 1$ )

$$\text{Cálculo del número de horquillas, asumida una longitud de tubo, } L_{tubo}; N_{hp} = \frac{A_t}{N_t L_{tubo} \pi D_o}$$

$$\text{Cálculo de la caída de presión; } \Delta P_{i,t} = N_t \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left[ f_D \frac{N_h L_h}{D_i} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + (N_h - 1) \right] \text{ y } \Delta P_{an,t} = N_h \frac{\dot{G}_s^2}{2\rho} \left[ f_D \frac{L_h}{D_{h,an}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + 1 \right]$$

## Intercambiadores *hairpins*, dimensionamiento de HE simple (IQDT) y múltiple (número de tubos internos $N_t \geq 1$ )

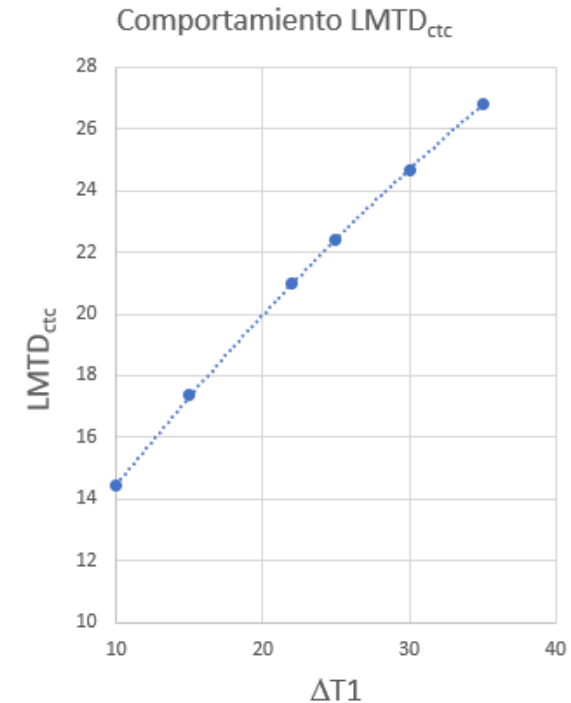
Ejemplo de relación de variables: se debe enfriar  $\dot{m}_H \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  de un fluido caliente desde la temperatura  $T_{H,in}$  a  $T_{H,out}$ . Se especifica que el fluido refrigerante es agua, con una temperatura disponible  $T_{C,in}$ . Se requiere definir el caudal de agua  $\dot{m}_C \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ .



$\Delta T_{1,b} = (T_{H,in} - T_{C,out})_b > (T_{H,in} - T_{C,out})_a = \Delta T_{1,a}$ . Definida la necesidad de un servicio de enfriamiento,

