

1. EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La necesidad de llevar a cabo ciertos procesos a determinadas temperaturas, hace que existan numerosos equipos de transferencia de calor en una planta; numerosos no sólo en cantidad sino en variedad; son muchos los factores que inciden en la elección de uno u otro equipo de transferencia, un modo sencillo de clasificarlos es por la función que desempeñan en planta, por la geometría de construcción, por el arreglo de los flujos (en paralelo, contracorriente o flujo cruzado), por el tipo de contacto entre los fluidos involucrados (directo o indirecto) o por el mecanismo de la transferencia de calor involucrado en el proceso. [1,2,3]

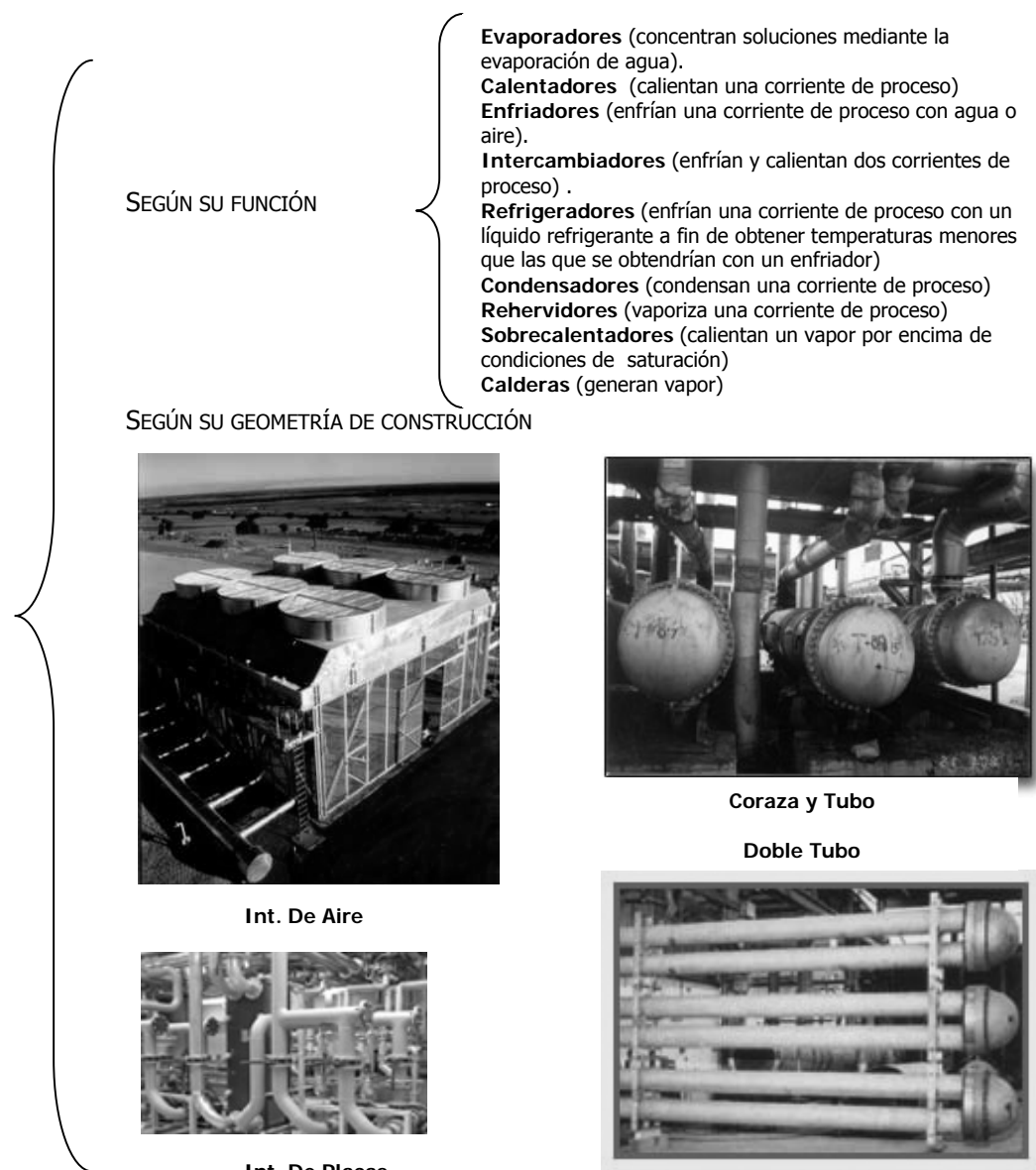


Fig. 1. Clasificación de los Intercambiadores de Calor¹ [1,3]

¹ Los equipos referidos son los utilizados para la transferencia de calor entre fases fluidas. El intercambio de calor con sólidos no es parte del contenido programático de la asignatura, así como tampoco los dispositivos de transferencia de calor a partir de reacciones de combustión (Hornos) o contacto directo (torres de enfriamiento).

2. DIMENSIONAMIENTO

Dimensionar un equipo de transferencia de calor es un proceso que engloba distintas disciplinas, un serio conocimiento de las necesidades energéticas de la planta, los fluidos involucrados, las restricciones en los deltas de temperatura permitidos a los fluidos, el(los) modelo(s) termodinámico(s) que describe(n) correctamente las propiedades en los intervalos de presión y temperatura, los materiales adecuados para construir el equipo, todas las consideraciones mecánicas pertinentes y un análisis económico detallado de cada una de las alternativas existentes.

El primer paso en un *diseño preliminar* es cuantificar la cantidad de calor involucrada (balance de energía), seleccionar el fluido para cumplir la especificación energética requerida y la cantidad del mismo que permita satisfacer el balance. Una vez elegido el tipo de intercambiador adecuado para el proceso debe especificarse su geometría, y luego realizarse la estimación de los coeficientes de película, verificar su desempeño térmico y finalmente calcular la caída de presión que tendrán los fluidos. En las siguientes páginas se encuentra una breve reseña de la estimación del coeficiente de película, requerimientos de presión en un intercambiador y ensuciamiento.

2.1 ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA.

Han sido desarrolladas ecuaciones empíricas para cuantificar el número de Nusselt, cuya expresión es:

$$Nu = h \cdot D/k \quad (\text{Ec. 1})$$

Se han graficado algunas correlaciones en función del número de Reynolds y de un parámetro adimensional j_H , a partir del cual puede obtenerse el coeficiente de película "h".

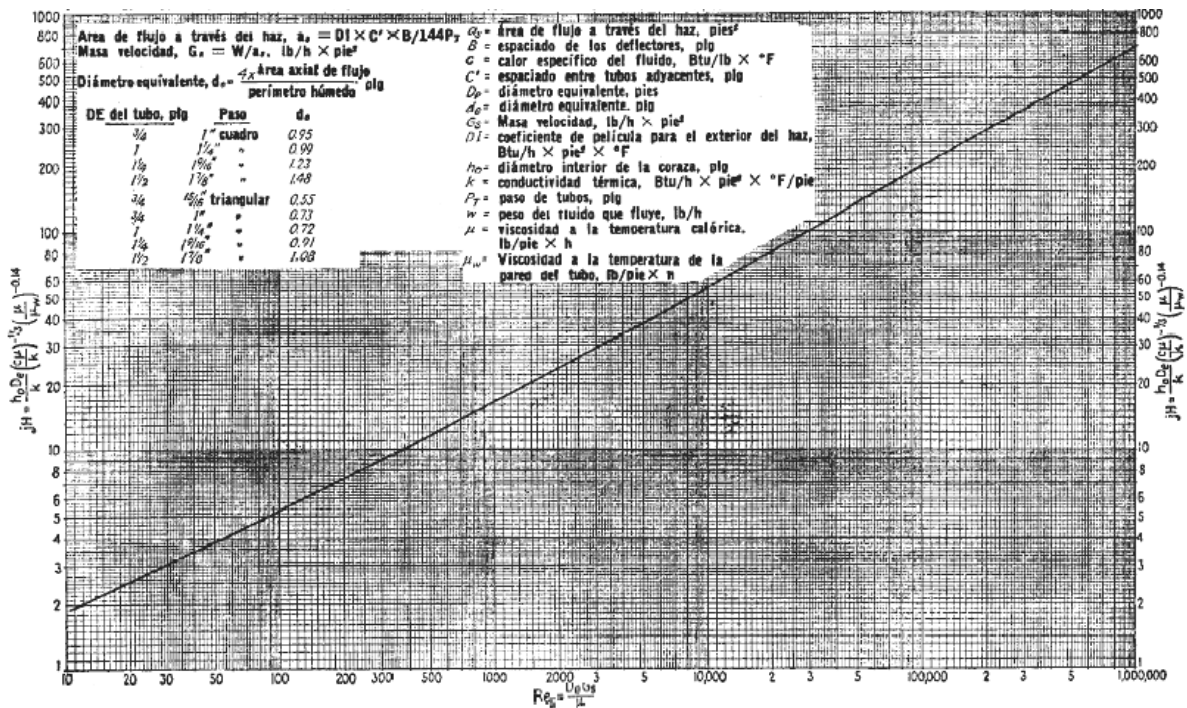


Fig. 2. Curva de Transferencia de Calor para lado de la Coraza con haz de Tubos y baffles segmentados al 25%.

FUENTE: [2]

A fin de disminuir la imprecisión que puede causar la estimación directa a partir de una gráfica, algunas ecuaciones se muestran en la Tabla 1, acompañadas de los rangos en los cuales deben ser empleadas.

Tabla 1. Ecuaciones para determinar el Nusselt en procesos de convección forzada sin cambio de fase ² [3]

CORRELACIÓN	ECUACIÓN	RESTRICCIONES
CORRELACIÓN DE PRANDTL	$Nu = \frac{(f/2) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 8.7 \cdot (f/2)^{0.5} \cdot (Pr-1)} \text{ (Ec. 2)}$	Pr ≥ 0.5 Régimen Turbulento. Tuberías Circulares.
CORRELACIÓN DE GNIELINSKI	$Nu = \frac{(f/2) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot (f/2)^{0.5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \text{ (Ec. 3)}$ $f = (1.58 \cdot \ln(Re) - 3.28)^{-2}$	10000 < Re < 5000000, 0.5 < Pr < 200 Tuberías Circulares
-----	$Nu = \frac{(f/2) \cdot (Re-1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot (f/2)^{0.5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \text{ (Ec. 4)}$	2300 < Re < 10000 Tuberías Circulares 0.5 < Pr < 200
CORRELACIÓN MODIFICADA DE DITTUS-BOELTER	$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.5} \text{ (Ec. 5)}$	0.5 < Pr < 1; Re > 5000. Gases. Tuberías Circulares
CORRELACIÓN DE SIEDER-TATE	$Nu = 1.86 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot d}{L} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \text{ (Ec. 6)}$	0.48 < Pr < 16700 Régimen Laminar Líquidos. Tuberías Circulares
---	$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \text{ (Ec. 7)}$	L/D > 60, Pr > 0.6 Régimen Turbulento Líquidos. Tuberías Circulares
---	$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{T_w}{T} \right)^n \text{ (Ec. 8,9,10)}$ $T_w/T < 1 \rightarrow n = 0$ $T_w/T > 1 \rightarrow n = -0.55$	30 < L/D < 120, 7000 < Re < 300000 Régimen Turbulento Aire. Tuberías Circulares

En todos los casos anteriores (ecuaciones 2...8), la longitud característica usada en el número de Reynolds es el diámetro de la sección circular de la tubería.

La estimación del Reynolds en una sección que no sea circular, por ejemplo un fluido que vaya por el anulo existente entre dos cilindros concéntricos (caso del intercambiador de doble tubo), debe emplearse el concepto de diámetro hidráulico estudiado en mecánica de fluidos. Para la estimación del coeficiente de película a partir del Nusselt según la ecuación 1, debe emplearse el diámetro equivalente "D_e" que cuantifica no el perímetro húmedo, sino el perímetro en el cual ocurre la transferencia de calor. [3]

Cuando el fluido pasa a través de un haz tubular (en un intercambiador coraza y tubo), el patrón de flujo es complicado por la adición de placas deflectoras (baffles) entre los haces de tubos. Una correlación que arroja buenos resultados para Reynolds entre 2.000 y 1.000.000 es la reportada en [2]

$$Nu = \frac{h_o \cdot D_e}{k} = 0.36 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \text{ (Ec. 11)}$$

En esta ecuación, a diferencia de las mostradas en la Tabla 1, el número de Reynolds se calcula en base al diámetro equivalente, aun cuando éste sí tiene la connotación del perímetro húmedo. [3]

Una vez determinados los coeficientes de película, debe especificarse el coeficiente global de transferencia de calor U_c, el cual mediante un sencillo análisis de las resistencias involucradas puede simplificarse a:

² Para el caso de hidrocarburos, cuando la diferencia entre la temperatura de entrada y salida del fluido sea menor o igual a 50°F, las propiedades de los fluidos deben evaluarse a la temperatura promedio. De ser mayor el delta de temperatura, la evaluación se realizará a la temperatura calórica. [2] Para los demás fluidos un primer estimado se realiza con la temperatura promedio.

$$\frac{1}{U_c} = \left(\frac{r_o}{h_i \cdot r_i} + \frac{1}{h_o} \right) \text{ (Ec. 12)}$$

En la ecuación anterior se ha supuesto que la principal resistencia a la transferencia de calor son las ofrecidas por los fluidos, despreciándose la resistencia que ofrece el material del cual está hecho el tubo (un buen conductor).

