CAPÍTULO 1

INTERCAMBIADORES USADOS EN TRANSFERENCIA DE CALOR

1. Equipos de Transferencia de Calor.

Debido a la gran variedad de procesos en el que se utilizan los equipos de transferencia de calor, existen diferentes tipos de equipos que se conocen con éste nombre genérico; la forma de clasificarlos es muy diversa, pero se puede considerar la que lo hace de acuerdo a su tipo de construcción, como se enlista a continuación:

- Intercambiadores de doble tubo
- Intercambiadores de tipo evaporativo
- Intercambiadores de placa
- Intercambiadores de serpentín
- Intercambiadores de espiral
- Intercambiadores enfriados por aire
- Intercambiadores de coraza y tubos
- Intercambiadores de rotatorios

A continuación se hace una breve descripción de cada uno de los equipos enlistados:

1.1. Intercambiadores de doble tubo.

Son los equipos de transferencia de calor más sencillos que existen, y están formados por dos tubos concéntricos, como lo muestra la figura 1.1.

Las características favorables de éste equipo son su bajo costo, su simpleza de construcción y sus necesidades de mínimo mantenimiento. Sus desventajas son las de resultar de gran tamaño y no poder manejar fluidos a altas presiones. Una de sus principales aplicaciones se encuentra en el manejo de sustancias corrosivas.

1.2. Intercambiadores de tipo evaporativo.

Estos equipos pueden usarse como condensadores o enfriadores de gases. El fluido de enfriamiento es agua que se rocía sobre los tubos por los que en el interior circula el fluido a condensar o a enfriar. El calor transmitido produce la evaporación de agua, por lo que necesita de una reposición permanente. El uso de estos equipos se encuentra principalmente en pequeñas plantas de refrigeración. En la figura 1.2 se muestra una descripción esquemática del equipo.

1.3. Intercambiadores de placas.

Están formados por placas de espesores de 0.0635 a 0.127 cm, colocadas paralelamente y montadas en marcos fijos que a la vez actúan como repartidores y separadores de los fluidos manejados. La separación entre placas es del orden de 0.102 a 0.203 cm. En las figuras 1.3 y 1.4 se muestra esquemáticamente éste tipo de equipos.

Entre sus ventajas se pueden citar su facilidad de limpieza y su flexibilidad de modificar su superficie de transmisión de calor. Sus mayores aplicaciones se encuentran en las industrias alimenticias y farmacéuticas.

1.4. Intercambiadores de Serpentín.

Consiste en un serpentín colocado en un recipiente por el que circula agua de enfriamiento (figura 1.5).

Sus principales aplicaciones se hacen en el enfriamiento de gases a alta presión, y cuando se tiene interés en detectar fugas en forma sencilla.

1.5. Intercambiadores de espiral.

Están formados por placas enrolladas que mantienen los fluidos separados (figura 1.6); las placas se colocan en el interior de un recipiente cilíndrico, cerrado con tapas herméticas por ambos lados.

Los fluidos pueden circular de las siguientes formas:

- Ambos fluidos en espiral
- Un fluido en espiral y otro en forma axial
- Un fluido en forma axial y el otro en forma combinada (espiral y axial)

La ventaja de estos equipos es que pueden manejar cualquier tipo de fluido, incluyendo los que contienen sólidos en suspensión. Como desventaja se presenta la dificultad de limpieza. Sus aplicaciones son a presiones moderadas y principalmente en la industria maderera.

1.6. Intercambiadores enfriados por aire.

Están compuestos por un haz de tubos aletados externamente, montados sobre dos cabezales que hacen las funciones de distribuidor y colector de fluido. Otro elemento primordial son los ventiladores que forzan la circulación del aire a través de los tubos aletados. Se conocen dos tipos: de tiro forzado y de tiro inducido.

1.6.1. Intercambiadores enfriados por aire de tiro forzado.

Se muestra en la figura 1.7, y su característica principal es que los ventiladores se encuentran colocados antes del paso del aire por los tubos.

1.6.2. Intercambiadores enfriados por aire de tiro inducido.

Se muestran en la figura 1.8, y su arreglo característico es que los ventiladores se encuentran colocados después del paso del aire por los tubos.

La ventaja de estos equipos es que pueden usarse en lugares en los que el agua es escasa o su tratamiento químico resulta muy costoso. Como desventaja se puede señalar su alto costo de adquisición.

1.7. Intercambiadores de carcaza y tubos.

Están compuestos por un haz de tubos contenidos en el interior de una carcaza. sus elementos principales son (figura 1.9):

a) Haz de tubos
b) Espejos de tubos
c) Cabezales
d) Deflectores
e) Carcaza

Estos equipos tienen la ventaja de ser compactos, y de soportar presiones tan altas o mayores a 400 atm. Sin lugar a dudas es el intercambiador de calor de mayor uso en la industria; los fluidos que pueden manejar son gases o líquidos, incluyendo cambios de fase. También resultan ser los equipos más estudiados y sobre los que existe una normalización como es el TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

1.8. Intercambiadores rotatorios.

La matriz metálica entra en contacto de manera alterada, con las corrientes de gases calientes y fríos, intercambiando calor de esta forma.

Como ventajas de estos equipos se pueden señalar que son muy compactos; a igual superficie de transmisión de calor resultan ser los menos caros, y la dirección alternada de los fluidos evita las incrustaciones.

Como principal desventaja se considera la pequeña mezcla de gases que no es posible evitar.

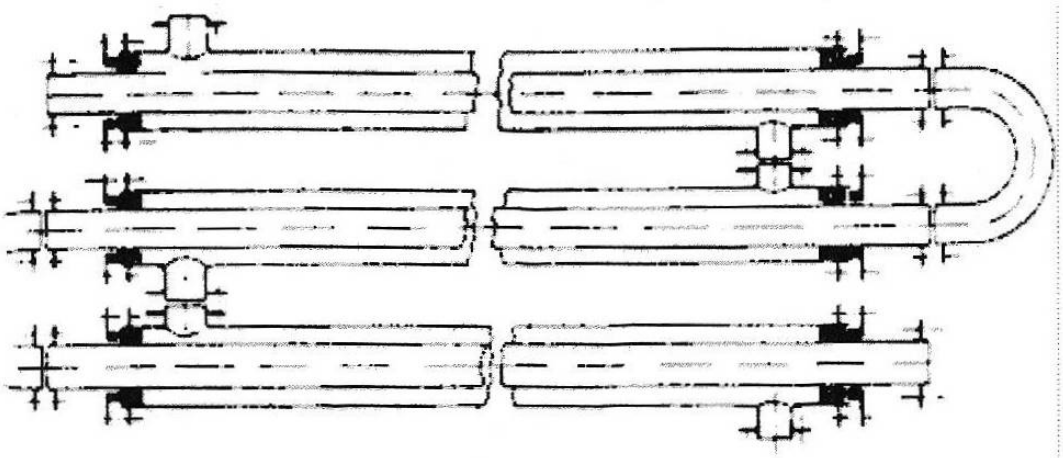


Figura 1.1. Cambiador de calor de doble tubo

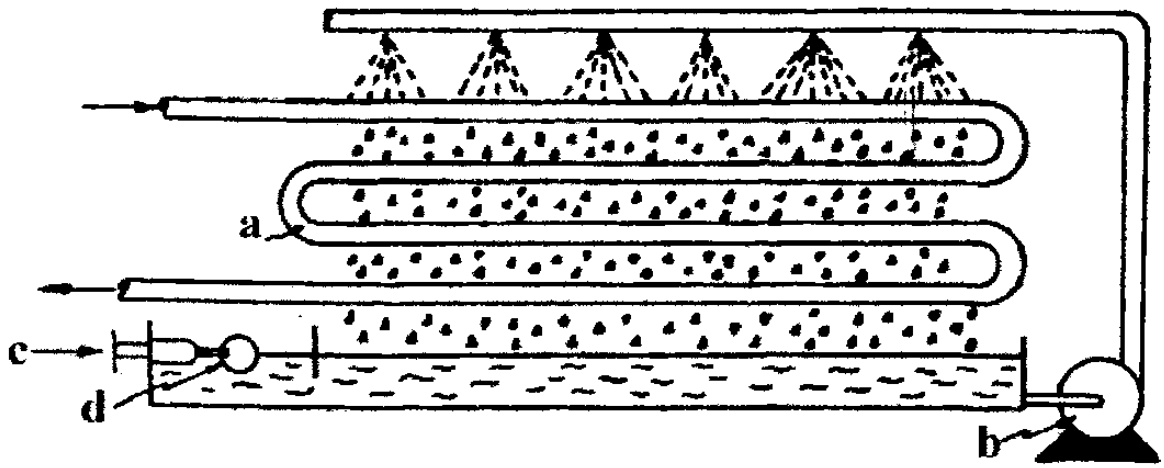


Figura 1.2. Cambiador de calor de tipo evaporativo
a. Fluido a enfriar
b. Bomba de circulación
c. Alimentación de agua
d. Válvula de flotador

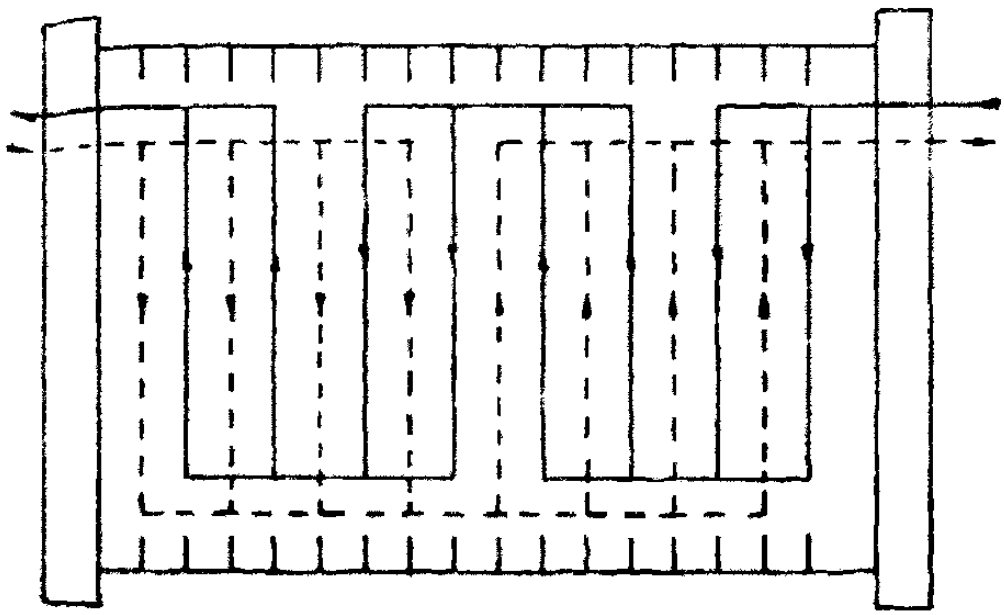


Figura 1.3. Diagrama de un cambiador de placas

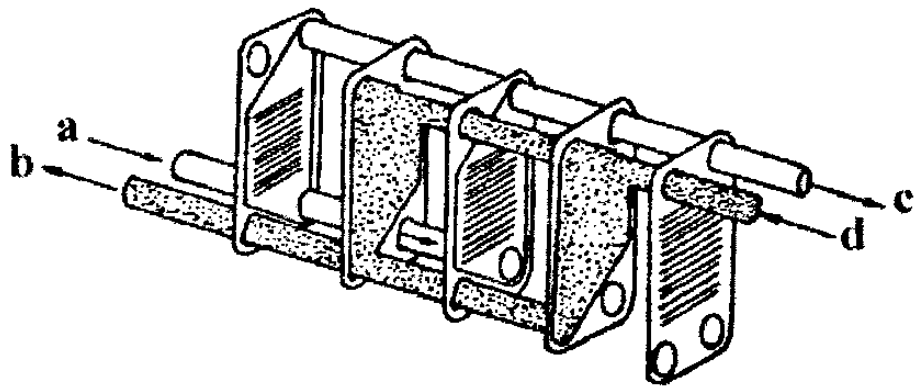


Figura 1.4. Representación esquemática de un intercambiador de calor tipo placa.

