

1. OBJETIVOS

• OBJETIVOS GENERALES:

- Comprobar que la temperatura del fluido caliente disminuye a la vez que se desplaza por el tubo, por lo tanto la temperatura del fluido frío aumenta al desplazarse, siempre y cuando la temperatura del fluido frío es menor que la del fluido caliente en cualquier punto de la longitud.
- Determinar como influyen los flujos de vapor, agua y aceite en el valor del coeficiente de película.
- Determinar como influyen los flujos de vapor, agua y aceite en el valor de MLDT.
- Determinar como varia el valor de U con la temperatura en el transcurso del intercambiador.
- Determinar como se afecta el valor de U con los flujos de vapor, agua y aceite.
- Comparar todos los R_d hallados.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- Realizar el balance de energía del intercambiador, tanto en la sección de calentamiento, como en la sección de enfriamiento. Determinar las perdidas por radiación del sistema.
- Elaborar una gráfica de temperatura vs longitud para la zona de enfriamiento, calentamiento y para todo el intercambiador.
- Determinar la diferencia media logarítmica de temperaturas (MLDT) considerando dos intercambiadores: vapor–aceite y agua–aceite.
- Elaborar una gráfica de MLDT vs flujo de vapor, agua y aceite.
- Determinar los coeficientes de película para cada uno de los intercambiadores: vapor–aceite y agua–aceite
- Elaborar una gráfica de h vs flujo de vapor, agua y aceite.
- Determinar los coeficientes globales de transferencia de calor para los dos intercambiadores.
- Calcular el factor de suciedad R_d combinado.
- Comparar los coeficientes obtenidos con los suministrados en la literatura.
- Elaborar una gráfica de U vs t para los dos intercambiadores.
- Elaborar tres gráficas de U vs flujos.
- Hallar las efectividades locales y globales.

2. MARCO TEORICO (Intercambiador de Calor)

Un intercambiador de calor es un aparato que transfiere energía térmica desde un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura, con ambos fluidos moviéndose a través del aparato.

Los intercambiadores de calor tienen diferentes nombres según el uso, como por ejemplo:

- Los calentadores: Se usan primariamente para calentar fluidos de proceso y generalmente es utilizado vapor como fluido de calentamiento, para este fin.
- Los enfriadores : se emplean para enfriar fluidos de proceso; el agua es utilizada como el medio enfriador principal.
- Los condensadores: Son enfriadores cuyo principal propósito es eliminar calor latente para lograr la condensación de un gas.
- Los hervidores: Tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos de destilación como calor latente.
- Los evaporadores: Se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua, si se evapora otro fluido además de el agua, la unidad se llama vaporizador.

2.1. INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO (ANATOMÍA).

La imagen industrial de este aparato es la mostrada en la siguiente figura.

Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos térs conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido entra a el tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador.

Las térs tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido, el ánulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno.

La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que está generalmente expuesta, pues no representa una superficie considerable para la transferencia de calor, cuando se arregla en dos pasos, como en la figura anterior, la unidad se llama horquilla.

2.2 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS.

2.2.1 VENTAJAS.

- Diseño: Es muy fácil realizar sus partes estándar para un posterior montaje.
- Montaje: Se puede ensamblar en cualquier taller de plomería.
- Costos: Proporciona superficies de transferencia de calor a bajo costo.

2.2.2. DESVENTAJAS.

- Transferencia: La principal desventaja es la pequeña superficie de transferencia de calor contenida en una horquilla simple.
- Fugas: Cuando se usa con un equipo de destilación se requiere gran número de horquillas y en cada horquilla existe la posibilidad de fugas debido a las conexiones.
- Espacio: Para los procesos industriales que requieren grandes superficies de transferencia de calor, se necesitan gran número de equipos, los que no se pueden acomodar en pequeños espacios. se recomienda el uso de tubos concéntricos para superficies pequeñas (100–200 ft²).
- Mantenimiento: El tiempo y gastos requeridos para desmontarlos y realizar limpiezas son prohibitivos, comparados con otros tipos de equipos.