2.2 REQUERIMIENTOS DE PRESIÓN.

La estimación de los efectos de fricción que sufren los fluidos al pasar a través del intercambiador de calor es tan importante como la estimación del tamaño de éste a la hora del dimensionamiento y es que el transporte y movimiento de un fluido hasta los equipos mediante bombas y/o compresores representa un alto porcentaje del costo final, por lo que a la hora de la elección de un equipo de intercambio de calor, una parte importante de la decisión final recaerá "en el efectivo uso de la caída permisible de presión". [3]

La caída neta de presión variará de acuerdo a la geometría del intercambiador, y existirá una caída asociada a cada lado donde exista flujo de un fluido. En el caso de un doble tubo, se contabiliza la caída en el tubo y la caída en el ánulo; en un coraza y tubo, hay una caída en el lado coraza, una en lado de los tubos y otra asociada a las boquillas por donde entra y sale cada fluido. Cuando se describa cada intercambiador se profundizará en los cálculos. En la siguiente tabla se cuantifican las caídas de presión disponibles generalmente en las aplicaciones típicas de intercambio de calor:

Tabla 2. Caídas de Presión de acuerdo al fluido manejado

FLUIDO	CAÍDA DE PRESIÓN DISPONIBLE (psi/kPa)
Gas alta presión	5-10 / 34,46-68,92
Gas baja presión	2-5 / 13,79-34,46
Gases a presión atmosférica	0,5-2 / 3,44-13,79
Aplicaciones al vacío	<0,5 / <3,44
Líquidos	10 / 68,92

2.3 ENSUCIAMIENTO.

El ensuciamiento, o "fouling", es "la acumulación de sustancias indeseables en la superficie de intercambio de calor" [3]; dicho ensuciamiento influye directamente en el diseño del intercambiador debido a la reducción de la efectividad en el intercambio de calor por la resistencia adicional causada. Las categorías de ensuciamiento propuestas por Epstein, y citada en [3] se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 3. Categorías del ensuciamiento

TIPO DE ENSUCIAMIENTO	DESCRIPCIÓN
PARTICULADO	Consiste en la acumulación de partículas sólidas contenidas en alguna de las corrientes involucradas. La naturaleza de dichas partículas puede ser orgánica o inorgánica y con una gran variedad de tamaños.
BIOLÓGICO	Microorganismos como bacterias y algas, u organismos como pueden "incrustarse" en ciertas partes del intercambiador, generalmente cuando el agua de mar se emplea como fluido en los equipos de intercambio.
CORROSIÓN	Si la corriente de fluido es corrosiva, entonces puede reaccionar con la superficie del intercambiador con la que este en contacto y generar ensuciamiento.
POR CRISTALIZACIÓN	Cuando existen sales disueltas en alguna corriente, y debido al calentamiento o enfriamiento se sobrepasa la condición de "saturación", entonces dichas sales se depositan en la superficie del intercambiador
POR REACCIÓN QUÍMICA	Algunos depósitos se forman por reacción química que ocurre en alguna corriente como resultado, por ejemplo, de la acción catalítica de la superficie del intercambiador. Procesos como polimerizaciones y craqueos son ejemplos típicos.

Las etapas que existen en el fenómeno de ensuciamiento son la *iniciación*, en la cual los factores que lo originan empiezan a actuar, y ciertas condiciones en el intercambiador como la rugosidad de la superficie (que sirve como sitios de nucleación para el ensuciamiento por cristalización, p.e.), su naturaleza y recubrimiento interactúan para preparar el camino al *transporte*, etapa en la cual ocurren fenómenos como la sedimentación de las partículas, difusión de iones, termofóresis, etc. Luego ocurre su *adherencia* a la superficie; una parte del material depositado es *removido* por el cizallamiento que ofrece el fluido, la erosión o la dilución. Finalmente, la capa que no es removida comienza a *envejecer*, debido a que la estructura cristalina de la capa cambia con el tiempo, así como su espesor, además comienzan a depositarse microorganismos debido a la corrosión, etc. [3]

La predicción del ensuciamiento es muy difícil debido a que su efecto neto es el resultado de muchos fenómenos que no actúan individualmente, y por la complicación adicional de su dependencia con el tiempo. A fin de considerar el efecto del ensuciamiento en el diseño del intercambiador, se modifica la ecuación 12 incluyendo una resistencia R_D debido al ensuciamiento causado por cada fluido: [2,3]

$$\frac{1}{U_D} = \left(\frac{r_o}{hi \cdot r_i} + \frac{1}{ho} + R_D \right) \text{ (Ec. 13,14)}$$

$$R_D = R_{i_n} + R_{out}$$

El valor del R_D , o factor de ensuciamiento, es el valor que presenta la resistencia al tiempo en el cual se ha planificado realizar el mantenimiento del equipo, el cual es típicamente de un año o año y medio [2]. Al cabo de este tiempo, el valor de la resistencia es mayor que el R_D , y por tanto el calor neto que se intercambia es menor al de diseño; la asociación de fabricantes de intercambiadores de calor (T.E.M.A.)³ provee listas de valores típicos "los cuales son probablemente el recurso más citado de factores de ensuciamiento utilizados en el diseño de intercambiadores de calor" [3]. En la tabla 4 y 5 se encuentran algunos valores reportados por TEMA en [3], y en el apéndice se encuentran los valores reportados para las corrientes de refinería.

Tabla 4. Factores de Ensuciamiento para algunos fluidos industriales no petroleros [3]

FLUIDOS INDUSTRIALES	Resistencias [m ² K/W]
Fluidos industriales gaseosos	
Gas manufacturado	0,001761
Vapor (libre de aceite)	0,000088
Vapor de Refrigerantes	0,000352
Aire comprimido, Amoníaco gaseoso o CO ₂	0,000176
Cl ₂	0,000352
Gas Natural	0,000881
Gases Ácidos	0,000352-0,000528
Fluidos industriales líquidos	
Sales Fundidas	0,000088
Refrigerantes	0,000176
Amoníaco	0,000176
Amoníaco (con aceite); Soluciones de Cloruro de Calcio y de Sodio	0,000528
CO ₂ líquido	0,000176
Cloro líquido, Soluciones de Metanol, Etanol o Etilenglicol, Soluciones de MEA, DEA, DEG, TEG; Soluciones Caústicas	0,000352
Aceites Vegetales	0,000528

Para convertir de W/m²°C a BTU/hpie²°F divida entre 5.678

Tabla 5. Factores de Ensuciamiento R_D (m²K/W) para agua. [3,4]

Temperatura del medio calefactor	< 115°C		115 – 205°C	
Temperatura	50°C		Sobre 50°C	
Velocidad	< o igual a 0.9 m/s	> 0.9 m/s	< o igual a 0.9 m/s	> 0.9 m/s
Agua de Mar	0,000088		0.000176	

³ De sus siglas en inglés *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (T.E.M.A.)

Agua de Torre de enfriamiento Tratada	0,000176		0,000352	
Agua de Torre de enfriamiento No Tratada	0,000528		0,000881	0,000705
Agua de pozo	0,000176		0,000352	
Agua de río	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Agua lodosa	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Agua dura	0,000528		0,000881	
Condensado	0,000088			
Agua de caldera tratada	0,000176	0,000088	0,000176	
Agua de enfriamiento de chaquetas	0,000352			

La incorporación de una resistencia adicional, hace que el coeficiente global calculado U_D sea menor al coeficiente global que sólo toma en cuenta los coeficientes de película (U_C) y que por tanto el área de intercambio de calor se incremente. La medida del incremento del área de transferencia de calor es el sobrediseño del equipo. Cuando se dimensiona un intercambiador, la geometría disponible esta restringida a ciertos estándares, por tanto el área final del intercambiador, y el área estimada con el coeficiente global de transferencia difieren.

$$\%S = \frac{A_{efectiva} - A_U}{A_U} \cdot 100 \text{ (Ec. 15)}$$

Si el sobrediseño se toma en cuenta como la diferencia entre el área efectiva y el área que debería tener según el U_D , éste debe ser menor al 20%. Si por el contrario, el sobrediseño se define como la diferencia entre área efectiva y el área que debería tener según el U_C , entonces, éste debe ser menor al 50%.

3. INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

3.1 DESCRIPCIÓN.

Un intercambiador de doble tubo consiste en un set de dos⁴ tubos concéntricos en los cuales se hace circular los fluidos entre los cuales se desea realizar la transferencia de calor, con los accesorios adecuados a fin de dirigir el flujo de una sección a la siguiente. Cada unidad conformada por la estructura representada en la figura 3 se conoce como *horquilla*, y cada intercambiador de doble tubo tiene tantas horquillas como se requieran, restringiendo dicho número por el espacio disponible en planta y limitaciones de costos frente a otro tipo de equipos.[2,3]

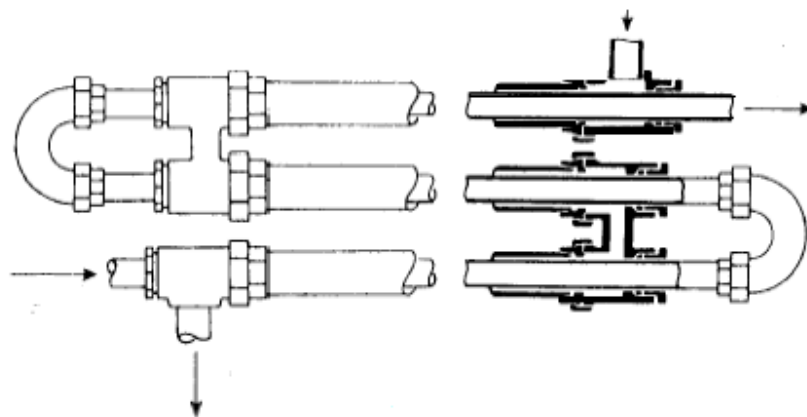


Figura 3. Diagrama de un intercambiador de doble tubo.

FUENTE:[3]

⁴ Si hay más de un tubo dentro de un tubo de mayor tamaño, el intercambiador es del tipo multitubular.

Estos equipos presentan cierta versatilidad por el hecho de que nuevas horquillas pueden ser añadidas a una estructura ya existente y así adaptarse a nuevos requerimientos de intercambio de calor, siendo además de fácil mantenimiento. Se utilizan cuando el área de intercambio de calor oscila entre 10-20m²(≈100-200pies²) y por tanto el valor típico de calor que manejan individualmente (descartando arreglos en paralelo) es de 295.000 W (≈1.000.000 Btu/h). Para fluidos con bajos coeficientes de transferencia de calor tales como gases, se justifica la adición de aletas en la superficie externa de la tubería interna, en cuyo caso el fluido "problema" se coloca en el ánulo. [2,3]

Un caso en el cual es conveniente el empleo de este tipo de intercambiadores es "cuando uno o ambos fluidos se encuentren a altas presiones, o cuando se manejen gases difíciles de contener, debido a que intercambiadores de doble tubo son menos propensos a las fugas que los de coraza y tubo". [4]

Las configuraciones más utilizadas incluyen tubos de acero al carbono regulados por las normas ANSI, de longitud efectiva⁵ de 1.5 a 12 metros⁶, con las siguientes combinaciones de diámetros:

Tabla 6. Parámetros geométricos para las configuraciones típicas de intercambiadores de doble-tubo. [2]

CONFIGURACIÓN (TUBO EXT × TUBO INTERNO)	ÁREA DE FLUJO EN EL LADO TUBO (pulg ² /m ²)	ÁREA DE FLUJO EN EL ANULO (pulg ² /m ²)	DIÁMETRO EQUIVALENTE (pulg /m)	DIÁMETRO HIDRÁULICO (pulg /m)
2 × 1¼	1,50 /0,000968	1,19 /0,000768	0,915/0,02324	0,40/0,0102
2½ × 1¼	1,50 /0,000968	2,63 /0,00170	2,02/0,0513	0,81/0,0206
3 × 2	3,35 /0,00216	2,93 /0,00189	1,57/0,0399	0,69/0,0175
4 × 3	7,38 /0,00476	3,14 /0,00203	1,14/0,0290	0,53/0,0134

3.2 ALGORITMO DE CÁLCULO

Al estar seguros de que el tipo de intercambiador a utilizar es un doble tubo, se debe elegir la configuración geométrica más adecuada, es decir, el diámetro nominal de las tuberías involucradas y su longitud, $D_{NE} \times D_{NI}$, y leer de las tablas los diámetros interno y externo a fin de calcular las áreas de flujo, el diámetro equivalente y el hidráulico. Escoger qué fluido va por el tubo y cuál por el anulo es uno de los pasos fundamentales, algunos consejos prácticos para tomar la decisión son: [3,5]

1. El fluido más corrosivo o que presente mayor ensuciamiento debe ir por el lado tubo (si va por el anulo corroerá ambos lados, y los tubos son más fáciles de limpiar que el anulo).
2. El fluido de mayor presión debe ir por el lado tubo (razones de seguridad).
3. El fluido más viscoso debe ir por el lado de menor área (se obtienen mejores coeficientes de película).
4. El fluido de mayor masa debe ir por el lado que garantice una mayor área de flujo.

Una vez distribuidos los fluidos, se debe calcular el flujo por unidad de área, tanto para el ánulo como el lado de los tubos, (el valor oscila generalmente entre 700.000 y 1.200.000lb/hpie²). Luego el número de Reynolds (debería oscilar entre 10.000 y 100.000) y el Prandtl, y con éstos calcular los coeficientes de película según las ecuaciones reportadas en la Tabla 1. Con estos valores es posible determinar el coeficiente limpio y el sucio (U_c y U_b) y calcular el área de intercambio de calor de la ecuación de transferencia:

$$A = \frac{Q}{U_D \cdot MLDT} \quad (\text{Ec. 16})$$

Al elegir la geometría, se especificó una longitud, con el área calculada y el área por unidad de longitud de tubería interna es posible determinar el número de horquillas del intercambiador:

$$N_H = \frac{A}{L_H \cdot (\Pi D_{1e})} \quad (\text{Ec. 17})$$

⁵ Es decir la longitud total de tubo empleada en una horquilla, igual al doble de la longitud de cada tubo.