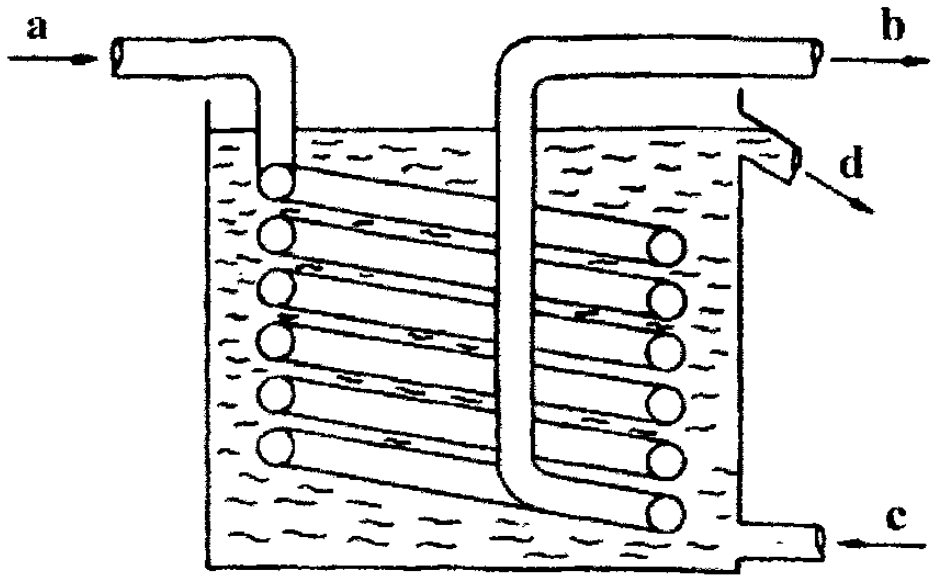


Figura 1.5. Cambiador de calor de serpentín
a. Entrada de gas
b. Salida de gas
c. Entrada de agua
d. Salida de agua

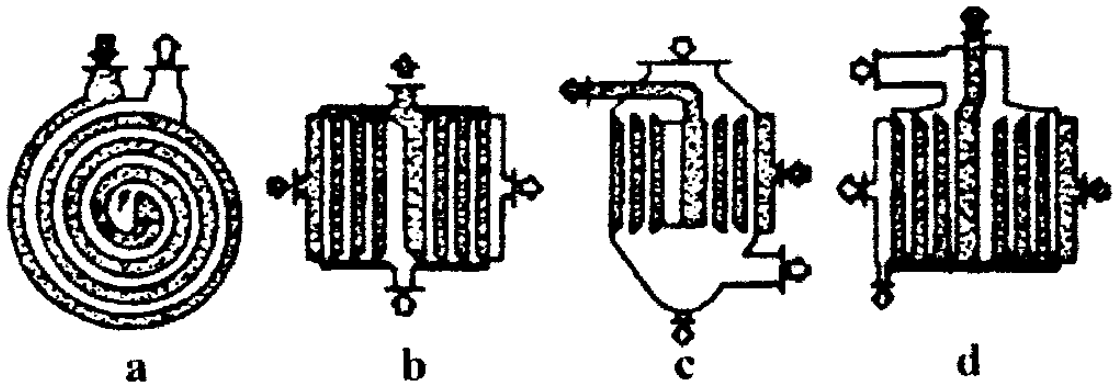


Figura 1.6. Cambiador de calor de espiral

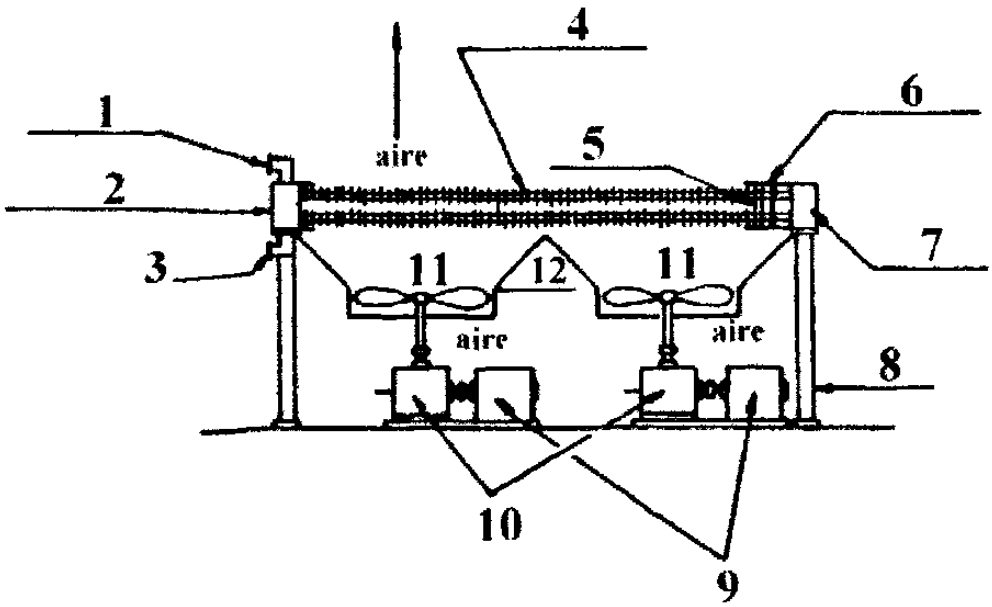


Figura 1.7. Cambiador de calor enfriado por aire de tiro forzado

1. Entrada de fluido caliente
2. Cabezal fijo
3. Salida de fluido caliente
4. Tubos aletados
5. Soporte de tubos
6. Soporte de canales
7. Cabezal flotante
8. Soporte
9. Motor
10. Reductor de velocidad
11. Ventilador
12. Tiro

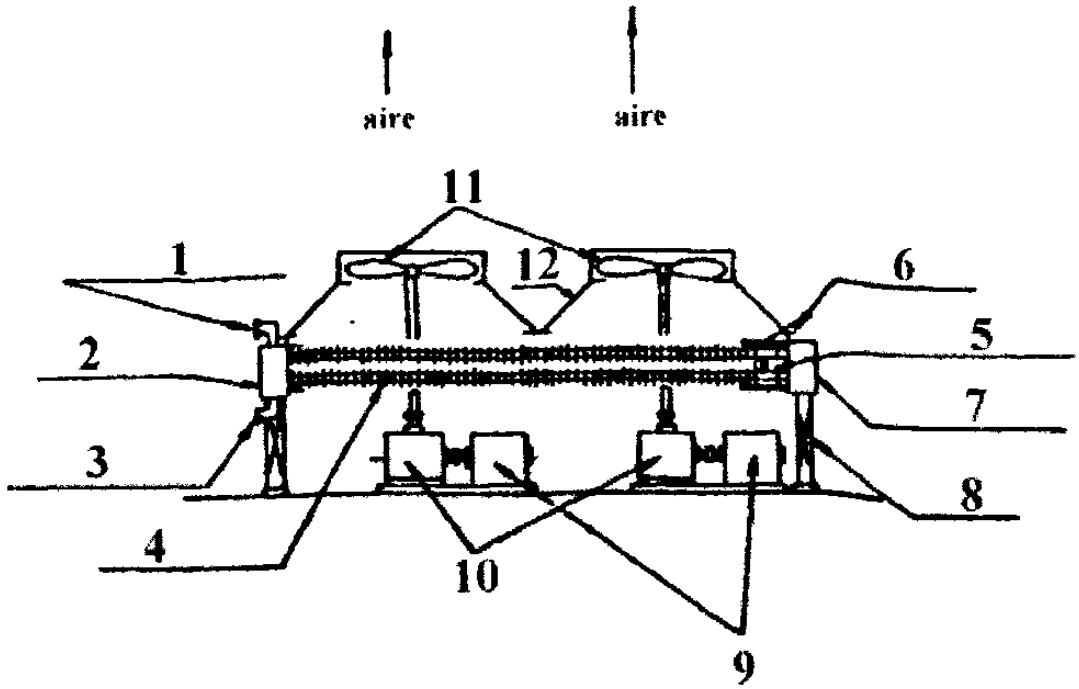


Figura 1.8. Cambiador de calor enfriado por aire de tiro inducido

1. Entrada de fluido caliente
2. Cabezal fijo
3. Salida de fluido caliente
4. Tubos aletados
5. Soporte de tubos
6. Soporte de canales
7. Cabezal flotante
8. Soporte
9. Motor
10. Reductor de velocidad
11. Ventilador
12. Tiro

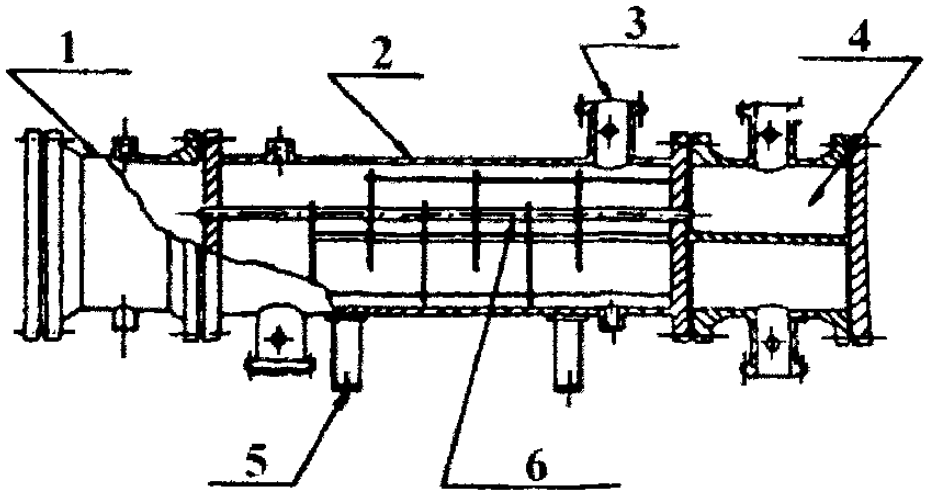


Figura 1.9. Intercambiador de calor de carcaza y tubos tipo MEM

1. Cabezal de retorno
2. Carcaza
3. Boquilla
4. Cabezal de entrada
5. Soporte
6. Haz de tubos

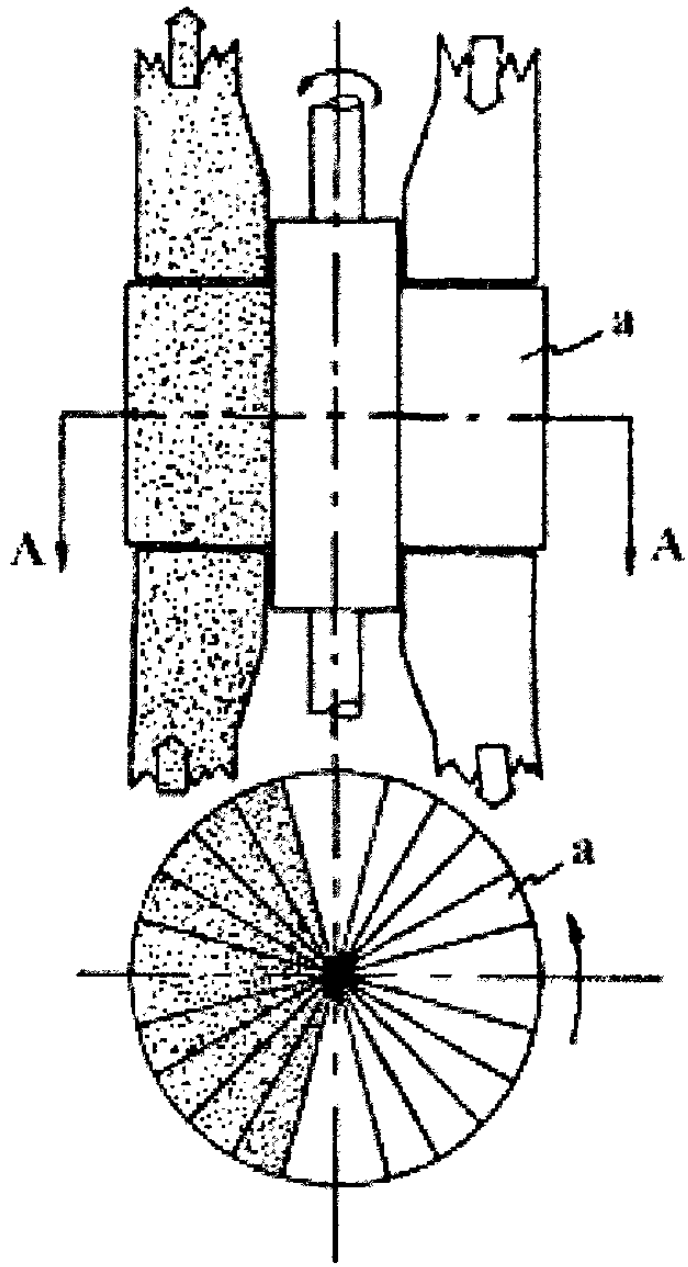


Figura 1.10. Cambiador de calor rotatorio Ljungstrom

CAPÍTULO 2

RESULTADOS DE UN DISEÑO TÉRMICO

El diseño térmico de los equipos de transferencia de calor hace uso de los principios fundamentales de la Termodinámica, de la Transferencia de calor y de la Mecánica de los Fluidos. Aquí solo se presentan los principales resultados, de acuerdo a los Métodos de la diferencia media logarítmica de temperaturas y el de efectividad - NUT.