2.3. Posición de los fluidos

La colocación de los fluidos depende de varios factores, el más importante es el de colocar el fluido caliente en el tubo interior con el objetivo de que no haya pérdidas de calor por convección al medio exterior (aire). También hay otros factores que suprimen a este como por ejemplo que el fluido sea corrosivo o tóxico en caso de este se colocara este fluido en el tubo interior porque es preferible que se dañe el tubo interior que el exterior para evitar pérdidas de este fluido, además si llegara haber un escape el medio ambiente no estaría en peligro ya porque el fluido tóxico se encuentra en la tubería interior. La colocación de los fluidos depende también de la caída de presión en los tubos, ya que la caída de presión de cada tubo debe ser menor a la presión disponible de cada uno.

2.4. Temperatura

Por conveniencia, el método para calcular la diferencia de temperaturas entre dos fluidos, deberá emplear únicamente las temperaturas de proceso, ya que en general son las únicas que se conoce. La diferencia de temperaturas que se utiliza para los tubos concéntricos es la MLDT llamada la media logarítmica de temperaturas que es igual a:

$$\Delta t = MLDT = (\Delta t_2 - \Delta t_1) / \ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)$$

donde Δt_2 , Δt_1 son las diferencias de temperatura de cada terminal

Para utilizar esta diferencia de temperaturas se debe aceptar las siguientes 5 suposiciones:

- El coeficiente total de transferencia de calor U es constante en toda la trayectoria.
- Las libras por horas de fluido que fluye son constantes, obedeciendo los requerimientos de estado estable.
- El calor específico es constante en toda la trayectoria.
- No hay cambios parciales de fase en el sistema, por ejemplo vaporización o condensación.
- Las pérdidas de calor son despreciables.

La diferencia de temperaturas entre un fluido y la pared de un tubo: si la temperatura de la circunferencia interior de la pared de un tubo es casi constante en toda su longitud, como sucede cuando el fluido dentro del tubo se calienta por vapor, habrá dos diferencias de temperatura distintas en los finales: una entre la pared del tubo y el líquido y otra en el otro extremo entre la pared del tubo y el líquido calentado.

Refiriéndonos a la figura, la temperatura constante de la pared interior del tubo se muestra por la líneas horizontal tp.

Si se supone que el calor específico es constante para el líquido, el aumento en la temperatura es proporcional al calor total recibido por el líquido al pasar de la temperatura interior t_1 a la temperatura exterior t_2 y si h_i se considera constante

$$dQ = h_i dA_i \Delta t_i$$

la pendiente de la línea inferior que define la diferencia de temperatura Δt_i como función de Q es

$$d\Delta t_i / dQ = (t_2 - t_1) / Q$$

eliminando dQ e integrando:

$$Q = \frac{h_i A_i (t_2 - t_1)}{\ln(t_2 / t_1)}$$

$\ln t_2 / t_1$

La expresión $(t_2 - t_1)$ es la media logarítmica de la diferencia de temperatura y

$\ln t_2 / t_1$

Se abrevia MLDT.

2.5. Turbulencia

Es uno de los fenómenos más importantes de la transferencia de calor por convección, ya que a mayor turbulencia se aumentará el coeficiente de película con una proporcionalidad de $h \propto Re^{0.8}$, por esta razón se debe maximizar la caída de presión hasta la caída de presión disponible.

Uno de los criterios para seleccionar la colocación de los fluidos en un intercambiador es el de colocarlo el fluido de mayor flujo en la mayor área transversal de la tubería y el de menor flujo en la menor área, todo con el objetivo de evitar el flujo laminar ya que bajaría el valor del coeficiente de película debido a que la transferencia de calor sería más por conducción que por convección ya que las partículas del fluido no se estarían moviendo de forma perpendicular a la tubería.

Sino en forma paralela. Al caer el valor del coeficiente de película la transferencia de calor sería mala.

