

**Objetivos:**

- 1) Conocer los parámetros principales de los intercambiadores de calor.
- 2) Realizar cálculos de predimensionamiento de intercambiadores de calor.

- ✚ *Para todos los ejercicios es necesario imprimir los gráficos indicando como se extraen los distintos coeficientes.*
- ✚ *Lea atentamente las consignas, y no dude en consultar todas las dudas existentes.*
- ✚ *No olvide verificar los datos por lo menos una vez, durante la resolución, para evitar errores de arrastre.*
- ✚ *Se recomienda SIEMPRE QUE SEA POSIBLE utilizar las magnitudes expresadas en unidades del Sistema Internacional de Unidades.*

## Parámetros de diseño en intercambiadores de calor

**CALOR TRANSFERIDO:** El flujo de calor transferido en un intercambiador de calor, cualquiera sea su tipo, queda determinado por:

$$Q = U \cdot A \cdot (MLDT)$$

Donde :

$Q$  = velocidad del flujo calorico [kcal/h]

$A$  = área de la pared bañada por los fluidos [m<sup>2</sup>]

$U$  = coeficiente de global de transf. de calor  $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}} \right]$

MLDT = Media logaritmica de temperatura [°C]

**COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:** dicho coeficiente da una referencia de la *conductividad térmica total* entre dos fluidos que circulan en un intercambiador de calor, cuando dicho fluidos circulas a ambos lados de un tubo. Dicho coeficiente global de transferencia de calor puede ser calculado durante el proyecto, o puede ser obtenido experimentalmente a través de otros parámetros medidos. Para un dimensionamiento rápido, el coeficiente global puede ser obtenido de tablas de referencia, y luego de dimensionado el intercambiador, se puede calcular con más exactitud. Como referencia, se adjunta la tabla dada en “Transferencia de Calor y Masa” CENGEL.

**Valores representativos de los coeficientes totales de transferencia de calor en los intercambiadores de calor**

| Tipo de intercambiador de calor   | $U, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$      |
|---|---|
| Agua hacia agua   | 850-1 700                                     |
| Agua hacia aceite   | 100-350                                       |
| Agua hacia gasolina o queroseno   | 300-1 000                                     |
| Calentadores de agua de alimentación                                      | 1000-8 500                                    |
| Vapor de agua hacia combustóleo ligero                                    | 200-400                                       |
| Vapor de agua hacia combustóleo pesado                                    | 50-200  |
| Condensador de vapor de agua  | 1000-6 000                                    |
| Condensador de freón (agua enfriada)                                      | 300-1 000                                     |
| Condensador de amoniaco (agua enfriada)                                   | 800-1 400                                     |
| Condensadores de alcohol (agua enfriada)                                  | 250-700                                       |
| Gas hacia gas   | 10-40   |
| Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)                   | 30-60 <sup>†</sup><br>400-850 <sup>†</sup>    |
| Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos) | 30-300 <sup>†</sup><br>400-4 000 <sup>†</sup> |