2.1. Ecuación Básica.

El flujo térmico de calor transferido de un fluido a otro a través de la superficie de transferencia de calor es :

$$\mathring{Q} = AU\Delta Tm \tag{2.1}$$

Siendo:

$\mathring{Q}$: Flujo térmico transferido [W] o [Btu/h]

A : Superficie de transferencia de calor [m^2] o [pie^2]

U : Coeficiente global de transferencia de calor [W/m^2-°F] o [Btu/h-pie^2F]

ΔTm : Diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos [°C] o [°F]

2.2. Flujo Térmico Transferido.

Se refiere al flujo térmico cedido por el fluido caliente y ganado por el fluido frío. El cálculo correspondiente se hace con las siguientes ecuaciones:

$$\mathring{Q} = \mathring{M}\, C(T_1 - T_2) \tag{2.2}$$

$$\mathring{Q} = \mathring{m}\, c(t_1 - t_2) \tag{2.3}$$

La ecuación (2.2) se refiere al flujo térmico cedido por el fluido caliente, y la ecuación (2.3) se refiere al flujo térmico ganado por el fluido frío. El significado de las literales en esas ecuaciones es el siguiente:

$\mathring{M}$: Gasto másico de fluido caliente [kg/s] o [lb/h]

$\mathring{m}$: Gasto másico del fluido frío [kg/s] o [lb/h]

C : Calor especifico del fluido caliente [kJ/kg-°C] o [Btu/lb-°F]

c : Calor especifico del fluido frío [kJ/kg-°C] o [Btu/lb-°F]

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente [°C] o [°F]

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío [°C] o [°F]

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente [°C] o [°F]

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío [°C] o [°F]

2.3. Superficie de Transferencia de Calor.

Por medio de la ecuación (2.1) se obtiene la superficie de transferencia de calor necesaria para transferir el flujo térmico $\overset{\circ}{Q}$. El diseño térmico tiene como objetivo primordial el de calcular el área de esa superficie.

$$A = \overset{\circ}{Q} / U\Delta Tm \tag{2.4}$$

2.4. Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

Este coeficiente complicado de calcular porque deben tomarse en cuenta los mecanismos de convección de cada lado de la pared, así como las condiciones de ensuciamiento y las propiedades de conductividad térmica de los materiales que se usan como superficie de transmisión de calor, como se ilustra en la figura 2.1.

Haciendo referencia al lado del fluido caliente, el coeficiente global de transferencia de calor está dado por la ecuación:

$$U_1 = \frac{1}{\left[\frac{1}{\eta_1 h_1} + \mathrm{Re}_1 + \frac{l}{k}\frac{A_1}{Am} + \left(\mathrm{Re}_2 + \frac{1}{\eta_2 h_2}\right)\frac{A_1}{A_2}\right]} \tag{2.5}$$

Los diferentes términos que aparecen en la ecuación (2.5) son:

h_1 : Coeficiente de convección del lado caliente [W/m^2-°C] o [Btu/h-pie^2-°F]

h_2 : Coeficiente de convección del lado frío [W/m^2-°C] o [Btu/h-pie^2-°F]

Re_1 : Resistencia de ensuciamiento del lado caliente [m^2-°C/W] o [h-pie^2-°F/Btu]

Re_2 : Resistencia de ensuciamiento del lado frío [m^2-°C/W] o [h-pie^2-°F/Btu]

k : Conductividad térmica de la pared [W/m-°C] o [Btu/h-pie-°F]

A_1 : Superficie de transferencia de calor del lado caliente [m^2] o [pie^2]

A_2 : Superficie de transferencia de calor del lado frío [m^2] o [pie^2]

A_m : Superficie de transferencia de calor media [m^2] o [pie^2]

η_1 : Eficiencia de aletas (si las hay) del lado caliente

η_2 : Eficiencia de aletas (si las hay) del lado frío

l : Espesor de la pared

Para superficies sin aletas:

$$A_m \cong \frac{1}{2}(A_1 + A_2) \tag{2.6}$$

Para superficies aletadas:

$$A_m \cong \frac{1}{2}(\eta_1 A_1 + \eta_2 A_2) \tag{2.7}$$

Cuando no se dispone de elementos suficientes para calcular el coeficiente global de transferencia de calor de acuerdo con la ecuación (2.5), se pueden tomar en primera aproximación, valores típicos para diferentes aplicaciones, como se muestra en la tabla 2.1.

2.5. Diferencia Media logarítmica de Temperatura entre los Fluidos.

La diferencia media logarítmica de temperatura ΔTm que se requiere para hacer uso de las ecuaciones (2.1) o (2.4), corresponde a la diferencia equivalente promedio de temperaturas entre los fluidos dentro de los equipos de transferencia de calor.

La circulación de un fluido con respecto a otro puede ser muy variada, pero siempre resultará como una combinación de tres casos típicos:

a. Flujos en corrientes paralelas del mismo sentido
b. Flujos en corrientes paralelas en sentido contrario (cortacorriente)
c. Flujos en corrientes cruzadas

A continuación se presentan los valores de la diferencia media de temperatura para cada uno de los casos anteriores.

2.5.1. Flujos paralelos del mismo sentido.

El diagrama correspondiente a ésta situación se muestra en la figura 2.2.

La diferencia media de temperaturas corresponde a la diferencia media logarítmica del mismo sentido:

$$\Delta Tm_s = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \tag{2.8}$$

2.5.2. Flujos en corrientes paralelas en contracorriente.

La distribución de temperaturas corresponde a la diferencia media logarítmica en contracorriente:

$$\Delta Tm_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \tag{2.9}$$

2.5.3. Flujos en corrientes sujetos cruzadas.

En la figura 2.4 se muestra la distribución de temperaturas para éste caso.

La diferencia media logarítmica de temperaturas correspondiente está dada por la ecuación:

$$\Delta Tm_{fc} = \omega(T_1 - t_1)$$

(2.10)

siendo $w = f(x, \psi)$

$$x = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \qquad \psi = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

y w se obtiene de la tabla 2.2.

2.5.4. Flujos Combinados

Generalmente, los flujos en equipos de transferencia de calor son más complicados a los señalados anteriormente, y por la misma razón, el cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas resulta muy complicada. El procedimiento que se sigue para su calculo es usar la diferencia media logarítmica del caso de contracorriente y aplicarle un factor de corrección F, que depende del tipo de equipo.

En las figuras 2.5 a la 2.10 se presentan algunas gráficas típicas que permiten el cálculo de F para los tipos de Intercambiadores de calor de coraza y tubos que se muestran.

Así :

$$\Delta Tm = F\Delta Tm_{cc} \tag{2.11}$$

En los casos mostrados, la nomenclatura de las temperaturas es la siguiente:

T_1 : Temperatura de entrada del fluido a la carcaza

t_1 : Temperatura de entrada del fluido de los tubos

T_2 : Temperatura de salida del fluido de la carcaza

t_2 : Temperatura de salida del fluido de los tubos

F : Está en función de los parámetros P y R que se conocen como eficiencia térmica y capacidad calorífica respectivamente, expresándose de la siguiente forma:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \tag{2.12}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \tag{2.13}$$

El cálculo de ΔTm_{cc} se hace partiendo de considerar que el equipo funciona en contracorriente pura.

2.6. Método Efectividad - Número de Unidades de Transferencia.

El método de análisis térmico justamente descrito, y a menudo conocido simplemente como el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas, es sumamente útil cuando todas las temperaturas de los fluidos en las entradas y en las salidas del intercambiador de calor conocidas, o cuando pueden fácilmente calcularse mediante balances de energía. En estas circunstancias la diferencia media logarítmica de temperaturas puede evaluarse sin ninguna dificultad, pudiéndose así determinar fácilmente el área de transferencia de calor requerida, o el flujo de calor transferido, o el coeficiente total de transferencia de calor.

Sin embargo, en algunas circunstancias las temperaturas de los fluidos en las salidas constituyen en sí las incógnitas en un intercambiador de calor dado, por lo que el análisis térmico mediante la diferencia media logarítmica de temperaturas es de naturaleza iterativa y requiere tanteos. En estos casos es más conveniente emplear un método de análisis térmico basado en la efectividad que tiene un intercambiador de calor dado para transferir energía. Este método se conoce como el método efectividad-número de unidades de transferencia (NUT), el cual se describirá a continuación.

Para este fin defínase la efectividad de un intercambiador de calor como:

$$\text{Efectividad} = \frac{\text{Flujo real de calor transferido}}{\text{Máximo flujo de calor que podría transferirse}}$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \qquad (2.14)$$

El flujo real de calor transferido en el intercambiador puede calcularse fácilmente mediante balances de energía en los fluidos caliente y frío. Así, para un intercambiador de calor con flujos en paralelo:

$$q = C_C\left(T_{C1} - T_{C2}\right) = C_f\left(T_{f2} - T_{f1}\right) \qquad (2.15)$$

Analógicamente, para el de flujos opuestos:

$$q = C_C\left(T_{C1} - T_{C2}\right) = C_f\left(T_{f1} - T_{f2}\right) \qquad (2.16)$$

Con el objeto de determinar el máximo flujo de calor que podría transferirse, considere el intercambiador de calor de flujos opuestos cuyos perfiles de temperatura se muestran en el esquema de la Figura 2.11, y en el que la producción de entropía puede hacerse mínima. Una inspección de la figura citada revela que el máximo flujo de calor podría transferirse si uno de los dos fluidos, el caliente o el frío, sufriera un cambio de temperatura igual a la máxima diferencia de temperatura existente en el intercambiador de calor. esta diferencia máxima corresponde justamente a la diferencia de temperaturas sería aquel que tuviera la capacidad calorífica C mínima entre los dos. Este valor debe ser el mínimo, puesto que un balance de energía requiere que el flujo de calor cedido por uno de los fluidos debe ser absorbido por el otro. Por consiguiente, el máximo flujo de calor que podría transferirse en un intercambiador está dado por la expresión,

$$q_{max} = C_{min}\left(T_{c,ent} - T_{f,ent}\right) \qquad (2.17)$$

Así, para un intercambiador de calor con flujos en paralelo en el que el fluido caliente o frío tiene la capacidad calorífica mínima,

$$\varepsilon_C = \frac{C_C\left(T_{C1} - T_{C2}\right)}{C_C\left(T_{C1} - T_{f1}\right)} = \frac{T_{C1} - T_{C2}}{T_{C1} - T_{f1}} \quad , \qquad C_C = C_{min} \tag{2.18}$$

$$\varepsilon_f = \frac{C_f\left(T_{f1} - T_{f2}\right)}{C_f\left(T_{f1} - T_{C1}\right)} = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{f1} - T_{C1}} \quad , \qquad C_f = C_{min} \tag{2.19}$$

En forma semejante, para un intercambiador de calor con flujos opuestos en que el fluido caliente o frío tiene la capacidad calorífica mínima,

$$\varepsilon_C = \frac{C_C\left(T_{C1} - T_{C2}\right)}{C_C\left(T_{C1} - T_{f2}\right)} = \frac{T_{C1} - T_{C2}}{T_{C1} - T_{f2}} \quad , \qquad C_C = C_{min} \tag{2.20}$$

$$\varepsilon_f = \frac{C_f\left(T_{f1} - T_{f2}\right)}{C_f\left(T_{f1} - T_{C2}\right)} = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{f1} - T_{C2}} \quad , \qquad C_f = C_{min} \tag{2.21}$$

Nótese que las efectividades ε_C y ε_f están relacionadas entre sí a través del cociente de capacidades caloríficas $C^* = C_{min}/C_{max}$. Por otra parte, la efectividad de temperaturas, sino una efectividad de temperaturas, sino una efectividad para transferir calor. Este parámetro depende del tamaño del intercambiador de calor o su área de transferencia, de la resistencia térmica entre ambos fluidos y de las capacidades caloríficas de los mismos. Estas variables pueden agruparse en forma adimensional a través del número de unidades de transferencia de calor en el intercambiador. Esto es,

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \tag{2.22}$$

A la luz de las variables anteriores es ahora conveniente establecer una relación entre la efectividad ε, el número de unidades de transferencia NUT y el cociente de capacidades caloríficas C^*. Una ventaja de una corrección de este tipo se evidenciaría en el hecho de

que, para una geometría dada de intercambiador de calor en la que se conocieran los flujos de masa de cada uno de los fluidos y sus correspondientes capacidades caloríficas, su área y el coeficiente total de transferencia de calor, las temperaturas de los fluidos a la descarga de éste podrían obtenerse fácilmente conociendo solamente las de entrada, sin tener que recurrir a ningún proceso tedioso de tanteos.

