

300618

7A
2y



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE QUIMICA
INCORPORADA A LA U. N. A. M.

OPTIMIZACION DE SISTEMAS DE CALENTAMIENTO Y/O
ENFRIAMIENTO A REGIMEN NO PERMANENTE,
CON CAMBIADORES DE CALOR EXTERNOS
SIN CAMBIO DE FASE.

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A
ANDRES NIETO TELLEZ

MEXICO, D. F.

1987

FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está 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.

INDICE

INTRODUCCION	1
GENERALIDADES	3
CAPITULO I	
SISTEMAS DE CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO A REGIMEN NO PERMANENTE.	
1.1 Características generales de los procesos a régimen no permanente	11
1.2 Características del potencial térmico utilizando recipientes con agitación y sin agitación	14
CAPITULO II	
ECUACIONES FUNDAMENTALES PARA EL DISEÑO DE CAMBIADORES DE CALOR EN LOS SISTEMAS A REGIMEN NO PERMANENTE.	
II.1 Ecuaciones para el cálculo del área de transferencia de calor	19
II.2 Curva de operación del sistema	35
II.3 Flujo mínimo a recircular	39
II.4 Flujo mínimo del fluido de servicio ..	40
II.5 Carga térmica total	41

II.6	Coeficiente global de transferencia de calor	43
II.7	Temperatura calórica	52
II.8	Caída de presión	52

CAPITULO III

SECUENCIA LOGICA DEL DISEÑO, SELECCION Y OPTIMIZACION DE LOS SISTEMA A REGIMEN NO PERMANENTE.

III.1	Metodología de cálculo	56
III.2	Métodos de optimización	76
III.3	Selección del método de optimización ..	81
III.4	Descripción del método de optimización (HOOKE & JEEVES)	83
III.5	Adaptación del método de optimización a la metodología de cálculo	86
III.6	Secuencia general de la metodología de cálculo	88

CAPITULO IV

EJEMPLO NUMERICO	98
------------------------	----

CONCLUSIONES	128
--------------------	-----

APENDICE	130
----------------	-----

BIBLIOGRAFIA

INTRODUCCION.

El desarrollo industrial en México se encuentra en constante crecimiento, debido al gran impulso del gobierno por modernizar la maquinaria y tecnología con la que cuenta; este desarrollo conocido actualmente como reconversión industrial aunado con la mano de obra barata, han hecho atractiva la inversión en el país.

Este constante crecimiento obliga al inversionista a seleccionar la mejor opción del régimen a operar, (régimen permanente o régimen no permanente), debido a que su correcta selección será un factor determinante en los costos de la planta.

Esta tesis tiene como objetivo presentar una metodología de cálculo para optimizar sistemas de calentamiento o enfriamiento a régimen no permanente con cambiadores de calor externos sin cambio de fase, dicha optimización se hará mediante la variación de la relación de recirculación del fluido de proceso, encontrando para cada valor las dimensiones adecuadas del cambiador de calor, el tamaño y potencia de la bomba, así como los costos involucrados.

Para la selección del sistema óptimo de calentamiento o enfriamiento se hará una evaluación económica de cada uno de los sistemas dimensionados. Esta evaluación económica se

realizará considerando el retorno de la inversión en los tres primeros años de operación. El análisis de los resultados proporcionará el sistema óptimo de calentamiento o enfriamiento a régimen no permanente. Para el mejor aprovechamiento del tiempo de cálculo y prontitud de resultados se elaborará un programa de computadora que realice todos los cálculos antes mencionados.

En el capítulo I, se describen las diferencias de éstos procesos utilizando recipientes con y sin agitación.

Las ecuaciones fundamentales para la evaluación del área de transferencia de calor así como los flujos de proceso y de servicio mínimos a utilizar para el diseño del cambiador, se presentan en el capítulo II, también se muestran las ecuaciones para la obtención del coeficiente global de transferencia de calor y caídas de presión.

Con todas las ecuaciones necesarias para la evaluación del cambiador de calor, en el capítulo III se propone una metodología de cálculo para los sistemas de calentamiento y enfriamiento a régimen no permanente, adaptando dicha metodología a un método de optimización (METODO DE HOOKE Y JEEVES), para encontrar el sistema óptimo.

En el capítulo IV, se utiliza esta metodología de cálculo en un ejemplo numérico y se obtiene el sistema óptimo de dicho problema.

GENERALIDADES.

Las operaciones de calentamiento y enfriamiento para procesos discontinuos en régimen no permanente son algunos de los sistemas usados comunmente en los procesos de plantas químicas y refinerías.

Los procesos a régimen no permanente, cuyo caso típico son los procesos "BATCH" o por lotes, son aquellos en los que ocurren cambios discontinuos de calor con cantidades específicas de material, por ejemplo, en la producción de poli-metilmetacrilato, después de reaccionar el monómero en el reactor, el producto debe ser enfriado de 90 C hasta 15 C en un tiempo no mayor de 50 minutos, de lo contrario polimerizaría dentro del reactor o en la tubería produciendo problemas de taponamientos. El enfriamiento se obtiene mediante la recirculación del polímero al reactor hasta alcanzar la temperatura deseada en el tiempo requerido; otro ejemplo muy común de este tipo de sistemas se encuentra en los grandes tanques de almacenamiento de hidrocarburos de PEMEX, en los que los hidrocarburos después de estar almacenados un cierto tiempo sedimentan y se solidifican, cuya recuperación se realiza mediante la recirculación de un aceite ligero el cual disuelve los hidrocarburos solidificados al llegar a una temperatura de 60 C. Otro ejemplo es el enfriamiento de un horno dejado a la intemperie, o el enfriamiento del acero en baño de aceite.

Para la buena comprensión de los procesos, y debido a que los procesos discontinuos pueden también estar a régimen permanente, se clasificarán de la siguiente manera:

1. PROCESOS CONTINUOS.

- Régimen permanente.- Son procesos en donde la temperatura y el calor transferido no cambia con el tiempo.

2. PROCESOS DISCONTINUOS.

- Régimen permanente.- Son procesos en los cuales se encuentran a régimen permanente solo en el tiempo requerido de proceso (la temperatura y el calor transferido son constantes).

- Régimen no permanente.- Son procesos en donde la temperatura y el calor transferido sí cambian con el tiempo.

Es frecuente que los nuevos diseños de plantas químicas e industriales sean seleccionadas entre procesos continuos y procesos discontinuos; esta selección debe estar basada en un cuidadoso estudio comparativo entre las ventajas tanto económicas como operacionales que presentan estos dos tipos de procesos.

Desafortunadamente mucha gente tiene la falsa idea que los procesos discontinuos son ineficientes, anticuados y fuera de moda. Sin embargo, dichos procesos aún tienen su lugar en la industria y continuarán teniéndolo debido a sus muchas ventajas. Estos procesos generalmente se utilizan como

el primer paso en el desarrollo de cualquier producto, y frecuentemente son los preferidos si las demandas de producción no son muy elevadas.

Las ventajas más significativas de cada proceso, se presentan a continuación:

1. COMPLEJIDAD Y COSTOS. En general, los procesos discontinuos, son menos complejos en comparación con los procesos continuos, esto es debido al número de equipos requeridos y al control de los mismos para un mismo proceso, por lo tanto, los costos son menores.
2. PRODUCCION CONTRA VENTAJAS. La necesidad de baja producción tenderá a favor de procesos discontinuos, por el contrario, elevada producción estará a favor de los procesos continuos.
3. VOLUMEN DE PRODUCCION. Con procesos continuos, generalmente se obtiene más producto por unidad de equipo y en grandes plantas, más producto por peso invertido.
4. VERSATILIDAD. Los procesos discontinuos son más versátiles, ya que pueden ser adaptados con mayor facilidad a cambios parciales o totales del proceso.
5. EFICIENCIA. En los procesos discontinuos, se obtienen conversiones ligeramente mejores, excepto cuando existen productos inestables o desfavorables por el lado de la reacción.