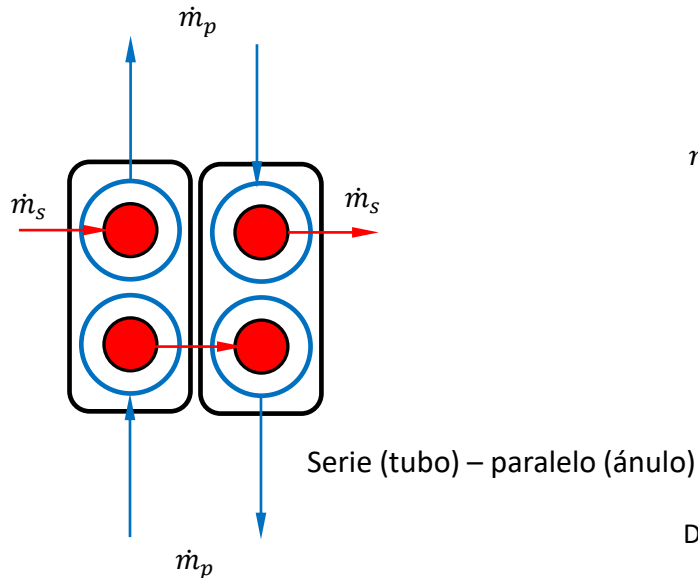
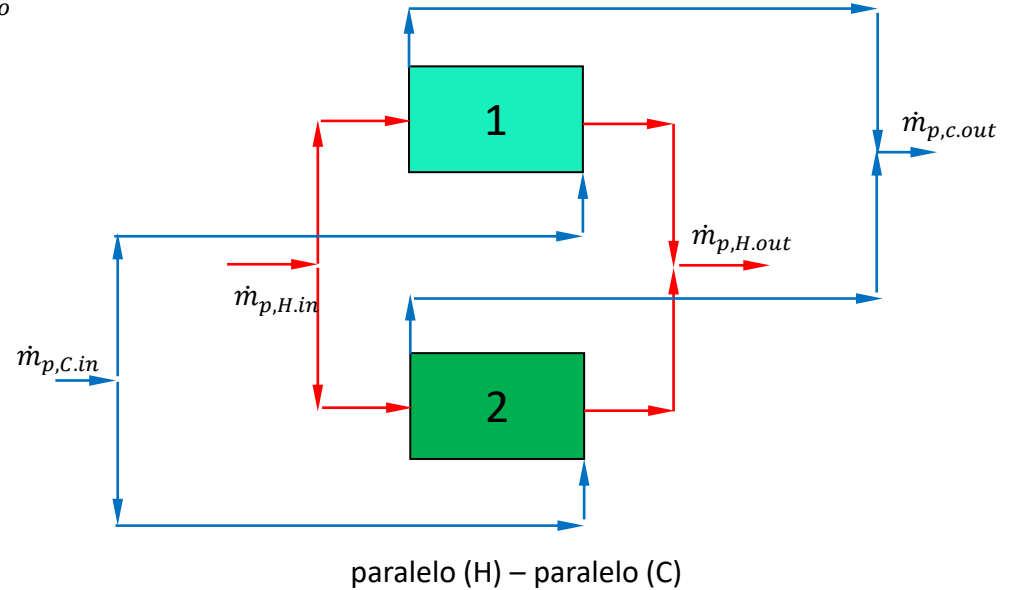
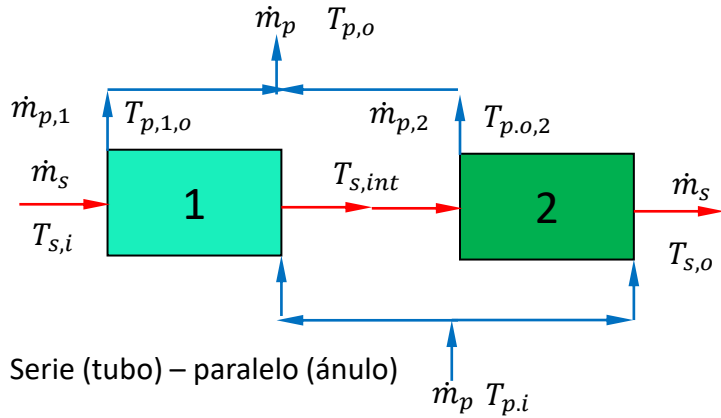
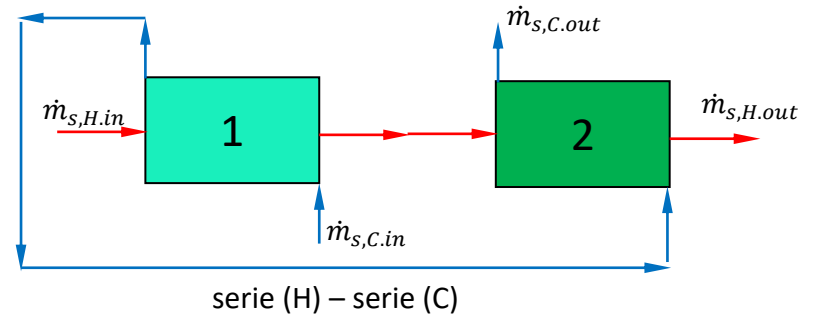
$$\dot{q} = \dot{m}_{C,a} c_{PC} (T_{C,out,a} - T_{C,in})_a = \dot{m}_{C,b} c_{PC} (T_{C,out,b} - T_{C,in}) = UA_t LMTD_{ctc}$$