Tomando como ilustración a un intercambiador de calor de flujos en paralelo en el que arbitrariamente $C_C=Cmin$ - suposición que no tiene ninguna trascendencia en la generalización de los resultados -, la ecuación puede reescribirse como:

$$\ln - \frac{T_{C2} - T_{f2}}{T_{C1} - T_{f1}} = NUT(1 + C^*)$$

ó,

$$\frac{T_{C2} - T_{f2}}{T_{C1} - T_{f1}} = e - NUT(1 + C^*) \qquad (2.23)$$

Por otra parte combinando las ecuaciones 2.15 y 2.18 se obtiene que,

$$\frac{T_{C2} - T_{f2}}{T_{C1} - T_{f1}} = 1 - \varepsilon(1 + C^*) \qquad (2.24)$$

Sustituyendo esta última expresión en la Ecuación 2.23 se obtiene que, para un intercambiador de calor con flujos en paralelo,

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{NUT(1+C^*)}}{1 + C^*} \qquad (2.25)$$

La figura 2.11 muestra la Ecuación 2.25 en forma gráfica. En el caso en que $C^*=0$, el cual corresponde físicamente a un condensador o un evaporador, el valor asintótico de la

efectividad máxima es igual a 100%. En estas circunstancias la Ecuación 2.25 se reduce a:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad , \quad C^* = 0 \tag{2.26}$$

Por otra parte, en el caso en que ambos fluidos tengan la misma capacidad calorífica, es decir, $C^*=1$, la efectividad máxima del intercambiador de calor tiene como límite máximo un valor de 50%. En este caso la Ecuación 2.25 se reduce a:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-2NUT}}{2} \quad , \quad C^* = 1 \tag{2.27}$$

Mediante un análisis similar al descrito anteriormente puede mostrarse que, para un intercambiador de calor con flujos opuestos,

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NUT(1-C^*)}} \tag{2.28}$$

La figura 2.12 muestra en forma gráfica a la Ecuación 2.28. Nótese que para todos los valores del cociente C^* la efectividad tiende a la unidad (o 100%) cuando el número de unidades de transferencia es grande. Esta es una consecuencia directa, por supuesto, de la definición de la efectividad. En caso en que $C^*=0$ la ecuación 2.28 se reduce a:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad , \quad C^* = 0 \tag{2.29}$$

Analógicamente, cuando C*=1 la Ecuación 2.28 se simplifica a:

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad , \quad C^* = 1 \tag{2.30}$$

Obsérvese que, como era de esperarse, las ecuaciones 2.26 y 2.39 son idénticas.

Expresiones similares a las Ecuaciones 2.25 y 2.28 pueden desarrollarse para otras geometrías de intercambiadores de calor. Las figuras 2.11 a la 2.16 muestran ejemplos típicos de la variación de la efectividad como función del número de unidades de capacidades caloríficas, en distintos intercambiadores de calor.

Tabla 2.1. Valores aproximados de coeficiente global de transmisión de calor.

ENFRIADORES		
FLUIDO CALIENTE	**FLUIDO FRÍO**	**U: TOTAL***
Agua	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Metanol	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Amoniaco	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Soluciones acuosas	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Sustancias orgánicas ligeras	Agua	366-732 (75-150)
Sustancias orgánicas medias	Agua	244-610 (50-125)
Sustancias orgánicas pesadas	Agua	24-366 (5-75)
Gases	Agua	10-244 (2-50)
Agua	Salmuera	488-976 (100-200)
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	196-488 (40-100)
CALENTADORES		
Vapor de Agua	Agua	976-3416 (200-700)[4]
Vapor de Agua	Metanol	976-3416 (200-700)[4]
Vapor de Agua	Amoniaco	976-3416 (200-700)[4]
Vapor de Agua	Soluciones acuosas:	
	Menos 2.0 cp	976-3416 (200-700)
	Más de 2.0 cp	488-2440 (100-500)[4]
Vapor de Agua	Sustancias orgánicas ligeras	244-488 (50-100)
Vapor de Agua	Sustancias orgánicas medias	488-976 (100-200)
Vapor de Agua	Sustancias orgánicas pesadas	30-300 (6-60)
Vapor de Agua	Gases	24-244 (5-50)[6]

Tabla 2.1. (Continuación)

INTERCAMBIADORES		
FLUIDO CALIENTE	**FLUIDO FRÍO**	**U_1 : TOTAL ***
Agua	Agua	1220-2440 (250-500)[4]
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	1220-2440 (250-500)[4]
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	195-366 (40-73)
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	97-300 (20-60)
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	48-195 (10-40)
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	146-300 (30-60)
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	48-195 (10-40)

Notas:

* Kcal/hr-m^2-°C (BTU/hr pies^2 °F)

Nota: Para obtener U_1 en (W/m^2-K) multiplicar kcal/h-m^2-°C por 1.163.

1. Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 cp e incluyen: benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.
2. Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 cp e incluyen: kerosena, strawoil, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.
3. Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 cp e incluyen: gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible.
4. Factores de obstrucción 0.001.
5. Caída de presión de 1.472 a 2.018 kg/cm^2 (20 a 30 lbs/plg^2).
6. Estos valores están influenciados grandemente por la presión de operación.

Tabla 2.2. Valores para 1000 ω en función de χ y Ψ

χ \ Ψ	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
0.0	1000	947	893	836	781	721	657	586	502	386	0
0.1	947	893	840	786	729	670	605	533	448	336	0
0.2	893	840	786	734	677	617	552	480	398	292	0
0.3	836	786	734	682	625	565	502	430	348	247	0
0.4	781	729	677	625	569	513	449	378	300	206	0
0.5	721	670	617	565	513	456	394	326	251	167	0
0.6	657	605	552	502	449	394	334	271	201	128	0
0.7	586	533	480	430	378	326	271	213	151	89	0
0.8	502	446	398	348	300	251	201	151	100	52	0
0.9	388	336	292	247	206	167	128	80	52	22	0
1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

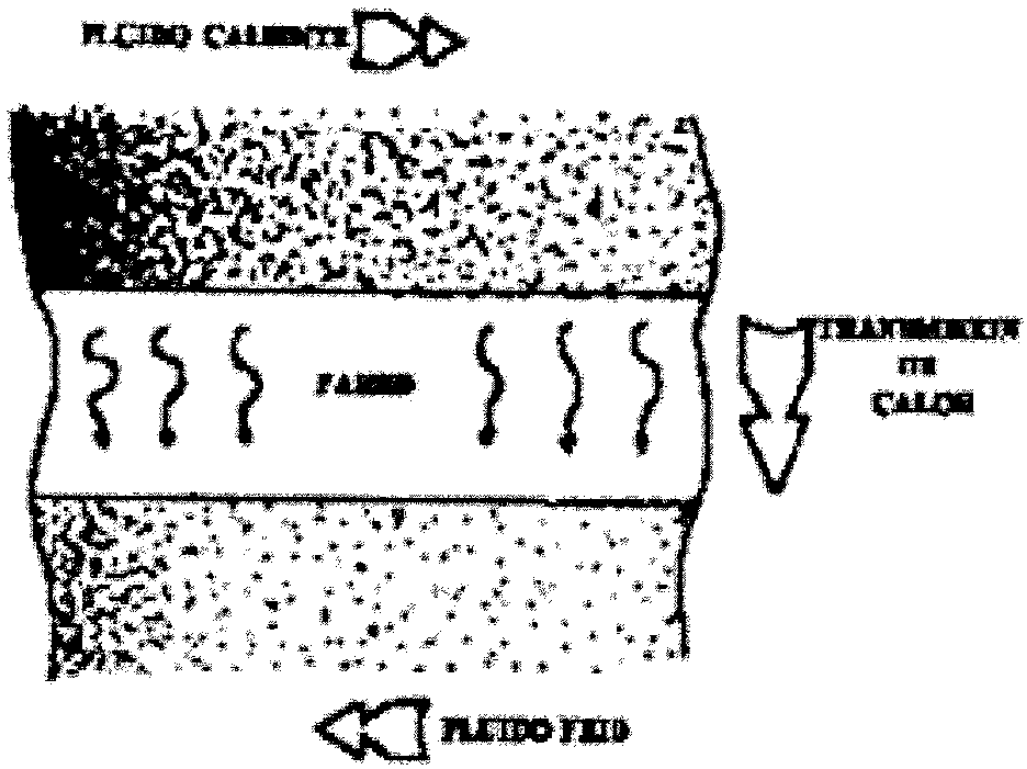


Figura 2.1. Transmisión de calor a través de una pared.

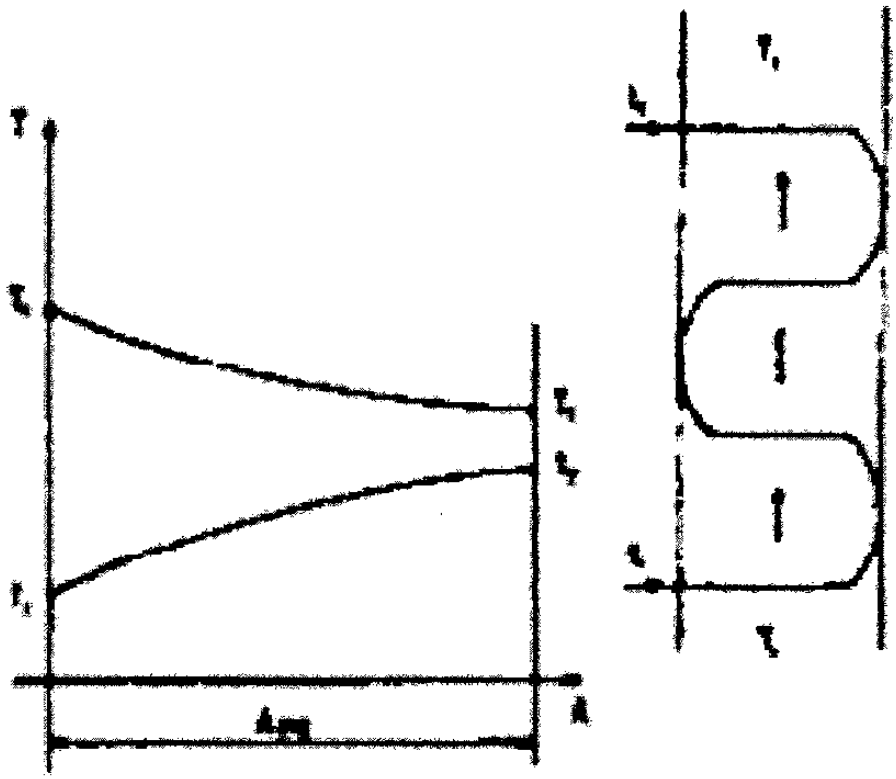


Figura 2.2. Diagrama de la distribución de temperaturas en flujos de paralelos del mismo sentido.