6. VELOCIDAD DE REACCION. En los procesos continuos, generalmente las reacciones son mas rapidas, por lo que, ciertas reacciones de alto orden cinético o relativamente lentas, solo en procesos discontinuos (a régimen no permanente) pueden llevarse a cabo.

Dentro de los procesos discontinuos existen muchos de ellos que operan con sistemas a régimen no permanente debido a que la operación es más simple y el costo es menor.

Estos sistemas de calentamiento o enfriamiento a régimen no permanente, pueden ser optimizados mediante el estudio del comportamiento de las principales variables de proceso, o de diseño, ya que a partir de las mismas se determinan las dimensiones y los costos de los equipos básicos de estos sistemas (FIGURA 1).

Las variables mas importantes son las siguientes:

- 1) Area de transferencia de calor.
- 2) Tiempo de calentamiento ó enfriamiento.
- 3) Relación de recirculación del fluido de proceso.

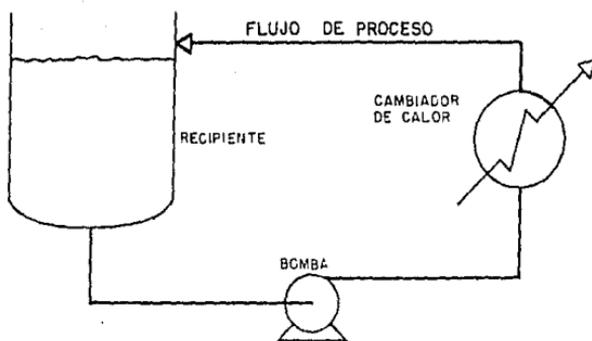


FIGURA. 1 SISTEMA DE CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO TÍPICO A RÉGIMEN NO PERMANENTE CON CAMBIADOR DE CALOR EXTERNO.

Por otro lado, para el diseño óptimo de éstos sistemas se deberá considerar que, de las variables de proceso y de diseño arriba mencionadas, la relación de recirculación del fluido de proceso es la variable mas fácilmente controlable, y a partir de ella pueden fijarse las restantes .

Una característica de la relación de recirculación es que afecta el área de transferencia del cambiador de calor utilizada para enfriar ó calentar estos sistemas, además dicha relación hace mas fácil la optimización del cambiador y el dimensionamiento de la bomba utilizada para la recirculación del fluido de proceso.

Existe una clasificación muy general para el estudio de los sistemas de calentamiento y enfriamiento a régimen no permanente, ésta clasificación toma en cuenta los siguientes casos:

1. Calentamiento y enfriamiento de sólidos.
2. Calentamiento y enfriamiento de lotes agitados.

- FLUJO A CONTRACORRIENTE

- 2.1 Serpentina en tanque o recipiente enchaquetado.
- 2.2 Cambiador externo.
- 2.3 Cambiador externo, liquido añadido continuamente al tanque.

- FLUJO PARALELO - CONTRACORRIENTE

- 2.4 Cambiador 1 - 2 externo.
 - 2.5 Cambiador 1 - 2 externo, líquido añadido continuamente al tanque.
 - 2.6 Cambiador 2 - 4 externo.
 - 2.7 Cambiador 2 - 4 externo, líquido añadido continuamente al tanque.
3. Calentamiento y enfriamiento de lotes sin agitación.

Se han realizado estudios para el caso de calentamiento de un lote con agitación, al introducir un serpentín en un recipiente o al enchaquetarlo (BOWMAN, MUEYER Y NAGLE (1)), encontrando las correlaciones para la evaluación del área de transferencia de calor y el tiempo requerido de proceso.

Los serpentines o tanques enchaquetados, generalmente se utilizan en procesos donde el fluido es muy viscoso o donde se requiere poca área de transferencia de calor, dichos equipos son la primera opción a seleccionar debido a sus bajos costos en comparación con los de tubo y envolvente.

(1) BOWMAN, R. A., A. C. MUELLER Y W. M. NAGLE, Trans. ASME, 62, 283 - 294 (1940).

Para el caso de cambiadores externos (tubo y envolvente) FISHER (2) derivó las expresiones para la evaluación del tiempo requerido en el proceso, las cuales fueron extendidas por CHADDOCK Y SANDERS (3) para el caso de cambiadores externos con adición continua de líquido de proceso.

Los cambiadores externos son utilizados cuando el área de transferencia de calor requerida es grande o se requiere calentar o enfriar una gran cantidad de flujo de proceso.

Se consideran sistemas sin agitación los procesos en los cuales los fluidos son altamente viscosos o cuando los recipientes son altos y angostos.

(2) FISHER, R. C., Ind. Chem., 36, 939 - 942 (1944).
(3) CHADDOCK, R. E., M. T. SANDERS, Trans. AIChE, 40, 203 - 210 (1944).

CAPITULO I

SISTEMAS DE CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO A RÉGIMEN NO PERMANENTE.

I.1 CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS PROCESOS A RÉGIMEN NO PERMANENTE.

Los procesos en lotes son los ejemplos típicos de procesos a régimen no permanente, también conocidos como procesos "BATCH" o en lotes.

El flujo de calor a lo largo del proceso puede variar o permanecer constante en el transcurso del tiempo dependiendo del régimen en el que esté operando. La característica principal de los procesos a régimen no permanente es la siguiente: En un punto fijo del proceso, el flujo de calor y la temperatura varían en el transcurso del tiempo con cantidades específicas de masa, mientras que a régimen permanente no varían.

Para la selección del sistema de calentamiento ó enfriamiento a régimen no permanente, en relación con los sistemas a régimen permanente, se deben considerar las condiciones que permitan asegurar que éstos son más convenientes en determinados procesos.

Las siguientes son algunas de éstas condiciones:

- 1) No se dispone continuamente con el fluido de proceso.
- 2) El fluido de servicio no se encuentra disponible continuamente.
- 3) Se requiere tiempo de retención en el sistema.
- 4) En procesos sucios donde se requiere limpieza en cortos periodos de operación.
- 5) En los sistemas a régimen no permanente la operación es más simple que en los sistemas a régimen permanente.

Por otro lado, es necesario conocer cada una de las variables que intervienen en el diseño del cambiador de calor con el fin de prever cualquier problema de operación.

Estas variables son las siguientes:

- 1) Tiempo de calentamiento ó enfriamiento.
- 2) Temperatura inicial del líquido en el recipiente.
- 3) Coeficiente global de transferencia de calor.
- 4) Carga térmica.
- 5) Temperatura de salida del fluido de servicio.
- 6) Relación de flujo del fluido de servicio.
- 7) Relación de recirculación del fluido de proceso.

La mala comprensión de alguna de éstas variables dan por resultado, un gran número de problemas en el diseño y en la operación. Se pueden minimizar estos problemas si se tiene una buena apreciación de cómo las diferentes variables antes mencionadas se relacionan entre sí.