⁶ Las longitudes más comunes son 12,15 y 20 pies [2]

Tal como se especifica en el algoritmo de la Figura 4, el número de horquillas debe aproximarse al entero superior. Luego de esta aproximación, debe recalcularse el área de intercambio de calor para realizar el estimado del sobrediseño. Esta es la parte del diseño conocida como desempeño térmico; luego debe verificarse el desempeño mecánico, referido a la estimación de la caída de presión por el ánulo y por el tubo. En el algoritmo (Fig.4) se especifica el modo de estimar dichas caídas; nótese que en la caída de presión por el ánulo existe un término adicional que cuantifica las pérdidas de entrada y

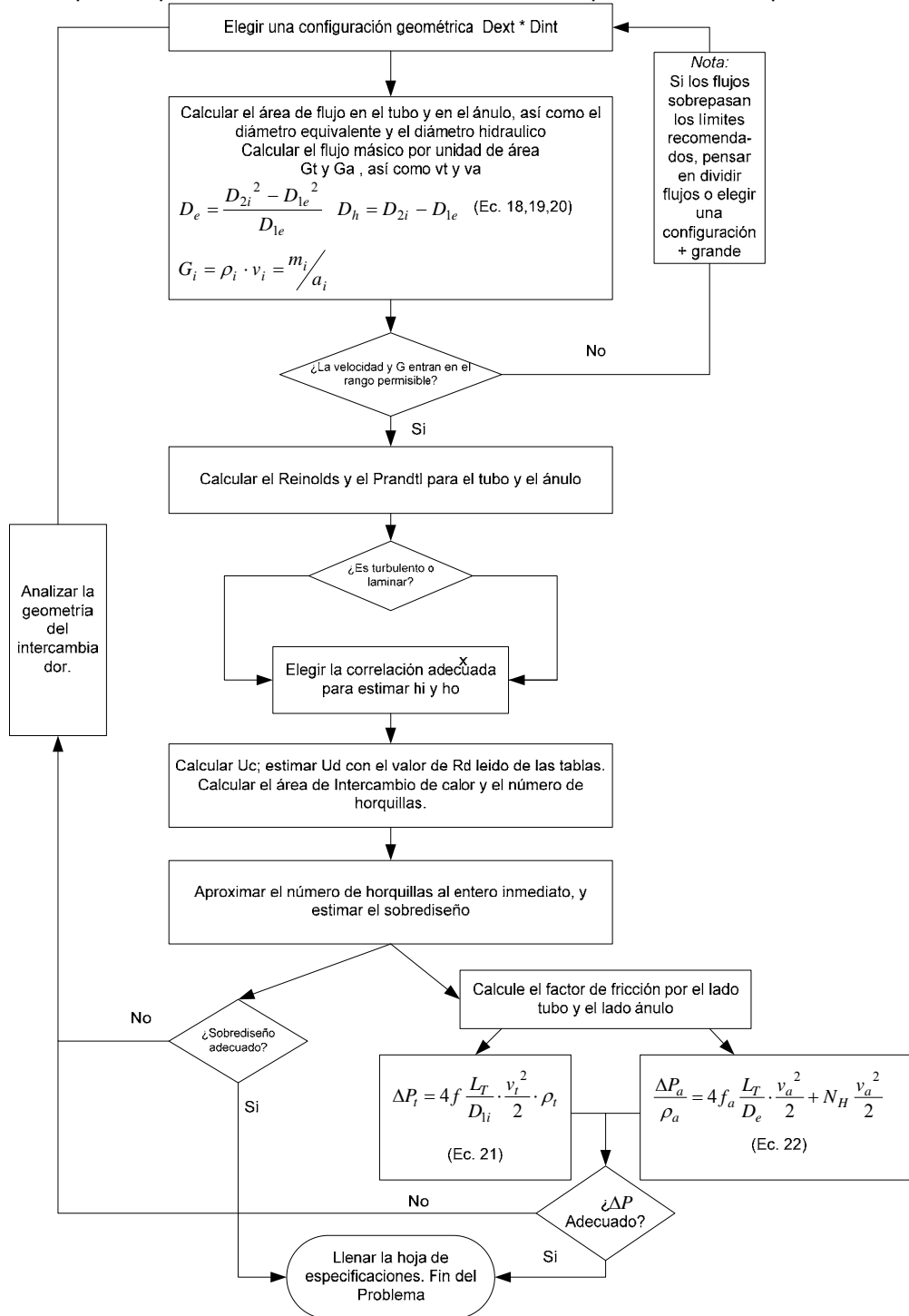


Figura 4. Algoritmo de Intercambiador de Doble Tubo

salida en cada horquilla. Si el intercambiador presenta un desempeño térmico y mecánico adecuado, entonces la configuración geométrica escogida es la correcta.

3.3 ARREGLOS EN SERIE-PARALELO

En determinados casos, por ejemplo cuando las masas que se manejan son muy grandes, causando caídas de presión muy elevadas, es conveniente dividir el o los flujos problemas, surgiendo entonces los arreglos en serie y paralelo como alternativa que hacen posible el empleo de los intercambiadores de doble tubo. El arreglo en paralelo involucra la división de ambas corrientes en "n" corrientes, cada una de las cuales pasa al lado correspondiente de un intercambiador. El arreglo en serie-paralelo ocurre cuando al dividir una sola corriente en paralelo, la otra pasa por las "n" divisiones del arreglo en paralelo. Véase las siguientes figuras para clarificar el concepto:

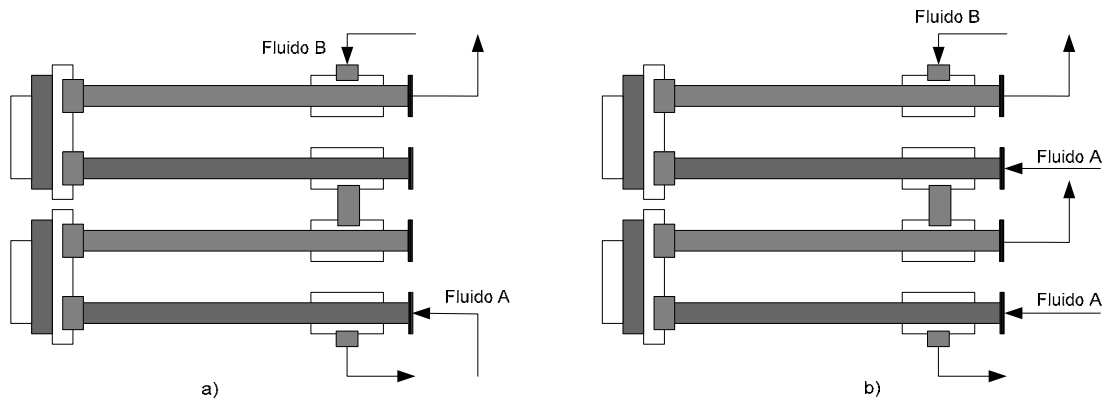


Figura 5. Configuraciones de intercambiadores doble tubo.

En ambas configuraciones los fluidos están en contracorriente, supóngase ahora que los resultados al acomodar los fluidos en la configuración a) la caída de presión obtenida en el lado tubo es muy grande debido a que un flujo másico elevado. Se decide dividir el "flujo A" a la mitad, pero sin dividir el flujo B. La configuración resultante al hacer esta modificación es la mostrada en la figura "b)", que se denomina serie-paralelo, donde el fluido A está en paralelo en dos corrientes (dos entradas, dos salidas), y el B está en serie por ambas divisiones (una entrada, una salida). Aun cuando el fluido A entra a la misma temperatura en ambas divisiones, al momento de diseñar, se observa que el fluido B no estará sometido al mismo delta de temperaturas al que esta sometido en la configuración mostrada en la figura .a), y por ello se especifica la diferencia de temperaturas en función de un nuevo parámetro "γ", de modo que:

$$\Delta t = \gamma(T_1 - t_1) \quad (\text{Ec. 23})$$

Para calcular dicho parámetro se deben resolver las ecuaciones mostradas en la tabla 8, de acuerdo al caso manejado.

Tabla 7. Ecuaciones para el cálculo de γ en configuraciones serie-paralelo [2]

Corriente caliente en serie, "n" corrientes del fluido frío en paralelo		
$\frac{1-P'}{\gamma} = \frac{nR'}{R'-1} \cdot \ln \left[\left(\frac{R'-1}{R'} \right) \left(\frac{1}{P'} \right)^{1/n} + \frac{1}{R'} \right]$ (Ec. 24)	$R' = \frac{T_1 - T_2}{n(t_2 - t_1)}$ (Ec. 25)	$P' = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1}$ (Ec. 26)
Corriente fría en serie, "n" corrientes del fluido caliente en paralelo		
$\frac{1-P''}{\gamma} = \frac{n}{1-R''} \cdot \ln \left[(1-R'') \left(\frac{1}{P''} \right)^{1/n} + R'' \right]$ (Ec. 27)	$R'' = \frac{n(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)}$ (Ec. 28)	$P'' = \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1}$ (Ec. 29)

Al momento de estimar la caída de presión en estos arreglos, deben modificarse convenientemente las ecuaciones 21 y 22 de acuerdo al flujo que se ha dividido. Generalmente se divide la corriente que va por los tubos, rara vez se divide la corriente que va por el ánulo.

3.3 INTERCAMBIADORES ALETADOS.

La adición de aletas a la superficie del tubo interno responde a la necesidad de aumentar la transferencia neta de calor. El área de intercambio se ve modificada, así como ciertos cálculos, aun cuando la filosofía en el diseño del intercambiador sigue siendo igual. Sea un intercambiador de longitud "L", si hay "N_t" tubos con "N_a" aletas de espesor "δ", largo "W", el área neta de flujo por el ánulo corresponderá a:



Fig. 6. Intercambiador doble tubo con aletas longitudinales FUENTE:[1]

$$a_a = \frac{\Pi}{4} (D_{2i}^2 - D_{1e}^2 N_t) - \delta W_a N_t N_a \quad (\text{Ec. 30})$$

El área neta de transferencia de calor de una horquilla con aletas y el área que presentan las aletas en dicha horquilla están dadas por:

$$A_t = 2 N_t L \cdot (\Pi D_{1e} + 2 N_a W) \quad (\text{Ec. 31})$$

$$A_a = N_t \cdot N_a \cdot 2L \cdot (2W + \delta) \quad (\text{Ec. 32})$$

La estimación del diámetro hidráulico y del diámetro equivalente cambian, y los perímetros a considerar en cada cálculo son respectivamente:

$$P_h = \Pi(D_{2i} + D_{1e} \cdot N_t) + 2W \cdot N_t N_a \quad (\text{Ec. 33})$$

$$P_c = \Pi D_{1e} N_t + 2W N_a N_t \quad (\text{Ec. 34})$$

Recuérdese que la eficiencia de una aleta individual y en una configuración de varias aletas se estima según:

$$\eta = \frac{Tag(N)}{N} \quad (\text{Ec. 35})$$

$$\eta_g = 1 - \frac{A_a}{A_t} (1 - \eta) \quad (\text{Ec. 36})$$

La expresión para el coeficiente global de transferencia de calor referido al área interna resulta en:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{\eta_g h_o} + R_D \quad (\text{Ec. 37})$$

Hasta ahora no se han especificado restricciones ni en el número de aletas, ni en su geometría, sin embargo existen regulaciones para dichos parámetros, los cuales se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 8. Parámetros geométricos para las configuraciones típicas de intercambiadores de doble-tubo aletados [3]

Diámetro Nominal (pulg/mm)	Diámetro Externo (mm)	Espesor de la tubería (mm)	Longitud de la aleta "W" (mm)	Número máximo de aletas	Área por unidad de longitud (m ² /m)
2 Céd. 40	25,4	2,77	11,1	20	1,05
3 Céd. 40	25,4	2,77	23,8	20	2,07
4 Céd. 40	48,3	3,68	25,4	36	3,96
4 Céd. 40	60,3	3,91	19,05	40	3,43
4 Céd. 40	73,0	5,16	12,7	48	2,90
2 Céd. 80	25,4	2,77	9,53	20	0,92
3 Céd. 80	48,3	5,08	11,1	36	1,90
4 Céd. 80	48,3	5,08	22,2	36	3,50
4 Céd. 80	60,3	5,54	15,9	40	2,92
4 Céd. 80	73,0	7,01	9,53	48	2,29

4. INTERCAMBIADORES DE CORAZA Y TUBO

4.1 DESCRIPCIÓN.

Dispositivos de transferencia de calor conformado por un tubo de gran tamaño llamado coraza que contiene un haz de tubos pequeños. Son los intercambiadores más empleados en la industria de procesos y pueden emplearse en múltiples funciones (rehervidores, condensadores, intercambiadores,...). Se usan cuando el área de intercambio oscila entre 50 y 700m² (≈500 y ≈7000 pies²). En procesos sin cambio de fase pueden manejar hasta 3.500.000 W (aprox. 12.000.000 BTU/h). La T.E.M.A. es el organismo que regula y norma la construcción, operación y mantenimiento de estos equipos, los cuales se clasifican en tres clases: R, C y B. Cada intercambiador consta de un cabezal anterior, un cabezal posterior y una coraza. La Figura 7 representa los diferentes cabezales y corazas existentes. La designación de estos intercambiadores se realiza con un código que contiene el tamaño y tipo del mismo, de acuerdo a la especificación del diámetro de la coraza en pulgadas, seguido por la longitud nominal de los tubos en pulgadas y las letras que designen al cabezal anterior, la coraza y el cabezal posterior respectivamente. Así, un intercambiador 23-192 TIPO CEN, tiene una coraza con un diámetro interno de 23 pulgadas, tubos nominales de 16 pies (o 192 pulgadas), de espejo fijo con cabezal estacionario C, coraza de un solo paso E y cabezal posterior N como parte integrante de los espejos. [1]

