



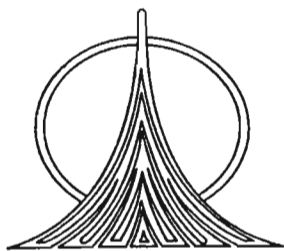
**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

ZARAGOZA

"EVALUACION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE
TRANSFERENCIA DE CALOR PARA UN TERMOSIFON DE
UNA COLUMNA DE DESTILACION PILOTO"

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :
J E S U S J I M E N E Z G A L I N D O



Unidad en la Diversidad
Zaragoza Frente al Siglo XXI

MEXICO, D.F.

2005

m350400



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



**FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES ZARAGOZA**

**JEFATURA DE LA CARRERA
DE INGENIERIA QUIMICA**

OFICIO: FESZ/JCIQ/015/05

ASUNTO: Asignación de Jurado

ALUMNO: JIMÉNEZ GALINDO JESÚS
P r e s e n t e.

En respuesta a su solicitud de asignación de jurado, la jefatura a mi cargo, ha propuesto a los siguientes sinodales:

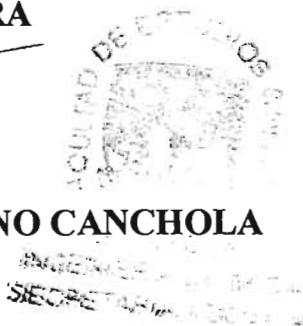
PRESIDENTE	M. en I. Rafael Sánchez Dirzo
VOCAL	Dr. Jesús Torres Merino
SECRETARIO	I.Q. Balbina Patricia García Aguilar
SUPLENTE	I.Q. Cuauhtémoc Lagos Chávez
SUPLENTE	I.I.Q. Alejandro Rubio Martínez

Sin más por el momento, reciba un cordial saludo.

A t e n t a m e n t e
“POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU”
México, D.F., 29 de Marzo del 2005.

EL JEFE DE LA CARRERA

M. EN C. ANDRES AQUINO CANCHOLA



AGRADECIMIENTOS

A Dios por las bendiciones que ha derramado en mí y la salud que me ha brindado.

Al Dr. Jesús Torres Merino por apoyarme en la dirección de este trabajo.

A mi mamá Ofelia Galindo Medina por su apoyo y confianza incondicional.

A Arturo Vázquez Solís por toda la ayuda que me ha brindado desde mi infancia.

A mi hermano el Dr. Álvaro Jiménez Galindo, por darme un ejemplo de lucha y tenacidad constante.

A mi hermano el Arq. José Antonio Jiménez Galindo, por sus consejos y sus críticas que me dieron aliento para superarme.

A mi hermano Alejandro Jiménez Galindo por que siempre ha estado con migo apoyándome en los momentos buenos y malos.

A Esmeralda Ramírez Cruz por la muestra de superación continua, el hambre de victoria que lleva en la sangre y la confianza que ha depositado en mí.

A mis amigos y hermanos Ricardo, Christian, Bronson, y Chávez.



INDICE

RESUMEN	iv
INTRODUCCIÓN	1
Justificación.....	2
Objetivo.....	2
Hipótesis.....	3
Capítulo I.- FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	4
Introducción.....	5
1.1) Conducción.....	6
1.1.1) Conducción en una pared.....	7
1.1.2) Conducción en paredes en serie.....	8
1.1.3) Conducción en paredes en paralelo.....	9
1.1.4) Conducción en paredes compuestas (serie-paralelo).....	11
1.1.5) Conducción en una pared cilíndrica.....	12
1.1.6) Conducción en paredes cilíndricas en serie.....	13
1.2) Convección.....	15
1.2.1) Coeficientes de película.....	15
1.2.1.1) Coeficiente individual de transferencia de calor.....	15
1.2.1.2) Coeficiente global de transferencia de calor.....	18
1.2.2) Número de Nusselt.....	20
1.3) Radiación.....	22
1.4) Análisis de la variación de la temperatura en los cambiadores de calor.....	25
1.4.1) Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).....	25
1.4.2) Temperatura calórica.....	28
1.4.3) Temperatura de pared del tubo.....	30
1.4.4) Diferencia de temperatura verdadera en un cambiador de calor 1-2.....	31
1.5) Diámetros equivalentes.....	32
1.5.1) Diámetro equivalente para la transferencia de calor.....	32
1.5.2) Diámetro equivalente para la caída de presión.....	33
1.6) Número de unidades de transferencia térmica (NUT).....	34
Capítulo II.- SISTEMAS DE CALENTAMIENTO EN COLUMNAS DE DESTILACIÓN	40
2.1) Vaporización.....	41
2.2) Evaporación.....	45
2.3) Clasificación de los equipos de vaporización.....	47
2.4) Clasificación de cambiadores vaporizadores.....	48
2.5) Equipos vaporizadores de convección natural.....	49
2.5.1) Caldereta de marmita.....	50



2.5.1.1) Flujo a dos fases.....	52
2.5.1.2) Transferencia de calor convectivo a dos fases.....	54
2.5.1.3) Promedio del coeficiente de transferencia de calor, en tubos con ebullición.....	56
2.5.1.4) Máximo flux de calor en los tubos.....	57
2.5.1.5) Evaluación térmica.....	59
2.5.1.5.1) Composición y temperaturas del lado de la ebullición.....	59
2.5.1.5.2) Diferencia de temperaturas (ΔT).....	60
2.5.2) Calderetas con haz de tubos en la columna.....	63
2.5.3) Termosifón.....	65
2.5.3.1) Horizontal.....	67
2.5.3.2) Vertical.....	75
2.5.3.3) En espiral.....	81
2.5.4) Matraz con chaqueta de calentamiento u olla vaporizadora.....	82
2.6) Circulación forzada y termosifón.....	83
Capítulo III.- PROCESO EN EL EQUIPO PILOTO.....	84
3.1) Descripción del equipo de proceso.....	85
3.1.1) Caldereta tipo termosifón (CA-102).....	85
3.1.2) Olla hervidora (RB-101).....	86
3.1.3) Columna empacada.....	86
3.1.4) Columna vacía.....	87
3.1.5) Cabeza de reflujo (E).....	87
3.1.6) Tanque de alimentación (TA-101).....	88
3.1.7) Condensador (CA-101).....	88
3.1.8) Bombas de alimentación y reflujo (BA-101, BA102).....	88
3.1.9) Válvula de tres vías (VT-101).....	88
3.1.10) Distribuidor de líquido.....	89
3.1.11) Compresor.....	89
3.1.12) Precalentador de alimentación (CA-103).....	89
3.1.13) Enfriador de producto (D).....	89
3.1.14) Separador de fases (C).....	89
3.1.15) Colector de producto (A).....	90
3.1.16) Colector simple (B).....	90
3.1.17) Condensador de arrastres (F).....	90
Capítulo IV.- DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	91
4.1) Operación de la torre de destilación.....	92
4.1.1) Preoperación del equipo.....	92
4.1.2) Arranque del proceso.....	92
4.1.3) Operación normal.....	93
4.1.4) Paro normal del equipo.....	93
4.1.5) Paro en caso de emergencia.....	94
4.2) Mezclas ensayadas y cálculo del coeficiente global de transferencia.....	



de calor (U).....	95
4.2.1) Corrida 1. Evaporación de agua en la columna piloto.....	95
4.2.2) Corrida2. Vaporización de ciclohexano en la columna piloto	100
4.3) Resultados y análisis de resultados.....	105
CONCLUSIONES	114
NOMENCLATURA	v
BIBLIOGRAFÍA	xi



RESUMEN

La empresa REIND QUÍMICA S.A. de C.V. localizada en San Vicente Chicoloapan Edo. de México, desea analizar el comportamiento de un termosifón de una columna de destilación piloto, para así obtener información experimental durante la recuperación de disolventes a partir de mezclas de desechos industriales con el propósito de escalarla a nivel industrial.

Debido a que la literatura reporta intervalos amplios del coeficiente global de transferencia de calor, es difícil diseñar a partir de un valor, esto aunado a que las mezclas de disolventes a destilar son variadas, hace que sea necesario realizar experimentalmente el cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

En el capítulo 1, se abordan temas elementales de la transferencia de calor, tales como la conducción, convección, radiación, la diferencia de temperaturas a la entrada y salida de un cambiador de calor, y el diámetro equivalente para la transferencia de calor, mismos que permitirán un mejor entendimiento al lector de la secuencia de cálculo que se obtuvo.

En el capítulo 2 se estudia la vaporización y los diferentes equipos que se emplean más comúnmente haciendo la distinción entre la convección natural y la convección forzada. Ahondando en los cambiadores de calor tipo termosifón, ya que el cambiador de calor que se analiza es un termosifón con tubos verticales.

En el capítulo 3 se realiza la descripción del equipo piloto.

En el capítulo 4 se determina experimentalmente el coeficiente global de transferencia de calor, a una corrida con agua y 2 pruebas con ciclohexano. Se analizan y discuten los resultados durante el calentamiento sensible y en la ebullición de los disolventes.

Por último se tienen las conclusiones a las que se llegaron al finalizar la determinación experimental.



INTRODUCCIÓN

Los procesos químicos y en particular los procesos de recuperación de disolventes a partir de mezclas líquidas de desecho requieren de un estudio teórico experimental de las operaciones y procesos unitarios involucrados. La destilación es una de las operaciones unitarias más empleadas para la recuperación de disolventes. En general los equipos de destilación sean destilación simple o columnas empacadas o de platos tienen como equipos auxiliares un sistema de calentamiento uno de condensación y enfriamiento.

En este trabajo se evalúa el comportamiento del sistema de calentamiento de una columna de destilación piloto. La evaluación del sistema consiste en la determinación del coeficiente global de transferencia de calor durante la destilación de mezclas de disolventes de desechos de la industria química. La determinación de los coeficientes tiene como propósito escalar el equipo piloto a nivel industrial.

En el capítulo I se estudian los fundamentos de transferencia de calor. En el capítulo II se analizan los sistemas de calentamiento más comunes empleados en destilación. En el capítulo III se describe el equipo de destilación piloto haciendo énfasis en el sistema de calentamiento motivo de esta tesis. En el capítulo IV se analizan y discuten las pruebas realizadas. Finalmente se presentan las conclusiones y referencias.



JUSTIFICACIÓN

La empresa REIND QUÍMICA S.A. de C.V. localizada en San Vicente Chicoloapan Edo. de México, dentro del proyecto de "Aumento de Producción" tiene como meta implementar equipos con los cuales pueda aumentar la productividad. Una de las etapas del proyecto consiste en establecer las condiciones de operación de los equipos de destilación que actualmente están en operación, así como el diseño, construcción y operación de nuevos equipos.

Como parte de este proyecto se construyó una columna de destilación piloto que permitirá obtener información experimental durante la recuperación de disolventes a partir de mezclas sucias de desechos industriales con el propósito de escalarla a nivel industrial.

La particularidad de estas mezclas "sucias" a diferencia de mezclas "limpias" es que las mezclas "sucias" contienen una cierta cantidad de lodos suspendidos que resulta difícil filtrarlos, de aquí que es necesario la realización de experimentos que den información fundamental para el escalamiento del equipo.

Las mezclas limpias sin embargo pueden ser simuladas empleando programas tales como ASPEN, CHEMCAD y otros.

OBJETIVO

Determinar los coeficientes de transferencia de calor en un termosifón instalado en una columna de destilación piloto al separar mezclas "sucias" constituidas por disolventes de desecho provenientes de la industria química.



HIPÓTESIS.

Se podrá calcular el coeficiente global de transferencia de calor para un termosifón dado, a partir de los datos obtenidos de las mezclas empleadas, al realizar varias corridas experimentales.

Es posible aprovechar los coeficientes de transferencia de calor obtenidos experimentalmente en un equipo piloto utilizando las mezclas "sucias" para escalar un termosifón de una columna industrial.



CAPITULO I

FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR



INTRODUCCIÓN

La energía térmica se manifiesta por la diferencia de temperatura que presentan los cuerpos, por tanto el calor, "Q", es una cantidad de energía que fluye de un sistema a otro en virtud de una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno y que fluye de un punto de mayor temperatura a otro de menor temperatura.

La transferencia de calor es un fenómeno que ocurre diariamente y en todo momento, aun que nosotros no nos demos cuenta. Como por ejemplo; el sol calienta a la tierra diariamente, es decir se da una transferencia de calor de un cuerpo caliente que sede parte de su energía a un cuerpo que tiene una menor temperatura como lo demuestra la ley cero de la termodinámica.

Durante siglos se ha usado el fenómeno de la transferencia de calor para calentar algunos objetos, pero en los últimos siglos se ha empleado esta energía para calentar fluidos que son necesarios en los procesos de elaboración de algún bien. Debido a que la generación de energía térmica es costosa, se desea aprovechar al máximo la energía obtenida, de aquí que los equipos que se emplean en la industria son cada día mas sofisticados. La transferencia de calor puede darse mediante tres mecanismos: conducción, convección y radiación, cada una de ellas con características muy particulares.



1.1) CONDUCCIÓN

La conducción es la transferencia de calor que se da en materiales sólidos como por ejemplo al calentar el extremo de una barra metálica, ocurrirá la transferencia de calor por conducción y se notará que al pasar un poco de tiempo el otro extremo también se habrá calentado.

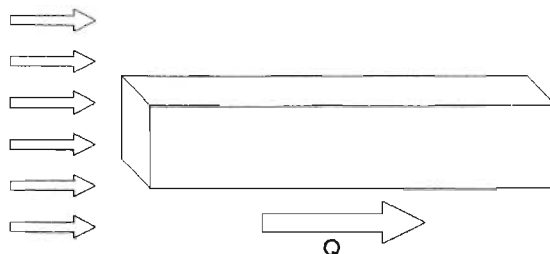


Figura 1.1. Transferencia de calor en una barra metálica.

La transferencia de calor por conducción se realiza de dos maneras, el primer mecanismo es el de interacción molecular, en el cual el aumento de movimiento de una partícula a un nivel de energía (temperatura) más alto imparte energía a las moléculas adyacentes que se encuentran en niveles de energía más bajos. Este tipo de transferencia está presente, en cierto grado en todos los sistemas en los cuales exista un gradiente de temperatura y en los que se encuentren presentes moléculas de sólido, líquido o gas.

El segundo mecanismo de transferencia de calor por conducción es por medio de electrones libres. El mecanismo de los electrones libres es importante, principalmente en los sólidos puramente metálicos; la concentración de los electrones libres varía considerablemente en las aleaciones y baja mucho en los sólidos no metálicos¹.

Ley de Fourier

La relación básica del flujo de calor por conducción es la proporcionalidad existente entre la velocidad de flujo de calor a través de una superficie isotérmica y el gradiente de temperatura existente en dicha superficie. La ecuación (1.1) representa la ley de Fourier de la conducción de calor en honor al físico-matemático francés Joseph Fourier, quien hizo contribuciones muy importantes al tratamiento analítico de la transferencia de calor por conducción.²

¹ "FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MOMENTO, CALOR Y MASA." James R. Welty., Charles E. Wicks. Robert E. Wilson. Editorial Limusa. 1998. México.

² "OPERACIONES BÁSICAS DE INGENIERÍA QUÍMICA" Warren L. McCabe., Julian C. Smith., Meter Harriott. Editorial McGraw-Hill. 1991. España.



Suponiendo que no hay pérdidas de calor con los alrededores, la ecuación que determina la cantidad de calor que se transfiere de un extremo a otro la determino Fourier en 1822.

$$dQ = kA \left(-\frac{dt}{dx} \right) \dots\dots\dots (1.1)$$

Integrando y suponiendo que (x_1-x_2) es una longitud "L" tenemos.

$$Q = kA \frac{(t_1 - t_2)}{L} \dots\dots\dots (1.2)$$

Agrupando términos:

$$Q = \left(\frac{kA}{L} \right) (t_1 - t_2) \dots\dots\dots (1.3)$$

"k" es la conductividad térmica del material por el que fluye el calor y varía con la temperatura. Este término se obtiene experimentalmente. Y "A" es el área en el ángulo recto con la dirección del flujo de calor.

- Donde:
- Q = Transferencia de calor $\left[\frac{J}{s} \right]$
 - k = Conductividad térmica del material $\left[\frac{W}{m^{\circ}K} \right]$
 - A = Área de transferencia de calor. $[m^2]$
 - L = Longitud [m]
 - T = Temperatura caliente [K]
 - t = Temperatura fría [K]
 - t₁ = Temperatura en el extremo izquierdo de la varilla
 - t₂ = Temperatura en el extremo derecho de la varilla

1.1.1) CONDUCCIÓN EN UNA PARED

Cuando se tiene una pared, por la cual hay transferencia de calor y suponiendo que el calor cedido es uniforme en el área izquierda el material sobre el cual se hace el análisis. Se puede notar la diferencia de temperaturas de un lado a otro pudiéndose expresar de la siguiente manera.

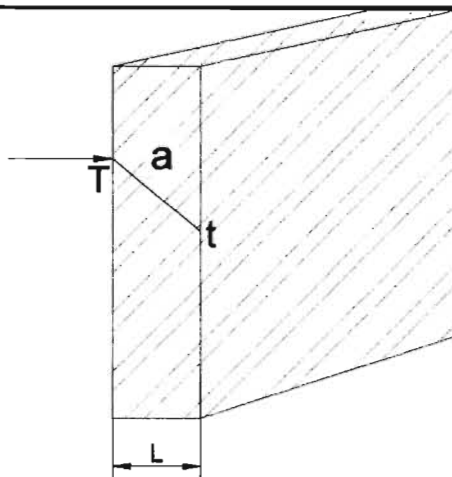


Figura 1.2. Transferencia de calor en una pared plana

$$Q = \left(\frac{KA}{L} \right) (T - t) \quad \dots\dots\dots (1.4)$$

Se define a la resistencia térmica como:

$$R = \frac{L}{KA} \quad \dots\dots\dots (1.5)$$

Por lo tanto otra forma de escribirlo es:

$$Q = \frac{(T - t)}{R} \quad \dots\dots\dots (1.6)$$

1.1.2) CONDUCCIÓN EN PAREDES EN SERIE

En ocasiones se requiere de varios materiales colocados en serie, para la construcción de un horno o cámara de combustión. Usualmente se emplean varios tipos de ladrillo refractario, puesto que los que son capaces de resistir las altas temperaturas interiores son más frágiles y caros que los que se requieren cerca de la superficie externa, donde las temperaturas son considerablemente menores. Si se tienen varias paredes colocadas en serie como se muestra a continuación, las ecuaciones que definen la transferencia de calor se desarrollan de la siguiente manera:³

³“PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR” Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1999., México.

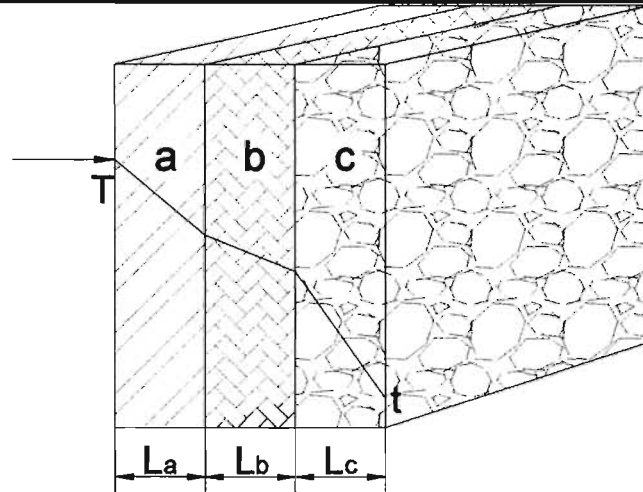


Figura 1.3. Transferencia de calor en paredes en serie.

$$Q = \frac{\Delta T}{\sum R_i} = \frac{(T-t)}{\sum \left(\frac{L_i}{K_i A} \right)} \quad \dots\dots\dots (1.7)$$

Se tiene que la resistencia total de las paredes es:

$$R_T = \sum R_i = R_1 + R_2 + R_3 \quad \dots\dots\dots (1.8)$$

$$R_1 = \left(\frac{L}{KA} \right)_1 = \left(\frac{L_1}{K_1 A_1} \right) \quad \dots\dots\dots (1.9)$$

$$Q = \frac{(T-t)}{\left(\frac{L_1}{K_1 A} \right) + \left(\frac{L_2}{K_2 A} \right) + \left(\frac{L_3}{K_3 A} \right)} \quad \dots\dots\dots (1.10)$$

1.1.3) CONDUCCIÓN EN PAREDES EN PARALELO

Cuando se tienen 2 paredes con un arreglo en paralelo como se observa en la figura 1.4, las ecuaciones que representan el fenómeno son:

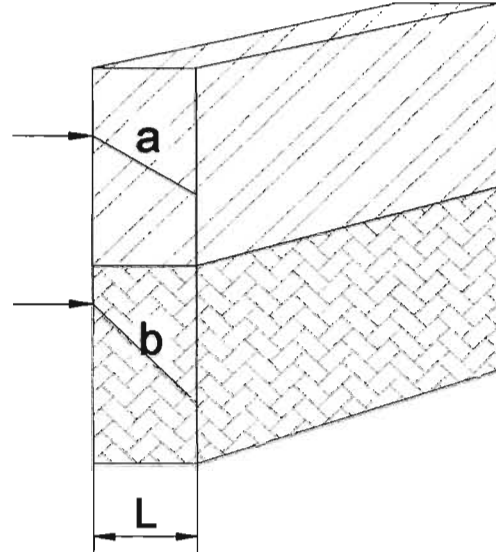


Figura 1.4. Transferencia de calor en paredes en paralelo.

$$Q_T = Q_a + Q_b \quad \dots\dots\dots (1.11)$$

$$Q_T = \frac{T-t}{\left(\frac{L_a}{K_a A_a}\right)} + \frac{T-t}{\left(\frac{L_b}{K_b A_b}\right)} \quad \dots\dots\dots (1.12)$$

Sí. $R_a = \left(\frac{L}{KA}\right)_a \quad \dots\dots\dots (1.13)$

Entonces tenemos lo siguiente:

$$Q_T = \frac{(T-t)}{\left[\frac{R_a * R_b}{R_a + R_b}\right]} \quad \dots\dots\dots(1.14)$$



1.1.4) CONDUCCIÓN EN PAREDES COMPUESTAS (SERIE-PARALELO)

El esquema que representa tal sistema es:

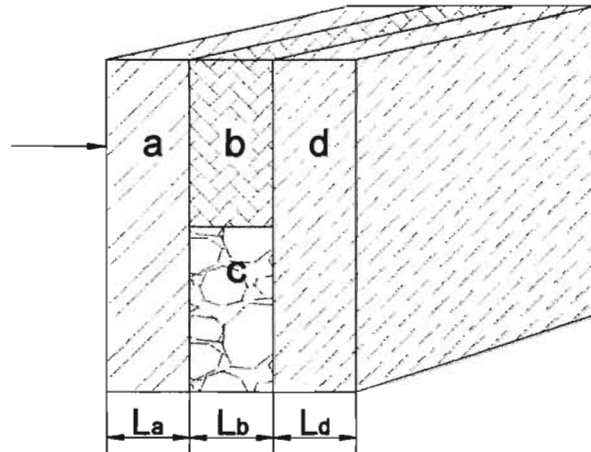


Figura 1.5. Transferencia de calor en paredes en serie

$$Q_T = \frac{(T-t)}{\left(\frac{L}{KA}\right)_a + \left[\frac{R_b R_c}{R_b + R_c}\right] + \left(\frac{L}{KA}\right)_d} \dots\dots\dots (1.15)$$

$$Q_T = \frac{(T-t)}{\left(\frac{L}{KA}\right)_a + \left[\frac{1}{\left(\frac{L}{KA}\right)_b} + \frac{1}{\left(\frac{L}{KA}\right)_c}\right]^{-1} + \left(\frac{L}{KA}\right)_d} \dots\dots\dots (1.16)$$

Por tanto la resistencia térmica de la pared "a" es:

$$R_a = \left(\frac{L}{KA}\right)_a \dots\dots\dots (1.17)$$

Y para la pared "b" es:

$$R_b = \left(\frac{L}{KA}\right)_b \dots\dots\dots (1.18)$$



1.1.5) CONDUCCIÓN EN UNA PARED CILÍNDRICA.

“Q” es un flujo de energía térmica el cual tiene las siguientes unidades:

$$Q [=] \text{BTU, cal, J}$$

La potencia está constituida por

$$\frac{\text{BTU}}{\text{h}}, \frac{\text{cal}}{\text{h}}, \frac{\text{J}}{\text{s}}, \text{W}$$

Y “q” es el flux de energía térmica

$$q [=] \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2}, \frac{\text{cal}}{\text{cm}^2\text{s}}, \frac{\text{J}}{\text{m}^2\text{s}}, \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Al interpretar estas unidades se observa que “q” es un flujo de calor por unidad de área, es decir es una cantidad de calor que pasa en un área determinada en un tiempo dado. A partir de esto y conociendo el área total de transferencia de calor se puede obtener el flujo de calor “Q” total involucrado en el sistema, es decir:

$$\frac{Q}{A} = q \quad \dots\dots\dots (1.19)$$

$$Q = qA \quad \dots\dots\dots (1.20)$$

De manera que para el caso de una pared cilíndrica el flujo térmico es:

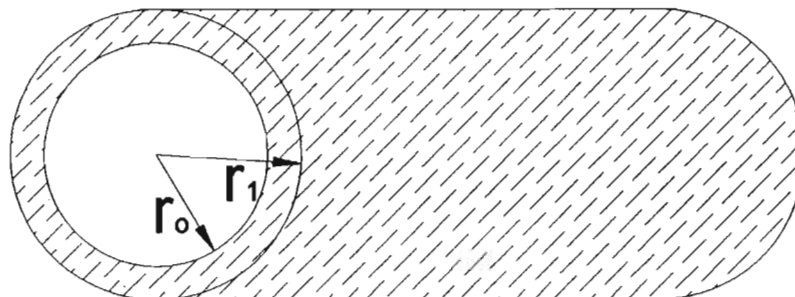


Figura 1.6. Transferencia de calor en una pared cilíndrica

$$Q = \frac{2 \pi L K (T - t)}{\ln \left(\frac{r_1}{r_o} \right)} \quad \dots\dots\dots (1.21)$$



$$Q = \frac{(T - t)}{\left[\frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_o}\right)}{2\pi LK} \right]} = \frac{\Delta T}{R} \quad \text{..... (1.22)}$$

$$q = \frac{K(\Delta T)}{\ln\left(\frac{r_1}{r_o}\right)} \quad \text{..... (1.23)}$$

1.1.6) CONDUCCIÓN EN PAREDES CILÍNDRICAS EN SERIE

Suponiendo que tenemos varias capas cilíndricas y la primera de estas es un metal, que podría ser un recipiente en el cual se está llevando a cabo una reacción y las siguientes capas podrían ser materiales con baja conductividad térmica que funcionan como aislantes.

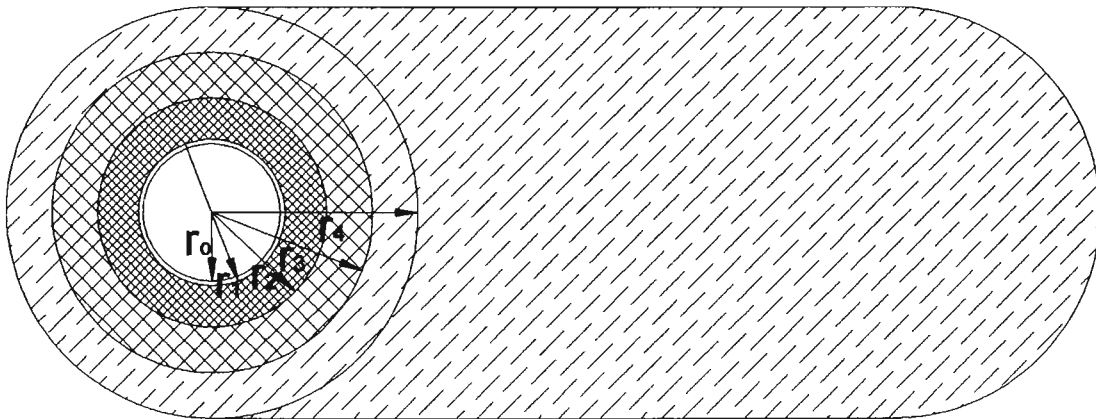


Figura 1.7. Transferencia de calor en paredes cilíndricas en serie

$$q_a = \frac{K_a(\Delta T)}{\ln\left(\frac{r_1}{r_o}\right)} \quad \text{..... (1.24)}$$

Generalmente no se calcula "q_a" porque casi no hay resistencia térmica por parte del metal y por ende, esta se considera despreciable.

$$q_b = \frac{K_b(\Delta T)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad \text{..... (1.25)}$$



$$q_c = \frac{K_c(\Delta T)}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \dots\dots\dots (1.26)$$

$$q_d = \frac{K_d(\Delta T)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} \dots\dots\dots (1.27)$$

$$q_b = q_c = q_d \dots\dots\dots (1.28)$$

1.2) CONVECCIÓN

La transferencia de calor por convección se debe al movimiento del fluido. El fluido que se calienta recibe así la energía necesaria para moverse y de esta manera mezclarse con el fluido que está a su alrededor y ceder parte del calor obtenido. La convección libre o natural es cuando no hay ningún aparato mecánico que promueva el movimiento de las partículas. En la figura 1.8 (a) se ilustra el movimiento por convección natural.

La convección forzada es cuando existe algún dispositivo mecánico que ayuda a que las partículas se mezclen más rápidamente como se muestra en la figura 1.8 (b), en la cual hay un recipiente que contiene algún líquido y este se mueve por convección forzada mediante el movimiento de las aspas.

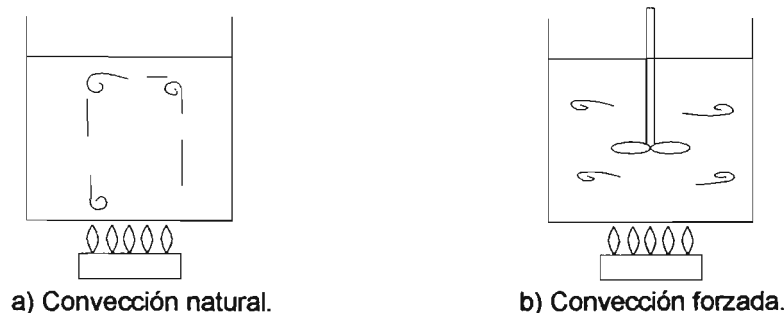


Figura 1.8. Tipos de convección

1.2.1) COEFICIENTES DE PELÍCULA

1.2.1.1) Coeficiente individual de transferencia de calor

A continuación se presenta un esquema en el cual se aclara la manera en que se transfiere el calor entre dos fluidos que tienen diferentes temperaturas. Suponiendo que el fluido que está del lado izquierdo posee una mayor temperatura, este le cederá calor al fluido de menor temperatura.