Algunas de las dificultades más comunes que ocurren cuando no se tiene un buen conocimiento de las variables anteriormente citadas son las siguientes:

- 1) INSUFICIENTE CAPACIDAD DEL PROCESO.- Este problema es causado por no contar con la suficiente área de transferencia de calor para terminar el calentamiento o enfriamiento en el tiempo requerido.
- 2) COSTOS ELEVADOS DE DISEÑO.- Cuando los factores de diseño no son confiables, generalmente se diseña el sistema para asegurar que dé el servicio para el cual fué diseñado. Aunque por lo regular éstos sistemas sobrediseñados trabajan, los costos fijos del sistema son mayores debido a la incertidumbre del diseño.
- 3) EXCESIVA RELACION DE FLUJO DEL MEDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.- Este problema es el resultado, en primer lugar, de la falta de visualización de los requerimientos instantáneos de éstos procesos. Con un conocimiento apropiado de los mismos, el incremento en el flujo del medio de transferencia de calor, pueden predecirse los problemas o ventajas que acarrearía dicho incremento, de lo contrario puede provocar una caída de presión muy elevada y una disminución en la efectividad del material en los sistemas.

- 4) FLUIDO DE TRANSFERENCIA DE CALOR REGRESADO A UNA TEMPERATURA MUY ELEVADA.- Una dificultad muy común es el calentamiento excesivo del agua regresada a la torre de enfriamiento. Las altas temperaturas pueden acortar la vida de la torre si éstas no fueron consideradas en su diseño.
- 5) MALOS ARRANQUES.- El arranque de cualquier equipo o proceso puede estar lleno de dificultades pero, si los detalles del diseño no fueron comprendidos perfectamente, los pequeños problemas en el arranque serán problemas muy grandes ya que no se contará con la información indispensable para solucionarlos, y en este caso se deberá rediseñar el equipo o el sistema, aumentando con esto, los costos ingenieriles y de producción.

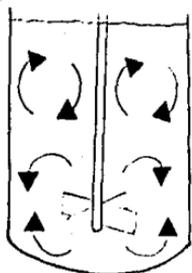
1.2 CARACTERISTICAS DEL POTENCIAL TERMICO UTILIZANDO RECIPIENTES CON AGITACION Y SIN AGITACION.

En éstos sistemas el recipiente donde se encuentra el fluido de proceso puede estar agitado o sin agitación (FIGURA 1.1 y 1.2).

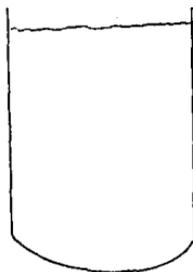
El tener un diferencia de temperaturas (MLTD) mayor o menor repercute directamente en el área de transferencia de calor, entonces el tiempo requerido para un área de transferencia de calor dada se verá modificado. En otras

palabras, el potencial térmico que se obtendría con recipientes sin agitación es mayor que el que se obtiene en recipientes agitados, ya que los primeros, teóricamente tendrán temperaturas diferentes en un mismo instante dentro del recipiente debidas a cada recirculación.

$$MLTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right]}$$



RECIPIENTE CON AGITACION
FIGURA 1.1



RECIPIENTE SIN AGITACION
FIGURA 1.2

En los sistemas con cambiadores externos es más común encontrar los tanques sin agitación; esto se debe a que la agitación provoca que la temperatura del fluido de proceso dentro del recipiente, sea uniforme, trayendo como consecuencia, en caso de enfriamiento, que la temperatura obtenida en la entrada del cambiador sea menor, a la obtenida en los recipientes sin agitación (FIGURAS 1.3 A y B)

A pesar de que en los sistemas con cambiadores externos, generalmente se utilizan recipientes sin agitación, sería erróneo considerarlo totalmente así, ya que la continua recirculación provoca la mezcla entre las temperaturas del recipiente con la del fluido recirculado.

Existe el caso en el que sí se pueden considerar los recipientes sin agitación, con sus debidas precauciones, y es cuando el fluido de proceso es relativamente viscoso o el recipiente es alto y angosto (FIGURA 1.4).

En este caso existirá un cambio de temperaturas casi insensible dentro del recipiente ocasionado por la recirculación, y por lo tanto será poco probable la mezcla de las diferentes temperaturas entre el fluido que viene del cambiador y el fluido del recipiente.

En el siguiente capítulo se presentan las ecuaciones para la evaluación del área de transferencia de calor para cada tipo de recipiente.

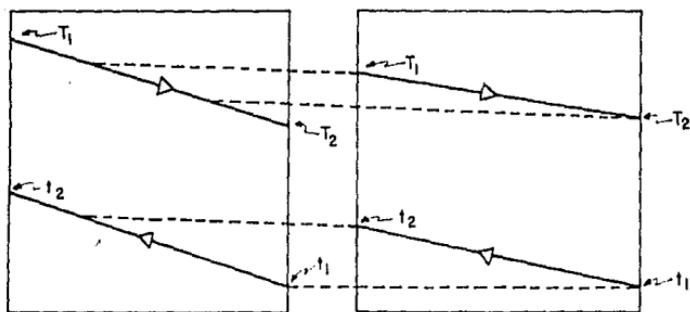


FIGURA 1.3 A

FIGURA 1.3 B

REPRESENTACION ESQUEMATICA DEL POTENCIAL TERMICO
EN LA SEGUNDA RECIRCULACION.

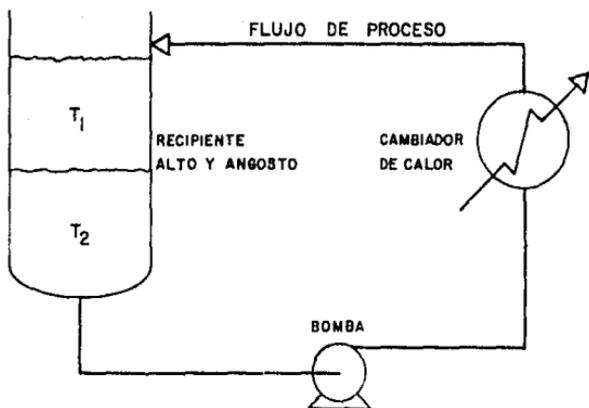


FIGURA. 1.4 SISTEMA CON RECIPIENTE ALTO Y ANGOSTO.

CAPITULO II

ECUACIONES FUNDAMENTALES PARA EL DISEÑO DE CAMBIADORES DE CALOR EN LOS SISTEMAS A REGIMEN NO PERMANENTE.

II.1 ECUACIONES PARA EL CALCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Como se mencionó en el capítulo I, los recipientes del sistema podrán ser:

- A) Recipientes con agitación.
- B) Recipientes sin agitación.

A) Recipientes con agitación.

En la derivación de las ecuaciones para obtener el área de transferencia de calor, se consideraron las siguientes suposiciones:

- 1) El coeficiente global de transferencia de calor "U", es constante a lo largo del proceso y en toda la superficie del sistema.
- 2) El flujo de servicio es constante.
- 3) Los calores específicos (C_p), son constantes a lo largo del proceso.

- 4) La temperatura de entrada del medio de calentamiento o enfriamiento es constante.
- 5) La temperatura en el recipiente es uniforme.
- 6) No hay cambios parciales de fase.
- 7) Las pérdidas de calor son despreciables.

En base a las suposiciones anteriores se obtienen las ecuaciones para obtener ya sea, el área de transferencia de calor, el tiempo de proceso ó las temperaturas de salida, para los procesos a régimen no permanente.

Los balances diferenciales de calor para las FIGURAS 2.1

y 2.2, son los siguientes:

Para la FIGURA 2.1 es:

Balance de calor en el tanque.

$$\frac{dQ_i}{d\theta} = MC_p \frac{dt}{d\theta} \quad \dots\dots (2.1)$$

Balance de calor del fluido de proceso.

$$\frac{dQ_i}{d\theta} = W_p C_p (t' - t) \quad \dots\dots (2.2)$$

Balance de calor del fluido de servicio.

$$\frac{dQ_i}{d\theta} = W_s C_s (T_1 - T_2) \quad \dots\dots (2.3)$$

Ecuación de FOURIER.

$$\frac{dQ_i}{d\theta} = UA MLTD \quad \dots\dots (2.4)$$

Para la Figura 2.2 es:

Balance de calor en el tanque.