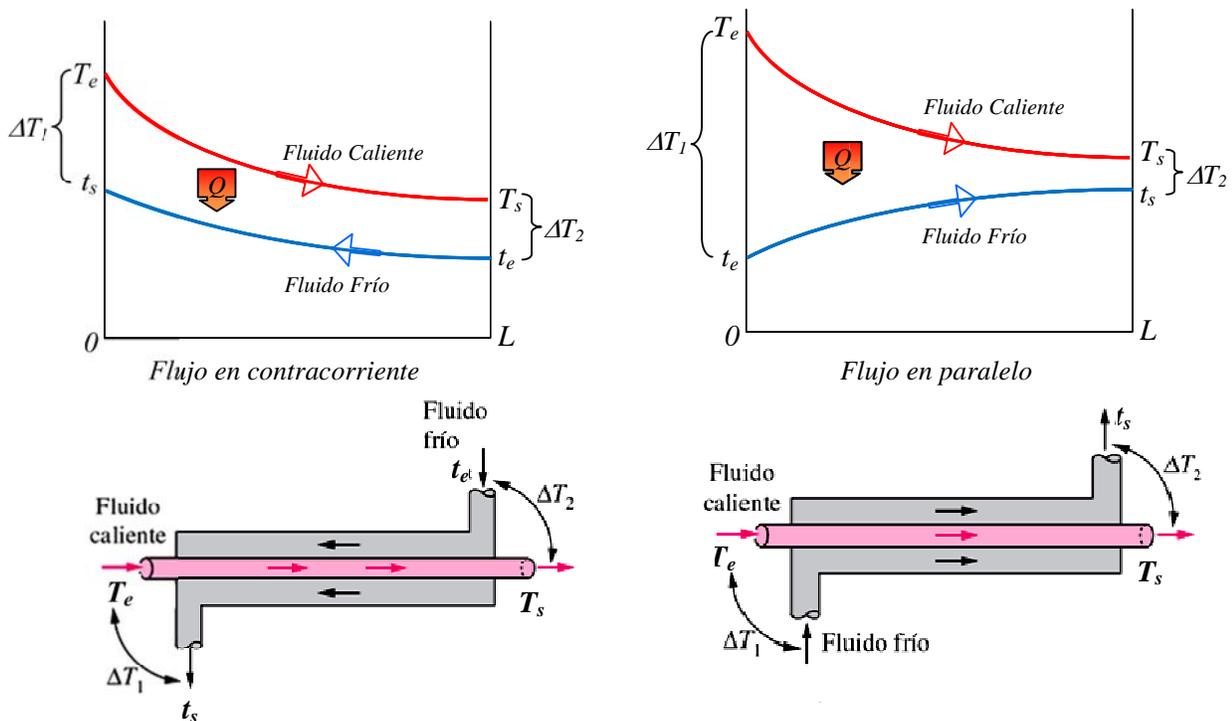
Nótese que este coeficiente varía desde alrededor de 10 W/m<sup>2</sup>·°C, para los intercambiadores de calor de gas hacia gas, hasta alrededor de 10000 W/m<sup>2</sup>·°C, para los intercambiadores que comprenden cambios de fase. Esto no debe ser sorprendente, dado que los gases tienen conductividades térmicas muy bajas y los procesos de cambio de fase están relacionados con coeficientes de transferencia de calor muy altos. Cuando el área de intercambio exterior  $A_e$  es mayor que el área interior  $A_i$  (caso de tubos aletados) debe analizarse el coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  en el interior y el exterior (se supone tubo de pared delgada de resistencia térmica nula):

$$Q = \left( \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} \right)^{-1} \cdot (MLDT)$$

Para más datos de coeficientes globales de transferencia de calor, se sugiere hacer uso de las siguientes bibliografías:

- Transmisión de Calor – Pedro Rosignolli
- Técnica de las Instalaciones Frigoríficas Industriales – Luis Zamaro

**MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURA:** es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor. La diferencia de temperatura entre los dos fluidos se modifica desde un extremo al otro del intercambiador. Por lo tanto, resulta tentador usar la diferencia de temperatura media aritmética como la diferencia de temperatura promedio. La diferencia media logarítmica de temperatura MLDT se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local. A continuación se muestran el cambio de temperaturas para fluidos en contracorriente y en paralelo, sin cambio de estado.



Para todo tipo de intercambiador de calor con fluidos en contracorriente y en paralelo, la media logarítmica de temperatura es:

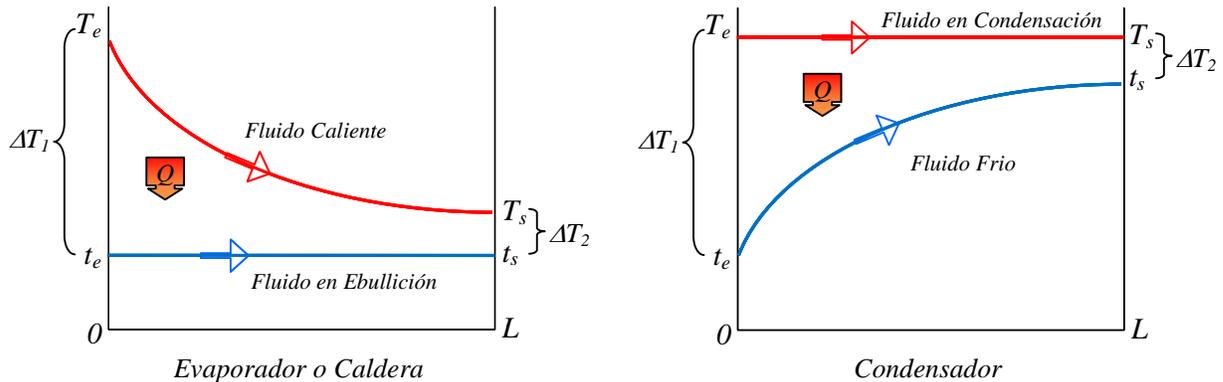
$$MLDT = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Para aquellos intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples, la media logarítmica de temperatura para fluidos en contracorriente y en paralelo es:

$$MLDT = F \cdot \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

En donde **F** es el **factor de corrección**, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de las corrientes de fluido caliente y frío. Dicho factor debe obtenerse de gráficas.

A continuación se grafican el cambio de temperaturas para intercambiadores donde uno de los fluidos cambia de estado:



**FACTOR DE ENSUCIAMIENTO:** Las superficies interiores de los tubos de un intercambiador de calor no permanecen limpias después de varios meses de operación. Se forman escamas o depósitos en la superficie interior. La acumulación de escamas o depósitos en el interior de los tubos, pueden afectar severamente el valor del **coeficiente global de transferencia de calor U**. El efecto global de los depósitos se cuantifica por el denominado **Factor de ensuciamiento**, el cual se determina experimentalmente. Su efecto neto consiste en incrementar la resistencia al flujo de calor, o que en otras palabras disminuir el coeficiente global de Transferencia de calor. El factor de ensuciamiento depende de la temperatura de operación y de la velocidad de los fluidos, así como de la duración del servicio. La incrustación se incrementa al aumentar la temperatura y disminuir la velocidad.

| Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial) |                             |
|---|-----------------------------|
| Fluido  | $R_r, m^2 \cdot ^\circ C/W$ |
| Agua destilada,   |                             |
| agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:   |                             |
| Por debajo de 50°C  | 0.0001                      |
| Arriba de 50°C  | 0.0002                      |
| Combustóleo   | 0.0009                      |
| Vapor de agua (libre de aceite)   | 0.0001                      |
| Refrigerantes (líquido)   | 0.0002                      |
| Refrigerantes (vapor)   | 0.0004                      |
| Vapores de alcohol  | 0.0001                      |
| Aire  | 0.0004                      |

(Fuente: Tubular Exchange Manufacturers Association.)

Si se incluye la resistencia de ensuciamiento de ambas caras de la superficie de intercambio, la transferencia de calor  $Q$  toma la siguiente forma:

$$Q = \left( \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} + \frac{R_i}{A_i} + \frac{R_e}{A_e} \right)^{-1} \cdot (MLDT)$$

Donde :

$Q$  = velocidad del flujo calorico [kcal/h]

$A_i ; A_e$  = área interna y externa de la pared bañada por los fluidos [m<sup>2</sup>]

$h_i ; h_e$  = coeficiente de convección interno y externo  $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{h}} \right]$

$R_i$  = resistencia en el interior de la sup. de intercambio  $\left[ \frac{\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{h}}{\text{kcal}} \right]$

$R_e$  = resistencia en el exterior de la sup. de intercambio  $\left[ \frac{\text{m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{h}}{\text{kcal}} \right]$

MLDT = Media logaritmica de temperatura [°C]

No se ha considerado la resistencia de conducción del tubo, por suponerse el uso de tubos de pared delgada, y con alto coeficiente de conductividad. A su vez, tratándose de paredes delgadas, el área interior y área exterior de la superficie de intercambio podría considerarse igual, en tal caso:

$$Q = \left( \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_i + R_e \right)^{-1} \cdot A \cdot (MLDT)$$