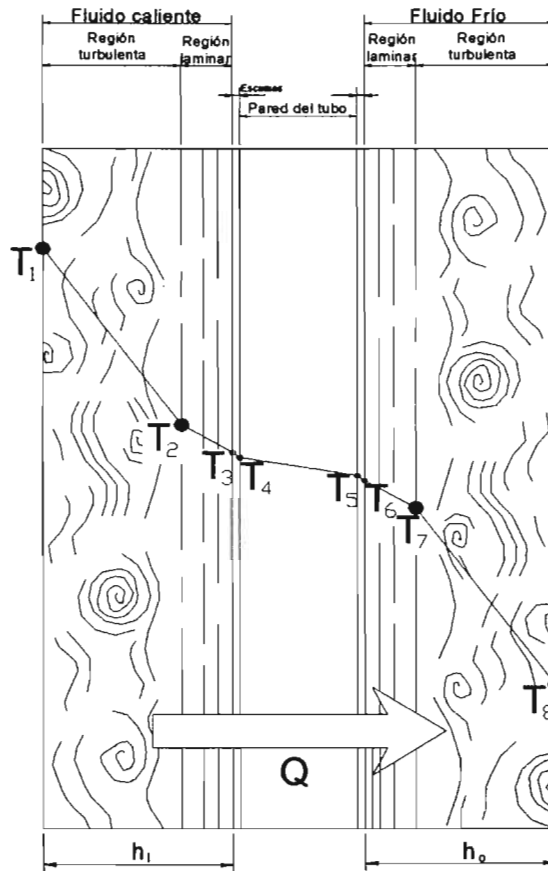


Figura 1.9. Gradiente de temperaturas para el flujo constante de calor por conducción y convección, de un fluido más caliente a otro más frío, separados por una pared sólida.⁴

Al realizar un balance completo de energía se tiene la siguiente ecuación que define el calor por convección.

$$c_p \left(\frac{\partial t}{\partial \theta} + u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + w \frac{\partial t}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + q' + \Phi \quad \dots\dots\dots (1.29)$$

Donde:

- C_p = Calor específico
- t = Temperatura
- θ = Tiempo
- k = Conductividad térmica
- u = velocidad en dirección x
- v = velocidad en dirección y
- w = velocidad en dirección z
- q' = velocidad de generación de calor

⁴ “MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO” Robert H. Perry. Sexta edición. Editorial McGraw-Hill. 1992. México. 10-6



ϕ = Disipación de energía que se debe a la viscosidad del fluido

Dicha ecuación es muy compleja y para flujos turbulentos la dificultad de expresar las velocidades de los flujos en función del espacio y tiempo, además de la complejidad de obtener valores seguros de la conductividad térmica efectiva, la medición de los espesores de las diferentes capas y sus temperaturas, han hecho que la solución de esta ecuación sea muy complicada y por ende ha sido necesario expresar la convección de una manera mas sencilla, ya que no se puede hablar de un espesor determinado de pared cuando se trabaja con fluidos como se hizo con paredes sólidas en la ecuación (1.4). Tomando t_1 como temperatura caliente y t_2 como temperatura fría la ecuación que da de la siguiente manera:

$$Q = \left(\frac{K}{L}\right)A(t_1 - t_2) \quad (\text{Ecuación para paredes sólidas}) \quad \dots\dots\dots (1.4)$$

Una manera de obtener la transferencia de calor en el sistema puede ser siguiendo análogamente lo que se hizo con los sólidos, pero en lugar de tener una conductividad térmica llamada "k" y una distancia de transferencia "L", ahora se tendrá un coeficiente de transferencia de calor h.

$$Q = h_i A_i \Delta t_i = h_o A_o \Delta t_o \quad \dots\dots\dots (1.30)$$

donde:

Q = Calor ganado o cedido

h_i = Coeficiente de transferencia de calor para el fluido interior.

h_o = Coeficiente de transferencia de calor para el fluido exterior.

A = Área de transferencia de calor

La ecuación (1.29) es útil si se considera lo siguiente:

- Que no se pierde calor con el exterior.
- Que el tubo totalmente liso.
- Que el sistema es estable.
- Que la pared del metal no opone ninguna resistencia a la transferencia de calor.
- Que el área de transferencia de calor es una sola y no dos como el área de los tubos.



1.2.1.2) COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Otra forma más de obtener el calor transferido es sumando las resistencias en cada parte del sistema, analizando de esta manera dos tubos concéntricos se obtiene la siguiente formula:

$$\text{Sí} \quad Q = \frac{\Delta t}{R_T} \quad \dots\dots\dots (1.31)$$

Entonces la suma de las resistencias es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o} \quad \dots\dots\dots (1.32)$$

Como el tubo tiene un área interna diferente al área externa para la cual h_i y h_o , deben de multiplicarse por la misma área, entonces h_i debe multiplicarse por:

$$\left(\frac{A_i}{A_o} \right) \quad \dots\dots\dots (1.33)$$

Obteniendo de esta forma la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{A_o(t_1 - t_8)}{\left[\frac{1}{h_i \left(\frac{A_i}{A_o} \right)} \right] + \left[\frac{2.3 d_o}{2 k} \log \frac{d_o}{d_i} \right] + \left[\frac{1}{h_o} \right]} \quad \text{(Ecuación particular para un cambiador de calor de tubos concéntricos referido al área externa.)}^{56} \quad \dots\dots\dots (1.34)$$

$$Q = \frac{d_o(t_1 - t_8)}{\left[\frac{1}{h_i \left(\frac{d_i}{d_o} \right)} \right] + \left[\frac{2.3 d_o}{2 k} \log \frac{d_o}{d_i} \right] + \left[\frac{1}{h_o} \right]} \quad \dots\dots\dots (1.35)$$

De manera general (para cambiadores de calor de tubos concéntricos y cambiadores de calor de tubos y coraza) se escribe un solo termino que

⁵ "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1999., México. 112-114

⁶ "MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO" Robert H. Perry. Sexta edición. Editorial McGraw-Hill. 1992. México



representa el inverso de las resistencias térmicas que es “U” llamado coeficiente global de transferencia de calor.

$$Q = UA\Delta t$$

Ecuación general para
cambiadores de calor
..... (1.36)

Si simplificamos la ecuación 1.32, suponiendo que el metal no tiene ninguna resistencia, ya que se emplean regularmente metales altamente conductores de calor tenemos lo siguiente:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad \text{..... (1.37)}$$

Agregando a esta formula el área como se muestra en la figura 1.9.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \left(\frac{A_i}{A_o} \right)} + \frac{1}{h_o} \quad \text{..... (1.38)}$$

Si englobamos el coeficiente de película interior con las áreas obtenemos:

$$h_{io} = h_i \left(\frac{A_i}{A_o} \right) \quad \text{..... (1.39)}$$

Lo cual representa el coeficiente de película interior referido a la superficie exterior. Por tanto obtenemos así la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} = \frac{h_{io} + h_o}{h_{io}h_o} \quad \text{..... (1.40)}$$

De modo que:

$$U = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} \quad \text{..... (1.41)}$$



1.2.2) NÚMERO DE NUSSELT

La convección natural se produce cuando, una superficie sólida esta en contacto con un fluido de temperatura distinta a la de la superficie, y la diferencia de densidad proporciona la fuerza que requiere el cuerpo para desplazar el fluido. Los análisis de la convección natural requieren la solución matemática simultánea de las ecuaciones de movimiento y energía, la ecuación general que se obtiene es la ecuación de Nusselt a partir de la cual se pueden deducir los coeficientes de transferencia de calor.

$$Nu = a(Gr Pr)^m \quad \dots\dots\dots (1.42)$$

Sustituyendo se tiene:

$$Nu = \frac{hL}{k} = a \left[\left(\frac{L^3 \rho^2 g \beta \Delta t}{\mu^2} \right) \left(\frac{c\mu}{k} \right) \right]^m \quad \dots\dots\dots (1.43)(a)$$

Donde.

- h = Coeficiente local individual de transferencia de calor W/m²K BTU/(h ft² °F)
- L = Longitud de la superficie de transferencia de calor m ft
- k = Conductividad térmica del fluido W/m K BTU/(h ft °F)
- ρ = Densidad Kg/m³ lb/ft³
- g = aceleración debida a la gravedad m/h² ft/h²
- β = Coeficiente volumetrico de dilatación térmica K⁻¹ °F⁻¹
- c = Calor específico del fluido caliente en las derivaciones, J/(kgK) BTU/(lb °F)
- μ = viscosidad dinámica kg/(h m) lb/(h ft)
- a = Coeficiente de proporcionalidad
- m = Coeficiente de proporcionalidad
- Nu = Número de Nusselt
- Gr = Número de Grashof
- Pr = Número de Prandtl

Esta ecuación proporciona una medida de transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie⁷. El número de Nusselt es para la capa límite térmica lo que para el coeficiente de fricción es a la capa límite de velocidad. Del conocimiento de Nu, se puede determinar el coeficiente de convección local h y entonces se calcula el flujo de calor local⁸

⁷ "FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Frank P. Incropera., David P. De UIT., 4ta edición., Editorial Prentice Hall. 1999, México.

⁸ "HYDROCARBON PROCESSING" A new way to design kettle and internal reboilers. J. W. Palen., W. M. Small. Noviembre, 1964. Vol. 43., No 11. pag. 199-208



Tabla 1.1. Valores de “a” y “m” para las ecuaciones (1.42) y (1.43)⁹

CONFIGURACIÓN	Ra = Gr Pr	a	m
Superficie vertical L = Dimensión vertical <3ft	Ra < 10 ⁴	1.36	1/5
	10 ⁴ < Ra < 10 ⁹	0.59	¼
	10 ⁹ < Ra	0.13	1/3
Cilindro horizontal L=diámetro < 8in	Ra < 10 ⁻⁵	0.49	0
	10 ⁻⁵ < Ra < 10 ⁻³	0.71	1/25
	10 ⁻³ < Ra < 1	1.09	1/10
	1 < Ra < 10 ⁴	1.09	1/5
	10 ⁴ < Ra < 10 ⁹	0.53	¼
	10 ⁹ < Ra	0.13	1/3
Superficie plana horizontal caliente hacia arriba (o fría hacia abajo)	10 ⁵ < Ra < 2*10 ⁷	0.54	¼
	2*10 ⁷ < Ra < 3*10 ¹⁰	0.14	1/3
Superficie plana horizontal fría hacia arriba (o caliente hacia abajo)	3*10 ⁵ < Ra < 3*10 ¹⁰	0.27	1/4

Al realizar un análisis de un sistema de dos tubos concéntricos en convección forzada se tiene lo siguiente:

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.023(Re)^{0.8}(Pr)^n \quad \dots\dots\dots (1.43)(b)$$

n = 0.4 si se esta calentando el fluido del tubo interior

n = 0.3 si se esta enfriando el fluido del tubo interior

Todas las propiedades se evalúan a la temperatura media logarítmica

⁹ “MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO ” Robert H. Perry. Sexta edición. Editorial McGraw-Hill. 1992. México. 10-12



1.3) RADIACIÓN

La transferencia de calor por conducción y convección requiere la presencia de un gradiente de temperatura en alguna forma de materia. Por el contrario, la transferencia de calor por radiación térmica no requiere materia, el calor también se puede transferir a regiones donde existe el vacío. En este caso, el mecanismo es la radiación electromagnética. La radiación electromagnética que es propagada como resultado de una diferencia de temperaturas; se le llama radiación térmica y es de la misma naturaleza que la luz visible ordinaria¹⁰.

La variación de la intensidad con el tiempo del campo eléctrico pasando por un punto dado puede ser representada por una onda senoidal que tiene longitud finita de cresta a cresta, que es λ , la longitud de onda. El número de ondas que pasan por un punto dado en la unidad de tiempo, es la *frecuencia* de la radiación, y el producto de la frecuencia por la longitud de onda es la velocidad de la onda. Para el tránsito en el vacío, la velocidad de propagación de la radiación está muy cercana a los 299 338 Km por segundo. Para el tránsito a través de un medio, la velocidad es algo menor, aun cuando la desviación generalmente se desprecia. La longitud de onda de la radiación puede especificarse en cualquier unidad de longitud, sin embargo el micrón, 1×10^{-4} cm, es lo más común. Todas las ondas conocidas, incluidas en la teoría electromagnética, están situadas entre las ondas cortas de los rayos cósmicos, menos de 1×10^{-6} micrones, las ondas largas de radio se sitúan arriba de 1×10^{-7} micrones. De éstas, únicamente las ondas en la región entre, cerca y un poco después de las infrarrojas con longitudes de onda de 3/4 a 400 micrones, son de importancia en la transferencia de calor radiante.

Se cree que la energía radiante se origina dentro de las moléculas del cuerpo radiante, los átomos de cuyas moléculas vibran en un movimiento simple como osciladores lineales. Se cree que la emisión de energía radiante representa una disminución en las amplitudes de vibraciones dentro de las moléculas, mientras que una absorción de energía representa un aumento. En su esencia, la teoría de los cuantos postula que para cada frecuencia de radiación hay una pequeña pulsación mínima de energía que debe emitirse. Este es el cuanto, no pudiendo emitirse una cantidad más pequeña aun cuando sí se puede emitir un múltiplo de esta cantidad mínima. La radiación total de energía de una frecuencia dada emitida por un cuerpo, es un número entero de cuantos a esa frecuencia. Para diferentes frecuencias, el número de cuantos y por ende, de energía total, puede ser diferente. Planck demostró que la energía asociada con un cuanto es proporcional a la frecuencia de vibración o, si la velocidad de toda la radiación se considera constante, inversamente proporcional a la longitud de onda. Así, la energía radiante de una frecuencia dada se puede representar como consistiendo de sucesivas pulsaciones de energía radiante, teniendo cada pulsación el valor del cuanto para una frecuencia dada. El esquema atómico propuesto por Bohr es útil para tener una comprensión más clara del posible origen de la energía radiante.

¹⁰ "TRANSFERENCIA DE CALOR" Holman J. G. 10ª impresión, Editorial Continental., 1999., México.



Se cree que los electrones viajan alrededor del núcleo de un átomo en órbitas elípticas a distancias variables del núcleo. Los electrones de la órbita exterior poseen energías definidas que comprenden sus energías cinéticas y potenciales, en virtud de su rotación alrededor del núcleo. La energía potencial es la energía requerida para remover un electrón de su órbita a una distancia infinita del núcleo.

Un electrón dado en una órbita a una cierta distancia del núcleo, tendrá determinada energía. Si ocurriera una perturbación, tal como la colisión de un átomo con otro o con un electrón, el electrón en cuestión podría ser desplazado de su órbita y podría volver a su órbita original, pasar a otra órbita cuyos electrones poseen diferente energía, o dejar el sistema influido por el núcleo. Si la transición es de una órbita de mayor energía a una de menor, el reajuste se efectúa radiando el exceso de energía. El origen de la energía radiante puede atribuirse a los cambios en las energías de átomos y moléculas sin referencia a sus electrones individuales. Si dos o más núcleos de la molécula están vibrando uno con respecto al otro, un cambio en la amplitud o amplitudes de la vibración causará un cambio en el contenido de energía. La energía de la molécula puede cambiarse por una alteración de su energía cinética de traslación o rotación y esto también resultará en emisión de energía radiante. Una disminución en velocidad corresponde a la emisión de energía radiante, mientras que un aumento corresponde a la absorción de energía radiante.

Puesto que la temperatura es una medida del promedio de la energía cinética de las moléculas, a mayor temperatura mayor energía cinética promedio, tanto de traslación como de vibración. Puede esperarse, por lo tanto, que a mayor temperatura mayor la cantidad de energía radiante emitida por una sustancia. Puesto que el movimiento molecular cesa completamente sólo en el cero absoluto de temperatura, puede concluirse que todas las sustancias emitirán o absorberán energía radiante siempre que la temperatura de las sustancias esté sobre el cero absoluto. Para que la energía radiante se emita desde el interior de un sólido, debe penetrar la superficie del sólido sin ser disipada o producir otros cambios de energía dentro de las moléculas. Hay pocas probabilidades de que la energía radiante generada en el interior de un sólido alcance su superficie sin encontrar otras moléculas y, por lo tanto, toda la energía radiante emitida de la superficie de los cuerpos sólidos es generada por cambios en los niveles de energía de las moléculas cercanas o en su superficie. La cantidad de energía radiante emitida por un sólido es, consecuentemente, función de la superficie del cuerpo, y recíprocamente, la radiación incidente en un cuerpo sólido se absorbe en su superficie. La probabilidad de que la energía interna generada alcance la superficie, es por mucho, mayor para los gases calientes radiantes que para los sólidos, y la energía radiante emitida por un gas es función del volumen de él más que de la superficie de la forma del gas. En los líquidos la situación es intermedia entre gases y sólidos, y se puede originar radiación por debajo de la superficie, dependiendo de la naturaleza del líquido.

Un cuerpo a una temperatura dada emitirá radiación en el rango completo de las longitudes de onda y no en una longitud de onda simple. Esto se atribuye a la existencia de una variedad infinita de osciladores lineales. La energía emitida a



cada longitud de onda puede determinarse mediante el uso de un prisma dispersor y una termopila¹¹.

Consideraciones termodinámicas muestran que un radiador ideal, o cuerpo negro, emitirá energía a una rapidez proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo, de modo que:

$$q_r = \sigma T^4 \quad \dots\dots\dots(1.44)$$

Cuando dos cuerpos intercambian calor por radiación, el intercambio de calor neto es entonces proporcional a las diferencias en T^4 . Así.

$$q_r = \sigma A(T_1^4 - T_2^4) \quad \dots\dots\dots(1.45)$$

A esta ecuación se le llama ley de radiación térmica de Stefan-Boltzmann, y se aplica sólo a los cuerpos negros, donde σ es la constante de proporcionalidad y se le llama constante de Stefan-Boltzmann con el valor de $5.672 \times 10^{-10} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$. Es importante observar que esta ecuación únicamente es válida para la radiación térmica; otros tipos de radiación electromagnética no pueden ser tratados de una manera tan simple.

De acuerdo con la ley de Stefan-Boltzmann, un cuerpo negro irradia energía. A tales cuerpos se les llama negros porque las superficies negras, tales como un pedazo de metal cubierto con carbón negro, se aproximan a este tipo de comportamiento. Otros tipos de superficies, como una brillante superficie pintada o una placa de metal pulida, no irradian tanta energía como un cuerpo negro; sin embargo, la radiación total emitida por estos cuerpos, por lo general, sigue la proporcionalidad de T^4 . Para tomar en cuenta la naturaleza "gris" de estas superficies se introdujo otro factor en la ecuación 1.45, llamado la emisividad E , que relaciona la radiación de la superficie "gris" con la de una superficie negra ideal. Además, se debe tomar en cuenta el hecho de que no todas las radiaciones que dejan una superficie alcanzarán la otra superficie, ya que la radiación electromagnética viaja en línea recta y algunas se perderán en los alrededores. Por consiguiente, para tomar en cuenta ambas situaciones, se introducen dos nuevos factores en la ecuación 1.45

$$q = F_e F_G \sigma A(T_1^4 - T_2^4) \quad \dots\dots\dots(1.46)$$

Donde F_e es el factor de emisividad y F_G es el factor geométrico de "factor de vista". Sin embargo, estas funciones generalmente no son independientes unas de otras como se indica en la ecuación 1.46. Los fenómenos de transferencia de calor por radiación pueden ser excesivamente complejos, y los cálculos son raras veces tan simples como lo sugiere la ecuación 1.46. Por el momento, se desea enfatizar la diferencia en el mecanismo físico entre sistemas de transferencia de calor por radiación, conducción y convección.

¹¹ "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1999., México.



1.4) ANÁLISIS DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EN LOS CAMBIADORES DE CALOR

Debido a que una manifestación de la energía es el calor y este se mide en función de la temperatura la temperatura, el análisis de las diferentes temperaturas es muy importante en este estudio. Por lo cual se debe analizar la obtención de las temperaturas que se manifiestan dentro de un cambiador de calor, ya que en una revisión simple cualquiera podría pensar que es algo sencillo, contando con los termómetros adecuados, pero lo complicado del problema se da en la dificultad de introducir termómetros dentro de los cambiadores de calor para conocer exactamente las variaciones de esta propiedad, dentro de los tubos que conforman los cambiadores de calor y menos aún, se conocen las temperaturas de los flujos si todavía no se ha construido el equipo, por lo tanto es necesario calcular las temperaturas en las que se puede o se debe operar un cambiador de calor.

1.4.1) DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA. (LMTD) ¹²

Si tenemos un fluido frío que circula por el interior de un tubo y por el exterior del tubo fluye un fluido caliente, se podrá observar que no es la misma temperatura de los fluidos a lo largo del tubo. Para esto hay dos casos.

1. Flujos en paralelo
2. Flujos a contracorriente

Comparando los dos casos se tiene lo siguiente:

Caso 1. El fluido exterior circula en **forma paralela** al fluido interior. En tal caso los fluidos (tanto el fluido caliente como el fluido frío) van en la misma dirección y se le llama flujo en paralelo y se puede observar en la figura 1.10, donde circulan dos fluidos en la misma dirección dentro de dos tubos concéntricos.



Figura 1.10. Flujos paralelos.

Caso 2. El fluido exterior circula en **sentido contrario** al fluido interior. En tal caso los fluidos van en dirección opuesta y se le llama flujo a contracorriente y se puede observar en la siguiente figura:



Figura 1.11. Flujos a contracorriente.

¹² "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1999., México. 114-119



En la siguiente grafica se puede ver el comportamiento de las temperaturas a lo largo del tubo.

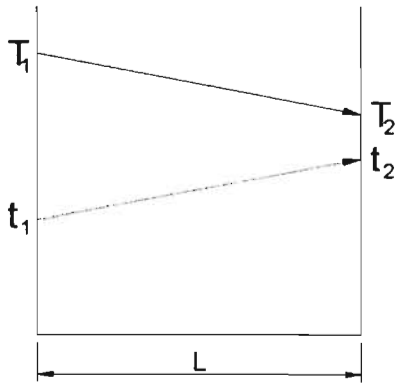


Figura 1.12. Perfiles de temperatura para flujos paralelos.

Pudiendo de esta manera apreciar que las temperaturas se van igualando poco a poco pero jamás alcanzan la misma temperatura por largo que sea el tubo. Y podemos observar que las ΔT van cambiando a lo largo del tubo, teniendo primero una ΔT muy grande debido a la gran diferencia de temperaturas y después una ΔT cada vez más pequeña por lo cual es necesario obtener una ΔT promedio y la LMTD es la expresión mas correcta que nosotros podemos emplear.

Para tal caso se tiene la siguiente expresión:

$$LMTD_{FP} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}\right)} \dots\dots\dots(1.43)$$

Donde :

$LMTD_{FP}$ = Diferencia de temperatura media logarítmica en fluidos paralelos

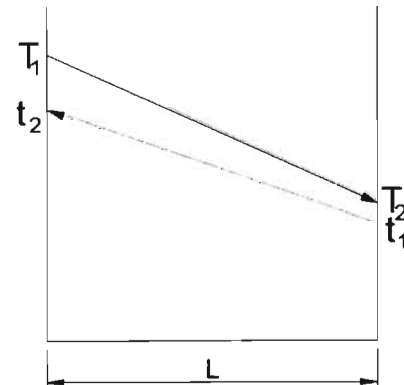


Figura 1.13. Perfiles de temperatura para flujos a contracorriente.

Aquí podemos observar de igual manera que las ΔT van cambiando a lo largo del tubo, sin embargo aquí es mejor el aprovechamiento de las diferencias de temperaturas.

De esta manera se tiene la siguiente expresión:

$$LMTD_{FC} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \dots\dots\dots(1.44)$$

Donde :

$LMTD_{FC}$ = Diferencia de temperatura media logarítmica en fluidos a contracorriente



T_1 = Temperatura inicial del fluido caliente.
 T_2 = Temperatura final del fluido caliente.
 t_1 = Temperatura inicial del fluido frío.
 t_2 = Temperatura final del fluido frío.
 L = Longitud del tubo

Se puede decir que de manera general se emplea el flujo a contracorriente cuando se desea alcanzar una alta diferencia de temperaturas y un máximo de aprovechamiento de la energía térmica

De la ecuación (1.44) tenemos un mejor conocimiento de la diferencia de temperaturas, misma que se empleó en la ecuación (1.35) para obtener lo siguiente:

$$Q = UA(LMTD_{FC}) \quad \dots\dots\dots (1.45)$$

Ecuación para la transferencia de calor en un cambiador de calor de tubos y coraza en el cual presenta un fluido a contracorriente



1.4.2) TEMPERATURA CALÓRICA ¹³

Es un promedio de las temperaturas a lo largo de la tubería en cada parte del sistema, tanto del lado del fluido frío como del lado del fluido caliente. Es necesario conocer las temperaturas calóricas, ya que las propiedades del fluido (viscosidad, densidad, calor específico y conductividad térmica) varían con respecto a la temperatura que se está operando en el sistema.

Temperatura calórica de la corriente caliente

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) \quad \dots\dots\dots (1.46)$$

Temperatura calórica de la corriente fría

$$t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) \quad \dots\dots\dots (1.47)$$

Para lo cual es necesario calcular la fracción calórica (adimensional) F_c , el cual se determina mediante la siguiente expresión:

$$F_c = \frac{\left(\frac{1}{K_c}\right) + \left[\frac{r}{(r-1)}\right]}{1 + \frac{\ln(K_c + 1)}{\ln r}} - \frac{1}{K_c} \quad \dots\dots\dots (1.48)^{14}$$

Donde K_c es el Factor calórico.

Debido a que se tiene una terminal caliente y una terminal fría, los valores de h_{io} y h_o varían a lo largo del cambiador de calor, teniendo de este modo un coeficiente global de transferencia de calor a la entrada diferente al de la salida, a los cuales se les llama coeficiente de transferencia de calor de la terminal fría ($U_{fría}$) y coeficiente de transferencia de calor de la terminal caliente ($U_{caliente}$) con los cuales se calcula el factor calórico (K_c , adimensional).

¹³ "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1999., México. Pag. 120-124

¹⁴ Para diferentes petróleos mediante la figura 17, pag 932 del libro de Donald Q. Kern



$$K_c = \frac{U_{\text{caliente}} - U_{\text{fría}}}{U_{\text{fría}}} \quad \dots\dots\dots (1.49)$$

Donde U_{caliente} y $U_{\text{fría}}$ se calculan en base a las propiedades de los flujos en las terminales caliente y fría respectivamente, y de acuerdo a las temperaturas que ahí se reportan.

Razón de las diferencias en las terminales (r , adimensional).

$$r = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \quad \dots\dots\dots (1.50)$$

No siempre es necesario evaluar las temperaturas calóricas, ya que cuando la viscosidad para ambos fluidos en la terminal fría es menor a 1 cp, la temperatura calórica se calcula como el promedio aritmético de las temperaturas de entrada y salida

$$T_c = T_2 + \left(\frac{T_1 - T_2}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (1.51)$$

$$t_c = t_1 + \left(\frac{t_2 - t_1}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (1.52)$$

1.4.3) TEMPERATURA DE PARED DEL TUBO (t_w)¹⁵

La temperatura de pared del tubo puede ser calculada a partir de h_o , h_{io} , y las temperaturas calóricas, para ello se considera que el tubo se encuentra a la misma temperatura, tanto en la parte interna como en la externa.

Si el fluido frío viaja en el interior de los tubos se calcula de la siguiente manera:

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad \dots\dots\dots (1.53)$$

$$t_w = T_c - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad \dots\dots\dots (1.54)$$

Si el fluido caliente viaja en el interior de los tubos, entonces se emplea la siguiente expresión:

¹⁵ "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1999., México. Pag 125



$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad \dots\dots\dots (1.55)$$

$$t_w = T_c - \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad \dots\dots\dots (1.56)$$

1.4.4) DIFERENCIA DE TEMPERATURAS VERDADERA EN UN CAMBIADOR 1-2 ¹⁶

Para cambiadores de calor 1-2 (con un paso en la coraza y dos pasos a través de los tubos) no se puede usar la diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD) en paralelo, ni en contra corriente, ya que en este caso es una combinación de los dos tipos, por lo tanto tenemos lo siguiente

F_T = Factor de diferencia de temperatura.

$$F_T = \frac{\left[\sqrt{R^2 + 1} \left(\text{Ln} \frac{(1-S)}{(1-RS)} \right) \right]}{\left[(R-1) \left(\text{Ln} \frac{(2-S)(R+1-\sqrt{R^2+1})}{(2-S)(R+1+\sqrt{R^2+1})} \right) \right]} \quad \dots\dots\dots (1.57)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \dots\dots\dots (1.58)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad \dots\dots\dots (1.59)$$

Si $F_T > 0.75$, entonces solo requiere un paso por la coraza, de lo contrario se le ponen 2, 4 o más pasos por la coraza. Como:

$$\Delta T = F_T (\text{LMTD}) \quad \dots\dots\dots (1.60)$$

Por tanto, F_T es una relación fraccionaria entre la diferencia verdadera de temperaturas y la LMTD

De esta manera obtenemos lo siguiente:

$$Q = U A F_T (\text{LMTD}) \quad \dots\dots\dots (1.61)$$

¹⁶ "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1999., México. Pag 173-183



1.5) DIAMETROS EQUIVALENTES

1.5.1) DIÁMETRO EQUIVALENTE PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR (D_e).

Cuando un fluido va por un conducto de sección diferente a la circular, como ocurre comúnmente en los anulos y en las corazas de los cambiadores de calor, es conveniente emplear una medida equivalente a la cual se le denomina diámetro equivalente (D_e , para la transferencia de calor).

Diámetro equivalente para la transferencia de calor en tubos concéntricos (D_e).

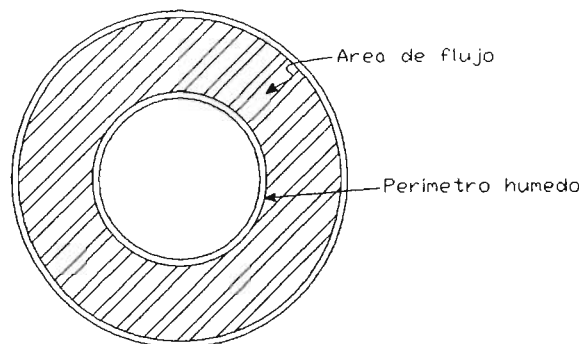


Figura 14. Diámetro equivalente para la transferencia de calor en tubos concéntricos

$$D_e = 4 r_h \quad \dots\dots\dots (1.62)$$

$$r_h = \frac{\text{Area de flujo}}{\text{Perímetro húmedo para la transferencia de calor}} = \frac{\frac{\pi}{4}(D_i^2 - d_o^2)}{\pi d_o} = \frac{(D_i^2 - d_o^2)}{4 d_o} \quad \dots\dots\dots (1.63)$$

$$D_e = 4 \frac{(D_i^2 - d_o^2)}{4d_o} \quad \dots\dots\dots (1.64)$$

$$D_e = \left(\frac{D_i^2 - d_o^2}{d_o} \right) \quad \dots\dots\dots (1.65)$$

Donde:

D_e = Diámetro equivalente

r_h = radio hidráulico para transferencia de calor



D_i = Diámetro interior de la coraza o tubo exterior

P_T = Espacio de los tubos

d_o = Diámetro exterior del tubo interior

Diámetro equivalente para la transferencia de calor en cambiadores de calor de tubos y coraza (D_e).

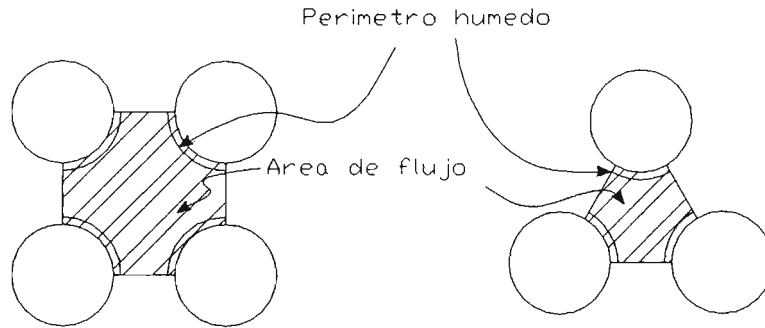


Figura 15. Diámetro equivalente para la transferencia de calor en cambiadores de calor de tubos y coraza¹⁷

$$D_e = 4 r_h \quad \dots\dots\dots (1.66)$$

$$r_h = \frac{\text{Area de flujo}}{\text{Perimetro humedo para la transferencia de calor}} = \frac{\left(P_T^2 - \frac{\pi}{4} d_o^2 \right)}{\pi d_o} \quad \dots\dots\dots (1.67)$$

$$D_e = 4 \left(\frac{P_T^2 - \frac{\pi}{4} d_o^2}{\pi d_o} \right) \quad \text{(Para arreglo cuadrado)} \quad \dots\dots\dots (1.67)$$

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T}{2} \right) (0.86 P_T) - \left(\frac{0.5 \pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad \text{(Para arreglo triangular)} \quad \dots\dots\dots (1.68)$$

Donde:

D_e = Diámetro equivalente

r_h = radio hidráulico para transferencia de calor

D_i = Diámetro interior de la coraza o tubo exterior

P_T = Espacio de los tubos

d_o = Diámetro exterior del tubo interior

¹⁷ "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1999., México.pag 173.



1.5.2) DIÁMETRO EQUIVALENTE PARA LA CAÍDA DE PRESIÓN (D'_e).