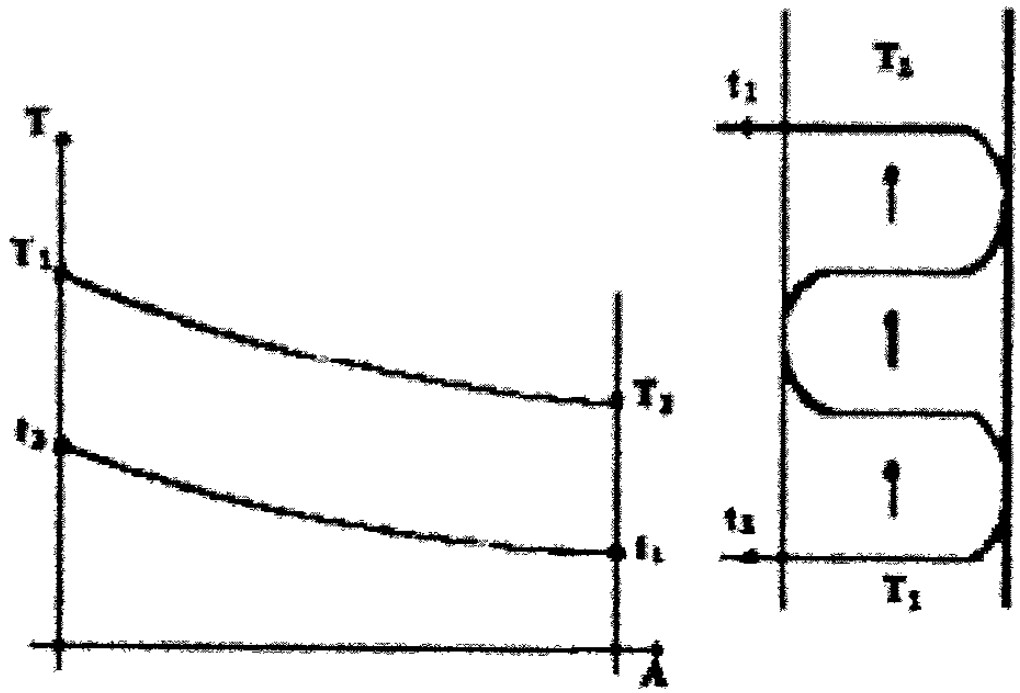


Figura 2.3. Diagrama de la distribución de temperaturas en flujos paralelos en contracorriente.

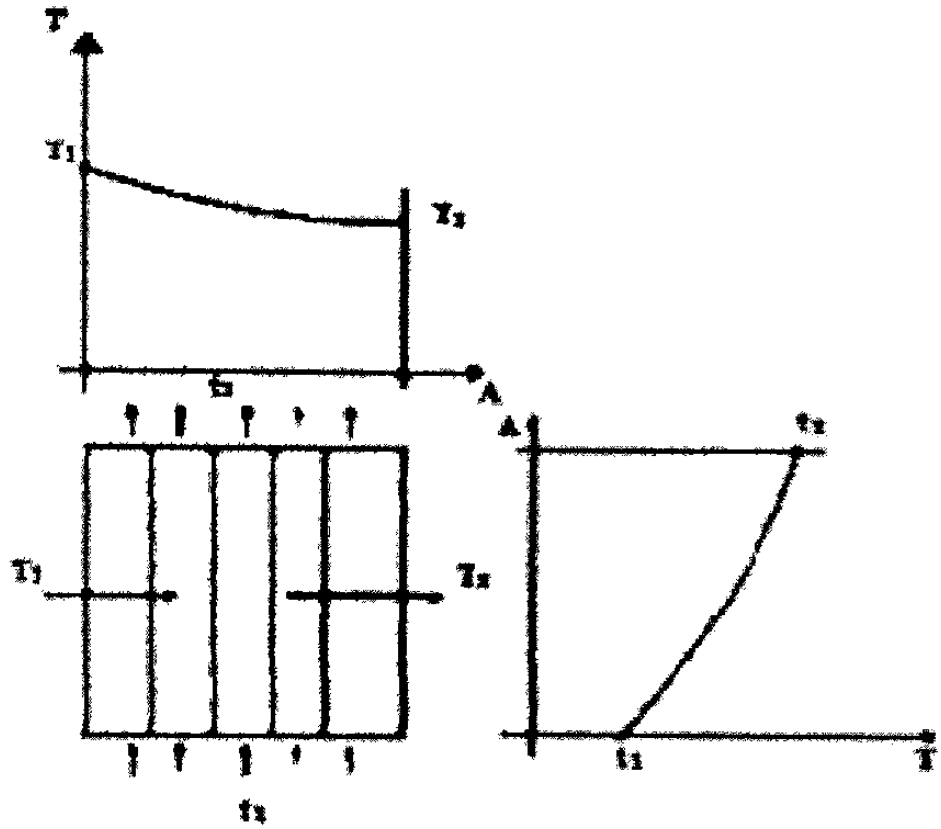
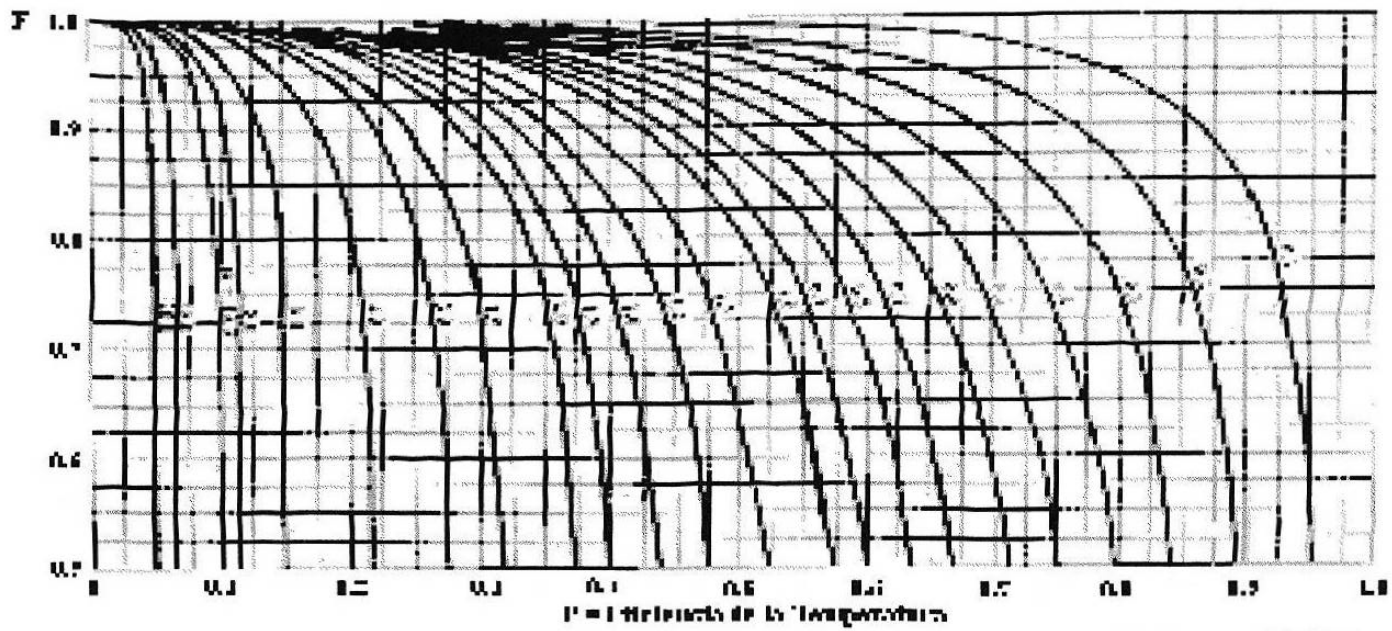


Figura 2.4. Diagrama de la distribución de temperaturas en flujos cruzados.



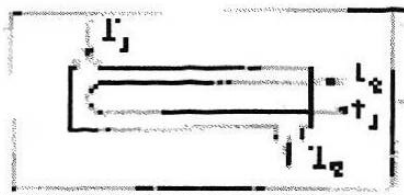
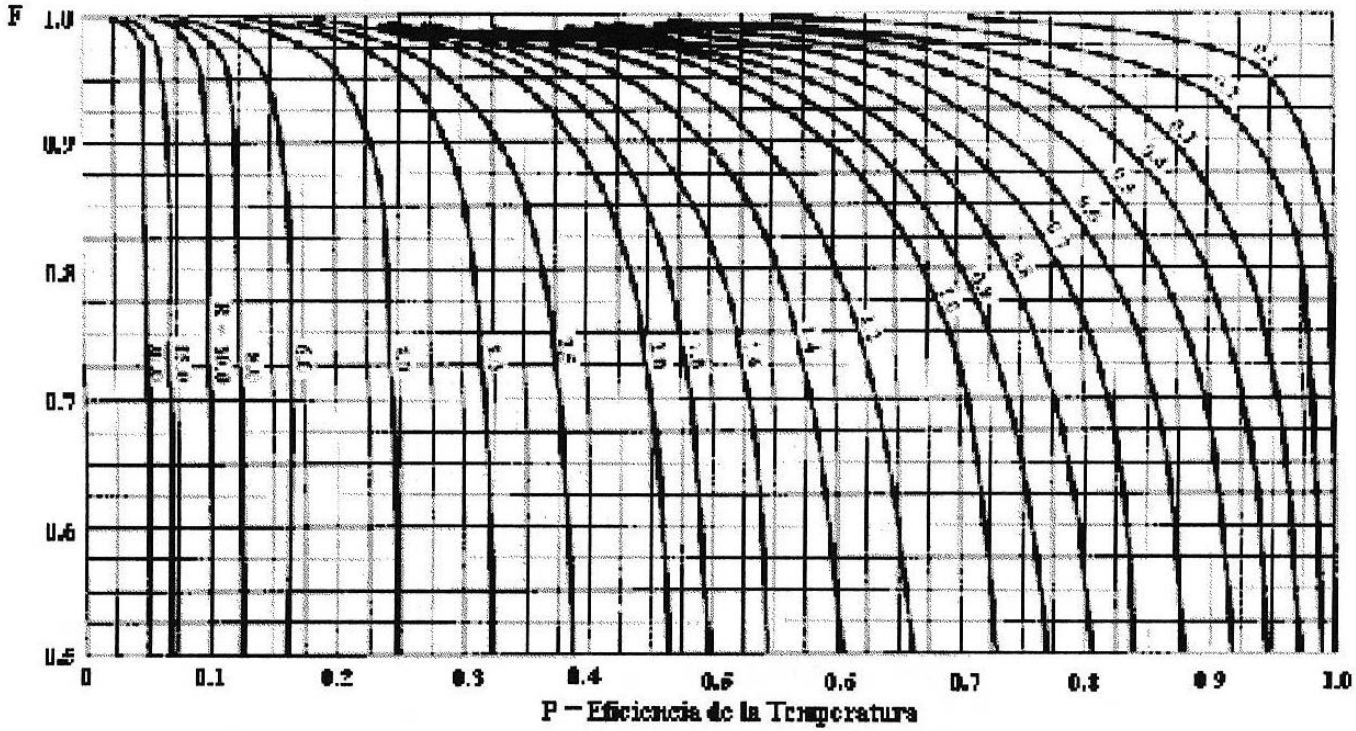


Figura 2.5. [illegible]