3. PROCEDIMIENTO:

- Revisión del equipo. Ver si las válvulas correspondientes están cerradas o están abiertas.
- Colocar los termómetros.
- Poner el agua de refrigeración en circulación abriendo la válvula correspondiente y mantener un valor constante indicado por el rotámetro. Este valor será dado a conocer por el profesor al comienzo de la práctica.
 - ◆ Prender la bomba.
 - ◆ Abrir la válvula que controla el flujo de aceite lentamente hasta obtener un valor indicado por el rotámetro. Este valor también será indicado por el profesor al comienzo de la práctica.
 - ◆ Abrir la válvula que da paso al vapor hasta un valor de presión que será fijado al iniciar la práctica y se mantendrá constante.
 - ◆ Permitir la estabilización del equipo.
 - ◆ Tomar los datos indicados en la correspondiente tabla de datos.
 - ◆ Suspender el funcionamiento del equipo utilizando la siguiente secuencia: cerrar la válvula que da paso al vapor, cerrar la válvula que da paso al aceite, apagar la bomba, esperar mínimo 10 minutos y cerrar la válvula que controla el flujo de agua; recoger los termómetros.

El laboratorio se va a dividir en 9 ensayos de los cuales 3 van a hacer a presión variable, flujos de agua y aceite constantes, 3 a flujo de agua variable y presión y flujo de aceite constantes y los 3 últimos a flujo de aceite variable, presión y flujo de agua constante.

• EQUIPO: (ver figura 1)

- ◆ Intercambiadores de tubos concéntricos con cuatro horquillas.

Material de construcción: cobre

Tubos internos DI: 0.995 pulgadas

DE: 1.125 pulgadas

Tubos externos: DI: 1.481 pulgadas

DE: 1.625 pulgadas

Longitud de cada tubo: 111 pulgadas

- ◆ Bomba centrífuga.
- ◆ Deposito de aceite.
- ◆ Rotámetro para agua y aceite.
- ◆ Trampas de vapor, válvula de control de flujo y termómetros.
- ◆ Caldera de vapor DISTRAL.

