

Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA

---



MÉTODOS DE CÁLCULO EN EVAPORADORES  
Y REHERVIDORES DE TERMOSIFÓN

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
INGENIERO QUIMICO  
P R E S E N T A

ROBERTO MENDOZA PEREZ

1979



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**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.

AD. TESIS 1979  
NO. M.T. [redacted] 228  
FECHA \_\_\_\_\_  
PASC \_\_\_\_\_  
[redacted] \_\_\_\_\_



PRESIDENTE: ADALBERTO TIRADO ARROYAVE.

V O C A L: GUILLERMO ALCAYDE LACORTE.

SECRETARIO: ENRIQUE BRAVO MEDINA.

1er. SUPLENTE: GERARDO RODRIGUEZ ALONSO.

2do. SUPLENTE: JOSE ANTONIO ORTIZ.

Sitio donde se desarrolló el tema: FACULTAD DE QUIMICA.

Nombre y firma del sustentante: ROBERTO MENDOZA PEREZ.

Nombre y firma del asesor del tema: ENRIQUE BRAVO MEDINA.

Con grán respeto y eterne  
agradecimiento a la memo-  
ria de mi padre.

q.e.p.d.

Con infinito cariño a  
mi madre, por su pa-  
ciencia y bondad.

A mis hermanos:

Pedro

Soledad

Hermila

Jaime

Trinidad

Guillermo

y en forma muy especial a

Jorge y

Gerardo

por el grán apoyo que me brindaron.

Con agradecimiento al  
Ing. Enrique Bravo M.

Al profesor:

Guillermo Barraza O.  
por sus consejos.

Al Ing. Daniel García G.  
por su grán amistad.

A Carlos Amador Uribe  
per su compañerismo.

A mis amigos.



## I N D I C E .

OBJETIVOS. -----	1
Cap. I.- INTRODUCCION. -----	2
Cap. II.- GENERALIDADES. -----	5
Cap. III.- METODOS DE CALCULO. -----	16
1.- Evaporadores de simple efecto. -----	16
2.- Método de McCabe y Smith. -----	23
3.- Diseño generalizado de evaporadores, Método de Starczewsky. -----	30
4.- Evaporadores de multiple efecto, Método de McCabe y Smith. -----	47
5.- Método de Coates y Pressburg. -----	57
6.- Formas de alimentación a los rehervidores de termosifon. -----	68
7.- Rehervidores de termosifón verticales, Método de James R. Fair. -----	76
8.- Método de C. H. Gilmour. -----	100
9.- Rehervidores de termosifón horizontales, Método de Donald Q. Kern. -----	105
Cap. IV.- CONCLUSIONES. -----	118
Cap. V.- BIBLIOGRAFIA. -----	122

## OBJETIVOS.

Así como en las demás ciencias, en la química, diferentes autores estudian los mismos problemas basados en sus respectivos puntos de vista.

De manera que en la Ingeniería Química no podía ser de manera distinta y así, varios autores estudian el diseño de los equipos en base a los adelantos, a sus estudios y experiencias propias.

El presente trabajo tiene como principal objetivo, precisamente, el aplicar diferentes métodos de cálculo termodinámico a los equipos, centrándose la atención en evaporadores de un solo efecto, evaporadores de múltiple efecto y rehervidores de termosifón verticales y horizontales.

En el caso de evaporadores, se incluyen, además de los métodos usuales, otros más recientes.

En los rehervidores de termosifón verticales se escogieron dos métodos por su sencillez y su fácil aplicación, así como por el fácil acceso a los datos para la realización del diseño.

Para los rehervidores de termosifón horizontales solo se explica el método de Donald Q. Kern.

Cada uno de los métodos se trató de desarrollar de la manera más simple para su fácil entendimiento.

## I.- INTRODUCCION.

La evaporación es una operación unitaria en la cual se lleva a cabo una vaporización.

Además, la evaporación es una operación que se usa en diferentes procesos de la industria química, entre los cuales se -- pueden mencionar: destilación, secado, humidificación, sublimación y cristalización.

En el caso de la destilación, este es un proceso de separación de dos o más líquidos volátiles, la cual se lleva a cabo -- por medio de vaporizaciones y condensaciones, de tal manera que a cada nueva vaporización, el vapor se va haciendo más rico en -- el componente más volátil y que al final del proceso sale por la parte superior de la torre. Con el líquido que sale por los fondos de la torre sucede lo contrario, es decir que se va haciendo cada vez más rico en el componente menos volátil. Sin embargo la vaporización y recuperación del agua del mar usualmente se llama destilación.

En el caso del secado, la vaporización, es usada para remover una cantidad de líquido, relativamente grande, de un sólido; esta vaporización se lleva a cabo poniendo el sólido en contacto con el medio ambiente tratando de que haya una gran área de contacto entre el sólido y el medio ambiente. Si se quiere acelerar el proceso se pone el sólido húmedo en contacto con una corriente de aire caliente, de cualquiera de las dos maneras, el líquido que humedece el sólido se evapora, ocasionando que dicho sólido quede seco.

En la humidificación también se presenta el fenómeno de vaporización ya que la humidificación consiste en adicionar agua - o cualquier otro líquido volátil al aire o a cualquier otro gas no condensable, esto se realiza generalmente en equipos adecuados donde las dos fases se ponen en contacto directo donde el líquido pasa al aire o al gas no condensable tomando en cuenta - que para que esto suceda es necesario que el líquido se evapore.

En todos los casos que han sido mencionados anteriormente - la vaporización se manifiesta como el paso de líquido a vapor, o sea que el líquido toma calor sensible para llegar a su temperatura de ebullición y después toma calor latente para evaporarse.

Existe la sublimación que no es la vaporización de un líquido sino que es el paso de sólido a vapor directamente.

La cristalización consiste en remover un solvente de una solución donde, lógicamente, el soluto debe ser un sólido de tal manera que al vaporizarse todo el solvente se forman los cristales de sólido, esta operación debe llevarse a cabo, en muchos - casos, con mucho cuidado ya que hay muchos solutos que podrían - descomponerse con la temperatura o bien también podría suceder - que debido a la temperatura hubiera reacción química entre soluto y solvente.

Definición de evaporación.- En la ingeniería química la evaporación consiste en remover un solvente de una solución vaporizándolo, de esta manera se concentra el soluto que es relativamente no volátil, aunque usualmente es un sólido. En la mayoría de los casos, al contrario que la cristalización, el solvente no es removido completamente y el producto final es un líquido.

En el 99% de los casos se ha encontrado para la ingeniería química, que el solvente es agua, así como generalmente el calor para la vaporización es suministrado por la condensación de vapor de agua y el calor de este vapor de calentamiento es transmi

tido a la solución (o suspensión de un sólido en un líquido) por una transferencia de calor indirecta através de superficies metálicas. El conjunto de estas paredes metálicas, generalmente tubulares, forman una gran parte de lo que llamamos normalmente un evaporador.

## II.- GENERALIDADES.

En la industria química la manufactura de agentes químicos como la sosa cáustica, la sal de mesa y azúcar comienza con soluciones acuosas diluidas de las cuales debe eliminarse grán cantidad de agua antes de poder llegar a la cristalización en equipos adecuados para este objeto. Los evaporadores químicos no operan con el sistema de purgas y se alimentan usualmente a sistemas de multiple efecto en serie.

Los evaporadores se dividen en dos grupos, de circulación natural y de circulación forzada.

Los evaporadores de circulación natural se usan en forma unitaria o en multiple efecto para los requerimientos más simples de evaporación. Los evaporadores de circulación forzada se usan para líquidos viscosos, para los que forman sales y para las soluciones que tienden a incrustarse.

Los principales tipos de evaporadores tubulares que se usan són los siguientes:

1.- Evaporadores de tubos cortos.

a) De tubos horizontales.

b) De tubos verticales.

2.- Evaporadores de tubos largos,

a) De flujo ascendente. (pelicula ascendente)

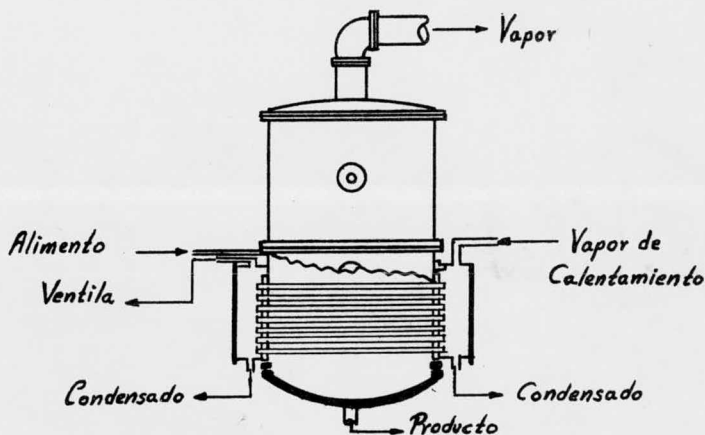
b) De flujo descendente. (pelicula descendente)

c) De circulación forzada.

1.- Evaporadores de tubos cortos.- Se les llama evaporado--

res de tubos cortos cuando la longitud de dichos tubos es de 4 a 8 piés y su diámetro está entre 2 y 4 pulgadas.

a) Evaporadores de tubos cortos horizontales.- Son los tipos de evaporadores más antiguos, aún cuando en cierto tiempo fueron de una aceptación muy amplia, están dejando su lugar a otros tipos. Consisten en un cuerpo cilíndrico o rectangular y un haz de tubos que usualmente es de sección cuadrada. Este tipo de evaporadores no aprovechan bien las corrientes térmicas inducidas por el calentamiento y por lo mismo no son aceptables como los tipos que los han reemplazado. Los evaporadores de tubos horizontales son los únicos donde el vapor de calentamiento entra del lado de los tubos.



EVAPORADOR DE TUBOS HORIZONTALES.

La principal ventaja de los evaporadores de tubos horizontales es el reducido espacio requerido para su instalación en la dimensión vertical y el arreglo del haz de tubos de tal manera que el aire puede purgarse con el vapor, no permitiendo que bloquee superficies de calentamiento.

El evaporador es menos satisfactorio para líquidos que forman incrustaciones o que depositan sales; los depósitos se for-

man del lado del envolvente o sea por la parte exterior de los tubos por lo que són usados para problemas de concentración relativamente simples.

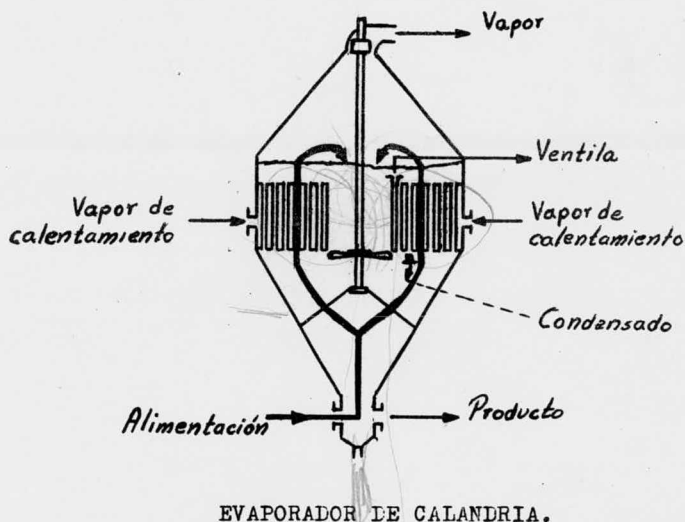
Son indicados para procesos en los que el rpoducto final es un líquido en lugar de un sólido, tal como los jarabes de azúcar industriales donde el grán volumen de líquido almacenado en el evaporador puede permitir un ajuste preciso de la densidad final. Debido a que la evaporación tuene lugar fuera de los tubos se elimina el problema de la incrustación dentro de los mismos, este tipo de evaporador usa diámetro de tubo menor que cualquier otro, o sea de  $3/4$  a 1.25 pulgadas.

b) Evaporadores de tubos cortos verticales.- Estos evaporadores pueden ser de dos tipos: de Calandria y de Canasta.

El evaporador de Calandria consiste en un haz de tubos corto vertical, usualmente de no más de 6 piés de largo, colocado entre dos espejos que se remachan en las bridas del cuerpo del evaporador. El vapor de calentamiento fluye por fuera de los tubos y hay un grán paso circular de derrame en el centro del haz de tubos, donde el líquido más frío recircula hacia la parte inferior de los tubos. El area de este derrame varía desde la mitad del area de los tubos hasta una area igual a ella. Los tubos són hasta de tres pulgadas de diámetro para reducir la caída de presión y permitir una rápida recirculación.

Los tubos se instalan en espejos encasquillados. Uno de los problemas es colocar deflectores en el espacio de vapor de manera que haya una distribución relativamente completa del vapor en los tubos. Otro problema es el de proveer de puntos de purga, adecuados, para que no se formen bolsas de gases no condensables. El espacio sobre el nivel del líquido en la calandria sirve primariamente para liberar el líquido que se arrastra con el vapor. Un accesorio que es común a todos los evaporadores, es una tram-

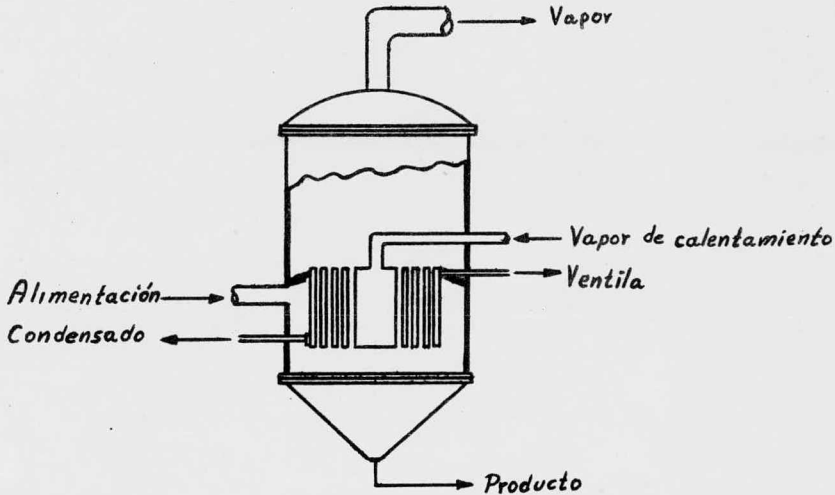




EVAPORADOR DE CALANDRIA.

pa que está colocada en la línea de vapor con el propósito de -  
remover el líquido arrastrado y devolverlo al cuerpo del líqui--  
do. Su principio de operación es la eliminación centrífuga de -  
las gotitas de líquido. Los evaporadores de calandria són tan -  
comunes que a menudo se les llama evaporadores estandar. Puesto  
que la incrustación ocurre dentro de los tubos es posible usar -  
el evaporador de calandria para servicios más rigurosos que el -  
de tubos horizontales. Además se les puede instalar un agitador  
en el fondo cónico y abombado para aumentar la circulación.

62 Los evaporadores de canasta són similares a un evaporador -  
de calandria excepto que tienen el haz de tubos desmontable lo -  
que permite una limpieza rápida. El haz de tubos se soporta se--  
bre ménsulas interiores y el derramadero está situado entre el -  
haz de tubos y el cuerpo del evaporador en lugar de la parte cen  
tral. Debido a que los espejos están soportados libremente, el -  
problema de expansión diferencial entre los tubos y el cuerpo -  
del evaporador no es importante.



EVAPORADOR DE CANASTA.

Este tipo de evaporador se diseña, frecuentemente, de fondo cónico y se le puede instalar un agitador para aumentar la circulación.

Como resultado de estas ventajas mecánicas, el evaporador de canasta, puede usarse para licores con tendencia a incrustar aún cuando se recomienda para líquidos con altas viscosidades o muy incrustantes.

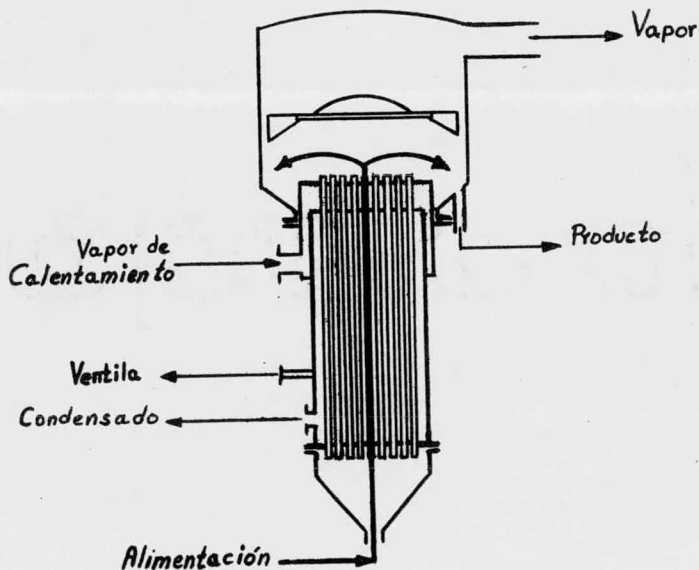
La selección de evaporadores de canasta o de calandria, sigue usualmente la política establecida de diferentes industrias en las que son usados después de muchos años de experiencia con modificaciones sugeridas por los fabricantes. Algunos fabricantes tienen la preferencia por un tipo para cierta operación, mientras que otro preferiría el segundo tipo para el mismo servicio.

2.- Evaporadores de tubos largos verticales.- Un evaporador de tubos largos verticales está formado por un cambiador de ca--

lor tubular en el cual el vapor de calentamiento fluye por el lado de la coraza y la solución que se concentra fluye por el lado de los tubos.

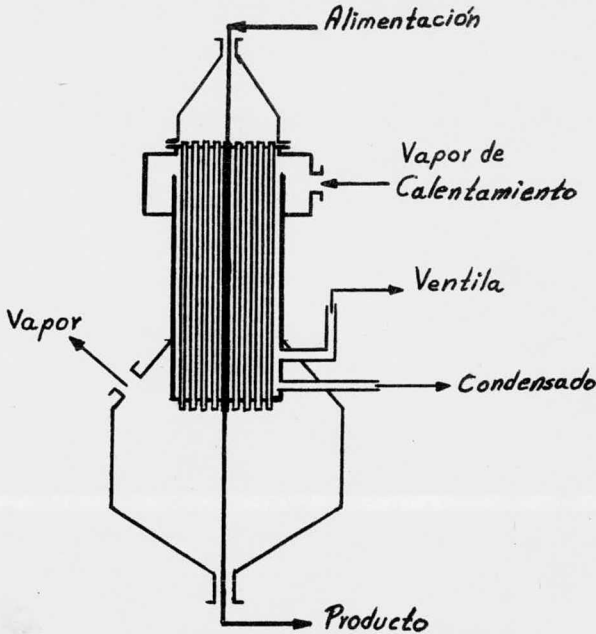
Las dimensiones usadas en los tubos de este tipo de evaporadores són: el diámetro de los tubos varía entre 1 y 2 pulgadas y la longitud puede variar entre 12 y 32 piés. El espejo superior de los tubos está libre y precisamente en él hay un deflector con el cual se disminuye el arrastre. Este tipo de evaporadores no es adaptable para líquidos que tiendan a incrustar o que forman sales, pero son recomendables para las soluciones que forman espumas o natas.

a) Evaporador de flujo ascendente.- Es una de las variaciones de los evaporadores de tubos largos verticales en el cual el flujo de alimentación asciende.



EVAPORADOR DE FLUJO ASCENDENTE.

b) Evaporadores de flujo descendente.- En este tipo de evaporadores, como su nombre lo indica, el flujo de proceso o sea la solución que se concentra pasa una sola vez en forma descendente por los tubos y el vapor de calentamiento fluye por el lado del envolvente.

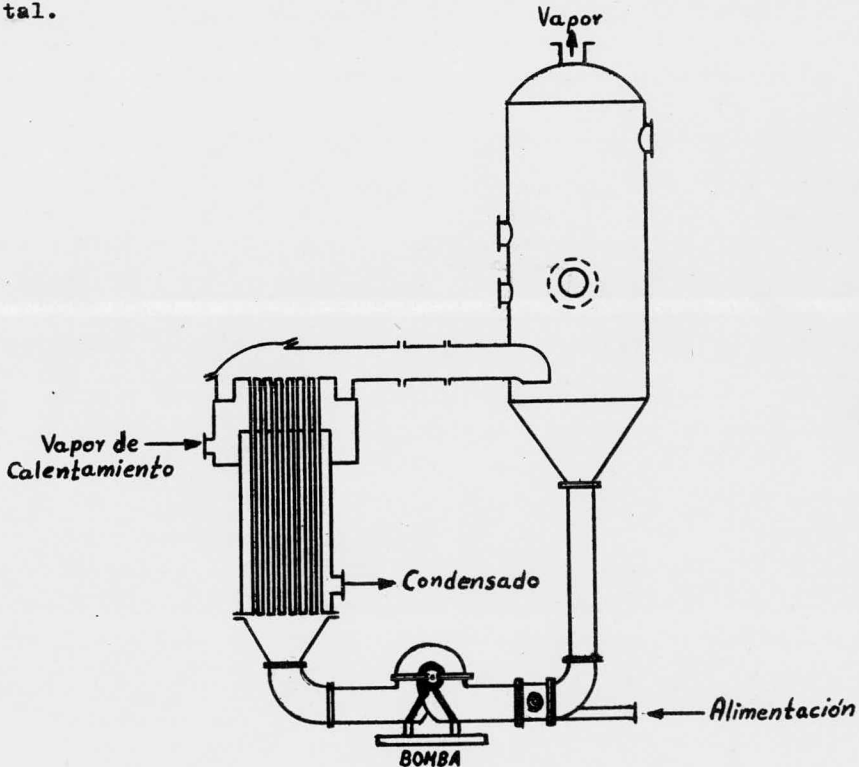


EVAPORADOR DE FLUJO DESCENDENTE.

c) Evaporadores de circulación forzada.- Existen varios arreglos en los evaporadores de circulación forzada, uno de los cuales es mostrado aquí. Este tipo de evaporadores pueden, en un momento dado, no ser tan económicos como los evaporadores de circulación natural. Los evaporadores de circulación forzada se hacen necesarios cuando el flujo de proceso es muy pobre o muy incrustante y de ciertas características térmicas. Cuando los materiales que se manejan son muy viscosos no queda otra alternativa

que usar un evaporador de circulación forzada. También donde hay una tendencia excesiva a la incrustación e depósito de sales, - las altas velocidades se obtienen por medio de bombas de recirculación, ya que es la única manera de evitar que se formen depósitos en forma excesiva.

El evaporador de circulación forzada consiste, simplemente, de una cabeza de vapor, una bomba de recirculación, un cambiador de calor de tubo y coraza y la correspondiente tubería de intercomunicación. El cambiador de calor puede ser vertical u horizontal.



EVAPORADOR DE CIRCULACION FORZADA.

### REHERVIDORES.

En las plantas químicas es muy común que se deseen separar los componentes de una mezcla por medio de un proceso de destilación, la cual se lleva a cabo en torres apropiadas. Aunque hay torres empacadas, las más usadas són las de platos. Dentro del cuerpo de la torre se encuentran dichos platos y en cada uno de ellos hay un intercambio simultaneo de materia y energía. Esto es más claro si se analiza un plato intermedio, de este emerge cierta cantidad de vapor hacia el plato superior y al mismo tiempo del superior baja también una cantidad de líquido. En el último plato, el superior, el líquido se recibe de un condensador, - este condensador puede ser total o parcial. Parte del condensado se refluja a la torre y el resto se obtiene como producto.

En la parte baja de la torre, en el primer plato, este ya no tiene uno más bajo que le suministre vapor, por lo que en la parte inferior de la torre se instala un rehervidor, el cual es el que recibe el líquido del fondo de la torre para producir vapor que es introducido al primer plato. Parte del líquido se obtiene como producto de los fondos.

Parte del presente trabajo se ocupa precisamente del cálculo de dichos rehervidores, centrandó el interés en los rehervidores de termosifón.

Hay varios tipos de rehervidores, podemos mencionar:

Rehervidores de Termosifón Verticales.

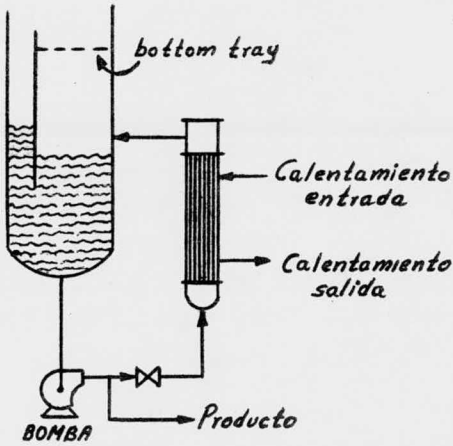
Rehervidores de Termosifón Horizontales.

Rehervidores de Circulación Natural. (Once-through)

Rehervidores tipo Kettle. (Flooded-bundle)

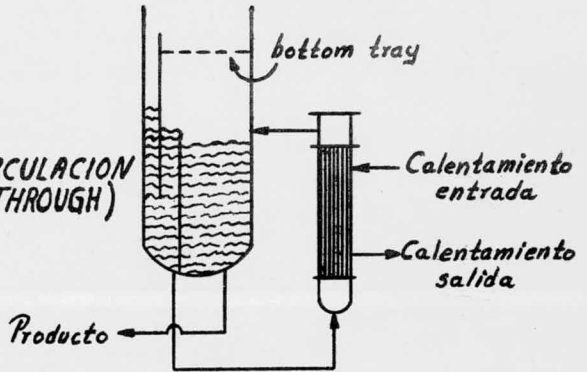
Rehervidores de Circulación Forzada.

Los arreglos de las tuberías de cada uno de ellos se muestran en las figuras que se presentan a continuación. Figuras más detalladas de los termosifones se incluyen en los métodos de cálculo.

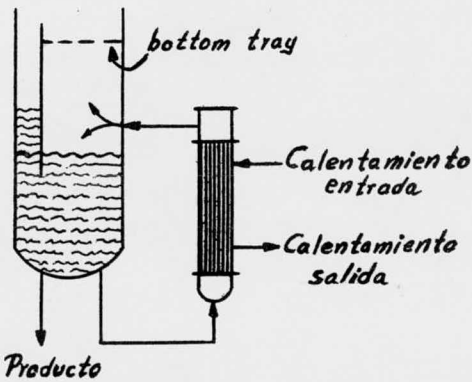


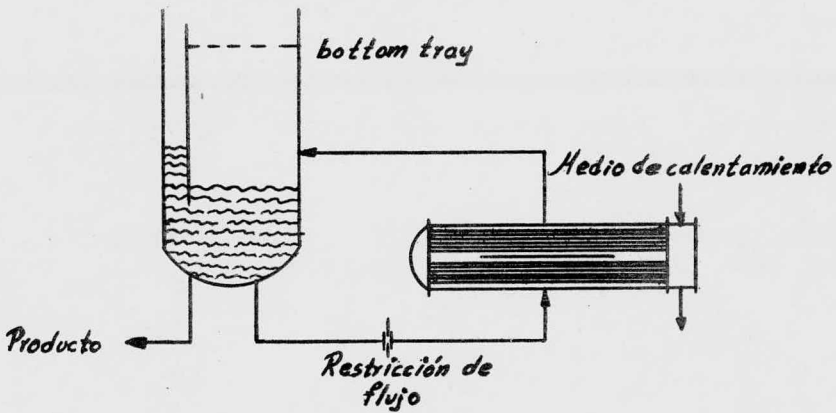
REHERVIDOR DE CIRCULACION FORZADA

REHERVIDOR DE CIRCULACION NATURAL (ONCE-THROUGH)

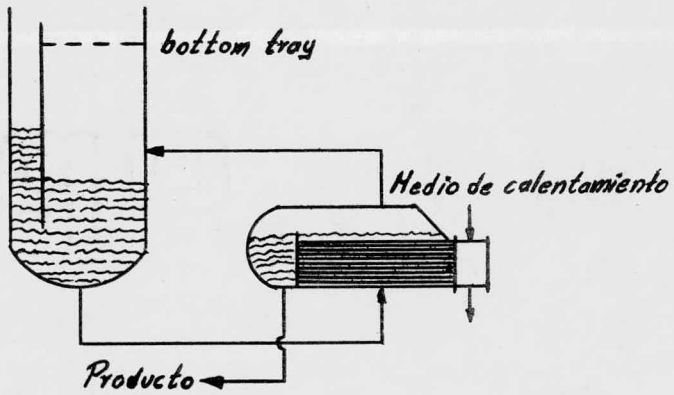


REHERVIDOR DE TERMOSIFON VERTICAL





REHERVIDOR DE TERMOSIFON HORIZONTAL



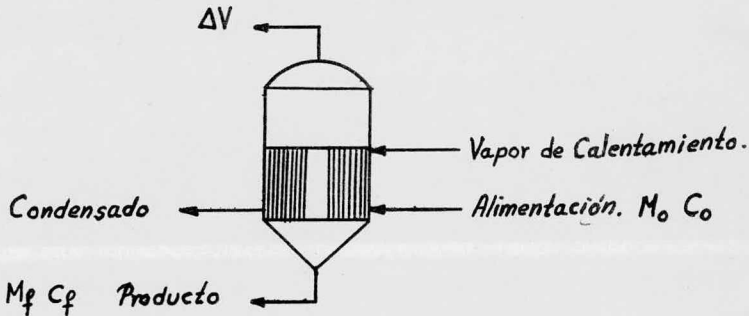
REHERVIDOR TIPO KETTLE (FLOODED-BUNDLE)



### III.- METODOS DE CALCULO.

#### 1.- Evaporadores de Simple Efecto.

Una de las industrias que requiere el uso de evaporadores es la de manufactura de sosa, los evaporadores se pueden usar tanto en un solo efecto como en multiple efecto.