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



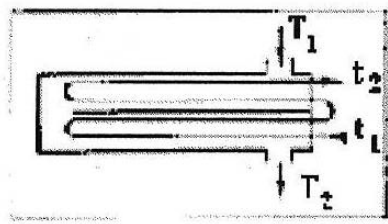
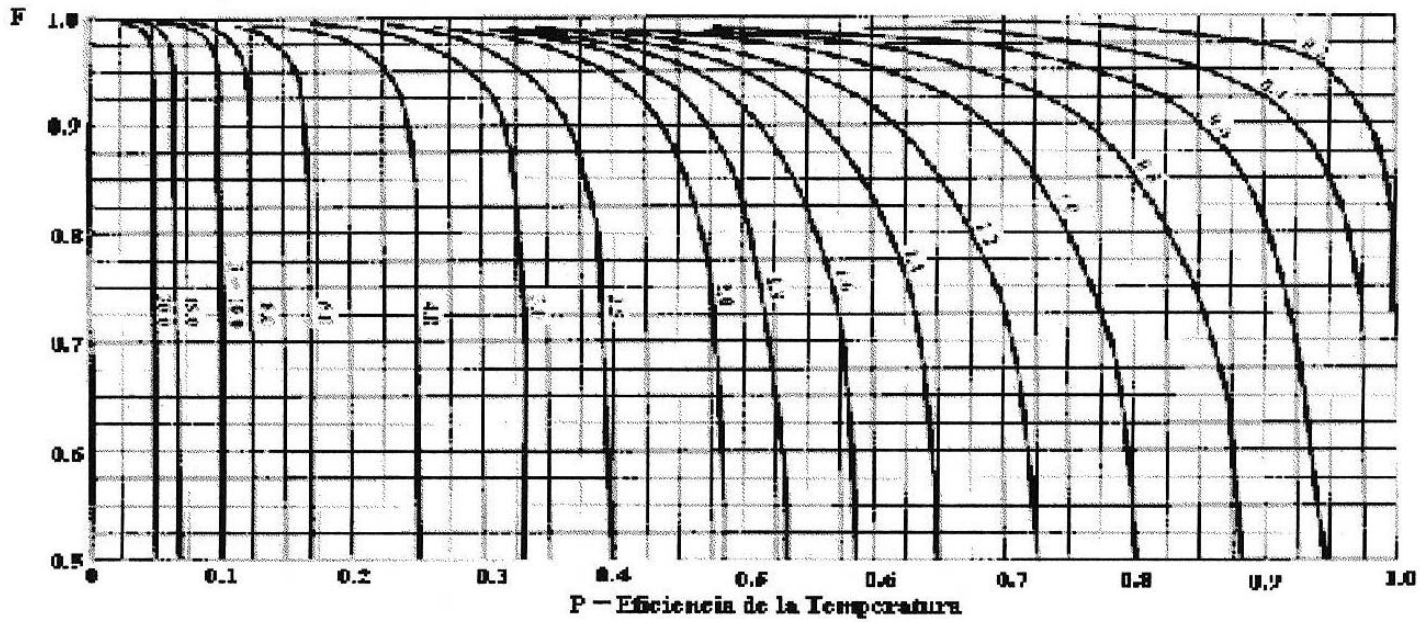


Figura 2.6. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica; 2 pasos en la carcasa 4 o múltiplo de 4 pasos en los tubos (en serie).

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



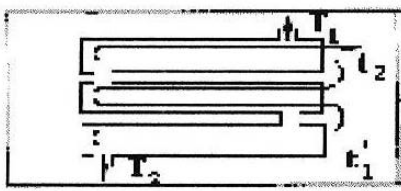
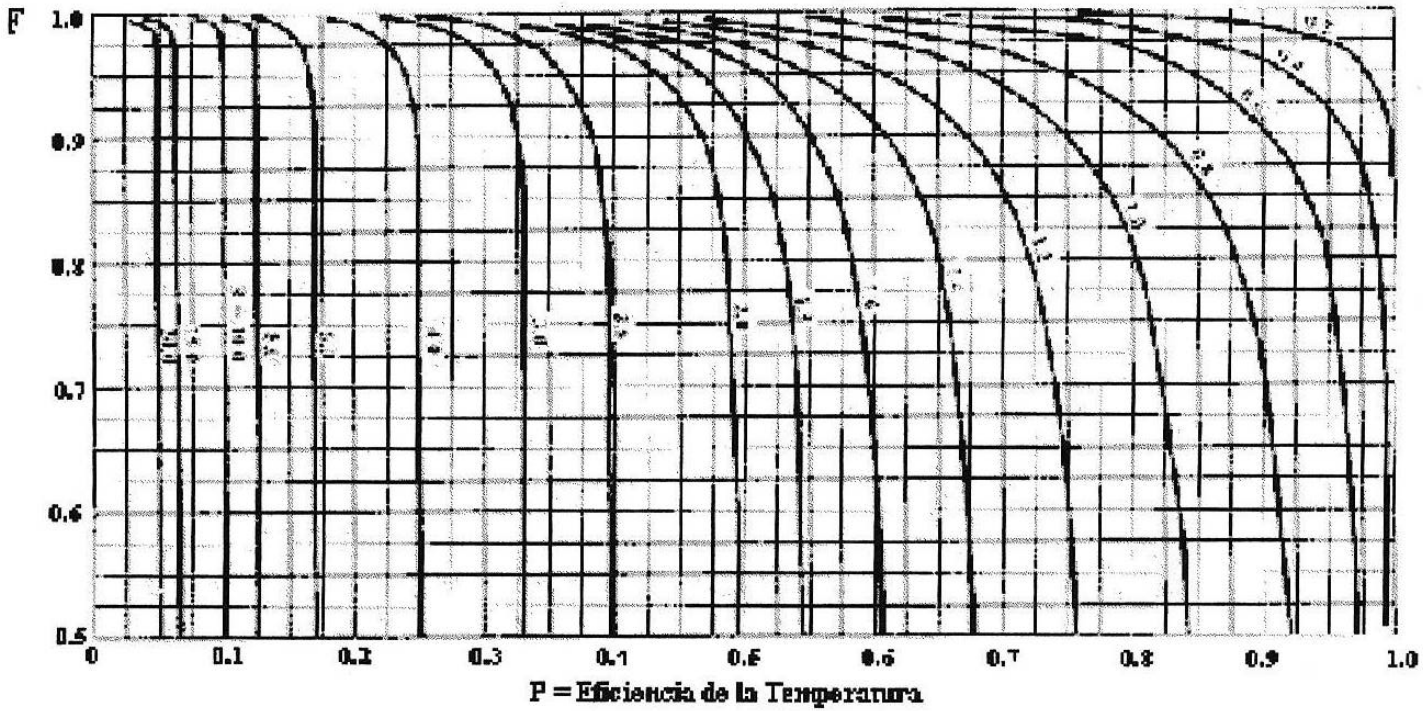


Figura 2.7. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica; 3 pasos en la coraza, 6 o múltiplos de 6 pasos en los tubos (en cont.).

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



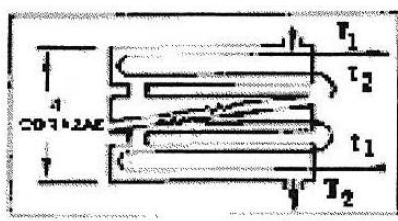
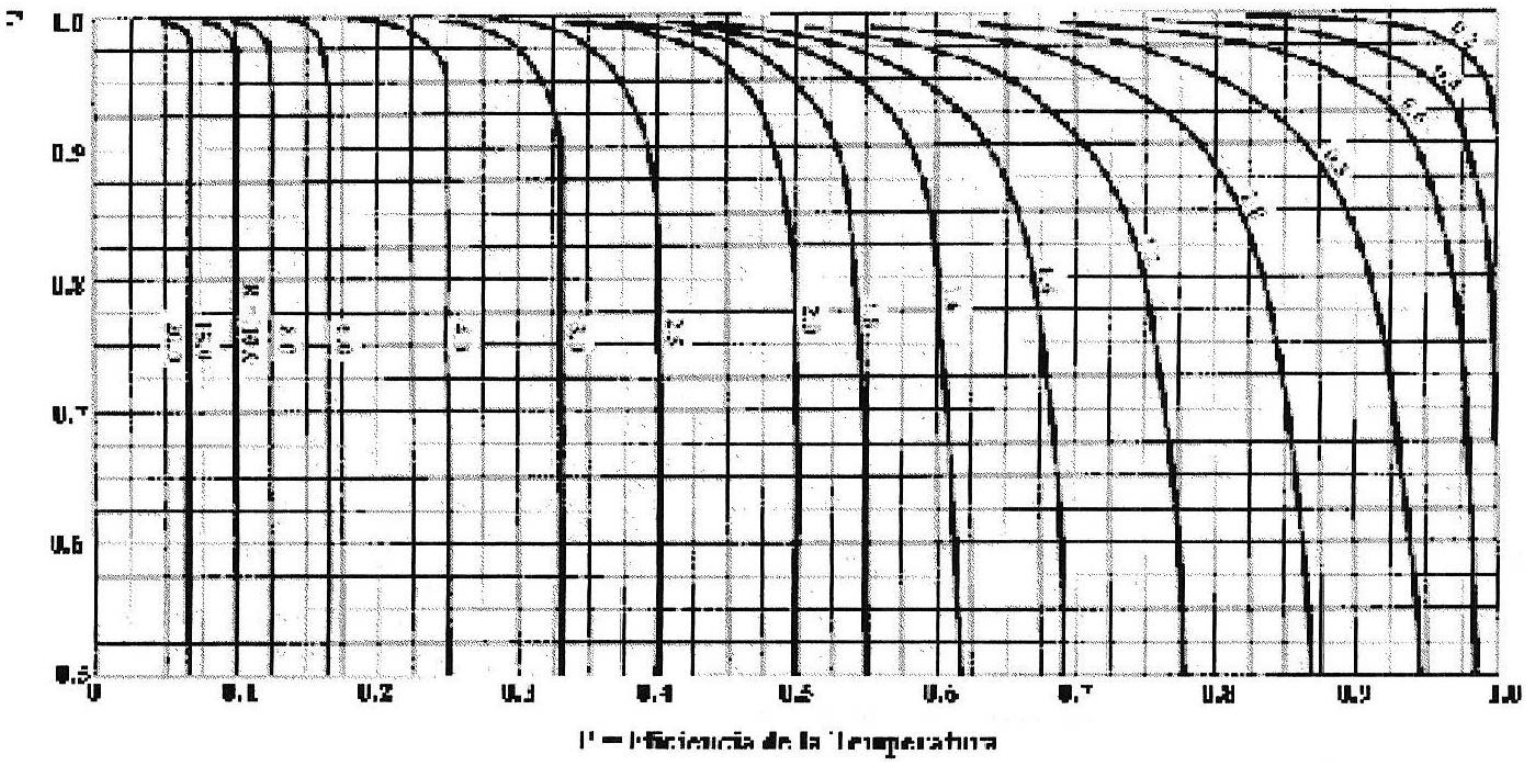


Figura 2.8. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica ; 4 pasos en la carcasa, 8 o múltiplos de 8 pasos en los tubos (en serie)