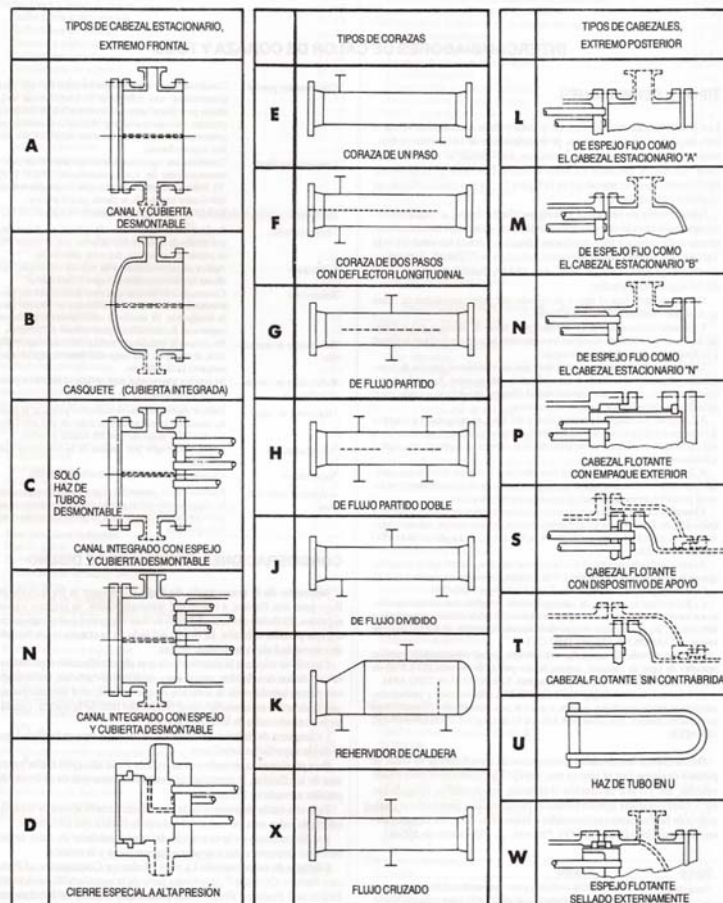
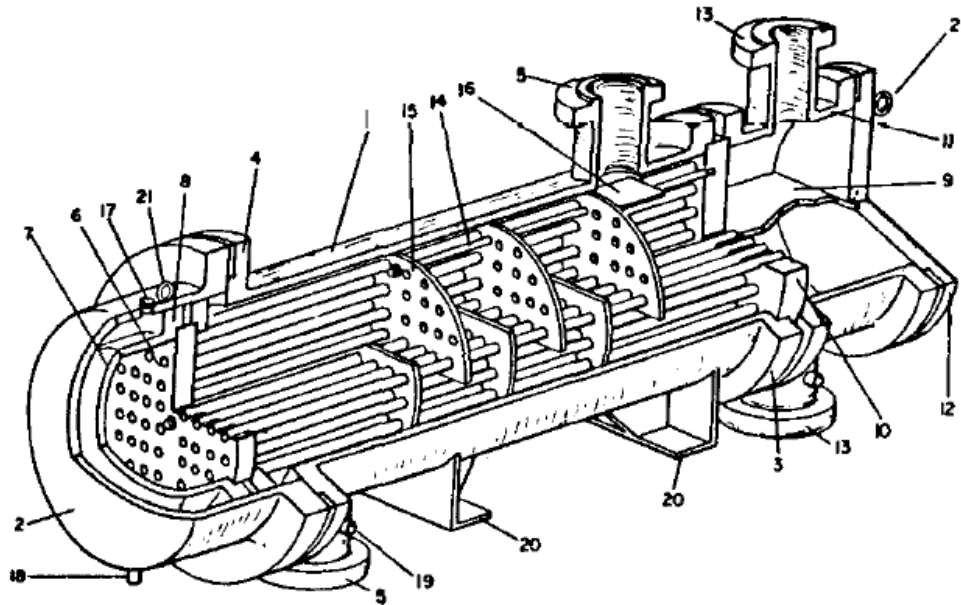


Figura 7. Cabezales y Corazas de un intercambiador coraza y tubo.

FUENTE:[1]

La coraza tipo E es la más común debido a su simplicidad y economía. La coraza F o de dos pasos se usa cuando se requiere incrementar la diferencia efectiva de temperatura y/o existe un cruce térmico⁷, presentando una mayor caída de presión que la E. Las tipos J y X se usan para aplicaciones donde la caída de presión requerida sea mínima, generalmente condensadores al vacío o gases a baja presión. La tipo K o "Kettle" es la coraza típica para rehervidores, en tanto que las G y H son utilizados en aplicaciones muy específicas. Los diámetros internos de coraza típicos oscilan entre 8 y 48 pulgadas (≈ 0.2 y ≈ 1.2 m.), y su espesor es por lo general de $\frac{1}{4}$ a $\frac{3}{8}$ de pulgada (≈ 0.0064 y ≈ 0.0095 m.) [3,2]



1	Coraza	8	Brida del Cabezal Flotante	15	Baffles
2	Casquete posterior de la coraza	9	Canal Distribuidos	16	Placa de Choque
3	Shell Channel?	10	Placa Tubular Fija	17	Conexión para venteo
4	Brida del casquete posterior	11	Distribuidor	18	Conexión para drenaje
5	Boquilla de la coraza	12	Tapa del distribuidor	19	Conexión para instrumentación
6	Placa Tubular Flotante	13	Boquillas del distribuidor	20	Silleta para soporte
7	Cabezal Flotante	14	Varillas para sujeción y espaciado	21	Talón Elevador

Figura 8. Componentes principales en un intercambiador de coraza y tubo.

FUENTE [5]

Los tubos lisos son los más comunes y las longitudes estándar corresponden a 8,12,16 y 20⁸ pies [1]. Los diámetros estándares existentes son de $\frac{1}{4}$; $\frac{3}{8}$; $\frac{1}{2}$; $\frac{5}{8}$; $\frac{3}{4}$; 1; $1\frac{1}{4}$ y $1\frac{1}{2}$ pulgadas aunque los más usados "en plantas de productos químicos y las refinerías petroleras" son los de $\frac{3}{4}$ y 1 pulgada. El espesor de la pared se mide en unidades de calibre de alambre de Birmingham o BWG. Existe además una relación adicional entre el diámetro de la coraza y la longitud de los tubos a emplear, según la cual la configuración debería cumplir con:

$$5 < \frac{L}{D_c} < 15 \text{ (Ec. 38) [3]}$$

Los tubos son acomodados dentro de la coraza en un banco tubos, el cual al ser diseñado tiene como objetivos acomodarse de acuerdo a la expansión térmica, permitir la fácil limpieza del haz de tubos o simplemente proveer una construcción económica. El banco de tubos en "U", es mostrado en la figura

⁷ Se dice que existe un cruce térmico cuando en un intercambiador coraza y tubo 1:2 la temperatura de salida del fluido frío es mayor que la de salida del fluido caliente ($t_2 > T_2$). [1,2]

⁸ A pesar de lo señalado "existen intercambiadores de gran tamaño, tales como los usados en plantas eléctricas, que pueden alcanzar los 30m de largo" [4]

7, permite expansión térmica a bajo costo pero es de difícil limpieza; si se usa una placa de tubos fijos el gradiente térmico debe ser bajo a fin de prevenir la expansión (cabezales posteriores L, M y N); la limpieza es fácil. Cuando se esperan condiciones térmicas severas de intercambio, la placa tubular flotante (cabezal S) es la más utilizada, pues permite su movimiento con la expansión térmica. El número de pasos por los tubos es 1 o un número par 2, 4, 6,...aún cuando se prefiere usar 6 pasos como máximo. [2,3]

El arreglo espacial típico de los tubos en el intercambiador es el triangular invertido o triangular de 30°, aún cuando existen otros arreglos como el cuadrado a 90°(baja caída de presión, fácil limpieza), cuadrado rotado (usado en régimen laminar) y el triangular de 60°(alta caída de presión). El criterio usual a cumplir es que:

$$1.25 < \frac{Pt}{D_{1e}} < 1.5 \text{ (Ec. 39) [3]}$$

El arreglo triangular generalmente se usa si el ensuciamiento del fluido que va por la coraza es menor a 0,000352 m² K/W (≈ 0,002 h pie² F /BTU), de lo contrario se prefiere el arreglo cuadrado [6]. El número de tubos en una coraza determinada depende principalmente del arreglo de los tubos, de su tamaño y de la coraza a utilizar, aún cuando muchos otros factores pueden incidir en el número final [1]. La siguiente expresión permite calcular el número típico de tubos en un arreglo determinado:

$$N_t = 0.875 \cdot \left(\frac{CTP}{CL} \right) \cdot \frac{Dc^2}{Pt^2} \text{ (Ec. 40) [3]}$$

Donde CTP es la constante que toma en cuenta los espacios entre la coraza y los tubos y los pasos del lado tubo; presenta valores de 0.93, 0.9 y 0.85 para 1 paso, 2 pasos y 3 pasos por el lado tubo respectivamente. CL es la constante de distribución y sus valores son 1 para arreglos cuadrados y 0.87 para arreglos triangulares [3]. La tabla 13 del Apéndice contiene el número típico de tubos de acuerdo al número de pasos. Estos valores serán empleados con un margen de ± 10%.

Los baffles son placas que se colocan dentro del intercambiador, ya sea de modo longitudinal (tal como el que se coloca en la coraza tipo F para dividirla), transversal (como el mostrado por el ítem 15 de la figura 8) u otros con el fin de favorecer la turbulencia del fluido. Además, los baffles transversales proporcionan un sustento mecánico a los tubos y restringen las vibraciones. El espaciado "B" entre los baffles transversales debe ser: [1,3]

$$\left(2pu \lg o \frac{Dc}{5} \right) < B < Dc \text{ (Ec. 41)}$$

El número de Baffles puede calcularse a partir del espaciado anterior, con la longitud de los tubos L y el número de pases en la coraza N_{pc}:

$$N_B = \frac{L}{B} \cdot N_{pc} \text{ (Ec. 42)}$$

Las boquillas son los puertos de entrada y salida de los fluidos al intercambiador. El tamaño depende de la fase que se está manejando, en general para líquidos los tamaños estándar de acuerdo al tamaño de la coraza se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 9. Tamaño de la Boquillas de acuerdo al tamaño de la Coraza [2]

Diámetro Interno de la Coraza (pulg)	Tamaño Boquilla (pulg)
<12	2
12 – 17 ¼	3
19 ¼ - 21 ¼	4
23 ¼ - 29	6
31 – 37	8
>39	10

4.2 ALGORITMO DE CÁLCULO

Al igual que el diseño de los intercambiadores de doble tubo, se debe contar con las propiedades físicas de los fluidos involucrados evaluadas a la temperatura calórica o a la temperatura promedio según sea el caso. Se debe decidir qué fluido va por la coraza y cuál por los tubos siguiendo el mismo criterio usado en el doble tubo, es decir los fluidos ensuciantes, corrosivos o de alta presión por los tubos⁹ y fluidos con bajo coeficiente de película por la coraza. [2,3]

La determinación de la diferencia efectiva de temperatura pasa por la selección de la configuración general del intercambiador debido a que el hecho de haber varios pasos por la coraza y los tubos hacen que el MLDT ya no sea representativo pues no existe en toda la extensión del intercambiador un sistema a contracorriente verdadera. Se utiliza un factor de corrección F_T de acuerdo a:

$$\Delta t = F_T \cdot MLDT \quad (\text{Ec. 43}) \quad [2]$$

El F_T depende exclusivamente del número de pasos por el tubo y la coraza y de las temperaturas de los fluidos involucrados los cuales se agrupan en dos parámetros "R" y "S". Con éstos dos parámetros, a partir de las ecuaciones 46 y 47 o de las figuras 10 y 11 del apéndice puede determinarse el valor de F_T para la configuración deseada. [2]

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{Ec. 44, 45}) \quad [2]$$

Tabla 10. Factor F_t para varias configuraciones [3]

Arreglo	Factor F_t
Un paso por la coraza, 2n pasos por los tubos (n=1,2,...)	$FT12 := \frac{(R^2 + 1)^5 \ln\left(\frac{1-S}{1-RS}\right)}{(R-1) \ln\left(\frac{2-S(R+1-(R^2+1)^5)}{2-S(R+1+(R^2+1)^5)}\right)} \quad (\text{Ec. 46})$
Dos pasos por la coraza, 2n pasos por los tubos (n=2,3,...)	$FT24 := \frac{(R^2 + 1)^5 \ln\left(\frac{1-S}{1-RS}\right)}{2(R-1) \ln\left(\frac{\frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2((1-S)(1-RS))^5}{S} + (R^2+1)^5}{\frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2((1-S)(1-RS))^5}{S} - (R^2+1)^5}\right)} \quad (\text{Ec.47})$

El valor permisible para el empleo práctico de una configuración determinada es:

$$F_T > 0.75 \quad \text{para intercambiadores 1:2}$$

$$F_T > 0.85 \quad \text{para intercambiadores 2:4 ; 3:6 ; 4:8 ; 5:10}$$

Las corazas disponibles son de un paso y de dos pasos (E y F) y es que "mecánicamente es impráctico diseñar una sola pieza de equipo de transferencia de calor con haz removible que tenga más de dos pasos en la coraza" [2]. Un intercambiador de configuración 3:6 opera en la práctica a partir de 3 corazas de un paso conectadas en serie entre sí.

La complejidad de la geometría de los intercambiadores coraza y tubo hace que el procedimiento de suponer una geometría al momento de comenzar el diseño no sea adecuado, sino que más bien se deba partir de un valor típico del coeficiente global de transferencia de calor para estimar un área de intercambio y allí si dar una geometría tentativa. La tabla 11 muestra valores para el coeficiente global de transferencia de calor U_D .¹⁰

⁹ El agua siempre va por los tubos a menos que el otro fluido sea más corrosivo.

¹⁰ En las referencias 5 y 6 así como en el apéndice pueden encontrarse valores para aplicaciones mucho más específicas.