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = C_p(M+L_0) \frac{dt}{d\theta} + L_0 C_p(t-t_0) \quad \dots\dots (2.5)$$

Balance de calor para el fluido de proceso.

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = W_p C_p (t' - t) \quad \dots\dots (2.6)$$

Balance de calor para el fluido de servicio.

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = W_s C_s (T_1 - T_2) \quad \dots\dots (2.7)$$

Ecuación de FOURIER.

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = UA MLTD \quad \dots\dots (2.8)$$

En base a las ecuaciones de transferencia de calor (2.1-2.8) se derivan las ecuaciones correspondientes para cada caso específico de proceso.

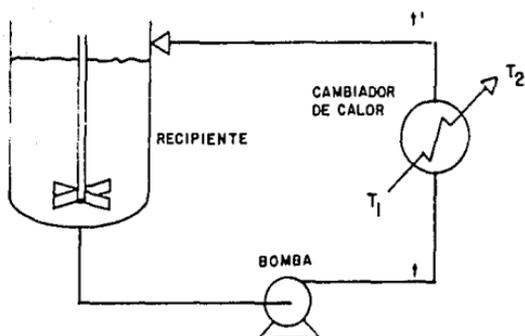


FIGURA. 2.1 SISTEMA DE CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO A REGIMEN NO PERMANENTE CON CAMBIADOR EXTERNO A CONTRA CORRIENTE PURA.

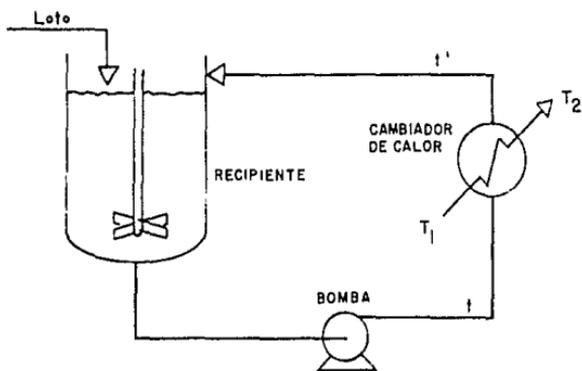


FIGURA. 2.2 SISTEMA DE CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO A REGIMEN NO PERMANENTE CON CAMBIADOR EXTERNO, LIQUIDO AÑADIDO CONTINUAMENTE AL TANQUE.

Calentamiento y enfriamiento de lotes agitados.

1. Cambiador externo, contracorriente pura.

- Flujo de servicio no isotérmico.

CALENTAMIENTO

Del balance de calor de la FIGURA 2.1 se encuentra que existen dos temperaturas variables t' y T_2 , las cuales aparecen en la MLTD.

Igualando (2.1) y (2.2).

$$t' = t + \frac{M C_p}{W_p C_p} \frac{dt}{d\theta} \quad (2.9)$$

Igualando (2.1) y (2.3).

$$T_2 = T_1 - \frac{M C_p}{W_s C_s} \frac{dt}{d\theta} \quad (2.10)$$

Sustituyendo y reacomodando (2.9) y (2.10) en (2.4) y (2.1).

$$L_n \frac{T_1 - t - \frac{M C_p}{W_p C_p} \frac{dt}{d\theta}}{T_1 - t - \frac{M C_p}{W_s C_s} \frac{dt}{d\theta}} = AU \left(\frac{1}{W_p C_p} - \frac{1}{W_s C_s} \right) \quad (2.11)$$

donde:

$$K_1 = \frac{AU \left(\frac{1}{W_p C_p} - \frac{1}{W_s C_s} \right)}{e}$$

Reordenando:

$$\int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{T_1 - t} = \frac{1 - K_1}{M C_p} \int_0^e \frac{d\theta}{\frac{1}{W_p C_p} - \frac{K_1}{W_s C_s}} \quad (2.12)$$

Y finalmente, integrando (2.12)

$$\text{Ln} \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{(K_1 - 1) W_p \# W_s \# C_s \# \theta}{M (K_1 \# W_s \# C_s - W_p \# C_p)} \quad (2.13)$$

ENFRIAMIENTO

$$\text{Ln} \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{(K_1 - 1) W_p \# W_s \# C_s \# \theta}{M (K_1 \# W_s \# C_s - W_p \# C_p)} \quad (2.14)$$

- Fluido de servicio isotérmico.

La derivación de éstas ecuaciones se realiza de la misma forma que las anteriores (2.13, 2.14).

CALENTAMIENTO

$$\text{Ln} \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{(K_2 - 1) W_p \# C_p \# \theta}{K_2 \# M \# C_p} \quad (2.15)$$

Donde:

$$K_2 = \frac{UA}{W_p C_p}$$

ENFRIAMIENTO

$$\text{Ln} \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{(K_2 - 1) W_p \# C_p \# \theta}{K_2 \# M \# C_p} \quad (2.16)$$

2. Cambiador externo, liquido añadido continuamente al tanque.

- Flujo de servicio no isotérmico.

CALENTAMIENTO

En el balance de calor de la FIGURA 2.2, existen 2 variables, T_2 y t' , las cuales se obtienen del mismo modo que en el inciso (1.), pero utilizando las ecuaciones 2.5 - 2.7, encontrando así, el valor de K_3 (el cual es igual a K_1).

$$K_3 = K_1$$

$$\begin{aligned} \text{Ln} \frac{t_0 - t_1 + \frac{W_p W_s C_s (K_3 - 1) (T_1 - t_1)}{L_0 (K_3 W_s C_s - W_p C_p)}}{t_0 - t_2 + \frac{W_p W_s C_s (K_3 - 1) (T_1 - t_2)}{L_0 (K_3 W_s C_s - W_p C_p)}} &= \\ \left(\frac{W_p W_s C_s (K_3 - 1)}{L_0 (K_3 W_s C_s - W_p C_p)} + 1 \right) \text{Ln} \frac{M + L_0 \theta}{M} & \quad (2.17) \end{aligned}$$

ENFRIAMIENTO

$$\begin{aligned} \text{Ln} \frac{T_0 - T_1 - \frac{W_p W_s C_s (K_3 - 1) (T_1 - t_1)}{L_0 (K_3 W_s C_s - W_p C_p)}}{T_0 - T_2 - \frac{W_p W_s C_s (K_3 - 1) (T_2 - t_1)}{L_0 (K_3 W_s C_s - W_p C_p)}} &= \\ \left(\frac{W_p W_s C_s (K_3 - 1)}{L_0 (K_3 W_s C_s - W_p C_p)} + 1 \right) \text{Ln} \frac{M + L_0 \theta}{M} & \quad (2.18) \end{aligned}$$

- Fluido de servicio isotérmico.

CALENTAMIENTO

$$K4 = K2$$

$$\begin{aligned}
 t_1 - t_0 &= \frac{W_p (K4-1) (T_1 - t_1)}{L_0 K4} \\
 L_n &= \frac{W_p (K4-1) (T_1 - t_2)}{L_0 K4} = \\
 t_2 - t_0 &= \frac{W_p (K4-1) (T_1 - t_2)}{L_0 K4} \\
 \left(\frac{W_p (K4-1)}{L_0 K4} + 1 \right) L_n &= \frac{M + L_0 \theta}{M} \quad (2.19)
 \end{aligned}$$

ENFRIAMIENTO

$$\begin{aligned}
 T_0 - T_1 &= \frac{W_p (K4-1) (T_1 - t_1)}{L_0 K4} \\
 L_n &= \frac{W_p (K4-1) (T_1 - t_2)}{L_0 K4} = \\
 T_0 - T_2 &= \frac{W_p (K4-1) (T_1 - t_2)}{L_0 K4} \\
 \left(1 - \frac{W_p (K4-1)}{L_0 K4} \right) L_n &= \frac{M + L_0 \theta}{M} \quad (2.20)
 \end{aligned}$$

Tanto en calentamiento como en enfriamiento, si la adición del líquido continuamente añadido al tanque provoca un calor de dilución exotérmico o endotérmico (q/C_p), éste puede ser añadido tanto en el numerador como en el denominador del lado izquierdo de cada ecuación.