Si  $\Delta T_{1,b} \uparrow \Rightarrow (T_{C,out,b} - T_{C,in}) \downarrow \Rightarrow \dot{m}_{C,b} \uparrow; \Delta T_{1,b} \uparrow \Rightarrow LMTD_{ctc} \uparrow \Rightarrow A_{t,b} \downarrow$ ; resulta más conveniente un mayor caudal de agua, lo que implica, menor área de transferencia para un dado servicio térmico  $\dot{q}$ , pero mayor caída de presión; ello requiere evaluación de costos de bombeo y de tratamiento de agua para minimizar incrustaciones.



# Intercambiadores de horquilla Configuraciones serie paralelo

Los *hairpins* son muy flexibles con respecto a la configuración de las horquillas, ya que ambos, tubo interior y ánulo, pueden ser conectados ya sea en serie o en paralelo.

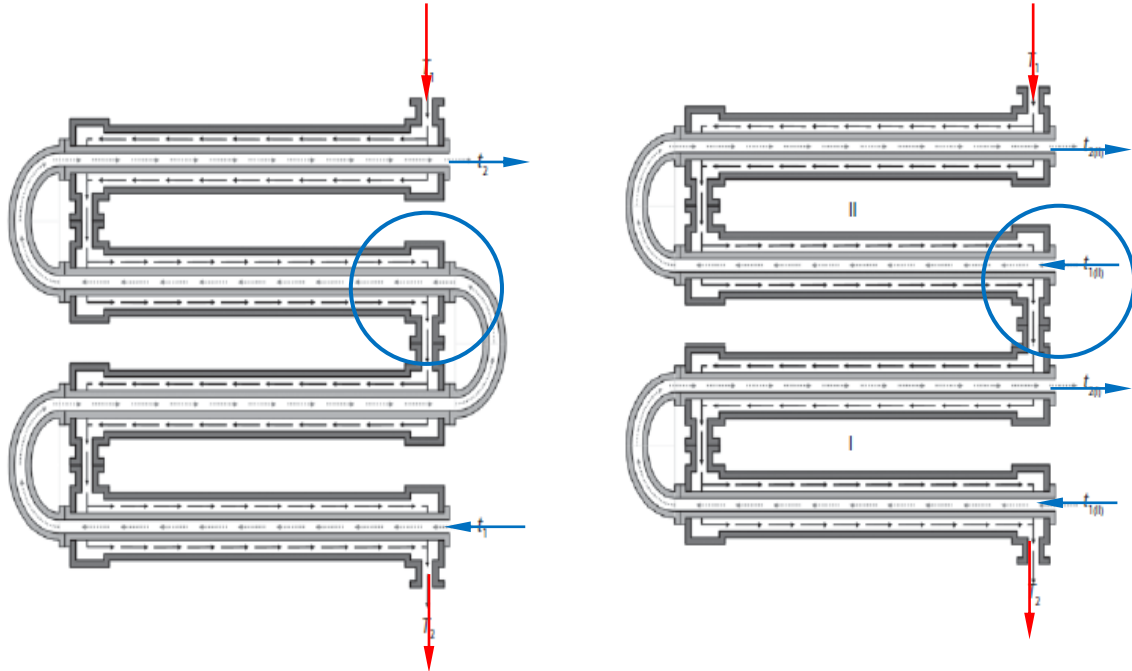


## Intercambiadores de horquilla Configuraciones serie paralelo

La división de escurrimientos, manteniendo constante el área total de transferencia de calor, permite disminuir la caída de presión respecto a una disposición en serie. Por ejemplo, para una configuración paralelo (C) en tubo, serie (H), en ánulo.