La ecuación fundamental del diseño de los evaporadores es:

$$Q = U A \Delta t$$

donde  $\Delta t$  se conoce como la diferencia de temperatura disponible y es la diferencia entre la temperatura del vapor de calentamiento y la temperatura de ebullición de la solución que se concentra.

Tomando en cuenta la figura propuesta, la nomenclatura es:

$C_0$  = Concentración inicial.

$C_f$  = Concentración final.

$\Delta V$  = Cantidad de vapor producido.

Existen correlaciones empíricas para la estimación del coe-

ficiente global de transferencia de calor, entre las cuales podemos citar para el caso de concentración de soluciones de sosa:

Para circulación natural:

$$U = \frac{20 (\Delta t)^{0.56}}{\mu}$$

Para circulación forzada:

$$U = \frac{435 v^{0.35}}{(\Delta t)^{0.1} \mu}$$

donde la diferencia de temperaturas está en °F, la viscosidad en centipoises y la velocidad en piés/seg. El coeficiente de transferencia de calor nos queda en BTU/hr. pié<sup>2</sup>°F.

Balance de materia:

$$M_o = M_f + \Delta V \quad (1)$$

Balance del soluto "S"

$$M_o C_o = M_f C_f = S \quad (2)$$

despejando  $M_o$  y  $M_f$  de la ecuación (2) nos queda:

$$M_o = \frac{S}{C_o} \quad (3)$$

$$M_f = \frac{S}{C_f} \quad (4)$$

Sustituyendo las ecuaciones (3) y (4) en la ecuación (1) nos queda:

$$\frac{S}{C_o} = \frac{S}{C_f} + \Delta V \quad (5)$$

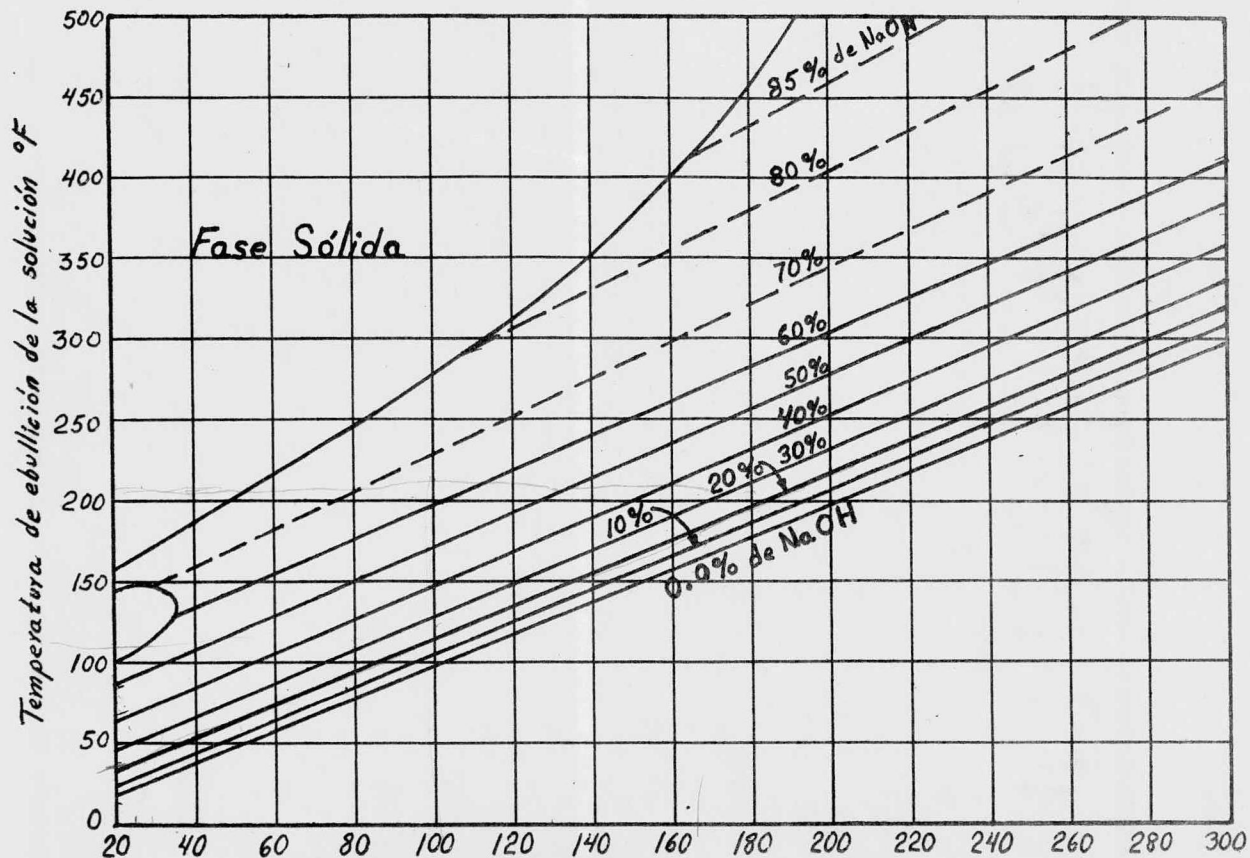
de donde la cantidad de vapor producida será:

$$\Delta V = \frac{S}{C_o} - \frac{S}{C_f} \quad (6)$$

y también puede escribirse de la siguiente forma:

$$\Delta V = S \left( \frac{1}{C_o} - \frac{1}{C_f} \right) \quad (7)$$

Por lo regular las soluciones de sosa no siguen un comportamiento ideal sino que en este tipo de soluciones siempre hay un aumento del punto de ebullición de la solución debido al cambio de concentración y también hay aumento debido a la altura de lí-



Temperatura de ebullición de la solución °F

Temperatura de ebullición del agua °F

Lineas de Dühring para el sistema NaOH-H<sub>2</sub>O

quido cuando se trata de evaporadores de tubos largos verticales y ambos casos serán tratados en este método.

Un concepto que es conveniente calcularlo es la economía, - la cual se define como las libras evaporadas entre las libras de vapor de calentamiento empleadas para la operación.

Ejemplo I.- Se desea concentrar una solución de sosa que - tiene una concentración inicial de 4% hasta una concentración - final de 30%. Para esta operación se requiere de un evaporador - de tubos cortos verticales donde la alimentación entra a razón - de 10 000 lb/hr. El medio de calentamiento es vapor saturado a - 280°F, la presión en el interior del equipo es de 586 mm de hg.

Veanse los siguientes casos:

- a) La alimentación entra a 25°F.
- b) La alimentación entra a la temperatura de ebullición.

Tomando en cuenta que la solución de sosa tiene un comportamiento real, resuélvase el mismo problema para el caso de que el evaporador sea de tubos largos verticales.

- a) La alimentación entra a 25°F.

Datos:  $M_o = 10\ 000\ \text{lb/hr.}$

$$C_o = 0.04$$

$$C_f = 0.30$$

Sustituyendo valores en la ecuación (2)

$$S = M_o C_o = 10\ 000\ \text{lb/hr.} (0.04)$$

$$S = 400\ \text{lb/hr. de soluto.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (7) tenemos

$$\Delta V = 400\ \text{lb/hr.} \left( \frac{1}{0.04} - \frac{1}{0.30} \right)$$

$$\Delta V = 8\ 668\ \text{lb/hr de vapor producido.}$$

Para obtener la temperatura de ebullición de la solución se considera una concentración media:

$$\bar{C} = \frac{0.04 + 0.3}{2} = 0.17$$

de la gráfica de las líneas de Dühring se ve la temperatura de ebullición que resultó ser  $t_{eb} = 210^{\circ}\text{F}$ , por lo que el calor necesario será:

$$Q = M_o C_p (t_{eb} - t_o) + \Delta V \lambda_{586 \text{ mm de hg.}}$$

sustituyendo nos queda:

$$Q = 10\,000 \frac{\text{lb}}{\text{hr.}} \times 1.1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}} (210 - 77) + 8\,668 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times 977 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$Q = 9\,931\,636 \text{ BTU/hr.}$$

La diferencia disponible de temperatura es:

$$\Delta t = 280 - 210 = 70^{\circ}\text{F}$$

por lo que el coeficiente global de transferencia de calor se calcula con la correlación para circulación natural.

$$U = \frac{20 (\Delta t)^{0.56}}{4} = \frac{20 \times 10.76}{1.2}$$

$$U = 180 \text{ BTU/hr. pie}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$$

por lo que el area de transferencia de calor resulta ser:

$$A = \frac{Q}{U \Delta t} = \frac{9\,931\,636}{180 \times 70}$$

$$A = 788 \text{ pie}^2$$

b) La alimentación entra a la temperatura de ebullición.

Si la solución entra a la temperatura de ebullición, entonces, solamente requiere calor latente para la vaporización y este es:

$$Q = \Delta V \lambda_{586 \text{ mm de hg.}}$$

$$Q = 8668 \text{ lb/hr. (977 BTU/lb.)}$$

$$Q = 8\,468\,636 \text{ BTU/hr.}$$

y el area de transferencia será:

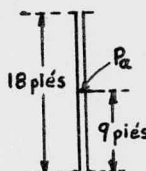
$$A = \frac{8\,468\,636}{180 \times 70}$$

$$A = 672 \text{ pie}^2$$

En el caso de que se usen tubos largos, suponemos que s3n - de 18 pies de longitud, ya que son los m3s usados, se procede - como sigue. El agua, a la presi3n de operaci3n (586 mm de hg), - hierve a 198°F. La presi3n en el punto "a" a un medio de la altu - ra del tubo; tomando en cuenta que la gravedad especifi - ca de la soluci3n es 1.1, se calcula as3:

$$P_a = P_o + \rho \times h$$

donde  $P_o$  es la presi3n de operaci3n.



$$P_a = 11.33 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} + 62.3 \frac{\text{lb}}{\text{pies}^2} \times 9 \text{pie} \times \frac{1.1}{144}$$

$$P_a = 11.33 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} + 4.283 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

$$P_a = 16.613 \text{ lb/plg}^2$$

A esta presi3n el agua hierve a 218°F, por lo que el aumen - to del punto de ebullici3n debido a la altura hidrost3tica es:

$$(\text{APE})_{\text{altura}} = 218 - 198 = 20^\circ\text{F}$$

Con la temperatura de ebullici3n del agua de 218°F, en la - gr3fica de las l3neas de D3hring se lee el punto de ebullici3n - de la soluci3n a la concentraci3n promedio, esta es de 225°F, - por lo que el aumento del punto de ebullici3n debido a la concen - traci3n es:

$$(\text{APE})_{\text{conc.}} = 225 - 218 = 7^\circ\text{F}$$

Y por eso el aumento total del punto de ebullici3n es:  $20 + 7 = 27^\circ\text{F}$  y la diferencia de temperatura disponible ser3 de:

$$\Delta t = 280 - (198 + 27)$$

$$\Delta t = 55^\circ\text{F}$$

El coeficiente de transferencia de calor se calcula con la misma correlaci3n:

$$U = \frac{20 \times 9.43}{1.1}$$

$$U = 172 \text{ BTU/hr. pie}^2\text{F}$$

El calor requerido cuando la alimentaci3n entra a 25°F es:

$$Q = 10\,000 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times 1.1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} (225 - 77) + 8\,668 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times 977 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$Q = 10\,096\,636 \text{ BTU/hr.}$$

por lo que el area de transferencia será:

$$A = \frac{10\,096\,636}{172 \times 55}$$

$$A = 1\,068 \text{ pié}^2$$

Cuando la alimentación entra a la temperatura de ebullición solo necesita calor latente.

$$Q = 8\,468\,636 \text{ BTU/hr.}$$

y el area será:

$$A = \frac{8\,468\,636}{172 \times 55}$$

$$A = 896 \text{ pié}^2$$

El cálculo de la economía para ambos casos se calcula de la siguiente manera: El calor latente del vapor de calentamiento es de 925 BTU/lb.

Para el caso del evaporador de tubos cortos.

Cuando la alimentación entra a 25°F, la cantidad de vapor - requerido para el calentamiento es:

$$W = Q / \lambda_{280^\circ\text{F}}$$

$$W = 9\,931\,636 / 925$$

$$W = 10\,737 \text{ lb/hr.}$$

la economía es =  $8\,668 / 10\,737 = 0.80$

Cuando la alimentación entra a la temperatura de ebullición

$$W = 8\,468\,636 / 925 = 9\,155 \text{ lb/hr.}$$

la economía es =  $8\,668 / 9\,155 = 0.94$

Cuando se trata del evaporador de tubos largos. Si la alimentación entra a 25°F.

$$W = 10\,096\,636 / 925 = 10\,915 \text{ lb/hr.}$$

la economía es =  $8\,668 / 10\,915 = 0.79$

Cuando la alimentación entra a la temperatura de ebullición la economía es nuevamente 0.94

2.- METODO DE McCABE Y SMITH.

Para atacar el problema de la evaporación, son necesarias - tres relaciones que son aprovechables, estas són:

Balance de materia.

Balance de entalpia.

La ecuación  $Q = U A (t_g - t)$

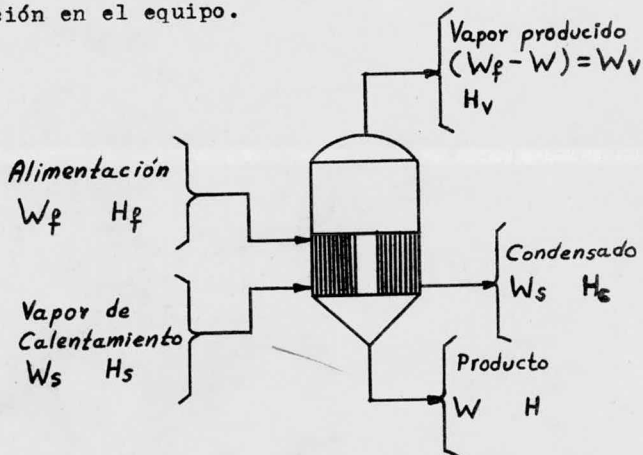
donde:  $Q$  = velocidad de transferencia de calor. BTU/hr.

$A$  = area de calentamiento. piés<sup>2</sup>

$t$  = temperatura de ebullición de la solución. °F

$t_g$  = temperatura de condensación del vapor. °F

El balance de materia está basado en el principio de conservación de la materia, así como también se supone que no hay acumulación en el equipo.



El balance de materia se hará tomando en cuenta que  $W_v = (W_f - W)$  y la figura adjunta.

$$W_f = (W_f - W) + W \quad (8)$$

$$W_f = W_v + W \quad (9)$$

Considerando a "N" como la fracción en peso de sólidos, se hace un balance de ellos.



$$N_f W_f = W N \quad (10)$$

de donde el producto será:

$$W = \frac{W_f N_f}{N} \quad (11)$$

Sustituyendo la ecuación (11) en la (9) tenemos:

$$W_f = W_v + \frac{W_f N_f}{N}$$

$$W_v = W_f - \frac{W_f N_f}{N}$$

y finalmente obtenemos la expresión que nos da la cantidad de agua evaporada, que es:

$$W_v = W_f \left( 1 - \frac{N_f}{N} \right) \quad (12)$$

El balance de entalpia para el vapor de calentamiento queda de la siguiente manera:

$$Q_s = W_s (H_c - H_s) = - W_s \lambda_s \quad (13)$$

donde:  $Q_s$  = transferencia de calor através de la superficie de calentamiento. BTU/hr.

$W_s$  = vapor de calentamiento aprovechado. lb/hr.

$H_c$  = entalpia del condensado. BTU/lb.

$H_s$  = entalpia del vapor. BTU/lb.

$\lambda_s$  = calor latente de condensación del vapor. BTU/lb.

El signo negativo de la ecuación indica que el calor  $Q_s$  es perdido por el vapor de calentamiento.

El balance de entalpia para el material que se concentra es el siguiente:

$$Q = (W_f - W) H_v - W_f H_f + W H \quad (14)$$

y como  $W_v = (W_f - W)$ ;

$$Q = W_v H_v - W_f H_f + W H \quad (15)$$

donde:  $Q$  = transferencia de calor al líquido através de la superficie de calentamiento. BTU/hr.

$H_V$  = entalpia del vapor que proviene de la solución. BTU/lb.

$H_f$  = entalpia de la solución alimentada. BTU/lb.

$H$  = entalpia del producto concentrado. BTU/lb.

Como el calor cedido por el vapor de calentamiento es igual al calor que recibe la solución:  $Q_s = Q$  y podemos igualar estas dos cantidades:

$$W_s \lambda_s = W_V H_V - W_f H_f + W \cdot H \quad (16)$$

Se considera que en todo caso se está de acuerdo que se usa para la entalpia  $H_V$  el calor latente de vaporización del agua  $\lambda$  a la presión de operación. Por lo que introduciendo esta condición nos queda:

$$Q = W_s \lambda_s = W_V \lambda - W_f C_{p_f} (t_f - t) \quad (17)$$

Si la temperatura de alimentación  $t_f$  es mayor que la temperatura de ebullición de la solución, el término  $W_f C_{p_f} (t_f - t)$  es positivo y con el signo negativo de la ecuación, nos queda que este calor se lo debemos restar al calor dado por el término  $W_V \lambda$ . La entalpia introducida en el espacio de vapor es aprovechable para la evaporación y aligera la cantidad de vapor requerida para el calentamiento para una vaporización dada. Esto se conoce como una vaporización flash.

Si la temperatura de alimentación es menor que la temperatura de ebullición, el término citado, es negativo y al aplicarle el signo de la ecuación resulta que hay que sumarlo al calor dado por el primer término.

Ejemplo 2.- Una solución de un coloide orgánico es concentrada de 10 a 50% de sólidos en un evaporador de un solo efecto. El vapor para el calentamiento es de 15 psia. (249°F). Se manti-

ene una presión de 4 plg. de mercurio abs. en el espacio de vapor, esta corresponde a una temperatura de ebullición para el agua de 125°F. La velocidad de alimentación al evaporador es de 55 000 lb/hr. El coeficiente global de transferencia de calor puede ser tomado como 500 BTU/hr. pie<sup>2</sup>°F. La solución tiene un aumento del punto de ebullición despreciable, lo mismo que el calor de solución.

Calcular el consumo de vapor de calentamiento, la economía y la superficie de transferencia requerida si la temperatura de alimentación es: a) 125°F. b) 70°F. c) 200°F. Si el calor específico de la solución alimentada es 0.9 BTU/lb.°F y el calor latente de la solución puede ser tomado igual al del agua.

Análisis de problema:

a) La alimentación entra a 125°F, que es la temperatura de ebullición, lo que implica que el vapor de calentamiento solo va a proporcionar calor latente para la vaporización.

$$\text{Datos: } t_f = 125^\circ\text{F}$$

$$t = 125^\circ\text{F}$$

$$W_f = 55\,000 \text{ lb/hr.}$$

$$\lambda_g = 946 \text{ BTU/lb.}$$

$$U = 500 \text{ BTU/hr.pie}^2\text{°F.}$$

$$\lambda = 1\,023 \text{ BTU/lb.}$$

$$C_{p_f} = 0.90 \text{ BTU/lb.°F}$$

La cantidad de agua evaporada se encuentra por medio del balance de material, es decir usando la ecuación (12).

$$W_v = W_f \left( 1 - \frac{Nf}{N} \right) = 55\,000 \left( 1 - \frac{0.1}{0.5} \right)$$

$$W_v = 44\,000 \text{ lb/hr.}$$

por lo que el producto será 55 000 - 44 000 = 11 000 lb/hr.

Si sustituimos valores en la ecuación (17), obtenemos el calor requerido.

$$Q = 44\,000 (1023) + 55\,000 \times 0.90 (125 - 125)$$

$$Q = 45\,012\,000 \text{ BTU/hr.}$$

por lo que el consumo de vapor es:

$$W_s = Q/\lambda_s = 45\ 012\ 000/946 = 47\ 580\ \text{lb/hr.}$$

el area de transferencia se calcula así:

$$A = \frac{Q}{U \Delta t} = \frac{45\ 012\ 000}{500 (249-125)}$$

$$A = 725\ \text{pie}^2$$

La economía será entonces:

$$\text{economía} = 44\ 000/47\ 580 = 0.925$$

b) La alimentación entra a 70°F, o sea que el vapor de calentamiento proporcionará calor sensible y calor latente.

El balance de material es el mismo y la única cantidad que cambia de la ecuación (17), es  $t_f = 70^\circ\text{F}$ . Sustituyendo tenemos:

$$Q = 44\ 000 (1023) + 55\ 000 \times 0.90 (125 - 70)$$

$$Q = 47\ 734\ 500\ \text{BTU/hr.}$$

en este caso en consumo de vapor es:

$$W_s = 47\ 734\ 500/946 = 50\ 459\ \text{lb/hr.}$$

el area de transferencia es:

$$A = \frac{47\ 734\ 500}{500 \times 124}$$

$$A = 770\ \text{pie}^2$$

La economía será:

$$\text{economía} = 44\ 000/50\ 459 = 0.872$$

c) La alimentación entra a 200°F, o sea que entra a una temperatura mayor que la temperatura de ebullición, por lo que la sustitución en la ecuación (17) queda de la siguiente manera:

$$Q = 44\ 000 (1023) - 55\ 000 \times 0.90 (200 - 125)$$

$$Q = 41\ 299\ 500\ \text{BTU/hr.}$$

ahora el consumo de vapor será:

$$W_s = 41\ 299\ 500/946 = 43\ 657\ \text{lb/hr.}$$

el area de transferencia es, ahora:

$$A = \frac{41\ 299\ 500}{500 \times 124}$$

$$A = 667\ \text{pie}^2$$

La economía es:

$$\text{economía} = 44\ 000 / 43\ 657 = 1.007$$

Ejemplo 3.- Se usa un evaporador de un solo efecto para concentrar 20 000 lb/hr. de una solución de sosa de 20 a 50% de sólidos. Para el calentamiento se aprovecha vapor de 20 lb/plg.<sup>2</sup> - La presión absoluta en el espacio de vapor es de 100 mm de Hg. (1.93 lb/plg.<sup>2</sup>). El coeficiente global de transferencia de calor - fué estimado como 250 BTU/hr. pie<sup>2</sup>°F y la temperatura de alimentación es de 100°F.

Calcular la cantidad de vapor de calentamiento consumido, - la economía y la superficie de transferencia de calor requerida.

La cantidad de agua evaporada se encuentra nuevamente por - medio del balance de materia, es decir por medio de la ecuación (12) y sustituyendo en dicha formula tenemos:

$$W_v = W_f \left( 1 - \frac{N_f}{N} \right) = 20\ 000 \left( 1 - \frac{0.2}{0.5} \right)$$

$$W_v = 12\ 000\ \text{lb/hr.}$$

entonces el producto será 20 000 - 12 000 = 8 000 lb/hr

Consumo de vapor de calentamiento.- Como ya se vió, en las soluciones de sosa el calor de solución no es despreciable.

Temperatura de ebullición del agua a 100 mm de Hg. 124°F

Temperatura de ebullición de la solución al 50%. 197°F

Aumento del punto de ebullición. 197 - 124 = 73°F

La entalpias de la alimentación asi como la del producto se encuentran mediante un diagrama entalpia-concentración para el sistema NaOH-H<sub>2</sub>O.

Entalpia de la alimentación 20% a 100°F. 55 BTU/lb.  
Entalpia del producto 50% a 197°F. 221 BTU/lb.

La entalpia del vapor de calentamiento se encuentra en tablas de vapor, esta es de 939 BTU/lb.

La entalpia del vapor de agua sobrecalentado a 197°F y 1.93 lb/plg.<sup>2</sup> es 1149 BTU/lb. y esta viene siendo  $H_V$  de la ecuación (16). La velocidad de transferencia de calor se calcula así:

$$Q = W_V H_V - W_f H_f + W H$$

$$Q = 12\ 000 (1149) - 20\ 000 \times 55 + 8\ 000 \times 221$$

$$Q = 14\ 456\ 000\ \text{BTU/hr.}$$

por lo que el consumo de vapor es:

$$W_s = 14\ 456\ 000 / 939 = 15\ 400\ \text{lb/hr.}$$

y la economía resulta ser:

$$\text{economía} = 12\ 000 / 15\ 400 = 0.779$$

El area de transferencia de calor se calcula como sigue:

$$A = \frac{14\ 456\ 000}{250 \times 132}$$

$$A = 930\ \text{pie}^2$$

Si la entalpia del vapor que proviene de la solución fuera la del vapor saturado a la presión en el espacio de vapor, la transferencia de calor sería de 14 036 000 BTU/hr. y el area de calentamiento sería de 906 pie<sup>2</sup>. Esto ocasionaría tener un error aproximado del 3%.

### 3.- DISEÑO GENERALIZADO DE EVAPORADORES:

#### METODO DE J. STARCZEWSKI

Correlación generalizada de transferencia de calor en ebullición para un evaporador de un solo tubo.- Se han propuesto muchas relaciones, una de las más ciertas e interesantes, fué desarrollada por MOSTINSKY y es la siguiente:

$$h_B = 0.10 P_c^{0.69} q^{0.7} (1.8 r^{0.17} + 4 r^{1.2} + 10 r^{10}) \quad (18)$$

la cual en unidades del sistema métrico decimal, es válida dentro de los siguientes límites:

$$P_c > 30 \text{ atm.} \quad q \leq 0.9 q_c \quad 0.001 < r < 0.9$$

$$\text{donde } q_c = 3.2 \times 10^4 P_c (r)^{.35} (1-r)^{.9} \quad (19)$$

esta tiene una exactitud de  $\pm 25\%$ .

Estas mismas correlaciones expresadas en el sistema inglés son:

$$h_B = 6.58 \times 10^{-3} P_c^{.69} q^{.7} (1.8 r^{.17} + 4 r^{1.2} + 10 r^{10}) \quad (20)$$

$$y \quad q_c = 803 P_c (r)^{.35} (1-r)^{.9} \quad (21)$$

MOSTINSKY, ha demostrado que las propiedades físicas conectadas con la ebullición, pueden ser expresadas en función de presión crítica y presión reducida. De aquí ha concluido que la transferencia de calor en ebullición puede ser descrita por las presiones crítica y reducida. El autor analiza algunos datos experimentales de los cuales ha derivado una correlación generalizada para ebullición, dada por las ecuaciones (18) y (19).

Modificación de la correlación.-

La ecuación (20) puede ser modificada de la siguiente forma:

$$q_B = h_B \Delta t_B$$

por lo que:

$$h_B = 6.58 \times 10^{-3} \text{ Pc}^{0.69} (h_B \Delta t_B)^{0.7} (1.8 r^{0.17} + 4 r^{1.2} + 10 r^{10})$$

$$= \left[ 6.58 \times 10^{-3} \text{ Pc}^{0.69} (1.8 r^{0.17} + 4 r^{1.2} + 10 r^{10}) \right]^{3.33} \Delta t_B^{2.33} \quad (22)$$

La ecuación (22) está dada por la figura 1.

La ecuación (21) puede ser modificada de la siguiente for--

ma:

$$\frac{q_c}{P_c} = 803 r^{0.35} (1-r)^{0.9} \quad (23)$$

la cual solamente es función de la presión reducida, esta ecuación (23) está dada por la figura 5.

Cálculo rápido de la superficie del evaporador.-

Relación entre  $\Delta t$  y  $\Delta t_B$ .

La correlación generalizada para transferencia de calor en ebullición es aplicable a líquidos puros, de aquí que la temperatura de ebullición es constante. A menos que el fluido de calentamiento sea vapor que se condensa, esta temperatura varía. Por lo tanto la diferencia de temperatura entre el fluido de calentamiento y el líquido en ebullición, cambia a lo largo del evaporador. Si el medio de calentamiento es vapor, entonces la diferencia de temperatura, el flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor son constantes a lo largo del evaporador.

Variación de la diferencia de temperatura a lo largo del evaporador.- Puesto que  $\Delta t_B$  tiene gran efecto sobre  $h_B$ , es muy importante encontrar  $\Delta t_B$  a lo largo del evaporador, ya que nos daría el flujo efectivo de calor para el evaporador completo.