3.) Cambiador externo, flujo paralelo-contracorriente.

Anteriormente se consideró flujo completamente a contracorriente, sin embargo existen casos en los que es más conveniente utilizar cambiadores con dos o más pasos por tubos y/o por envolvente. Estas razones pueden ser de orden económico o estructural.

Para la evaluación de éstas ecuaciones es necesario considerar un factor de corrección para la MLTD, el cual está en función de 2 parámetros que son:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t' - t} = \frac{W_p \# C_p}{W_s \# C_s}, \quad S = \frac{t' - t}{T_1 - t}$$

- Cambiador 1 - 2 externo.
- Fluido de servicio isotérmico.

CALENTAMIENTO

Utilizando el balance de calor de la FIGURA 2.1 y considerando el factor de corrección mediante los parámetros "R" y "S", se obtiene:

$$K_5 = e^{\frac{UA}{W_p C_p} \sqrt{R^2 + 1}} = \frac{2 - S (R+1) \sqrt{R^2 + 1}}{2 - S (R+1) \sqrt{R^2 + 1}}$$

Despejando "S",

$$S = \frac{2 (K_5 - 1)}{K_5 (R+1) \sqrt{R^2 + 1} - (R+1) \sqrt{R^2 + 1}} \quad (2.21)$$

De las ecuaciones (2.1) y (2.2).

$$t' = t + \frac{M}{W_p} \frac{dt}{dt} \quad (2.22)$$

Sustituyendo (2.22) en el parametro "S",

$$S = \frac{\frac{M}{W_p} \frac{dt}{dt}}{T_1 - t} \quad (2.23)$$

Rearreglando (2.23),

$$\int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{T_1 - t} = \frac{S W_p}{M} \int_{\theta}^{\theta} d\theta$$

Integrando.

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{S W_p \theta}{M} \quad (2.24)$$

Donde "S" está definido en la ecuación (2.21).

ENFRÍAMIENTO.

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{S W_p \theta}{M} \quad (2.25)$$

Donde "S" está definido en la ecuación (2.21).

4.) Cambiador externo, flujo paralelo-contracorriente,
líquido añadido continuamente al tanque.

- Cambiador 1 - 2 externo.
- Fluido de servicio isotermico.

CALENTAMIENTO

De las ecuaciones (2.5) y (2.6).

$$t' = C_p(M + L_0) \frac{dt}{d\theta} + \frac{C_p L_0}{W_p} (t - t_0) + t \quad (2.26)$$

Sustituyendo (2.26) en el parametro "S".

$$S = \frac{C_p(M + L_o) \frac{dt}{dO} \frac{1}{W_p} + \frac{C_p L_o}{W_p} (t - t_o)}{T_1 - t} \quad (2.27)$$

Rearreglando e integrando (2.27).

$$\ln \frac{ST_1 + \frac{L_o}{W_p} t_o - (S + \frac{L_o}{W_p}) t_1}{ST_1 + \frac{L_o}{W_p} t_o - (S - \frac{L_o}{W_p}) t_2} = \frac{S W_p + L_o}{L_o} \ln \frac{(M + L_o t_0)}{M} \quad (2.28)$$

Donde "S" está definido en la ecuación (2.21). Y las mismas recomendaciones que en el inciso (2.), cuando exista calor de dilución.

ENFRIAMIENTO

$$\frac{1}{L_o + W_p S R} \ln \frac{L_o t_o + W_p S R t_1 - (L_o + W_p S R) T_1}{L_o t_o + W_p S R t_1 - (L_o + W_p S R) T_2} =$$

$$\frac{1}{L_o} \ln \frac{M + L_o t_0}{M} \quad (2.29)$$

Donde "S" esta definido en la ecuación (2.21). Y las mismas recomendaciones que en el inciso (2.), cuando exista calor de dilución.

5.) Cambiador externo, flujo paralelo-contracorriente,

- Cambiador 2 - 4 externo.
- Flujo de servicio isotérmico.

CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO

Para el calentamiento y enfriamiento de este tipo de arreglos, la variable "S" debe determinarse mediante la siguiente ecuación.

$$S = \frac{2 (K_6 - 1) (1 + \sqrt{(1 - S) (1 - RS)})}{(K_6 - 1) (R + 1) + (K_6 + 1) \sqrt{R^2 + 1}} \quad (2.30)$$

Donde:

$$K_6 = e^{\frac{UA}{2W_p C_p} \sqrt{R^2 + 1}} \quad (2.31)$$

Debido a que "S" no puede obtenerse de una manera simple, esta ecuación (2.30) deberá determinarse por prueba y error, suponiendo valores de "S", hasta alcanzar la igualdad, y sustituirla en las ecuaciones para cambiadores (1 - 2).

6.) Cambiador externo, flujo paralelo-contracorriente,

líquido añadido continuamente al tanque.

- Cambiador 2 - 4 externo.
- Flujo de servicio isotérmico.

CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO

Para el calentamiento y enfriamiento de este tipo de arreglos se deberán utilizar las ecuaciones 2.28 y 2.29, en donde "S" será determinado por la ecuación 2.30 y de la misma forma que en el punto (5.).

B) Recipientes sin agitación.

Este caso es un poco más simple que el precedente, puesto que solo existe un cambio de temperatura discreto por lo que el proceso no se describe mediante un cambio diferencial. Este proceso puede apreciarse mediante el simple análisis de la FIGURA 2.3, en donde el flujo inicial con temperatura "t" es calentado hasta una temperatura " t' " mediante el cambiador de calor, regresando al tanque formando una capa a esa temperatura, la cual volverá a pasar por el cambiador hasta que la capa inferior (la cual tiene una temperatura t), pase a través de éste.

Por lo que, si el número de recirculaciones requerido para lograr la temperatura final del lote es "N", entonces el tiempo estará dado por:

$$\theta = \frac{N \cdot M}{W_p} \quad (2.32)$$

Calentamiento y enfriamiento de lotes sin agitación.

1. Cambiador externo, contracorriente pura.

- Fluido de servicio no isotérmico.

CALENTAMIENTO

Para estos arreglos es necesario conocer el valor de la temperatura obtenida en cada recirculación, para posteriormente encontrar la temperatura de la siguiente recirculación (FIGURA 2.3).