Para el caso del cálculo de la caída de presión, el perímetro húmedo cambia, ya que la fricción del fluido se da tanto en la parte exterior del tubo interior, como en la parte interior del tubo exterior.

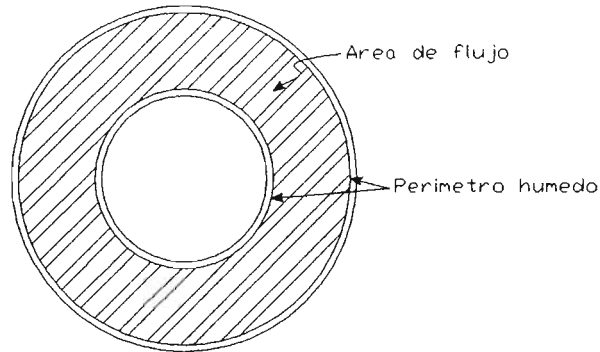


Figura 16. Diámetro equivalente para la caída de presión en tubos concéntricos

$$D'_e = 4 r'_h \tag{1.69}$$

$$r'_h = \frac{\text{Area de flujo}}{\text{Perímetro húmedo para caída de presión}} = \frac{\frac{\pi}{4}(D_i^2 - d_o^2)}{\pi(d_o + D_i)} = \frac{D_i^2 - d_o^2}{4(d_o + D_i)} = \frac{(D_i + d_o)(D_i - d_o)}{4(d_o + D_i)} = \frac{D_i - d_o}{4} \tag{1.70}$$

$$D'_e = 4 \left(\frac{D_i - d_o}{4} \right) \tag{1.71}$$

$$\boxed{D'_e = D_i - d_o} \tag{1.72}$$



1.6) Numero de unidades de transferencia térmica (NUT)^{18,19}

Nusselt propuso un método de análisis de las temperaturas en 1930, basando este método en la efectividad del cambiador de calor. En los casos en que sólo se conocen las temperaturas de entrada el uso del método de la LMTD es muy largo, ya que se hace iterativo. En tales casos se prefiere utilizar un método diferente que se denomina método de eficiencia NUT. Para cualquier problema ambos métodos se pueden usar y obtener resultados equivalentes. Sin embargo dependiendo del tipo de problema el método NUT puede ser más sencillo.

Hipotéticamente, se puede alcanzar la **transferencia de calor máxima posible** (q_{\max}) para el cambiador de calor, cuando este se encuentra en un arreglo a contra flujo y con longitud infinita, como la longitud es infinita la temperatura de entrada del fluido caliente será igual a la temperatura de salida del fluido frío es decir $T_1 = t_2$ y la temperatura de salida del que era el fluido caliente será igual a la temperatura de entrada del fluido frío $T_2 = t_1$

En tal cambiador uno de los fluidos experimentaría la diferencia de temperaturas máxima.

Sí $c < C$ entonces $t_2 = T_1$

Por tanto $q_{\max} = c(T_1 - t_1)$ (1.73)

$C =$ Capacidad calorífica del fluido caliente $= WC_p$

$c =$ Capacidad calorífica del fluido frío $= wcp$

Sí $C < c$, el fluido caliente experimentará el cambio de temperaturas más grande y se enfriará a la temperatura de entrada del fluido frío ($T_2 = t_1$)

entonces $q_{\max} = C(T_1 - t_1)$ (1.74)

A partir de las ecuaciones anteriores se escribe la ecuación general:

¹⁸ "FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Frank P. Incropea., David P. De UIT., 4ta edición., Editorial Prentice Hall. 1999, México.

¹⁹ Welty "FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MOMENTO, CALOR Y MASA." James R. Welty., Charles E. Wicks. Robert E. Wilson. Editorial Limusa. 1998. México.



$$q_{\max} = C_{\min}(T_1 - t_1) \quad \dots\dots\dots (1.75)$$

donde C_{\min} es igual a C o c , según el que tenga el menor valor.

La ecuación 1.75 proporciona la transferencia de calor máxima que podría entregar un cambiador con tales características.

De tal manera que la eficiencia ε se define como la razón entre la transferencia real de calor y la transferencia de calor máxima posible:

$$\varepsilon \equiv \frac{q_{\text{real}}}{q_{\max}} = \frac{q}{q_{\max}} \quad \dots\dots\dots (1.76)$$

juntando expresiones

$$\varepsilon \equiv \frac{C(T_1 - T_2)}{C_{\min}(T_1 - t_1)} \quad \dots\dots\dots (1.77)$$

$$\varepsilon \equiv \frac{c(t_2 - t_1)}{C_{\min}(T_1 - t_1)} \quad \dots\dots\dots (1.78)$$

La eficiencia es adimensional y debe estar en el intervalo de entre $0 < \varepsilon < 1$. Unavez conociendo la eficiencia y las temperaturas de entrada (T_1, t_1) se puede calcular la transferencia de calor real a partir de la siguiente expresión.

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_1 - t_1) \quad \dots\dots\dots (1.79)$$

La ecuación 1.79 destaca de las demás ya que la diferencia de temperaturas que aparece es únicamente la que se registra en las corrientes de entrada. Esta es una ventaja definitiva al usar un cambiador de calor dado bajo condiciones diferentes de aquellas para las que fue diseñado. Las temperaturas de salida de ambas corrientes se necesitan conocer y la ecuación 1.79 es un medio fácil de lograr este objetivo, si se puede determinar el valor de la eficiencia.

De modo que para cualquier cambiador de calor

$$\varepsilon = f\left(\text{NUT} \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad \dots\dots\dots (1.80)$$

$$\text{NUT} \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad \dots\dots\dots (1.81)$$



NUT es el número de unidades de transferencia, el cual es un parámetro adimensional que se usa para el análisis de cambiadores de calor.

Secuencia de cálculo para obtener el número de unidades de transferencia térmica (NUT):

1.- Determinar cuál Capacidad calorífica es menor, calculando cada una.

$$C = W(C_p)$$

$$c = w(c_p)$$

(Si no se conoce algún flujo másico, se puede emplear el balance de energía para determinarlo)

$$Q = C\Delta T = c\Delta t$$

2.- Calcular la transferencia de calor máxima (ideal)

$$q_{\max} = C_{\min}(T_1 - t_1)$$

3.- Obtener la transferencia de calor real

$$q = w(c_p)(t_2 - t_1)$$

4.- Determinar la eficiencia

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}$$

5.- Calcular el valor de NUT

A partir de la relación

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

Y observando en la figura 1.16 correspondientemente se calcula el NUT

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

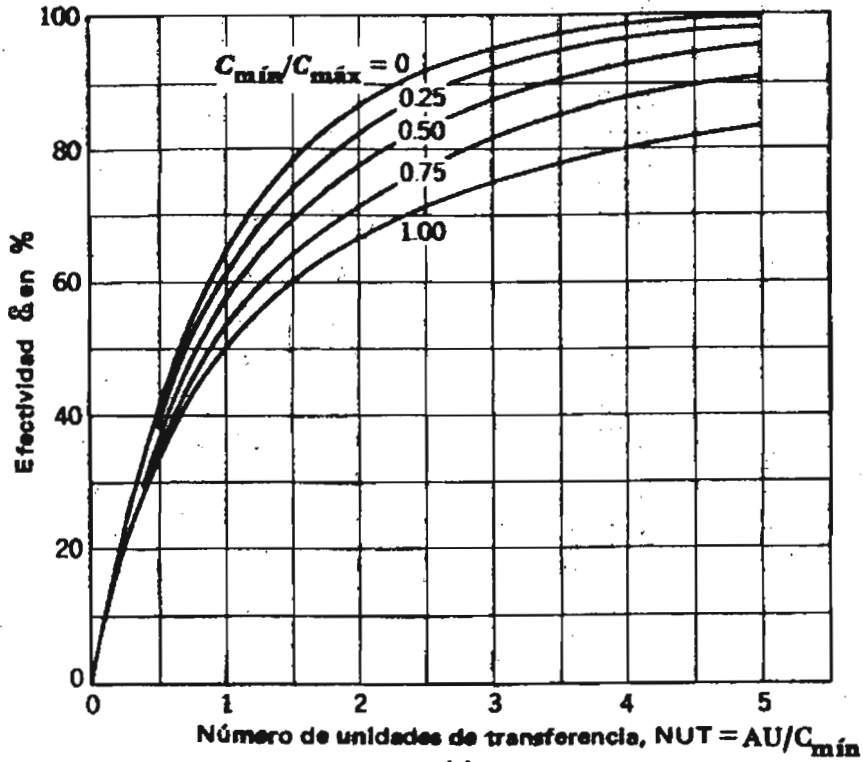


Figura 1.16 (a). Eficiencia de un cambiador de calor a contraflujo.²⁰

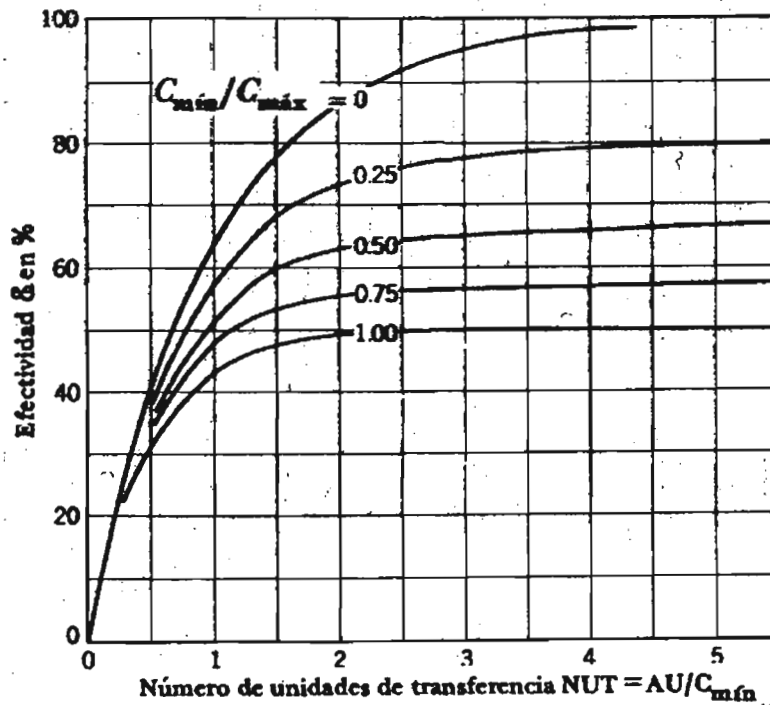


Figura 1.16 (b). Eficiencia de un cambiador de calor en flujo paralelo.¹⁹

²⁰ "FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MOMENTO, CALOR Y MASA." James R. Welty., Charles E. Wicks. Robert E. Wilson. Editorial Limusa. 1998. México.pag 483

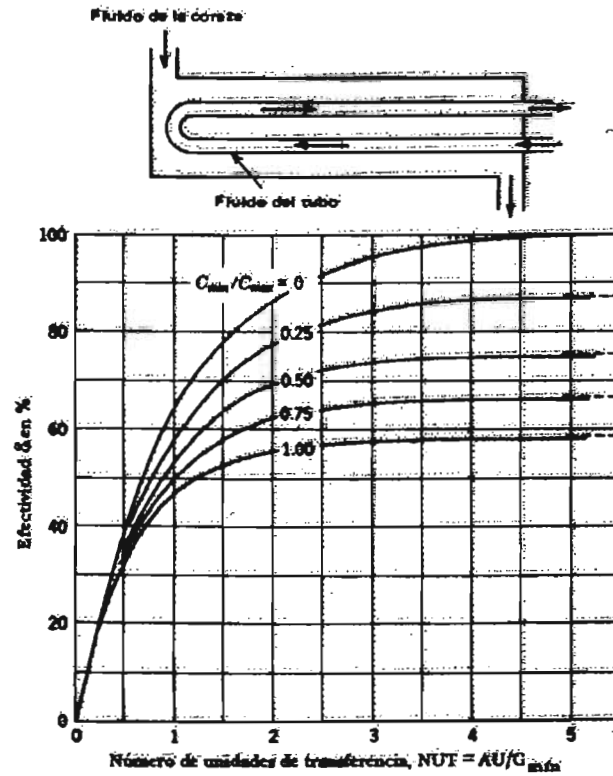


Figura 1.16 (c). Eficiencia de un cambiador de calor con un paso en la coraza y dos o múltiplo de dos pasos por los tubos²¹

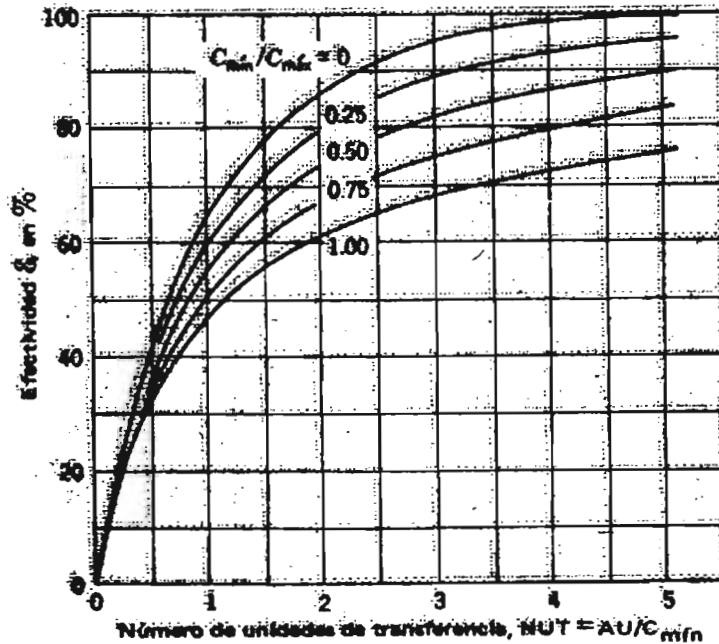


Figura 1.16 (d). Eficiencia de un cambiador de calor de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar.²⁰

²¹ "FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MOMENTO, CALOR Y MASA." James R. Welty., Charles E. Wicks. Robert E. Wilson. Editorial Limusa. 1998. México. pag 484 y 485.

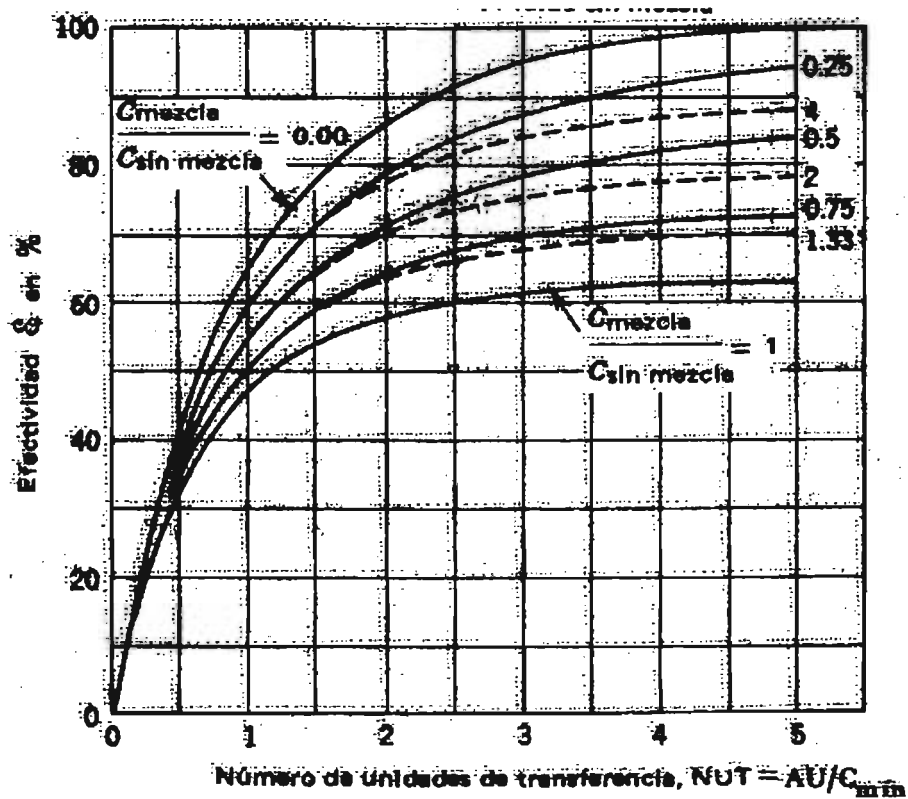


Figura 1.16 (e). Eficiencia de un cambiador de calor de flujo cruzado con un fluido mezclado.²⁰

6.- Finalmente obtener el coeficiente global de transferencia de calor o el área requerida, según sea el caso.

$$U = \frac{NUT(C_{\min})}{A}$$

O bien

$$A = \frac{NUT(C_{\min})}{U}$$

Nota: Este método no es válido cuando se lleva a cabo un cambio de fases (vaporización o condensación) en la coraza y en los tubos al mismo tiempo.



CAPITULO II

SISTEMAS DE CALENTAMIENTO EN COLUMNAS DE DESTILACIÓN



2.1) Vaporización ¹

El cambio de líquido a vapor es vaporización². Se puede deber a diversos mecanismos de transferencia de calor individualmente o en combinación. Por ejemplo la vaporización puede tener lugar debido al calor absorbido por radiación y convección en la superficie de un estanque de líquido o bien como resultado del calor absorbido por convección natural a partir de una pared caliente bajo la superficie de separación en donde la vaporización tiene lugar cuando el líquido sobrecalentado alcanza la superficie del estanque. También se produce vaporización a partir de películas descendentes (lo cual es la inversa de la condensación) o mediante la descomposición completa y violenta de líquidos sobrecalentados por convección forzada, a presión.

Cuando una superficie está en presencia de un líquido como se observa en la figura 2.1 y se mantiene a una temperatura por encima de la temperatura de saturación de éste, puede tener lugar la ebullición, y el flujo de calor dependerá de la diferencia de temperaturas entre la de la superficie y la de saturación.

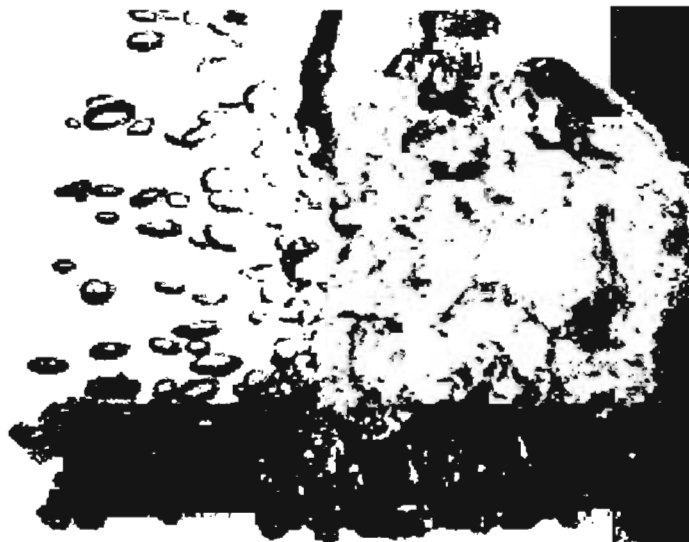


Figura 2.1 Varilla de cobre (de 6,1 mm de diámetro) calentada en la parte derecha y sumergida en isopropanol. Los regímenes de ebullición van, desde la ebullición en convección natural en el extremo frío de la varilla (izquierda), a ebullición nucleada, transición y finalmente ebullición en película en el extremo derecho³.

Cuando la superficie caliente está sumergida en el líquido, el proceso se conoce como **ebullición burbujeante**. Si la temperatura del líquido está por debajo de la temperatura de saturación, el proceso se conoce como **ebullición subenfriada** o

¹ "TRANSFERENCIA DE CALOR" Holman J. G. 10ª impresión, Editorial Continental., 1999., México. Pag. 461

² "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1984., México. Pag. 301

³ Fotografía de J. W. Westwater, Universidad de Illinois, Urbana



local. Si el líquido se mantiene a la temperatura de saturación, el proceso se conoce como **ebullición saturada o global**. Los diferentes regímenes de ebullición se indican en la figura 2.2

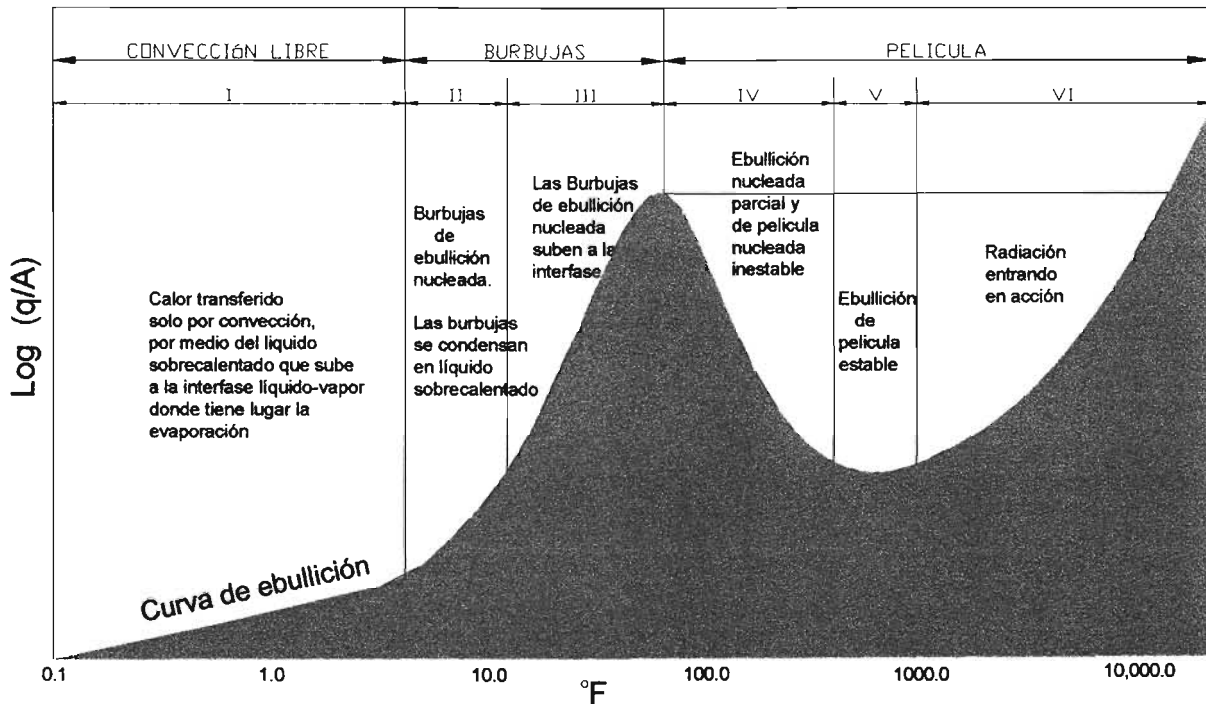


Figura 2.2 Exceso de temperatura $\Delta T_x = \Delta T_{\text{pared}} - \Delta T_{\text{sat}} [^{\circ}\text{F}]$
Datos del flujo de calor desde un alambre de platino
calentado eléctricamente⁴

Donde se representan gráficamente los datos de flujo de calor desde un alambre de platino calentado eléctricamente y sumergido en agua, frente al exceso de temperatura T_{pared} , T_{sat} . En la región I, las corrientes de convección natural son las responsables del movimiento del fluido cerca de la superficie. En esta región, el líquido próximo a la superficie caliente del alambre está ligeramente sobrecalentado y, por consiguiente, se evapora cuando sube a la superficie. En la región II, las burbujas comienzan a formarse sobre la superficie del alambre y se disipan en el líquido después de desprenderse de la superficie. Esta región indica el comienzo de la **ebullición nucleada**. Cuando se aumenta más el exceso de temperatura, las burbujas se forman más rápidamente y suben a la superficie del líquido, donde se disipan. Esto se indica en la región III. Finalmente, las burbujas se forman tan rápidamente que cubren la superficie calefactora e impiden la afluencia del líquido fresco que las reemplazaría. Llegado a este punto, las

1) ⁴ Farber, E. A., y E. L. Scoriah: "Heat Transfer to Water Boiling under Pressure", *Trans. ASME*, vol. 70, p. 369, 1948. y "TRANSFERENCIA DE CALOR" Holman J. G. 10ª impresión, Editorial Continental., 1999., México. pag 461.



burbujas se unen y forman una película de vapor que cubre la superficie. El calor debe ser conducido a través de esta película antes de que éste llegue al líquido y

se produzca el proceso de ebullición. La resistencia térmica de esta película origina una disminución en el flujo de calor, y este fenómeno se ilustra en la región IV, la región de **ebullición de película**. Esta región representa una transición desde la ebullición nucleada a la ebullición en película y es inestable. La ebullición en película estable se alcanza finalmente en la región V. Las temperaturas de la superficie necesarias para mantener estable la ebullición en película son altas, y una vez alcanzada esta condición, una parte significativa del calor perdido por la superficie puede ser el resultado de la radiación térmica, como se indica en la región VI.

Un alambre calentado eléctricamente es inestable en el punto "a", ya que un incremento pequeño en ΔT_x en este punto, acarrea una disminución en el flujo de calor por ebullición. Pero el alambre aún debe disipar el mismo flujo de calor o su temperatura aumentará, dando como resultado un funcionamiento correspondiente a una parte más baja de la curva de ebullición. Finalmente, el equilibrio puede restablecerse sólo en el punto "b", en la región de ebullición en película. Esta temperatura, por lo común, es superior a la temperatura de fusión del alambre, por lo que éste se quema. Si la energía eléctrica suministrada se reduce rápidamente cuando el sistema alcanza el punto "a", es posible observar la ebullición nucleada parcial y la región inestable de la ebullición en película.

En la ebullición nucleada, las burbujas se crean por la expansión del gas o vapor atrapado en pequeñas cavidades de la superficie. Las burbujas aumentan hasta un cierto tamaño, dependiendo de la tensión superficial en la interfase líquido-vapor, de la temperatura y de la presión. Dependiendo del exceso de temperatura, las burbujas pueden colapsar sobre la superficie, pueden desarrollarse y separarse de ésta para disiparse en el seno del líquido o, a temperaturas suficientemente altas, pueden subir hasta la superficie del líquido antes de disiparse. Cuando se observan las condiciones de ebullición local, se cree que el mecanismo principal de la transferencia de calor es la agitación intensa en la superficie de transferencia de calor, la cual crea los altos flujos de calor observados en la ebullición.

En la ebullición saturada, o global, las burbujas pueden desprenderse de la superficie debido a la acción de las fuerzas de flotabilidad y moverse en el seno del líquido. En este caso, el flujo de calor está determinado tanto por la agitación originada por las burbujas como por el transporte de energía con el vapor hacia el seno del líquido.

Los experimentos han mostrado que las burbujas no siempre están en equilibrio termodinámico con el líquido que las rodea; esto es, el vapor en el interior de la burbuja no necesariamente está a la misma temperatura que el líquido. Considerando una burbuja esférica, como se muestra en la siguiente figura, las fuerzas debidas a la presión del líquido y del vapor deben estar equilibradas por la fuerza de tensión superficial en la interfase vapor-líquido. La fuerza debida a la presión actúa sobre un área de πr^2 , y la tensión superficial actúa sobre la longitud de la interfase de $2\pi r$.

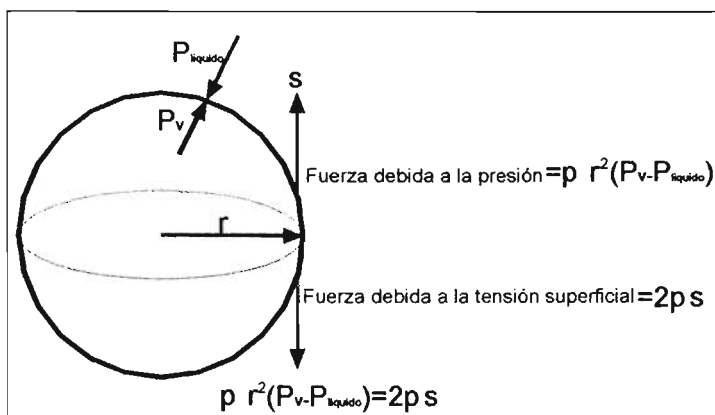


Figura 2.3 Balance de fuerzas en la burbuja de vapor⁵

donde :

P_v = Presión del vapor en el interior de la burbuja

P_L = Presión del líquido

S = Tensión superficial de la interfase vapor-líquido

Supóngase, ahora, que se considera una burbuja en equilibrio en presión, esto es, una que ni aumenta ni colapsa, y que la temperatura del vapor en el interior de la burbuja es la de saturación correspondiente a la presión p_v , Si la temperatura del líquido es la correspondiente a la de saturación a la presión p_l , esta temperatura es menor que la del interior de la burbuja. En consecuencia, el calor debe salir por conducción de la burbuja, el vapor del interior debe condensar, y la burbuja debe romperse. Éste es el fenómeno que ocurre cuando las burbujas se rompen sobre la superficie calefactora o en el seno del líquido. Para que las burbujas crezcan y se escapen a la superficie, deben recibir calor del líquido. Esto exige que el líquido esté sobrecalentado, de modo que la temperatura del líquido sea mayor que la temperatura del vapor del interior de la burbuja. Ésta es una condición que explica el crecimiento de las burbujas después de salir de la superficie en algunas regiones de ebullición nucleada.

Se ha encontrado que los siguientes factores afectan la velocidad de transferencia de calor por vaporización de los recipientes y han entorpecido, en gran parte, la posibilidad de obtener una o dos correlaciones simples aplicables a la mayoría de los líquidos: (1) naturaleza de la superficie y distribución de las burbujas; (2) propiedades del líquido tales como tensión superficial, coeficiente de expansión, y viscosidad; (3) la influencia de la diferencia de temperatura sobre la evolución y vigor de las burbujas.

⁵ TRANSFERENCIA DE CALOR” Holman J. G. 10ª impresión, Editorial Continental., 1999., México. Pag 462.



2.2) Evaporación ⁶

Es la separación de agua mediante la vaporización de soluciones acuosas de sustancias no volátiles⁷. Cuando a través de un tubo fluye vapor de agua y aquel se encuentra sumergido en un recipiente con líquido, se forman pequeñas burbujas de vapor de una manera completamente al azar en la superficie del tubo. El calor que pasa a través de la superficie del tubo donde no se forman burbujas, entra por convección al líquido que lo rodea. Algo del calor del líquido fluye entonces hacia la burbuja, provocando evaporación desde su superficie interna hacia el interior de ella misma. Cuando se ha desarrollado suficiente fuerza ascensorial entre la burbuja y el líquido, ésta se libera de las fuerzas que la mantienen adherida al tubo y sube a la superficie del recipiente. Kelvin postuló que, para que esta conducta prevalezca, el líquido debe estar más caliente que su temperatura de saturación en la burbuja incipiente. Esto es posible, ya que la naturaleza esférica de la burbuja establece fuerzas de superficie en el líquido, de manera que la presión de saturación dentro de la burbuja es menor que la del líquido que la rodea. La temperatura de saturación de la burbuja siendo menor que la del líquido que la rodea, permite el flujo de calor dentro de la burbuja. El número de puntos en los que se originan burbujas depende de la textura de la superficie del tubo, aumentando con la rugosidad. Jakob y Fritz detectaron la presencia de líquido sobrecalentado cercano a la superficie de calentamiento y han encontrado que la diferencia entre la temperatura del líquido sobrecalentado y la temperatura de saturación del vapor es menor para superficies rugosas que para aquellas lisas. La transferencia de calor por vaporización sin agitación mecánica, es obviamente una combinación de convección ordinaria en el líquido y convección adicional producida por la ascensión de las burbujas de vapor. Bajo diferencias de temperatura muy pequeñas entre la pared del tubo y el líquido en ebullición, la formación de las burbujas tiene lugar lentamente y la velocidad de transferencia de calor es esencialmente la de convección libre.