Denotando  $\Delta t$ ,  $\Delta t_B$  y  $q$  efectivas para  $\bar{\Delta t}$ ,  $\bar{\Delta t}_B$  y  $\bar{q}$  respectivamente:

$$\bar{q} = \bar{h}_B \bar{\Delta t}_B$$

y haciendo la siguiente consideración:

$$6.58 \times 10^{-3} \text{ Pc}^{0.69} (1.8 r^{0.17} + 4 r^{1.2} + 10 r^{10}) = K \quad (24)$$



Combinando las ecuaciones (22) y (24):

$$h_B = K \Delta t_B^{2.33} \text{ BTU/hr. pié}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (25)$$

y  $q = h_B \Delta t_B$  por lo tanto:

$$q = K \Delta t_B^{3.33} \text{ BTU/hr. pié}^2 \quad (26)$$

Flujo de calor del lado del tubo:

$$q_i = h_{if} \Delta t_L$$

Si el coeficiente de transferencia de calor en la parte externa del tubo es reducido comparado con el de dentro del tubo. entonces:

$$q_o = h_B R \Delta t_B$$

y como  $q_i = q_o$  entonces:

$$h_{if} \Delta t_L = h_B R \Delta t_B \quad (27)$$

$$\frac{\Delta t_L}{\Delta t_B} = R \frac{h_B}{h_{if}} = R \frac{K \Delta t_B^{2.33}}{h_{if}} = C \Delta t_B^{2.33} \quad (28)$$

Tenemos que de la figura 6, la diferencia de temperatura es:

$$\Delta t_L + \Delta t_B = \Delta t \quad (29)$$

despejando  $\Delta t_L$  de la ecuación (28) tenemos que:

$$\Delta t_L = C \Delta t_B^{3.33}$$

y combinando esta ecuación con la (29) nos queda:

$$\Delta t = C \Delta t_B^{3.33} + \Delta t_B \quad (30)$$

Por medio de la figura 2 se facilita la estimación de  $\Delta t_B$ .

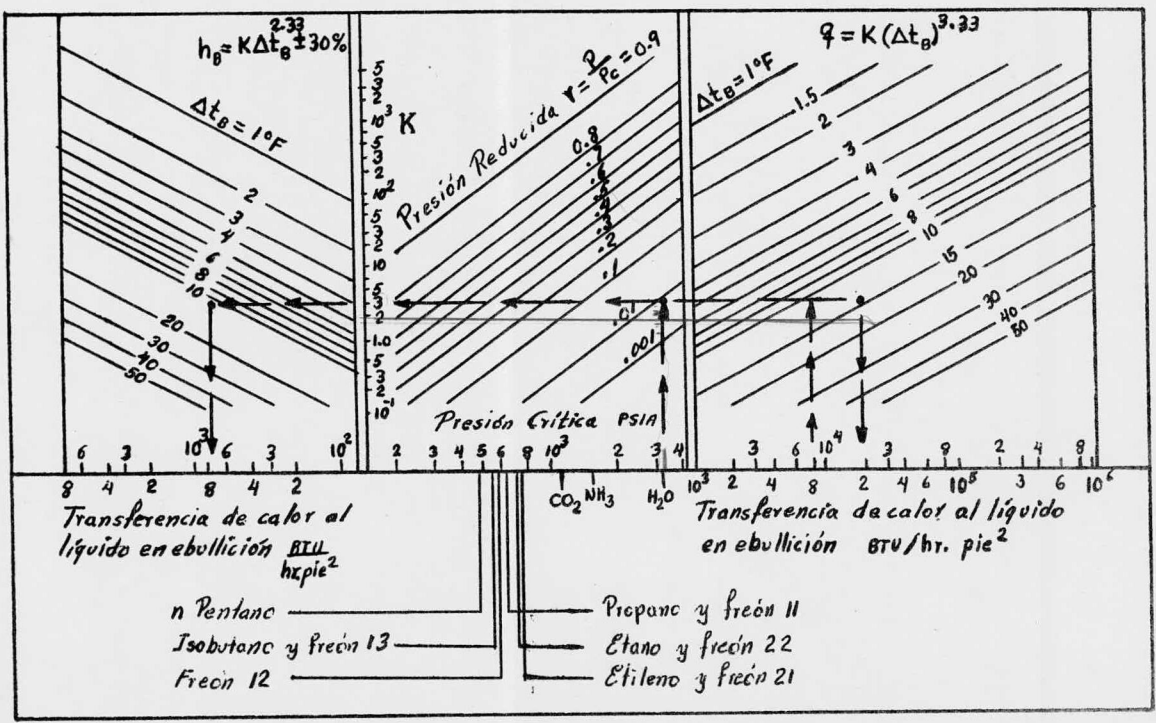


Figura 1.-

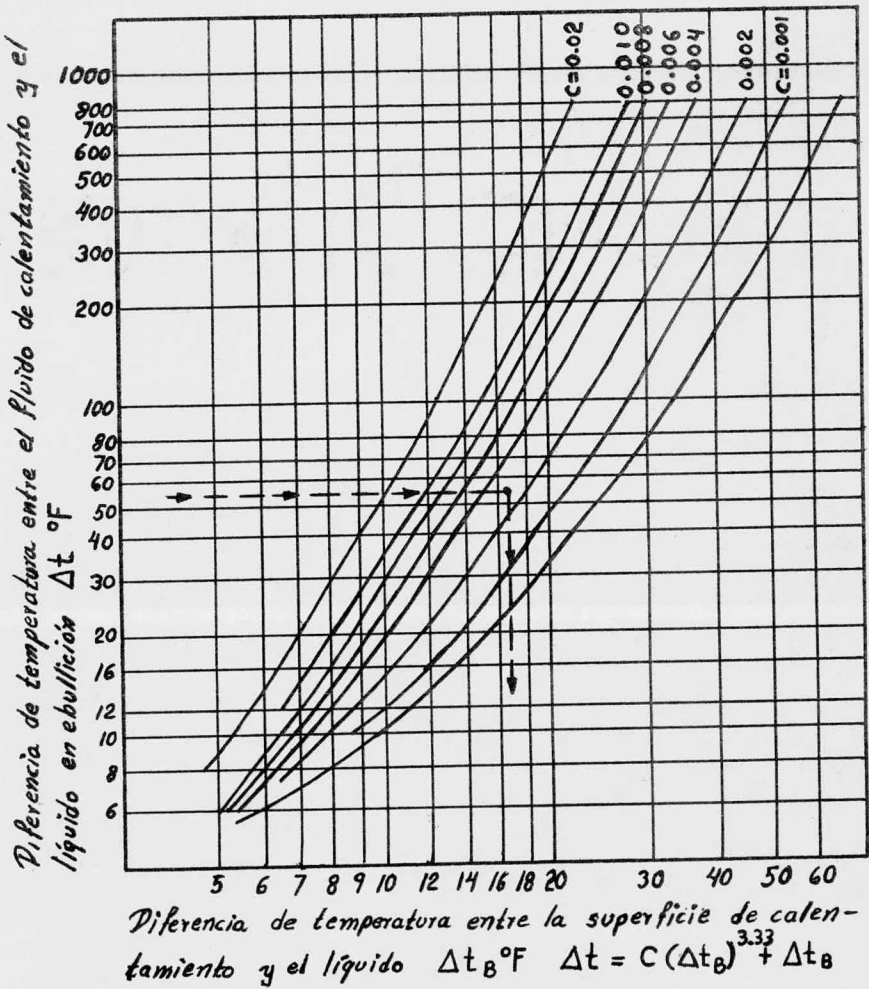
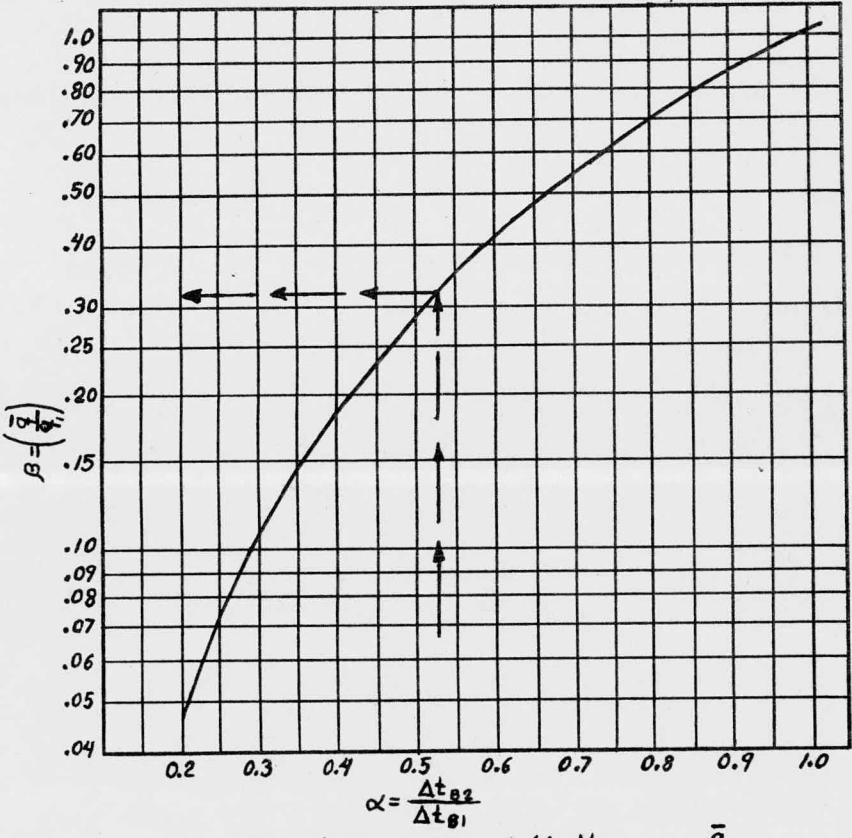


Figura 2.- Relación entre  $\Delta t$  y  $\Delta t_B$

-25



$$\beta = \frac{\text{Flujo efectivo de calor al líquido}}{\text{Flujo de calor al líquido a } \Delta t_{B1}} = \frac{\bar{q}}{q_1}$$

Figura 3.-

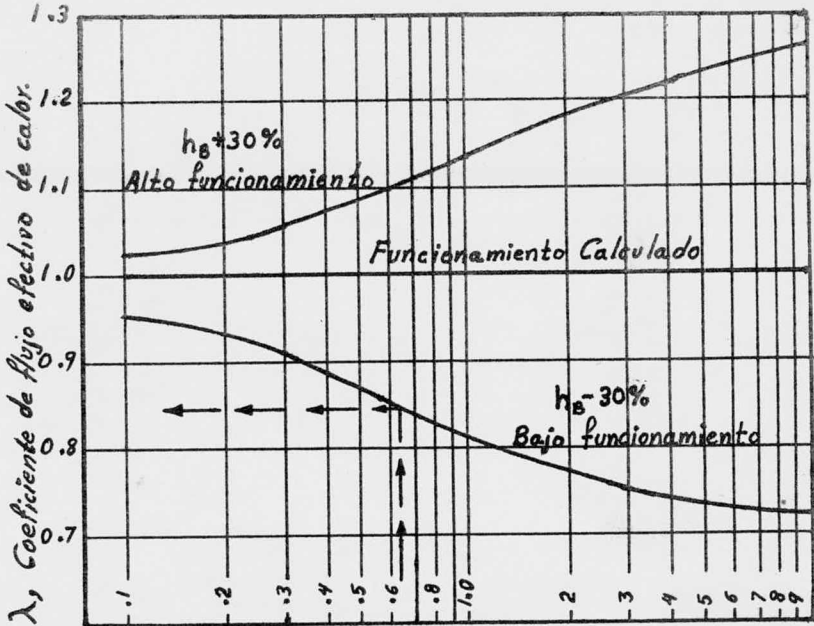
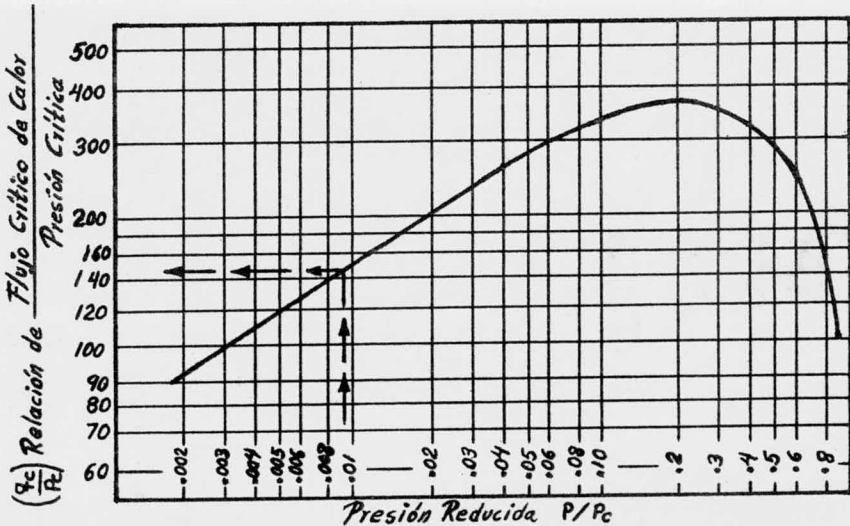


Figura 4.-  $P = h_{if}/R h_b$   
Efecto de  $\pm 30\%$  de exactitud sobre el flujo efectivo de calor,  $\bar{q}$



Flujo Crítico de calor para líquidas en ebullición.

Figura 5.-

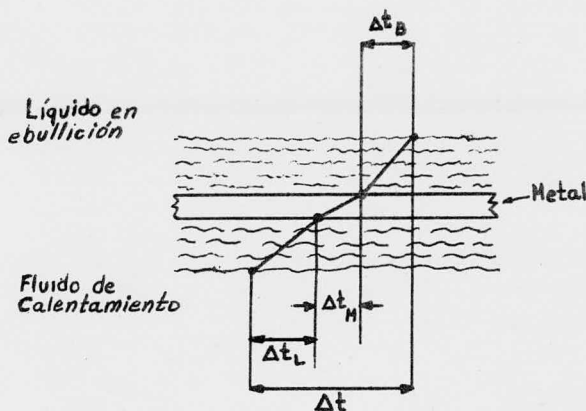


Figura 6.- Distribución de temperatura entre el líquido en ebullición y el fluido de calentamiento.

Ejemplo 4.- Aquí se muestra como se evalúa, por medio de gráfica, la diferencia de temperatura entre el líquido en ebullición (agua) y la superficie de los tubos.

Considerar los datos siguientes:

Tubos: diámetro externo 3/4 plg. diámetro interno 5/8 plg.  
 Agua de calentamiento, temperatura de entrada. 457.5°F  
 Agua de calentamiento, temperatura de salida. 430.5°F  
 Presión de vapor, agua hirviendo (presión de operación) 320 psi  
 Temperatura de ebullición. 423.5°F  
 Coeficiente de transferencia de calor efectivo del agua de calentamiento del lado del tubo. 1250 BTU/hr. pie<sup>2</sup>°F.

Análisis del problema:

$$R = \frac{\text{diámetro externo}}{\text{diámetro interno}} = \frac{3/4}{5/8} = 1.2$$

"K" se localiza en la figura 1 de la siguiente manera:

- i) Localizar agua en el eje horizontal donde se denota la presión crítica a 3 200 psia.
- ii) Subir verticalmente hasta tocar la línea correspondien-

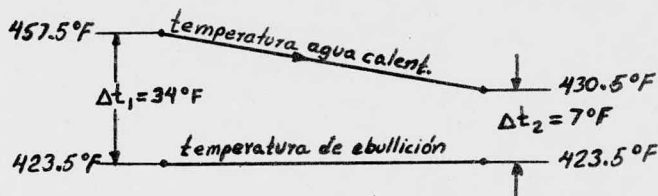
te a la presión reducida  $r = 320/3200 = 0.1$

iii) Desde este punto moverse en línea horizontal hacia la izquierda hasta cortar el eje vertical que denota los valores de K, este es:  $K = 20.5$

Calculando:

$$C = \frac{R \times K}{h_{LF}} = \frac{1.2 \times 20.5}{1250} = 0.01$$

Perfil de temperaturas:



La diferencia de temperatura entre el líquido en ebullición y la superficie de calentamiento ( $\Delta t_B$ ) se encuentra por medio de la figura 2 en la siguiente forma:

i) Localizar  $\Delta t_1 = 34^\circ\text{F}$  sobre el eje vertical.

ii) Moverse horizontalmente hasta cortar en la gráfica el valor correspondiente a  $C = 0.01$

iii) Bajar verticalmente hasta el eje horizontal donde se lee el valor de  $\Delta t_{B1} = 10^\circ\text{F}$ .

Repetir el mismo procedimiento para  $\Delta t_2$  y encontrar el valor de  $\Delta t_{B2} = 4.9^\circ\text{F}$ .

Con estos valores podemos encontrar la respuesta buscada:

$$\Delta t_B = \Delta t_{B1} - \Delta t_{B2} = 10 - 4.9 = 5.1^\circ\text{F}.$$

Flujo de calor efectivo para el evaporador completo.

Tenemos la ecuación (26)

$$q = K \Delta t_B^{3.33}$$

y en forma general tenemos que  $Q = U A \Delta t = q A$

Así que:

$$\frac{A}{Q} = \frac{1}{q} = \frac{1}{K} \Delta t_B^{2.33} \quad (31)$$

Sin embargo la ecuación (31) es para evaporadores con  $\Delta t_B$  - constante, lo cual no es usual en este caso. El hecho es que  $\Delta t_B$  varía a lo largo del evaporador desde  $\Delta t_{B1}$  hasta  $\Delta t_{B2}$ . De aquí - que tenemos que proveernos de una forma de evaluar una  $\Delta t_B$  efectiva entre  $\Delta t_{B1}$  y  $\Delta t_{B2}$  de manera que nos dé un flujo efectivo de calor  $\bar{q}$ .

$$\frac{1}{q} = \frac{1}{K} \Delta t_B^{2.33}$$

De la ecuación (22)

$$\begin{aligned} \frac{1}{q} &= \frac{\int \left(\frac{1}{P}\right) d(\Delta t_B)}{(\Delta t_{B1} - \Delta t_{B2})} = \frac{\int \frac{d(\Delta t_B)}{K \Delta t_B^{2.33}}}{(\Delta t_{B1} - \Delta t_{B2})} \\ &= \frac{1}{2.33 K (\Delta t_{B1} - \Delta t_{B2})} \left[ \left(\frac{1}{\Delta t_{B2}}\right)^{2.33} - \left(\frac{1}{\Delta t_{B1}}\right)^{2.33} \right] \end{aligned} \quad (32)$$

podemos decir que  $\Delta t_{B2} = \Delta t_{B1} \alpha$ , por lo tanto podemos reorganizar la ecuación (32) de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \frac{1}{q} &= \frac{1}{2.33 K (\Delta t_{B1} - \alpha \Delta t_{B1})} \left[ \left(\frac{1}{\alpha \Delta t_{B1}}\right)^{2.33} - \left(\frac{1}{\Delta t_{B1}}\right)^{2.33} \right] \\ \frac{1}{q} &= \frac{1}{2.33 K \Delta t_{B1}^{2.33} (1-\alpha)} \left[ \left(\frac{1}{\alpha}\right)^{2.33} - 1 \right] \end{aligned}$$

de donde:

$$\bar{q} = K \Delta t_{B1}^{2.33} \cdot 2.33 \left[ \frac{1-\alpha}{\left(\frac{1}{\alpha}\right)^{2.33} - 1} \right]$$



$$q = q_1 \left[ 2.33 \frac{\alpha^{2.33} - \alpha^{3.33}}{1 - \alpha^{2.33}} \right] \quad (33a)$$

Suponiendo que  $q/q_1 = \beta$  donde  $q_1$  es el flujo de calor a

$\Delta t_{B1}$ .

De la ecuación (33a) tenemos que.

$$\beta = 2.33 \frac{\alpha^{2.33} - \alpha^{3.33}}{1 - \alpha^{2.33}} \quad (33b)$$

Por cuya razón el flujo de calor efectivo en un evaporador es disminuido por el factor " $\beta$ " del máximo flujo ( $q_1$ ).

Normalmente los diseñadores estiman la  $\Delta t_B$ , ya sea por la diferencia media logarítmica o la media aritmética de las temperaturas.

Ejemplo 5.- Aquí se muestra como se evalúa, por medio de gráfica, el flujo de calor promedio en todo el evaporador.

Se consideran las condiciones del ejemplo 4.

Tenemos que:

$$\Delta t_{B1} = 10^\circ\text{F} \quad \text{y} \quad \Delta t_{B2} = 4.9^\circ\text{F}, \quad \text{por lo que:}$$

$$\alpha = \frac{\Delta t_{B2}}{\Delta t_{B1}} = \frac{4.9}{10} = 0.49$$

$$\beta = \frac{\text{flujo de calor promedio en todo el evaporador}}{\text{máximo flujo de calor a } \Delta t_{B1} = 10^\circ\text{F}}$$

" $\beta$ " es determinada por medio de la figura 3 en la siguiente forma:

- i) Fijar  $\alpha = 0.49$  sobre el eje horizontal.
- ii) Subir verticalmente hasta cortar la curva.
- iii) Moverse horizontalmente hacia la izquierda hasta cortar el eje para leer el valor de  $\beta = 0.28$

Esto indica que en este caso el flujo de calor promedio  $\bar{q}$  a través del evaporador es el 28% del flujo de calor máximo a  $\Delta t_{B1} = 10^\circ\text{F}$ .

El flujo de calor (a  $\Delta t_B$  en el evaporador) se encuentra por medio de la figura 1 siguiendo los siguientes pasos:

i) Localizar la presión crítica del agua en el eje correspondiente, 3 200 psia.

ii) Subir verticalmente hasta cortar la línea de presión reducida  $r = 0.1$

iii) Moverse en forma horizontal hacia la derecha hasta cortar la línea de  $\Delta t_B = 10^\circ\text{F}$  o sea  $\Delta t_{Bl} = 10^\circ\text{F}$ .

iv) Bajar verticalmente hasta cortar el eje horizontal donde leemos el flujo de calor  $q = 49\ 000$  BTU/hr. pié<sup>2</sup>.

Ahora tenemos que  $\beta = q/q_1 = 0.28$  de donde tenemos que:

$$q = 49\ 000 \times 0.28 = 13\ 700 \text{ BTU/hr. pié}^2$$

y así ya tenemos:  $q=13\ 700$ ,  $K = 20.7$  (del ejemplo 4) y  $t_B = 6.9^\circ\text{F}$  (de la figura 1).

Efecto de la exactitud de  $h_B$  de  $\pm 30\%$  sobre  $\bar{q}$ .— El coeficiente de transferencia de calor puede ser bajo, como 0.7 del coeficiente predicho, entonces  $U$  (a  $h_B - 30\%$ ) se encuentra de la forma siguiente:

$$U = \left[ \frac{1}{h_{if}} + \frac{1}{0.7Rh_B} \right]^{-1} = \frac{0.7Rh_B \times h_{if}}{0.7Rh_B + h_{if}}$$

$$h_{if} = \rho (R h_B), \text{ por lo que } \rho = \frac{h_{if}}{R h_B} \text{ tomando en cuenta -}$$

esto tenemos que:

$$U = \frac{0.7Rh_B \times Rh_B}{0.7Rh_B + \rho Rh_B} = \frac{0.7\rho Rh_B}{0.7 + \rho} \quad (34)$$

$$\text{pero } U \text{ a } h_B \pm 0\% = R h_B \frac{\rho}{1 + \rho}$$

$$\lambda = \frac{U \text{ a } h_B = 70\%}{U \text{ a } h_B = 100\%} = 0.7 \frac{1 + \rho}{0.7 + \rho} \quad (35)$$

Ejemplo 6.— En este ejemplo se muestra como se estima el efecto de  $-30\%$  en la transferencia de calor sobre el coeficiente de transferencia usando la figura 4.

Encontrar  $\bar{h}_B$  y  $\bar{\Delta t}_B$  en la figura 1 en la siguiente forma:

(se consideran las condiciones de los ejemplos 4 y 5)

i) Se localiza la presión crítica del agua en el eje horizontal.

ii) Subir hasta tocar la línea de presión reducida  $r = 0.1$

iii) En este punto moverse a la derecha en forma horizontal.

iv) Localizar  $\bar{q} = 13\ 700$  BTU/hr.  $\text{pie}^2$ , (obtenido en el ejemplo 5), sobre el eje de flujo de calor.

v) Subir verticalmente hasta intersectar con la línea horizontal del punto iii), en esta intersección se localiza el valor de  $\bar{\Delta t}_B = 7$  °F.

vi) En el punto dado por el inciso ii), moverse horizontalmente hasta cortar con  $\Delta t_B = 7$  °F.

vii) En este punto bajar verticalmente hasta cortar con el eje de  $h_B$  donde se lee el valor de  $1\ 950$  BTU/hr.  $\text{pie}^2$  °F.

Calcular, ahora el coeficiente de flujo de calor efectivo  $\lambda$  de la siguiente manera:

$$f = \frac{h_i f}{R \times h_B} = \frac{1\ 250}{1.2 \times 1\ 950} = 0.534$$

Usando la figura 4 proceder así:

i) Localizar  $f = 0.534$  en el eje horizontal.

ii) Subir hasta cortar la curva de  $-30\%$ .

iii) Moverse hacia la derecha hasta el eje de " $\lambda$ " donde se lee el valor de  $0.87$

Por consiguiente  $\bar{q} = 13\ 700 \times 0.87 = 11\ 900$  BTU/hr.  $\text{pie}^2$ , - este es el flujo de calor de diseño de un evaporador de un solo tubo.

Formación de película de vapor.- Considerando la figura 7 - podemos ver que para un evaporador de un tubo, el flujo de calor aumenta con  $\Delta t_B$  hasta  $q_c$ .

Cuando el flujo de calor alcanza el flujo crítico, la superficie del tubo es cubierta por vapor. De aquí que cualquier au--

mento en  $\Delta t_B$  hace que se forme más vapor, ocasionando que la película de vapor se haga cada vez más espesa, esto provoca un aumento en la resistencia térmica y hará más preponderante el aumento de  $\Delta t_B$  así que el flujo decrecerá a partir del punto C de la figura 7.

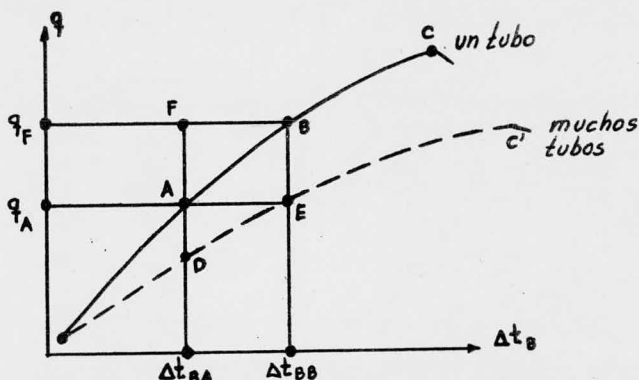


Figura 7.- Efecto de la formación de película de vapor en el funcionamiento de un evaporador.

Ejemplo 7.- Diseño práctico de un evaporador.

Se consideran los siguientes datos:

Líquido en ebullición. Agua.

Presión de operación 30 psia. a  $250.3^\circ\text{F}$ .

Agua de calentamiento, temperatura de entrada  $300^\circ\text{F}$

Agua de calentamiento, temperatura de salida  $265^\circ\text{F}$

Calor necesario. 10 000 000 BTU/hr.

Tubería. diámetro externo  $3/4$ , diámetro interno  $5/8$  plg.

Suponer una  $h$  para el agua de  $1\ 600\ \text{BTU/hr. pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$ .

Factor de ensuciamiento. 0.001

Análisis y solución del problema:

La relación entre los diámetros, externo e interno, de la tubería es:

$$R = \frac{3/4}{5/8} = 1.2$$

$$h_{if} = \left[ \frac{1}{1600} + 0.001 \right]^{-1} = 617 \text{ BTU/hr. pie}^2\text{°F}$$

la presión reducida es:  $r = \frac{P}{P_c} = \frac{30}{3200} = 0.0094$

Por medio de la figura 1, siguiendo los pasos indicados, se obtiene el valor de  $K = 2.9$

$$C = \frac{K \times R}{h_{if}} = \frac{2.9 \times 1.2}{617} = 0.00564$$

$$\Delta t_1 = 300 - 250.3 = 49.7^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_2 = 265 - 250.3 = 14.7^\circ\text{F}$$

De la figura 2 se obtienen los valores correspondientes de:

$$\Delta t_{B1} = 14.5^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_{B2} = 8.5^\circ\text{F}$$

Nuevamente de la figura 1.

$$q_1 \text{ a } \Delta t_{B1} = 14.6^\circ\text{F es } 19\,000 \text{ BTU/hr. pie}^2$$

$$\alpha = \frac{\Delta t_{B2}}{\Delta t_{B1}} = \frac{8.5}{14.5} = 0.586$$

De la figura 3 se obtiene  $\beta = 0.4$ , de modo que el flujo de calor efectivo es:

$$\bar{q} = q_1 \times \beta = 19\,000 \times 0.4 = 7\,600 \text{ BTU/hr. pie}^2$$

Usando nuevamente la figura 1, el  $\bar{\Delta t}_B$  efectivo a  $\bar{q} = 7\,600$  es:  $\bar{\Delta t}_B = 11^\circ\text{F}$

y la correspondiente  $\bar{h}_B = 750 \text{ BTU/hr. pie}^2\text{°F}$

$$\rho = \frac{h_{if}}{R \times \bar{h}_B} = \frac{617}{1.2 \times 750} = 0.685$$

La reducción posible en  $\bar{q}$  debido al -30% de error en  $h_B$  es

0.85, de manera que el flujo de calor de diseño para el evaporador de un tubo es:

$$7\ 600 \times 0.85 = 6\ 460 \text{ BTU/hr. pié}^2$$

De la figura 5, para la presión reducida  $r = 0.0094$  se tiene:  $\frac{q_c}{P_c} = 148$

por lo que  $q_c = 148 \times 3\ 200 = 473\ 600 \text{ BTU/hr. pié}^2$

$$\frac{q_{\text{dis.}}}{q_c} = \frac{6\ 460}{473\ 600} = 0.0136$$

Puesto que la relación  $(q_{\text{dis.}}/q_c)$  es muy pequeña. es razonable un claro entre los tubos de 1/4 plg. o sea que no hay peligro de que se forme la película de vapor.