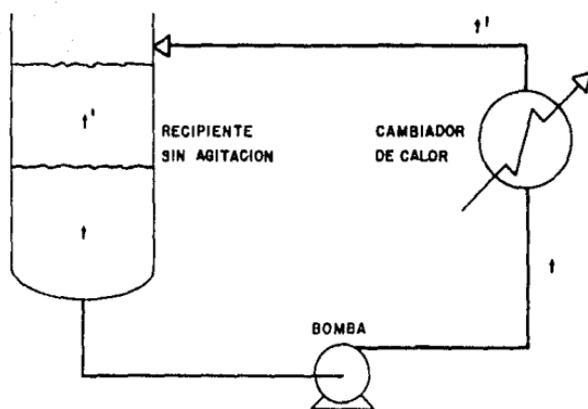


FIGURA 2.3 SISTEMA DE CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO A REGIMEN NO PERMANENTE CON RECIPIENTES SIN AGITACION.

$$\text{Circulación inicial: } t_1 = t + S (T_1 - t) \quad (2.33)$$

$$\text{Recirculación: } t_2 = t_1 + S (T_1 - t_1) \quad (2.34)$$

$$\text{Generalizando: } t(N) = t(N-1) + S (T_1 - t(N-1)) \quad (2.35)$$

Donde:

$$S = \frac{K_7 - 1}{K_7 R - 1} \quad (2.36)$$

$$K_7 = e^{\frac{UA}{W_p C_p} (R - 1)} \quad (2.37)$$

ENFRÍAMIENTO

$$T(N) = T(N-1) - S (T(N-1) - t_1) \quad (2.38)$$

Las ecuaciones (2.35) y (2.38), se resuelven introduciendo en cada recirculación, la temperatura de la circulación anterior, encontrando el valor del tiempo mediante la ecuación (2.32).

- Fluido de servicio isotérmico.

CALENTAMIENTO

$$t(N) = T_1 - \frac{1}{K_2^N} (T_1 - t) \quad (2.39)$$

Y, para N recirculaciones:

$$\theta = \frac{N * M}{W_p} \quad (2.40)$$

ENERIAMIENTO

$$T(N) = t_1 - \frac{1}{K^2} (t_1 - T) \quad (2.41)$$

Y, para N recirculaciones:

$$\theta = \frac{N * M}{Wp} \quad (2.42)$$

2. Cambiador externo, 1 - 2

- Flujo de servicio no isotérmico.

Para éste arreglo el cálculo puede hacerse de la misma forma que en el punto anterior (1.), pero " S " será determinado por la ecuación 2.21.

3. Cambiador externo, 2 - 4

- Flujo de servicio no isotérmico.

Este caso se resuelve de la misma forma que el precedente, pero " S " debe ser determinada por la ecuación 2.30.

Para conocer el comportamiento de la temperatura en cualquier instante, es necesario construir la curva de operación del sistema, dicho comportamiento se muestra en el siguiente inciso.

II.2 CURVA DE OPERACION DEL SISTEMA.

Para la construcción de la curva de operación del sistema se consideró el enfriamiento de un lote agitado con fluido de servicio no isotérmico, para el caso de calentamiento y los demás sistemas (a excepción de los recipientes sin agitación), se deberá seguir la misma secuencia.

En el enfriamiento de un líquido, el problema principal es la temperatura diferencial entre el líquido que se enfría (fluido de proceso), y el fluido de servicio. Esta es la fuerza que transfiere el calor del fluido de proceso al fluido de servicio, sin embargo en las operaciones a régimen no permanente, la temperatura diferencial decrece continuamente durante el ciclo de enfriamiento debido a que la temperatura del líquido que se enfría esta directamente relacionada con la carga térmica, la cual decrece conforme el tiempo de proceso aumenta.

La temperatura de un líquido cualquiera que empieza a ser enfriado uniformemente seguirá una curva exponencial de la forma:

$$Y = A e^{-bx} \quad (2.43)$$

Esta ecuación aplicada al enfriamiento de procesos a régimen no permanente, toma la siguiente forma:

$$T_2 - t_1 = (T_1 - t_1) e^{-b\theta} \quad (2.44)$$

Donde:

$$b = \frac{(K1 - 1) Wp \cdot Ws \cdot Cs}{M (K1 \cdot Wp \cdot Cp - Ws \cdot Cs)} \quad (2.45)$$

T1, T2 temperaturas del fluido que se enfría.

t1 temperatura del fluido que se calienta.

θ tiempo del proceso.

En la ecuación anterior el único valor desconocido es "b", el cual tendrá que evaluarse antes de iniciar el cálculo de la curva. Conociendo el valor de "b" se resuelve la ecuación (2.44), encontrándose la temperatura de salida del fluido de proceso (T2), a varios intervalos de tiempo.

Los valores de T2 graficados contra el tiempo proporcionarán la curva de enfriamiento del proceso mostrada en la FIGURA (2.4).

La relación de cambio de temperatura en el líquido, en cualquier tiempo, corresponde a la pendiente de la curva de enfriamiento (FIGURA 2.5).

Diferenciando la ecuación 2.44 con respecto al tiempo t

$$\frac{dT}{d\theta} = -b (T1 - t1) e^{-b\theta} = -b (T2 - t1) \quad (2.46)$$

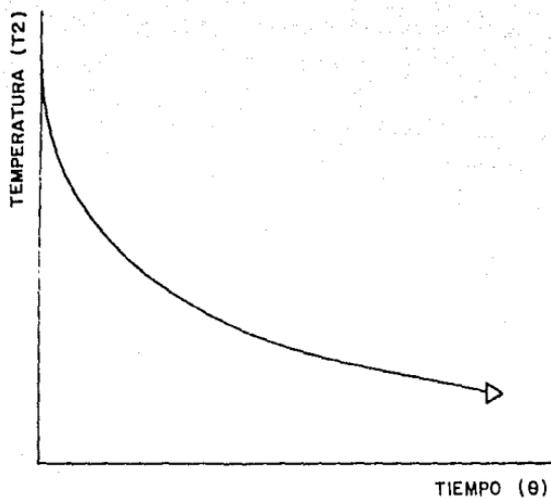


FIGURA 2.4 CURVA DE ENFRIAMIENTO

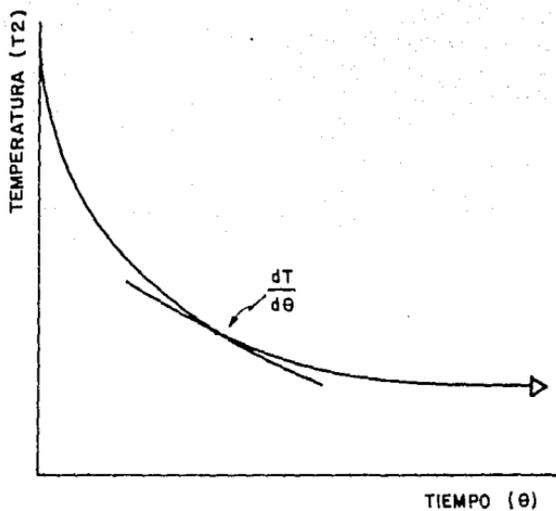


FIGURA 2.5 PENDIENTE DE LA CURVA DE ENFRIAMIENTO

La ecuación (2.46) indica que la cantidad de calor transferido en cualquier instante es una función de la pendiente.

Escribiendo un balance de calor en cualquier instante :

Para el fluido de proceso:

$$Q_i = S L M C_p = -b (T_2 - t_1) M C_p = W_p C_p (t_2 - t_1) \quad (2.47)$$

Para el fluido de servicio:

$$Q_i = S L M C_p = -b (T_2 - t_1) M C_p = W_s C_s (T_1 - T_2) \quad (2.48)$$

Con la ecuaciones 2.47 y 2.48, se pueden encontrar las temperaturas de salida del fluido de proceso y de servicio en cada intervalo de tiempo (ecuaciones 2.49 y 2.50).

$$\text{FLUIDO DE PROCESO.} \quad T_2' = T_1 + \frac{Q_i}{M C_p} \quad (2.49)$$

$$\text{FLUIDO DE SERVICIO.} \quad t_2 = t_1 - \frac{Q_i}{M C_p} \quad (2.50)$$

Por otro lado, es necesario conocer la cantidad mínima de flujo a recircular, debido a que si se utiliza un flujo menor a éste, el cambiador no cumplirá con los requerimientos del proceso.