$$\Delta P_{i,t} = N_t \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho} \left[ f_D \frac{N_h L_h}{D_i} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-\gamma} + (N_h - 1) \right]$$

la división de flujo conduce a que la longitud de la trayectoria recorrida ( $L_h$ ) y la velocidad masa ( $\dot{G}$ ), se reduzcan por la mitad, por lo que la caída de presión puede aproximadamente reducirse a 1/8 de la correspondiente a una configuración en serie.



En la configuración paralelo - serie, aunque el flujo en cada horquilla se mantiene en *ctc*, el patrón de flujo global no es totalmente *ctc*, como el caso serie- serie. En el ejemplo, la temperatura de la corriente fría que ingresa a la horquilla superior en la configuración de la derecha no es la misma que correspondiente a la configuración de la izquierda. La LMTD, no será la misma, por lo que deberá redefinirse el cómputo de  $\Delta T_m$ .

## Intercambiadores de horquilla Configuraciones serie paralelo. $\Delta T_m$

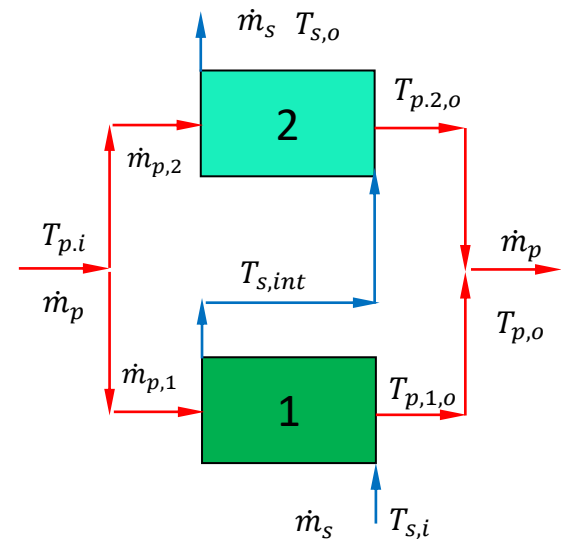
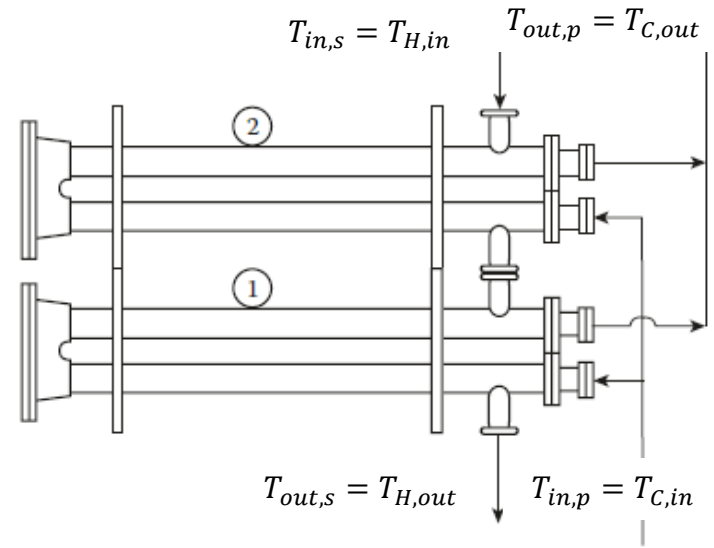
Para tomar en cuenta este apartamiento de ctc,  $\Delta T_m = F_{s-p} LMTD_{ctc}$ ; donde se define  $x$  como el número de ramas en paralelo, y los parámetros  $R$  y  $P$