Admitiendo un 20% de seguridad:

Diseño del flujo de calor para el evaporador:

$$q = \frac{6\ 460}{1.2} = 5\ 383.32 \text{ BTU/hr. pié}^2$$

por lo que la superficie requerida será de:

$$A = \frac{10\ 000\ 000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}}{5\ 383.3 \frac{\text{BTU}}{\text{hr. pié}^2}} = 1\ 860 \text{ pié}^2$$

Nomenclatura usada en este metodo:

$A$  = superficie de transferencia interior de los tubos.  $\text{pié}^2$

$h_B$  = coeficiente de transferencia del líquido en ebullición  $\text{BTU/hr. pié}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ .

$h_{if}$  = coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos, para el fluido y ensuciamiento  $\text{BTU/hr. pié}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ .

$K$  = contante definida por las ecuaciones (24)

$q$  = flujo de calor  $\text{BTU/hr, pié}^2$ .

$\bar{q}$  = flujo efectivo de calor entre  $\Delta t_1$  y  $\Delta t_2$   $\text{BTU/hr. pié}^2$ .

$q_c$  = flujo crítico de calor  $\text{BTU/hr. pié}^2$ .

R = relación de diámetros externo e interno de los tubos.

r = presión reducida.

p = presión de operación psia.

P<sub>c</sub> = presión crítica. psia.

$$\alpha = (\Delta t_B)_1 / (\Delta t_B)_2$$

$$\beta = q/q_1$$

$\Delta t_B$  = diferencia de temperatura entre el líquido en ebullición y la superficie del metal. °F

$$\bar{\Delta t}_B = \Delta t_B \text{ correspondiente a } \bar{q}. \text{ °F}$$

$\Delta t_c = t_B$  correspondiente al flujo crítico de calor. °F

$\Delta t_L$  = diferencia de temperatura entre el fluido de calentamiento y la superficie del metal. °F

$\lambda$  = factor de corrección de  $\pm 30\%$

$$\rho = h_{if}/R \times h_B$$

#### 4.- EVAPORADORES DE MULTIPLE EFECTO.

##### METODO DE McCABE Y SMITH.

Los evaporadores, en un proceso dado, pueden operar en un simple efecto o en un sistema de multiple efecto. La elección de la colocación se refleja en la economía del vapor o la capacidad del evaporador. En la evaporación, utilizando un solo efecto, el calor suministrado al evaporador se usa una sola vez, en tanto que en un multiple efecto, el vapor producido en un efecto se usa como vapor de calentamiento en el siguiente. Por esto se considera una economía pobre si está alrededor de 0.8 para alimentación fría. El resultado neto de un arreglo de multiple efecto es el reaprovechamiento del calor y un incremento en la economía del sistema. Una estimación un tanto vaga de la economía se puede obtener por multiplicación de 0.8 por el número de efectos.

En una operación de multiple efecto, diferentes evaporadores son conectados por tuberías apropiadas, por cuya razón el vapor pasa de un efecto al siguiente en serie. El vapor generado en el ultimo efecto, pasa finalmente a un condensador.

Es conveniente hacer notar que en muchos casos existe un aumento en el punto de ebullición y esto reduce la caída de temperatura efectiva para la transferencia de calor. En un sistema esta caída es cumulativa, así, la caída efectiva total de temperatura es la temperatura de condensación del vapor de calentamiento en el primer efecto menos la temperatura de condensación del vapor generado en el ultimo efecto mas los aumentos del punto de ebullición en cada uno de los efectos. En un sistema de multiple efecto, cualquier aumento en el número de efectos, incrementa la resistencia a la transferencia de calor y además disminuye la capacidad definida como libras de vapor/pié<sup>2</sup>, esta capacidad también es reducida por el aumento de punto de ebullición.



En el diseño de evaporadores de múltiple efecto, los resultados usualmente deseados son: la cantidad de vapor de calentamiento consumido, la superficie de calentamiento, la temperatura aproximada de cada uno de los efectos, la economía y la cantidad de vapor producido en el último efecto.

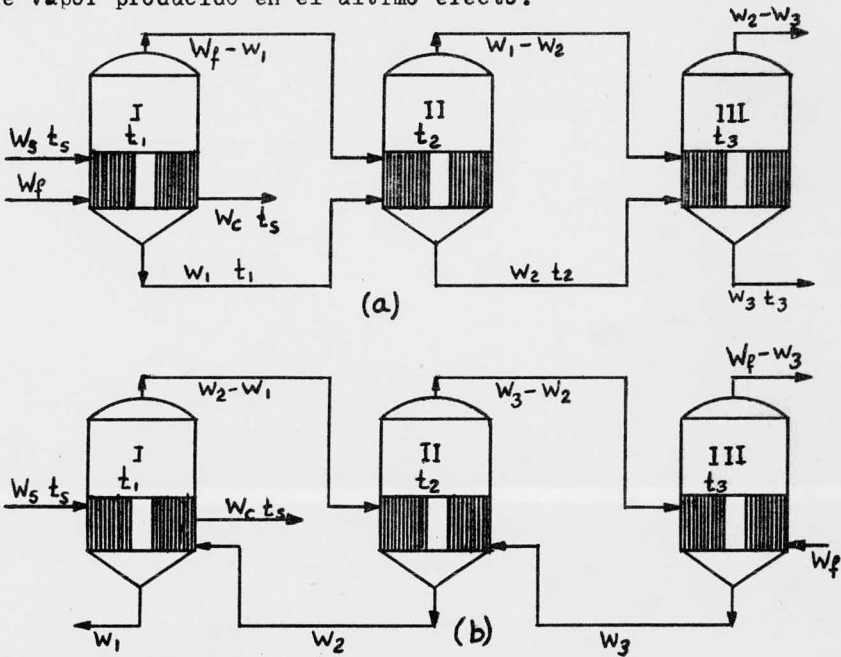


Figura 8.- a) alimentación en paralelo. b) alimentación en contracorriente.

Los pasos de este método de cálculo son los siguientes:

1.- Se suponen los valores de las temperaturas de ebullición en el primero y segundo efecto.

2.- Por medio de balances de entalpía se encuentran los gastos de vapor de calentamiento y el de la solución de efecto a efecto.

3.- Calcular la superficie de calentamiento necesaria en -

en cualquier efecto, según las ecuaciones de capacidad.

4.- Si las áreas de calentamiento encontradas no son cercanamente iguales, suponer nevemente las temperaturas de ebullición y repetir los pasos 2 y 3 hasta que las area de calentamiento obtenidas sean sensiblemente iguales.

Tomando en cuenta que el vapor de calentamiento solo se usa en un efecto y que para calentar los siguientes se va usando el vapor producido en el efecto anterior, se usa la misma ecuación de balance de entalpías que para un solo efecto.

$$q = W_s \lambda_s = (W_f - W) \lambda + W_f C_{p_f} (t - t_f) \quad (36)$$

Tomando en cuenta esto así como los pasos mencionados, se puede entrar en materia.

Ejemplo 8.- Una solución con aumento de punto de ebullición despresiable, se concentra desde 10 a 50% de sólidos, en un evaporador de triple efecto. El vapor aprovechado para el calentamiento es saturado a 15 psia. (249°F). La presión absoluta en el tercer efecto es de 4 plg. de Hg. esta presión corresponde a una temperatura de ebullición de 125°F. La alimentación entra a una velocidad de 55 000 lb/hr. y a 70°F. El calor específico de la solución puede ser tomado como 1 BTU/lb.°F, a todas las condiciones y concentraciones. Los coeficientes de transferencia de calor fueron determinados para cada efecto como: 550 en el primero, 350 en el segundo y 200 en el tercero para el caso de alimentación en paralelo. Para alimentación en contracorriente los coeficientes són: 450, 350 y 275 para primero, segundo y tercer efecto respectivamente. Estos coeficiente están en BTU/hr. - pié<sup>2</sup>°F. Las areas de los tres efectos són iguales.

Calcular la superficie de calentamiento necesaria, el consumo de vapor de calentamiento, la distribución de las temperaturas, la economía en cada uno de los efectos y la economía global

para: a) alimentación en paralelo y b) alimentación en contracorriente.

Análisis y solución del problema.

La evaporación total es la misma en ambos casos y puede ser calculada por un balance de material global.

	velocidad de flujo lb/hr.		
	total	sólido	agua
Solución alimentada	55 000	5 500	49 000
Producto concentrado	11 000	5 500	5 500
Agua evaporada	44 000	-	44 000

a) Para el caso de alimentación en paralelo se usará I, II y III para primero, segundo y tercer efecto respectivamente.

Para el balance de calor se usará la siguiente nomenclatura.

$W_f$  = flujo de alimentación. lb/hr.

$W_s$  = flujo de vapor de calentamiento. lb/hr.

$w_1, w_2, w_3$  = flujo de las soluciones fuera de I, II y III.

$\lambda_s$  = calor latente del vapor de calentamiento. BTU/lb.

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  = calores latentes en I, II y III. BTU/lb.

$t_f$  = temperatura de alimentación. °F

$t_s$  = temperatura de condensación del vapor de calentamiento. °F

$t_1, t_2, t_3$  = temperaturas de ebullición en I, II y III. °F

$Cp_f$  = calor específico de la solución. BTU/lb.°F

$Cp_1, Cp_2, Cp_3$  = calores específicos de la solución en I, II y III.

$q_1, q_2, q_3$  = transferencia de calor en I, II y III. BTU/hr.

Puesto que el aumento del punto de ebullición es despreciable, la temperatura de ebullición en un efecto, será igual a la temperatura de condensación en el siguiente.

Las ecuaciones de transferencia de calor pueden ser escritas, para cualquiera de los tres efectos, tomando como referen-

cia la ecuación (36).

$$q_1 = w_s \lambda_s = (w_f - w_1) \lambda_1 + w_f C_{p_f} (t_1 - t_f)$$

$$q_2 = (w_f - w_1) \lambda_1 = (w_1 - w_2) \lambda_2 + w_1 C_{p_1} (t_2 - t_1)$$

$$q_3 = (w_1 - w_2) \lambda_2 = (w_2 - w_3) \lambda_3 + w_2 C_{p_2} (t_2 - t_3)$$

Notar que las ecuaciones son de la forma de la (36) y que el vapor producido se usa como medio de calentamiento en el efecto siguiente.

Una guía para el primer intento de suponer la caída de temperatura entre los efectos es la siguiente: La caída de temperatura es inversamente proporcional al coeficiente de transferencia de calor, en cualquier efecto. También el efecto que tiene una carga extra, requiere una proporción grande de la caída total de temperatura. En este problema la caída total de temperatura es  $249 - 125 = 124^\circ\text{F}$ . El último efecto debe tener una caída de temperatura mayor porque tiene un coeficiente pequeño; debido a la gran carga de calentamiento que tiene el primer efecto, este tendrá una caída de temperatura mayor que el segundo.

Con estas consideraciones la primera suposición es:

$$\Delta t_1 = 38^\circ\text{F} \quad \Delta t_2 = 33^\circ\text{F} \quad \Delta t_3 = 53^\circ\text{F}$$

otros datos disponibles són:

	temperatura. °F	calor latente BTU/lb.
Vapor de calentamiento.	$t_s = 249$	$\lambda_s = 946$
Alimentación al efecto I	$t_f = 70$	
Licor en el efecto I y vapor de calentamiento en el efecto II.		
249 - 38	$t_1 = 211$	$\lambda_1 = 971$
Licor en el efecto II y vapor de calentamiento en el efecto III.		
211 - 33	$t_2 = 178$	$\lambda_2 = 991$

Licor en el efecto III.  $t_2 = 178$  -  $53$

$t_3 = 125$       $\lambda_3 = 1022$

En este problema todos los calores específicos son considerados igual a la unidad.  $W_f = 55\ 000$  lb/hr. y  $w_3 = 11\ 000$  lb/hr. -

Las tres incógnitas son:  $W_s$ ,  $w_1$  y  $w_2$ .

Las ecuaciones de balance de calor son:

$$q_1 = 946 W_s = (55\ 000 - w_1) 971 + 55\ 000 \times 1 (211 - 70)$$

$$q_2 = (55\ 000 - w_1) 971 = (w_1 - w_2) 991 + w_1 \times 1 (178 - 211)$$

$$q_3 = (w_1 - w_2) 991 = (w_2 - w_3) 1022 + w_2 \times 1 (125 - 178)$$

Resolviendo las dos últimas ecuaciones obtenemos los valores de  $w_1 = 41\ 380$  lb/hr. y  $w_2 = 26\ 660$  lb/hr.

Sustituyendo estos valores en la primera encontramos el consumo de vapor de calentamiento, el cual resultó ser:

$$W_s = 22\ 180 \text{ lb/hr.}$$

Con esto podemos calcular la transferencia de calor en cada uno de los efectos:

$$q_1 = 946 (22\ 180) = 20\ 980\ 000 \text{ BTU/hr.}$$

$$q_2 = (55\ 000 - 41\ 380) 971 = 13\ 225\ 000 \text{ BTU/hr.}$$

$$q_3 = (41\ 380 - 26\ 660) 991 = 14\ 588\ 000 \text{ BTU/hr.}$$

Ahora, usando los valores de los coeficientes de transferencia de calor, que se dan como dato, se calcula el área de transferencia para cada efecto:

$$A_1 = \frac{20\ 980\ 000}{550 \times 38} = 1\ 004 \text{ pié}^2$$

$$A_2 = \frac{13\ 225\ 000}{350 \times 33} = 1\ 145 \text{ pié}^2$$

$$A_3 = \frac{14\ 588\ 000}{200 \times 58} = 1\ 375 \text{ pié}^2$$

Con estas se puede calcular una área promedio que es :

$$A = 1\ 175 \text{ pié}^2$$

Puesto que, un requisito es que las áreas sean iguales, estos resultados indican que las caídas de temperatura supuestas - no se ajustan. Para una segunda suposición se puede asumir que - las áreas calculadas cambiarán en forma inversa con la caída de temperatura.

Corrigiendo las caídas de temperatura en proporción a la - desviación de las áreas calculadas con respecto al área promedio tenemos:

$$\Delta t_1 = 32^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_2 = 31^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_3 = 61^\circ\text{F}$$

Los otros datos serán:

	temperatura °F	calor latente BTU/lb.
Vapor de calentamiento	$t_s = 249$	$\lambda_s = 946$
Licor en el efecto I y vapor de calentamiento en el efecto II		
249 - 32	$t_1 = 217$	$\lambda_1 = 967$
Licor en el efecto II y vapor de calentamiento en el efecto III		
217 - 31	$t_2 = 186$	$\lambda_2 = 987$
Licor en el efecto III	$t_3 = 125$	$\lambda_3 = 1002$

Con lo que las ecuaciones de balance de calor són :

$$q_1 = 946 W_s = (55\,000 - w_1) 967 + 55\,000 \times 1 (217 - 70)$$

$$q_2 = (55\,000 - w_1) 967 = (w_1 - w_2) 987 + w_1 \times 1 (186 - 217)$$

$$q_3 = (w_1 - w_2) 987 = (w_2 - 11\,000) 1002 + w_2 \times 1 (125 - 186)$$

Resolviendo las dos últimas ecuaciones obtenemos los siguientes valores:  $w_1 = 41\,380$  lb/hr. y  $w_2 = 26\,720$  lb/hr.

y sustituyendo estos en la primera nos da el gasto de vapor:

$$W_s = 22\,470 \text{ lb/hr.}$$

Y calculando las areas, de la misma forma que anteriormente se hizo, resultando estas:

$$A_1 = 1\ 208 \text{ pié}^2$$

$$A_2 = 1\ 214 \text{ pié}^2$$

$$A_3 = 1\ 185 \text{ pié}^2$$

Con lo que el area promedio resulta ser de:

$$A = 1\ 202 \text{ pié}^2$$

Estos nuevos valores tienen una desviación más pequeña con respecto al area promedio.

Considerando estos valores como definitivos, las economías serán:

$$\text{primer efecto: } \frac{55\ 000 - 26\ 720}{22\ 470} = 0.606 \text{ lb. evap./lb. de vapor.}$$

$$\text{segundo efecto: } \frac{41\ 380 - 26\ 720}{55\ 000 - 41\ 380} = 1.076 \text{ lb. evap./lb. de vapor.}$$

$$\text{tercer efecto: } \frac{26\ 720 - 11\ 000}{41\ 380 - 26\ 720} = 1.072 \text{ lb. evap./lb. de vapor.}$$

Y la economía global es:

$$\text{Economía} = \frac{55\ 000 - 11\ 000}{22\ 470} = 1.96 \text{ lb. evap./lb. de vapor.}$$

b) Para el caso de alimentación en contracorriente, las ecuaciones de balance de calor són las siguientes:

$$q_1 = W_s \lambda_s = (w_2 - w_1) \lambda_1 + w_2 C_{p2} (t_1 - t_2)$$

$$q_2 = (w_2 - w_1) \lambda_1 = (w_3 - w_2) \lambda_2 + w_3 C_{p3} (t_2 - t_3)$$

$$q_3 = (w_3 - w_2) \lambda_2 = (w_f - w_3) \lambda_3 + w_f C_{pf} (t_3 - t_f)$$

Después de las suposiciones hechas en la primera parte, se suponen para esta parte los siguientes valores de caída de temperatura:

$$\Delta t_1 = 35^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_2 = 42^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_3 = 47^\circ\text{F}$$

Los datos adicionales són:

	temperatura °F	calor latente BTU/lb.
Vapor de calentamiento	$t_s = 249$	$\lambda_s = 946$
Licor en el efecto I y vapor de calentamiento en II.	$t_1 = 214$	$\lambda_1 = 969$
Licor en el efecto II y vapor de calentamiento en III.	$t_2 = 172$	$\lambda_2 = 995$
Licor en el efecto III.	$t_3 = 125$	$\lambda_3 = 1\ 022$
Alimentación	$t_f = 70$	

Las ecuaciones de balance de calor cuando  $w_f = 55\ 000$  lb/hr. y  $w_1 = 11\ 000$  lb/hr. són:

$$q_1 = 946 W_s = (w_2 - 11\ 000) 969 + w_2 \times 1 (214 - 172)$$

$$q_2 = (w_2 - 11\ 000) 969 = (w_3 - w_2) 995 + w_3 \times 1 (172 - 125)$$

$$q_3 = (w_3 - w_2) 995 = (55\ 000 - w_3) 1\ 022 + 55\ 000 (125 - 70)$$

La resolución de estas ecuaciones por el metodo ya indicado nos dá los siguientes resultados:

$$W_s = 19\ 150 \text{ lb/hr.}$$

$$w_2 = 28\ 460 \text{ lb/hr. y } w_3 = 43\ 410 \text{ lb/hr.}$$

Las transferencias de calor són:

$$q_1 = 18\ 114\ 000 \text{ BTU/hr.}$$

$$q_2 = 16\ 919\ 000 \text{ BTU/hr.}$$

$$q_3 = 14\ 975\ 000 \text{ BTU/hr.}$$

De donde las areas de transferencia són:



$$A_1 = \frac{18\ 114\ 000}{450 \times 35} = 1\ 150 \text{ pié}^2$$

$$A_2 = \frac{16\ 919\ 000}{350 \times 42} = 1\ 151 \text{ pié}^2$$

$$A_3 = \frac{14\ 875\ 000}{275 \times 47} = 1\ 151 \text{ pié}^2$$

El area promedio es:  $A = 1\ 151 \text{ pié}^2$ .

La economía para cada efecto es:

primer efecto:  $\frac{28\ 460 - 11\ 000}{19\ 150} = 0.912 \text{ lb. evap./lb. de vapor.}$

segundo efecto:  $\frac{43\ 410 - 28\ 460}{28\ 460 - 11\ 000} = 0.856 \text{ lb. evap./lb. de vapor.}$

tercer efecto:  $\frac{55\ 000 - 43\ 410}{43\ 410 - 28\ 460} = 0.775 \text{ lb. evap./lb. de vapor.}$

Y la economía global es:

Economía =  $\frac{55\ 000 - 11\ 000}{19\ 150} = 2.30 \text{ lb. evap./lb. de vapor.}$

5.- METODO DE COATES Y PRESSBURG.

Analisis y cálculo de evaporadores de multiple efecto.- Són posibles muchas operaciones de evaporadores de multiple efecto, pero el metodo de cálculo es básicamente el mismo.

Primero se hace un balance de materia en la unidad entera:

$$F - P = \Sigma E = E_1 + E_2 + E_3 + \dots + E_n \quad (37)$$

donde: F = flujo de alimentación. lb/hr.

E = evaporación. lb/hr.

P = flujo del producto. lb/hr.

La velocidad del producto es:

$$P = N_f \frac{F}{N_p} \quad (38)$$

donde:  $N_f$  = fracción en peso del soluto en la alimentación.

$N_p$  = fracción en peso del soluto en el producto.

La evaporación total en todos los efectos es:

$$\Sigma E = F \left[ \frac{N_p - N_f}{N_p} \right] \quad (39)$$

El balance de material para cualquier efecto se escribe para obtener la concentración del licor a partir del efecto:

$$N_1 = \frac{F N_f}{F - E_1} \quad (40)$$

$$N_2 = \frac{F N_f}{F - E_1 - E_2} \quad (41)$$

Una ecuación similar a la ecuación (41) puede escribirse para cualquier efecto cubsecuente.

Los balances de calor són escritos en términos de entalpias, siempre y cuando se puedan disponer de los correspondientes diagramas de entalpia-concentración, aunque en muchos casos, estos diagramas no son aprovechables.

Pero el balance de calor puede escribirse sin el recurso de dichos diagramas cuando se tiene un buén método de cálculo para

calores latentes de agua.

Las ecuaciones de balance de calor són:

$$S \lambda_s = F C_{p_f} (t_{L1} - t_f) + E_1 \lambda_{L1} \quad (42)$$

$$E_1 \left[ C_{p_{V1}} (t_{L1} - t_{V1}) + \lambda_{V1} \right] = E_2 \lambda_{L2} - (F - E_1) C_{p_{L1}} (t_{L1} - t_{L2}) \quad (43)$$

$$E_2 \left[ C_{p_{V2}} (t_{L1} - t_{V2}) + \lambda_{V2} \right] = E_3 \lambda_{L3} - (F - E_1 - E_2) C_{p_{L2}} (t_{L2} - t_{L3}) \quad (44)$$

para los efectos uno, dos y tres respectivamente.

También las ecuaciones para la transferencia de calor són:

$$q_1 = U_1 A_1 \Delta t_1 = U_1 A_1 (t_s - t_{L1}) S \lambda_s \quad (45)$$

$$q_2 = U_2 A_2 \Delta t_2 = U_2 A_2 (t_{V1} - t_{L2}) = E_1 C_{p_{V1}} (t_{L1} - t_{V1}) + \lambda_{V1} \quad (46)$$

$$q_3 = U_3 A_3 \Delta t_3 = U_3 A_3 (t_{V2} - t_{L3}) = E_2 C_{p_{V2}} (t_{L2} - t_{V2}) + \lambda_{V2} \quad (47)$$

Los pasos, en el método de diseño, para resolver estas ecuaciones són:

1.- Se hace una estimación inicial de la temperatura. Hecho esto se supone que la velocidad de transferencia de calor es igual en todos los efecto.

$$U_1 A_1 \Delta t_1 = U_2 A_2 \Delta t_2 = U_3 A_3 \Delta t_3 \quad (48)$$

$$\Sigma \Delta t = \Sigma \Delta t' - \Sigma (APE) = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 \quad (49)$$

$$\frac{\Sigma \Delta t}{\Delta t_1} = 1 + \frac{U_1 A_1}{U_2 A_2} + \frac{U_1 A_1}{U_3 A_3} \quad (50)$$

Notar que las relaciones de las areas necesarias pueden ser conocidas, no así las areas reales. La relación de las areas se puede definir como:  $R_{A2} = A_2/A_1$  y  $R_{A3} = A_3/A_1$ .

En la mayoría de los casos, estas relaciones són igual a la unidad, sin embargo esto no es necesariamente estricto.

$$\frac{\Sigma \Delta t}{\Delta t_1} = 1 + \frac{U_1}{U_2 R_{A2}} + \frac{U_1}{U_3 R_{A3}} \quad (51)$$

Usando la ecuación (51) se puede estimar  $\Delta t_1$ . Las temperaturas en los otros efectos se evalúan de forma similar:

$$t_{V1} = t_{L1} - (\text{APE})_1$$

$$\Delta t_2 = \frac{U_1 \Delta t_1}{U_2 R_{A2}} = (t_{V1} - t_{L2}) \quad (52)$$

$$t_{V2} = t_{L2} - (\text{APE})_2$$

$$\Delta t_3 = \frac{U_1 \Delta t_1}{U_3 R_{A3}} = (t_{V2} - t_{L3}) \quad (53)$$

Se debe recordar que estas son unas estimaciones aproximadas, en forma semejante sirven como suposición inicial para resolver las ecuaciones (42), (43) y (44). Habiendo hecho una estimación de las temperaturas y concentraciones en los efectos, entonces el calor latente de vaporización  $\lambda_L$  se debe evaluar. Las ecuaciones de balance de material y balance de calor se resuelven simultáneamente para  $E_1, E_2, E_3, \dots, E_n$ .

2.- Se resuelven las ecuaciones (45), (46) y (47) para las áreas. Entonces se requiere que la relación de las áreas sea che cada. Es muy común que esta relación sea igual a la unidad.

3.- Si las relaciones de las áreas no checan, se debe hacer una nueva estimación de los valores de  $\Delta t$ . Esto se hace usando las áreas calculadas como guía.

4.- Usando los valores de  $E_1, E_2, E_3, \dots, E_n$ , del paso 1 hacer una nueva estimación de las concentraciones en los efectos. Con estas nuevas concentraciones y con los valores de  $\Delta t$ , del paso 3, se disponen nuevos valores de los aumentos del punto de ebullición y temperaturas en los diferentes efectos.

5.- Se resuelven las ecuaciones de balance de calor para los valores más correctos de  $E_1, E_2, E_3, \dots, E_n$ .

6.- Se resuelven las ecuaciones de transferencia de calor para las áreas. Si es necesario, repetir todo el proceso pero usando el segundo ensayo como guía y de este modo se obtendrán

resultados satisfactorios.

En suma, el método usual, requiere de la resolución de varias ecuaciones por aproximación sucesiva. Esto no presenta dificultad, pero consume tiempo y puede resultar tedioso. Tal es el caso del método de McCabe y Smith.

Uso de un método simplificado.

Mucho del tiempo requerido para hacer estos cálculos puede ser ahorrado al reconocer que un evaporador de múltiple efecto funciona debido al efecto del calor transferido de la fuente por los evaporadores en serie. Finalmente el calor es descargado al agua fría de un condensador, el cual recibe el calor del vapor del último efecto. De este modo se puede emplear el concepto de resistencias en serie.

$$\Sigma q = \frac{\Sigma \Delta t}{R_{tot}} \quad (54)$$

Un camino conveniente para la evaluación de los términos de la ecuación (54), fué desarrollado por COATES.