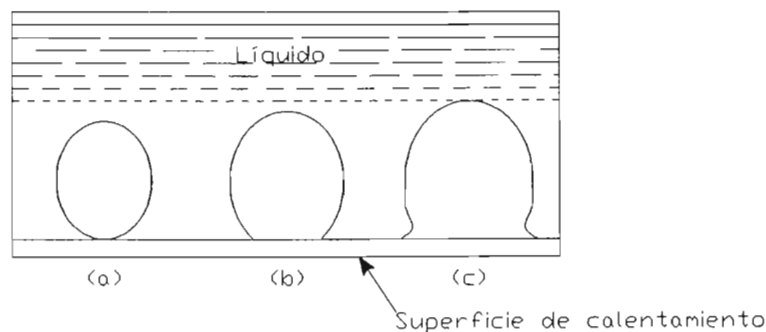


Figura 2.4 Efecto de la tensión superficial en la formación de las burbujas
(Según Jakob y Fritz)

⁶ "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1984., México. Pag 437

⁷ "MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO" Robert H. Perry. Sexta edición. Editorial McGraw-Hill. 1992. México. Pag 8-3



La tensión superficial y su influencia en la formación de la burbuja y su crecimiento, es otro factor que se muestra en la figura 2.4. La tensión superficial de agua en contra de aire es aproximadamente de 0.075 N/m a temperatura ordinaria, mientras que la mayoría de las sustancias orgánicas tienen tensiones superficiales que varían de 0.020 a 0.030 N/m a temperatura ordinaria. La tensión superficial de muchos líquidos a sus puntos de ebullición respectivos, sin embargo, probablemente no se aparte mucho de aquellas a temperatura ordinaria. Las tensiones superficiales de líquidos en contra de metales pueden también diferir de su tensión superficial en contra del aire, ya que la velocidad de vaporización del agua es en realidad mucho mayor que la de los líquidos orgánicos bajo condiciones idénticas. Si la tensión superficial de un líquido es baja, tiende a mojar las superficies, de manera que la burbuja en la figura 2.4 (a), es fácilmente ocluida por el líquido y asciende. Para líquidos de tensión superficial inmediata, como se muestra en la figura 2.4 (b), existe un balance momentáneo entre la burbuja y la pared del tubo, de manera que es necesario formar una burbuja más grande antes de que las fuerzas ascensoriales la liberen de la superficie del tubo. La burbuja de la figura 2.4 (c) indica la influencia de una gran tensión superficial.



2.3) CLASIFICACIÓN DEL EQUIPO DE VAPORIZACIÓN.⁸

El equipo de vaporización se divide en tres tipos

1. **Calderas.-** Son aparatos tubulares y el calentamiento se da mediante fuego directo
2. **Cambiadores vaporizadores.-** El calentamiento se da mediante un fluido que transfiere parte de su calor a otro fluido.
 - **Evaporador.-** Es aquel cambiador de calor que evapora exclusivamente agua
 - **Caldereta ó hervidor .-** Son los cambiadores de calor que se usan para los requerimientos de calor en una torre de destilación
 - **Vaporizador.-** Se les llama así a los cambiadores de calor que no intervienen en la vaporización de agua, ni tampoco en los requerimientos de transferencia de calor de una torre de destilación. Es un calentador que vaporiza parte del líquido⁹
 - **Evaporadores para plantas de fuerza.-** Son cambiadores de calor que se usan para generar potencia
 - **Evaporador químico.-** Se usa para concentrar soluciones químicas mediante la evaporación de solventes
3. **Vaporizadores eléctricos.-** Son recipientes que son calentados mediante resistencias eléctricas.

⁸ "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1984., México. Pag. 301-542

⁹ "MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO" Robert H. Perry. Sexta edición. Editorial McGraw-Hill. 1992. México. Pag. 11-3



2.4) Clasificación de cambiadores vaporizadores:

La siguiente clasificación será dada a partir del modo de cálculo de los equipos, ya que los equipos que conducen el calor por convección natural, se calculan de diferente forma de aquellos que presentan convección forzada, esto por citar un ejemplo de las diferencias de cálculo, ya que también influye la posición de los tubos (horizontal o verticalmente), si el fluido a evaporar va por los tubos o por la coraza, si el calentamiento es por medio de resistencias eléctricas o vapor, etc.

Sistemas de calentamiento por **convección natural**:

1) Cambiadores vaporizadores

- Vaporización en la coraza.
 - Caldereta de tipo kettle (o marmita).
 - Caldereta con haz en la columna.
 - Caldereta horizontal de termosifón.
- Vaporización en los tubos.
 - Caldereta vertical de termosifón.
 - Evaporador vertical de tubos largos

Sistemas de calentamiento por **convección forzada**:

1) Cambiadores vaporizadores

- Vaporización en la coraza.
 - Vaporizador o caldereta de bombeo directo con ebullición isotérmica
 - Vaporizador o caldereta de bombeo directo con rango de ebullición
 - Evaporador de circulación forzada o caldereta para solución acuosa
- Vaporización en los tubos.
 - Vaporizador o caldereta de bombeo con o sin intervalo de ebullición.

En esta tesis se estudia el caso de los sistemas de calentamiento por convección natural, en particular a los sistemas tipo termosifón.



2.5) Equipos vaporizadores de convección natural.

En general se supone que los sistemas de calentamiento por convección natural (recalentadores) requieren una caída despreciable de calor. Es importante proporcionar trayectorias longitudinales adecuadas para el flujo del líquido dentro de la cubierta, con el fin de que el líquido se distribuya uniformemente en toda la longitud de los tubos. El flujo máximo de calor del haz, es una función de la geometría del sistema y sobre todo de la densidad del empacado y el área total de transferencia.

Si tenemos un líquido que se evapora en un recipiente con convección natural en un cambiador de calor con **tubos horizontales**, la velocidad del líquido sobre la superficie de transferencia es muy pequeña.

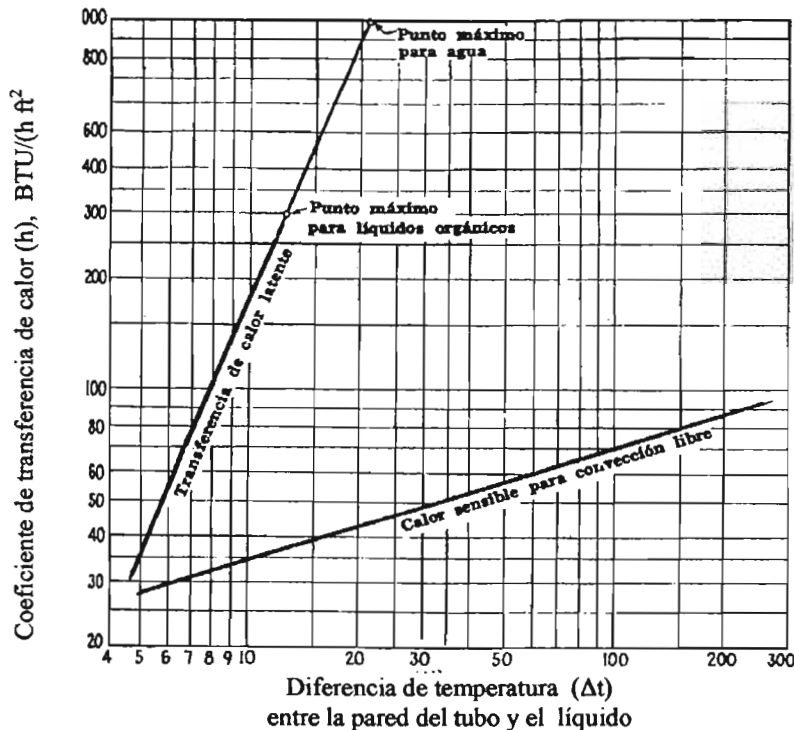


Figura 2.5. Coeficientes de película para calor sensible y ebullición de circulación natural¹⁰

A estas bajas velocidades el coeficiente de película es independiente de la velocidad y sólo depende de la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y la temperatura de ebullición del líquido. En la grafica presentada se puede observar la curva que muestra estas interrelaciones

En la línea superior de la grafica el máximo valor de los coeficientes de transferencia de calor para líquidos orgánicos es de 300 y de 1000 BTU/(hft² °F)

¹⁰ "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1984., México. Pag. 547



para el agua. Esto limita a que no haya una mayor diferencia de temperaturas ya que de haberla no sería aprovechada por el sistema y por tanto es necesaria una mayor área de transferencia de calor, lo cual se debe evaluar con el supuesto ahorro de energía de la bomba para la circulación forzada.

En el manejo de equipos vaporizadores de convección natural se consideran los siguientes puntos:

- Para emplear adecuadamente el área de transferencia de calor en algunas ocasiones se tiene un alto flujo de calor.
- Las corazas largas pueden ser requeridas para dar un buen mantenimiento.
- Antiguamente se buscaba trabajar con superficies rugosas, pero se demostró que cuando comenzaba la ebullición en los tubos, el coeficiente de película en la ebullición es esencialmente igual a las superficies lisas para un amplio rango de flujos¹¹.

2.5.1) CALDERETA TIPO KETTLE (O MARMITA).

Un típico cambiador de calor tipo kettle consiste en una tubería en U que se encuentra en una coraza alargada con el medio de calentamiento del lado de los tubos y el líquido de ebullición del lado de la coraza como se muestra en la figura 2.6

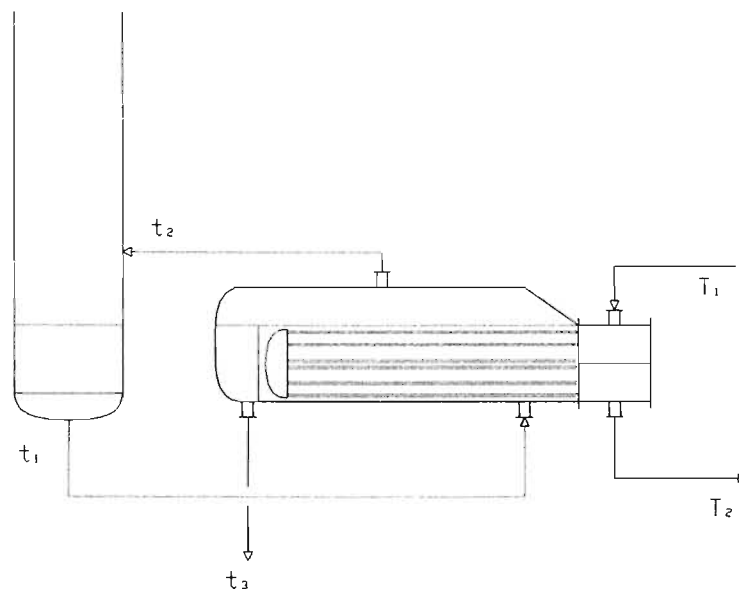


Figura 2.6 Caldereta de marmita

¹¹ "HEAT EXCHANGERS" J. Taborek., G. F. Hewitt., N. Afgan. Mc Graw-Hill. United Estates of America. 1983



El líquido de la torre pasa por la tubería que lo lleva al cambiador de calor donde el fluido es calentado y una porción de este se vaporiza. Este tipo de calderetas cuentan con un rebosadero para asegurar que el nivel del líquido en la parte de los tubos se mantenga constante y de esta manera no exponer la superficie de los tubos y aprovechar de mejor manera el calor suministrado. En este equipo se evapora cerca del 80% del líquido de entrada, ya que el 20% restante son flujos de fondos que salen de la torre de destilación regularmente.

Las calderetas de marmita operan bajo condiciones casi isotérmicas, particularmente cuando se emplean en el fondo de una columna de destilación para soluciones acuosas. Sin embargo cuando se utiliza en sustancias orgánicas usualmente hay un intervalo de ebullición y es necesario tomar en cuenta la distribución del calor sensible.

Ya que la altura en el fondo de la columna determina el nivel de la caldereta, la carga hidrostática es despreciable para el líquido que fluye de la columna a la caldereta y por tanto el gasto de la circulación es muy pequeño, esto nos da como resultado una pequeña caída de presión por el lado de la coraza.

La velocidad del líquido es relativamente baja y el mecanismo de transferencia de calor que más predomina es la ebullición nucleada. El coeficiente de calor en la ebullición nucleada aumenta exponencialmente en función de las diferencias de las temperaturas entre la pared y el fluido. En una diferencia de temperaturas altas el vapor puede reducir la efectividad de la superficie de transferencia de calor. Algún incremento en la diferencia de temperaturas sobre este punto puede resultar en una disminución en el flujo de calor producido. El coeficiente de transferencia de calor promedio para estos equipos es tan bajo que por un solo tubo la diferencia de temperaturas del vapor de calentamiento no es muy significativa debido a la retención de vapor en los tubos y la velocidad tan pequeña del flujo. Los efectos son esencialmente una función del espacio de los tubos, en los diámetros de la tubería y el flujo de vapor, la exacta relación entre la geometría de los tubos, la diferencia de temperatura las propiedades de los fluidos, el promedio del coeficiente de transferencia de calor en la ebullición y al máximo flujo de calor no es comprendido completamente por tanto el procedimiento recomendado está basado más en la experiencia y en las correlaciones empíricas de datos de plantas que en teoría.

El pitch para los tubos más frecuentemente empleado es de 1.25 in triangular. El uso del pitch cuadrado, diamante o cuadrado rotado no afecta considerablemente a U en este tipo de cambiadores.



2.5.1.1) Flujo a 2 fases¹²

El cálculo del balance de presiones para vaporizadores requiere la predicción de la caída de presión en las 2 fases (liq-vap). El cambio de presión viene de la diferencia de la cabeza estática, la aceleración en la vaporización y el arrastre fraccional.

Los problemas en la estimación de los efectos de la cabeza estática surgen de la dificultad para estimar la dinámica de la pérdida de gas y líquido en la zona de calentamiento. El acercamiento más simple es asumir que el flujo de gas y de líquido van a la misma velocidad. En tal caso la fracción volumétrica de gas en algún punto es:

$$R_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{W_L \rho_g}{W_g \rho_L} \right)} \quad \dots\dots\dots(2.1)$$

El flujo de gas es más rápido que el del líquido. Para una velocidad del gas “n” veces más rápido que el líquido.

$$R_g = \frac{1}{1 + n \left(\frac{W_L \rho_g}{W_g \rho_L} \right)} \quad \dots\dots\dots(2.2)$$

Algunos investigadores han adaptado esta expresión simplificada para propósitos de correlación. Si la ecuación 1 es generalizada de la forma:

$$R_g = \frac{A}{B + C \left(\frac{W_L \rho_g}{W_g \rho_L} \right) + D} \quad \dots\dots\dots(2.3)$$

Donde A, B, C y D son constantes. Entonces para este caso se puede usar la tabla 2.1

En el primer trabajo de Martinelli y sus colaboradores queda un estándar de comparación. Este trabajo fue basado en asumir condiciones de flujo homogéneo y los resultados de dimensiones pequeñas en tuberías horizontales. La ecuación de correlación es:

$$R_g = 1 - \left(\frac{1}{1 + 21X + X^2} \right)^{0.5} \quad \dots\dots\dots(2.4)$$

¹² “CHEMICAL ENGINEERING” Vaporizer and reboiler design. James R. Fair., July 8, 1963. pag 119-124



Investigador	Dirección del flujo	A	B	C	D	Comentario.
Jacobs, J. K.	Horizontal, Vertical	1.0	1.0	1.0	1.0	Para una velocidad del gas = (n)(velocidad liq) = C = n
Nicklin D. J.	Vertical	1.0	1.2	1.2	0.35	Para flujos lentos
Nicklin D. J ; Scott D S	Horizontal	1.0	1.2	1.2	0	Para flujos lentos
Bankoff S. G	Horizontal, Vertical	K'	1.0	1.0	0	K' = 0.71 + 0.001π para agua vapor solamente
Hughmark G. A.	Horizontal, Vertical	K'	1.0	1.0	0	Correlación de K' basada en el numero de Reynolds y el numero de Fraude

Tabla 2.1

Donde X es un parámetro del flujo:

$$X = \left(\frac{W_g}{W_L} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_L}{\rho_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_L} \right)^{0.1} \dots\dots\dots(2.5)$$

Nótese que "X" aquí es el recíproco de "X_{tt}" término originalmente definido por Martinelli. La ecuación 2.4 es satisfactoria para tuberías horizontales y para tuberías verticales también si la masa total del fluido es alrededor de 244 kg/m²s (50 lb/ft²s) o un poco mas alta. Todas las correlaciones varían un poco de dirección. La mayoría incluye solo gas o esta restringido al sistema vapor-agua.

Martinelli relacionó la caída de presión por fricción en flujo a dos fases suponiendo que todo el flujo era líquido.

$$\frac{\Delta P_{tp}}{\Delta P_L} = \Phi^2 \dots\dots\dots(2.6)$$

Donde la razón Φ^2 es un parámetro de la caída de presión a dos fases y fue obtenida de datos experimentales como sigue:

$$\Phi = 1 + 21X + X^2 \dots\dots\dots(2.7)$$

Donde "X" es como en la ecuación 2.5 para tubos verticales. Después se obtuvieron mejores datos usando un parámetro de modificación.

$$X' = 5.26(X)(N_{Fr})^{-0.185} \dots\dots\dots(2.8)$$



Donde el número de Froude esta definido como sigue:

$$N_{Fr} = \frac{V_m^2}{d_t g} \quad \dots\dots\dots(2.9)$$

Y

$$V_m = \frac{\left(\frac{W_L}{\rho_L} \right) + \left(\frac{W_g}{\rho_g} \right)}{\frac{\pi}{4(d_t)^2}} \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

Este parámetro se revisó habilitando la correlación de la caída de presión vertical con datos cerca del $\pm 20\%$ comparados con una desviación promedio del $\pm 30\%$ de la correlación de Martinelli.

2.5.1.2) Transferencia de calor convectivo a dos fases¹³.

El trabajo en esta área durante 1957 fue revisado por Collier. El coeficiente de transferencia de calor cuando se presentan 2 fases tiene sus limitantes. Como siempre en altos flujos de gas-liquido se trata de estudiar un flujo patrón. La transferencia de calor en este tipo de fluidos es semejante a la película de ebullición sencilla (con un solo tubo), pero la diferencia de temperaturas y el flux de calor no necesariamente tiene relaciones para estas condiciones.

Hughes presentó una correlación para patrones de flujo que fueron expuestas para aplicarse solo en los sistemas de aire-agua. En un interés por simplificar, James R. Fair da una correlación alternativa para el flujo en tubos verticales en el cual los flujos patrón son relacionados a los parámetros de la ecuación 2.4. Esta correlación se muestra en la siguiente figura

Los puntos de los datos de la figura 2.7 corresponden a los máximos valores observados del coeficiente de transferencia de calor en la ebullición y no a los cambios observados de los flujos patrón. Tales datos representan la verdadera aprobación de la correlación para las presentes necesidades.

Pope vaporizó agua, benceno, etanol al 95 %, tetracloruro de carbono y tetracloroetileno en tubos verticales de 0.5 y 0.875 in. Debido a las limitaciones del equipo no fue capaz de alcanzar altos flujos. Se distribuyeron sistemas de aire-agua y aire-gas-aceite en una tubería vertical de 0.55 in de diámetro interno.

¹³ "CHEMICAL ENGINEERING" Vaporizer and reboiler design. James R. Fair., July 8, 1963. pag 119-124



Dry-wall vapor-binding limitations—Fig. 4

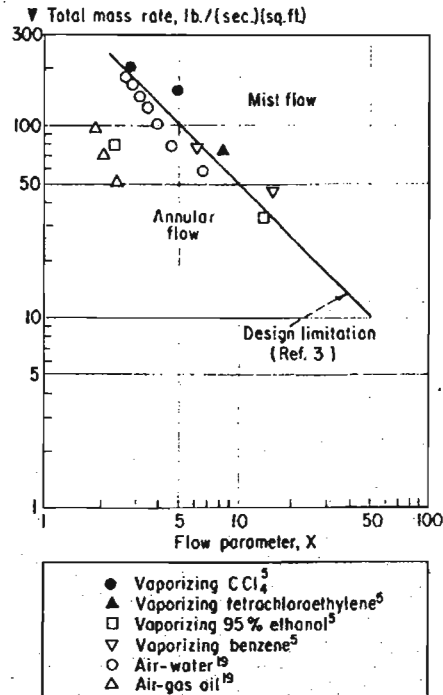


Figura 2.7. Prueba de pared

Aunque la transición entre los flujos patrón fue gradual, la línea de la figura 2.7 representa un máximo aceptable de vaporización para un buen diseño donde la recirculación esta implicada. La ecuación de esta línea es:

$$G_T = \frac{520}{X} \dots\dots\dots(2.11)$$

Donde x es el parámetro de Martinelli definido por la ecuación 2.4.

Se reporto previamente un coeficiente convectivo satisfactorio de diseño y es generalmente representado por:

$$h_{tp} = (3.5)h_L X^{0.5} \dots\dots\dots(2.12)$$

Donde h_L es un coeficiente de líquido en la pared.



2.5.1.3) Promedio del coeficiente de transferencia de calor en ebullición, para el fluido exterior en un banco de tubos, $(h_b)^{14}$.

Una de las referencias postulaba el posible efecto del espacio de las tuberías, el diámetro y la diferencia de temperaturas en la transferencia de calor en los tubos. La siguiente correlación empírica fue desarrollada usando datos de 17 calderetas comunes.

$$h_b = h_1(\text{BCF}) \quad \dots\dots\dots(2.13)$$

$$\text{BCF} = 0.714(P_T - d_o)4.2(10^{-5})\left(\bar{G}\right) \quad \dots\dots\dots(2.14)$$

$$\bar{G} = \frac{(a'')(U_1)\Delta T}{\lambda(P_T - d_o)} \quad \dots\dots\dots(2.15)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \left(\frac{a''}{a'}\right)\left(\frac{1}{h_h}\right) + r_p \quad \dots\dots\dots(2.16)$$

Esta correlación fue encontrada para dar mejores resultados razonables sobre el intervalo de los datos recorridos, con un coeficiente de error global del 30% máximo y un 18% promedio.

Una segunda correlación fue desarrollada para calcular el vapor obtenido. Como una función del vapor producido por los tubos que se encuentran en la parte baja. La siguiente ecuación empírica fue derivada del coeficiente de un tubo j en un arreglo vertical i.

$$h_{ji} = h_1 \left[1 - \exp(-3.4s\bar{V}) \right] \quad \dots\dots\dots(2.17)$$

$$s = 1 - \exp \left[-0.0015 \left(\frac{12000}{\bar{G}} \right)^7 \right] \quad \dots\dots\dots(2.18)$$

$$\bar{V} = \frac{V_1}{\sum_{i=1}^j V_i} \quad \dots\dots\dots(2.19)$$

¹⁴ "HYDROCARBON PROCESSING" A new way to design kettle and internal reboilers. J. W. Palen., W. M. Small. Noviembre, 1964. Vol. 43., No 11. pag. 199-208



Donde V_1 = flujo de vapor por pie de tubería en el fondo, $\text{ft}^3/(\text{h})(\text{ft})$ y el denominador de esta expresión representa la suma de los vapores producidos por el tubo "j" y los tubos dados del arreglo "i", (lb/h) .

2.5.1.4) Máximo flux de calor en los tubos¹⁵

La ecuación 2.12 no sostiene una diferencia de temperaturas crítica, por consiguiente esto puede estar limitado para un flux máximo. Aunque en la práctica se sigue la recomendación de Kern, de no exceder un flux de 12 000 BTU/(hft²) a 15 000 BTU/(hft²).

Una limitación menos conservadora fue desarrollada por la modificación de Zuber, ecuación del máximo flux para un tubo. Se encontró que el flux máximo es una función de los factores de densidad de la tubería Φ , y el factor de propiedades físicas ψ .

$$\phi = \frac{(D_b) L}{A} = \frac{2P \sqrt{\frac{n(\text{Sen } \alpha)}{\pi}}}{\pi d_o n} = 0.359 \left(\frac{P}{d_o} \right) \sqrt{\frac{\text{sen } \alpha}{n}} \quad \dots\dots\dots (2.20)$$

$$\psi = (\rho_v)(\lambda) \sqrt[4]{\frac{g\sigma(\rho_L - \rho_v)}{(\rho_v)^2}} \quad \dots\dots\dots (2.21)$$

$$q_{\text{max}} = K(\phi)(\psi) \quad \dots\dots\dots (2.22)$$

El máximo flux como una función de estos factores se muestra en la siguiente figura.

¹⁵ "HYDROCARBON PROCESSING" A new way to design kettle and internal reboilers. J. W. Palen., W. M. Small. Noviembre, 1964. Vol. 43., No 11. pag. 199-208

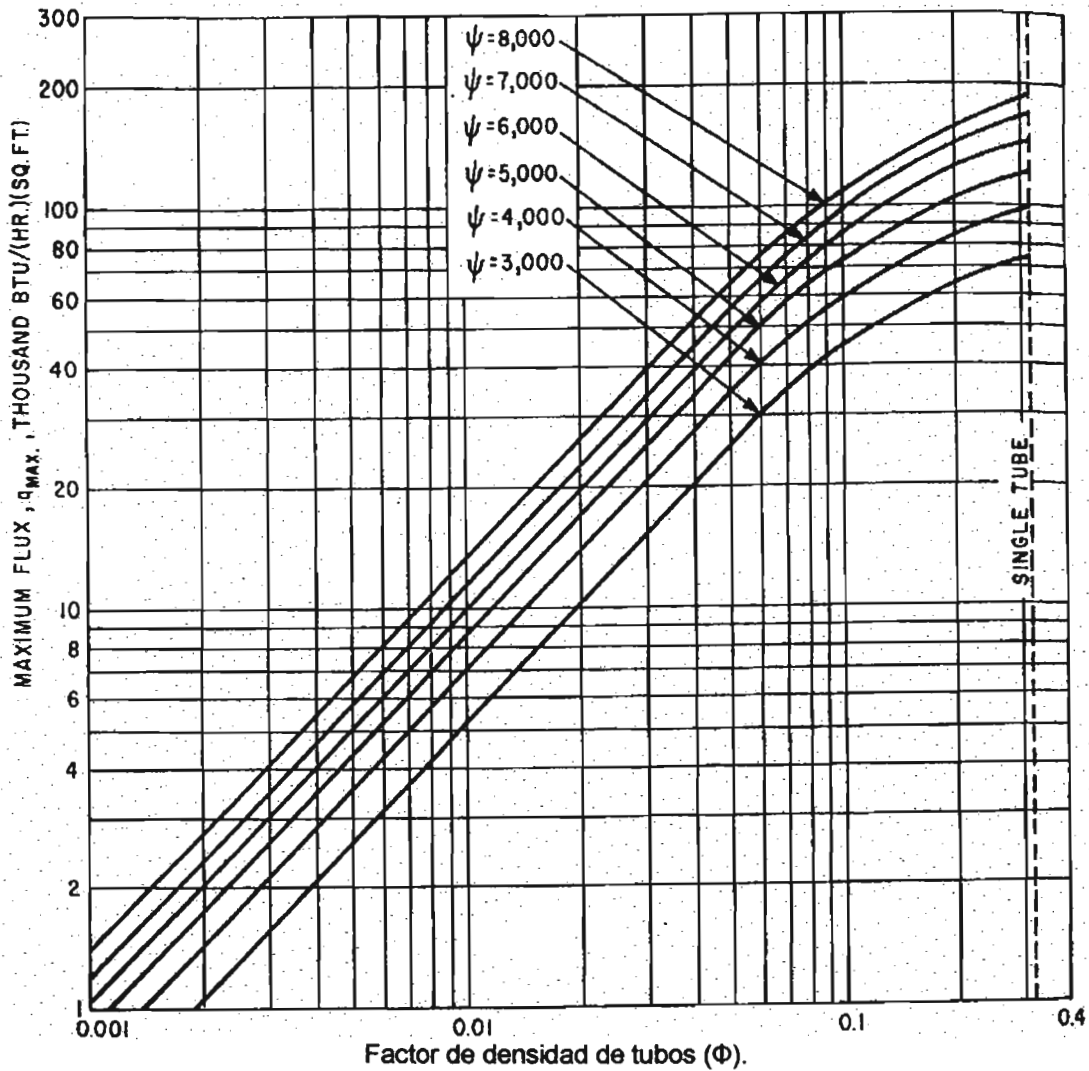


Figura 2.8 q & Φ

Los datos usados con esta figura están en la tabla 2.2 y 2.3

Pitch (in)	Coeficiente d _o	
	¾ in	1 in
1	0.196	-
1.5	0.294	0.257
1.75	-	0.299

Tabla 2.2. Coeficiente de densidad de la tubería triangular 60°
 $\Phi = [(\text{Coeficiente de la densidad de la tubería}) (L/A)^{0.5}]$

Una constante empírica de $K = 176$, fue usada con el intervalo aplicable a los tubos. Las curvas fueron justo los valores calculados por la correlación de Zuber



En una tubería el valor de $\Phi=1/\pi$. Aunque relativamente una cantidad pequeña de plantas fueron usadas en esta correlación, este parece indicar los efectos de la geometría y de las propiedades físicas en el máximo flujo de calor.

Líquido	Ψ , En la presión del punto de burbuja, psia		
	14.7	50	300
Etano	-	-	9980
Propano	-	6930	7630
Propileno	-	6840	8640
n-Butano	4750	6280	6650
1-Butano	4250	5940	5630
1-Buteno	4270	6250	6490
n-Pentano	3900	5920	5730
i-Pentano	3950	6000	5820
n-Hexano	4000	5710	4660
Ciclohexano	4570	6160	6100
Benceno	5333	8250	10800

Tabla 2.3. Factor de las propiedades físicas Ψ , En el punto de burbuja para una presión dada

2.5.1.5) Evaluación térmica.

Este procedimiento requiere que las dimensiones de la caldereta sean conocidas y por consiguiente sea directamente aplicable para una evaluación. Para propósitos de diseño de la unidad dimensional puede ser determinada mediante prueba y error, método de convergencia que puede ser relativamente fácil al realizar un programa de computo¹⁵.

2.5.1.5.1) Composición y temperaturas del lado de la ebullición

Si el *intervalo de temperaturas es pequeño* (<5°F) La propiedades físicas y la ΔT puede estar basado en la temperatura y composición de los fondos de la columna.