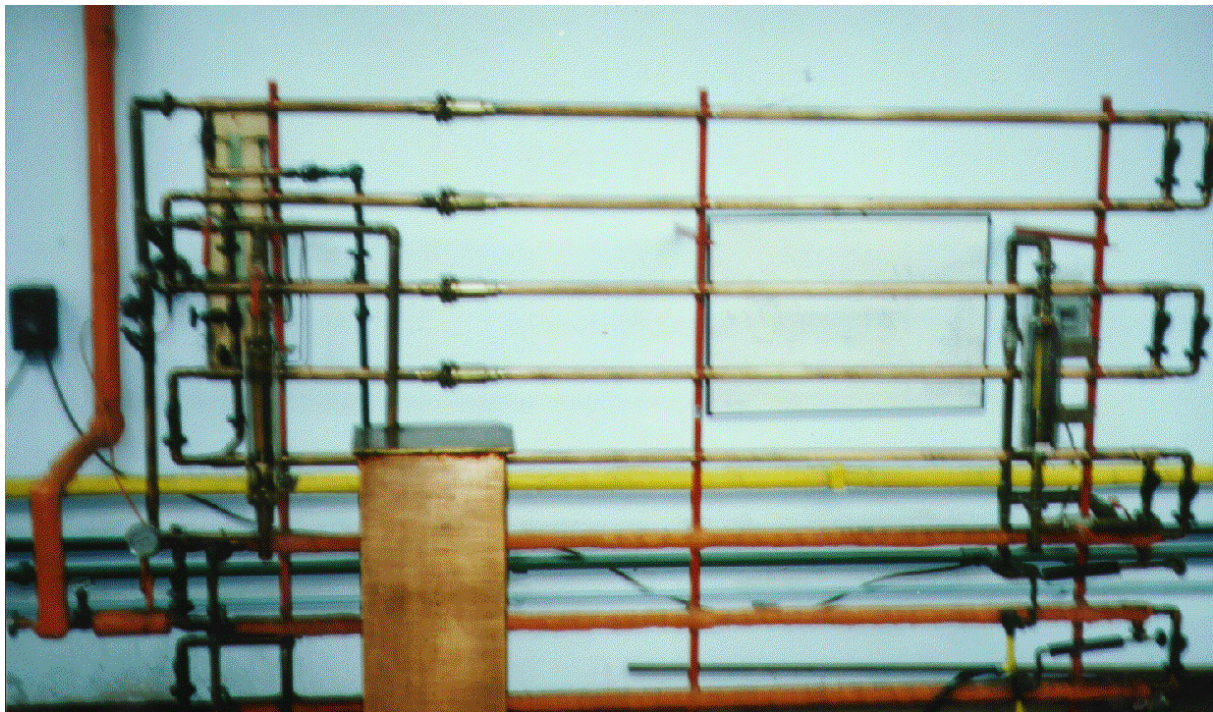


Figura 1.

• CALCULOS:

5.1 ALGORITMOS DE LOS CALCULOS

- El balance de energía para cada una de las secciones de calentamiento se determina mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_v = Q_{ac} + Q_p$$

$$Q_v = \text{flujo de calor entregado por el vapor} = m_v * (h_s - h_e).$$

h_e = entalpia de vapor a la entrada.

h_s = entalpia del liquido a la salida

$Q_{ac} = \text{flujo de calor tomado por el aceite} = m_{ac} * C_p * (T_s - T_e)$

T_e = temperatura del aceite a la entrada

T_s = temperatura del aceite a la salida

Q_p = flujo de calor perdido

El balance de energía para la sección de enfriamiento se determina mediante:

$$Q_{ac} = Q_a + Q_p$$

Q_{ac} = flujo de calor entregado por el aceite = $m_{ac} * C_p * (T_s - T_e)$

Q_a = flujo tomado por el agua = $m_a * C_p * (T_s - T_e)$

Q_p = flujo de calor perdido.

- La diferencia media logarítmica de temperatura en cada sección de calentamiento se calcula así:

$T_1 = T_2$ = temperatura de saturación del vapor de agua a la presión de trabajo

$$t_1 = T_2 - t_1 \text{ y } t_2 = T_1 - t_2$$

$$MLTD = t_1 - t_2$$

$$\ln(t_1/t_2)$$

t_1 = temperatura de entrada del fluido frío

t_2 = temperatura de salida del fluido frío

la diferencia media logarítmica de temperatura en la sección de enfriamiento suponiendo flujo en contracorriente se calcula así:

$$MLTD = t_2 - t_1$$

$$\ln(t_2/t_1)$$

- Cálculo de los coeficientes de película para el aceite, el agua y el vapor.

1. Temperaturas calóricas:

$$T_c = T_2 + F_c * (T_1 - T_2)$$

$$t_c = t_1 + F_c * (t_2 - t_1)$$

F_c se determina con un gráfico como lo indica la Kern.

- coeficiente de película para el aceite (tubo interior)

$$\text{área de flujo} = a_p = \frac{\pi D^2}{4}$$

D= diámetro interno del tubo interno

Velocidad masica = $G_p = \dot{m}_c / a_p$

$\dot{m}_c$ = flujo de masa del aceite

$(Re)_p = (D \cdot G_p) /$

= viscosidad a la temperatura calórica.

A partir de la Kern se determina:

$JH = (h_i \cdot D / k) \cdot (C^* / k)^{-1/3} \cdot (\dot{m} / w)^{0.14}$

Se calcula ahora:

$(C^* / k)^{-1/3}$ y $(\dot{m} / w)^{0.14}$

se despeja h_i y se corrige para obtener h_{io} mediante la formula:

$h_{io} = h_i \cdot (D_i / D_o)$

h_{io} = coeficiente de película referido al diámetro exterior.