Las ecuaciones clave són:

$$\Sigma q = \lambda_{av} \Sigma E \quad (55)$$

$$\lambda_{av} = \frac{FC_{pf}(t_{L1} - t_f)}{\Sigma E} + \frac{\lambda_{L1}}{b} \quad (56)$$

En la ecuación (56)  $t_{L1}$  es la temperatura del licor en el efecto donde entra la alimentación y es indiferente si es en el primer efecto o no. El factor "b" es igual a  $(1 + 0.1 n)$  para el caso de alimentación en paralelo y se puede tomar como uno para los demás casos.

$$R_{tot} = \frac{1}{U_e \Sigma A} \quad (57)$$

donde  $U_e$  = coeficiente efectivo de transferencia de calor.

$$\lambda_{av} \Sigma E = U_e \Sigma A \Sigma \Delta t \quad (58)$$

$$\Sigma A = A_1 (1 + R_{A2} + R_{A3} + \dots) \quad (59)$$

El coeficiente de transferencia de calor efectivo se obtiene de la siguiente expresión:

$$\frac{U_i}{U_e} = \left( \frac{1 + R_{A2} + R_{A3} + \dots}{n} \right) \left( 1 + \frac{U_i}{U_2 R_{A2}} + \frac{U_i}{U_3 R_{A3}} \right) \quad (60)$$

donde la relación de las áreas es igual a la unidad y el término  $(1 + R_{A2} + R_{A3} + \dots)$  es igual a "n" por lo que la ecuación se convierte en :

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{U_1} + \frac{1}{U_2} + \frac{1}{U_3} + \dots \quad (61)$$

El consumo de vapor de calentamiento se estima con el calor transferido en el primer efecto.

$$q_1 = \Sigma E \left[ \lambda_{av} - \frac{\lambda_{L1}(n-1)}{n} \right] \quad (62)$$

La ecuación (62) da el calor transferido en el primer efecto y  $\lambda_{L1}$  se evalúa a las condiciones existentes en el efecto donde entra la alimentación. Habiendo obtenido  $q_1$ , el consumo de vapor se calcula fácilmente:

$$S = \frac{q_1}{\lambda_s} \quad (63)$$

La economía se obtiene entonces de:  $E/S$ .

A continuación se resolverá el mismo problema, el cual fue resuelto por el método de McCabe y Smith.

Los datos del problema són: Solución que se concentra de 10 a 50% de sólidos, la presión del vapor de calentamiento es de 15 psia. (249°F). La presión absoluta en el tercer efecto es de 4 - plg. de Hg. correspondiente a una temperatura de ebullición de -

125°F. La alimentación entra a razón de 55 000 lb/hr. a 70°F, el calor específico se puede tomar como uno en todos los casos. Los coeficientes de transferencia de calor són: 550, 350 y 200 para primero, segundo y tercer efecto respectivamente en el caso de alimentación en paralelo. Para el caso de alimentación en contracorriente estos són: 450, 350 y 275. Se trata de un triple efecto donde los tres evaporadores tienen la misma area de transferencia. Se pide calcular la superficie de calentamiento, el consumo de vapor y la economía global, para los casos de; a) alimentación en paralelo, y b) alimentación en contracorriente.

Análisis y solución del problema.

a) Alimentación en paralelo.

Se determina la evaporación total sustituyendo valores en la ecuación (39).

$$\Sigma E = 55\ 000 \left( \frac{0.5 - 0.1}{0.5} \right) = 44\ 000 \text{ lb/hr.}$$

Como el aumento del punto de ebullición es despreciable, no es necesario el cálculo de la concentración del licor.

Se requiere que las areas de calentamiento de los tres evaporadores sean iguales, por lo que tenemos que:

$$R_{A2} = R_{A3} = 1$$

Con la ecuación (50) debemos estimar  $\Delta t_1$  y se calcula  $t_{L1}$ .

$$\frac{\Sigma \Delta t}{\Delta t_1} = 1 + \frac{550}{350(1)} + \frac{550}{200(1)} = 5.32$$

y como no hay aumento del punto de ebullición:

$$\Sigma \Delta t = 249 - 125 = 124^\circ \text{F}$$

$$t_{L1} = 249 - \left( \frac{124}{5.32} \right) = 225.7^\circ \text{F}$$

$$\lambda_{L1} = 961.4 \text{ BTU/lb.}$$

Sustituyendo, apropiadamente, estas cantidades en la ecuación (56), obtenemos el calor latente medio.

$$\lambda_{av} = \frac{55000 \times 1(225.7-70)}{44000} + \frac{961.4}{1.3} = 1\ 127.5 \text{ BTU/lb.}$$

Después con la ecuación (60) se encuentra la relación de coeficientes:

$$\frac{U_1}{U_e} = \left( \frac{1+1+1}{3} \right) \left( 1 + \frac{550}{350} + \frac{550}{200} \right) = 5.32$$

Puesto que el coeficiente global para el primer efecto es 550, el coeficiente efectivo será:

$$U_e = \frac{550}{5.32} = 103.4 \text{ BTU/hr. pié}^2\text{°F}$$

Ahora podemos encontrar la superficie total de calentamiento requerida para el evaporador, por medio de la sustitución apropiada de las cantidades de la ecuación (58).

$$\lambda_{av} \Sigma E = U_e \Sigma A \Sigma \Delta t$$

$$\Sigma A = \frac{\lambda_{av} \Sigma E}{U_e \Sigma \Delta t} = \frac{1127.5 \times 44000}{103.4 \times 124}$$

$$\Sigma A = 3\ 869.25 \text{ pié}^2$$

Y como los tres efectos tienen la misma área de calentamiento, el área por efecto es:

$$A = \frac{3870}{3} = 1\ 290 \text{ pié}^2/\text{efecto.}$$

Si sustituimos valores en la ecuación (62):

$$q_1 = 44\ 000 \left[ 1\ 127.5 - \frac{2}{3}(961.4) \right]$$

$$q_1 = 21\ 408\ 934 \text{ BTU/hr.}$$

que es el calor transferido en el primer efecto. A 249°F, el ca-



lor latente  $\lambda_g$  del vapor de calentamiento es 946 BTU/lb. de aquí que el consumo de vapor es:

$$S = \frac{21\,408\,934}{946} = 22\,631 \text{ lb/hr.}$$

La economía global del triple efecto es:

$$\text{Economía} = \frac{44\,000}{22\,631} = 1.944 \text{ lb. evap./lb. de vapor.}$$

Se puede obtener una mejor estimación de  $\Delta t_1$  por medio de las ecuaciones (54) y (57).

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{U_e \Sigma A} = \frac{1}{103.4 \times 3870} = 0.000\,0024$$

Para el efecto 1:

$$q_1 = 21\,408\,934 \text{ BTU/hr.}$$

$$A_1 = 1\,290 \text{ pié}^2$$

$$U = 550 \text{ BTU/hr, pié}^2\text{°F.}$$

y como  $q_1 = U_1 A_1 \Delta t_1$ , de donde:

$$\Delta t_1 = \frac{q_1}{U_1 A_1} = \frac{21\,408\,934}{550 \times 1290} = 30.17^\circ\text{F}$$

por lo que  $t_{L1} = 249 - 30.17 = 218.83^\circ\text{F}$ .

McCabe y Smith usando el método usual obtuvo los siguientes valores:

$$A = 1\,202 \text{ pié}^2/\text{efecto.}$$

$$S = 22\,480 \text{ lb/hr.}$$

$$\text{Economía} = 1.96 \text{ lb. evap./lb. de vapor}$$

$$t_{L1} = 217^\circ\text{F.}$$

Este método simplificado da valores un poco altos para el área de transferencia cuando la alimentación es fría, pero todas las respuestas son buenas comparadas con las obtenidas por el -

método usual.

b) Alimentación a contracorriente.

En este caso, la alimentación entra en el último efecto y el producto concentrado sale por el primero.

En la ecuación (56)  $t_{L1} = 125^{\circ}\text{F}$  y  $\lambda_{L1} = 1\ 022\ \text{BTU/lb}$ , por lo tanto:

$$\lambda_{av} = \frac{55\ 000 \times 1 (125 - 70)}{44\ 000} + \frac{1\ 022}{1}$$

$$\lambda_{av} = 1\ 091\ \text{BTU/lb.}$$

Ahora los coeficientes de transferencia de calor fueron estimados como:

primer efecto	450
segundo efecto	350
tercer efecto	275

Calculando la relación  $U_i/U_e$  tenemos:

$$\frac{U_i}{U_e} = 1 + \frac{450}{350} + \frac{450}{275} = 3.922$$

de donde obtenemos que:

$$U_e = \frac{450}{3.922} = 114.73\ \text{BTU/hr. pié}^2 \cdot \text{F.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (58):

$$\Sigma A = \frac{\lambda_{av} \Sigma E}{U_e \Sigma \Delta t} = \frac{1\ 022 \times 44\ 000}{114.73 \times 124}$$

$$\Sigma A = 3\ 160.85\ \text{pié}^2$$

Esto nos da un total de 1 053 pié<sup>2</sup>/efecto.

El calor transferido en el primer efecto es obtenido por medio de la ecuación (62), sustituyendo  $\lambda_{L1}$  y  $t_{L1}$  para el último efecto.

$$q_1 = 44\ 000 \left[ 1\ 090 - \frac{2}{3}(1\ 022) \right]$$

$$q_1 = 18\ 014\ 334\ \text{BTU/hr.}$$

El consumo de vapor de calentamiento es:

$$S = \frac{18\ 014\ 334}{946} = 19\ 043\ \text{lb/hr.}$$

por lo que la economía será:

$$\text{Economía} = \frac{44\ 000}{19\ 043} = 2.31\ \text{lb. evap./lb. de vapor.}$$

Para una mejor estimación de  $t_{L1}$ :

$$t_{L1} = 249 - \frac{18\ 014\ 334}{450 \times 1053.2} = 211^\circ\text{F}$$

Por el método de McCabe y Smith se obtuvieron los siguientes resultados:

$$A = 1\ 151\ \text{pié}^2/\text{efecto.}$$

$$S = 19\ 150\ \text{lb/hr.}$$

$$\text{Economía} = 2.30$$

$$t_{L1} = 214^\circ\text{F}$$

Por lo que podemos comprobar que los resultados checan nuevamente con los obtenidos con el método usual.

Este método simplificado, no intenta mostrar el funcionamiento comparativo de alimentación en paralelo y alimentación en contracorriente, sino que solo muestra el método de cálculo.

Se han trabajado muchos problemas con este método y se han obtenido resultados, que al checarlos, resultan satisfactorios.

Para alimentación moderadamente caliente (caso más común) - los resultados difieren de los obtenidos por el método usual en un 2%. El máximo error encontrado en todos los casos estudiados ha sido de 7%.

Nomenclatura usada en este método.

A = área de transferencia.  $\text{pié}^2$

(APE) = aumento del punto de ebullición.  $^\circ\text{F}$ .

Cp = calor específico. BTU/lb. $^\circ\text{F}$ .

E = velocidad de evaporación. lb/hr.

F = velocidad de alimentación. lb/hr.

$n$  = número de efectos.

$N_f$  = fracción en peso del soluto en la alimentación.

$N_p$  = fracción en peso del soluto en el producto.

$P$  = velocidad del producto. lb/hr.

$q$  = transferencia de calor. BTU/hr.

$R$  = resistencia total, definida por la ecuación (57)

$S$  = consumo de vapor de calentamiento. lb/hr.

$t$  = temperatura. °F.

$U$  = coeficiente global de transferencia de calor. BTU/hr.  
pie<sup>2</sup>°F.

$\Delta t$  = diferencia de temperatura. °F.

$\lambda$  = calor latente. BTU/lb.

$\Sigma$  = suma de.

Subíndices:

1, 2, 3 = efecto número.

f = de la alimentación.

L = del licor.

s = del vapor de calentamiento.

V = del vapor producido.

### 6.- FORMAS DE ALIMENTACION EN LOS REHERVIDORES DE TERMOSIFON.

Algunas de las variables que se usarán són las siguientes:

G = es el total de los fondos o sea el líquido que baja del primer plato de la torre de destilación.

B = són los fondos netos.

F = es la alimentación al rehervidor.

L = es el líquido que no se vaporiza y que sale también del rehervidor, en compañía del vapor.

V = es el vapor que proviene del rehervidor.

En general, existen tres formas principales de alimentación a los rehervidores de termosifón, estas són:

- a) Recirculación de los fondos netos.
  - b) Circulación de los fondos totales.
  - c) Recirculación de fondos mixtos.
- a) Recirculación de los fondos netos.

Hay dos arreglos posibles para este tipo de alimentación, - los cuales se muestran en las figuras 9 y 10.

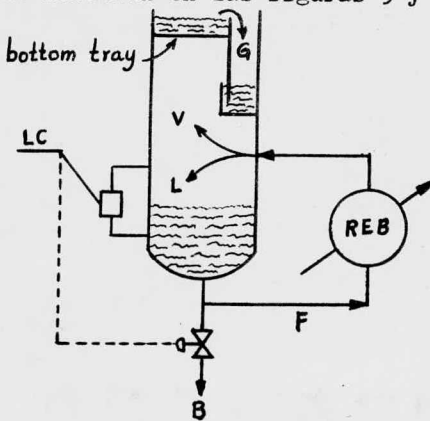


Figura 9.- Arreglo sin mamperas.

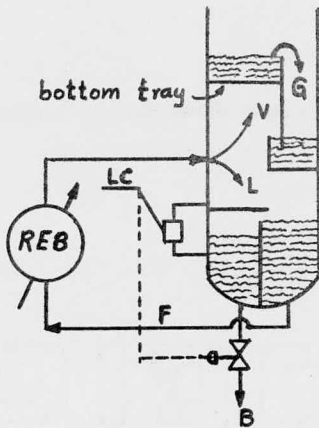


Figura 10.- Arreglo con mamparas.

Las ventajas de este tipo de alimentación són; principalmente, la simplicidad ya que no requiere de plato colector.

Estos arreglos són los más simples, en los sistemas de alimentación de rehervidores de termosifón y són particularmente ventajosos para torres pequeñas. Este tipo de alimentación no requiere de plato colector cuando se unen con torres empacadas o de platos con escurrideras.

También tiene ciertas desventajas, entre las que se pueden mencionar: el tipo que se usa con mampara le resta simplicidad, es malo cuando hay ensuciamiento térmico, se sacrifica un plato teórico, el tipo sin mampara puede variar la cabeza estática y es el que tiene la más baja diferencia de temperatura.

Se sacrifica un plato teórico puesto que el vapor que sale del rehervidor no está en equilibrio con el líquido de los fondos, sino que está en equilibrio con el líquido que sale del rehervidor, el cual está más pesado que los fondos netos.

Los rehervidores de termosifón requieren de un cierto nivel de líquido en la torre para mantener la recirculación a través del equipo. El gasto de alimentación depende de la diferencia de

la cabeza estática del líquido en la torre y la cabeza estática efectiva del fluido líquido-vapor en el rehervidor.

La alimentación es aquella para la cual la diferencia entre las cabezas estáticas es igual a la suma de las caídas de presión en el sistema, por lo que las fluctuaciones en el nivel del líquido de la torre causa serias variaciones en la alimentación del rehervidor. Disminuyendo el nivel del líquido, reducirá fuertemente el gasto de alimentación, mientras que el aumento del nivel de la torre provoca que se inunde el rehervidor.

Es conveniente asegurar una cabeza estática constante en el líquido de la torre, lo cual se puede lograr poniendo una mampara, como se ve en la figura 10.

b) Circulación de los fondos totales.

Se le conoce también como alimentación de un solo paso. La alimentación es sustraída del primer plate como lo muestra la figura 11, siendo la figura 12 una derivación de la primera.

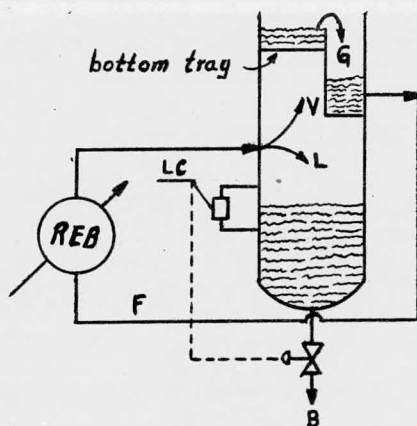


Figura 11.- Arreglo con escurridera positiva.

Entre las ventajas de este tipo de alimentación, pueden mencionarse: es recomendable cuando hay ensuciamiento de tipo polimero, tiene grandes diferencias de temperatura y los arreglos -

internos són simples.

Entre las desventajas podemos mencionar las siguientes: este tipo de alimentación está limitada a operaciones de un solo pase, también está limitado a relaciones  $V/L = 3/7$  y si es necesario el plato colector si no hay escurrideras. En el caso donde las especificaciones del producto de los fondos netes sean muy estrictos, es conveniente seleccionar un escurridero positivo (figura 11) para forzar a los fondos totales a pasar através del rehervidor.

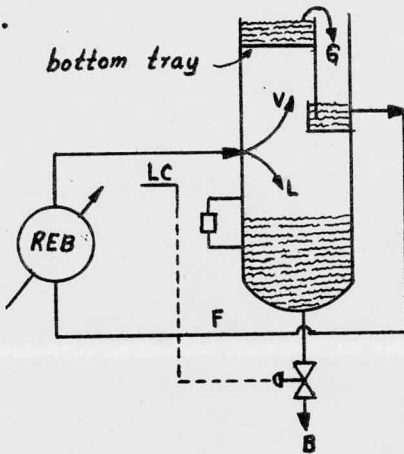


Figura 12.- Arreglo con sello de líquido.

En el tipo que presenta un sello de líquido, como se ve en la figura 12, se diseña para permitir una operación con una condición grande de ensuciamiento y donde las variaciones de la torre e las dificultades de arranque pueden causar un sobrefluje, que en este caso diluirían los fondos netes, con fondos menos pesados.

c) Alimentación de los fondos mixtos.

Estas formas de alimentación se ilustran en las figuras 13 y 14, són sistemas recirculantes y se usan como alimentación una mezcla de fondos totales y fondos netes.



Este tipo de alimentación es razonablemente satisfactorie - en los servicios donde se presenta un grán ensuciamiento y ne - está limitado a relaciones de vaporización bajas cuando se utili za un rehervidor de termosifón, de tal forma que es el tipo más usado de los que se han mencionado.

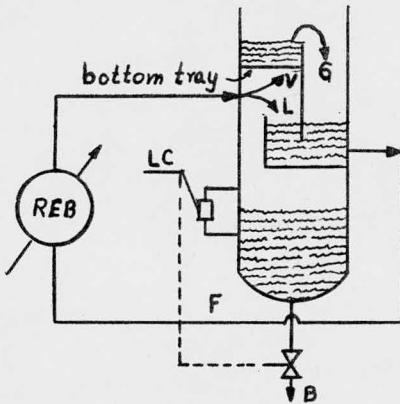


Figura 13.- Arreglo con mampara horizontal.

En muchos casos el porciento de vaporización de la alimen- tación de los fondos mixtos es menor que la de un solo paso, de tal manera que el flujo de líquido mayor, causa una grán turbu- lencia la cual aumenta la acción de lavado sobre los tubes y con secuentemente reduce la capa de ensuciamiento.

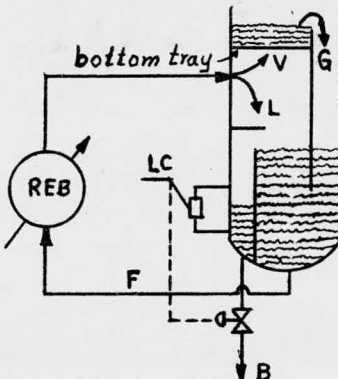


Figura 14.- Arreglo con mampara vertical.

La mayor complejidad de este sistema, es el arreglo que se hace con las mamparas, como se ve en las figuras.

Entre las ventajas podemos mencionar que; es muy recomendable en los servicios donde hay gran ensuciamiento y además es el sistema más flexible.

Las desventajas podrían ser: el sistema es complejo, de mampara en la columna, necesita plato colector cuando no hay escurridera y tiene una diferencia de temperatura ligeramente inferior que el tipo de los fondos netos.

#### Flujo de recirculación.

Termosifón significa un movimiento debido a la diferencia de densidades en la pierna fría y en la pierna caliente de un sistema circulante. El arreglo del flujo entre el fraccionador y el rehervidor, se muestra en la figura 15.

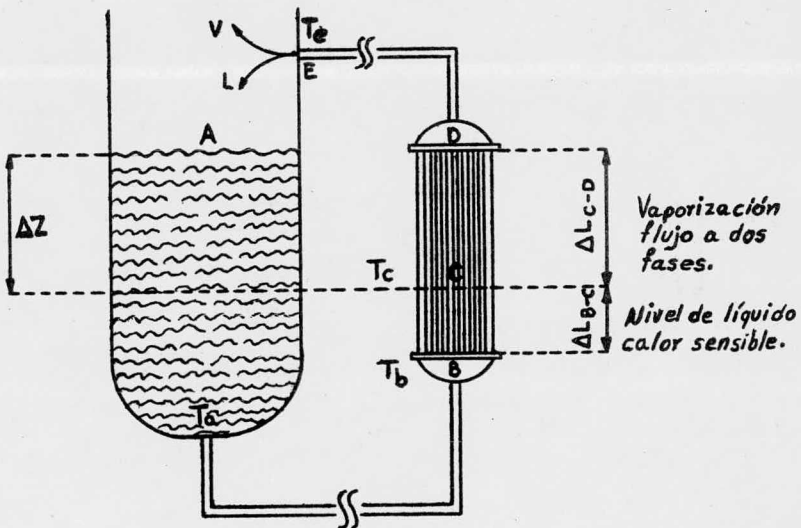


Figura 15.- Arreglo del sistema de flujo.

El líquido fluye de la reserva de la torre a través de la

tubería de alimentación, hasta la base del rehervidor, donde se distribuye uniformemente en todos los tubos. La tubería incluye válvulas y otras restricciones de flujo.

En la parte baja de los tubos, el líquido se encuentra por debajo de su temperatura de ebullición, debido a los efectos de presión hidrostática y el calor perdido en las líneas de flujo. Al alcanzar la temperatura de ebullición, comienza a vaporizarse y se establece un régimen de flujo a dos fases, el cual hace más complejo el balance de presiones entre las piernas fría y caliente.

Són varios los tipos de flujo a dos fases, aunque en los rehervidores, en la mayoría de ellos, predomina el flujo "slug". La transformación de burbujas de vapor en slugs o "pistones", de gas es rápida una vez que empieza la ebullición. Los slugs de gas se aceleran más rápido que los de líquido y crean un resbalamiento entre las fases. Los efectos de gravedad causan que algo de líquido caiga, dando como resultado un flujo fluctuante y con efectos de caída de presión.

Medios de calentamiento para los rehervidores de termosifón.

El medio de calentamiento más usado en los procesos químicos, es el vapor de agua, aunque esto no es totalmente estricto, ya que pueden usarse:

Agua caliente.

Condensados a altas temperaturas.

Medios de transferencia de calor patentados.

Gases de combustión.

Todos los tipos de rehervidores tienen una serie de ventajas y desventajas, las cuales se deben tomar en cuenta para la selección de un rehervidor para un caso específico. Los aspectos que se deben tomar en cuenta són:

- 1.- Mínima area posible de transferencia de calor.
- 2.- Limitaciones de espacio y los requerimientos de tubería para las interconexiones del equipo.
- 3.- Que tenga facilidad de mantenimiento.
- 4.- Tiempo de residencia admisible del fluido.
- 5.- Estabilidad de la operación.
- 6.- Enriquecimiento de los vapores para el caso de vaporización de una mezcla de multicomponentes.

Sin embargo, la selección depende, en una gran parte del criterio y experiencia del diseñador; ya que puede suceder que un servicio dado de vaporización, pueda ser cubierto por varios tipos de rehervidores.

#### Rehervidores de Termosifón Verticales.

Este tipo de rehervidores són los más baratos, fáciles de limpiar, de soportar y además són los más compactos. Los termosifones se miran con escepticismo basado en experiencias desafortunadas, debidas a malas aplicaciones y diseños no apropiados.

Los termosifones són generalmente colgados de la torre, por lo que se minimizan los cimientos, estructuras y requerimientos de area. La mayoría de las veces se usan tubos de 8 piés de longitud, aunque también los hay de 16 piés. Los termosifones verticales utilizan una descarga de fluido muy corta, la cual se conecta directamente al carrete superior de la torre, esto disminuye la caída de presión y el costo de la tubería.

Se debe evitar el empleo de rehervidores de termosifón donde se trabaje con fluidos viscosos, altos porcentajes de vaporización, bajos flujos de proceso y cuando fluctua el nivel de líquido dentro de la torre.

7.- METODO DE JAMES R. FAIR.

Este es un método para diseñar rehervidores de termosifón - verticales, está basado en correlaciones semiempíricas obtenidas de datos experimentales.

Superficie de transferencia de calor preliminar.

Después que se ha seleccionado el tipo de rehervidor, así - como también el medio de calentamiento, es necesaria una estimación preliminar del coeficiente global de transferencia de calor, en la siguiente forma:

$$\frac{1}{U} = r = r_p + r_{fp} + r_w + r_{fh} + r_h \quad (64)$$

donde:  $r_p$  = resistencia del líquido de proceso.

$r_{fp}$  = resistencia del ensuciamiento del lado de los tubos.

$r_w$  = resistencia de la pared del tubo.

$r_{fh}$  = resistencia del ensuciamiento del lado de la coraza.

$r_h$  = resistencia del medio de calentamiento.

Esta ecuación puede ser rearmada y acortada, para el diseño preliminar si hacemos lo siguiente:

$$r'_p = r_p + r_{fp}$$

$$r'_h = r_w + r_{fh} + r_h$$

por lo que finalmente nos queda:

$$U = \frac{1}{r'_p + r'_h} \quad (65)$$

Los datos de estas resistencias, basados en datos de operación, están dados en la tabla "A". Con estos valores de resistencia se calcula la superficie de transferencia de calor preliminar, por medio de la ecuación conocida de transferencia de calor.

$$A = \frac{Q}{U \Delta t} \quad (66)$$

donde A es el area de transferencia y U es el coeficiente global de transferencia de calor, refiriendose el area a la superficie interna de los tubos.

Caida de presión en la pierna de entrada.

Tomando como referencia la figura 15, podemos establecer el balance de energía entre los puntos A y B, el cual nos queda de la siguiente manera:

$$dP_e + \int_L \frac{g}{g_c} dz + \int_L \frac{V_L}{g_c} dV_L + \int_L \frac{g}{g_c} dW_s + dF = 0 \quad (67)$$

donde: P = presión. lb/pié<sup>2</sup>.

z = altura. piés.

V<sub>L</sub> = velocidad del líquido. piés/seg.

W<sub>s</sub> = trabajo hecho por el sistema. piés de líquido.

F = pérdidas por fricción. pié. lb. fuerza/lb. masa.

los demás términos están en libra-pié-segundo. Los cambios de velocidad del líquido són considerados en el término de efectos de pérdidas por fricción, entonces dV<sub>L</sub> = 0. Las pérdidas por fricción se evalúan con la ecuación de Fanning.

$$dF = \frac{4f V_L^2 \rho}{2g_c D_{ie}} \quad (68)$$

donde: f = factor de fricción de Fanning.

D<sub>ie</sub> = diámetro interno de entrada.

Integrando la ecuación (67) y sustituyendo la ecuación (68) en la (67) ya integrada, nos queda:

$$\Delta P_e = P_B - P_A = \int_L \frac{g}{g_c} \Delta z - \int_L \frac{g}{g_c} \Delta W_s - \frac{4f V_L^2 \rho}{2g_c D_{ie}} \quad (69)$$

Esta ecuación es la básica en el diseño de la pierna de entrada, en la cual  $\Delta W_s$  es diferente de cero unicamente en rehervi

dores de circulación forzada.

Caida de presión en la pierna de salida.

Se sigue tomando como referencia la figura 15, el balance es entre los puntos B y A, donde se aplica nuevamente la ecuación (67), pero en este caso  $dV_L$  es diferente de cero y  $dW_S = 0$ , y entonces las propiedades físicas se refieren a la mezcla vapor-líquido.

La ecuación queda de la siguiente forma:

$$P_S = P_A - P_B = \underbrace{\frac{g}{g_c} \int_{df}^{\rho} dz}_{\text{Cabeza estática perdida}} - \underbrace{\frac{1}{g_c} \int_{df}^{\rho} v_{df} dv_{df}}_{\text{Aceleración perdida}} - \underbrace{\int_{df} dF}_{\text{Pérdidas por fricción}} \quad (70)$$

Puesto que las propiedades de las dos fases varían a lo largo del rehervidor, la ecuación (70) no se puede integrar tan fácilmente como en el caso de la ecuación (67). Los términos de la ecuación (70) se consideran por separado, en la forma siguiente:

Cabeza estática perdida.- Con referencia a la figura 15, el efecto de la cabeza estática entre las elevaciones C y D gobiernan la circulación. En la pierna de salida, la densidad varía con la vaporización, por lo que nos queda:

$$-\Delta F_{est} = \frac{g}{g_c} \int_{df}^{\rho} dz \quad (71)$$

y tampoco puede ser integrada directamente. La densidad en las dos fases está dada por:

$$\int_{df}^{\rho} = \int_V R_V + \int_L R_L \quad (72)$$

donde  $R_L = (1 - R_V)$ , es la fracción volumétrica del líquido en cualquier punto a lo largo del tubo del rehervidor. Este valor de  $R_L$  se evalúa en la figura 16.