Para un *amplio intervalo de ebullición de mezclas*, las temperaturas y las composiciones de la ebullición pueden ser calculadas en la entrada o salida de los flujos, esto requiere un procedimiento de prueba y error como sigue:



- 1.- Calcúlese el punto de burbuja del flujo 2. Este da t_2 y la composición del flujo 3.
- 2.- Asumir la cantidad total (V) de flujo 3 y calcular la cantidad de cada componente en el flujo 3. Como una suposición $V = \frac{(0.8)Q}{\lambda}$
Donde λ esta basado en la composición del flujo 2.
- 3.- Por un balance de materia para cada componente se determina la composición y cantidad del flujo 1.
$$\text{Flujo 1} = (\text{Flujo 2}) + (\text{Flujo 3})$$
- 4.- Calcular el punto de burbuja del flujo 1 con la t_1 .
- 5.- Determinar las entalpías, $H_{\text{Flujo 1}}$, $H_{\text{Flujo 2}}$ y $H_{\text{Flujo 3}}$
- 6.- Calcular el balance de energía calorífica.
$$(H_{\text{Flujo 1}}) + Q = (H_{\text{Flujo 2}}) + (H_{\text{Flujo 3}})$$

Si no se cumple el balance, se debe asumir un nuevo valor de V y regresar al paso 2. Las propiedades físicas y ΔT pueden ser calculadas basadas en el cálculo de las composiciones de los flujos 1, 2 y 3 y en las t_1 y t_2 .¹⁶

2.5.1.5.2) Diferencia de temperaturas ΔT

Si *ambos lados* (ebullición y calentamiento) *son isotérmicos*, la diferencia esta entre la temperatura del medio de calentamiento y la temperatura de ebullición del volumen del fluido. Si *solo un lado es isotérmico* se puede aplicar la LMTD y si *ambos lados tienen un amplio intervalo de temperaturas*, la LMTD puede ser la forma correcta de obtener la ΔT

Las figuras 2.9 y 2.10 muestran el flujo de calor típico para la ebullición de algunos compuestos y mezclas encontradas en algunas de las más importantes aplicaciones.¹⁷

¹⁶ "HYDROCARBON PROCESSING" A new way to design kettle and internal reboilers. J. W. Palen., W. M. Small. Noviembre, 1964. Vol. 43., No 11. pag. 199-208

¹⁷ "HEAT EXCHANGERS" J. Taborek., G. F. Hewitt., N. Afgan. Mc Graw-Hill. United Estates of America. 1983

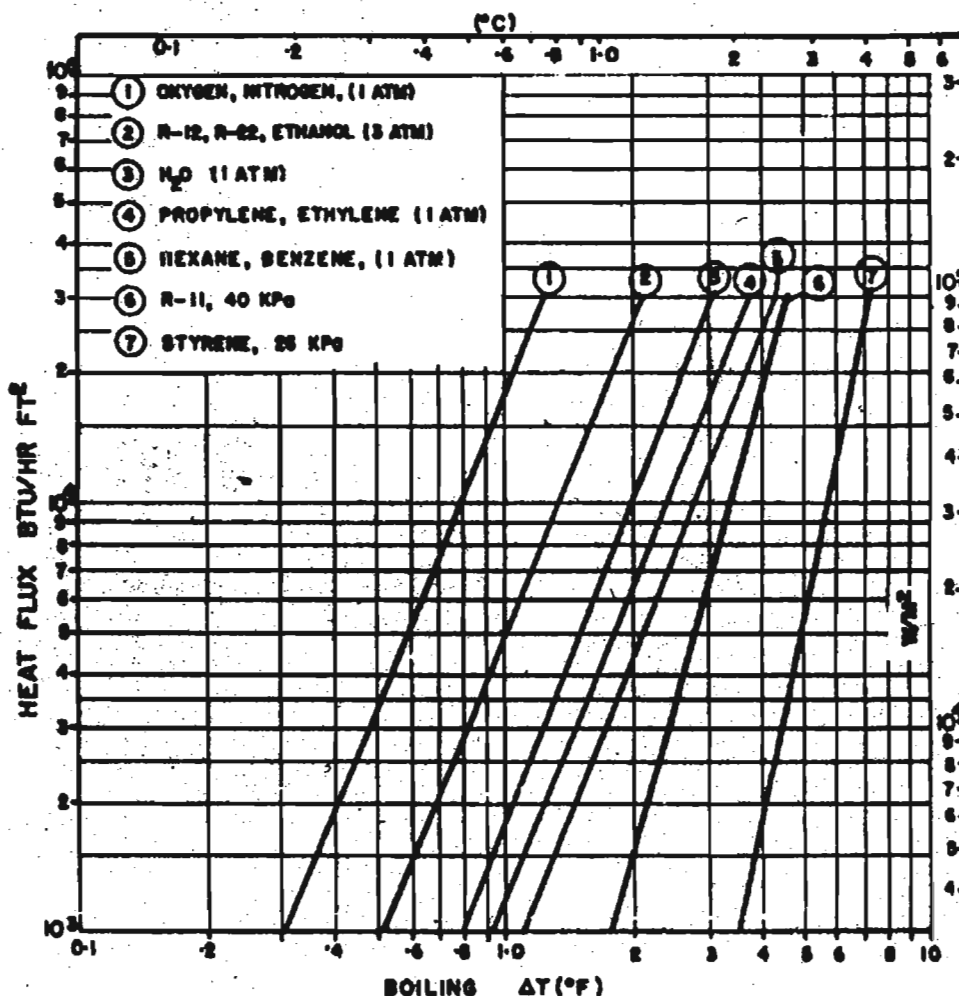


Figura 2.9 Datos empleados en el diseño de Cambiadores de calor con fluidos puros

El coeficiente de ebullición h_b puede ser calculado directamente de las figuras 2.9 y 2.10.

$$h_b = \frac{\left(\frac{Q}{A}\right)}{t_2 - t_1} \dots\dots\dots(2.23)$$

Las variaciones en la presión de ebullición afectan el coeficiente. Una práctica común es emplear el valor de una presión atmosférica para servicios de presión elevada. Estos datos de ebullición fueron desarrollados de medidas de flujos de calor a diferentes temperaturas usando fluidos conocidos.

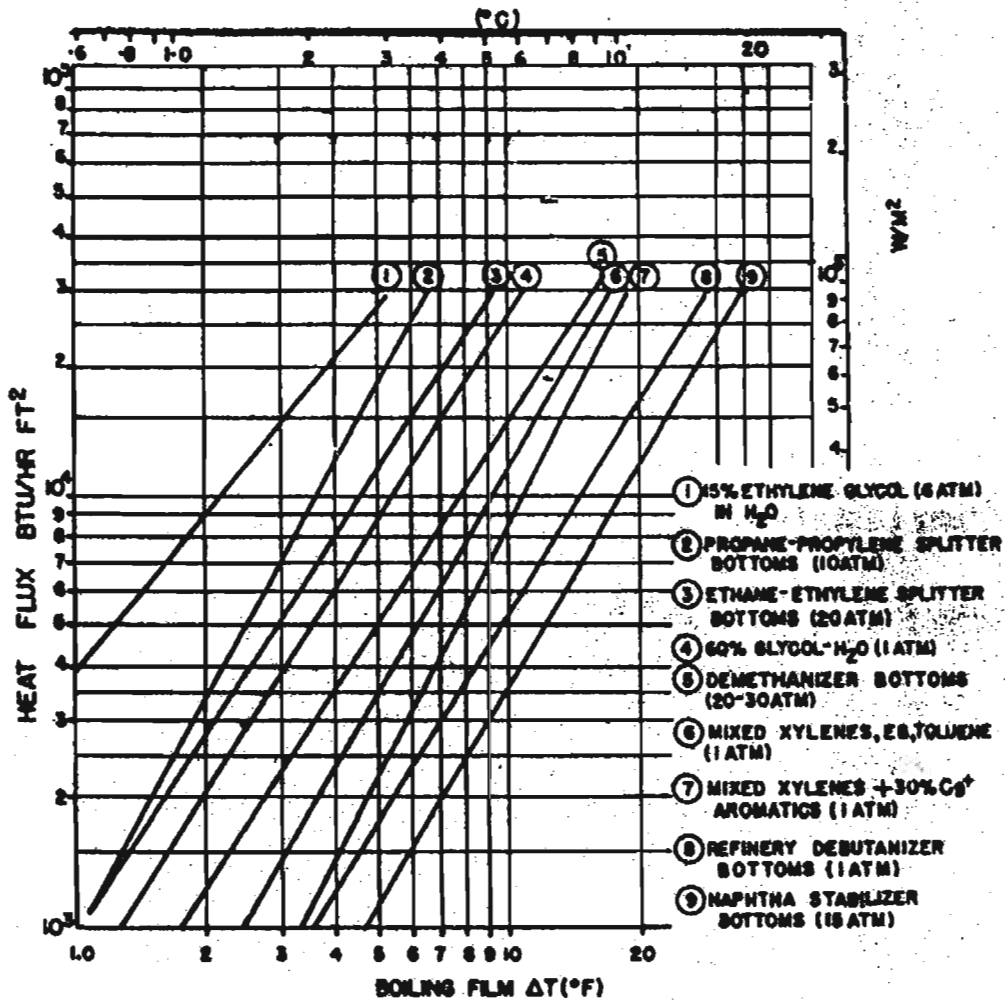


Figura 2.10. Datos de transferencia de calor con ebullición para mezclas, usado en el diseño de alto flujo en cambiadores de calor verticales y horizontales

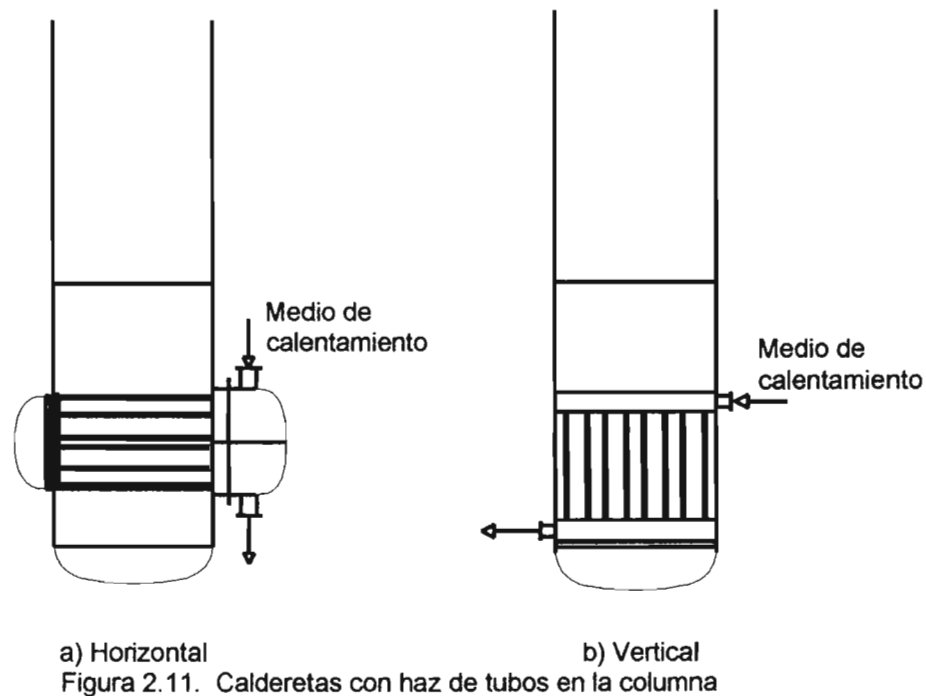
En la práctica sólo unas pocas curvas son necesarias para una clase de cambiadores dados. Por ejemplo más de 16 diferentes cambiadores de calor tipo kettle pueden ser diseñados para plantas de refinación en la sección de olefinas usando sólo la curva 4 de la figura 2.9.

En algunas calderetas las curvas de las figuras 2.9 y 2.10 se usan para saber en que parte de los cambiadores de calor existe líquido saturado y en donde podría ocurrir la ebullición nucleada.¹⁸

¹⁸ "HEAT EXCHANGERS" J. Taborek., G. F. Hewitt., N. Afgan. Mc Graw-Hill. United Estates of America. 1983

2.5.2) CALDERETAS CON HAZ DE TUBOS EN LA COLUMNA.

Puede suceder que mientras se examina la caldereta de marmita, que si el haz debe sumergirse en el líquido, aquél pueda instalarse directamente en el fondo de la columna, en este tipo de equipos se pueden situar los tubos de manera horizontal o vertical.



Para estos equipos no hay objeciones desde el punto de vista de transferencia de calor. Sólo se requieren 214 pies² de superficie para transferir 2 670 000 Btu/h y esto en un haz circular de 15¹/₄ plg y 16 pies de largo. La columna requerida para 28 100 lb/h de vapor a 200 lb/plg²g, tiene un diámetro menor de 3 pies. *Los cálculos para una caldereta con haz en la columna son idénticos a los de las calderetas de marmita*

Ventajas

- En estos sistemas los tubos se encuentran localizados dentro de la torre de destilación, lo cual ahorra el costo en la coraza y tuberías de conexión.
- Es mayor el aprovechamiento de la energía ya que hay menos pérdidas de calor con los alrededores debido a que no hay tubería de



transporte por parte del fluido a calentar, en la cual se llegue a perder energía suministrada.

Sus desventajas son:

- Si el área que se requiere es grande y el haz debe insertarse en el fondo de esta columna, se necesitarán muchos tubos pequeños y la altura del fondo de la columna aumentara para mantener el mismo espacio de almacenamiento.
- Se debe soldar una brida al lado de la columna
- Se requieren soportes internos para acomodar el haz de tubos
- Se requieren soportes internos.

Estas desventajas se superan cuando el diámetro de la columna es mayor de 6 pies. La experiencia apoya el uso de las calderetas externas¹⁹

¹⁹ "TRANSFERENCIA DE CALOR" Holman J. G. 10ª impresión, Editorial Continental., 1999., México.

2.5.3) TERMOSIFÓN

Cuando el agua se calienta por encima de los 4°C disminuye su densidad. Este hecho hace que en circuito cerrado el agua fría que se encuentre en la parte del mismo tienda a ser sustituida por otra más caliente que se encuentre en la parte baja. Ello origina un movimiento de circulación que se denomina fenómeno de termosifón. Este es el principio del sistema de calentamiento en el sistema tipo termosifón.

La caldereta tipo termosifón es la más común de las calderetas. De acuerdo al diagrama, el fluido de los fondos es calentado hasta el punto de ebullición en una caldereta que se encuentra situada por debajo del nivel de la torre, luego el vapor sube arrastrando consigo un poco de líquido hasta la columna de destilación.

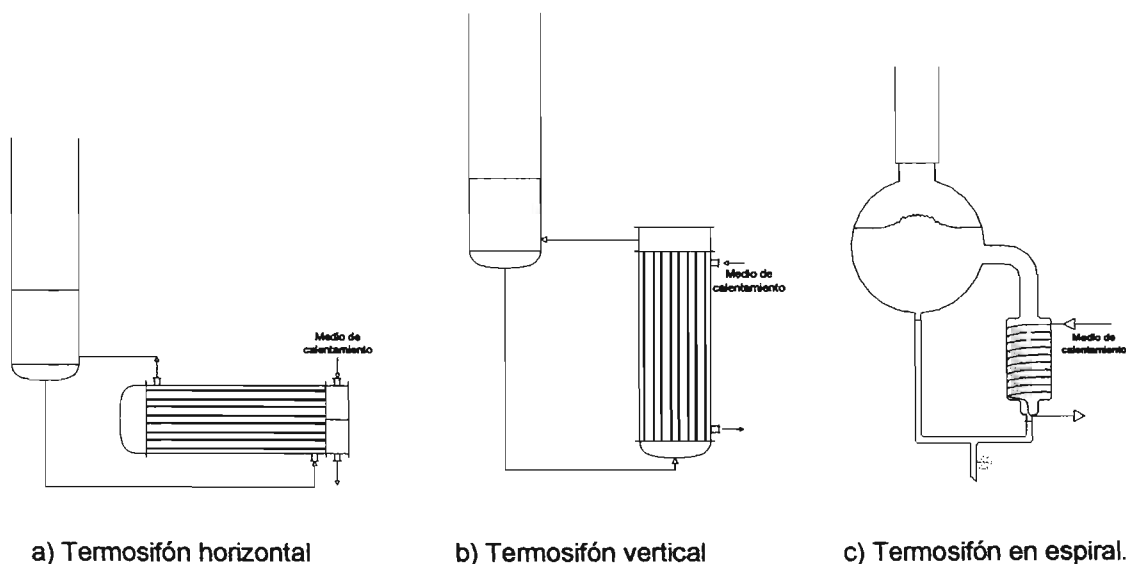


Figura 2.12. Tipos de termosifones

El flujo se induce mediante el desequilibrio hidrostático de presión entre el líquido en el conducto descendente y la mezcla de dos fases en los tubos de la caldereta. Los termosifones no requieren ninguna bomba para la recirculación y en general se considera que tiene menos posibilidades de atascarse en servicio debido a las velocidades relativamente altas de las dos fases que se originan en los tubos. La circulación natural o termosifón es generalmente la forma de vaporizar más económica para la destilación.

Por muchos años las calderetas kettle fueron consideradas los mejores equipos de ebullición. En un experimento en el cual un solo tubo de calentamiento fue inmerso en un tanque con líquido a temperatura de saturación, saliendo el vapor a una torre empacada se observó una curva de calentamiento, pero cuando se



realizó el mismo calentamiento, pero con un banco de tubos, se notó que la presencia de otros tubos de calentamiento reduce significativamente la cresta del flux de calor y modifica la curva de ebullición en un intervalo de temperaturas característico de la curva de calentamiento y subsecuentemente la transición del régimen de ebullición. Se observó una ebullición tipo termosifón, en la cual el líquido alrededor del banco de tubos circulaba de la parte baja de los mismos y al estar en contacto con los tubos originaba flujo a dos fases (en el banco de tubos), lo cual origina que solo pocas filas de tubos de los fondos operen en ebullición nucleada, generando una baja eficiencia de calentamiento, luego el vapor generado sale a la parte alta del sistema, como este flujo se acelera debido a la creciente fracción de vapor, el mecanismo de transferencia de calor cambia a flujo convectivo a dos fases, consecuentemente anula el régimen de película. Lo cual indica que se debe trabajar en mecanismos más parecidos a los de un modelo de termosifón. En la práctica esto no se hace del todo, por las mismas características de los equipos y por que hay modelos de cálculo que predicen satisfactoriamente su ejecución.²⁰

²⁰ "HEAT EXCHANGERS" J. Taborek., G. F. Hewitt., N. Afgan. Mc Graw-Hill. United States of America. 1983



2.5.3.1) Termosifón Horizontal

Los termosifones horizontales son frecuentemente empleados en la refinación de petróleo.²¹ La vaporización se da en la coraza del cambiador de calor. El diámetro de la caldereta horizontal de termosifón es mayor que el que comprendería al de un cambiador de calor del mismo número de tubos, debido al espacio libre que debe proveerse en la parte superior para que la mezcla ligera de vapores tenga un fácil acceso a la boquilla de salida.

Este sistema es frecuentemente usado cuando la elevación de la torre no permite un termosifón vertical o cuando se requiere el acceso al banco de tubos, ya que estos equipos son fáciles de modificar, pudiendo reemplazar la tubería con rapidez e incrementar su capacidad o reducir el costo de la energía al reducir la presión de vapor.

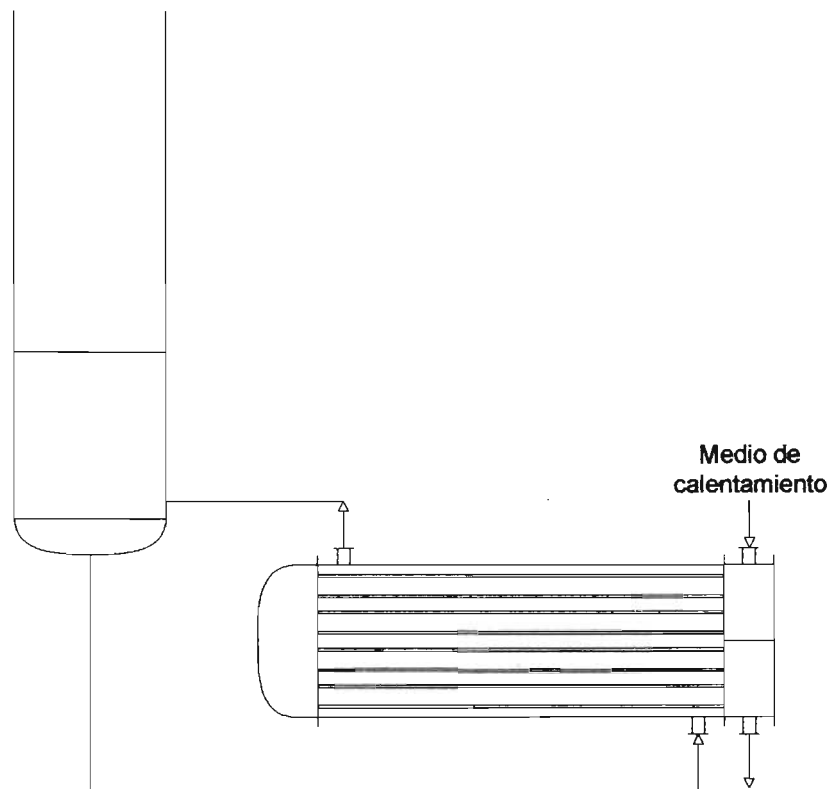


Figura 2.13. Termosifón horizontal

Las calderas largas y angostas no sifonean bien, es decir no hay una satisfactoria circulación del flujo. Por lo que es recomendable no usar longitudes mayores que cinco veces el diámetro de la coraza. Cuando se requiere una caldera larga y angosta se hace, pero con dos boquillas de entrada y dos de salida, repartiendo así el flujo en dos partes.

²¹ "HEAT EXCHANGERS" J. Taborek., G. F. Hewitt., N. Afgan. Mc Graw-Hill. United Estates of America. 1983



La carga hidrostática se provee subiendo el nivel de líquido de los fondos en la columna, elevando la columna o bajando la caldereta.

Sí el flujo caliente es vapor de agua, las diferencias de temperatura a contracorriente (LMTD) se aplican directamente. Sí el fluido caliente es un líquido en lugar de vapor las diferencias de temperatura se aplican solamente sí el rango del fluido que se va a vaporizar es pequeño y la diferencia de temperaturas del fluido caliente y el frío son considerablemente distintas. Si tenemos un cambiador 1-2 (un paso por la coraza y dos pasos por los tubos) y $F_T > 0.90$ (donde F_T es la relación fraccionaria entre la diferencia verdadera de temperatura y la LMTD) se puede predecir un error insignificante debido al empleo de la LMTD en un flujo a contracorriente y en paralelo de un mismo sistema.

Si en el sistema hay un intervalo de ebullición es importante observar el coeficiente global de transferencia de calor limpio y tomar en cuenta las cargas térmicas sensibles y las latentes individualmente.

Debido a que no hay un delta t (ΔT), cuando un líquido se evapora. El calor sensible q_s es transferido con un coeficiente de convección libre h_s . El calor latente de vaporización q_v se transfiere con el coeficiente de vaporización h_v el cual es mayor que h_s . De modo que el coeficiente se obtiene como sigue:

$$q = h A \Delta t \quad \dots\dots\dots(2.24)$$

La ecuación en el momento en que se da la transferencia de calor sensible es:

$$A_s (\Delta t)_s = \frac{q_s}{h_s} \quad \dots\dots\dots(2.25)$$

Y de manera semejante, en el momento en que se transfiere el calor latente

$$A_v (\Delta t)_v = \frac{q_v}{h_v} \quad \dots\dots\dots(2.26)$$

Por consiguiente, sustituyendo términos en 2.24

$$q = h \left[\frac{q_s}{h_s} + \frac{q_v}{h_v} \right] \quad \dots\dots\dots(2.27)$$

De esta manera tenemos que:

$$h = \frac{Q}{\left(\frac{q_s}{h_s} + \frac{q_v}{h_v} \right)} \quad \dots\dots\dots(2.28)$$



La caída de presión deberá de ser pequeña en todo momento. El efecto de la caída de presión en la elevación del líquido del fondo de la columna sobre la caldereta es muy importante. **Si la caída de presión es muy grande, la columna se debe elevar para producir suficiente carga hidrostática** y de esta manera vencer la caída de presión. Se permite una caída de presión de 0.0176 kgf/cm^2

En algunas ocasiones se usan los deflectores segmentados para aumentar la turbulencia en la coraza. Por lo general es necesario proteger los tubos con placas de soporte verticales entre las boquillas de entrada y salida y placas de soporte adicionales de un cuarto de círculo para que no se deformen

Debido a que debe haber espacio libre en la coraza para que la mezcla ligera de vapores tenga un fácil acceso a la boquilla de salida, los termosifones horizontales tienen un diámetro mayor al que le correspondería un cambiador de calor de su misma capacidad de tubos internos.

Las calderetas largas y angostas presentan problemas para realizar la convección, por tanto se recomienda no usar longitudes de tubos mayores a cinco veces el diámetro de la coraza.

Cuando una caldereta esta sobre diseñada, el líquido que entra es rápidamente evaporado, y el nuevo líquido que entra a la caldereta enfría la superficie de los tubos, los cuales calientan rápidamente la alimentación lo cual provoca estallidos intermitentes. Para controlar esto solo es necesario disminuir el flujo o la presión del fluido con el que se calienta el sistema o colocar una salida más grande en la coraza de la caldereta para aumentar la caída de presión.

Calculo para la evaluación de un termosifón horizontal²²

1) Obtener los datos posibles que a continuación se presentan:

<u>Fluido caliente</u> (Tubos)	<u>Fluido frío</u> (Coraza)
W = Flujo másico del fluido caliente	w = Flujo másico del fluido frío
Cp = Calor específico	cp = Calor específico
T ₁ = Temperatura de entrada	t ₁ = Temperatura de entrada
T ₂ = Temperatura de salida	t ₂ = Temperatura de salida
NPT = Número de pasos por los tubos	NPC = Número de pasos por la coraza En este caso siempre será solo 1
d _i = Diámetro interno	D _i = Diámetro interno

²² "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Donald Q. Kern., Editorial Continental., 1984., México. Pag. 556-559



d_o = Diámetro externo	D_o = Diámetro externo
BWG	
L = longitud de los tubos	
Arreglo = (triangular ó cuadrado)	
°API = Grados del American Petroleum Institute	°API = Grados del American Petroleum Institute

2) Resolver la ecuación general :

$$Q = WC_p\Delta T = wcp\Delta t$$

Ayudado de las siguientes ecuaciones:

$$Q = W\Delta H_{FCal} = w\Delta H_{FFrío}$$

$$Q = q_s + q_v$$

$$q_s = w\Delta H_{FFríoL}$$

$$q_v = w\Delta H_{FFríoV}$$

Para poder conocer "Q" a veces es necesario recurrir a las tablas de Molliere considerando que en el punto inicial el fluido se encuentra en una posición donde es afectado por el calor sensible y después pasa por un área donde el calor latente es el que se manifiesta hasta llegar a la temperatura de saturación del vapor.

En los compuestos derivados del petróleo se conocen los °API, temperatura y presión y a partir de estos datos se obtiene la ΔH_v .

$$\Delta t = (LMTD_{FC})F_T$$

$$LMTD_{FC} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$F_T = \frac{\left[\sqrt{R^2 + 1} \left(\ln \frac{(1-S)}{(1-RS)} \right) \right]}{\left[(R-1) \ln \frac{(2-S)(R+1-\sqrt{R^2+1})}{(2-S)(R+1+\sqrt{R^2+1})} \right]}$$



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

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

3) Evaluar la temperatura calórica de la corriente caliente y de la corriente fría (T_c y t_c)

Temperatura calórica de la corriente caliente

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

Temperatura calórica de la corriente fría

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

Para lo cual es necesario calcular la fracción calórica (adimensional) F_c .

$$F_c = \frac{\left(\frac{1}{K_c}\right) + \left[\frac{r}{(r-1)}\right]}{1 + \frac{\ln(K_c + 1)}{\ln r}} - \frac{1}{K_c}$$

ó para diferentes petróleos mediante la figura del factor F de temperatura calórica.

Razón de las diferencias en las terminales (r , adimensional).

$$r = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}$$

Factor calórico

$$K_c = \frac{U_{\text{caliente}} - U_{\text{fría}}}{U_{\text{fría}}}$$

Cuando la viscosidad para ambos fluidos en la terminal fría es menor a 1. cp la temperatura calórica se calcula como el promedio aritmético de las temperaturas de entrada y salida.

$$T_c = T_2 + \left(\frac{T_1 - T_2}{2}\right)$$



$$t_c = t_1 + \left(\frac{t_2 - t_1}{2} \right)$$

Fluido Caliente (por los tubos)

4) Calcular el área transversal de los tubos

$$a_t = \frac{(Nt)(a_t)}{NPT}$$

5) Calcular la masa velocidad que pasa por los tubos:

$$G_t = \frac{W}{a_t}$$

6) Obtener la viscosidad del fluido a la temperatura calórica de tablas.

$$\mu (a T_c) =$$

$$Re_t = \frac{DG_t}{\mu}$$

7) Con (L/D) y Re_t obtener el factor para la transferencia de calor J_H de la figura 24 del Kern

$$J_H =$$

8) Calcular lo siguiente:

Con los °API y la viscosidad (μ) obtener este valor de datos reportados en la bibliografía (figura 16 del Kern)

$$k \left(\frac{Cp \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} =$$

$$h_i = \left(\frac{J_H k}{d_i} \right) \left(\frac{Cp \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \phi_t$$

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

- Este valor debe tomarse muy en cuenta cuando la temperatura de la pared del tubo difiere apreciablemente de la temperatura calórica del fluido controlante o si este fluido es muy viscoso.



- Esto puede ser igual a 1 para flujo no viscoso

μ = Se obtiene de tablas a la temperatura calórica (a T_c)

μ_w = Se obtiene de tablas a la temperatura de pared del tubo (a T_w)

9) Como ya se tienen la mayoría de los valores, calcular ahora $\frac{h_i}{\phi_t}$.

$$\frac{h_i}{\phi_t} = \left(\frac{J_h k}{d_i} \right) \left(\frac{Cp\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$$

10) Si se sabe que

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \left(\frac{d_i}{d_o} \right)$$

Como $\phi_t = 1$, de esta manera obtenemos h_{io}

$$h_{io} = \left(\frac{h_i}{\phi_t} \right) \left(\frac{d_i}{d_o} \right)$$

Fluido frío (por la coraza)

11) Como el fluido caliente viaja en el interior de los tubos, calcular t_w con alguna de las siguientes ecuaciones (Para líquidos orgánicos se supone un valor de $h_o = 200$)

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c)$$

$$t_w = T_c - \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c)$$

Calcular lo que sigue:

$$\Delta t_w = t_w - t_c$$

12) Obtener de la figura 2.5 los valores de los coeficientes de película para el calor sensible y ebullición con circulación natural (h_s y h_v)

- Si el fluido a calentar es agua y tiene un valor de $\Delta t_w \geq 21$ entonces $h_o = 1000$



- Si el fluido a calentar es una sustancia orgánica y tiene un valor de $\Delta t_w \geq 13$ entonces $h_o = 300$

$$h_o = \frac{Q}{\frac{q_v}{h_v} + \frac{q_s}{h_s}}$$

- 13) Obtener el coeficiente total limpio U_C

$$U_C = \frac{h_{i0} h_o}{h_{i0} + h_o}$$

- 14) Coeficiente total de diseño U_D

Calcular el área total de superficie (A)

$$A = N_t (\pi d_o L)$$

Luego

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta t}$$

- 15) Comprobar el flujo máximo de calor basado en la transferencia total a través de la superficie

$$\text{Para sustancias orgánicas} \quad \frac{Q}{A} \leq 12000 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2}$$

(De lo contrario indicaría que se necesita un cambiador de calor con mayor área de transferencia)

- 16) Calcular el factor de obstrucción:

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D}$$

2.5.3.2) Termosifón vertical

Es talvez la más versátil y simple de las configuraciones. Sin embargo los termosifones verticales son difíciles de calcular mediante procedimientos estrictamente teóricos. El fenómeno de la ebullición del lado de los tubos es controlado por una combinación de una resistencia de película en las paredes de los tubos, ebullición nucleada y el flujo a dos fases. Un riguroso análisis de los requerimientos de estas calderetas implica además los efectos hidrodinámicos desde el flujo de vaporización y la circulación del fluido ya que estos están estrechamente interrelacionados.²³

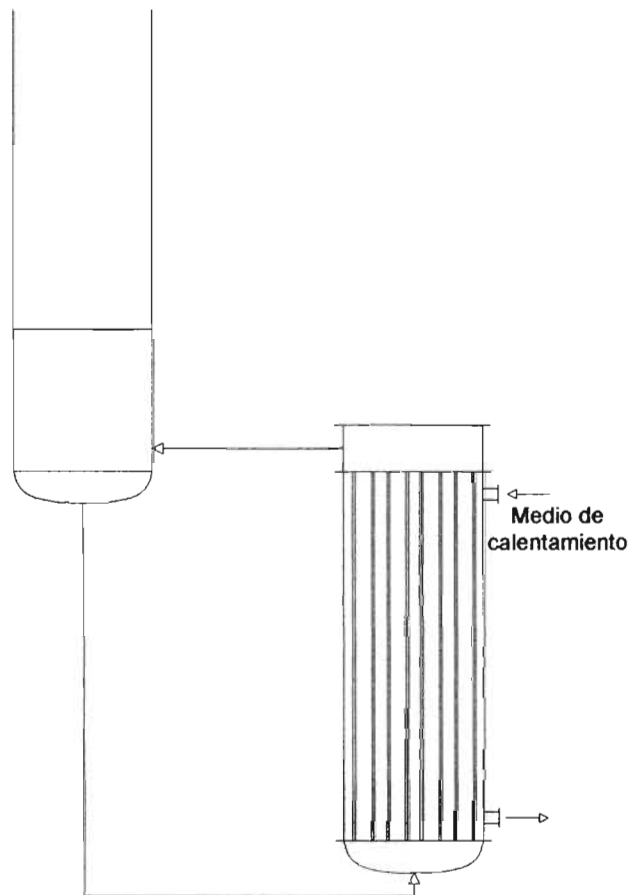


Figura 2.14. Termosifón vertical

²³ "CHEMICAL ENGINEERING" Designing vertical Thermosyphon reboilers. O. Frank., R. D. Prickett. September 3, 1973. pag. 107-110



Ya que la vaporización es en los tubos, estos sistemas de calentamiento operan con cargas hidrostáticas relativamente grandes y bajas caídas de presión lo cual favorece la circulación.