II.3 FLUJO MINIMO A RECIRCULAR.

La relación de flujo mínima a recircular se derivará a partir de la ecuación de enfriamiento a contracorriente pura con fluido de servicio no isotérmico (ecuación 2.14), para la obtención del flujo mínimo en los casos restantes se deberá seguir el mismo procedimiento.

De la ecuación (2.14).

$$\ln \left[\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} \right] = \frac{(K_1 - 1) W_p W_s C_s \theta}{M (K_1 W_s C_s - W_p C_p)}$$

Donde:

$$K_1 = \frac{1}{e} \left(\frac{AU}{W_p C_p} - \frac{1}{W_s C_s} \right)$$

De donde:

$$UA = \frac{\ln K_1}{\frac{1}{W_p C_p} - \frac{1}{W_s C_s}} \quad (2.51)$$

El flujo teórico mínimo ocurre cuando $UA = \infty$

Rearreglando la ecuación (2.51).

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{W_p \left(1 - \frac{1}{K_1} \right) \theta}{M \left(1 - \frac{W_s C_s}{K_1 W_p C_p} \right)} \quad (2.52)$$

De la ecuación (2.51):

Cuando $UA = \infty \Rightarrow K_2 = \infty$

Por lo que la ecuación (2.52) se reduce a:

$$Ln = \frac{[T_1 - t_1]}{[T_2 - t_1]} = \frac{Wp \text{ min.} * \theta}{M} \quad (2.53)$$

Donde $Wp \text{ min.}$ es el flujo mínimo de proceso a recircular. En la práctica se recomienda iniciar con 1.25 veces el flujo mínimo de proceso, esto asegura que el equipo cumpla con los requisitos de proceso (temperaturas de salida y tiempo de proceso).

$$Wp \text{ min.} = \frac{M}{\theta} Ln \left[\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} \right] \quad (2.54)$$

$$Wp = 1.25 * Wp \text{ min.} \quad (2.55)$$

II.4 FLUJO MINIMO DEL FLUIDO DE SERVICIO.

Este flujo se calcula en base a la temperatura máxima permitida a la salida del cambiador, dicha temperatura ocurrirá dentro del proceso, al inicio del ciclo de enfriamiento.

Despejando Ws de la ecuación (2.48)

$$Ws = \frac{Qi}{Cs (t_2 - t_1)} \quad (2.56)$$

II.5 CARGA TERMICA TOTAL.

Para la evaluación del coeficiente global de transferencia de calor, es necesario conocer el calor transferido en cada intervalo de tiempo, así como el calor total del proceso.

El calor total transferido en el proceso, es la suma del calor transmitido en cada intervalo de tiempo como se muestra en la FIGURA 2.6.

Para su evaluación se debe partir de la ecuación (2.44), de donde se obtiene "b".

$$b = - \frac{\text{Ln} \left[\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1} \right]}{\theta} \quad (2.57)$$

Por otro lado, se divide el tiempo de residencia en intervalos iguales, se sustituye el primer intervalo en la ecuación (2.58) y se evalúa T2 (temperatura del fluido de proceso al término del primer intervalo de tiempo).

$$T_2 = (T_1 - t_1) e^{-b \cdot \text{int}} + t_1 \quad (2.58)$$

Donde:

int = primer intervalo de tiempo.

Con el valor de T2, se calcula la pendiente "SL" en ese punto (ecuación 2.46), la cual se utiliza para evaluar el calor que se transfiere en el primer intervalo, por medio de la ecuación (2.47 o 2.48).

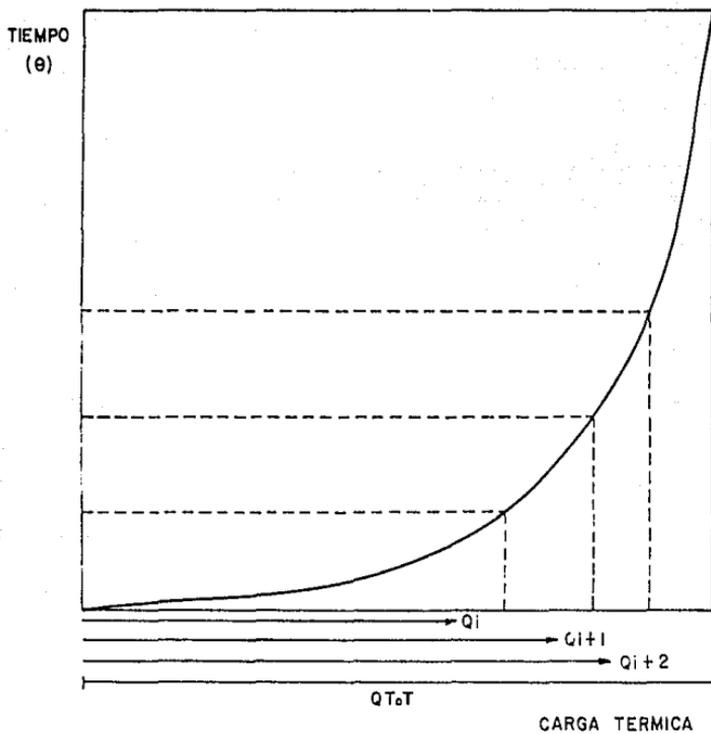


FIGURA 2.6 CARGA TERMICA TOTAL.

Para evaluar la carga térmica del siguiente intervalo se debe considerar el valor de T2 antes calculado, como la temperatura inicial en el nuevo intervalo (T1), evaluando nuevamente la temperatura T2 en el nuevo intervalo, pero a partir de la ecuación (2.58).

Siguiendo esta secuencia, se evalúa la carga térmica en cada intervalo, con la suma de ellas, obtenemos la carga térmica total del proceso, esta secuencia se encuentra en la FIGURA 3.4 del CAPITULO III.

II.6 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

El coeficiente global de transferencia de calor, también llamado resistencia global, ya que es la resistencia existente en el proceso para la transferencia de calor, tiene tres contribuciones:

- 1) Resistencia del fluido situado por el lado de los tubos.
- 2) Resistencia del fluido situado por el lado de envolvente.
- 3) Resistencia del material que separa los fluidos.

El coeficiente global se puede evaluar a partir de las resistencias antes mencionadas, o sea, a partir de los coeficientes individuales y la resistencia de la pared del tubo.

$$U A = \frac{1}{\sum R} \quad (2.59)$$

R = Resistencias.

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

A = Area de transferencia de calor.

Donde:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{x}{k_m} \frac{d_o}{d_{med}} + \frac{1}{h_o} + R_d} \quad (2.60)$$

k_m = Conductividad térmica del tubo.

d_i = Diámetro interno del tubo.

d_{med} = Diámetro medio logarítmico.

d_o = Diámetro externo del tubo.

Uno de los grandes problemas para el diseño de cambiadores de calor a régimen no permanente, es la evaluación del coeficiente global de transferencia de calor.

La evaluación del coeficiente global de transferencia de calor se realiza en base al cálculo del mismo en el extremo de cada intervalo, promediándolos y multiplicándolos por la fracción de carga térmica correspondiente a ese intervalo (FIGURA 2.7).