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



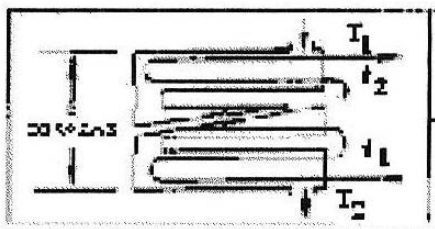
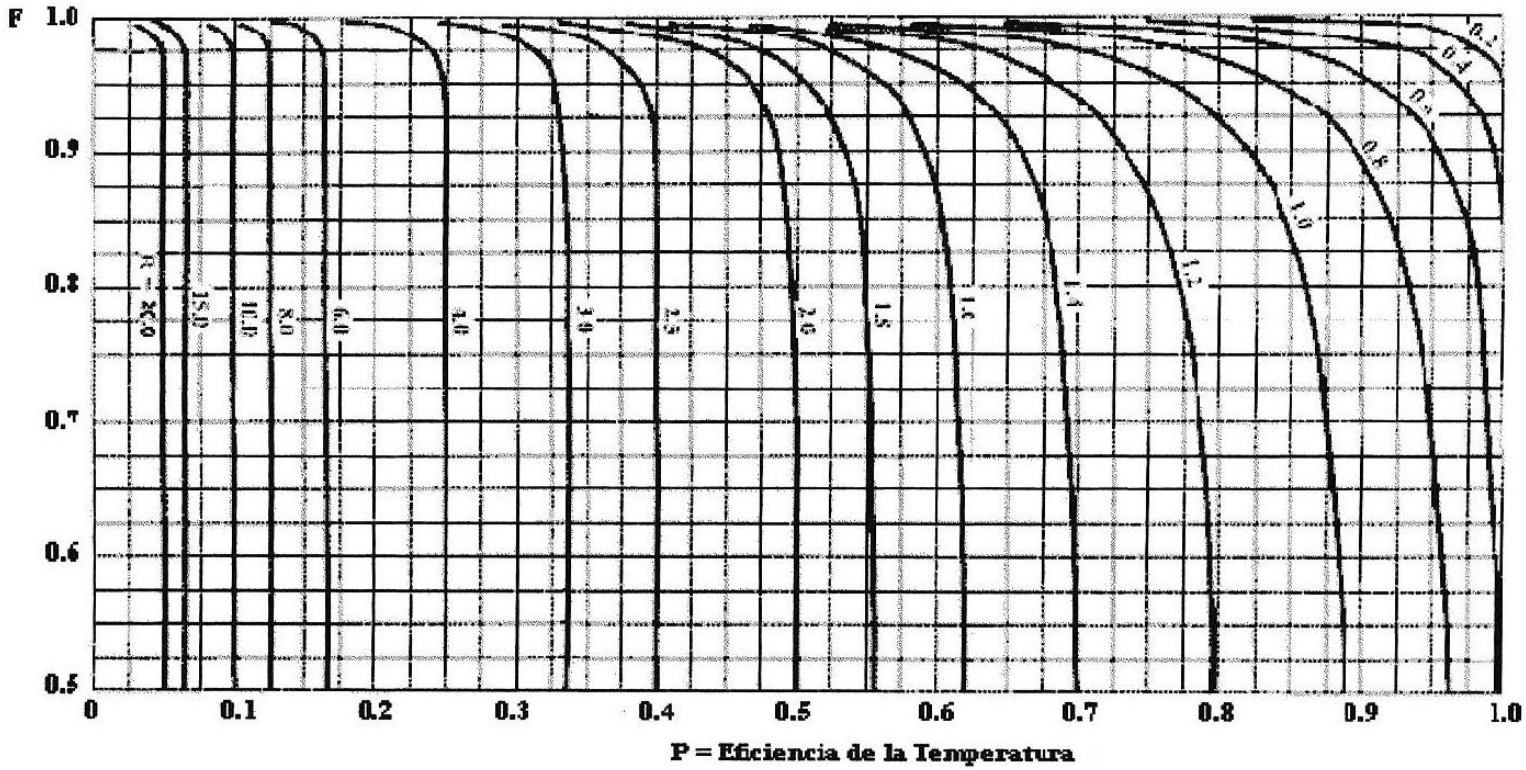


Figura 2.9. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica. 5 pasos en la carcasa, 10 ó múltiplos de 10 pasos en los tubos (en serie).

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



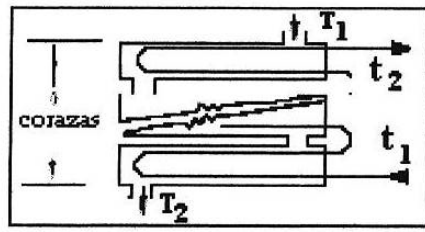


Figura 2.10. Factor de corrección de la diferencia de temp. media logarítmica; 6 pasos en la coraza, 12 o más números de pares de pasos en los tubos (en serie).

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

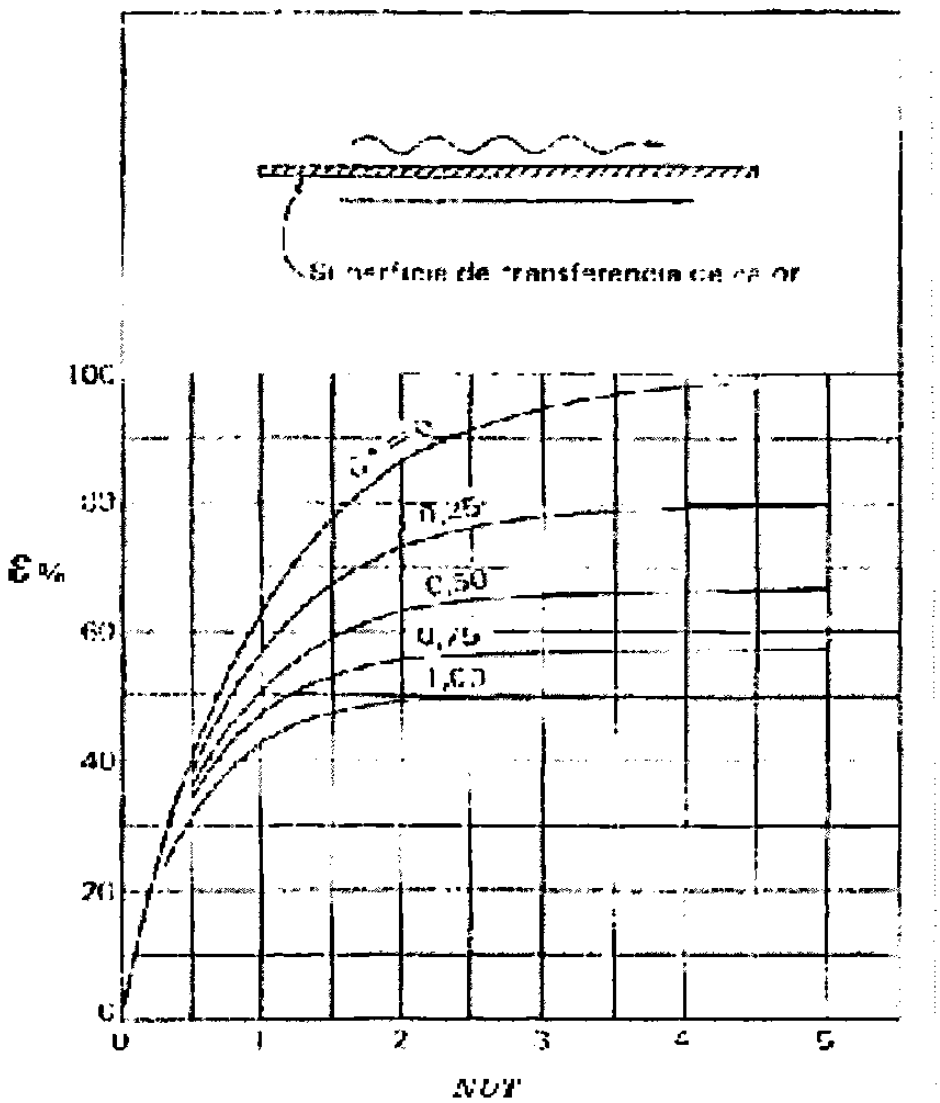


Figura 2.11. Efectividad para un intercambiador de calor con flujos en paralelo.

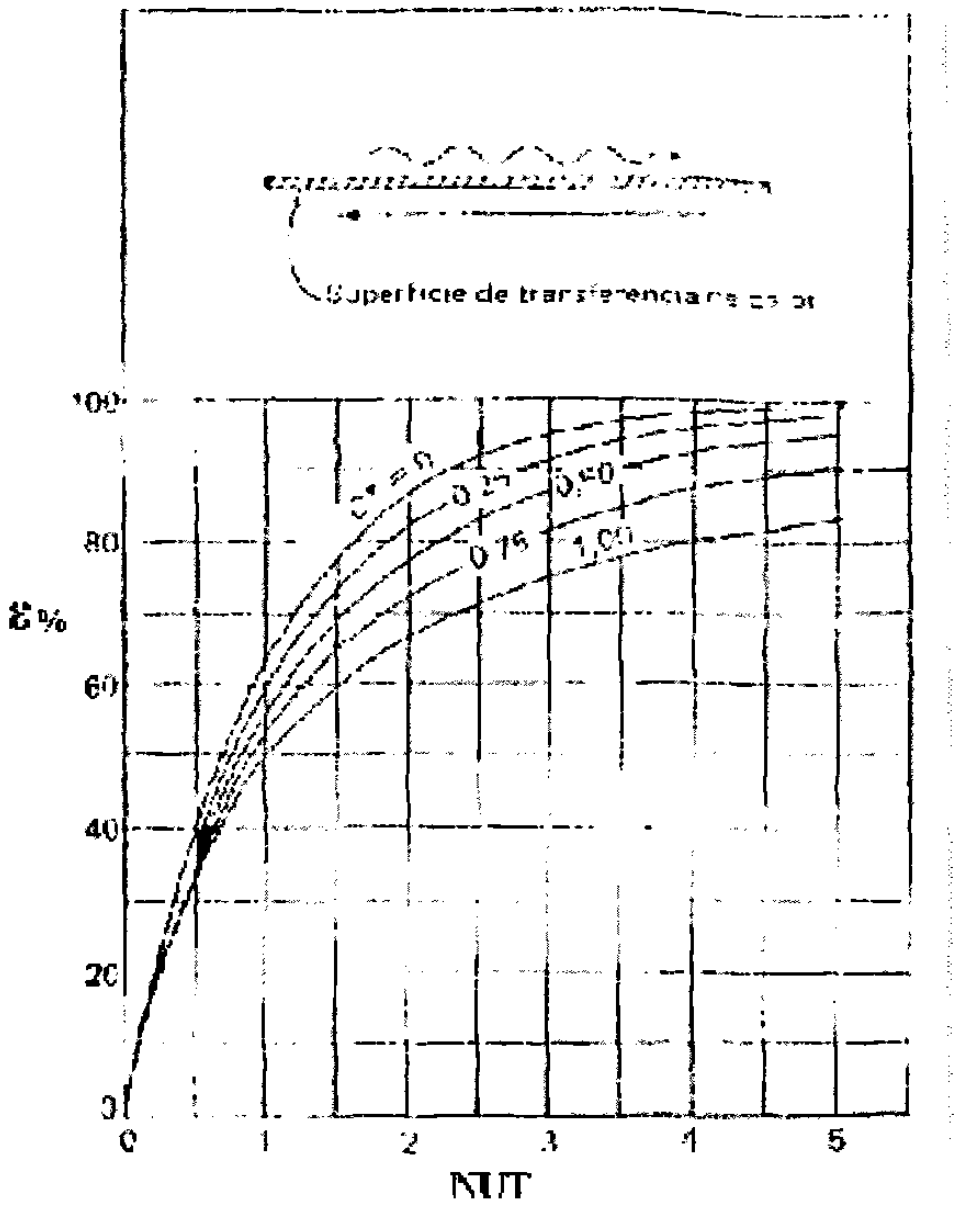


Figura 2.12. Efectividad para un intercambiador de calor con flujos opuestos.