Por los efectos de resbalamiento entre las fases,  $R_L$  no es

una función únicamente de la fracción en peso de vapor. Para correlacionar  $R_L$  así como otras propiedades, es conveniente introducir el parámetro  $X_{tt}$ , el cual está definido como:

$$X_{tt} = \left( \frac{W_L}{W_V} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \quad (73)$$

donde el subíndice "tt" se refiere al flujo turbulento-turbulento. Este parámetro representa el cosiente de las energías cinéticas del líquido y el vapor.

Es necesario definir también el parámetro " $\psi$ ", el cual es el siguiente:

$$\psi = \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} = \frac{X_{tt}}{\left( \frac{W_L}{W_V} \right)^{0.9}} \quad (74)$$

Para casos donde hay un cambio significativo de presión a través del tubo del rehervidor, " $\psi$ " no es una constante, sin embargo se puede asumir un valor promedio constante.

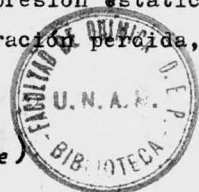
Aceleración perdida.- Conforme la vaporización se va llevando a cabo, hay un cambio de la energía de la presión estática a momentum de la mezcla. El término de la aceleración perdida, de la ecuación (70) es:

$$-\Delta P_{ace} = \frac{1}{g_c} \int \rho_{df} v_{df} dv_{df} = \frac{G_T}{g_c} (V_{df,s} - V_{L,e}) \quad (75)$$

Como es en el caso más usual, el líquido y el vapor no fluyen, por los tubos del rehervidor con la misma velocidad, debido a esto, es necesario separar los factores de cada fase en la ecuación (75).

$$-\Delta P_{ace} = \frac{1}{g_c} \left[ \frac{G_L^2}{R_L \rho_L} + \frac{G_V^2}{R_V \rho_V} + \frac{G_T^2}{\rho_L} \right] \quad (76)$$

$$-\Delta P_{ace} = \frac{G_T^2}{g_c \rho_L} \left[ \frac{(1-X)^2}{R_L} + \frac{\rho_L}{\rho_V} \frac{X^2}{R_V} - 1 \right] \quad (77)$$





Si el término que está dentro del parentesis rectangular de la ecuación (77) es designado por " $\gamma$ ", nos queda:

$$-\Delta P_{ace} = \frac{G_T^2 \gamma}{g_c \rho_L} \quad (78)$$

donde " $\gamma$ " se evalúa con los valores de salida del rehervidor o sean:  $x$ ,  $R_L$ ,  $R_V$ .

Pérdidas por fricción.- El término de pérdidas por fricción puede ser extendido, para incluir la trayectoria entera BCDA de la mencionada figura 15.

$$-\Delta P_F = -\Delta P_{F,B-C} - \Delta P_{F,C-D} - \Delta P_{F,D-A} \quad (79)$$

Considerando la longitud C-D, el término de pérdidas por fricción es:

$$-\Delta P_{F,C-D} = \int \frac{4 f_{df} G_{df} V_{df} dL}{2g_c D_{i,t}} \quad (80)$$

$$-\Delta P_{F,C-D} = \frac{G_{df}}{2g_c D_{i,t}} \int 4 f_{df} V_{df} dL \quad (81)$$

donde  $f_{df}$  es el factor de fricción para las dos fases y es una función compleja del tipo de flujo y cantidades relativas de cada fase. Si el fluido fuera todo líquido, el término de pérdidas por fricción estaría dado por la ecuación:

$$-\Delta P_{F,L} = \frac{G_L V_L}{2g_c D_{i,t}} \int 4f dL \quad (82)$$

Si la ecuación (81) se divide entre la (82), se obtiene lo que se conoce como el parámetro de Lockhart y Martinelli:

$$\frac{\Delta P_{F,C-D}}{\Delta P_{F,L}} = \frac{\int 4f_{df} V_{df} dL}{\int 4f V_L dL} \quad (83)$$

el cual está referido al flujo de tipo turbulento-turbulento y - este se puede evaluar con la figura 17.

TABLA "A". RESISTENCIAS PARA EL DISEÑO PRELIMINAR.

<u>Por el lado del medio de calentamiento <math>r'_p</math></u>	<u>Limpie</u>	<u>Servicio</u>
Vapor de agua que se condensa.	0.0005	0.0010
Enfriamiento de agua caliente.	0.0025	0.0045
Enfriamiento de aceite caliente.	0.0080	0.0100
Gases de combustión.	*	*
<u>Por el lado del medio por vaporizar <math>r'_h</math></u>		
Hidrocarburos de $C_2$ a $C_4$ .	0.0030	0.0040
Gasolinas y naftas.	0.0050	0.0060
Aromáticos.	0.0030	0.0040
Alcoholes de $C_2$ a $C_7$ .	0.0030	0.0040
Hidrocarburos clorados.	0.0040	0.0070
Agua (presión atmosférica).	0.0015	0.0025

\* Para este tipo de rehervidores se debe estimar el area en base al flux de calor.

Zona de radiación  $q/A = 10\ 000$  BTU/hr.  $\text{pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ .

Zona de convección  $q/A = 3\ 500$  BTU/hr.  $\text{pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ .

Los términos de la ecuación (79), referentes a las longitudes B-C y D-A, de la figura 15, se manejan convencionalmente. La expresión resultante para el término de pérdidas por fricción - para la pierna de salida es la siguiente:

$$\Delta P_F = \left( \frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_L (\Delta L_{B-C}) + \int_C^D \left( \frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_L \phi^2 dL + \left( \frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{L,S} \phi_s^2 L_{E_S} \quad (84)$$

donde:

$$\left( \frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_L = \frac{4f V_L^2 R}{29c D_{i,t}} , \text{ en los tubos.} \quad (85)$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \frac{4f V_L^2 \rho_L}{2g_c D_{i,s}} \quad , \text{ en la salida.} \quad (86)$$

Balace de presión.- Para condiciones del estado estacionario, la circulación está gobernada por la siguiente igualdad:

$$\Delta P_e = P_B - P_A = - \Delta P_s \quad (87)$$

Sustituyendo los valores de las ecuaciones (69), (70), (71) (78) y (84), se obtiene la ecuación primaria de diseño.

$$\begin{aligned} -\int_L \frac{g}{g_c} (z_C - z_D) - \int_L \frac{g}{g_c} \Delta W_s - \frac{4f_{L,e} V_{L,e}^2 \rho_L L E_e}{2g_c D_{i,e}} = \frac{g}{g_c} \int \rho_f dz \\ + \frac{G_T^2 \gamma}{g_c \rho_L} + \frac{\rho_L}{2g_c D_{i,t}} \left[ (4f_L V_L^2 \Delta L_{E-C}) + \int 4f_L V_L^2 \phi^2 dL \right] + \frac{4f_{L,s} V_{L,s}^2 \rho_L \phi_s^2 L E_s}{2g_c D_{i,s}} \end{aligned} \quad (88)$$

Esta ecuación es completamente rigurosa y es conveniente, - para la integración paso a paso, através de los tubos del rehervidor desde el punto B a D.

Una solución aproximada para la ecuación (88), se puede obtener tomando valores médios efectivos de  $\phi^2$ ,  $\rho_f$  y  $V_L$ , en toda la longitud C-D, integrando la ecuación (88) y multiplicandola - por  $g_c$ , se obtiene:

$$\begin{aligned} -\int_L g \Delta z_{C-D} - \int_L g \Delta W_s - \frac{4f_{L,e} V_{L,e}^2 \rho_L L E_e}{2D_{i,e}} = \bar{\rho}_f g \Delta z_{C-D} + \frac{G_T^2 \gamma}{\rho_L} + \\ + \frac{4f_L V_L^2 \Delta L_{B-C} \rho_L}{2D_{i,t}} + \frac{4f_L V_L^2 \bar{\phi}^2 \rho_L \Delta L_{C-D}}{2D_{i,t}} + \frac{4f_{L,s} V_{L,s}^2 \rho_L \phi_s^2 L E_s}{2D_{i,s}} \end{aligned} \quad (89)$$

donde:  $V_{L,e}^2 = (QV/a_e)^2$  (QV= gasto volumétrico pié<sup>3</sup>/seg) (90)

$V_{L,t}^2 = (QV/a_{T,t})^2$  (91)

$$V_{L,2}^2 = QV (1 - x) / a_{T,t}^2 \quad (92)$$

$$V_{L,s}^2 = QV (1 - x_s) / a_s \quad (93)$$

$$G_T^2 = W_T^2 / a_s^2 \quad (94)$$

Sustituyendo las ecuaciones (90), (91), (92), (93) y (94) en la ecuación (89) y multiplicando por  $\int_L$ , sustituyendo también el término  $QV^2 \rho_L^2 = W_T^2$ :

$$\int_L g \left( \rho_L - \bar{\rho}_{df} \right) dz - \rho_L^2 g \Delta W_s = \frac{2f_{L,e} W_T^2 L E_e}{a_e^2 D_{i,e}} + \frac{2f_L W_T^2 \Delta L_{B-c}}{a_{T,t}^2 D_{i,t}} + \frac{2f_L W_T^2 (1-\bar{x})^2 \phi^2 \Delta L_{C-D}}{a_{T,t}^2 D_{i,t}} + \frac{2f_{L,s} W_T^2 (1-x_s) \phi_s^2 L E_s}{a_s^2 D_{i,s}} + \frac{W_T^2 \gamma}{a_s^2} \quad (95)$$

Si la ecuación (95) se multiplica por el área de la tubería al cuadrado y se saca  $W_T^2$  como factor común:

$$\int_L g a_e^2 \left( \rho_L - \bar{\rho}_{df} \right) \Delta z - \int_L \Delta W_s = W_T^2 \left\{ \frac{2f_{L,e} L E_e}{D_{i,e}} + 2f_L \left( \frac{a_e}{a_{T,t}} \right)^2 \left[ \frac{\Delta L_{B-c}}{D_{i,t}} + \bar{\phi}^2 (1-x)^2 \frac{\Delta L_{C-D}}{D_{i,t}} \right] + 2f_{L,s} (1-x_s)^2 \left( \frac{a_e}{a_s} \right)^2 \frac{L E_s}{D_{i,s}} \phi_s^2 + \gamma \left( \frac{a_e}{a_s} \right)^2 \right\} \quad (96)$$

Despejando  $W_T^2$  de la ecuación (96), se obtiene:

$$W_T^2 = \int_L g a_e^2 \left[ \left( \rho_L - \bar{\rho}_{df} \right) \Delta z - \int_L \Delta W_s \right] / \left\{ \frac{2f_{L,e} L E_e}{D_{i,e}} + 2f_L \left( \frac{a_e}{a_{T,t}} \right)^2 \left[ \frac{\Delta L_{B-c}}{D_{i,t}} + \bar{\phi}^2 (1-\bar{x})^2 \frac{\Delta L_{C-D}}{D_{i,t}} \right] + 2f_{L,s} (1-x_s)^2 \left( \frac{a_e}{a_s} \right)^2 \frac{L E_s}{D_{i,s}} + \gamma \left( \frac{a_e}{a_s} \right)^2 \right\} \quad (97)$$

donde:  $\bar{\rho}_{df}$  = densidad promedio efectiva de las dos fases.

$\phi^2$  = parámetro de caída de presión media efectiva (dos fases/fase líquida) a la vaporización media efectiva.

$a_e/a_{T,t}$  = cosiente de áreas transversales de flujo. (tubería de entrada/total de los tubos).

$a_e/a_s$  = cosiente de áreas de flujo transversales. (tubería de entrada/tubería de salida).

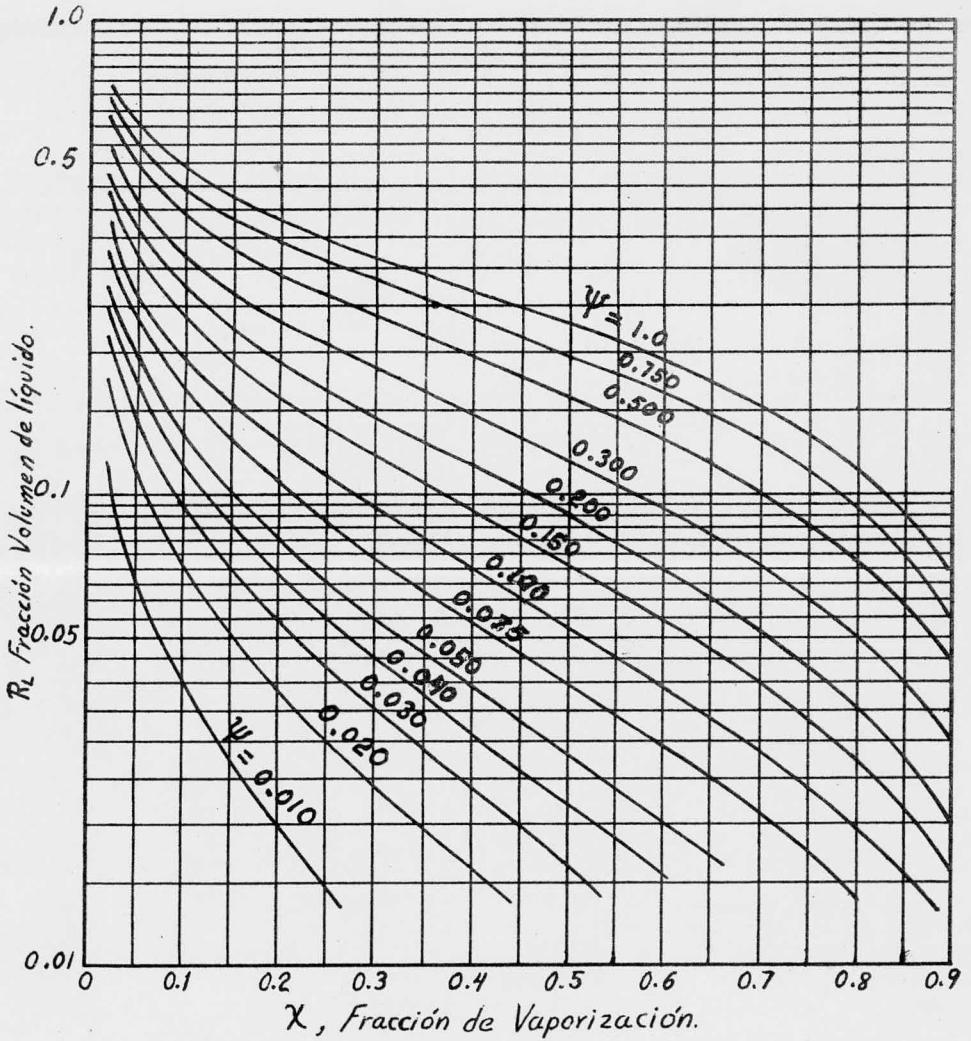
Esta ecuación es suficiente, en la mayoría de los casos, para propósitos de diseño, excepto para cuando hay cambio significativo en la densidad del vapor en los tubos.

Las ecuaciones (88) y (97) són las ecuaciones de diseño para establecer el flujo de recirculación. La ecuación (97) es conveniente para integraciones paso por paso, con valores de  $x$ ,  $R_L$ ,  $\rho_{df}$  y  $\phi^2$ , variando a lo largo del tubo.

Esta ecuación también puede ser utilizada para el método corto, dependiendo de la propia selección de los valores medios efectivos. Si no se tienen a la mano datos específicos, se recomienda el uso de los datos de la tabla "B".

TABLA "B". VALORES PARA EL METODO CORTO DE RECIRCULACION.

Valor	Definición	Cálculo
$R_L$	$R_L$ , basado en la tercera parte de la vaporización de salida.	Figura 16
$\bar{x}$	dos terceras partes de la vaporización de salida.	$\bar{x} = \frac{2x}{3}$
$\rho_{df}$	densidad de las dos fases basada en $R_L$ .	Ecuación 72
$\phi^2$	parámetro de caída de presión, basado en 2/3 de la vaporización de salida.	Figura 17 para $\bar{x} = \frac{2x}{3}$
$\Delta L_{C-D}$	longitud del tubo en la cual ocurre la vaporización.	
$\Delta z$	distancia vertical en la cual ocurre el flujo a dos fases.	



Carta de diseño para  $R_L$  usando el parámetro  $\Psi$  ecuación 74

Figura 16.-

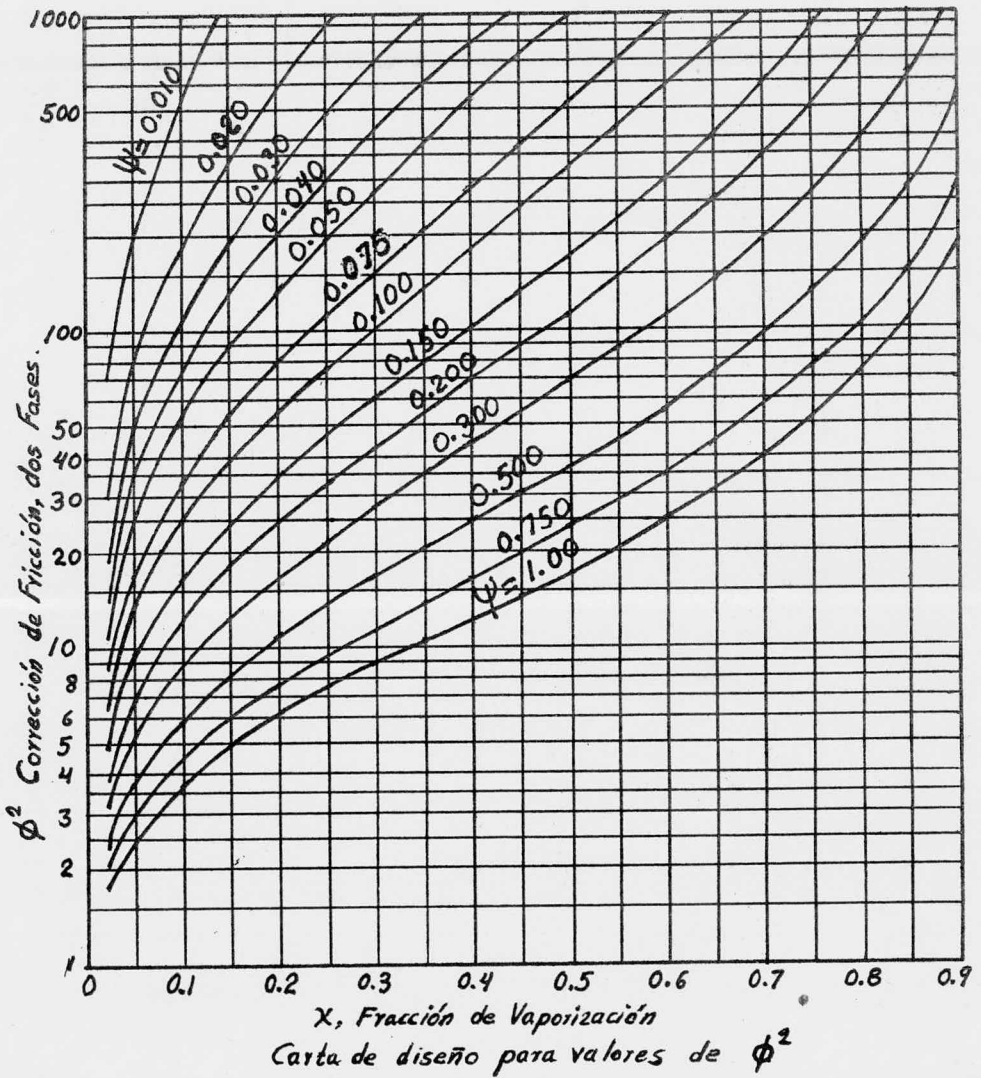
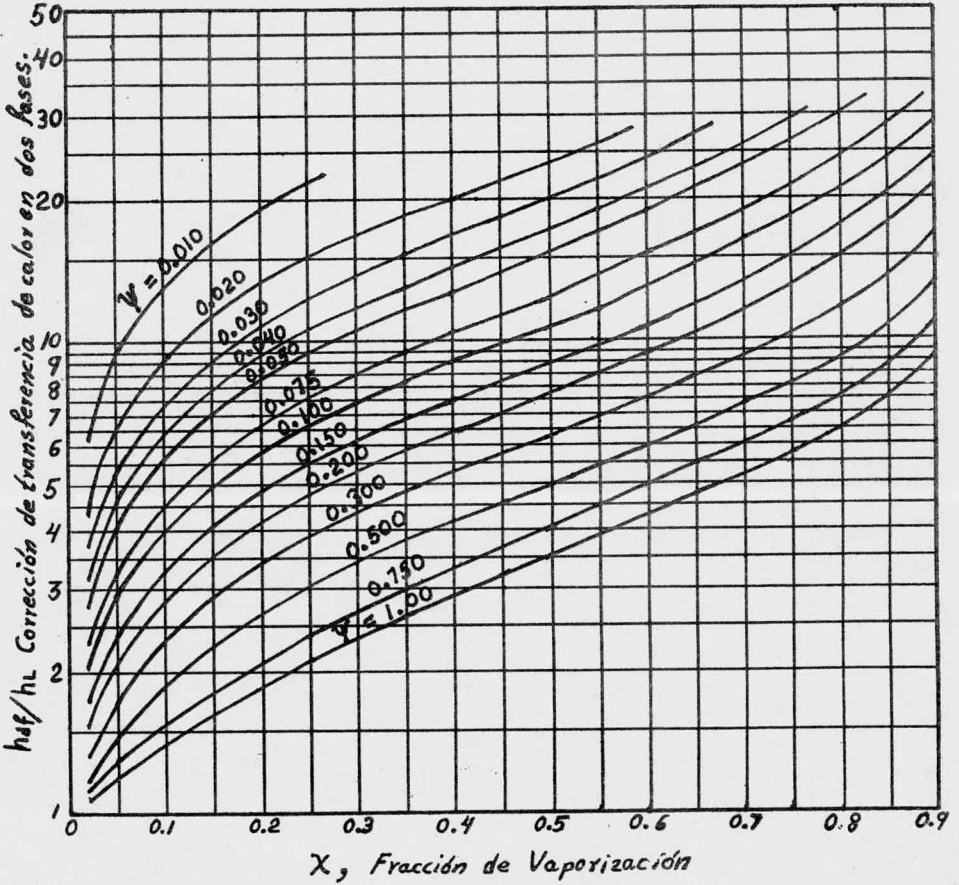


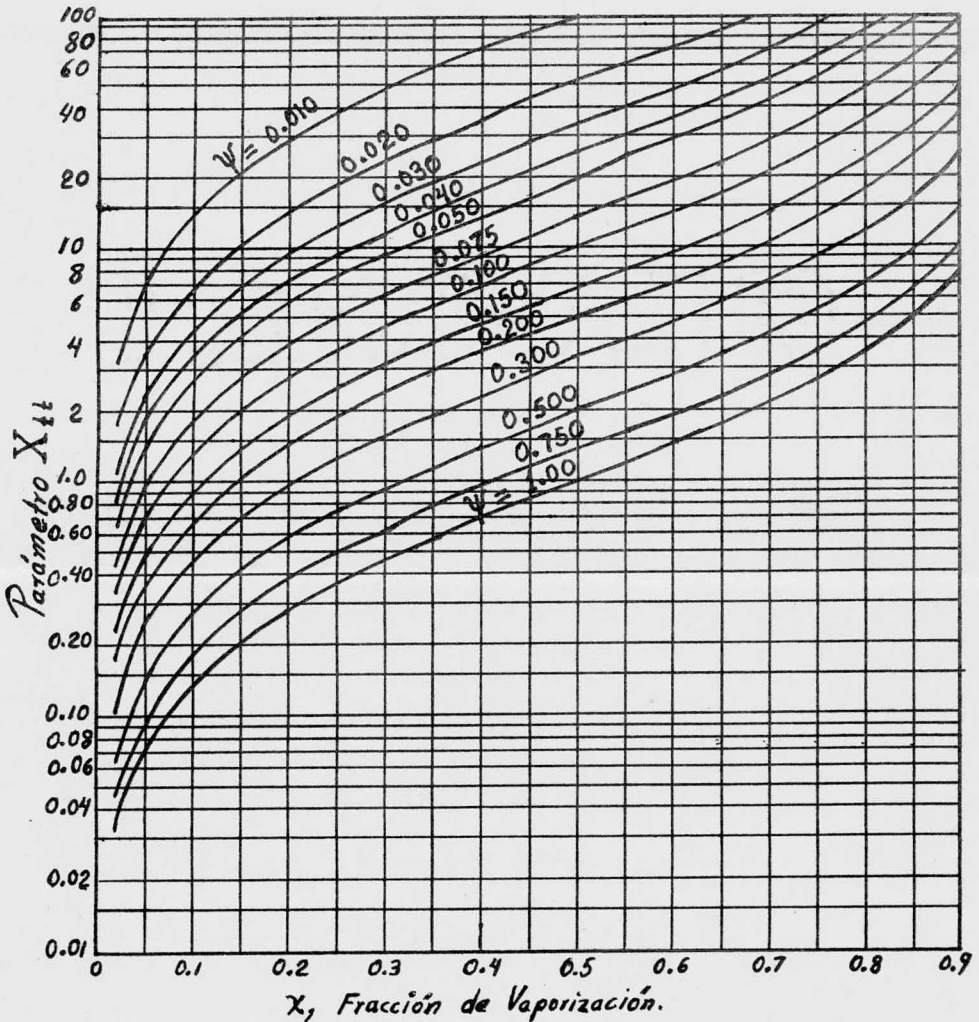
Figura 17.-



Carta de diseño para corrección de transferencia de calor en dos fases

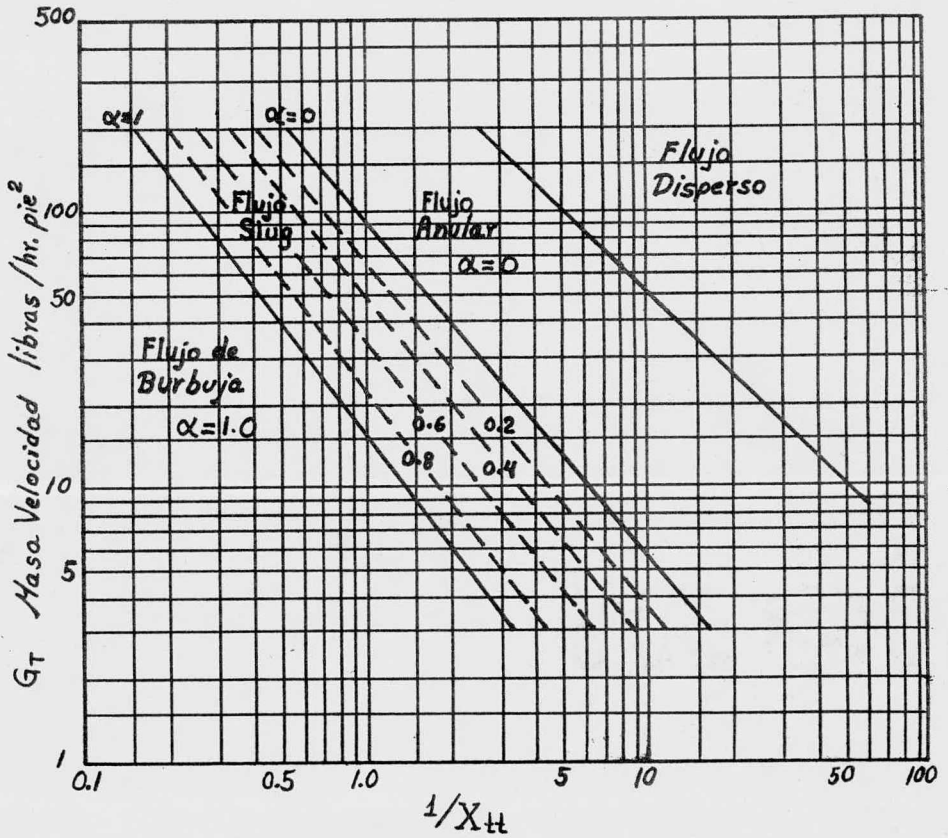
Figura 18.-





Carta de diseño para el parámetro  $X_{tt}$ .

Figura 19.-



Carta de diseño para valores de  $\alpha$

Figura 20.-

Transferencia de calor.

Para los cálculos de transferencia de calor, es conveniente considerar dos zonas en el tubo del rehervidor. La primera será de calentamiento sensible, que corresponde a la longitud B-C de la figura 15, el líquido se lleva a su temperatura de ebullición por medio de transferencia de calor por convección. Los cálculos para esta zona son sencillos una vez que se ha establecido el flujo de recirculación, La otra zona corresponde a la longitud C-D y es la zona de vaporización, la transferencia de calor ocurre por los mismos mecanismos de convección a las dos fases y por ebullición nucleada.

Zona de calentamiento sensible.- El líquido que entra a los tubos, pierde presión total y gana temperatura en esta zona, lo cual está señalado en la figura 21 y se representa por la siguiente ecuación:

$$t - t_B = \frac{\Delta t / \Delta L}{\Delta P / \Delta L} (P_B - P) \quad (98)$$

Donde  $t_B$  y  $P_B$  se refieren al líquido que entra a los tubos.