Para el termosifón vertical hay cinco resistencias principales:

1. Caída de presión por fricción a través de la tubería de entrada
2. Caída de presión por fricción en la caldereta (z_2)
3. Perdidas por expansión o aceleración debidas a la vaporización en la caldereta
4. Presión estática de una columna de líquido vapor mezclado (z_3) en la caldereta
5. Caída de presión por fricción en la tubería de salida

En los procesos químicos industriales, se prefiere la ebullición del lado de los tubos²⁴ por:

- 1.- Los excelentes factores de transferencia de calor.
- 2.- Se expone una menor cantidad de superficie de contacto a la corrosión debido a las características de los fluidos.
- 3.- Bajo costo.
- 4.- Relativa facilidad de limpieza.
- 5.- Fácil operación.

²⁴ "CHEMICAL ENGINEERING" Designing vertical Thermosyphon reboilers. O. Frank., R. D. Prickett. September 3, 1973. pag. 107-110



CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA UN TERMOSIFÓN VERTICAL.

A partir de las ecuaciones ya citadas se propone la siguiente memoria de cálculo para determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

1.-Vaciar los valores obtenidos durante el calentamiento del liquido.

Temperatura 1 del fluido frío = t_1
Área de transferencia de calor = A
Tiempo que tardo en hervir el disolvente

Volumen destilado
Tiempo de obtención del destilado

Tiempo de reflujo θ_R
Tiempo de destilado θ_D

Presión atmosférica = P_{atm}
Presión manométrica = P_{man}

2.- Calcular de la diferencia media logarítmica de temperaturas en fluidos a contracorriente ($LMTD_{FC}$) como se indica a continuación.

2.1- Calcular la temperatura del vapor de calentamiento (en la coraza)

Calcular la presión absoluta en la coraza del equipo

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm}$$

Obtener de tablas de vapor o de la ecuación de Antoine la temperatura del vapor saturado a esa presión:

A = _____
B = _____
C = _____

$$T = -C - \left(\frac{B}{\ln(P) - A} \right)$$

$$T_1 = T_2$$



2.2.- Determinar la temperatura de ebullición de la mezcla en estudio t_2 empleando la ecuación de Antoine

$$A = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$B = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$C = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$t_2 = -C - \left(\frac{B}{\ln(P) - A} \right)$$

Sustituir las temperaturas establecidas en el sistema.

$$LMTD_{FC} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}\right)}$$

3.- Calcular el coeficiente global retransferencia de calor, durante el calentamiento del líquido (U_s).

$$U_s = \frac{Q_s}{A(LMTD)}$$

Obtener previamente el valor del calor sensible (Q_s):

$$Q_s = w_s(cp)(t_2 - t_1)$$

En este paso w_s se refiere a la masa total que se encuentra dentro de la olla vaporizadora RB-101 (es decir, todo el líquido que es calentado.)

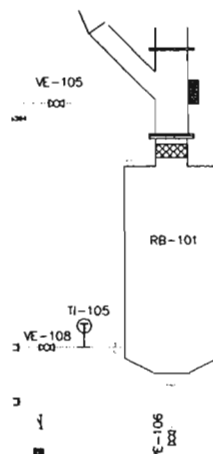




Fig.4.1. Olla hervidora

$$w_s = \frac{\text{masa dentro del tan que}}{\text{tiempo que tardo en comenzar a vaporizarse}}$$

Sustituir valores en al ecuación del coeficiente global retransferencia de calor.

4.-Obtener la masa total evaporada (w_e).

Para este caso la masa que se evapora (w_e) equivale al volumen de fluido destilado mas el recirculado, es decir.

$$W_e = V = R + D$$

A partir del tiempo de destilado y el volumen obtenido, se obtiene el flujo D

$$D = \frac{\text{Volumen de destilado}}{\text{Tiempo de obtención del destilado}}$$

De acuerdo a los tiempos de reflujo y destilado deducir la relación de reflujo (R_D)

$$R_D = \frac{R}{D}$$

Calcular el volumen recirculado (R).

$$R = (R_D)(D)$$

Realizar la suma del flujo recirculado (R) y el destilado (D) y obtener el volumen total evaporado (V)

$$V = R + D$$

Entonces:

$$w_e = V * \rho$$



4.- Calcular el coeficiente global retransferencia de calor en la vaporización del líquido (U_e).

Obtener el calor latente (calor involucrado en la ebullición, Q_e) a partir del ΔH_v a la presión dada:

$$Q_e = w_e(\Delta H_v)$$

Por último sustituir los valores obtenidos y calcular el coeficiente global retransferencia de calor en la ebullición U_e

$$U_e = \frac{Q_e}{A(T_1 - t_2)}$$



2.5.3.3) Termosifón en espiral (Vaporización en la coraza)

Es usado con fines didácticos principalmente. En la figura 2.16 se observa su estructura, en donde el vapor entra por la parte superior del espiral, da vueltas por el mismo y sale en la parte inferior.

El flujo a calentar entra por la parte inferior del equipo de calentamiento en forma de líquido, al entrar en contacto con la tubería que contiene al flujo caliente, el flujo frío obtiene así la suficiente energía para hervir y sale por la parte superior del equipo en forma de vapor.

El equipo de termosifón en espiral está fabricado en vidrio para poder ver todas las partes que lo conforman y para que el estudiante tenga una mejor percepción de lo que ocurre dentro de los vaporizadores.

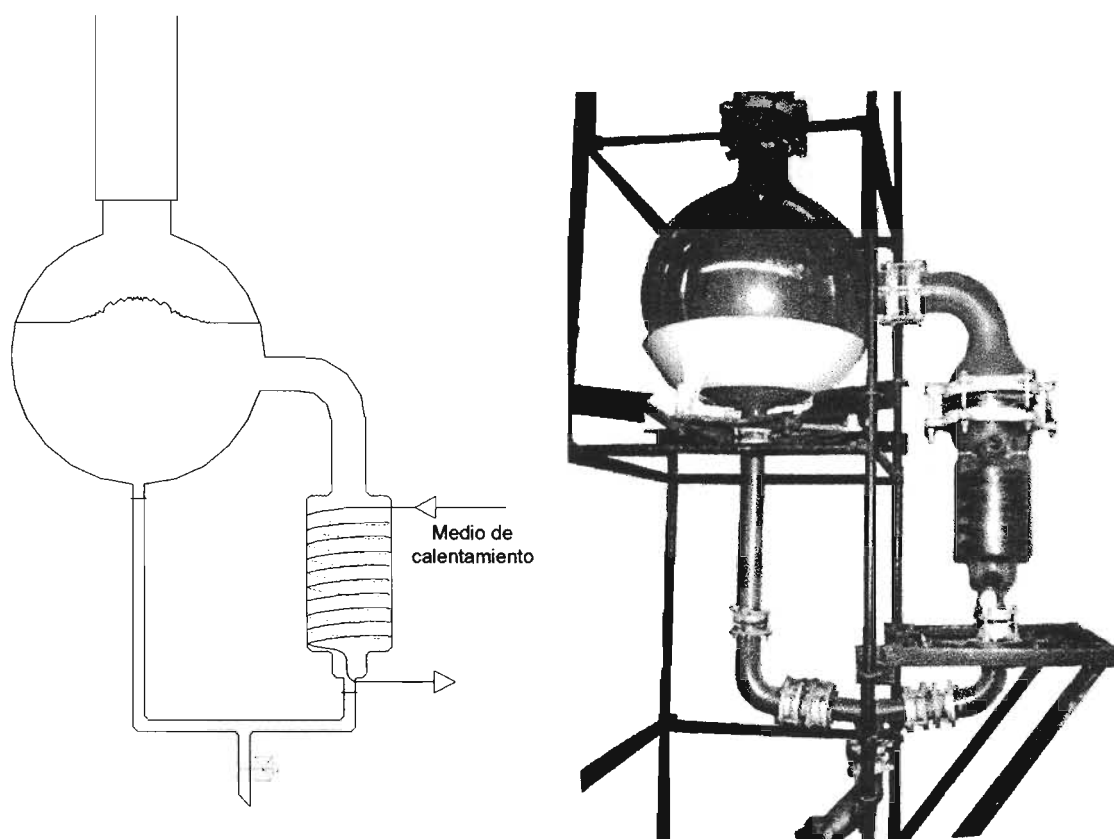


Figura 2.16. Termosifón en espiral



2.5.4) Matraz con chaqueta de calentamiento u olla vaporizadora.

Generalmente este tipo de sistemas de calentamiento son usados con fines didácticos o de investigación a nivel laboratorio o planta piloto.

Este tipo de sistemas de calentamiento es usado regularmente en la destilación controlada para poder ver que es lo que ocurre con las sustancias dentro de los recipientes, ya que estos son de vidrio, además de que se puede controlar la temperatura con facilidad, se corren menos riesgos de incendio al trabajar con soluciones inflamables y no se necesitan líneas alternas de flujo de calentamiento.

El calentamiento se da mediante una chaqueta de calentamiento como se muestra en la figura 2.17 la cual esta compuesta por una resistencia eléctrica que está cubierta por una tela de fibra de vidrio.

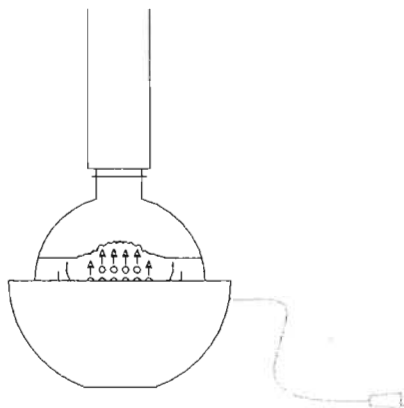


Figura 2.17. Matraz con chaqueta de calentamiento

En la resistencia es relativamente fácil medir la cantidad de “amperes” que por ella fluyen y de esta manera saber cuanto es el calor suministrado. Para lo cual se necesita un amperímetro, el cual es conectado a los cables que suministran la energía a la resistencia

Además puede haber equipos con resistencia dentro de la olla vaporizadora, y el funcionamiento es semejante al mencionado.



2.6) Circulación forzada y Termosifón

La ebullición en el lado de los tubos puede ocurrir por flujo natural o por medio de la circulación forzada. En moderada o alta presión, la zona de calor sensible es pequeña y no afecta el desarrollo global de la caldereta. Sin embargo en operaciones a vacío o con alta viscosidad de líquidos, la cabeza hidrostática puede suprimir la ebullición a lo largo de una apreciable distancia de los tubos. En el caso de una caldereta tipo termosifón esto reduce el flujo de circulación y por consiguiente el coeficiente global de transferencia de calor.

Así que frecuente se práctica el uso de circulación forzada en calderetas a baja presión (debajo de 0.281 kgf/cm^2)

Comparación de circulación forzada y termosifón²⁵

Ventajas

Circulación forzada

- 1) El flujo de circulación y el grado de vaporización son controlados externamente
- 2) Conveniente para fluidos viscosos
- 3) Puede ser diseñado para una alta transferencia de calor sensible en bajo flujo de vaporización y es por tanto aceptable en sistemas de bajas caídas de presión.

Termosifón

- 1) Usualmente es la caldereta mas barata tanto en instalación como en operación
- 2) Permite un compacto arreglo de la tubería.
- 3) Provee de un excelente desarrollo térmico

Desventajas

Circulación forzada

- 1) El costo es apreciable en instalaciones largas
- 2) Requiere costosas bombas
- 3) Puede presentar fugas en los sellos de las bombas

Termosifón

- 1) Se requiere más área de transferencia de calor para operación a vacío a causa de la poca ebullición, e ineficiente zona de calor sensible.
- 2) No se recomienda para fluidos viscosos
- 3) Requiere una elevación adicional en la columna de destilación en el caso de un termosifón vertical (no lo requiere sí el termosifón es horizontal).

²⁵ "CHEMICAL ENGINEERING" Designing vertical Thermosyphon reboilers. O. Frank., R. D. Prickett. September 3, 1973. pag. 107-110



CAPITULO III

PROCESO EN EL EQUIPO PILOTO



3.1) DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE PROCESO

La torre piloto fue diseñada para separar por destilación diversas mezclas constituidas por disolventes orgánicos.

El aparato fue diseñado para operar de acuerdo a las siguientes opciones:

- Destilación simple
- Destilación fraccionada
- Destilación fraccionada de mezclas azeotrópicas heterogéneas

El equipo está constituido principalmente por dos columnas, una vacía y la otra empacada. Las cuales se utilizan para destilación simple y destilación fraccionada respectivamente. Las columnas están conectadas al mismo condensador y a la misma olla hervidora. Para seleccionar la columna a utilizar se dispone de dos válvulas de tipo mariposa.

La columna empacada contiene empaque estructurado de alta eficiencia (gran superficie de contacto y elevada porosidad). Al fondo de la columna se tiene una "olla hervidora" acoplada a un calentador externo el cual es la caldereta tipo termosifón en la cual se fija la atención. En el extremo superior (domo) se dispone de un distribuidor de líquido, una cabeza de reflujo y un condensador de superficie, como se observa en el diagrama 3.1.

El equipo auxiliar para el funcionamiento del sistema consiste por una parte, de un tanque de alimentación que contiene la mezcla a separar y un precalentador de "carga". Por otra parte se dispone de un controlador de reflujo/destilado manejado por un mecanismo electro-neumático.

Se integra al conjunto un separador de fases y dos acumuladores de producto. Finalmente como complemento del equipo se dispone de dos bombas de tipo desplazamiento positivo (alimentación y reflujo respectivamente).

3.1.1) CALDERETA TIPO TERMOSIFÓN (CA-102)

Este intercambiador de calor está constituido por un haz de tubos y coraza. El vapor circula por la coraza mientras que el líquido a calentar pasa por el interior de los tubos.

Tipo: Tubos y coraza BEM (TEMA)

Coraza:

Diámetro: DN = 12.7 cm. (5")

Diámetro interno = 13.45 cm.



Diámetro exterior = 14.13 cm.
Cédula: 10S
Longitud entre espejos = 30 cm.

Tubos:

Diámetro = 1.587 cm. (5/8")
Longitud = 30. cm.
Nº de tubos = 19
Arreglo: tresbolillo

Diámetro interno = 1.257 cm
Diámetro externo = 1.5875 cm
Espesor = 0.165 cm

Área de transferencia de calor por tubo = 150 cm²
Área de transferencia de calor total = 2 842.7 cm²
Área transversal por tubo = 1.24 cm²
Área transversal total = 23.59 cm²

3.1.2) OLLA HERVIDORA (RB-101)

Material de construcción SS-304
Capacidad máxima: 60 litros
Capacidad (operación): 30 litros
Diámetro: D = 33.1 cm.
Altura: H = 68. cm.

Eliminador de niebla:

Material: SS-316 L
Altura = 15 cm.
Diámetro = 10 cm.

3.1.3) COLUMNA EMPACADA

Es el lugar donde se lleva a cabo la separación de la mezcla problema y esta compuesta por una gran cantidad de cilindros huecos pequeños los cuales proporcionan una mayor cantidad de área superficial y por ende un mayor número de platos teóricos. La columna esta constituida por tres secciones:

Sección 1 y 2 :

Diámetro nominal = 10.16 cm. (4")
Longitud = 62 cm.

Sección 3:



Diámetro nominal = 10.16 cm. (4")
Longitud = 81.5 cm.

Válvula:

Tipo: mariposa
Conexión: bridada
Diámetro nominal = 10.16 cm. (4")
Material: SS-304

Empaque:

Estructurado Mellapak, M500Y,
Material: SS-316L
Diámetro = 10 cm.
Nº de elementos = 10
Altura por elemento = 20.5 cm.
Peso total de los elementos = 3 kg

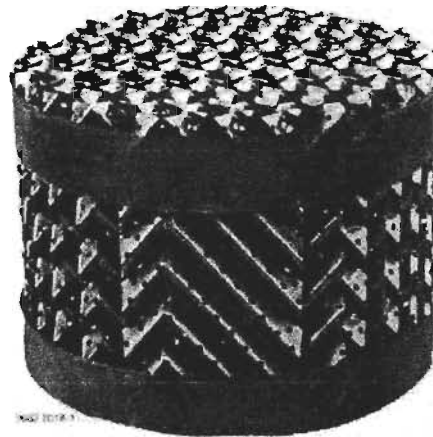


Figura 3.1. Empaque estructurado Mellapak

3.1.4) COLUMNA VACÍA

Válvula tipo mariposa
Conexión: bridada
Diámetro nominal = 7.62 cm. (3")
Material: SS-304

3.1.5) CABEZA DE REFLUJO (E)

El sistema de reflujo está constituido por una sección metálica que permite el paso de los vapores en forma ascendente a través de una "chimenea". El fluido condensado que proviene del condensador se acumula en la parte inferior del dispositivo, para ser distribuido como destilado o como reflujo al domo de la columna, mediante la acción de una válvula automática de tres vías. La cabeza de reflujo está instalada entre el domo de la columna y el condensador de superficie.

Diámetro = 10. cm.
Altura = 23.8 cm.
Material = SS 304



3.1.6) TANQUE DE ALIMENTACIÓN (TA-101)

El tanque de alimentación del equipo piloto tiene una capacidad de 60 litros, de acero inoxidable 316, que resiste a la mayoría de los disolventes orgánicos. Las dimensiones y características se analizan en el diagrama 3.1.

Nota: Debe evitarse operar con disoluciones que contengan altas concentraciones de cloro activo. Ya que este componente ataca a la mayoría de los aceros de este tipo.

3.1.7) CONDENSADOR (CA-101)

El condensador de superficie permite la condensación de la totalidad de los vapores, en caso contrario cuando se opera al vacío, se dispone de un condensador de arrastres. Las características son:

Tipo: Tubos y coraza AEM (TEMA)

Coraza:

Diámetro: DN = 12.7 cm. (5")

Diámetro interno = 13.45 cm.

Diámetro exterior = 14.13 cm.

Cédula: 10S

Longitud entre espejos = 20. cm.

Tubos:

Nº de tubos = 19

Diámetro = 1.587 cm. (5/8")

Longitud = 20. cm.

Material: SS 304

3.1.8) BOMBAS DE ALIMENTACIÓN Y REFLUJO (BA-101 y BA-102)

Las bombas de alimentación y reflujo tienen las siguientes características:

Tipo: Desplazamiento positivo (diafragma)

Flujo: 12-16 litros/hora

Presión: 2 kg/cm²

A prueba de explosión, tipo neumática

Marca: ARO

Diafragma: Teflón, Balero: Teflón, Cuerpo: Polipropileno

3.1.9) VÁLVULA DE TRES VÍAS (VT-101)

La válvula de tres vías permite seleccionar la descarga del fluido proveniente del condensador ya sea como producto destilado o como reflujo al domo de la torre.

Tipo: VNB103AS-8A



P(operación) = 6 bar

DN = 1/4" NPT

Material: SS-304

3.1.10) DISTRIBUIDOR DE LÍQUIDO

Este dispositivo permite alimentar al domo de la columna ya sea la mezcla por separar proveniente del tanque de alimentación o el fluido de "reflujo" proveniente del separador de fases.

Diámetro = 10 cm.

Material: Acero inoxidable SS-304

3.1.11) COMPRESOR

Características del aire: Limpio y seco para instrumentos

P_{máx} = 3 kg/cm²

Potencia : 1/2 HP

Trifásico

Tanque 20 litros

3.1.12) PRECALENTADOR DE ALIMENTACIÓN (CA-103)

Tipo: Tubos y coraza AEL (TEMA)

Coraza:

Diámetro: DN = 5.08 cm. (2")

Cédula: 40

Longitud entre espejos = 70 cm.

Tubos:

Diámetro de los tubos = 1.587 cm. (5/8")

Arreglo: tresbolillo

3.1.13) ENFRIADOR DE PRODUCTO (D)

Material: vidrio

Superficie de enfriamiento:

S = 0.1 m.²

Alimentación de agua:

Diámetro de entrada = 1.3 cm.

Diámetro de salida = 1.3 cm.

3.1.14) SEPARADOR DE FASES (C)

Dispositivo dotado de una entrada principal de 1 cm. de diámetro nominal. 4 conexiones para descarga de las fases.



3.1.15) COLECTORES DE PRODUCTO (2 UNIDADES “A”)

Dos colectores graduados para medición y almacenamiento del producto destilado.

Conexiones: bridadas
Material: vidrio tipo Pyrex

3.1.16) COLECTOR SIMPLE (B)

Consiste de un recipiente de vidrio que permite almacenar momentáneamente el producto a enviar como reflujo, ya sea al domo de la torre (al distribuidor) o a la olla hervidora.

Eventualmente puede ser “purgado” de “fase pesada”.
Material: vidrio tipo Pyrex

3.1.17) CONDENSADOR DE ARRASTRES (F)

Este dispositivo constituye una trampa para las gotas de líquido que eventualmente pudieran ser arrastradas a la salida, particularmente cuando la operación se realiza al vacío.
Material: vidrio tipo Pyrex

Nota: Los equipos de vidrio son empacados con empaques de teflón para resistir temperaturas de hasta 200°C y el material de construcción del equipo es acero inoxidable 316

DIAGRAMA 3.1) COLUMNA PILOTO

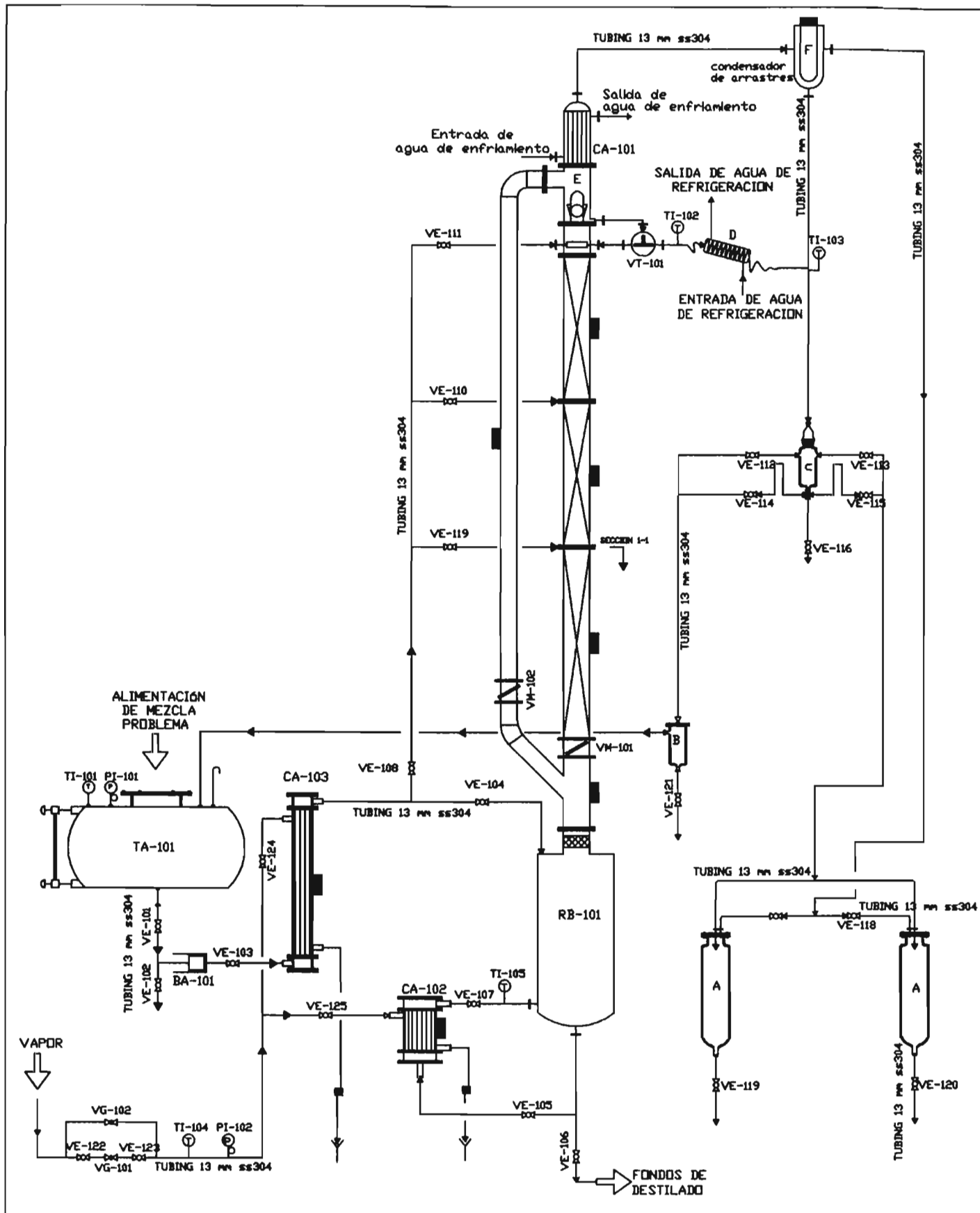
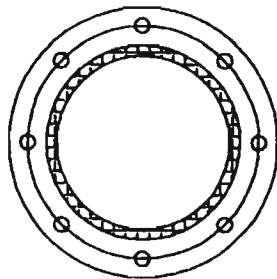


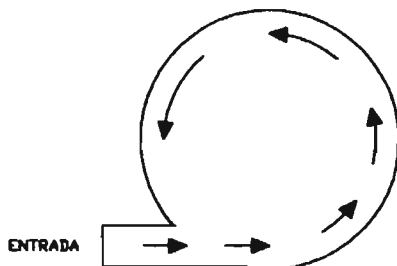
DIAGRAMA 3.2) COLUMNA PILOTO

SECCION TRASVERSAL DE COLUMNA

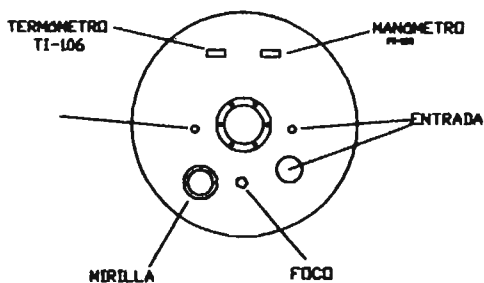


SECCION 1-1
ORIFICIO DE PERNO 11/32"
PERNO DE 5/16"

DETALLE DE LA ENTRADA DE LA MEZCLA
LIQUIDO-VAPOR A LA OLLA HERVIDORA
DEL FLUIDO DE CALENTAMIENTO
ENTRA TANGENCIALMENTE



VISTA SUPERIOR DE LA TAPA DE LA OLLA HERVIDORA



NOTAS:

- Medidas en milímetros.
- Las secciones de columna empacada y columna simple son de acero inoxidable cédula 40.
- Las válvulas son roscadas y con conexiones para "tubing" tipo barril.
- El calibre de la tubería es 18.

- ⊙ Válvula de bola (VE)
- ⊥ Trampa de vapor
- ↑ Foco
- ⊕ Manómetro con cola de cochino
- ⊕ Válvula de tres vías (VT)
- ⊠ Eliminador de niebla
- ⊔ Válvula de mariposa (VM)
- ⊔ Válvula de globo (VG)
- ⊔ Bomba de desplazamiento positivo (BA)
- Aislamiento

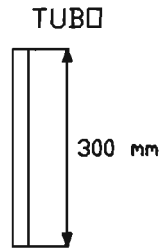
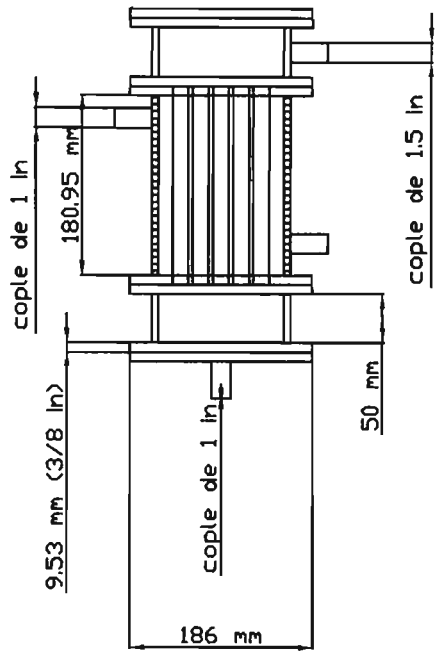
EQUIPO DE VIDRIO

- A Colector graduado
- B Colector simple
- C Separador de fases
- D Refrigerante
- E Cabeza de reflujo
- F Condensador de arrastres

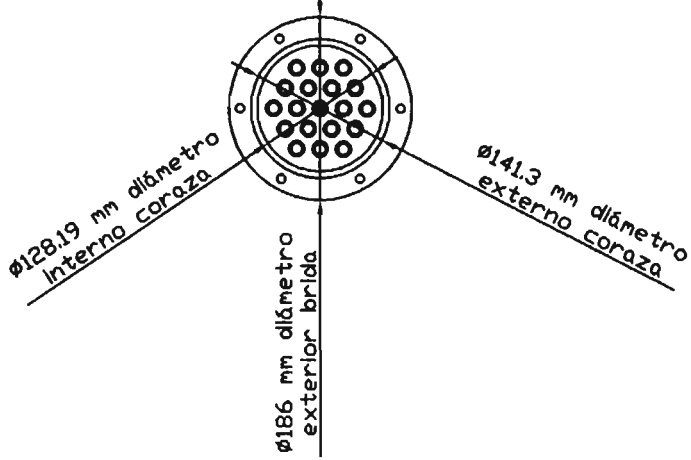
CAMBIADORES DE CALOR

- CA-101 19 Tubos de 5/8" BWG 14
- CA-102 19 Tubos de 5/8" BWG 14
- CA-103 7 Tubos de 5/8" BWG 14

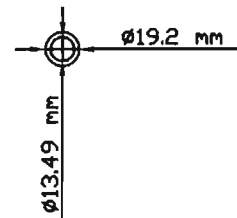
DIAGRAMA 3.3) TERMOSIFÓN



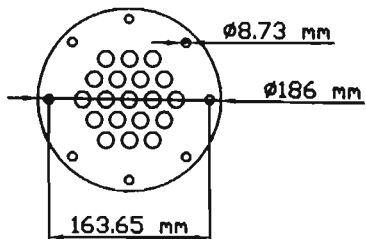
VISTA FRONTAL
TUBOS-CORAZA-ESPEJO



TUBING 16 mm
CALIBRE 13 U.S.G.