**CONSERVACION DE LA ENERGIA:** A través de la primera ley de la termodinámica, en un intercambiador de calor de cualquier tipo se puede afirmar que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente es igual a la transferencia de calor hacia el fluido frío; es decir:

Para el **fluido caliente:**  $Q = G_h \cdot c_h \cdot (T_e - T_s)$

Para el **fluido frio:**  $Q = G_f \cdot c_f \cdot (t_s - t_e)$

Donde :

$Q$  = velocidad del flujo calorico [kcal/h]

$G_f ; G_c$  = caudal másico de fluido frio y fluido caliente  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$

$c_f ; c_c$  = capacidad calorifica del fluido frio y fluido caliente  $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot \text{h}} \right]$

$T_f ; T_c ; t_f ; t_c$  =temperaturas de ambos fluidos, a la entrada y salida [°C]

Haciendo uso de la ecuación de CALOR TRANSFERIDO, la ley de CONSERVACION DE LA ENERGIA, y de algún COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (obtenido empíricamente y tabulados en distintas bibliografías), es posible realizar el predimensionamiento de intercambiadores de calor. Luego de esto, se realiza una verificación completa del intercambiador.

**PROBLEMAS PROPUESTOS**

**Problema 1: Dimensionamiento Enfriador para mosto de Uva**

Calcular la superficie de intercambio de un intercambiador de calor doble tubular para enfriar mosto de uva utilizando agua, para que se cumplan las condiciones indicadas en la tabla. También se deben determinar los diámetros de ambos tubos, y una estimación de la cantidad de tubos a utilizar y su longitud. (se supone un rendimiento del 100% y sin considerar ensuciamiento)

| Producto                        | Temperatura entrada | Temperatura de Salida | Caudal Másico |
|---------------------------------|---------------------|-----------------------|---------------|
| De proceso: <b>MOSTO DE UVA</b> | 30 °C               | 18 °C                 | 10000 kg/hr   |
| Calef./Enfriador: <b>AGUA</b>   | 7 °C                | 12 °C                 | A det.        |

**Problema 2: Prueba de enfriador de Aceite – Casco y Tubos**

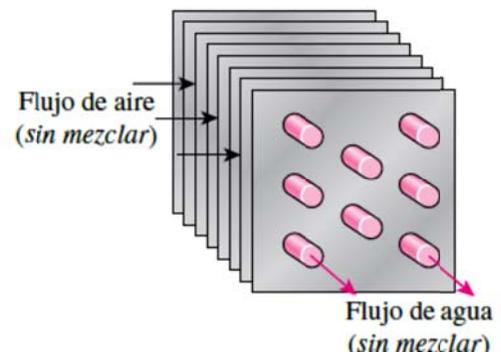
Se conduce una prueba para determinar el coeficiente de transferencia de calor total en un intercambiador de tubos y coraza, de agua hacia aceite, que tiene 24 tubos con un diámetro interno de 1,2 cm y longitud de 2 m en un solo casco. Agua fría entra en los tubos a 20°C, a razón de 3 kg/s, y sale a 55°C. El aceite ( $c_p=2150 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ) fluye por el casco y se enfría desde 120°C hasta 45°C. Determine el coeficiente global de transferencia de calor.

**Problema 3: Dimensionamiento de enfriador de Aceite – Casco y Tubos**

Se usa un intercambiador de calor de casco y tubo para calentar 10 kg/s de aceite ( $c_p=2 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ ), desde 25°C hasta 46°C. El intercambiador es de un paso por el casco y de 6 pasos por el tubo. Entra agua por el lado del casco a 80°C y sale a 60°C. Se estima que el coeficiente total de transferencia de calor es  $1000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ . Calcule el flujo de calor  $Q$  y el área de transferencia de este último.