$$R = \frac{T_{in,s} - T_{out,s}}{T_{out,p} - T_{in,p}} \quad P = \frac{T_{out,p} - T_{in,p}}{T_{in,s} - T_{in,p}}$$

$$F_{s-p} = \left[ \frac{(R-x)}{x(R-1)} \right] \frac{\ln \left[ \frac{(1-P)}{(1-PR)} \right]}{\ln \left[ \frac{(R-x)}{R(1-PR)^{\frac{1}{x}}} + \frac{x}{R} \right]} \quad (R \neq 1)$$

$$F_{s-p} = \frac{P(1-x)}{x(1-P) \ln \left[ \frac{(1-x)}{(1-P)^{\frac{1}{x}}} + x \right]} \quad (R = 1)$$

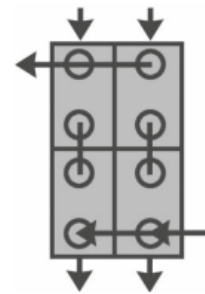
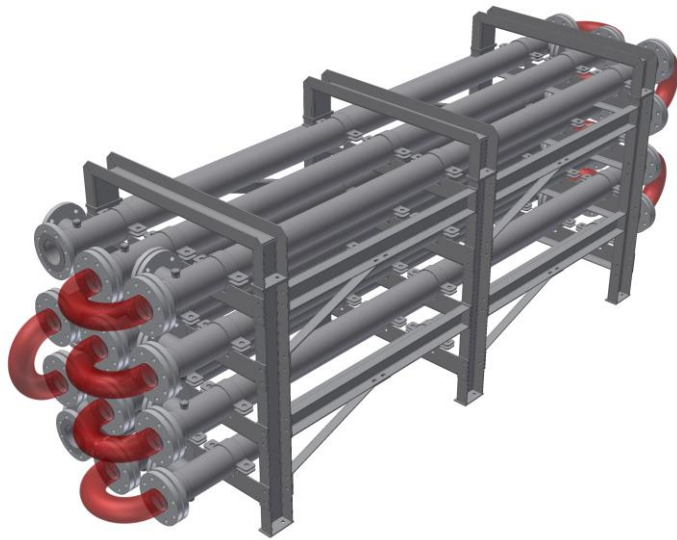
$$\dot{q} = UA_T \Delta T_m = UA_T F_{s-p} LMTD_{ctc}$$



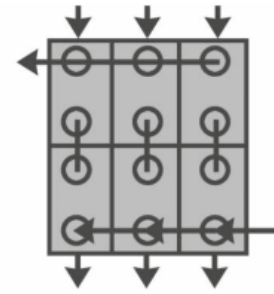
paralelo (tubo) – serie (ánulo)



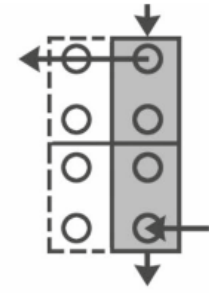
## Intercambiadores de horquilla Ventajas y Desventajas del diseño



Original installation  
— four double pipe sections  
2 parallel ×  
2 series



To increase capacity 50%  
— merely add one bank  
3 parallel ×  
2 series



To decrease capacity —  
shut off one bank  
1 parallel ×  
2 series

How hairpin sections are changed to meet new requirements

La principal desventaja del uso de intercambiadores de doble tubo está en la pequeña cantidad de superficie de transferencia de calor contenida con una sola horquilla. En un proceso industrial, se requiere una gran cantidad de horquillas que ocupan un espacio considerable; también cada intercambiador de doble tubo introduce no menos de 14 puntos en los que pueden producirse fugas. El tiempo y los gastos necesarios, como el desmontaje y la limpieza periódica, son excesivos en comparación con otros tipos de equipos.

Sin embargo, el intercambiador de doble tubo es de mayor uso cuando la superficie total de transferencia de calor requerida es pequeña, por ejemplo, de 10 a 50 m<sup>2</sup> o menos.