Tabla 11. Coeficiente Global de Transferencia de Calor "U_D" de acuerdo a los fluidos involucrados [2,EIPI]

Fluido Caliente	Fluido Frío	Coeficiente "U"			
		W/m ² °C	BTU/h pie ² °F		
ENFRIADORES					
Agua	Agua	1420-2840	250-500		
Metanol					
Amoníaco					
Soluciones Acuosas					
Sustancias Orgánicas Ligeras					
Sustancias Orgánicas Medias					
Sustancias Orgánicas Pesadas					
Gases		11.35-284	2-50		
Agua	Salmuera	568-1136	100-200		
Sustancias Orgánicas Ligeras ¹¹	Salmuera	227-568	40-100		
Fondos de Vacío	Agua	110-140	20-25		
Gasóleo Pesado	Agua	230	40		
DEA Regenerada	Agua	630	110		
CALENTADORES					
Vapor de Agua	Agua	1136-3975	200-700		
	Metanol				
	Amoníaco				
	Soluciones acuosas μ<2cP				
	Soluciones acuosas μ>2cP			568-2839	100-500
	Sustancias Orgánicas Ligeras			284-568	50-100
	Sustancias Orgánicas Medias ¹²			568-1136	100-200
	Sustancias Orgánicas Pesadas ¹³			34-340	6-60
Gases	28-284	5-50			
INTERCAMBIADORES					
Agua	Agua	1420-2839	250-500		
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas				
Sustancias Orgánicas Ligeras	Sustancias Orgánicas Ligeras	227-426	40-75		
Sustancias Orgánicas Medias	Sustancias Orgánicas Medias	114-341	20-60		
Sustancias Orgánicas Pesadas	Sustancias Orgánicas Pesadas	57-227	10-40		
Sustancias Orgánicas Pesadas	Sustancias Orgánicas Ligeras	171-341	30-60		
Sustancias Orgánicas Ligeras	Sustancias Orgánicas Pesadas	57-227	10-40		
Fondos Atmosféricos	Crudo	150-260	26-45		

Una vez elegido de la tabla coeficiente sucio U_D, se calcula el área de intercambio de calor de la ecuación de transferencia:

$$A = \frac{Q}{U_D \cdot F_T \cdot MLDT} \quad (\text{Ec. 48})$$

Con el área calculada, se elige una configuración geométrica, lo cual pasa por elegir primordialmente el diámetro nominal de los tubos, el BWG y la longitud, y con estos datos determinar el número de tubos correspondientes con la ecuación 49. De la tabla 15, se elige el diámetro interno de la coraza a utilizar, preseleccionando un arreglo geométrico para el lado tubo.

$$N_T = \frac{A}{L \cdot (\Pi D_{1e}) \cdot N_c} \quad (\text{Ec. 49})$$

CÁLCULOS EN EL LADO TUBO:

Se calcula el área transversal de flujo "a_t", el flujo por unidad de área "G_t" y los parámetros adimensionales del Reynolds y Prandlt a fin de calcular el coeficiente de película según la correlación conveniente. Las ecuaciones a utilizar son:

$$a_t = \frac{N_t \cdot \Pi D_{li}^2}{4N_{pt}} \quad G_t = \frac{M_t}{a_t} \quad (\text{Ec. 50,51}) [2]$$

¹¹ "Fluidos con μ<0.5cP e incluyen Benceno, Tolueno, Acetona, Etanol, Metil-etil Cetona, Gasolina, Kerosén y nafta" [2]

¹² "Fluidos con 0.5cP<<μ<1cP e incluyen kerosén, strawoil, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos" [2]

¹³ "Fluidos con μ>1cP e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, breas y asfaltos" [2]

CÁLCULOS EN EL LADO CORAZA:

El área transversal de flujo de la coraza es difícil de estimar, pues la trayectoria de flujo es complicada y por tanto se define un valor arbitrario de flujo por unidad de área basada en "la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área de flujo y que corresponde al centro de la coraza....considerando que para cada tubo o fracción de tubos hay C pulgadas² de área transversal de flujo por pulgada de espacio de deflector". [2]

$$a_c = \frac{D_c \cdot C \cdot B}{P_T \cdot N_{pc}} \quad G_c = \frac{M_c}{a_c} \quad (\text{Ec. 52,53}) [2]$$

Los valores del flujo por unidad de área oscilan generalmente entre 400.000 y 1.000.000 lb / hpie² [6]. Con estos valores se calcula usando la ecuación 11 el coeficiente de película por el lado coraza, tomando como diámetro equivalente el valor calculado con las ecuaciones 54 y 55 o leyendo los valores de la Tabla 11.

Para arreglo cuadrado: $D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi D_{1e}^2 / 4)}{\pi D_{1e}}$ (Ec. 54) [3]

Para arreglo triangular: $D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi D_{1e}^2}{8} \right)}{\pi D_{1e} / 2}$ (Ec. 55) [3]

Tabla 11. Diámetro equivalente de los arreglos típicos en intercambiadores coraza y tubo [2]

Arreglo	Diámetro Nominal Tubo	Pitch (pulg.)	Diámetro equivalente (pulg.)
Cuadrado □	¾	1	0.95
	1	1 ¼	0.99
	1 ¼	1 9/16	1.23
	1 ½	1 7/8	1.48
Triangular △	¾	15/16	0.55
	¾	1	0.73
	1	1 ¼	0.72
	1 ¼	1 9/16	0.91
	1 ½	1 7/8	1.08

1 pie = 12 pulgadas
1 metro = 3.2808 pies

Aún cuando en la sección 2.2 se hizo referencia a cómo calcular el coeficiente de película cuando el fluido va por la coraza, es importante destacar que dicha correlación es un "método simplificado"[3]. Entre 1947 y 1963, se llevo a cabo un estudio en la Universidad de Delaware, que dio como resultado el desarrollo de un método mucho más riguroso¹⁴ que incorpora factores de corrección al coeficiente de película basados en la existencia de varios patrones de flujo en la coraza, gradientes térmicos adversos, flujo desviado y otros [1,3].

ESTIMACIÓN DEL DESEMPEÑO TÉRMICO E HIDRÁULICO

Una vez estimados ambos coeficientes de película se calcula el coeficiente "limpio", y con el valor estimado del U_D al inicio del diseño se calcula el valor del R_D, el cual debe ser superior al valor del R_D real de los fluidos involucrados. Si esta opción se cumple, es porque el área de intercambio de calor es suficiente para cumplir con la especificación de ensuciamiento y funciona térmicamente. Qué tan grande sea esa área real, con respecto al área mínima necesaria, será el valor del sobrediseño, que se estimará según la ecuación 15, utilizando el coeficiente U_D "real"¹⁵. Finalmente se calculan las caídas de presiones por el lado tubo y el lado coraza:

Caída de Presión por el lado coraza:

¹⁴ El método Bell-Delaware se explica detalladamente en las referencias 1 y 3.

¹⁵ Por U_D "real" se refiere al valor de U_D calculado a partir del U_c que presentan los fluidos en el intercambiador y el R_d teórico que deben tener.

$$\Delta P_c = \frac{f \cdot G_c^2 \cdot (N_B + 1) D_c N_c \cdot N_{pc}}{2 \rho D_e \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} \quad \text{donde } f = \exp(0.576 - 0.19 \ln(\text{Re}_c)) \quad (\text{Ec. 56,57}) [3]$$

Caída de Presión por el lado tubo¹⁶:

$$\frac{\Delta P_t}{\rho_t} = \left(4f \cdot \frac{LN_{pt} \cdot N_c}{D_{li}} + 4N_{pt} N_c \right) \frac{v_t^2}{2} \quad (\text{Ec. 58}) [3]$$

De no cumplir el intercambiador con las especificaciones térmicas o de presión, debe elegirse una nueva geometría, y proceder de nuevo con el cálculo. Si el intercambiador no funciona térmicamente, es decir que el R_D calculado es menor al R_D de las especificaciones, debe aumentarse el área disponible, es decir suponer un coeficiente global U_D más pequeño, o directamente un intercambiador más grande. Si el intercambiador funciona térmicamente, y el desajuste es con las presiones deben verificarse los parámetros geométricos del intercambiador, en especial el espaciado entre baffles, longitud de los tubos, el tipo de arreglo utilizado o el número de pasos por los tubos.

5. MÉTODO EPSILON-NTU

Hasta ahora se ha presupuesto que se conocen las temperaturas de entrada y salida de las corrientes involucradas en el dimensionamiento, sin embargo la estimación de las temperaturas de salida el primer día de funcionamiento de un intercambiador ya diseñado es un cálculo que exige un método iterativo si se emplea el concepto del MLDT.

El método Epsilon-NTU se basa en el hecho de que las diferencias de temperaturas en un intercambiador de calor son función del Coeficiente Global de Transferencia de calor (U), el área del intercambiador (A) y el producto de las masas y las capacidades caloríficas de los fluidos frío y caliente:

$$C_{\text{frío}} = \dot{m}_{\text{frío}} \cdot c_{p \text{frío}} \quad (\text{Ec. 59})$$

$$C_{\text{caliente}} = \dot{m}_{\text{caliente}} \cdot c_{p \text{caliente}} \quad (\text{Ec. 60})$$

En su desarrollo se advierten tres nuevos parámetros:

Radio de Capacidad (C) cociente adimensional entre el producto C frío o caliente que numéricamente sea menor entre el mayor.

$$C^* = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{máx}}} \quad (\text{Ec. 61}) [3]$$

Efectividad (ε) cociente del calor que se transfiere en el equipo y el máximo valor que termodinámicamente podría alcanzarse.

$$\varepsilon = \frac{Q}{C_{\text{min}} \cdot (T_1 - t_1)} \quad (\text{Ec. 62}) [3]$$

$$\text{Numero de Unidades de Transferencia } NTU = \frac{UA}{C_{\text{min}}} \quad (\text{Ec. 63}) [3]$$

La ecuación 62 es una expresión matemática que coloca al calor en función de las temperaturas de entrada de los fluidos, la efectividad y el producto correspondiente a C_{min} . La efectividad es un parámetro que depende del número de unidades de transferencia y el arreglo de flujo. Las tablas 12 y 13 muestran ecuaciones para arreglos comunes de intercambiadores para la efectividad y el NTU respectivamente. Las figuras 12 y 13 del apéndice muestran la representación gráfica de algunas de estas ecuaciones.

¹⁶ El segundo término en la caída de presión corresponde a las pérdidas causadas por "cambio de dirección del flujo" [2]

Tabla 12. Ecuaciones de efectividad para intercambiadores típicos.¹⁷ [3]

Configuración	$\varepsilon = f(NTU, C^*)$
Doble Tubo Contracorriente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp(NTU \cdot (C^* - 1))}{1 - C^* \exp(NTU \cdot (C^* - 1))} \text{ (Ec. 64)}$
Paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (C^* + 1))}{1 + C^*} \text{ (Ec. 65)}$
Un paso por la coraza, 2,4,6...por los tubos	$\varepsilon = 2 \times \left\{ \frac{1 + \exp\left(-NTU \sqrt{1 + (C^*)^2}\right)}{1 - \exp\left(-NTU \sqrt{1 + (C^*)^2}\right)} \right\}^{-1} \cdot \frac{1 + C^* + \sqrt{1 + (C^*)^2}}{1 + C^*} \text{ (Ec. 66)}$

Tabla 13. Ecuaciones de NTU para intercambiadores típicos.¹⁸ [3, Mills]

Configuración	$NTU = f(\varepsilon, C^*)$
Doble Tubo Contracorriente	$NTU = \frac{1}{C^* - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C^* - 1}\right) \text{ (Ec. 67)}$
Paralelo	$NTU = -\frac{\ln(1 - \varepsilon(C^* + 1))}{1 + C^*} \text{ (Ec. 68)}$
Un paso por la coraza, 2,4,6...por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + (C^*)^2}} \ln\left(\frac{2/\varepsilon - 1 - C^* - \sqrt{1 + (C^*)^2}}{2/\varepsilon - 1 - C^* + \sqrt{1 + (C^*)^2}}\right) \text{ (Ec. 69)}$

NOTA FINAL

Cualquier corrección, errores, sugerencias enviar un mail a jesusf@ula.ve... ¡Gracias!

NOMENCLATURA

A	Área
A _t	Área total de tubo aletado.
A _a	Área de las aletas.
B	Espacio entre baffles
a _a	Área transversal de flujo en el lado anulo
a _c	Área transversal de flujo en el lado coraza
a _t	Área transversal de flujo en el lado tubo
C	Claro (Distancia entre dos tubos contiguos)
C _{min}	Producto de masa y capacidad calorífica que es mínimo
C _{max}	Producto de masa y capacidad calorífica que es máximo
C*	Cociente entre el C _{min} y el C _{max}
D _{1e}	Diámetro externo tubo interno
D _{1i}	Diámetro interno tubo interno
D _{2i}	Diámetro interno tubo externo
D _c	Diámetro coraza
D _e	Diámetro equivalente
F _T	Factor de corrección al MLDT
F	Factor de Fricción
G _a	Flujo másico por unidad de área lado anulo

¹⁷ Para buscar ecuaciones en otras configuraciones de flujo, consulte las referencias indicadas.

¹⁸ Para buscar ecuaciones en otras configuraciones de flujo, consulte las referencias indicadas.

G_t	Flujo másico por unidad de área lado coraza
G_c	Flujo másico por unidad de área lado tubo
h_i	Coefficiente de película fluido por el lado tubo
h_{io}	Coefficiente de película fluido por el lado tubo en base al área externa.
h_o	Coefficiente de película fluido por el lado anulo o coraza
L	Longitud del intercambiador
L_H	Longitud de una horquilla
M_c	Flujo Másico en el lado coraza
$m_{caliente}$	Flujo Másico del fluido caliente
$m_{frío}$	Flujo Másico del fluido frío
M_t	Flujo Másico en el lado tubo
MLDT	Diferencia Temperatura Media Logarítmica
N_a	Número de Aletas
N_H	Número de Horquillas
N_{pc}	Número de Pasos por la Coraza
N_{pt}	Número de Pasos por el Tubo
N_c	Número de Corazas en Serie
NTU	Número de unidades de transferencia
Nu	Nusselt
N	Número de divisiones de la corriente en paralelo en los int. Doble tubo
Q	Calor por unidad de tiempo
Pr	Prandtl
P_T	Pitch (Distancia entre centro y centro de dos tubos contiguos)
R	Factor para el cálculo de F_T
Re	Reynolds
S	Factor para el cálculo de F_T
T_1	Temperatura de Entrada Fluido Caliente
T_2	Temperatura de Salida Fluido Caliente
t_1	Temperatura de Entrada Fluido Frío
t_2	Temperatura de Salida Fluido Frío
T_w	Temperatura de la Pared
U_D	Coefficiente Global de Transferencia de Calor "sucio"
U_C	Coefficiente Global de Transferencia de Calor "limpio"
v_a	Velocidad del fluido en el lado ánulo
v_t	Velocidad del fluido en el lado tubo
W	Largo de la Aleta
ΔP_a	Caída de presión lado anulo
ΔP_c	Caída de presión lado coraza
ΔP_t	Caída de presión lado tubo
ρ_a	Densidad fluido que va por el anulo
ρ_t	Densidad fluido que va por el tubo
ϵ	Efectividad
μ	Viscosidad
μ_w	Viscosidad evaluada a la temperatura de la pared
H	Eficiencia de una aleta
η_g	Eficiencia global de un arreglo aletas-pared
δ	Espesor de e la aleta

BIBLIOGRAFÍA

- [1] PERRY. "Manual del Ingeniero Químico". Sexta Edicion. Mc Graw-Hill. (1997). Pág. 11-3 y ss, 10-24 y ss.
- [2] KERN, D. "Process Heat Transfer". Mc Graw-Hill (1950). Pág. 102 y ss, 127 y ss., 221 y ss.
- [3] KAKAÇ, S. & LIU, H., "Heat Exchangers, Selection, Rating and Thermal Design". Department of Mechanical Engineering, University of Miami. CRC Press. (1995). Pág. 53
- [4] BRICEÑO, María Isabel. *Material Complementario de Operaciones Unitarias II*. ULA. 1999
- [5] WALAS, S. "Chemical Process Equipment Selection and Design". Butterworth-Heinneman Series in Chemical Engineering. (1990). Pág. y ss.
- [6] Apuntes de clase Operaciones Unitarias II. con Prof. Jose M. Anderez. ULA. 2002
- [7] BRANAN, C. "Soluciones Prácticas para el Ingeniero Químico". Segunda Edición. Mc Graw-Hill. 2000.