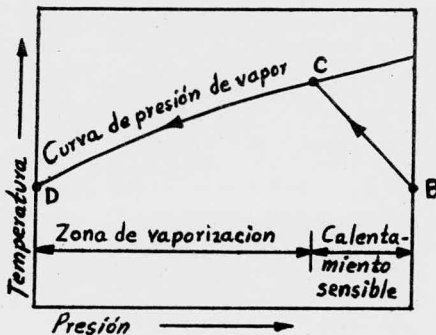


Figura 21.- Efecto de la presión y temperatura en un rehervidor.

La curva de presión de vapor se puede aproximar a la sigui-

ente ecuación:

$$t - t_A = \left( \frac{\Delta t}{\Delta P} \right)_{sat.} (P - P_A) \quad (99)$$

Si  $t_A = t_B$ , no hay pérdidas de calor en el trayecto de la torre al rehervidor, entonces las ecuaciones (98) y (99) se pueden resolver simultáneamente, reorganizándolas dan:

$$\frac{P_B - P}{P_B - P_A} = \frac{(\Delta t / \Delta P)_{sat.}}{-\frac{\Delta t / \Delta L}{\Delta P / \Delta L} + \left( \frac{\Delta t}{\Delta P} \right)_{sat.}} \quad (100)$$

Que es la fracción de la cabeza estática que se puede obtener entre los dos puntos A y B, que representan la zona de calentamiento sensible.

Si se desprecia la fricción en la zona de calentamiento sensible y si el nivel del líquido en la torre a la altura del espejo superior del rehervidor, la ecuación (100) nos da la fracción de la longitud del tubo para el calentamiento sensible.

Los términos de la ecuación (100) se evalúan de la siguiente manera:

El valor de la presión de entrada en los tubos es:

$$P_B = \frac{(Z_A - Z_B) \rho g}{144 g_c} + P_A - \frac{\int \Delta F_e}{144} \quad (101)$$

La pendiente de la curva de presión de vapor  $(\Delta t / \Delta P)_{sat.}$  se puede estimar de tablas termodinámicas. El término  $(\Delta t / \Delta L)$  se obtiene de un balance de calor:

$$\frac{\Delta t}{\Delta L} = \frac{\pi D_{i,t} N h_c (t_w - t_L)}{3600 W_T C_L} \quad (102)$$

donde el coeficiente de transferencia de calor  $h_c$ , se calcula mediante la ecuación de Dittus-Boelter para calentamiento:

$$h_c = 0.023 \frac{k_L}{D_{i,t}} \left( \frac{D_{i,t} G}{\mu_L} \right)^{0.8} \left( \frac{C_L \mu_L}{k_L} \right)^{0.4} \quad (103)$$

donde: C = capacidad calorífica.

k = conductividad térmica.

Y por último el término  $-\Delta P/\Delta L$  se calcula con la ecuación:

$$-\frac{\Delta P}{\Delta L} = \frac{\int_L g}{144 g_c} + \frac{\Delta F_{B-c}}{\Delta L} \quad (104)$$

El segundo término del lado derecho, normalmente se desprecia.

A presiones de operación altas, la pendiente de la curva de presión de vapor  $(\Delta t/\Delta P)_{\text{sat}}$ , es pequeña y no tiene influencia en la ecuación (100) y la mayoría de la longitud del tubo se utiliza para vaporización. En cambio, cuando se opera en vacío, una parte significativa de la longitud del tubo se utiliza para calentamiento sensible.

Transferencia de calor por convección en las dos fases.- - Como en el caso de la caída de presión, la transferencia de calor a mezclas vapor-líquido, es mayor que para cualquier fase - fluyendo sola.

La siguiente ecuación se puede aplicar a la vaporización de alcoholes, hidrocarburos y sistemas aire-agua.

$$\frac{h_{df}}{h_c} = 3.5 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.5} \quad (105)$$

La ecuación (105) está basada en estudios de ebullición en termosifones verticales y se aplica cuando la ecuación (103) se utiliza para el cálculo de  $h_c$ . Esta ecuación no debe emplearse - cuando el régimen de flujo es disperso.

Ebullición nucleada.- Abajo del punto del máximo flujo de calor, los coeficientes de película se pueden correlacionar con las siguientes ecuaciones:

$$Q/A = m (t_w - t_L)^n \quad (106)$$

$$h_{\text{vap}} = m (t_w - t_L)^{n-1} \quad (107)$$

donde "m" y "n" són constantes y características del material a ser vaporizado, el sistema de presión y la naturaleza de la superficie de transferencia de calor.

En la referencia 3 se encuentra una tabla, bastante completa, esta tabla sirve para establecer los coeficientes de ebullición nucleada con las siguientes bases:

1.- Las mezclas tienen los coeficientes intermedios a los que corresponden a los materiales puros.

2.- Los coeficientes para los materiales que faltan, se estiman relativos a los datos que hay en la tabla.

3.- Las variaciones de las condiciones de superficie y de sistemas de presión, se deben tomar en consideración.

La diferencia crítica de temperatura se obtiene de una modificación de la ecuación (106):

$$(t_w - t_L)_{\text{max}} = \frac{1}{m} \left( \frac{q}{A} \right)_{\text{máx.}}^{1/n} \quad (108)$$

Coficiente de película combinado.- Para cualquier punto en la zona de vaporización, se puede postular que la transferencia de calor se compone de contribuciones de las dos formas de transferencia:

$$h_{\text{vap}} = \alpha' h_c + \beta h_{\text{df}} \quad (109)$$

Las constantes empíricas " $\alpha$ " y " $\beta$ " se obtienen de datos experimentales. Para rehervidores de termosifón verticales, la transferencia de calor por convección, usualmente predomina y es conveniente asignar  $\beta = 1.0$

En los primeros pasos de la ebullición (flujo de burbuja) - " $\alpha$ " tiene valores como mínimo la unidad. En el flujo anular, solo ocurre transferencia por convección y  $\alpha = 0$

La figura 20 presenta valores de " $\alpha$ " convenientes para pro-

pósitos de diseño. Para el método corto se usa la siguiente ecuación:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_s + \alpha'}{2} \quad (110)$$

donde  $\alpha_s$  se evalúa a las condiciones de salida y  $\alpha'$  se evalúa al 40% de la vaporización de salida.

Finalmente, el coeficiente se calcula como un promedio de las longitudes:

$$h_p = \frac{\Delta L_{B-C} h_c + \Delta L_{C-D} h_v}{L} \quad (111)$$

El parámetro " $\Psi$ ", para las figuras se calcula con la ecuación (74)

Ejemplo 10.- Se desea diseñar un rehervidor de termosifón para un fraccionador que separa ciclohexano como producto de los fondos. Las condiciones en el fondo de la torre són: 16.5 psia. y 182°F. Se deben producir un total de 13 700 lb/hr. de vapor.

Los datos físicos del ciclohexano són:

$$\rho_L = 45.0 \text{ lb/pié}^3$$

$$C_L = 0.45 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$$

$$\rho_V = 0.20 \text{ lb/pié}^3$$

$$k_L = 0.086 \text{ BTU/hr. pié}^\circ\text{F}$$

$$\mu_L = 0.97 \text{ lb/hr. pié.}$$

$$\lambda = 154 \text{ BTU/lb.}$$

$$\mu_V = 0.0208 \text{ lb/hr. pié.}$$

$$\sigma = 1.24 \times 10^{-3} \text{ lb/pié.}$$

$$(\Delta t/\Delta P)_s = 3.6 \text{ }^\circ\text{F/psi.}$$

$$\Psi = 0.098$$

Análisis y solución del problema.

Diseño preliminar.- El rehervidor constara de tubos de una pulgada 12 BWG de 8 piés de longitud. Como medio de calentamiento se usa vapor saturado de 50 psig. Los tubos són de acero.

De la tabla "A" se obtienen los valores de  $r'_p$  y  $r'_h$  para suponer el coeficiente global de transferencia de calor U.

$$U = \frac{1}{r_p' + r_h'} = \frac{1}{0.0005 + 0.0030} = 286 \text{ BTU/hr. pié}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

por lo que podemos suponer un coeficiente de 300, con el que podemos calcular el area de transferencia para una diferencia de temperatura de 45°F.

$$A = \frac{Q}{U \Delta t} = \frac{2 \ 109 \ 800}{300 \times 45} = 157 \text{ pié}^2$$

Para los datos de la tubería del rehervidor, tenemos:

$$D_i = 0.065 \text{ pié.}$$

$$\text{area de transferencia por pié de tubo} = 0.2048 \text{ pié}^2/\text{pié.}$$

$$\text{area de flujo: } a = 0.00334 \text{ pié}^2$$

$$0.2048 \frac{\text{pié}^2}{\text{pié}} \times 8 \frac{\text{pié}}{\text{tubo}} = 1.63 \text{ pié}^2/\text{tubo.}$$

$$\text{Número de tubos} = \frac{157 \text{ pié}^2}{1.63 \frac{\text{pié}^2}{\text{tubo}}} = 97 \text{ tubos.}$$

Circulación.- La línea de entrada consiste en 100 piés equivalentes de tubería estandar de 6 plg. La línea de salida consiste en 50 piés equivalentes de tubería estandar de 10 plg. No hay restricciones especiales de flujo en la línea de entrada.

Para la primera prueba se supone un 15% de vaporización, - esto da una circulación total de 91 300 lb/hr. o 25.4 lb/seg.

Para esta circulación se aplican los siguientes valores:

$$h_c = 161 \text{ BTU/hr. pié}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$f_{L,e} = 0.0045$$

$$f_{L,t} = 0.0065$$

$$f_{L,s} = 0.0045$$

Se supone que el nivel del líquido en la torre se mantiene a la altura del espejo superior del rehervidor. Despreciando la fricción en la línea de entrada, la longitud del tubo usada para el calentamiento sensible se calcula con la ecuación (100).



Los términos de esta ecuación són:

Por medio de la ecuación (102), suponiendo  $(t_w - t_L) = 30^{\circ}\text{F}$ :

$$\frac{\Delta t}{\Delta L} = \frac{3.14 \times 0.065 \times 97 \times 161 \times 30}{3600 \times 25.4 \times 0.45} = 2.32 \text{ }^{\circ}\text{F}/\text{pie.}$$

Por medio de la ecuación (104) y despreciando el segundo término de la derecha:

$$\frac{-\Delta P}{\Delta L} = \frac{45 \times 1}{144} = 0.312 \text{ psi}/\text{pie.}$$

Por lo que sustituyendo en la ecuación (100) nos queda:

$$\frac{P_B - P}{P_B - P_A} = \frac{3.6}{\frac{2.32}{0.312} + 3.6} = 0.326$$

De donde la longitud del tubo del rehervidor que se usa para el calentamiento sensible es:

$$\Delta L_{B-C} = 0.326 \times 8 = 2.6 \text{ piés.}$$

y la porción que sirve para la vaporización es:

$$\Delta L_{C-D} = 8 - 2.6 = 5.4 \text{ piés.}$$

De las figuras 16, 17 y para  $\psi = 0.098$  se obtienen los siguientes valores:

x	$R_L$	$\phi^2$	$\int_{df}$	$\gamma$
0.05	0.26	-	11.84	-
0.10	-	25	-	-
0.15	0.16	40	7.37	10.33

donde:  $\int_{df} = \int_L R_L + \int_V R_V$  y

$$\gamma = \left[ \frac{1-x}{R_L} + \frac{\int_L}{R_V} \frac{x^2}{R_V} - 1 \right]$$

La circulación se calcula sustituyendo los valores de la ecuación (97).

$$W_T^2 = 45 (32.2) (0.181)^2 (45 - 11.84) (5.4) \left/ \frac{0.009}{.336} \frac{100}{.323} - 0.013 \left( \frac{.181}{.323} \right)^2 \right.$$

$$\left[ \frac{2.6}{0.065} + 25(-1)^2 \frac{5.4}{0.065} \right] + 0.009(1-.15)^2 \left( \frac{.181}{.548} \right)^2 40 \frac{50}{0.85} + 10.33 \left( \frac{.181}{.548} \right)^2$$

$$W_T^2 = \frac{8500.24}{12.5008} = 679.9$$

$W_T = 26.0$  lb/seg. que se puede considerar un valor relativamente cercano al valor supuesto de 25.4 lb/seg.

Transferencia de calor.- Se deban obtener los siguientes valores: Con la ecuación (103).

$$h_c = 0.023 \left( \frac{3600 \times 0.065 \times 80.25}{0.97} \right)^{0.8} \left( \frac{0.45 \times 0.97}{0.086} \right)^{0.4}$$

$$h_c = 160 \text{ BTU/hr. pie}^2 \cdot \text{F.}$$

De la figura 18, para una vaporización del 40% de la vaporización de salida, es decir:  $x = 0.4$   $x_s = 0.4 (0.15) = 0.060$ , se lee el valor siguiente:

$$\frac{h_{df}}{h_c} = 3.2$$

por lo que el coeficiente en las dos fases es:

$$h_{df} = 3.2 (160) = 512 \text{ BTU/hr. pie}^2 \cdot \text{F.}$$

Con la figura 19, para  $x = 0.060$ , se encuentra el valor del parámetro  $X_{tt} = 0.88$ .

Por medio de la figura 20, para  $G_T = 80.25$  y  $1/X_{tt} = 1.1$  se lee el valor de  $\alpha' = 0.1$  y como  $\alpha_s = 0$

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_s + \alpha'}{2} = \frac{0 + 0.1}{2} = 0.05$$

$$h_b = 200 \text{ BTU/hr. pié}^2 \text{°F. a } (t_w - t_L) = 30 \text{°F.}$$

Por medio de la ecuación (109):

$$h_v = \alpha' h_b + \beta h_{df} = 0.05 (200) + 512$$

$$h_v = 522 \text{ BTU/hr. pié}^2 \text{°F.}$$

y finalmente el coeficiente de transferencia de calor del proceso se calcula como un promedio de las distancias:

$$h_p = \frac{2.6(160) + 5.4(522)}{8} = 404.35 \text{ BTU/hr. pié}^2 \text{°F.}$$

Para condiciones de equipo limpio, la resistencia combinada de la pared del tubo y del lado del vapor de calentamiento es estimada como 0.0009, por lo que el coeficiente global de transferencia de calor "U" será:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{404.35} + 0.0009} = 296.7 \text{ BTU/hr. pié}^2 \text{°F.}$$

que es prácticamente el coeficiente supuesto.

Nomenclatura usada en este método:

a = area transversal, pié<sup>2</sup>.

A = superficie total de transferencia de calor, pié<sup>2</sup>.

C = calor específico, BTU/lb. F.

d<sub>i</sub> = diámetro interno, pié.

f = factor de fricción.

F = pérdidas por fricción, pié. lb<sub>f</sub>/lb<sub>m</sub>.

g = constante gravitacional, 32.2 pié/seg<sup>2</sup>.

g<sub>c</sub> = factor de conversión, 32.2 lb<sub>m</sub> pié/lb<sub>f</sub> seg<sup>2</sup>.

G = masa velocidad, lb/seg. pié<sup>2</sup>.

h = coeficiente de transferencia de calor, BTU/hr. pié<sup>2</sup> F.

k = conductividad térmica, BTU/hr. pié. F.

L = longitud equivalente, pié.

- $m$  = constante en la ecuación (106).  
 $n$  = constante en la ecuación (106).  
 $N_t$  = número de tubes.  
 $P$  = presión, psia.  
 $q$  = transferencia de calor, BTU/hr.  
 $r$  = resistencia a la transferencia de calor.  
 $r'$  = componente de la resistencia a la transferencia de calor -  
hr. pié<sup>2</sup> F/BTU.  
 $R$  = fracción volumen de la fase.  
 $t$  = temperatura, F  
 $U$  = coeficiente global de transferencia de calor, BTU/hr.pié<sup>2</sup> F  
 $V$  = velocidad lineal pié/seg.  
 $x$  = fracción en peso del vapor o gas.  
 $X_{tt}$  = parámetro de correlación.  
 $Z$  = altura, pié.

Letras griegas:

- $\alpha$  = factor de corrección para ebullición nucleasa.  
 $\beta$  = factor de corrección para transferencia por convección.  
 $\gamma$  = grupo de pérdidas por aceleración.  
 $\lambda$  = calor latente de vaporización, BTU/lb.  
 $\mu$  = viscosidad, lb/hr. pié.  
 $\pi$  = constante, 3.1416  
 $\rho$  = densidad, lb/pié<sup>3</sup>  
 $\bar{\rho}$  = densidad promedio, lb/pié<sup>3</sup>  
 $\sigma$  = tensión superficial, lb<sub>f</sub>/pié.  
 $\phi$  = parámetro para pérdidas de presión en las dos fases.  
 $\bar{\phi}$  = valor promedio de  $\phi$ .  
 $\Psi$  = parámetro para propiedades físicas en las dos fases.

8.- METODO DE C. H. GILMOUR.

Los balances de calor para cada una de las resistencias a la transferencia de calor s3n:

Resistencia de la pelicula del lado de los tubos:

$$W_L \lambda_L = h_1 A \Delta t_1 \quad (112)$$

Resistencia de la pelicula del lado de la coraza:

$$W_V \lambda_V = h_2 A \Delta t_2 \quad (113)$$

Resistencia de la pared del tubo:

$$W_V \lambda_V = h_3 A \Delta t_3 \quad (114)$$

Resistencia del ensuciamiento:

$$W_V \lambda_V = h_f A \Delta t_4 \quad (115)$$

Cada una de las ecuaciones anteriores, de balance de calor, se resuelve para  $\Delta t$  e sea la caida de temperatura atraves de cada una de las resistencias.

La suma de estas caidas de temperatura es igual a la diferencia total de temperatura.

$$\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4 = \Delta t_T \quad (116)$$

Si dividimos ambos lados entre  $t_T$ , nos queda:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_T} + \frac{\Delta t_2}{\Delta t_T} + \frac{\Delta t_3}{\Delta t_T} + \frac{\Delta t_4}{\Delta t_T} = 1 \quad (117)$$

Cada uno de los cosientes de la ecuaci3n (117), despu3s de ciertas sustituciones, nos dar3n las ecuaciones de dise1o; las cuales constan de cuatro factores que s3n: factor num3rico, factor de propiedades f3sicas, factor de trabajo y factor de dise1o mec3nico.

La formula fundamental para el coeficiente de transferencia

de calor para la película del lado de los tubos, fué desarrollada por Gilmeur, y es la siguiente:

$$\frac{h_1}{CG} \left( \frac{C\mu}{k} \right)^{0.6} \left( \frac{\rho_L G}{\rho^2} \right)^{0.425} \left( \frac{DG}{\mu} \right)^{0.3} = 0.001 \quad (118)$$

donde la masa velocidad está definida como el peso de vapor producido por el área transversal de todos los tubos y multiplicada por el cosiente de las densidades del líquido y el vapor.

$$G = \frac{W}{a_{T,t}} \frac{\rho_L}{\rho_V} \quad (119)$$

Si sustituimos, en la ecuación (118), las siguientes ecuaciones así como también la (119):

$$k = \frac{0.86 C S^{4/3}}{M^{1/3}} \quad (120)$$

$$\frac{\rho}{L} = 62.4 S \quad (121)$$

$$\mu = 2.42 ZE \quad (122)$$

$$D = \frac{d}{12} \quad (123)$$

obtenemos la ecuación para el coeficiente de transferencia de calor:

$$h_1 = 0.316 \frac{C S^{1.075} \rho^{0.85}}{ZE^{0.3} M_L^{0.2} \sigma^{0.425} \rho_V^{0.7}} \frac{1}{d^{0.3}} \left( \frac{W}{a_{T,t}} \right)^{0.7} \quad (124)$$

Resolviendo la ecuación (112) para  $\Delta t_1$  y dividiendo ambos lados entre  $\Delta t_T$  nos queda:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_T} = \frac{W_L \lambda_L}{h_1 A \Delta t_1} \quad (125)$$

El área de transferencia es:

$$A = \pi D L N \quad (126)$$

donde también se hace la sustitución de la ecuación (123).

Sustituyendo las ecuaciones (124) y (126) en la (125) nos queda la primera ecuación de diseño.

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_T} = 0.635 \left( \frac{ZE^{0.3} M^{0.2} \sigma^{0.425}}{S^{1.075} C} \right) \left( \frac{\rho_V}{\rho^{0.85}} \right) \left( \frac{W_L^{0.3} \lambda_L}{\Delta t_T} \right) \frac{1}{(NL)^{0.3}} \quad (127)$$

donde W está dada en miles de libras por hora.

Para obtener la segunda ecuación de diseño, se despeja la ecuación (113) para  $\Delta t_2$  y se divide entre  $\Delta t_T$ :

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_T} = \frac{1000 W_V \lambda_V}{A h_2 \Delta t_T} \quad (128)$$

$$\text{donde } h_2 = 0.925 k \left[ \frac{g' \rho_L^2}{\mu T} \right]^{1/3} \quad (129)$$

$$y \quad T = \frac{1000 W}{N \pi d_o / 12} \quad (130)$$

Sustituyendo la ecuación (130) en la (129) tenemos:

$$h_2 = 596 \frac{C S^2 N^{1/3} d_o^{1/3}}{M^{1/3} W_V^{1/3} \mu^{1/3}} \quad (131)$$

Ahora sustituyendo las ecuaciones (121), (122) y (126) en la (128), obtenemos la segunda ecuación de diseño:

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_T} = 8.55 (ZE^{1/3} M^{1/3}) \left( \frac{W_V^{4/3} \lambda}{\Delta t_T} \right) \left( \frac{1}{N^{4/3} d_o^{4/3} L} \right) \quad (132)$$

Para obtener la tercera ecuación de diseño, se despeja la ecuación (114) para  $\Delta t_3$  y se divide entre  $\Delta t_T$ :

$$\frac{\Delta t_3}{\Delta t_T} = \frac{1000 W_V \lambda_V}{h_w A \Delta t_T} \quad (133)$$

$$\text{donde: } h_w = 2 k_w \frac{12}{d_o - d_i} \quad (134)$$

por lo que sustituyendo las ecuaciones (126) y (134) en la (133) obtenemos la tercera ecuación de diseño:

$$\frac{\Delta t_3}{\Delta t_T} = 159 \left( \frac{1}{k_w} \right) \left( \frac{W_V \lambda_V}{\Delta t_T} \right) \left( \frac{d_o - d_i}{N d_o L} \right) \quad (135)$$

Y, finalmente, para tener la cuarta ecuación, despejamos la

ecuación (115) para  $\Delta t_4$ , dividiendola entre  $\Delta t_T$ :

$$\frac{\Delta t_4}{\Delta t_T} = \frac{1000 W_v \lambda_v}{h_f A \Delta t_T} \quad (136)$$

Sustituyendo la ecuación (126) en la (136), obtenemos la última ecuación de diseño.

$$\frac{\Delta t_4}{\Delta t_T} = 3820 \left( \frac{1}{h_f} \right) \left( \frac{W_v \lambda_v}{\Delta t_T} \right) \left( \frac{1}{N L d_o} \right) \quad (137)$$

Para diseñar un rehervidor por este método, es necesario suponerle y una vez hecho esto, se resuelven las cuatro ecuaciones de diseño. Al final de todos los cálculos debe cumplirse la ecuación (117), es decir, la suma de sus cuatro cosientes debe ser igual a la unidad.

Ejemplo 11.- En este ejemplo se resolverá, nuevamente el ejemplo 10, pero ahora utilizando el método de Gilmour, se usarán datos que ya son conocidos del problema mencionado, aclarando que la tensión superficial se sustituye en dinas/cm. y los gastos de flujo en miles de libras por hora.

Análisis y solución del problema.

Sustituyendo los valores de la ecuación (127), tenemos:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta t_1}{\Delta t_T} &= 0.635 \left[ \frac{(0.4)^{0.3} (84)^{0.2} (18)^{0.425}}{(0.722)^{1.075} (0.45)} \right] \left[ \frac{0.20}{(16.5)^{0.85}} \right] \left[ \frac{13.7 \times 154}{115} \right] \left[ \frac{1}{(97 \times 8)^{0.3}} \right] \\ &= 0.635 (17.3) (0.018) (18.22) (0.109) \\ &= 0.3931 \end{aligned}$$

Ahora, sustituyendo los valores en la ecuación (132):

$$\begin{aligned} \frac{\Delta t_2}{\Delta t_T} &= 8.55 (0.012)^{1/3} (18)^{1/3} \left[ \frac{(2.3188)^{4/3} 910}{115} \right] \left[ \frac{1}{(97)^{4/3} (8)^{4/3}} \right] \\ &= 8.55 (0.22 \times 2.621) (36.4) (0.0022) \\ &= 0.3947 \end{aligned}$$



Haciendo lo propio con la ecuación (135), nos queda:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta t_3}{\Delta t_r} &= 159 \left( \frac{1}{36} \right) \left( \frac{2.3188 \times 910}{115} \right) \left( \frac{1 - 0.784}{97 \times 1 \times 8} \right) \\ &= 159 (0.028) (18.31) (0.00028) \\ &= 0.0228\end{aligned}$$

Finalmente, sustituyendo los valores de la cuarta ecuación de diseño, la cual es la (137), nos queda:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta t_4}{\Delta t_r} &= 3\ 820 \left( \frac{1}{600} \right) \left( \frac{2.3188 \times 910}{115} \right) \left( \frac{1}{97 \times 1 \times 8} \right) \\ &= 3\ 820 (0.00166) (18.31) (0.0012) \\ &= 0.1393\end{aligned}$$

Por lo tanto, si la ecuación (117) es:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_r} + \frac{\Delta t_2}{\Delta t_r} + \frac{\Delta t_3}{\Delta t_r} + \frac{\Delta t_4}{\Delta t_r} = 1$$

sustituyendo tenemos:

$$0.3931 + 0.3947 + 0.0228 + 0.1393 = 0.9499$$

Esto nos indica que el rehervidor diseñado por el método de Fair está ligeramente sobrediseñado, ya que la suma de los coeficientes no es exactamente igual a uno. Hubiera sido pequeño el rehervidor si la suma hubiera sido mayor que uno.

## 9.- REHERVIDORES DE TERMOSIFON HORIZONTALES.

### METODO DE DONALD Q. KERN.

En la figura 22, se muestra un esquema de un rehervidor de termosifón horizontal, este consta de dos boquillas, de entrada y de salida, las cuales están localizadas en el centro de una placa vertical circular, como soporte. También consta de un deflector longitudinal horizontal.

Este tipo de rehervidores operan bajo el principio de flujo dividido, en el cual la mitad del flujo que entra se divide a cada lado del deflector longitudinal y vuelve a juntarse encima de él. La liberación del vapor y líquido tiene lugar en la tierra y el rehervidor se puede conectar en cualquiera de los dos arreglos que muestran las figuras 23 y 24.

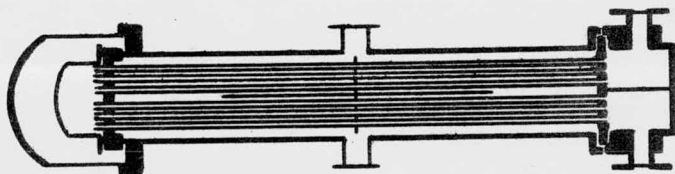


Figura 22.- Termosifón Horizontal.

En la figura 23, todo el líquido del plate inferior de la tierra se conduce directamente al rehervidor. La alimentación es, entonces, la cantidad de fondos por unidad de tiempo, la cual pasa por el rehervidor una sola vez.

En la figura 24, el rehervidor se conecta a la parte inferior de la tierra y los fondos de esta circulan libremente a un flujo tal que la caída de presión por fricción en el rehervidor y en los conductos de entrada y salida está balanceada por la diferencia de la carga hidrostática entre el líquido y los niveles

de líquido y vapor. No obstante la carga hidrostática, en el arreglo de la figura 24 es menor que en el arreglo de un solo paso, aún cuando en el arreglo de recirculación se requiera mayor carga. La hidrostática se previene subiendo el nivel de líquido en los fondos de la columna e elevando la torre en sí. Podría ser que el rehervidor se colocara en una zanja, pero eso no es favorable en las nuevas plantas industriales.

Coefficientes de película en rehervidores de termosifón horizontales.- Los coeficientes de película están dados en la figura 25. Cuando hay un rango de ebullición, es imperativo que el coeficiente total limpio esté balanceado para las cargas térmicas sensibles y latentes individualmente, aún cuando el procedimiento difiere del balanceo de zonas sucesivas ya que tanto el calentamiento sensible como la ebullición tienen lugar en el mismo rango de temperatura. Sin embargo en una coraza sin circulación forzada, la razón de transferencia de calor sensible por convección libre es usualmente menor que un sexto de la tasa de ebullición en circulación natural.