ESPEJO
(3/8 in de espesor)



PITCH

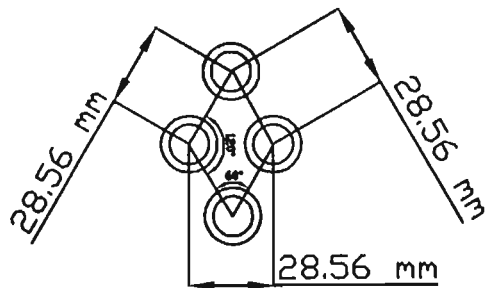
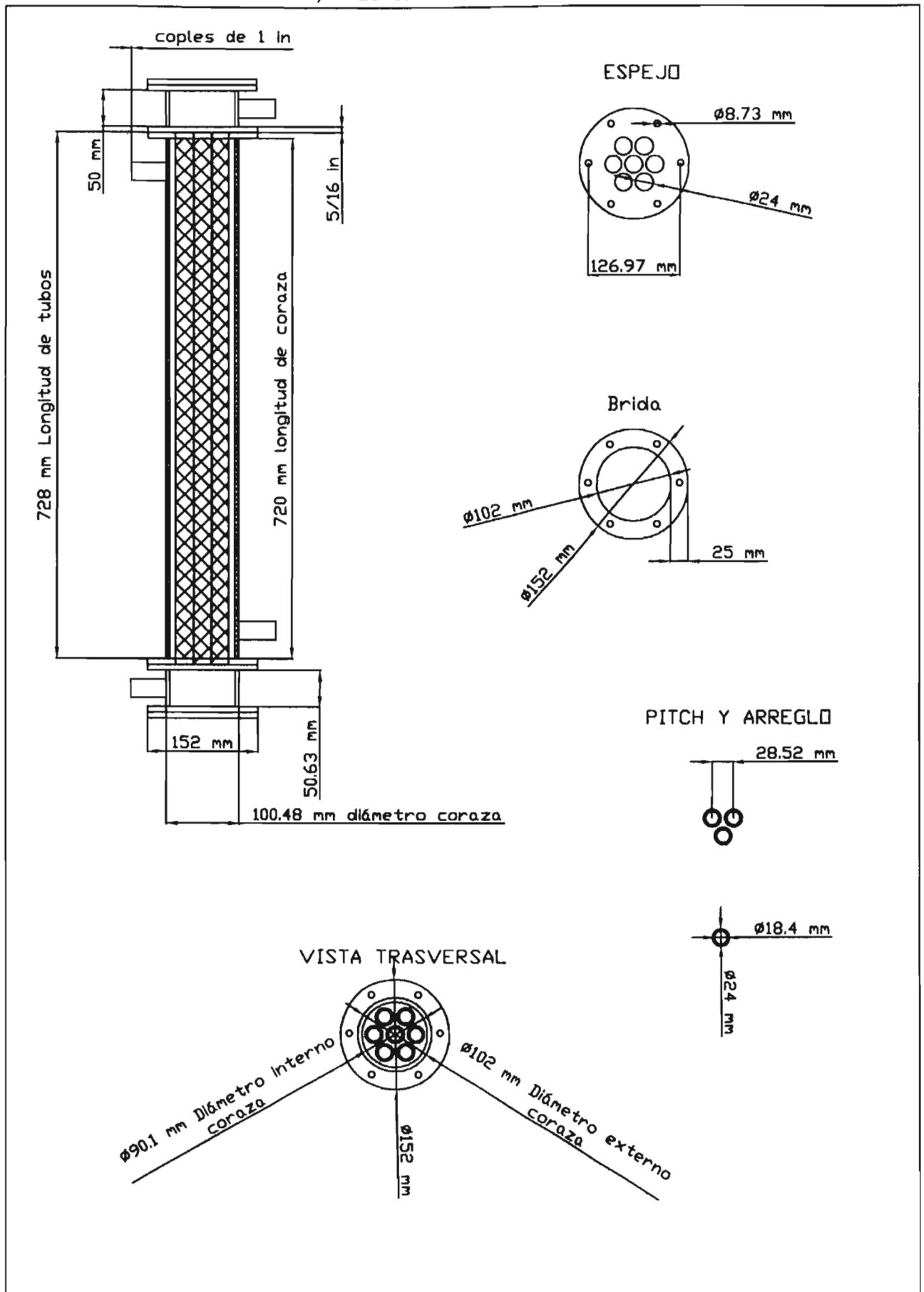


DIAGRAMA 3.4) PRECALENTADOR PARA ALIMENTACIÓN A DOMO





CAPITULO IV

DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR



4.1) OPERACIÓN DE LA TORRE DE DESTILACIÓN

Es necesario tener en consideración el conocimiento de la operación del equipo, para su uso adecuado, ya que los disolventes con los cuales se trabaja son peligrosos.

4.1.1) PREOPERACIÓN DEL EQUIPO

Antes de iniciar la operación normal del equipo, tomar en cuenta los siguientes puntos:

1. Determinar en la medida de lo posible la composición de los elementos involucrados en el líquido a evaporar, para conocer las medidas de seguridad correspondientes, debido a que algunos compuestos pueden ser tóxicos, inflamables o formar peróxidos, o ser altamente explosivos.
2. Usar bata de algodón, casco, lentes protectores, zapatos antiderrapantes y mascarilla.
3. Verificar que el equipo este aterrizado para no provocar incendios debidos a la electricidad estática.
4. Conectar los servicios auxiliares.
 - Corriente eléctrica
 - Agua de enfriamiento
 - Vapor

4.1.2) ARRANQUE DEL PROCESO

1. Dar inicio al sistema de enfriamiento
 - Accionar la bomba impulsa el agua de enfriamiento
 - Accionar la torre de enfriamiento
2. Introducir un volumen de mezcla problema al tanque de alimentación TA-101
3. Llevar la mezcla problema a la olla hervidora RB-101 situada en la parte baja de la columna de destilación por medio de la bomba BA-101 hasta ocupar 3/4 partes del mismo. Esto se observa mediante la mirilla.
4. Fijar el tiempo de reflujo y ponerlo en marcha.



5. Iniciar el calentamiento en el termosifón CA-102 , girando la válvula VE-105 que concede el paso del vapor por la coraza.

4.1.3) OPERACIÓN NORMAL

1. Se debe llevar un control de lo que ocurre en el sistema, mediante una tabla que contenga los siguientes datos:
 - Tiempo
 - Volumen de alimentación
 - Flujo de destilado
 - Flujo de fondos
 - Reflujo
 - Presión
 - Temperaturas
 - Densidad de la corriente de salida
 - Composición de la corriente de salida
2. Calentar hasta que la mezcla comience a hervir controlando con la válvula VE-105 que permite el paso del vapor.
3. No se debe permitir que las gotas del líquido saturado se condensen muy cerca de la salida del condensador, si esto ocurre es necesario alimentar mas agua de enfriamiento o en su defecto disminuir el flujo de vapor. (Para obtener destilado se debe considerar cual es el reflujo óptimo, para ello es necesario hacer varias pruebas de reflujo máximo y mínimo).

4.1.4) PARO NORMAL DEL EQUIPO

1. Eliminar el calentamiento del termosifón, impidiendo el paso del vapor con la válvula VE-104.
2. Esperar un tiempo adecuado para que el fluido que se encuentra en la torre se enfríe y no se escape destilado. Se sabrá el tiempo adecuado según las características de la solución y observando un claro descenso de la temperatura (por lo menos de 15° C debajo de la temperatura de ebullición) en los domos de la columna.
3. Apagar el equipo de reflujo y desconectarlo.
4. Suspender la alimentación del agua de enfriamiento y apagar la bomba
5. Prescindir de los servicios auxiliares.



4.1.5) PARO EN CASO DE EMERGENCIA

1. Suspender el calentamiento de la torre, retirando el vapor con la válvula correspondiente.
2. De ser necesario aumentar el flujo del agua de enfriamiento.
3. Esperar un tiempo adecuado para que se enfríe el sistema.
4. Suspender la alimentación del agua de enfriamiento y apagar la bomba.
5. Prescindir de los servicios auxiliares.



4.2) Mezclas ensayadas y cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U

Para la evaluación del coeficiente global de transferencia de calor (U), se realizan una serie de corridas, de las cuales se toma no ta de las más representativas, ya que el coeficiente varía según la disolución y lo que se desea es tener parámetros de referencia.

Las corridas experimentales más representativas son:

- Corrida (1) Agua (Presión por la coraza = 0.9 kgf/cm^2)
- Corrida (2) Ciclohexano-Agua (Presión por la coraza = 0.3 kgf/cm^2)
- Corrida (3) Ciclohexano-Agua (Presión por la coraza = 0.07 kgf/cm^2)

4.2.1) CORRIDA 1. EVAPORACIÓN DE AGUA EN LA COLUMNA PILOTO

Primero se destila agua para observar el comportamiento del sistema, ya que presenta una alta entalpía de evaporación; comparándolo con algunos otros disolventes como el metanol, etanol, ciclohexano, benceno, tolueno, xileno, etc.

Desarrollando paso por paso el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor tenemos:

1.-Vaciar los valores obtenidos.

Tiempo (min)	Temperatura (°C)	Evento
0	23	Calentamiento
6	26	Recolección de condensado
11	32	Calentamiento continuo
12	24	Calentamiento continuo
21	40	Empezó a destilar
27	40	Destilación continua
35	40	Destilación continua



45	40	Destilación continua
55	40	Destilación continua
65	40	Destilación continua
75	40	Destilación continua
81	40	Paro normal de la operación

Es necesario mencionar que la temperatura aquí registrada, corresponde a la temperatura que se tomo de una pistola con rayos infrarrojos, en la superficie externa del equipo RB-101, es decir no representa la temperatura del liquido interior.

Temperatura 1 del fluido frío = $t_1 = 23^\circ \text{C}$

Área de transferencia de calor = 0.2843 m^2

Tiempo que tardo en hervir el disolvente = 21 min

Volumen destilado = 6103 ml

Tiempo de obtención del destilado = 60 min

Relación de tiempos de reflujo y destilado.

Destilado = 12.05 s

Reflujo = 18.41 s

Presión:

$P_{\text{atm}} = 590 \text{ mmHg}$

$P_{\text{man}} = 0.9 \text{ kgf/cm}^2$

2.- Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas en flujos a contracorriente ($LMTD_{FC}$)

2.1- La temperatura del fluido caliente corresponde a la temperatura del vapor saturado que va por la coraza a una presión manométrica de 88260 Pa (0.9 kgf/cm^2). Calculando la presión absoluta se tiene:

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{man}} + P_{\text{atm}}$$

$$P_{\text{abs}} = (88,260. \text{ Pa}) + (78,660. \text{ Pa})$$

$$P_{\text{abs}} = 166,920. \text{ Pa}$$

Por tanto de tablas de vapor o de la ecuación de Antoine se tiene que la temperatura del vapor saturado a esa presión es la siguiente:

$$A = 18.3036$$

$$B = 3816.44$$

$$C = -46.13$$



$$T = -C - \left(\frac{B}{\ln(P) - A} \right)$$

$$T = -(-46.13) - \left(\frac{3816.44}{\ln(1252\text{mmHg}) - 18.3036} \right) = 387\text{K}$$

$$T_1 = 114.6^\circ \text{C}$$

$$T_2 = 114.6^\circ \text{C}$$

2.2.- La temperatura t_1 del fluido a calentar (en este caso H_2O) es semejante a la temperatura ambiente $t_1 = 23^\circ \text{C}$, mientras que la temperatura de ebullición t_2 se encuentra en tablas de vapor del disolvente o de la ecuación de Antoine a una presión atmosférica (de 78,660 Pa).

$$T = -(-46.13) - \left(\frac{3816.44}{\ln(590\text{mmHg}) - 18.3036} \right) = 366\text{K}$$

$$t_2 = 93.1^\circ \text{C}$$

De esta manera se sustituyen las temperaturas establecidas en el sistema.

$$\text{LMTD}_{\text{FC}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right)}$$

$$\text{LMTD}_{\text{FC}} = \frac{(114.6 - 93.1) - (114.6 - 23)}{\ln \left(\frac{(114.6 - 93.1)}{(114.6 - 23)} \right)} = 48.42^\circ \text{C}$$

3.- Cálculo del coeficiente global retransferencia de calor, en el calentamiento del líquido (U_s).

$$U_s = \frac{Q_s}{A(\text{LMTD})}$$

De modo que es necesario obtener primero el valor del calor sensible (Q_s):

$$Q_s = w_s (cp)(t_2 - t_1)$$

En este paso w_s se refiere a la masa total que se encuentra dentro de la olla vaporizadora RB-101 (es decir, todo el líquido que es calentado.)

$$w_s = \frac{\text{masa dentro del tan que}}{\text{tiempo que tardo en comenzar a vaporizarse}}$$

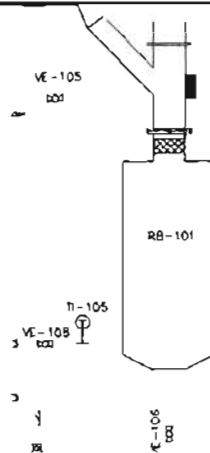


Fig.4.1. Olla hervidora

$$w_s = \frac{31.8 \text{ kg}}{(21 \text{ min})(60 \text{ s})} = 0.02524 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_s = \left(0.02524 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(4.1868 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right) (93.1^\circ\text{C} - 23^\circ\text{C}) = 7403. \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

Sustituyendo valores se tiene el coeficiente global retransferencia de calor, en el calentamiento del líquido.

$$U_s = \frac{7403 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{(0.2843 \text{ m}^2)(48.42^\circ\text{C})} = 537.83 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

4.-Obtener la masa total evaporada (w_e).

Para este caso la masa que se evapora (w_e) equivale al volumen de fluido destilado mas el recirculado, es decir.

$$W_e = V = R + D$$

A partir del tiempo de destilado y el volumen obtenido, se obtiene el flujo D

Tiempo de obtención de destilado = 60 min

Volumen de destilado = 6103 ml

Por lo tanto el flujo destilado (D) es:

$$D = \frac{6103 \text{ ml}}{3600 \text{ s}} = 1.7 \frac{\text{ml}}{\text{s}}$$



De acuerdo a los tiempos de reflujo y destilado se deduce la relación de reflujos (R_D)

$$R_D = \frac{R}{D} = \frac{18.41 \text{ s}}{12.05 \text{ s}} = 1.5275$$

Ahora que se conocen R_D y D , calcular el volumen recirculado (R).

$$R = (R_D)(D)$$

$$R = (1.5275) \left(1.6952 \frac{\text{ml}}{\text{s}} \right) = 2.5895 \frac{\text{ml}}{\text{s}}$$

Realizar la suma del flujo recirculado (R) y el destilado (D) se obtiene el volumen total evaporado (V)

$$V = R + D$$

$$V = \left(2.6 \frac{\text{ml}}{\text{s}} \right) + \left(1.7 \frac{\text{ml}}{\text{s}} \right) = 4.29 \text{ ml/s}$$

Si la densidad del líquido es 0.998 g/ml

Entonces:

$$w_e = v \cdot \rho$$

$$w_e = \left(4.2848 \frac{\text{ml}}{\text{s}} \right) \cdot \left(0.998 \frac{\text{g}}{\text{ml}} \right) = 4.27 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

$$w_e = 0.0043 \text{ kg/s}$$

5.- Calcular el coeficiente global retransferencia de calor en la evaporación del líquido (U_e).

$$U_e = \frac{Q_e}{A(T_1 - t_2)}$$

Obtener el calor latente (calor involucrado en la ebullición, Q_e).

Si ΔH_v del H_2O a la presión dada ($78\,660 \text{ Pa}$) es de $2\,257 \text{ kJ/kg}$. Tenemos que:

$$Q_e = w_e(\Delta H_v)$$

$$Q_e = \left(0.0043 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(2257 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 9652 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

$$U_e = \frac{9652 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{(0.2843 \text{ m}^2)(114.6^\circ \text{C} - 93.1^\circ \text{C})} = 1575.1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$



4.2.2) CORRIDA 2. VAPORIZACIÓN DE CICLOHEXANO

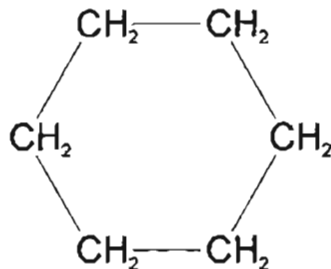


Figura 4.2. Ciclohexano

En segunda instancia se calcula el coeficiente global de transferencia de calor para una disolución problema que comúnmente llega a las instalaciones de la empresa Reind Química S.A. de C.V. deseando como producto destilado el ciclohexano, pues este es uno de los compuestos de mayor interés en la empresa.

1.-Vaciar los valores obtenidos.

Desarrollando paso por paso el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor tenemos:

1.-Vaciar los valores obtenidos.

Tiempo (min)	Evento
0	Calentamiento
4	Recolección de condensado
8	Comienzo de la destilación
15	Destilación continua
20	Destilación continua
25	Destilación continua
35	Destilación continua
45	Destilación continua
50	Destilación continua
55	Destilación continua
60	Destilación continua
65	Destilación continua
68	Paro normal de la operación



Área de transferencia de calor = 0.2843 m^2
Tiempo que tardo en hervir el disolvente = 8 min
Volumen destilado = 14 400 ml
Tiempo de obtención del destilado = 60 min

Relación de tiempos de reflujo y destilado.

Destilado = 12.05 s
Reflujo = 18.41 s

Presión:

$P_{\text{atm}} = 590 \text{ mmHg}$
 $P_{\text{man}} = 0.3 \text{ kgf/cm}^2$

2.- Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas en flujos a contracorriente (LMTD_{FC})

2.1 Determinar la temperatura del fluido caliente que va por la coraza, de acuerdo a la presión en esa parte del sistema:

$$\begin{aligned}P_{\text{abs}} &= P_{\text{man}} + P_{\text{atm}} \\P_{\text{abs}} &= (29,420. \text{ Pa}) + (78,660. \text{ Pa}) \\P_{\text{abs}} &= 108,080. \text{ Pa}\end{aligned}$$

Por tanto de tablas de vapor o de la ecuación de Antoine se tiene que la temperatura del vapor saturado a esa presión es la siguiente:

$$\begin{aligned}A &= 18.3036 \\B &= 3816.44 \\C &= -46.13\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T &= -C - \left(\frac{B}{\ln(P) - A} \right) \\T &= -(-46.13) - \left(\frac{3816.44}{\ln(811 \text{ mmHg}) - 18.3036} \right) = 375. \text{ K}\end{aligned}$$

Por tanto:

$$\begin{aligned}T_1 &= 102^\circ \text{ C} \\T_2 &= 102^\circ \text{ C}\end{aligned}$$



La temperatura t_1 del fluido a calentar (en este caso C_6H_{12}) es de $t_1 = 23^\circ C$, mientras que la temperatura de ebullición t_2 se encuentra en tablas de vapor o por la ecuación de Antoine a una presión atmosférica (de 78,660 Pa).

$$\begin{aligned} A &= 15.7527 \\ B &= 2766.63 \\ C &= -50.5 \end{aligned}$$

$$T = -(-50.5) - \left(\frac{2766.63}{\ln(590\text{mmHg}) - 15.7527} \right) = 346.K$$

$$t_2 = 72.5^\circ C$$

De esta manera se sustituyen las temperaturas establecidas en el sistema.

$$LMTD_{FC} = \frac{(101.8 - 72.5) - (101.8 - 23)}{\ln\left(\frac{101.8 - 72.5}{101.8 - 23}\right)} = 50.^\circ C$$

3.- Cálculo del coeficiente global retransferencia de calor, en el calentamiento del líquido (U_s).

$$U_s = \frac{Q_s}{A(LMTD)}$$

De modo que es necesario obtener primero el valor del calor sensible (Q_s):

$$Q_s = w_s(cp)(t_2 - t_1)$$

$$w_s = \frac{31.8 \text{ kg}}{(8 \text{ min})(60 \text{ s})} = 0.0646 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_s = \left(0.0646 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(2.3446 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right) (72.5^\circ C - 23^\circ C) = 7500 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

Sustituyendo valores se tiene el coeficiente global retransferencia de calor, en el calentamiento del líquido.

$$U_s = \frac{7500 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{(0.2843\text{m}^2)(50^\circ C)} = 527.36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$



3.-Obtener la masa total evaporada (w_e).

$$W_e = V = R + D$$

Si el flujo destilado (D) es:

$$D = \frac{14400 \text{ ml}}{3600 \text{ s}} = 4 \frac{\text{ml}}{\text{s}}$$

De acuerdo a los tiempos de reflujo y destilado se deduce la relación de reflujos (R_D)

$$R_D = \frac{R}{D} = \frac{18.41 \text{ s}}{12.05 \text{ s}} = 1.5275$$

Ahora que se conocen R_D y D, calcular el volumen recirculado (R).

$$R = (R_D)(D)$$

$$R = (1.5275) \left(4 \frac{\text{ml}}{\text{s}} \right) = 6.1 \frac{\text{ml}}{\text{s}}$$

Al realizar la suma del flujo recirculado (R) y el destilado (D) se obtiene el volumen total evaporado (V)

$$V = R + D$$
$$V = \left(6.11 \frac{\text{ml}}{\text{s}} \right) \left(4 \frac{\text{ml}}{\text{s}} \right) = 10.1 \text{ ml/s}$$

Si la densidad del líquido es 0.780 g/ml

Entonces:

$$w_e = v \cdot \rho$$

$$w_e = \left(10.11 \frac{\text{ml}}{\text{s}} \right) \cdot \left(0.780 \frac{\text{g}}{\text{ml}} \right) = 7.9 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

$$w_e = 0.0079 \text{ kg/s}$$

4.- Calcular el coeficiente global retransferencia de calor en la evaporación del líquido (U_e).

$$U_e = \frac{Q_e}{A(T_1 - t_2)}$$

Por tanto es necesario obtener el calor latente (calor involucrado en la ebullición, Q_e).



$$Q_e = w_e(\Delta H_v)$$

Si ΔH_v del C_6H_{12} a la presión dada (78 660 Pa) es de 356. kJ/kg. Tenemos que:

$$Q_e = \left(0.0079 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(356 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 2808. \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

$$U_e = \frac{2808. \frac{\text{J}}{\text{s}}}{(0.2843\text{m}^2)(101.8^\circ\text{C} - 72.5^\circ\text{C})} = 337.24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$



4.3) RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se realizó una tabla de los datos correspondientes a las corridas, para poder distinguir las diferencias entre unas y otras:

Tabla 4.1. Valores obtenidos experimentalmente

	H ₂ O	C ₆ H ₁₂ (1)	C ₆ H ₁₂ (2)	Unidades
P man =	0.9	0.3	0.07	kgf/cm ²
T1 =	115	102	95	°C
T2 =	115	102	95	°C
t1 =	23	23	23	°C
t2 =	93.0	72.5	72.5	°C
LMTD =	48.42	50.03	42.89	°C

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (Us)
en el calentamiento del líquido (Calor sensible)

Tiem. Sensible =	21	8	11.7	min
Ws =	31.8	31	31	Kg
Cp liq =	4.1868	2.3446	2.3446	kJ/kg K
Qs =	9 327 780.	3 600 000.	3 600 558	J
Qs =	7403	7500	5129	W
Us =	537.83	527.36	420.65	W/(m ² K)

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (Ue)
en la vaporización del líquido (Calor latente)

Volumen de Destilado =	6103	14400	3849	ml
Tiempo de obtención de D=	3600	3600	3600	s
Flujo del destilado =	1.70	4.00	1.07	ml/s
Relación de tiempo de reflujo/destilado				
θ Destilado =	12.05	12.05	6	s
θ Reflujo =	18.41	18.41	24	s
R _D =	2.59	6.11	4.28	ml/s
Volumen total evaporado (V)=	4.29	10.11	5.35	ml/s
ρ=	998	780	780	kg/m ³
We =	0.0043	0.0079	0.0042	kg/s
ΔHv =	2257	356	356	kJ/kg
Qe =	34 747 200.	10 108 800.	5 342 400.	J
Qe =	9652	2808	1484	W
Ue =	1575.	337.	229.	W/m ² K

(1) 1ra corrida de ciclohexano

(2) 2da corrida de ciclohexano



Calor sensible (Q_s)

Analizando el calor sensible de los datos obtenidos se observa que la energía térmica suministrada al H_2O es $Q_s = 9\,327\,780$ J, mientras que la energía suministrada al C_6H_{12} (1) y al C_6H_{12} (2) es de $3\,600\,000$ y $3\,600\,558$ J respectivamente.

Observándose así que se suministró 159% más energía térmica al agua que al ciclohexano y que la diferencia de la energía suministrada en los dos casos del ciclohexano es apenas del 0.02%.

De acuerdo a la siguiente grafica nos damos cuenta, que el calor específico del agua es 53% más grande que la media de los calores específicos de los compuestos aquí observados, los cuales son de lo más comunes en las mezclas que purifica la empresa REIND

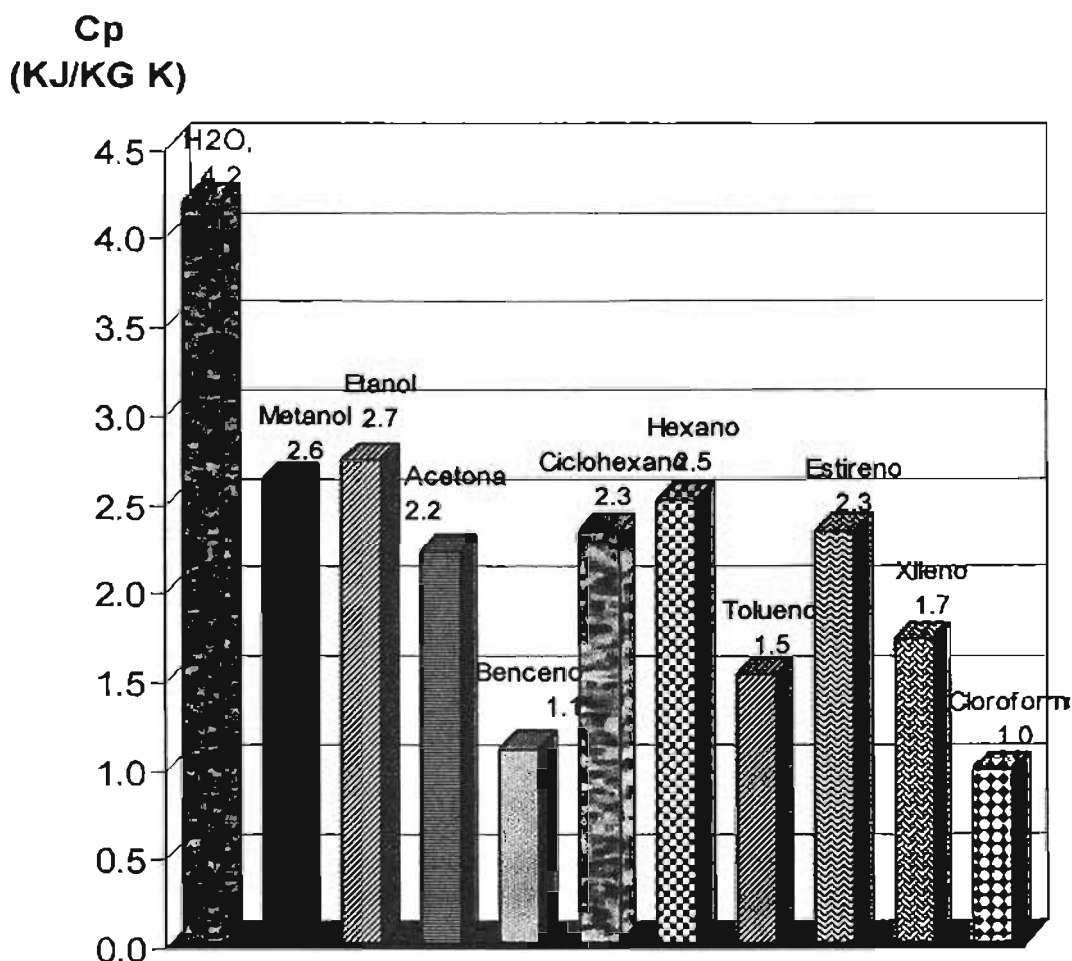


Figura 4.3. Calor específico de varios disolventes

Debido a que el calor específico (C_p) del H_2O es casi el doble del calor específico del C_6H_{12} esto afecta directamente a las necesidades de energía térmica haciendo que la energía involucrada para aumentar la temperatura del agua un solo grado centígrado sea 45% mayor que la energía empleada por el ciclohexano. Esto aunado a que la temperatura de ebullición del H_2O es mayor que la del ciclohexano un 23%. Como se muestra en la siguiente grafica. Hace que el calor sensible en el agua sea aun mayor, ya que la diferencia de temperaturas es mayor en este caso, ya que se manifiesta un $\Delta t_{H_2O} = 70^\circ C$ mientras que en el caso del ciclohexano el $\Delta t_{C_6H_{12}} = 49^\circ C$.

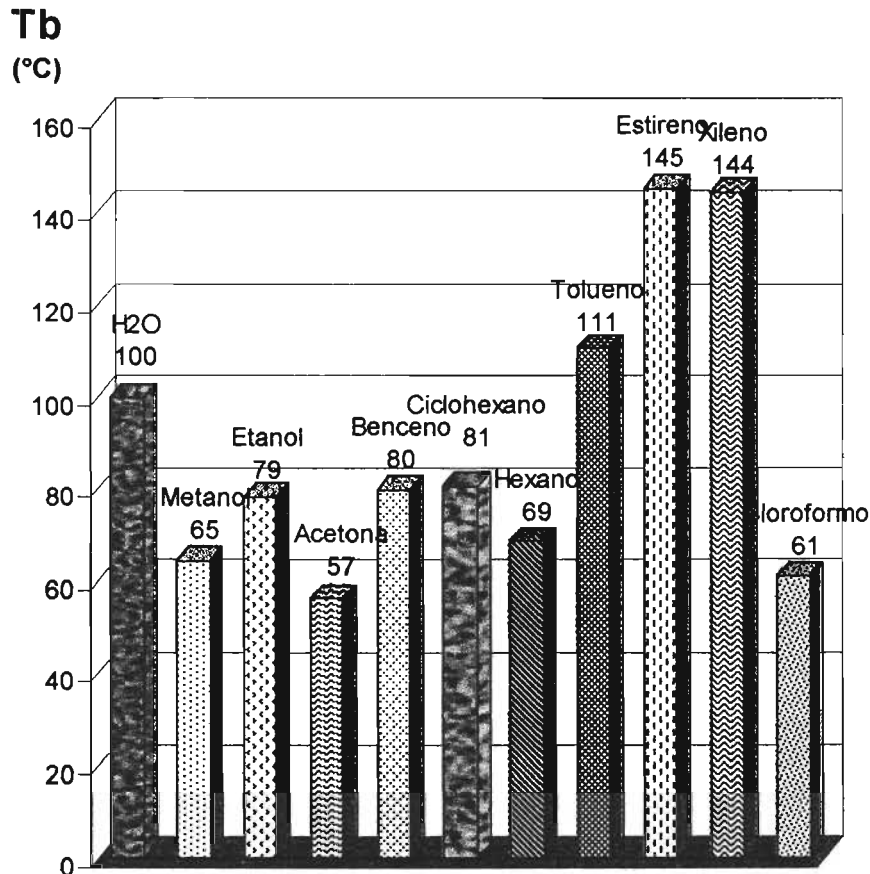


Figura 4.4. Temperatura de ebullición de varios disolventes

De aquí que la presión de vapor suministrada para poder alcanzar la temperatura de ebullición en el agua fue de $0.3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$, ya que de esta manera se obtiene un ΔT de 22°C entre la temperatura de vapor (115°C) y la temperatura a la que se desea para realizar el cambio de fases del H_2O (93°C). En las corridas de destilación del ciclohexano los requerimientos de presión de vapor fueron de 0.3 y $0.07 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ obteniéndose un ΔT de 29.5 y 22.5°C respectivamente.

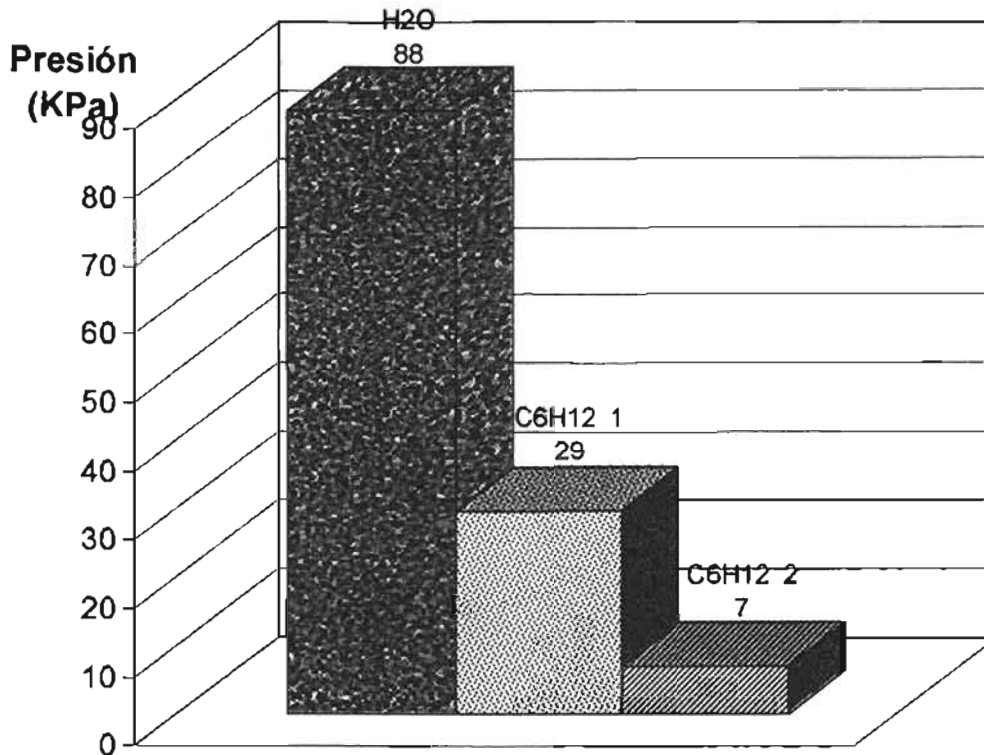


Figura 4.5. Presiones empleadas en cada corrida.
(Agua, ciclohexano (1) y ciclohexano (2))

CALOR LATENTE (Q_e)

Analizando el calor latente la transferencia de calor dada permitió una vaporización de H₂O de 4.29 ml/s a una presión en la coraza de 0.9 kgf/cm², 10.11 ml/s de C₆H₁₂ a una presión en la coraza de 0.3 kgf/cm² y 5.35 ml/s de C₆H₁₂ a una presión en la coraza de 0.07 kgf/cm².