**Problema 4: Enfriamiento de un radiador automotor**

Un intercambiador de calor de flujo cruzado y de un solo paso se utiliza para enfriar agua refrigerante ( $c = 1 \text{ Btu/lbm}\cdot^\circ\text{F}$ ) de un motor diesel de 190°F a 140°F, mediante aire ( $c=0,245 \text{ Btu/lbm}\cdot^\circ\text{F}$ ) con una temperatura de entrada de 90°F. No se mezclan ni el flujo de aire ni el flujo de agua. Si el caudal másico del agua y el aire son 92000 lbm/h y 400000 lbm/h, respectivamente, determine la diferencia media logarítmica de temperatura MLDT para este intercambiador de calor.



**Problema 5: Condensador de agua**

Se va a condensar vapor de agua del lado de la coraza de un condensador de un paso por la coraza y 8 pasos por los tubos, con 50 tubos en cada paso, a 90°F (calor de vaporización del agua a 90°F:  $h_{fg} = 1043 \text{ Btu/lbm}$ ). En los tubos entra agua de enfriamiento ( $c = 1 \text{ Btu/lbm}\cdot^\circ\text{F}$ ) a 55°F y sale a 70°F. Los tubos son de pared delgada, tienen un diámetro de 3/4 in y una longitud de 5 ft por paso. Si el coeficiente de transferencia

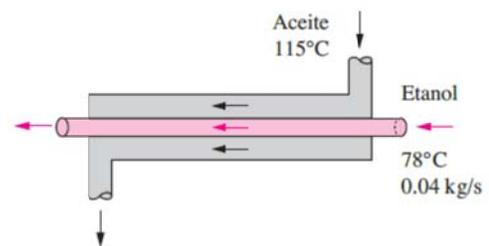
de calor total es de  $600 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ , determinar: a) el flujo de calor  $Q$ , b) la razón de la condensación del vapor, y c) el caudal másico del agua fría.

**Problema 6: Calentador de aire con gases de combustión**

El gas de escape de un horno se usa para precalentar el aire de combustión que se suministra a los quemadores del horno. El gas, que tiene un flujo de  $15 \text{ kg/s}$  y una temperatura de entrada de  $1100 \text{ K}$ , pasa por un haz de tubos; mientras el aire, que tiene un flujo de  $10 \text{ kg/s}$  y una temperatura de entrada de  $300 \text{ K}$  está con flujo cruzado sobre los tubos. Los tubos no tienen aletas y el coeficiente global de transferencia de calor es  $100 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ . Determine el área superficial total de los tubos que se requiere para alcanzar una temperatura de salida del aire de  $850 \text{ K}$ . Se puede suponer que el gas de escape y el aire tienen cada uno un calor específico de  $1075 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ .

**Problema 7: Evaporador de doble tubo**

Se vaporiza etanol a  $78^\circ\text{C}$  (calor de vaporización  $h_{fg} = 846 \text{ kJ/kg}$ ) en un intercambiador de tubo doble y flujo paralelo, a razón de  $0.04 \text{ kg/s}$ , por medio de aceite caliente ( $c = 2200 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ) que entra a  $115^\circ\text{C}$ . Si el área superficial de transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de calor total son de  $6,2 \text{ m}^2$  y  $320 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ , respectivamente, determine la temperatura de salida y el caudal másico del aceite.



**Problema 8: Enfriador de aceite coraza y tubos**

Aceite caliente se va a enfriar por medio de agua en un intercambiador de calor de 2 pasos por la coraza y 12 pasos por los tubos. Éstos son de pared delgada y están hechos de cobre con un diámetro de  $1,8 \text{ cm}$ . La longitud de cada paso de los tubos en el intercambiador es de  $3 \text{ m}$  y el coeficiente de transferencia de calor total es de  $340 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ . Por los tubos fluye agua a una razón total de  $0,1 \text{ kg/s}$  y por la coraza fluye el aceite a razón de  $0,2 \text{ kg/s}$ . El agua y el aceite entran a las temperaturas de  $18^\circ\text{C}$  y  $160^\circ\text{C}$ , respectivamente. Determine la razón de transferencia de calor en el intercambiador y las temperaturas de salida de las corrientes del agua y del aceite.