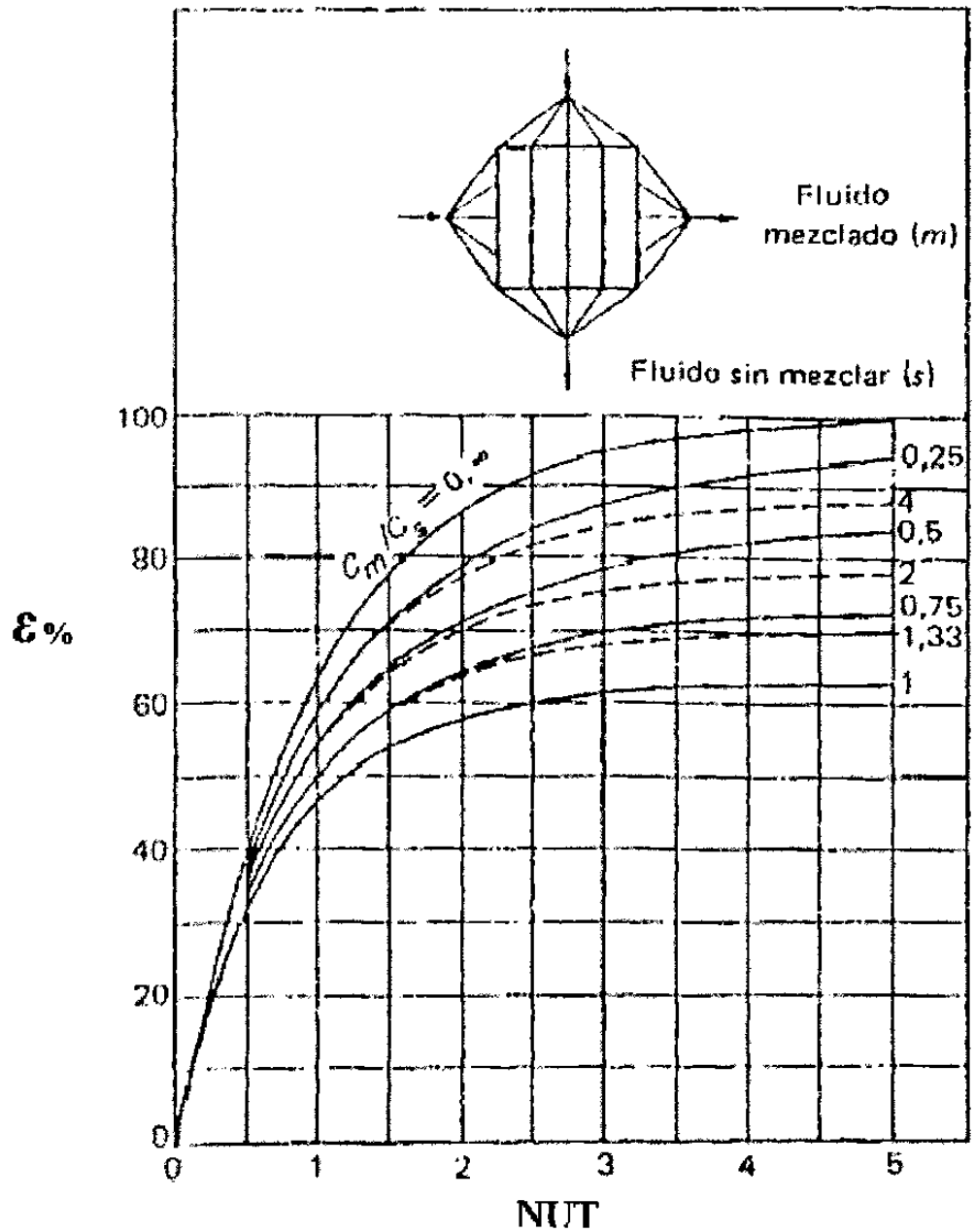


Figura 2.13. Efectividad para un intercambiador de calor con flujos transversales con un fluido mezclado y otro sin mezclar.

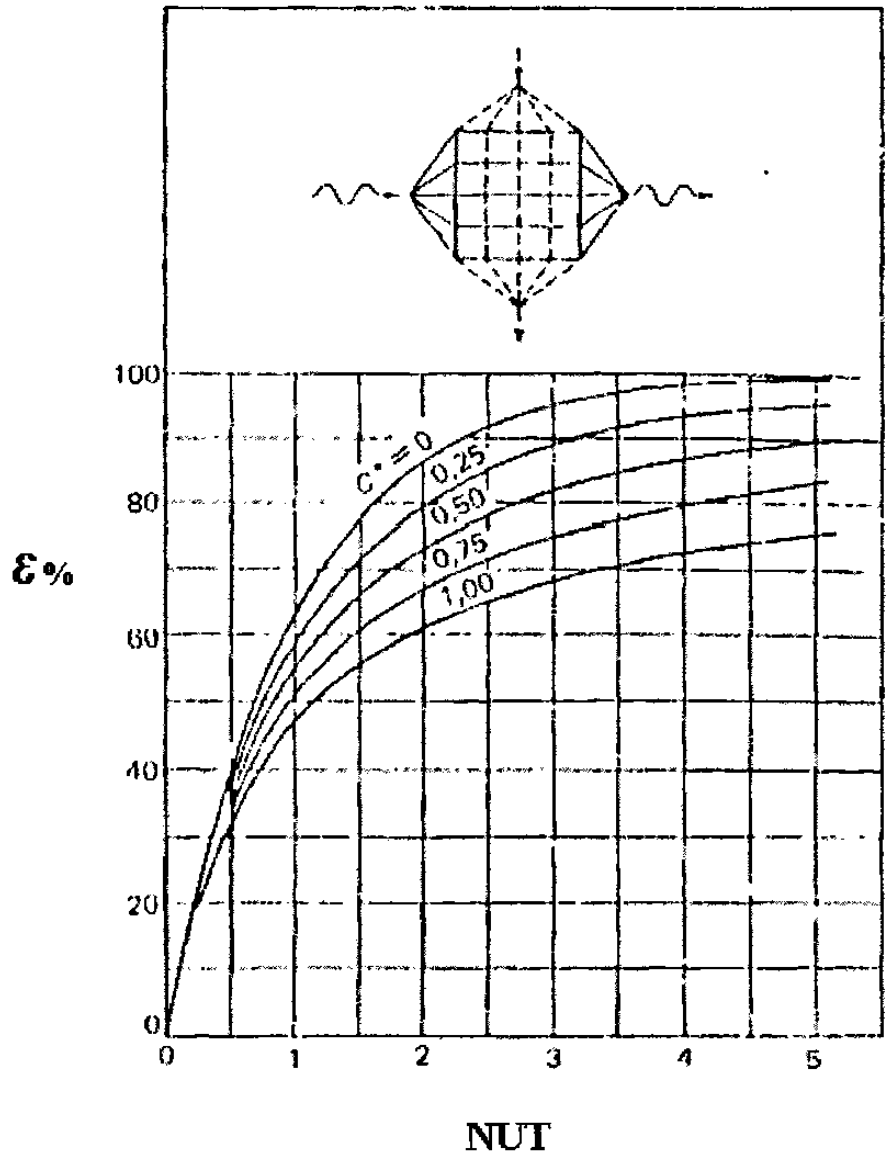


Figura 2.14. Efectividad para un intercambiador de calor con flujos transversales con un fluido sin mezclar.

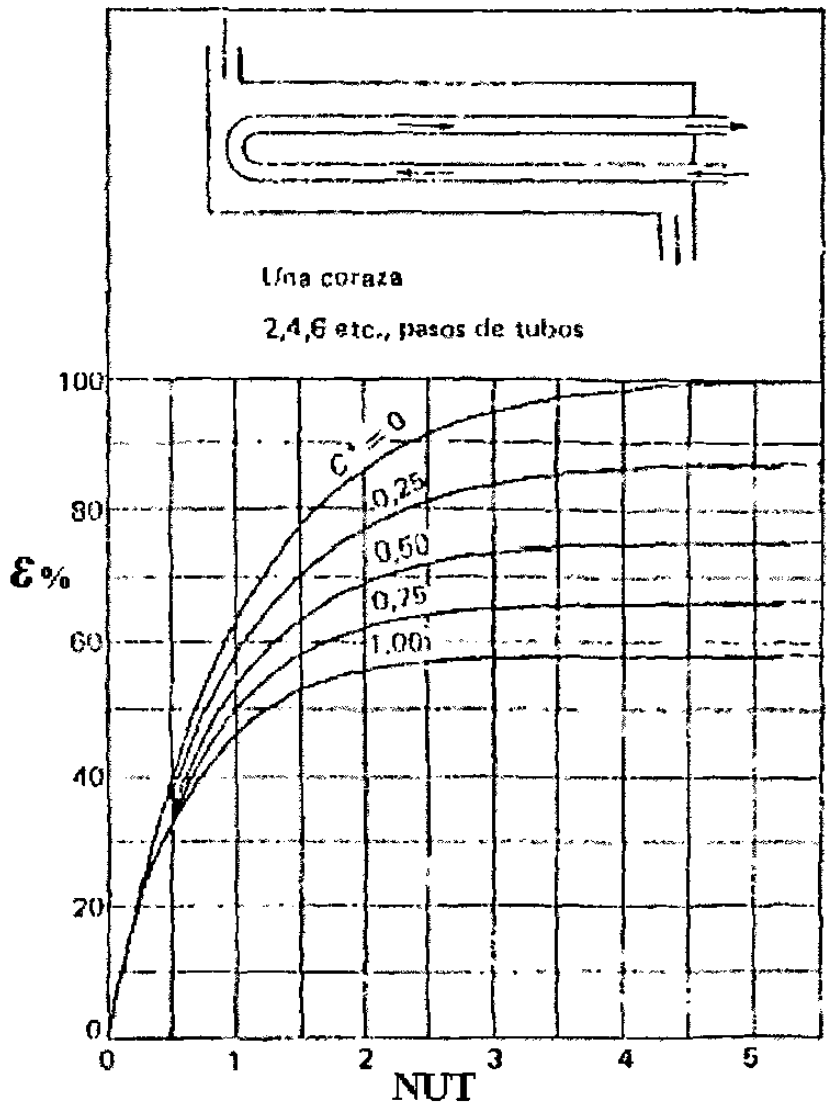


Figura 2.15. Efectividad para un intercambiador de carcaza y tubo.

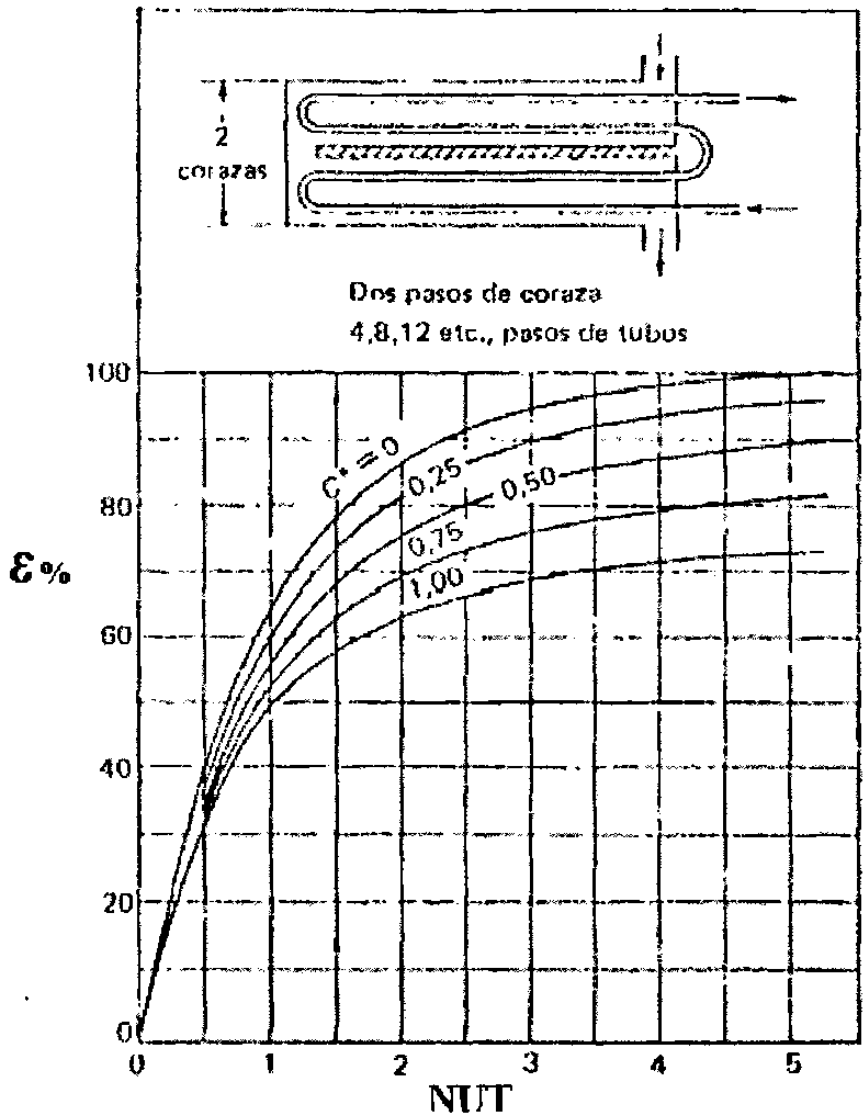


Figura 2.16. Efectividad para un intercambiador de calor de carcaza y tubo.