APÉNDICE

Tabla 14. Características de los tubos calibre BWG [1]

Diámetro exterior del tubo, en in	Calibre BWG	Espesor de la pared, en in	Área, int. de corte transv., en in ²	ft ² de superficie externa por ft de longitud	ft de superficie interna por ft de longitud	Peso por ft de longitud, de acero, en lb ⁺	Diámetro interno del tubo, en in	Momento de inercia, en in ⁴	Módulo de sección en in ³	Radio de giro, en in	Constante ⁺⁺	Diámetro exterior/diámetro interior	Área metálica transv. en in ²
3/8	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	0.00012	0.00098	0.0792	46	1.285	0.0195
3/8	24	0.22	.0333	.0655	.0539	.054	.206	.00011	.00083	.0810	52	1.214	.0159
3/8	26	0.18	.0360	.0655	.0560	.045	.214	.00009	.00071	.0824	56	1.168	.0131
3/8	27	0.16	.0373	.0655	.0570	.040	.218	.00008	.00064	.0829	58	1.146	.0117
1/2	18	.049	.0603	.0982	.0725	.171	.277	.00068	.0036	.1164	94	1.354	.0502
1/2	20	.035	.0731	.0982	.0798	.127	.305	.00055	.0029	.1213	114	1.233	.0374
1/2	22	.028	.0799	.0982	.0835	.104	.319	.00046	.0025	.1227	125	1.176	.0305
1/2	24	.022	.0860	.0982	.0867	.083	.331	.00038	.0020	.1248	134	1.133	.0244
5/8	16	.065	.1075	.1309	.0969	.302	.370	.0022	.0086	.1556	168	1.351	.0888
5/8	18	.049	.1269	.1309	.1052	.236	.402	.0018	.0072	.1606	198	1.244	.0694
5/8	20	.035	.1452	.1309	.1126	.174	.430	.0014	.0056	.1649	227	1.163	.0511
5/8	22	.028	.1548	.1309	.1162	.141	.444	.0012	.0046	.1671	241	1.126	.0415
3/4	12	.109	.1301	.1636	.1066	.602	.407	.0061	.0197	.1864	203	1.536	.177
3/4	13	.095	.1486	.1636	.1139	.537	.435	.0057	.0183	.1903	232	1.437	.158
3/4	14	.083	.1655	.1636	.1202	.479	.459	.0053	.0170	.1938	258	1.362	.141
3/4	15	.072	.1817	.1636	.1259	.425	.481	.0049	.0156	.1971	283	1.299	.125
3/4	16	.065	.1924	.1636	.1296	.388	.495	.0045	.0145	.1993	300	1.263	.114
3/4	17	.058	.2035	.1636	.1333	.350	.509	.0042	.0134	.2016	317	1.228	.103
3/4	18	.049	.2181	.1636	.1380	.303	.527	.0037	.0118	.2043	340	1.186	.089
3/4	19	.042	.2298	.1636	.1416	.262	.541	.0033	.0105	.2068	358	1.155	.077
3/4	20	.035	.2419	.1636	.1453	.221	.555	.0028	.0091	.2089	377	1.126	.065
1	10	.134	.1825	.1963	.1262	.884	.482	.0129	.0344	.2229	285	1.556	.260
1	11	.120	.2043	.1963	.1335	.809	.510	.0122	.0326	.2267	319	1.471	.238
1	12	.109	.2223	.1963	.1393	.748	.532	.0116	.0309	.2299	347	1.410	.220
1	13	.095	.2463	.1963	.1466	.666	.560	.0107	.0285	.2340	384	1.339	.196
1	14	.083	.2679	.1963	.1529	.592	.584	.0098	.0262	.2376	418	1.284	.174
1	15	.072	.2884	.1963	.1587	.520	.606	.0089	.0238	.2410	450	1.238	.153
1	16	.065	.3019	.1963	.1623	.476	.620	.0083	.0221	.2433	471	1.210	.140
1	17	.058	.3157	.1963	.1660	.428	.634	.0076	.0203	.2455	492	1.183	.126
1	18	.049	.3339	.1963	.1707	.367	.652	.0067	.0178	.2484	521	1.150	.108
1	20	.035	.3632	.1963	.1780	.269	.680	.0050	.0134	.2532	567	1.103	.079
1 1/8	10	.134	.2892	.2291	.1589	1.061	.607	.0221	.0505	.2662	451	1.441	.312
1 1/8	12	.109	.3390	.2291	.1720	.891	.657	.0196	.0449	.2736	529	1.332	.262
1 1/8	13	.095	.3685	.2291	.1793	.792	.685	.0180	.0411	.2778	575	1.277	.233
1 1/8	14	.083	.3948	.2291	.1856	.704	.709	.0164	.0374	.2815	616	1.234	.207
1 1/8	16	.065	.4359	.2291	.1950	.561	.745	.0137	.0312	.2873	680	1.174	.165
1 1/8	18	.049	.4742	.2291	.2034	.432	.777	.0109	.0249	.2925	740	1.126	.127
1 1/8	20	.035	.5090	.2291	.2107	.313	.805	.0082	.0187	.2972	794	1.087	.092
1 1/2	8	.165	.3526	.2618	.1754	1.462	.670	.0392	.0784	.3009	550	1.493	.430
1 1/2	10	.134	.4208	.2618	.1916	1.237	.732	.0350	.0700	.3098	656	1.366	.364
1 1/2	11	.120	.4536	.2618	.1990	1.129	.760	.0327	.0654	.3140	708	1.316	.332
1 1/2	12	.109	.4803	.2618	.2047	1.037	.782	.0307	.0615	.3174	749	1.279	.305
1 1/2	13	.095	.5153	.2618	.2121	.918	.810	.0280	.0559	.3217	804	1.235	.270
1 1/2	14	.083	.5463	.2618	.2183	.813	.834	.0253	.0507	.3255	852	1.199	.239
1 1/2	15	.072	.5755	.2618	.2241	.714	.856	.0227	.0455	.3291	898	1.167	.210
1 1/2	16	.065	.5945	.2618	.2278	.649	.870	.0210	.0419	.3314	927	1.149	.191
1 1/2	18	.049	.6390	.2618	.2361	.496	.902	.0166	.0332	.3366	997	1.109	.146
1 1/2	20	.035	.6793	.2618	.2435	.360	.930	.0124	.0247	.3414	1060	1.075	.106
1 3/4	7	.180	.6221	.3272	.2330	2.057	.890	.0890	.1425	.3836	970	1.404	.605
1 3/4	8	.165	.6648	.3272	.2409	1.921	.920	.0847	.1355	.3880	1037	1.359	.565
1 3/4	10	.134	.7574	.3272	.2571	1.598	.982	.0741	.1186	.3974	1182	1.273	.470
1 3/4	11	.120	.8012	.3272	.2644	1.448	1.010	.0688	.1100	.4018	1250	1.238	.426
1 3/4	12	.109	.8365	.3272	.2702	1.329	1.032	.0642	.1027	.4052	1305	1.211	.391
1 3/4	13	.095	.8825	.3272	.2775	1.173	1.060	.0579	.0926	.4097	1377	1.179	.345
1 3/4	14	.083	.9229	.3272	.2838	1.033	1.084	.0521	.0833	.4136	1440	1.153	.304
1 3/4	16	.065	.9852	.3272	.2932	.823	1.120	.0426	.0682	.4196	1537	1.116	.242
1 3/4	18	.049	1.042	.3272	.3016	.629	1.152	.0334	.0534	.4250	1626	1.085	.185
1 3/4	20	.035	1.094	.3272	.3089	.456	1.180	.0247	.0395	.4297	1707	1.059	.134
2	10	.134	1.192	.3927	.3225	1.955	1.232	.1354	.1806	.4853	1860	1.218	.575
2	12	.109	1.291	.3927	.3356	1.618	1.282	.1159	.1546	.4933	2014	1.170	.476
2	14	.083	1.398	.3927	.3492	1.258	1.334	.0931	.1241	.5018	2181	1.124	.370
2	16	.065	1.474	.3927	.3587	.996	1.370	.0756	.1008	.5079	2299	1.095	.293
2 1/2	11	.120	2.433	.5236	.4608	2.410	1.760	.3144	.3144	.6660	3795	1.136	.709
2 1/2	14	.038	2.642	.5236	.4801	1.699	1.834	.2300	.2300	.6784	4121	1.090	.500
2 1/2	9	.148	3.815	.6540	.5770	3.719	2.204	.7592	.6074	.8332	5951	1.134	1.094

* Normas de la Tubular Exchanger Manufacturers Association, 5a ed., 1968 y 6a ed., 1978.

* Los pesos se basan en acero de bajo contenido de carbono con una densidad de 0.2833 lb/in³. Para otros metales, multiplíquese por los factores que siguen:

Aluminio	0.35	Latón de aluminio	1.06
Titanio	0.58	Níquel-cromo-hierro	1.07
Aceros inoxidables, AISI serie 400	0.99	Latón Admiralty	1.09
Aceros inoxidables, AISI serie 300	1.02	Níquel y cuproníquel	1.13
Bronce de aluminio	1.04	Cobre y cuproníquel	1.14

** Velocidad de líquido = $\frac{\text{lb por tubo por hora}}{\text{densidad relativa de agua a } C} \text{ en ft/s (densidad relativa de agua a } 16^{\circ}\text{C (60}^{\circ}\text{F) = 1.0) sp gr de agua}$

Tabla 15. Número de Orificios para tubo en el espejo. [1]

TABLA 11-3. Número de orificios para tubo en el espejo* A. Tubos de 5/8 de in de diámetro exterior, con paso cuadrado de 13/16 de in

Diámetro interno de la coraza		TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	2	4	6
203	8	55	48	34	24	52	40	32
254	10	88	78	62	56	90	80	74
305	12	140	138	112	100	140	128	108
337	13½	178	172	146	136	180	164	148
387	15½	245	232	208	192	246	232	216
438	17½	320	308	274	260	330	312	292
489	19½	405	392	352	336	420	388	368
540	21½	502	484	442	424	510	488	460
591	23½	610	584	536	508	626	596	562
635	25	700	676	618	600	728	692	644
686	27	843	812	742	716	856	816	780
737	29	970	942	868	840	998	956	920
787	31	1127	1096	1014	984	1148	1108	1060
838	33	1288	1250	1172	1148	1318	1268	1222
889	35	1479	1438	1330	1308	1492	1436	1388
940	37	1647	1604	1520	1480	1684	1620	1568
991	39	1840	1794	1700	1664	1882	1816	1754
1067	42	2157	2112	2004	1968	2196	2136	2068
1143	45	2511	2458	2326	2288	2530	2464	2402
1219	48	2865	2808	2686	2656	2908	2832	2764
1372	54	3656	3600	3462	3404	3712	3624	3556
1524	60	4538	4472	4310	4256	4608	4508	4426

B. Tubos de 3/4 de in de diámetro exterior con paso triangular de 15/16 de in

Diámetro interno de la coraza		TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
254	10	85	72	52	50	60	62	52	44	64	52	52
305	12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
337	13½	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
387	15½	204	192	166	168	183	168	146	136	180	160	148
438	17½	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
489	19½	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
540	21½	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334
591	23½	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
635	25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
686	27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
737	29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668
787	31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
838	33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904
889	35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008
940	37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152
991	39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290
1067	42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524
1143	45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770
1219	48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044
1372	54	2861	2804	2682	2660	2730	2684	2574	2536	2748	2680	2628
1524	60	3527	3476	3360	3300	3395	3346	3228	3196	3420	3340	3286
1676	66	4292	4228	4088	4044							
1829	72	5116	5044	4902	4868							
1981	78	6034	5964	5786	5740							
2134	84	7005	6934	6766	6680							
2286	90	8093	7998	7832	7708							
2438	96	9203	9114	8896	8844							
2743	108	11696	11618	11336	11268							
3048	120	14459	14378	14080	13984							

Tabla 15. Número de Orificios para tubo en el espejo. [1]

TABLA 11-3. Número de orificios para tubo en el espejo* -(Continúa) C. Tubos de 3/4 de in de diámetro exterior, con paso cuadrado de 1 in