En la corrida 1 la energía térmica captada por el agua fue 244% mayor que la requerida por el ciclohexano (1) y 550% mayor con respecto al ciclohexano (2). Sin embargo se obtuvo un volumen menor de agua evaporada (4.29 ml/s) en relación a los dos casos del ciclohexano (10.11 ml/s y 5.35 ml/s). La respuesta de lo ocurrido se observa en la figura 4.6.

Donde se distingue claramente un valor de entalpía de vaporización del agua mucho mayor con respecto a los disolventes aquí citados. Donde el ΔH_v del C₆H₁₂ es apenas el 16% del valor reportado para el H₂O. Es decir que requiere una mayor cantidad de energía para pasar de la fase líquida a la fase vapor. Es por tanto que el calor en la ebullición del H₂O es de 71 y 85% mayor que el requerido en el caso del C₆H₁₂ (1) y C₆H₁₂ (2) respectivamente.

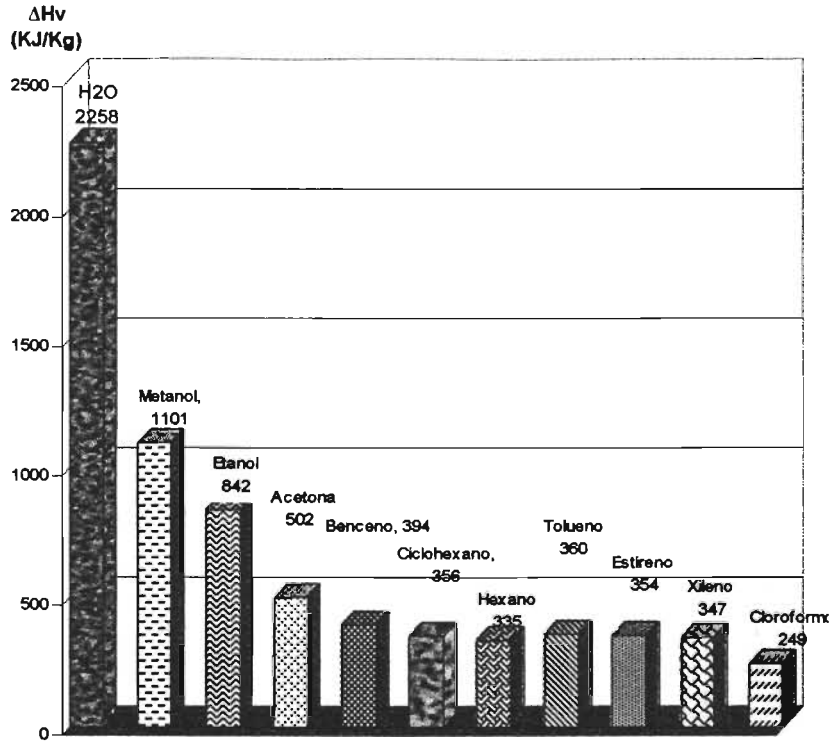


Figura 4.6. Entalpía de vaporización

En la siguiente grafica se observa la energía térmica captada por los disolventes, tanto en la etapa de calentamiento sensible como en la ebullición de los mismos observándose las diferencias entre sí mismos y entre los demás.

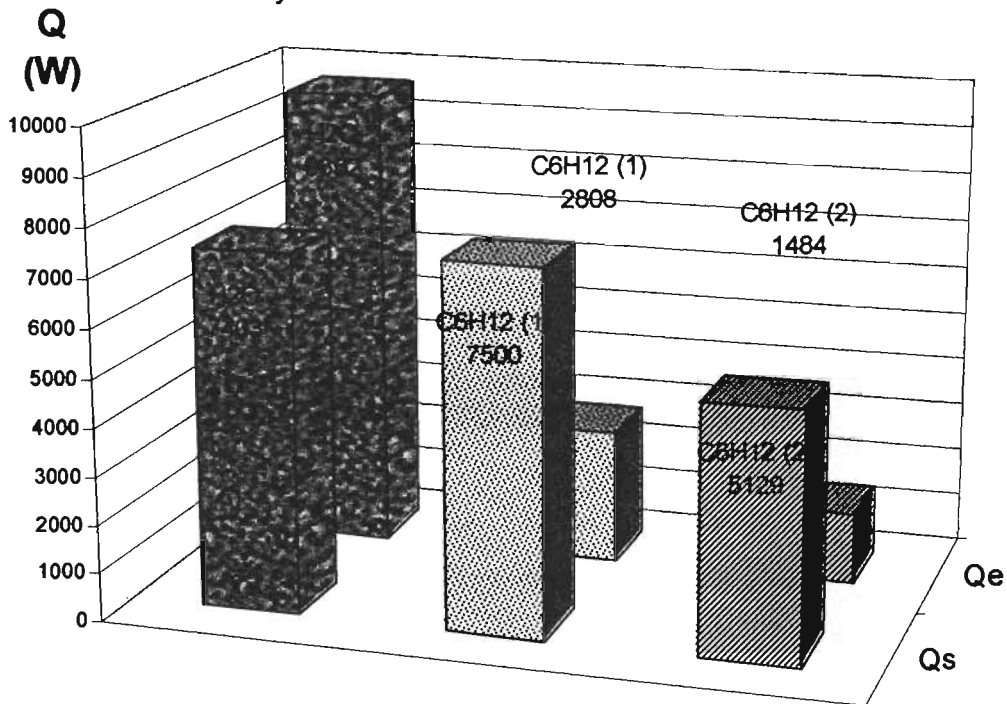


Figura 4.7. Energía térmica aplicada en cada corrida.



Analizando el coeficiente global de transferencia de calor durante el calentamiento sensible (U_s).

Se observa una diferencia del 2% en el caso del $H_2O - C_6H_{12}$ (1), 22% en $H_2O - C_6H_{12}$ (2) y 20% para C_6H_{12} (1) — C_6H_{12} (2). Con lo cual se puede decir que la transferencia de calor en esta etapa del proceso depende tanto del calor suministrado como del disolvente a calentar. Ya que a mayor energía suministrada, también será mayor el coeficiente global de transferencia de calor y con esto se llegará más pronto a la temperatura de ebullición.

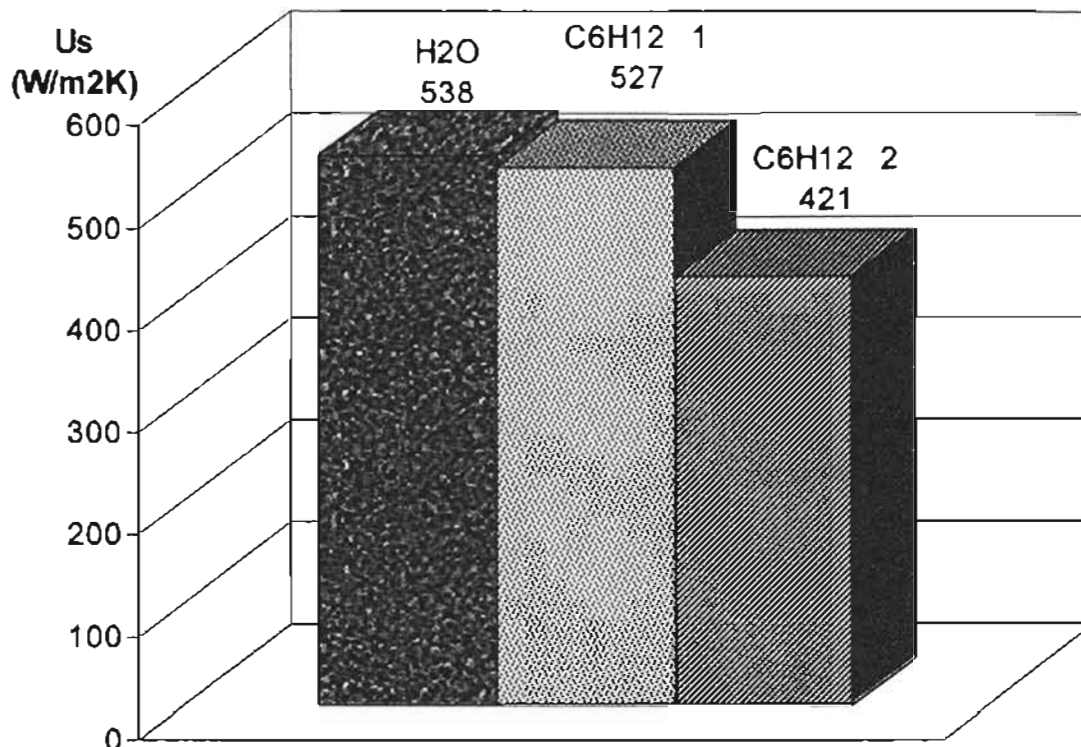


Figura 4.8. Coeficiente global de transferencia de calor (U_s) en el calentamiento del líquido (Calor sensible).

Analizando el coeficiente global de transferencia de calor en la ebullición (U_e).

Se determinó que el valor del C_6H_{12} (1) y C_6H_{12} (2) es de apenas el 21 y 15% el valor obtenido experimentalmente del H_2O . Esto se debe a que cada partícula de agua requiere mayor cantidad de energía térmica para cambiar de fase como se determinó en el análisis del calor latente requerido, por lo cual no necesita mucha convención para "atrapar" una mayor cantidad de energía térmica y de esta manera que se da una mayor transferencia de calor. Esto aunado a que además se le aplica una mayor cantidad de energía térmica originando un coeficiente global de transferencia de calor en la ebullición más alto como se observa en la grafica subsecuente.

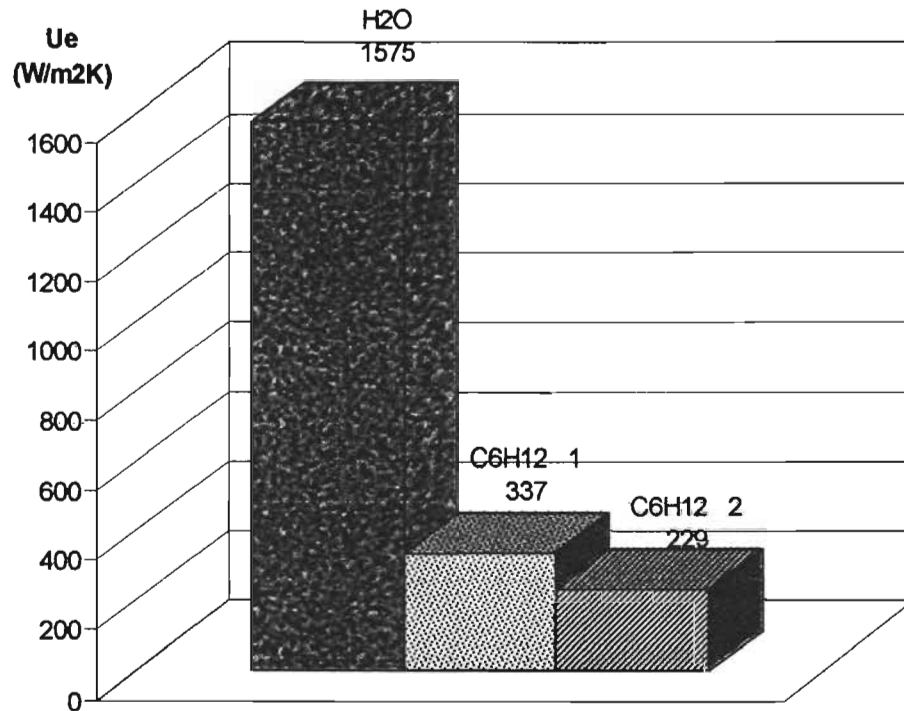


Figura 4.9. Coeficiente global de transferencia de calor (Ue) En la vaporización del líquido (Calor latente).

De acuerdo a los datos obtenidos de los cálculos se puede observar que al evaporar agua hay una mayor transferencia de calor que al vaporizar ciclohexano. Al consultar la bibliografía se observa los siguientes coeficientes.

Tabla 4.2. Coeficiente global de transferencia de calor en un cambiador de calor tubular¹

Sustancia "A"	Sustancia "B"	U W/m² K
Agua	Agua	1136-1420
Vapor de condensación	Agua	1420-2271
Vapor de alcohol	Agua	568-1136
Vapor de condensación	Amoniaco anhidro	852-1704

¹ "MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO" Robert H. Perry. Sexta edición. Editorial McGraw-Hill. 1992. México. pag. 10-42 a 10-47



Vapor de condensación	Cloro	852-1704
Vapor de condensación	Propano	909
Vapor de condensación	Butano	880
Agua	Destilado de cera	85-142
Aceite lubricante	Petróleo	62-114
Agua	Aceltes vegetales	114-284
Agua	Disolventes orgánicos	284-852
Disolventes orgánicos	Disolventes orgánicos	114-341
Vapores de hidrocarburos	Petróleo	142-227
Agua	Nafta	284-426
Petróleo	Nafta	114-170

En los sistemas donde se evapora agua, el coeficiente de transferencia de calor U es mayor, que en los sistemas en los que no participa este elemento. Esto se debe a que el calor específico del H_2O y el ΔH_v es más alto que el de cualquier otro compuesto lo que le permite absorber mayor energía calorífica.

El valor obtenido experimentalmente del coeficiente global de transferencia de calor ($U = 1575 \text{ W/m}^2\text{K}$) se encuentran dentro del intervalo reportado de $1420\text{-}2271 \text{ W/m}^2\text{K}$ que se reporta en las referencias. Lo cual indica que sí opera dentro de los parámetros establecidos.

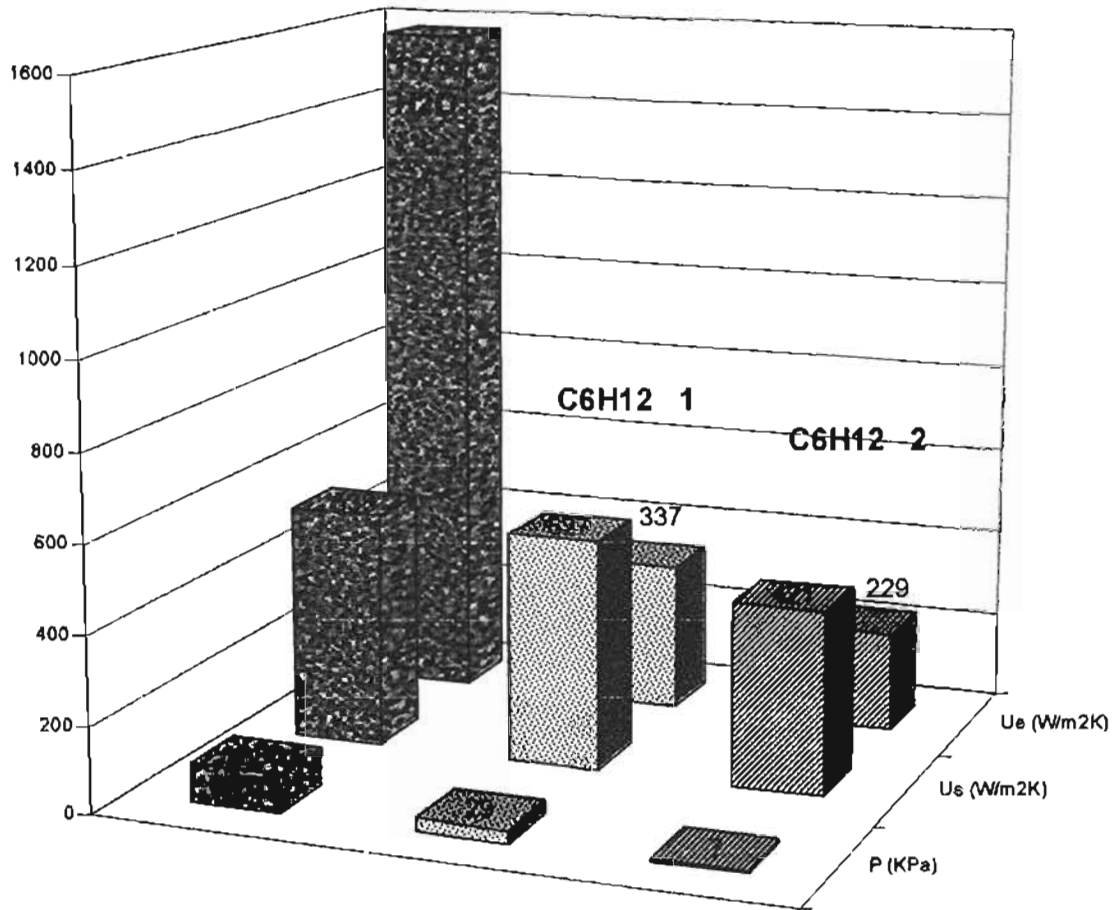


Figura 4.10. Comparativa entre las presiones empleadas y el coeficiente global de transferencia de calor obtenido.

La figura 4.5 muestra los valores y las diferencias de los coeficientes globales de transferencia de calor en el calentamiento sensible y en el latente, observándose aquí la diferencia que existe en la transferencia de calor del H_2O con respecto a las corridas del ciclohexano.

Por tanto si se quisiese diseñar un equipo de destilación con este tipo de sistema de calentamiento se puede emplear el valor del coeficiente global de transferencia de calor obtenido para el agua en la ebullición $U = 1575 \frac{W}{m^2K}$ a las condiciones antes

mencionadas, ya que se sabe que los disolventes a separar en REIND son variados y en un determinado caso en que se tuviese una mezcla de etanol-agua, se sabe que estos elementos forman azeotropo, por lo cual ambos elementos deben de estar en ebullición.



CONCLUSIONES

- 1) Se determinó el coeficiente global de transferencia de calor, tanto en calentamiento como en evaporación en el termosifón de una columna de destilación piloto utilizando mezclas de disolventes, para tomarlo como base de cálculo de las futuras columnas de destilación a escala que la empresa REIND QUÍMICA S.A. de C.V. proyecta.
- 2) La determinación de coeficiente global de transferencia de calor a partir de información experimental, permite escalar los equipos de transferencia de calor con una mayor precisión que aquellos calculados sólo mediante la simulación.



NOMENCLATURA

VARIABLE	DEFINICIÓN	UNIDADES
A	Área de transferencia de calor	ft ² ; m ²
A _s	Área de transferencia de calor, para calentamiento sensible	ft ² ; m ²
A _v	Área de transferencia de calor para vaporización	ft ² ; m ²
a	Coefficiente de proporcionalidad	Adimensional
a'	Área interna por pie lineal de tubería	ft ² ; m ²
a''	Área externa por pie lineal de tubería	ft ² ; m ²
a _t '	Área de flujo	in ² ; m ²
a _t	Área transversal total de los tubos	in ² ; m ²
B	Espacio de los deflectores	in ; m
BFC	Factor de corrección del banco de tubos cubierto por vapor	Adimensional
C	Capacidad calorífica del fluido caliente	$\frac{\text{BTU}}{\text{h}^{\circ}\text{F}}$; $\frac{\text{W}}{\text{K}}$
c	Capacidad calorífica del fluido frío	$\frac{\text{BTU}}{\text{h}^{\circ}\text{F}}$; $\frac{\text{W}}{\text{K}}$
C _p	Calor específico a presión constante del fluido caliente.	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}}$; $\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
c _p	Calor específico a presión constante del fluido frío.	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}}$; $\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
D	Diámetro de la tubería o coraza, según sea el caso	ft ; m
D	Flujo de destilado	$\frac{\text{lb}}{\text{h}}$; $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
D _i	Diámetro interno de la coraza	ft ; m
D _o	Diámetro externo de la coraza	ft ; m
d _i	Diámetro interno de los tubos	ft ; m
d _o	Diámetro externo de los tubos	ft ; m
D _e	Diámetro del banco de tubos	ft ; m



VARIABLE	DEFINICIÓN	UNIDADES
D_e	Diámetro equivalente para la transferencia de calor	ft ; m
D_e'	Diámetro equivalente para la caída de presión	ft ; m
d_t	Diámetro interno del tubo	ft ; m
F_c	Fracción calórica	Adimensional
F_e	Factor de emisividad	Adimensional
F_G	Factor geométrico	Adimensional
F_T	Factor de diferencia de temperatura $\Delta t = F_T LMTD_{FC}$	Adimensional
f	Factor de fricción	Adimensional
G	Flujo másico	$\frac{lb}{hft^2}$; $\frac{kg}{sm^2}$
G_T	Flujo másico total (líquido + vapor)	$\frac{lb}{hft^2}$; $\frac{kg}{sm^2}$
\bar{G}	Flujo másico de vapor	$\frac{lb}{hft^2}$; $\frac{kg}{sm^2}$
g	Aceleración de la gravedad	$\frac{ft}{s^2}$; $\frac{m}{s^2}$
Gr	Número de Grashof $\left(\frac{L^3 \rho^2 \beta g \Delta t}{\mu^2} \right)$	Adimensional
H	Entalpía	$\frac{BTU}{lb}$; $\frac{J}{kg}$
h	Coefficiente de transferencia de calor	$\frac{BTU}{hft^2 \text{ } ^\circ F}$; $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$
h_1	Coefficiente de transferencia de calor en ebullición nucleada para un solo tubo	$\frac{BTU}{hft^2 \text{ } ^\circ F}$; $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$
h_b	Promedio del coeficiente de transferencia de calor en ebullición, para el fluido exterior en un banco de tubos.	$\frac{BTU}{hft^2 \text{ } ^\circ F}$; $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$
h_h	Coefficiente de transferencia de calor en la película	$\frac{BTU}{hft^2 \text{ } ^\circ F}$; $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$
h_i	Coefficiente de transferencia de calor para el fluido interior del tubo	$\frac{BTU}{hft^2 \text{ } ^\circ F}$; $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$
h_o	Coefficiente de transferencia de calor para el fluido exterior del tubo	$\frac{BTU}{hft^2 \text{ } ^\circ F}$; $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}$



VARIABLE	DEFINICIÓN	UNIDADES
h_{i0}	Es el valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo	$\frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$; $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
h_{ji}	Coefficiente de ebullición nucleada para el tubo "j" en un arreglo vertical "i"	$\frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$; $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
h_p	Coefficiente de película para calentamiento	$\frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$; $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
h_s	Coefficiente de película para transferencia de calor sensible	$\frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$; $\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
K_c	Constante calórica	Adimensional
k	Conductividad térmica	$\frac{\text{BTU}}{\text{hft } ^\circ\text{F}}$; $\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$
L	Longitud	ft ; m
LMTD_{FC}	Diferencia de temperatura media logarítmica en fluidos a contracorriente.	$^\circ\text{F}$; $^\circ\text{C}$
LMTD_{FP}	Diferencia de temperatura media logarítmica en fluidos a paralelos	$^\circ\text{F}$; $^\circ\text{C}$
m	Peso de una columna de líquido y vapor	lb ; kg
N	Número de deflectores	Adimensional
N_t	Número de tubos	Adimensional
N_{Fr}	Número de Fraude $\left(\frac{v^2}{Lg}\right)$	Adimensional
Nu	Número de Nusselt $\left(\frac{hL}{k}\right)$	Adimensional
NUT	Numero de unidades de transferencia de calor	Adimensional
n	Número de pasos por los tubos	Adimensional
P	Presión o Presión de operación en la caldereta	$\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$; $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$



VARIABLE	DEFINICIÓN	UNIDADES
Pr	Número de Prandtl $\left(\frac{c\mu}{k}\right)$	Adimensional
P _T	Espacio de los tubos	in ; m
Q	Flujo de energía térmica	BTU ; J
q	Flux de energía térmica	$\frac{BTU}{hft^2}$; $\frac{W}{m^2}$
q _s	Flujo de calor para el calentamiento sensible	$\frac{BTU}{hft^2}$; $\frac{W}{m^2}$
q _v	Flujo de calor para vaporización	$\frac{BTU}{hft^2}$; $\frac{W}{m^2}$
Re	Número de Reynolds $\left(\frac{Dv\rho}{\mu}\right)$	Adimensional
T	Temperatura o temperatura del fluido caliente	°F ; °C
T _c	Temperatura calórica de la corriente caliente	°F ; °C
t	Temperatura del fluido frío	°F ; °C
t _c	Temperatura calórica de la corriente fría	°F ; °C
t _w	Temperatura de la pared del tubo	°F ; °C
U	Coficiente global de transferencia de calor	$\frac{BTU}{hft^{2o}F}$; $\frac{W}{m^{2o}K}$
U ₁	Coficiente global de transferencia de calor para un sólo tubo.	$\frac{BTU}{hft^{2o}F}$; $\frac{W}{m^{2o}K}$
U _c	Coficiente global de transferencia de calor limpio.	$\frac{BTU}{hft^{2o}F}$; $\frac{W}{m^{2o}K}$
U _{caliente}	Coficiente global de transferencia de calor en la terminal caliente.	$\frac{BTU}{hft^{2o}F}$; $\frac{W}{m^{2o}K}$
U _D	Coficiente global de transferencia de calor, de diseño.	$\frac{BTU}{hft^{2o}F}$; $\frac{W}{m^{2o}K}$
U _e	Coficiente global de transferencia de calor en la ebullición del fluido.	$\frac{BTU}{hft^{2o}F}$; $\frac{W}{m^{2o}K}$
U _{fría}	Coficiente global de transferencia de calor en la terminal fría.	$\frac{BTU}{hft^{2o}F}$; $\frac{W}{m^{2o}K}$
U _s	Coficiente global de transferencia de calor durante la transferencia de calor sensible.	$\frac{BTU}{hft^{2o}F}$; $\frac{W}{m^{2o}K}$



VARIABLE	DEFINICIÓN	UNIDADES
v	Velocidad del flujo	$\frac{\text{ft}}{\text{s}}$; $\frac{\text{m}}{\text{s}}$
V	Flujo de vapor que destila la caldereta	$\frac{\text{lb}}{\text{h}}$; $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
V_l	Flujo de vapor por pie de tubería en el fondo	$\frac{\text{lb}}{\text{h}}$; $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
V_m	Velocidad promedio del flujo	$\frac{\text{ft}}{\text{s}}$; $\frac{\text{m}}{\text{s}}$
W	Flujo másico y/o flujo másico del fluido caliente	$\frac{\text{lb}}{\text{s}}$; $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
w	Flujo másico del fluido frío.	$\frac{\text{lb}}{\text{s}}$; $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$

LETRAS GRIEGAS

VARIABLE	DEFINICIÓN	UNIDADES
β	Coefficiente volumétrico de dilatación térmica	$^{\circ}\text{F}^{-1}$; K^{-1}
ε	Eficiencia	Adimensional
θ	Tiempo	s ; s
λ	Calor latente de vaporización	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$; $\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
μ	Viscosidad dinámica	$\frac{\text{lb}}{\text{fts}}$; $\frac{\text{kg}}{\text{ms}}$
ρ	Densidad	$\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$; $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
σ	Constante de Stefan-Boltzman	$0.1714 \cdot 10^{-8} \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{R}^4}$; $5.672 \cdot 10^{-10} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4}$
ϕ	Factor de densidad de la tubería, o razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	Adimensional
Ψ	Factor de propiedad física para el máximo flux	$\frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3 \text{h}}$; $\frac{\text{W}}{\text{m}^3}$

**SUBÍNDICES**

VARIABLE	DEFINICIÓN
a	Material "a"
b	Material "b"
c	Material "c"
g	Gas o fase vapor
i	Relativo al lado interior de los tubos
L	Fase líquida
o	Relativo al lado exterior de los tubos
s	Referente al calor sensible
t	Tubos
tp	Mezcla de dos fases (two-phase)
V	Vaporización
w	Pared del tubo



BIBLIOGRAFÍA

1. Bejan Adrian. "HEAT TRANSFER" Editorial John Wiley & Sons, Inc. 1993, United States of America.
2. Eckert E. R. G., Robert M., Drake Jr. "ANALYSIS OF HEAT AND MASS TRANSFER" McGraw-Hill., 1972. Japón
3. Fair James R. "CHEMICAL ENGINEERING" Vaporizer and reboiler design. July 8, 1963. pag 119-124
4. Farber, E. A. y Scorah E. L. "HEAT TRANSFER TO WATER BOILING UNDER PRESSURE", *Trans. ASME*, vol. 70, p. 369, 1948.
5. Frank O., Prickett R. D. "CHEMICAL ENGINEERING" Designing vertical Thermosyphon reboilers. September 3, 1973. pag. 107-110
6. Hausen Helmuth "HEAT TRANSFER IN COUNTER FLOW, PARALLEL FLOW AND CROSS FLOW" McGraw-Hill., 1976., United States of America.
7. Hawley Gessner G. "DICCIONARIO DE QUÍMICA Y DE PRODUCTOS QUÍMICOS" ed Omega. 1975 España.
8. Henley J., Seader D., "OPERACIONES DE SEPARACIÓN POR ETAPAS DE EQUILIBRIO EN INGENIERÍA QUÍMICA" Editorial Repla. 1990., México.
9. Holland Charles D. "FUNDAMENTOS DE DESTILACIÓN DE MEZCLAS MULTICOMPONENTES " Editorial Limusa. 1988. México.
10. Holman J. G. "TRANSFERENCIA DE CALOR " 10ª impresión, Editorial Continental., 1999., México.
11. Incropera Frank P., David P. "FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" 4ta edición., Editorial Prentice Hall. 1999, México.
12. Judson King C. "PROCESOS DE SEPARACIÓN " Editorial Repla., 1988., México
13. Kern. Donald Q. "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Editorial Continental., 1999., México.
14. Kister Henry Z. "DISTILLACIÓN DESING" Editorial McGraw-Hill., United States of America.



15. Kreith Frank., "PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR" Editorial Herro Hermanos., 1970. México
16. Manrique José A., "TRANSFERENCIA DE CALOR" Editorial Harla., 1981., México.
17. McCabe Warren L., Smith Julian C., Harriott Meter. "OPERACIONES BÁSICAS DE INGENIERÍA QUÍMICA" Editorial McGraw-Hill. 1991. España.
18. Palen J. W., Small W. M. "HYDROCARBON PROCESSING" A new way to design kettle and internal reboilers. Noviembre, 1964. Vol. 43., No 11. pag. 199-208
19. Perry Robert H. "MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO" Sexta edición. Editorial McGraw-Hill. 1992. México.
20. Pitts Donald R., Sissom Leighton E. "THEORY AND PROBLEMS OF HEAT TRANSFER" McGraw-Hill ., 1977, United Estates of America.
21. Rohsenow Warren M., Choi Harry Y., "HEAT MASS AND MOMENTUM TRANSFER" Editorial Prentice Hall., 1961. United Estates of America.
22. Sherwood Tomas K., Pigford Robert L., Wilke Charles R., "TRANSFERENCIA DE MASA" Editorial Geminis., 1979. Argentina.
23. Taborck. J., Hewitt G. F., Afgan N. "HEAT EXCHANGERS" Mc Graw-Hill. United Estates of America. 1983
24. Welty James R., Wicks Charles E., Wilson Robert E. "FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MOMENTO, CALOR Y MASA." Editorial Limusa. 1998. México.
25. Winkle Matthew Van "DISTILLATION" editorial., McGraw-Hill. 1967. United Estates of America.