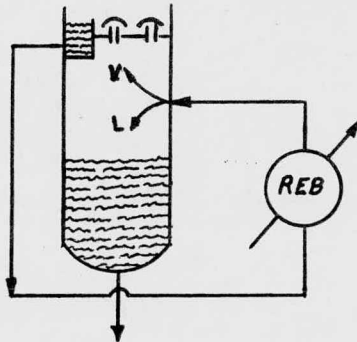


Figura 23.- Alimentación de un solo paso.

Sin embargo, en circulación natural, donde tanto la transferencia de calor sensible como la ebullición tienen lugar en la misma superficie, el coeficiente de convección libre se modifica.

por los movimientos de las burbujas, que por mucho exceden la agitación derivada de las corrientes de convección libre.

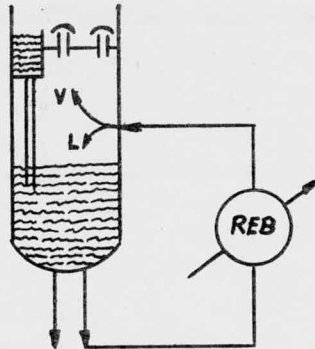


Figura 24.- Alimentación con Recirculación.

Para tomar en cuenta esta modificación, la porción sensible de la carga térmica, se supone que se transfiere por convección ordinaria y que la porción de ebullición se transfiere por una vaporización de circulación natural. Aunque el flujo no es a contracorriente, usualmente no se desvía mucho de él, debido a que uno e ambos flujos son isotérmicos.

Si el medio de calentamiento es vapor de agua, las diferencias de temperatura a contracorriente se aplican solamente si el rango del material que se va a vaporizar es pequeño y la aproximación entre el medio de calentamiento y la temperatura del líquido que se vaporiza es apreciable.

Puesto que las diferencias de temperatura para calentamiento sensible y vaporización son las mismas, no hay diferencia balanceada de temperatura. Pero el calor  $Q_s$  se transfiere con un coeficiente de convección libre  $h_s$  y el calor latente  $Q_v$  se transfiere con el coeficiente  $h_v$  considerablemente mayor. Para obtener un solo factor de ensuciamiento que permita establecer un índice de funcionamiento e de mantenimiento del rehervidor; el -

coeficiente balanceado puede obtenerse de la siguiente forma:

$$Q = h A \Delta t \quad (138)$$

$$A_s (\Delta t_s) = \frac{Q_s}{h_s} \quad (139)$$

$$A_v (\Delta t_v) = \frac{Q_v}{h_v} \quad (140)$$

Por lo que el coeficiente balanceado es:

$$h = \frac{Q}{Q_s/h_s + Q_v/h_v} \quad (141)$$

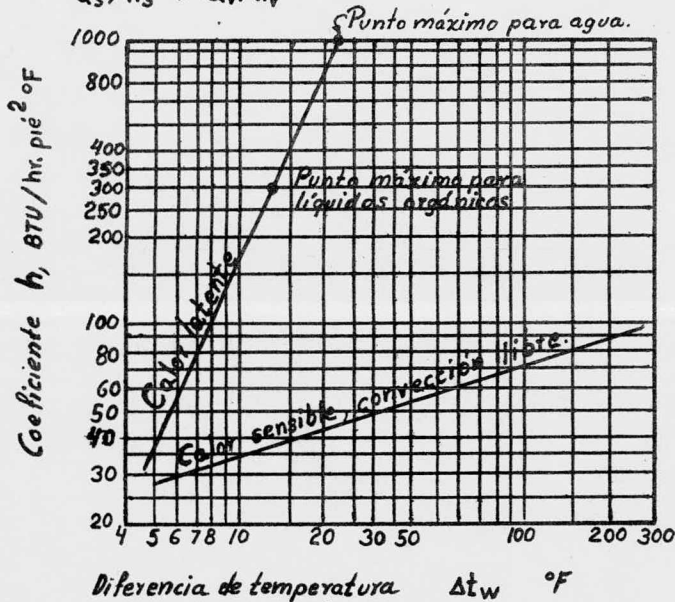


Figura 25.- Coeficientes de película.

Puesto que  $h_s$  y  $h_v$  no són influenciados por la velocidad - a través del rehervidor, no es de consecuencia, en los calculos, que el rehervidor se conecte en un solo paso o para una recirculación.

Caida de Presión.- En los arreglos de circulación, hay la - necesidad de mantener la caída de presión a través del rehervidor

tan pequeña como sea posible. A mayor caída de presión através del rehervidor, la torre y sus accesorios, deben elevarse a mayor altura sobre el nivel del piso para producir suficiente carga hidrostática para vencer la caída de presión. Para un rehervidor que vaporiza una fracción pequeña del líquido que entra, la elevación requerida es mayor ya que la línea de salida, que va a la torre, contiene más líquido que vapor y la diferencia de densidades entre las corrientes que entran y salen del rehervidor es pequeña.

Mientras que, ocasionalmente pueden usarse deflectores segmentados para aumentar la turbulencia en la coraza, los tubos se protegen de pandearse mediante placas de soporte vertical entre las bequillas de entrada y salida y placas de soporte adicionales de un cuarto de círculo. El líquido que entra a un rehervidor de termosifón horizontal recorre la mitad de la longitud de los tubos por la parte inferior del deflector longitudinal y la otra mitad la recorre por la parte superior de este, de manera que todo el líquido recorre la longitud total de los tubos, pero en todo caso con la misma velocidad basada en la mitad del flujo total. La longitud de la trayectoria para cada corriente paralela es igual a la longitud del tubo y es suficientemente precisa para tratar la caída de presión en la misma forma que para una coraza sin deflectores. El diámetro del rehervidor es mayor que el que corresponde a la misma cantidad de tubos en un cambiador de calor convencional 1-2, debido al espacio libre que debe proveerse en la parte superior para permitir a la mezcla ligera de vapor y líquido un fácil acceso a la bequilla de salida.

El diámetro equivalente se calcula mediante la ecuación:

$$D_e = \frac{4 \times \text{area libre}}{\text{perímetro húmedo}} \quad (142)$$

que es la ecuación de perímetro mojado, mitad de la coraza y el

anche del deflector longitudinal. El area de flujo es la diferencia entre al semicirculo y el número de tubos en el paso superior o inferior de la coraza, si no se tiene la disposición real de los tubos, puede suponerse que es igual. El número de Reynolds se calcula con la viscosidad del líquido en la entrada y el diámetro equivalente. La caída de presión se basa en la gravedad específica promedio entre la entrada y la salida usando un factor de fricción para el lado de los tubos.

Cuando solo hay una boquilla de entrada en la coraza, es conveniente no usar longitudes de tubo mayores de cinco veces el diámetro de la coraza. Los rehervidores largos y angostos no sifonean bien. Cuando se requiere un rehervidor largo y angosto, se equipa generalmente con dos boquillas de entrada y dos de salida, como se puede apreciar en la figura 26; con una masa velocidad basada en un cuarto del flujo total en la mitad del area de flujo. Los siguientes datos sirven como guía para proporcionar bien un rehervidor de termosifón horizontal.

<u>Diámetro interno de la coraza en plg.</u>	<u>Longitud de los tubos en piés.</u>
12 a 17 1/4	8
19 1/4 a 29	12
31 en adelante	16

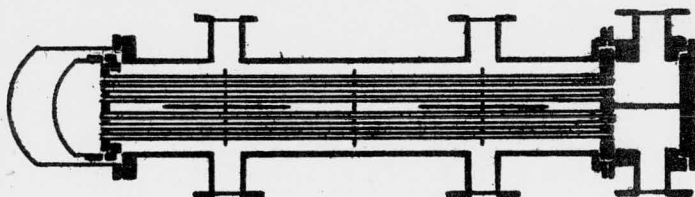


Figura 26.- Rehervidor de termosifón horizontal de cuatro boquillas.

Una circulación de cuatro veces el gasto de vapor por hora se considera favorable desde el punto de vista de limpieza.

Ejemplo 12.- 38 000 lb/hr. de nafta de 60°API, en un arreglo de un solo pase, deben entrar en un rehervidor de termosifón horizontal y producir 29 000 lb/hr. de vapor en el rango de temperatura de 315°F a 335°F y a una presión de operación de 5 -- psig. El calor es suministrado por gasoil de 28°API con un rango de temperatura de 525°F a 400°F.

Se dispone, para este servicio, de un rehervidor de termosifón horizontal que tiene una coraza de 21.25 plg. de diámetro -- interno, la cual contiene 116 tubos de 1 plg. 14 BWG de 12 pies de longitud en un arreglo cuadrado de 1.25 plg. El haz de tubos tiene una placa de soporte sobre la bequilla de entrada y está -- arreglada en 8 pases.

Calcular la caída de presión y el factor de ensuciamiento.  
Análisis y solución del problema.

Datos del rehervidor:

Coraza: Diámetro interno. 21.25 plg.

Placas de soporte de un cuarto de círculo.

Flujo dividido.

Tubos: Diámetro 1 plg. 14 BWG

116 tubos de 12 pies de longitud.

8 pases.

Este tipo de diseño se efectúa por medio de gráficas, las -- cuales son proporcionadas por el autor, a cuya referencia nos -- referiremos en este método. Es decir, las figuras citadas aquí -- pertenecen a las de la referencia 12.

Balance de calor.

De la figura 11 se obtienen las entalpías del líquido y del vapor.



Entalpia del líquido a 315°F y 19.7 psia.	238 BTU/lb.
Entalpia del líquido a 335°F y 19.7 psia.	252 BTU/lb.
Entalpia del vapor a 335°F y 19.7 psia.	378 BTU/lb.

Para el flujo de proceso, que en este caso es la nafta, flujo frío:

$$Q_s = 38\ 000\ \text{lb/hr.} (252 - 238)\ \text{BTU/lb.} = 540\ 000\ \text{BTU/hr.}$$

$$Q_v = 29\ 000\ \text{lb/hr.} (378 - 252)\ \text{BTU/lb.} = \underline{3\ 650\ 000\ \text{BTU/hr.}}$$

$$Q = 4\ 190\ 000\ \text{BTU/hr.}$$

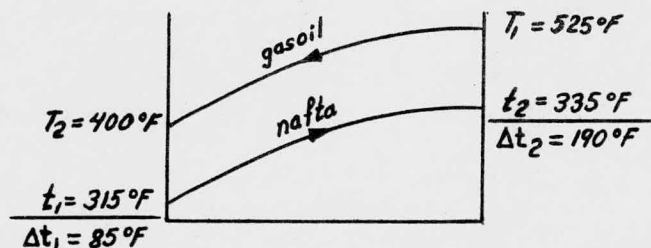
Con el flujo de calor total se puede calcular la cantidad de gasoil requerida para el calentamiento.

$$Q = W C_p \Delta t$$

$$W = \frac{Q}{C_p \Delta t} = \frac{4\ 190\ 000}{0.66 (525 - 400)}$$

$$W = 51\ 000\ \text{lb/hr.}$$

El perfil de temperatura será:



por lo que la diferencia media logarítmica de temperatura es:

$$MLTD = 131^\circ\text{F}$$

Para calcular la  $\Delta t$  se debe corregir la MLTD, por lo que es necesario encontrar el factor de corrección  $F_t$ .

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{525 - 400}{335 - 315} = 6.25$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{335 - 315}{525 - 315} = 0.095$$

Teniendo los valores de R y S y por medio de la figura 18 -  
leemos el valor de  $F_t = 0.97$ , por lo que  $\Delta t$  será:

$$\Delta t = 0.97 \times \text{MLTD} = 0.97 \times 131 = 127^\circ\text{F.}$$

Cálculo de la temperatura calórica para el fluido caliente:

Con 28°API y el rango de temperatura  $525 - 400 = 125$  F se ve en la figura 17 el valor de  $K_c = 0.42$  que es la constante calórica. Con  $K_c$  y el coeficiente  $85/190 = 0.447$  se obtiene, en la misma figura el factor de temperatura calórica  $F_c = 0.41$

Por lo que:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) = 400 + 0.41 (525 - 400) = 451^\circ\text{F}$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) = 315 + 0.41 (335 - 315) = 332^\circ\text{F}$$

Fluido caliente dentro de los tubos. (gasoil).

De la tabla 10, el área de flujo de los tubos de 1 plg. -  
14 BWG es:  $a' = 0.546$  plg.<sup>2</sup>/tubo, de donde el área de flujo de todos los tubos será:

$$a_{\text{tot}} = \frac{N_t a'}{144 n} = \frac{116 \times 0.546}{144 \times 8} = 0.055 \text{ pié.}^2$$

donde "n" es el número de pasos en los tubos y  $n = 8$

La masa velocidad es:

$$G_T = \frac{W}{a_T} = \frac{51\,000}{0.055} = 928\,000 \text{ lb/hr. pié.}^2$$

Cálculo del número de Reynolds:

A la temperatura calórica  $T_c = 421^\circ\text{F}$ , en la figura 14 se lee la viscosidad:

$$\mu = 0.45 \text{ cp.} \times 2.42 = 1.09 \text{ lb/hr. pié.}$$

El diámetro interno de los tubos se ve en la tabla 10 y es de 0.834 plg. que equivale a 0.0695 pié. por lo que el número de Reynolds es:

$$R_e = \frac{D \times G_T}{\mu} = \frac{0.0695 \times 928\,000}{1.09} = 59\,200$$

Conociendo el número de Reynolds se lee en la figura 24 el factor  $j_H = 168$ .

A la temperatura calórica  $T_c = 451^\circ\text{F}$  y  $28^\circ\text{API}$ , en la figura 16 se ve el valor del término:

$$k \left( \frac{CP_M}{k} \right)^{1/3} = 0.142 \frac{\text{BTU}}{\text{hr. pie}^2 (\text{°F/pie})}$$

y el coeficiente de transferencia de calor es, tomando en cuenta que la relación de las viscosidades es igual a la unidad, el siguiente:

$$h_1 = \left( \frac{Jnk}{D} \right) \left( \frac{CP_M}{k} \right)^{1/3} = 168 \times \frac{0.142}{0.0695} = 343 \text{ BTU/hr. pie}^2 \text{°F.}$$

Para calcular el coeficiente  $h_{i0}$  se multiplica  $h_1$  por la relación de diámetros interno y externo.

$$h_{i0} = h_1 \times \frac{D_i}{D_e} = 343 \times \frac{0.834}{1} = 286$$

Fluido frío por el lado de la coraza. (nafta).

Se supone un coeficiente balanceado de 200, y con  $h_{i0} = 286$  del fluido caliente, se calcula la temperatura de la pared.

$$t_w = t_c + \frac{h_{i0}}{h_{i0} + h_o} (T_c - t_c) = 323 + \frac{286}{286 + 200} (451 - 323) = 382^\circ\text{F}$$

por lo tanto la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la temperatura calórica del fluido frío es:

$$\Delta t_w = 382 - 323 = 59^\circ\text{F}$$

Con este valor, en la figura 25, incluida en este trabajo, se lee el valor del coeficiente  $h_v$ ; nos damos cuenta que es mayor de 300, por lo que debemos usar este valor; de la misma figura, el valor del coeficiente  $h_g = 60$ , por lo tanto:

$$\frac{Q_v}{h_v} = \frac{3\,650\,000}{300} = 12\,150$$

$$\frac{Q_s}{h_s} = \frac{540000}{60} = 9000$$

por lo que el coeficiente balanceado es:

$$h = \frac{4190000}{12150 + 9000} = 198 \text{ BTU/hr. pié}^2 \cdot \text{F.}$$

que es muy cercano al supuesto.

Coefficiente de transferencia de calor limpio:

$$U_c = \frac{h_o h_{i0}}{h_o + h_{i0}} = \frac{198 \times 286}{198 + 286} = 116 \text{ BTU/hr. pié}^2 \cdot \text{F.}$$

Coefficiente total de transferencia de calor de diseño:

$$Q = U_D A \Delta t$$

Con los datos de la tubería del rehervidor se puede encontrar el área real de transferencia de calor.

Para la tubería de 1 plg. el área de transferencia de calor por pié lineal es: 0.2618 pié<sup>2</sup>/pié.

$$A_T = 0.2618 \frac{\text{pié}^2}{\text{pié}} \times 12 \frac{\text{pié}}{\text{tubo}} \times 116 \text{ tubos} = 364 \text{ pié}^2$$

por lo tanto:

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta t} = \frac{4190000}{364 \times 127} = 90.7 \text{ BTU/hr. pié}^2 \cdot \text{F.}$$

Y el valor del factor de ensuciamiento es:

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} = \frac{116 - 90.7}{116 \times 90.7} = 0.0024$$

Caida de presión por el lado de los tubos.

Con el número de Reynolds, en la figura 26 se lee el factor de fricción, el cual es  $f = 0.000168 \text{ pié}^2/\text{plg}^2$  y de la figura 6 se ve la gravedad específica  $s = 0.73$  por lo que la caída de presión es:

$$\Delta P_t = \frac{f G_T^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_s^5 \phi} = \frac{0.000168 (928000)^2 12 \times 8}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0695 \times 0.73 \times 1} = 5.3 \text{ lb/plg}^2$$

La caída de presión por el retorno del lado de los tubos -  
es: En la figura 27 se ve que  $928\ 000 \frac{V^2}{2g'} = 0.11$

$$\Delta P_r = 4 \frac{n}{s} \frac{V^2}{2g'} = \frac{4 \times 8}{0.73} \times 0.11 = 4.8 \text{ lb/plg.}^2$$

por lo que la caída de presión total por el lado de los tubos -  
es:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_t + \Delta P_r = 5.3 + 4.1 = 10.1 \text{ lb/plg.}^2$$

Caída de presión del lado de la coraza:

$$D_e = \frac{4 \times \text{area de flujo}}{\text{perímetro húmedo}}$$

Suponiendo que la mitad de los tubos está por arriba del -  
deflector longitudinal y la otra mitad está debajo de él:

Area de flujo =  $1/2$  (sección transversal de la coraza) -  
 $1/2$  (sección transversal de los tubos)

La coraza tiene un diámetro interno de 24.25 plg. la mitad  
del area de flujo de la coraza es:  $\frac{\pi D^2}{8}$  y la mitad de la sec-  
ción transversal de los tubos es:  $\frac{D^2 \pi}{8} \times 116$ , entonces el area -  
de flujo es:

$$\text{Area de flujo} = \frac{\pi}{8} \left[ (24.25)^2 - 1 \times 116 \right] = 132 \text{ plg.}^2$$

que equivale a 0.917 pié.<sup>2</sup>

$$\begin{aligned} \text{Perímetro húmedo} &= \frac{\pi D_{coraza}}{2} + \frac{\pi D_t}{2} \times 116 + D_{coraza} \\ &= \frac{\pi (24.25)}{2} + \frac{\pi \times 1}{2} \times 116 + 24.25 \\ &= 236.7 \text{ plg.} \end{aligned}$$

por lo que el diámetro equivalente es:

$$d_e = \frac{4 \text{ area de flujo}}{\text{perímetro húmedo}} = \frac{4 \times 132 \text{ plg.}^2}{236 \text{ plg.}} = 2.23 \text{ plg.}$$

$$D_e = \frac{2.23}{12} = 0.186 \text{ pié.}$$

La masa velocidad es:

$$G_s = \frac{W/2}{a_s} = \frac{\frac{1}{2}(38000)}{0.917} = 21\,000 \text{ lb/hr. pié}^2$$

En la figura 14 se ve la viscosidad y se calcula el número de Reynolds.

$$\mu = 0.18 \text{ cp.} \times 2.42 = 0.435 \text{ lb/hr. pié.}$$

$$R_e = \frac{D_s' G_s}{\mu} = \frac{0.186 \times 21\,000}{0.435} = 8\,950$$

Con la figura 26 se encuentra el factor de fricción, el cual es  $f = 0.00028$  y con la figura 13.14 se estima el peso molecular como 142.

La densidad es:

$$\rho = \frac{142}{359 \times \frac{745}{492} \times \frac{14.7}{19.7}} = 0.337 \text{ lb/pié}^3$$

$$S_{\text{liq. salida}} \text{ a } 335^\circ\text{F} = 0.61$$

$$S_{\text{liq. salida}} = 0.61 \times 62.3 = 38.1 \text{ lb/pié}^3$$

$$S_{\text{mezcla salida}} = \frac{38\,500/62.3}{29\,000/0.337 + 95\,000/38.1} = 0.071$$

$$S_{\text{entrada}} \text{ a } 315^\circ\text{F} = 0.625$$

$$S_{\text{prom.}} = 1/2 (0.625 + 0.071) = 0.35$$

por lo que la caída de presión es:

$$\Delta P_s = \frac{f G_T^2 L_{\text{tot}}}{5.22 \times 10^{10} D_o^5 \phi} = \frac{0.00028 (21\,000)^2 12}{5.22 \times 10^{10} \times 0.186 \times 0.35 \times 1}$$

$$\Delta P_s = 0.0004 \text{ lb/plg.}^2$$

#### IV.- CONCLUSIONES.

Los cálculos que se realizan en ingeniería química, presentan diversos grados de dificultad, dependiendo del problema que se trate.

El presente trabajo consiste en exponer diferentes métodos de cálculo para diseñar el mismo equipo. Cada uno de los diferentes métodos tiene sus ventajas.

Para evaporadores de un solo efecto, el primer método, trata el aumento del punto de ebullición por el cambio de concentración así como también el aumento por el efecto de la altura hidrostática, esta última cuando se trata de evaporadores de tubos largos. Sin embargo no incluye el efecto del vapor sobrecalentado, esto ocasiona un error aproximado del 3%.

El método de McCabe y Smith realiza los balances de calor por medio de entalpías, por lo que es necesario, cuando se utiliza este método, contar con los respectivos diagramas de entalpía-concentración.

El método generalizado está basado en unas correlaciones, desarrolladas por Mostinsky, las cuales comprueban que las propiedades físicas de los líquidos en ebullición, pueden expresarse en función de las presiones crítica y reducida. El autor extendió estas correlaciones para aplicarlas a la evaporación. Se calcula el calor necesario para la evaporación en BTU/hr. y se evalúa, por este método el calor de diseño para un evaporador de un solo tubo en BTU/hr. pie<sup>2</sup>. Y dividiendo el primer calor entre este último, se obtiene el área requerida.

Además, el método se hace más simple, ya que se efectúa por medio de gráficas.

En los evaporadores de múltiple efecto, el método usual, el de McCabe y Smith, consiste en la suposición de las temperaturas en los efectos y la resolución simultánea de las ecuaciones de balance de calor. Si las áreas de transferencia son sensiblemente iguales, indica que las temperaturas están bien supuestas, en caso contrario se procede a suponer nuevos valores de estas.

El método corte ahorra bastante del tiempo requerido en el cálculo de un múltiple efecto. Se basa en el principio de resistencias en serie y se calcula el área total de todo el sistema, la cual se divide entre el número de efectos para tener el área por efecto.

Ambos procedimientos dan resultados satisfactorios.

Para los rehervidores de termosifón, el primer método de los expuestos, se aplica realizando un diseño preliminar en el cual se estima un coeficiente global de transferencia de calor, el cual se comprueba al final. Para encontrar la recirculación se suponen porcentajes de vaporización, obteniendo un flujo total en lb/seg. el cual se comprueba con la ecuación de diseño.

El método de Gilmour requiere la suposición del rehervidor, es decir, suponer una área y encontrar el número de tubos. En base a esto se resuelven las ecuaciones de diseño.

Los rehervidores de termosifón horizontales son calculados por el método de Kern y no varía mucho del cálculo de un cambiador de calor de tubo y coraza sin baffles. En este tipo de rehervidores, el flujo de proceso va del lado de la coraza y el medio de calentamiento por el lado de los tubos.

En los cálculos de equipo, en ingeniería química, se debe estar del lado de la seguridad, por lo que se da un 10% más de área en los equipos para garantizar el funcionamiento.



En una variedad muy amplia de los problemas que se presentan en la ingeniería química, es necesario hacer la suposición de uno o varios valores, los cuales deben comprobarse posteriormente para asegurar su correcta suposición.

En tres de los métodos presentados en este trabajo se requiere hacer la suposición de valores para la realización del diseño.

En el caso del cálculo de los evaporadores de múltiple efecto, por el método usual de McCabe y Smith, se suponen las caídas de temperatura en cada uno de los efectos y con esta suposición se calcula el área de cada uno de los efectos, si las áreas resultan sensiblemente iguales, significa que fue correcta la suposición. En caso contrario se tendrá que hacer otra suposición. El criterio para el primer intento de suponer los valores es el de considerar que la diferencia de temperatura en cada uno de los efectos varía en forma inversa a los coeficientes globales de transferencia de calor y tomando en cuenta que el efecto que requiere una carga extra, necesita una caída de temperatura mayor. Para una segunda suposición se toman como referencia las áreas encontradas en el primer intento.

En los rehervidores de termosifón verticales, por el método de Gilmour, se debe suponer todo el rehervidor y en base a esto se resuelven las ecuaciones de diseño cuyos resultados deben sumar la unidad. Para este caso lo más conveniente es suponer primero una área muy grande y resolver las ecuaciones; posteriormente se supone una área muy pequeña, volviendo a resolver las ecuaciones. Se grafica entonces el área supuesta contra la suma de los resultados de las ecuaciones de diseño y en base a esta gráfica se escoge el área que puede dar como resultado que la suma de las resoluciones de las ecuaciones de

diseño sea igual o muy cercana a uno.

Por el método de Fair, resulta más complicado porque se debe suponer el porcentaje de vaporización y en base a esta se supone un gasto el cual se comprueba con la ecuación de diseño para el establecimiento del flujo, en este caso no hay una guía específica que pueda servir de referencia para la suposición del gasto.

También se supone un valor del coeficiente de transferencia de calor, pero esto si se realiza en función de datos obtenidos experimentalmente.

Tanto en estos casos mencionados como en la mayoría de los demás, donde se deben hacer suposiciones, la mejor guía para hacerlas, es la experiencia del diseñador la cual se obtiene a lo largo de la realización de múltiples diseños.

Otro aspecto que cabría mencionar es el hecho de que, principalmente en los equipos donde ocurre una transferencia de calor, generalmente se les proporciona un 10% de área extra para garantizar su funcionamiento adecuado. Esto es relativamente adecuado ya que si el área calculada, para el equipo, es muy grande, el 10% de dicha área también será muy grande y al aumentar de esta forma, podría alterar el funcionamiento primordial del equipo. Nuevamente el criterio dado por la experiencia sería el que definiría el porcentaje de área extra que se debe proporcionar.

V.- BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Coates, Jesse and Pressburg, Bernard S.  
How Heat Transfer Occurs in Evaporation.  
Chem. Eng.  
Feb. 22, 139-144 (1960)
- 2.- Coates, Jesse and Pressburg, Bernard S.  
Multiple-Effect Evaporators.  
Chem. Eng.  
Mar. 21, 157-160 (1960)
- 3.- Fair, James R.  
What You Need to Design Thermosiphon Reboilers.  
Petroleum Refiner.  
39, No. 2, 105-123 (1960)
- 4.- Fair, James R.  
Design Steam Distillation Reboilers.  
Hidrocarbon Processing & Petroleum Refiner.  
42, No. 2, 159-164 (1960)
- 5.- Fair, James R.  
Vaporizer and Reboiler Design - Part. I  
Chem. Eng.  
59, July 8, 119-124 (1963)

- 6.- Fair, James R.  
Vaporizer and Reboiler Design - Part. II  
Chem. Eng.  
59, August 5, 101-104 (1963)
- 7.- Foust, Alan S.  
Principles of Unit Operations.  
Wiley (1960)
- 8.- Gilmour C. H.  
Shortcut to Heat Exchanger Design - I  
Chem. Eng.  
48, October, 144-148 (1952)
- 9.- Gilmour C. H.  
Shortcut to Heat Exchanger Design - III  
Chem. Eng.  
49, April, 214-218 (1953)
- 10.- Gilmour C. H.  
Shortcut to Heat Exchanger Design - VII  
Chem. Eng.  
50, August, 199-206 (1954)
- 11.- Gilmour C. H.  
Nucleate Boiling.  
Chem. Eng. Prog.  
54, No. 10, 77-79 (1958)
- 12.- Kern, Donald Q.  
Process of Heat Transfer.  
C.E.C.S.A. (1971)

- 13.- Lindsay, Ernest.  
Evaporation.  
Chem. Eng.  
April, 227-240 (1953)
- 14.- McCabe and Smith.  
Unit Operations of Chemical Engineering.  
Mc Graw-Hill (1965)
- 15.- Orrel W. N.  
Physical Considerations in Designing Thermosyphen  
Reboilers.  
Chem. Eng.  
Sep. 17, 120-122 (1973)
- 16.- Perry, John H.  
Chemical Engineer's Handbook.  
Fourth Edition.  
Mc Graw-Hill
- 17.- Standifer, Ferris C. Jr.  
Evaporation.  
Chem. Eng.  
Dec. 9, 157-176 (1963)
- 18.- Starczewsky J.  
Generalized Design. of Evaporators.  
British Chemical Eng.  
August, 10 No. 8, 523-531 (1965)