Diámetro interno de la coraza		TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	2	4	6
203	8	28	26	16	12	28	24	12
254	10	52	48	44	24	52	44	32
305	12	80	76	66	56	78	72	70
337	13½	104	90	70	80	96	92	90
387	15½	136	128	128	114	136	132	120
438	17½	181	174	154	160	176	176	160
489	19½	222	220	204	198	224	224	224
540	21½	259	272	262	260	284	280	274
591	23½	345	332	310	308	348	336	328
635	25	398	386	366	344	408	392	378
686	27	477	456	432	424	480	468	460
737	29	554	532	510	496	562	548	530
787	31	637	624	588	576	648	636	620
838	33	730	712	682	668	748	728	718
889	35	828	812	780	760	848	820	816
940	37	937	918	882	872	952	932	918
991	39	1048	1028	996	972	1056	1044	1020
1067	42	1224	1200	1170	1140	1244	1224	1212
1143	45	1421	1394	1350	1336	1436	1408	1398
1219	48	1628	1598	1548	1536	1640	1628	1602
1372	54	2096	2048	2010	1992	2108	2084	2068
1524	60	2585	2552	2512	2476	2614	2584	2558

D. Tubos de 3/4 de in de diámetro exterior con paso triangular de 1 in

Diámetro interno de la coraza		TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	42	40	26	24	31	26	16	12	32	24	24
254	10	73	66	52	44	56	48	42	40	52	48	40
305	12	109	102	88	80	88	78	62	68	84	76	74
337	13½	136	128	112	102	121	106	94	88	110	100	98
387	15½	183	172	146	148	159	148	132	132	152	140	136
438	17½	237	228	208	192	208	198	182	180	206	188	182
489	19½	295	282	258	248	258	250	228	220	226	248	234
540	21½	361	346	318	320	320	314	290	276	330	316	296
591	23½	438	416	382	372	400	384	352	336	400	384	356
635	25	507	486	448	440	450	442	400	392	472	440	424
686	27	592	574	536	516	543	530	488	468	554	528	502
737	29	692	668	632	604	645	618	574	556	648	616	588
787	31	796	774	732	708	741	716	666	648	744	716	688
838	33	909	886	836	812	843	826	760	740	852	816	788
889	35	1023	1002	942	920	950	930	878	856	974	932	908
940	37	1155	1124	1058	1032	1070	1052	992	968	1092	1056	1008
991	39	1277	1254	1194	1164	1209	1184	1122	1096	1224	1180	1146
1067	42	1503	1466	1404	1372	1409	1378	1314	1296	1434	1388	1350
1143	45	1726	1690	1622	1588	1635	1608	1536	1504	1652	1604	1560
1219	48	1964	1936	1870	1828	1887	1842	1768	1740	1894	1844	1794
1372	54	2519	2466	2380	2352	2399	2366	2270	2244	2426	2368	2326
1524	60	3095	3058	2954	2928	2981	2940	2932	2800	3006	2944	2884
1676	66	3769	3722	3618	3576							
1829	72	4502	4448	4324	4280							
1981	78	5309	5252	5126	5068							
2134	84	6162	6108	5964	5900							
2286	90	7103	7040	6898	6800							
2438	96	8093	8026	7848	7796							
2743	108	10260	10206	9992	9940							
3048	120	12731	12648	12450	12336							

Tabla 15. Número de Orificios para tubo en el espejo. *Continuación* [1]**TABLA 11-3. Número de orificios para tubo en el espejo*** -(Continúa) E. Tubos de 1 in de diámetro exterior, con paso cuadrado de 1 1/4 de in

Diámetro interno de la coraza		TEMA P o S				TEMA U		
		Número de pasos				Número de pasos 6		
mm	in	1	2	4	6	2	4	6
203	8	17	12	8	12	14	8	6
254	10	30	30	16	18	30	24	12
305	12	52	48	42	24	44	40	32
337	13½	61	56	52	50	60	48	44
387	15½	85	78	62	64	80	72	74
438	17½	108	108	104	96	104	100	100
489	19½	144	136	130	114	132	132	120
540	21½	173	166	154	156	172	168	148
591	23½	217	208	194	192	212	204	198
635	25	252	240	230	212	244	240	230
686	27	296	280	270	260	290	284	274
737	29	345	336	310	314	340	336	328
787	31	402	390	366	368	400	384	372
838	33	461	452	432	420	456	444	440
889	35	520	514	494	484	518	504	502
940	37	588	572	562	548	584	576	566
991	39	661	640	624	620	664	644	640
1067	42	776	756	738	724	764	748	750
1143	45	900	882	862	844	902	880	862
1219	48	1029	1016	984	972	1028	1008	1004
1372	54	1310	1296	1268	1256	1320	1296	1284
1524	60	1641	1624	1598	1576	1634	1616	1614

F. Tubos de 1 in de diámetro exterior con paso triangular de 1 1/4 de in

Diámetro interno de la coraza		TEMA L O M				TEMA P o S				TEMA U		
		Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
mm	in	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	27	26	8	12	18	14	8	12	14	12	6
254	10	42	40	34	24	33	28	16	18	28	24	24
305	12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40
337	13½	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52
387	15½	106	106	88	92	93	90	78	76	90	80	78
438	17½	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102
489	19½	183	176	150	152	159	152	132	136	152	140	136
540	21½	226	220	204	186	202	192	182	172	196	180	176
591	23½	268	262	236	228	249	238	216	212	242	224	216
635	25	316	302	274	272	291	278	250	240	286	264	246
686	27	375	360	336	324	345	330	298	288	340	320	300
737	29	430	416	390	380	400	388	356	348	400	380	352
787	31	495	482	452	448	459	450	414	400	456	436	414
838	33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486
889	35	645	622	586	576	596	584	548	536	596	572	548
940	37	729	712	662	648	672	668	626	608	668	636	614
991	39	808	792	744	732	756	736	704	692	748	728	700
1067	42	947	918	874	868	890	878	834	808	890	856	830
1143	45	1095	1068	1022	1000	1035	1008	966	948	1028	992	972
1219	48	1241	1220	1176	1148	1181	1162	1118	1092	1180	1136	1100
1372	54	1577	1572	1510	1480	1520	1492	1436	1416	1508	1468	1442
1524	60	1964	1940	1882	1832	1884	1858	1800	1764	1886	1840	1794
1676	66	2390	2362	2282	2260							
1829	72	2861	2828	2746	2708							
1981	78	3368	3324	3236	3216							
2134	84	3920	3882	3784	3736							
2286	90	4499	4456	4370	4328							
2438	96	5144	5104	4986	4936							
2743	108	6546	6494	6360	6300							
3048	120	8117	8038	7870	7812							

Tabla 15. Número de Orificios para tubo en el espejo. *Continuación***TABLA 11-3. Número de orificios para tubo en el espejo* - (Continúa) G. Tubos de 1 1/4 de in de diámetro exterior, con paso cuadrado de 1 9/16 de in**

Diámetro interno de la coraza		TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	2	4	6
203	8	12	12	4	0	4	4	6
254	10	21	12	8	12	8	8	12
305	12	29	28	16	18	26	20	12
337	13½	38	34	34	24	36	28	15
387	15½	52	48	44	48	44	44	32
438	17½	70	66	56	50	60	60	56
489	19½	85	84	70	80	82	76	79
540	21½	108	108	100	96	100	100	100
591	23½	136	128	128	114	128	120	120
635	25	154	154	142	136	154	148	130
686	27	184	180	158	172	176	172	160
737	29	217	212	204	198	212	204	198
787	31	252	248	234	236	242	240	234
838	33	289	276	270	264	280	280	274
889	35	329	316	310	304	324	312	308
940	37	372	368	354	340	358	352	350
991	39	420	402	402	392	408	400	392
1067	42	485	476	468	464	480	476	464
1143	45	565	554	546	544	558	548	550
1219	48	653	636	628	620	644	628	632
1372	54	837	820	812	804	824	808	808
1524	60	1036	1028	1012	1008	1028	1016	1008

H. Tubos de 1 1/4 de in de diámetro exterior con paso triangular de 1 9/16 de in

Diámetro interno de la coraza		TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	15	10	8	12	13	10	4	0	6	4	6
254	10	27	22	16	12	18	20	8	12	14	12	12
305	12	38	36	26	24	33	26	26	18	28	20	18
337	13½	55	44	42	40	38	44	34	24	34	28	30
387	15½	66	64	52	50	57	58	48	44	52	48	40
438	17½	88	82	78	68	81	72	62	68	72	68	64
489	19½	117	106	98	96	100	94	86	80	90	84	78
540	21½	136	134	124	108	126	120	116	102	118	112	102
591	23½	170	164	146	148	159	146	132	132	148	132	120
635	25	198	188	166	168	183	172	150	148	172	160	152
686	27	237	228	208	192	208	206	190	180	200	188	180
737	29	268	266	242	236	249	238	224	220	242	228	216
787	31	312	304	284	276	291	282	262	256	282	264	250
838	33	357	346	322	324	333	326	298	296	326	308	292
889	35	417	396	372	364	372	368	344	336	362	344	336
940	37	446	446	422	408	425	412	394	384	416	396	384
991	39	506	490	472	464	478	468	442	432	472	444	428
1067	42	592	584	552	544	558	546	520	512	554	524	510
1143	45	680	676	646	632	646	634	606	596	636	624	592
1219	48	788	774	736	732	748	732	704	696	736	708	692
1372	54	1003	980	952	928	962	952	912	892	946	916	890
1524	60	1237	1228	1188	1152	1194	1182	1144	1116	1176	1148	1116
1676	66	1520	1496	1448	1424							
1829	72	1814	1786	1736	1724							
1981	78	2141	2116	2068	2044							
2134	84	2507	2470	2392	2372							
2286	90	2861	2840	2764	2744							
2438	96	3275	3246	3158	3156							
2743	108	4172	4136	4046	4020							
3048	120	5164	5128	5038	5000							

[1]

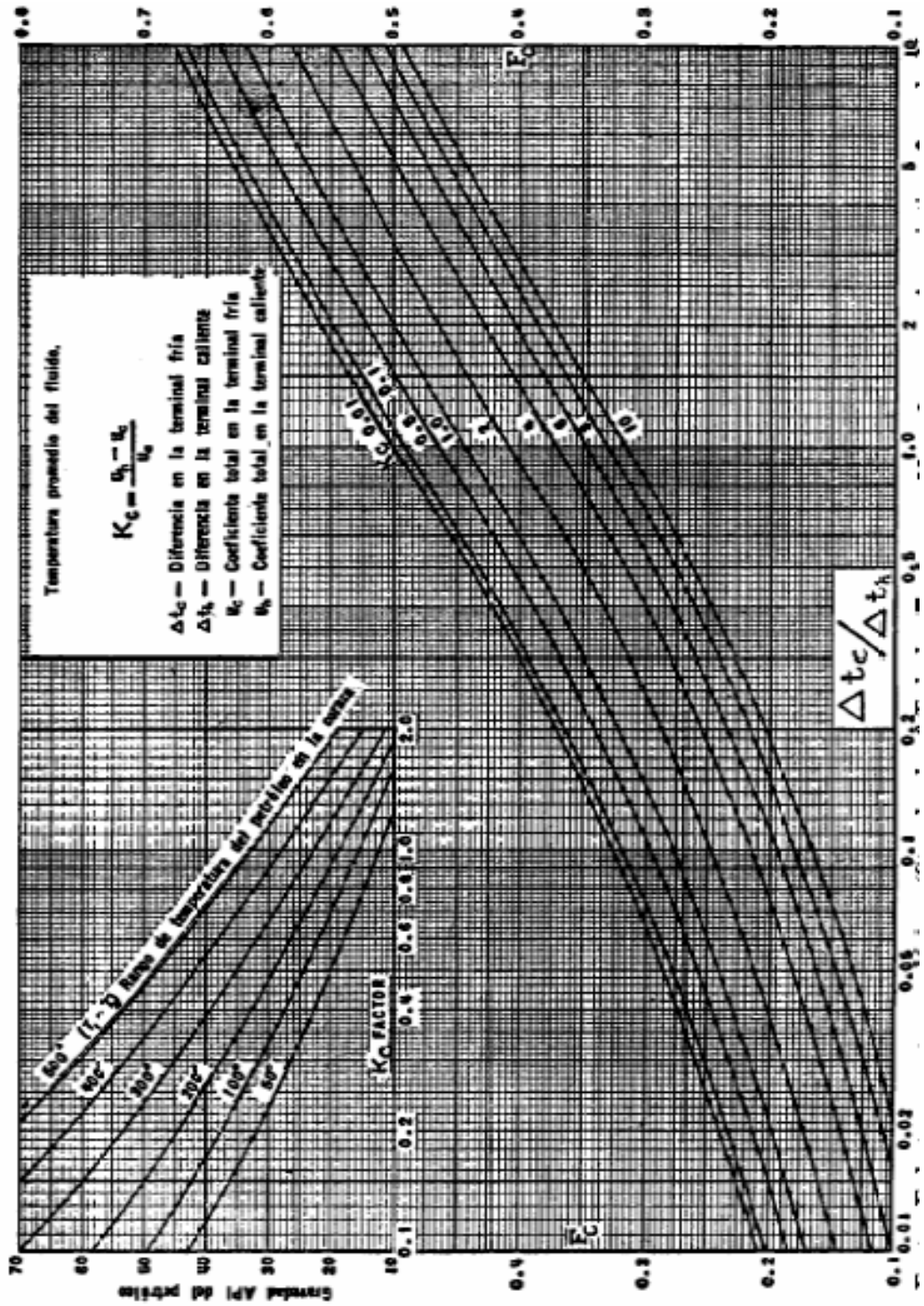


Figura 9. Factor F de Temperatura Calórica.¹⁹ [2]

¹⁹ Recuérdese que $^{\circ}API = \frac{141.5}{sg} - 131.5$ (Ec. 70)