- Coeficiente de película para el agua (anulo)

área de flujo = $a_a = \pi (D_2^2 - D_1^2) / 4$

D_2 = diámetro interno del tubo exterior.

D_1 = diámetro externo del tubo interno

Velocidad masica = $G_a = \dot{m}_a / a_a$

$\dot{m}_a$ = flujo de masa de agua

$(Re)_a = D_e \cdot G_a$

D_e = diámetro equivalente

= viscosidad del agua a la temperatura media

$D_e = 4 \cdot \text{área de flujo} / (\pi (D_2^2 - D_1^2))$

Perímetro húmedo D_1

A partir de la figura dada por Kern se calcula JH .

El coeficiente de película del agua será:

$$h_o = j_h * (k/De) * (C/k)^{1/3} * (\mu/w)^{0.14}$$

- Coeficiente de película para el vapor en la sección de calentamiento:

$$T_w = T_a + h_o * (T_s - T_a)$$

$$h_{io} + h_o$$

T_a = temperatura media del fluido frío

$$h_o = 1500 \text{ BTU/h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{f}$$

$$h_o = 0.725 * (\frac{g * l * (1 - v) * h_{fg} * k^3}{\mu})^{0.25}$$

$$l * (T_s - T_w) * D$$

g = aceleración de la gravedad

l = densidad del condensado a T_s

v = densidad del vapor a T_s

T_s = temperatura de saturación del vapor

T_w = temperatura de pared del tubo

h_{fg} = entalpia de condensación

k = conductividad térmica del liquido a T_s

μ = viscosidad del condensado a T_s

D = diámetro exterior del tubo.

- Coeficiente global limpio:

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$h_{io} + h_o$$

Coeficiente de diseño U_d :

$$U_d = \frac{Q}{A * t}$$

$$A * t$$

Q = flujo de calor transferido en el intercambiador.

A = area total de transferencia de calor

$$A = \pi * D_E * L$$

- Factor de suciedad R_d combinado

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c}$$

$$U_c \cdot U_d$$

- La efectividad (ϵ) de un intercambiador se define como la relación del calor real transferido por máxima transferencia de calor posible.

$$\epsilon = \frac{Q_{ac}}{Q_v} \cdot 100 \text{ (zona de calentamiento)}$$

$$\epsilon = \frac{Q_a}{Q_{ac}} \cdot 100 \text{ (zona de enfriamiento)}$$

$$\epsilon = \frac{Q_a}{Q_v} \cdot 100 \text{ (global)}$$

7. ANALISIS DE RESULTADOS

- Observando la siguiente tabla, en los ensayos quinto y octavo ensayo donde se mantuvo el flujo de agua y la presión de vapor constantes, en cambio el flujo de aceite se vario se encontró que a mayor flujo de aceite las perdidas de calor son mayores, por lo tanto el flujo de aceite es directamente proporcional a las perdidas de calor, debido a que el aceite es el medio calefactor en la zona de enfriamiento.
- En los ensayos 5, 6, y 7 en donde la variable manipulada es el flujo de agua se observa que el porcentaje de calor perdido aumenta a la vez que el flujo de agua disminuye, esto debido a que al aumentar el flujo del agua, la diferencia de temperaturas generada por el calor es menor, y por lo tanto la diferencia de temperaturas con el ambiente va a ser menor también, y se va a transmitir menor cantidad de calor con el ambiente
- En el ensayo 2 podemos observar que se cometieron errores al tomar las mediciones, ya que el calor perdido es negativo.