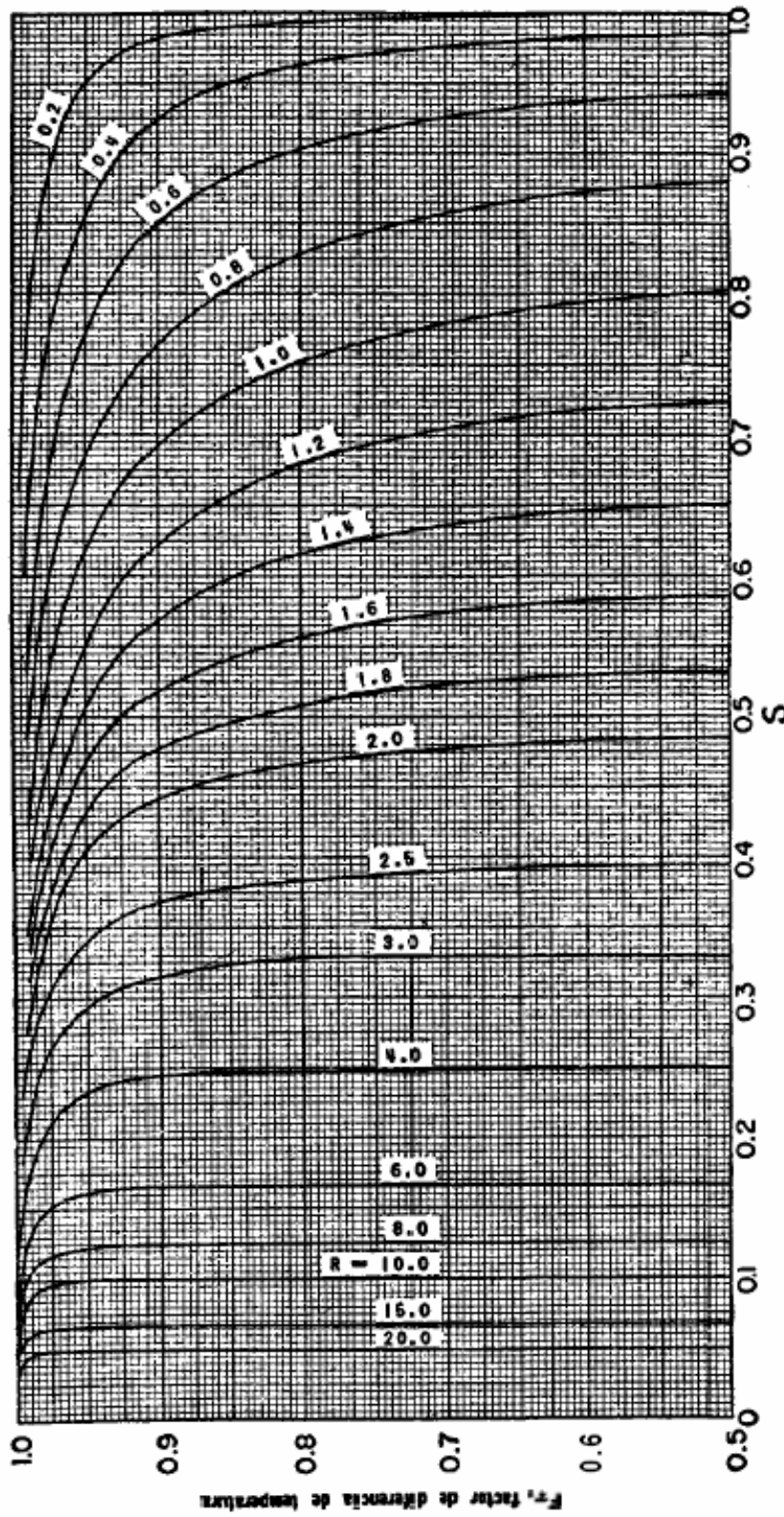


Figura 10. Factor F_T para Configuración 3:6 [2]

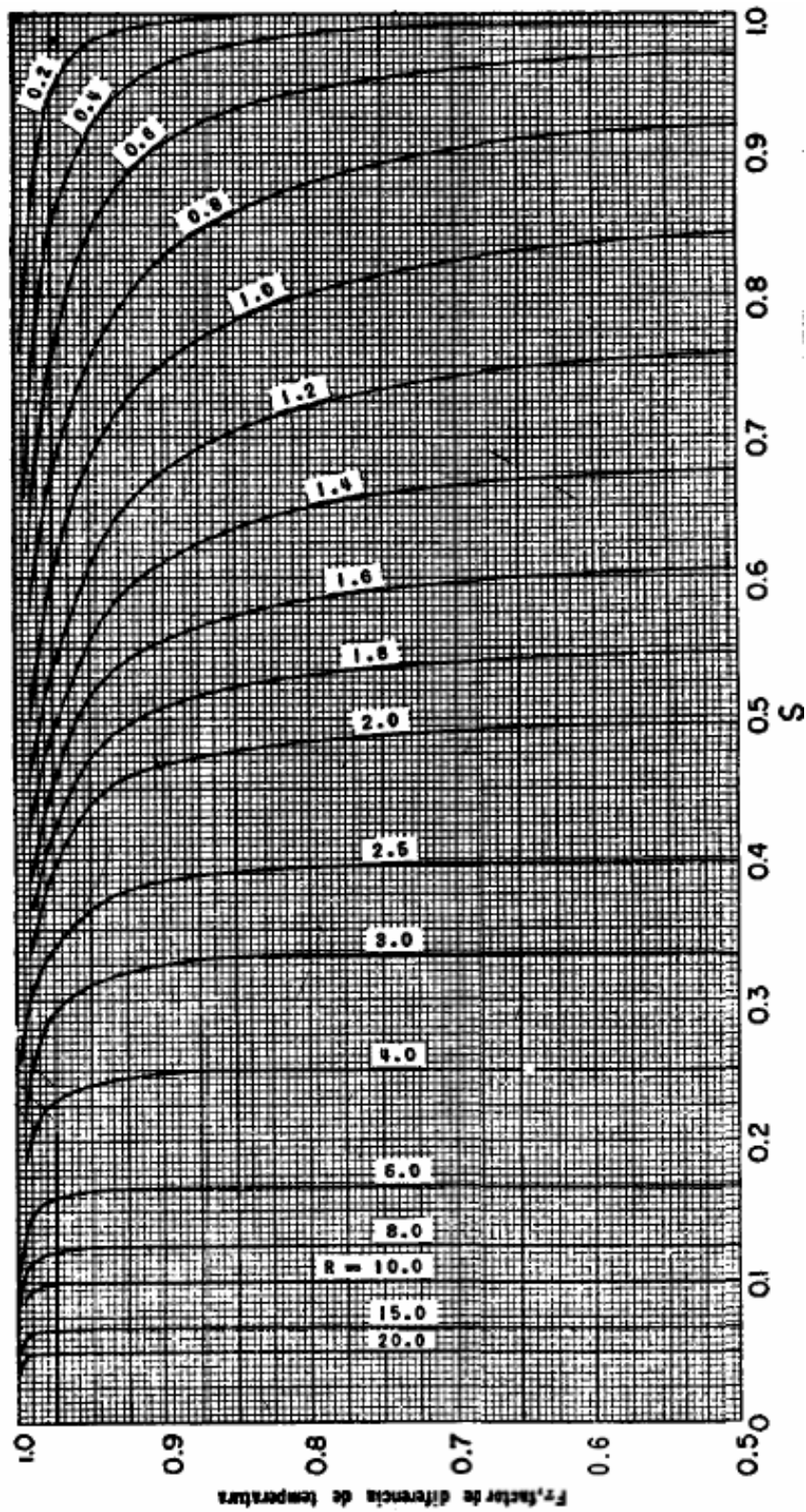


Figura 11. Factor F_T para Configuración 4:8 [2]

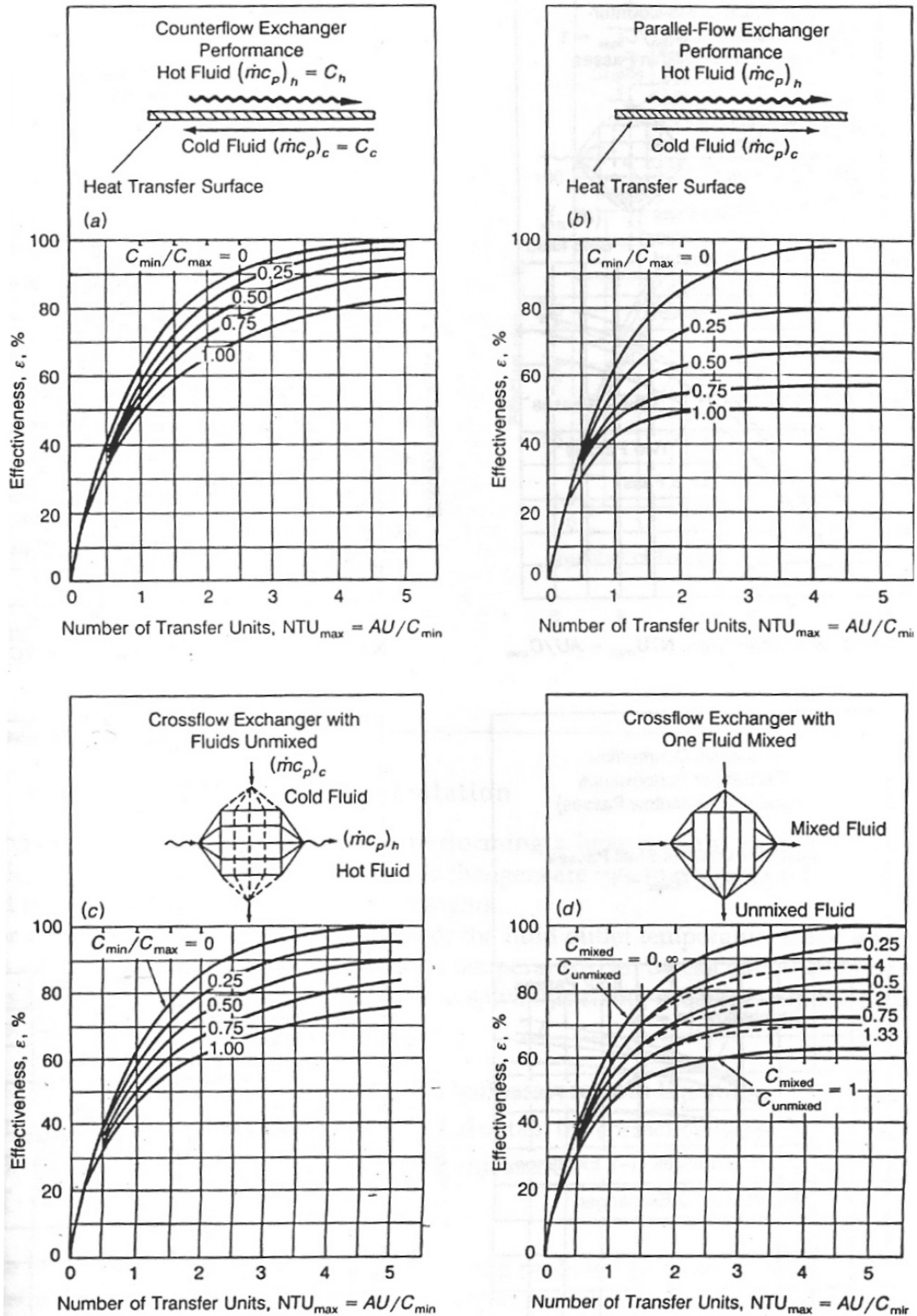


Figura 12. Efectividad vs. NTU para varios C^* en diversas configuraciones [3]

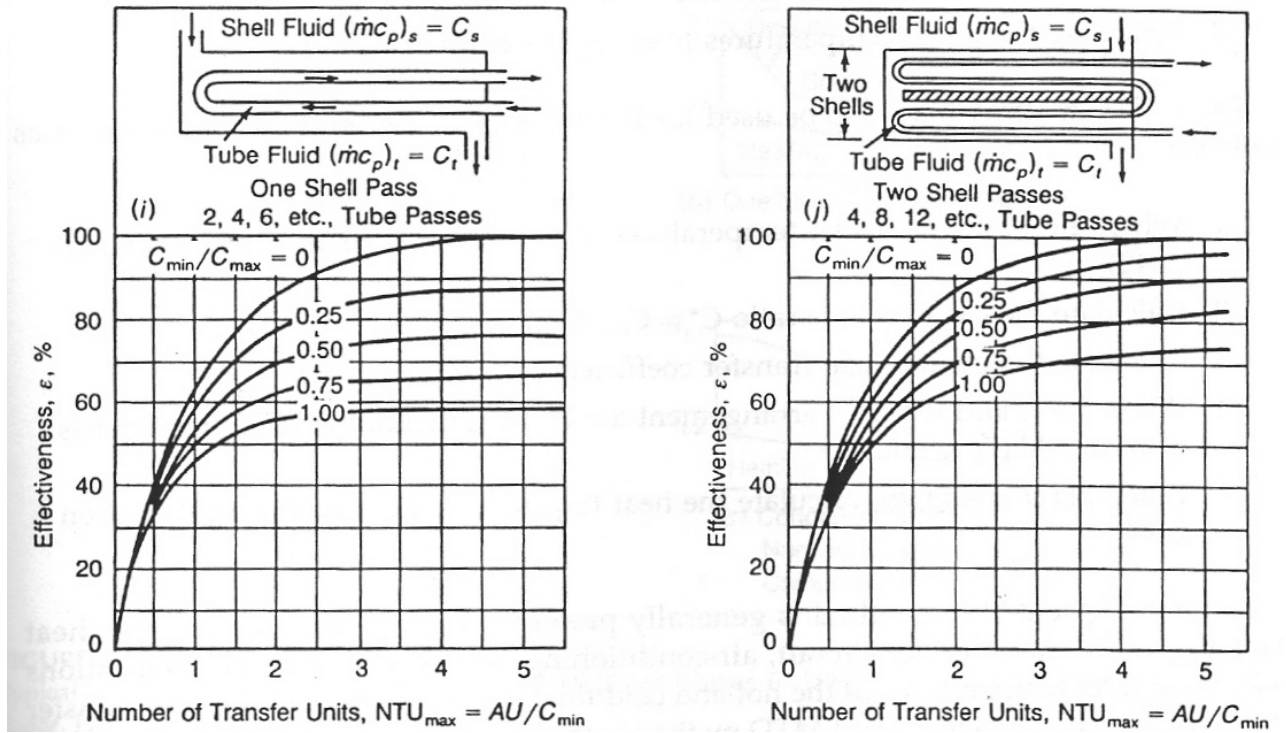


Figura 13. Efectividad vs. NTU para varios C^* en diversas configuraciones [3]