ENSAYOS	δQ (Btu)	%Q	P (psi)	W ac (Lt/min)	W a (Lt/min)
1	4289.332233	13.02141887	4	29	35
2	-997.189476	-2.77846872	5	29	35
3	6878.905528	15.32888207	10	30	36
4	7559.349215	14.55194216	15	30.5	38
5	1351.514114	3.387858154	5	31	30
6	1914.539673	4.799201705	5	31	25
7	2575.348739	5.988478557	5	31	15
8	11116.3396	21.45912899	5	42	30

- En las figuras 1, 2, y 3, en las cuales se presenta la gráfica de temperatura vs longitud se puede ver que en la zona de calentamiento se puede decir que el aceite calienta de una manera lineal, también se puede ver que el vapor no se encuentra a la temperatura de saturación en todos los tubos.
- Al analizar la sección de enfriamiento podemos ver que la variación de la temperatura es también una línea con pendiente negativa para el agua como para el aceite, se nota que el gradiente de temperaturas a la salida de la sección de calentamiento es mayor que a la salida de la sección de enfriamiento para el aceite.

- No se realizó el análisis de la sección de calentamiento ya que el balance de calor con el vapor daba datos irracionales, ya que el calor cedido por el vapor, era menor que el calor recibido por el aceite, esto se puede deber a que los métodos que utilizamos para tomar el caudal de condensado, permitían un margen de error muy grande, ya que se tuvieron muchas pérdidas.
- Se puede determinar por medio de un análisis, que la media logarítmica de temperaturas disminuye de acuerdo aumenten los flujos para el agua y para el aceite este cambio se nota más al variar el flujo de agua.
- Al realizar la gráfica de $\ln G$ vs $\ln h_0$ pudimos observar que el logaritmo natural de h aumenta linealmente con una excelente correlación, con el logaritmo natural del G del agua, por lo tanto podemos suponer que para calcular h podemos realizar una relación potencial con G elevado a una potencia igual a la pendiente de la línea cuyo valor es de 0.978. En los cálculos empíricos para régimen turbulento ($hID/k = 0.027(DG/)^{0.8}(C/k)^{1/3}(\mu/w)^{0.14}$), se encuentra ya preestablecido que este coeficiente equivale 0.8, por lo que nosotros pensamos que este es un valor promedio de muchos ensayos y que nuestro valor no se aleja mucho, seguramente para este equipo y con las condiciones de operación aquí en Bogotá, es mejor tomar este coeficiente.
- También realizamos una gráfica verificando como varía el coeficiente de transferencia de calor para cada tubo a medida que iba cambiando la temperatura del aceite, podemos ver que a medida que aumenta la temperatura en el aceite y aumenta la longitud este coeficiente disminuye de una manera prácticamente lineal, con respecto a la longitud.
- Una de las consideraciones realizadas por Colburn acerca de la aceptación de la MDLT como el verdadero promedio de los gradientes de temperaturas es asumir que U es una función lineal con la temperatura, en el laboratorio se comprobó esto, si observamos la gráfica U vs T , encontramos que la correlación es 0.9928, lo cual indica que si es lineal.

9. RECOMENDACIONES

- En la sección de calentamiento se recomienda, mejorar el sistema de purga del condensado, ya que debido a su gran longitud, se perdía condensado en él.
- Procurar mejorar el sellado de las trampas de vapor.

10. CONCLUSIONES

- La variación de las temperaturas con respecto a la longitud, cumple con lo preestablecido.
- A medida que aumenta el flujo del aceite, aumenta el coeficiente de transferencia general, también se pudo verificar que a medida que se aumentaban los flujos la media logarítmica disminuía.
- El coeficiente convectivo individual para cada tubo, tiene un aumento directamente proporcional al flujo.
- Se verificó que el coeficiente global de transferencia de calor varía linealmente con la temperatura.
- Aparentemente el valor promedio del R_d del equipo es aproximadamente 0.002, con lo que se puede concluir que el equipo está en buenas condiciones.
- En la sección de calentamiento, se dificulta la medición de los caudales del vapor condensado, porque existen varias posibilidades de fugas en el sistema.
-

t_1

t_{23}

t_1

t_2

t

tp

4

3

2

1

8

Deposito de aceite

7

6

5

v-1

v-4

v-3

Entrada del agua

Salida del condensado

Entrada del vapor

Rotametro de aceite

Rotametro de agua

Trampas de vapor

Bomba centrifuga