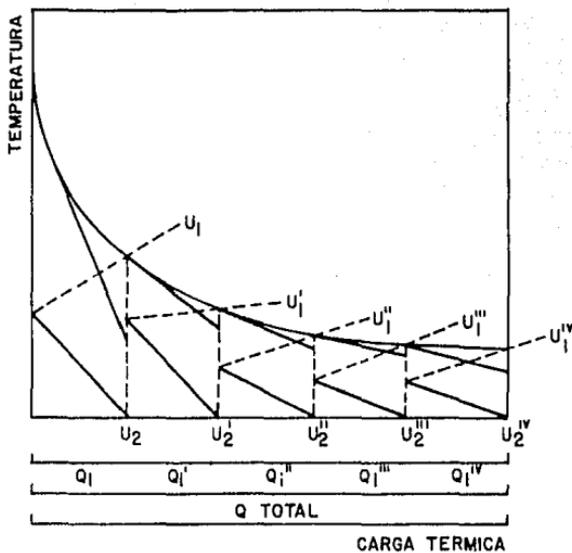


FIGURA 2.7 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EVALUADO EN CADA INTERVALO.

En base a la FIGURA 2.7, el coeficiente global se pondera de la siguiente manera:

Coeficiente global ponderado (UPON)

$$UPON = \frac{(U_1 + U_2)}{2} \cdot \frac{Q_i}{Q_{TOTAL}} \quad (2.61)$$

Para la obtención de los coeficientes individuales de transferencia de calor, se utilizó el caso más importante de transmisión de calor con el objeto de saber que variables afectan directamente, encontrándose que existe una relación entre diámetro uniforme y flujo de masa constante con la razón de transferencia de calor, esta razón de transferencia de calor está en función de varias propiedades físicas tales como:

Velocidad de los flujos.

Densidad.

Calor específico.

Conductividad térmica.

Viscosidad.

La velocidad, viscosidad, densidad y diámetro, afectan el espesor de la película del fluido en la pared del tubo a través de la cual el calor deberá ser conducido, el calor

especifico refleja la variación del promedio de la temperatura del fluido como resultado de la absorción uniforme de calor.

Para la obtención de los coeficientes individuales de transferencia de calor, los primeros estudios se abocaron hacia la obtención empírica de las correlaciones, el cálculo se efectuó por medio de datos experimentales y con ayuda del análisis dimensional, siendo los números adimensionales mas empleados los siguientes:

$$\begin{array}{l}
 \text{NUSSELT} \dots\dots\dots \frac{h_i d_i}{k} \\
 \text{REYNOLDS} \dots\dots\dots \frac{d_i v \rho}{\mu} \\
 \text{PRANDTL} \dots\dots\dots \frac{C_p \mu}{k} \\
 \text{GRASHOF} \dots\dots\dots \frac{\rho \cdot 2g \beta \Delta T d_i^3}{\mu^2} \\
 \text{GREATZ} \dots\dots\dots \text{NRe NPr} \left(\frac{d_i}{L_t} \right) \frac{\text{AFT}}{d_i^2}
 \end{array}$$

COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

LADO TUBOS.

Sieder y Tate, a través de experimentos en tubos, encontraron correlaciones tanto para calentamiento como para enfriamiento de flujos, en tubos horizontales y verticales.

REGIMEN LAMINAR

NRe < 2100
NGz > 100

$$\frac{h_i d_i}{k} = 1.86 \left(\text{NRe NPr} \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right) \quad (2.62)$$

- Para diámetro de tubo hasta 76 mm.

- MLTD hasta 315 °K

Una correlación mas general que cubre todos los diámetros y MLTD's.

$$\frac{h_i d_i}{k} = 1.86 \left(\text{NRe NPr} \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} + 0.87 (1 + 0.015 \text{NGr})^{0.14} \right) \quad (2.63)$$

Para NGz < 100

$$\text{NNu} = 3.66 + \left(\frac{0.085 \left(\text{Nre NPr} \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right)}{1 + 0.047 \left(\text{NRe NPr} \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right)} \right) \quad (2.64)$$

REGION DE TRANSICION

2100 < Nre < 10000

Para flujo transicional la ecuación de HAUSEN es recomendada.

$$\text{NNu} = 0.116 \left(\text{NRe}^{0.67} - 125 \right) \text{NPr}^{0.33} \left(1 + \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{0.67} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right) \quad (2.65)$$

REGIMEN TURBULENTO

$$NRe > 10000$$

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0.027 NRe^{0.8} NPr^{0.3333} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2.66)$$

Las ecuaciones anteriores son aplicables para:

- Líquidos orgánicos.
- Soluciones acuosas.
- Gases.
- No aplica para el agua.

Dittus-Bolter también obtuvo una ecuación para flujo turbulento:

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0.023 NRe^{0.8} NPr^{0.3333} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^n \quad (2.67)$$

Donde: $n = 0.3$ para calentamiento.

$n = 0.4$ para enfriamiento.

$$NRe > 10000$$

$$0.7 < Npr < 100$$

$$\frac{L_t}{d_o} > 60$$

Las propiedades físicas se evalúan a partir de la temperatura promedio (calórica) del fluido.

Para el caso en el que se tenga agua por dentro de tubos se puede utilizar la siguiente ecuación.

$$h_i = \frac{150}{d_i^{0.2}} (1 + 0.011 \cdot T) V^{0.8} \quad (2.68)$$

Existe el método de Colburn, el cual consiste en la agrupación de las ecuaciones de flujo laminar y flujo turbulento obtenidas por Sieder y Tate, las cuales fueron graficadas en un par de coordenadas en donde el NRe es la abscisa y en la ordenada se encuentra la ecuación:

$$J_h = \frac{h_i d_i}{k} \left(\frac{C_p}{k} \right)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (2.69)$$

Para la obtención de los coeficientes individuales de transferencia de calor por medio del método de Colburn, se requiere primeramente la evaluación del NRe a partir del cual se obtiene el valor de J_h (GRAFICA 1), con el que se puede evaluar el coeficiente con tan solo despejarlo de la ecuación en la ordenada.

LADO ENVOLVENTE.

Para el cálculo del coeficiente individual por el lado de la envolvente es aconsejable utilizar el método de BELL (DELAWARE).

Este método está basado en un programa de investigación experimental y analítico llevado a cabo por el departamento de la Universidad de Delaware.

En términos generales, este método supone que las características de transferencia de calor y caída de presión por la envolvente son iguales a aquellas correspondientes a un banco de tubos ideal en la sección de flujo cruzado del cambiador, modificado por la distorsión del flujo normal introducido por las mamparas y la presencia de fugas y desviaciones a través de los claros requeridos por la construcción mecánica. La secuencia de cálculo tanto para el coeficiente individual como para la caída de presión se encuentra en el APENDICE 1.

Por otro lado, para valores de NRe desde 2000 hasta 1000000, se puede utilizar la siguiente ecuación con bastante exactitud.

$$\frac{h_o De}{k} = 0.36 NRe^{0.55} NPr^{0.3333} \left(\frac{De}{d_w}\right)^{0.14} \quad (2.70)$$

Donde De es el diámetro equivalente y es igual a:

$$\text{Arreglo cuadrado: } De = \frac{4 \left(Pt^2 - \left(\frac{d_o}{4}\right)^2 \right)}{d_o} \quad (2.71)$$

$$\text{Arreglo Triangular: } De = \frac{\frac{1}{2} (-Pt^{0.86} Pt - \frac{1}{2} \left(\frac{d_o}{4}\right)^2)}{\frac{1}{2} d_o} \quad (2.72)$$

II.7 TEMPERATURA CALORICA.

Cabe hacer mención que para el cálculo de los coeficientes individuales de transferencia de calor se puede utilizar la temperatura media del fluido pero, bajo ciertas restricciones y en los siguientes casos:

- Fluidos poco viscosos.
- Fluidos con rangos de temperatura no mayor a 25°C
- Casos en que la viscosidad no tenga una variación muy grande al aumentar la temperatura.

En caso contrario se deberán evaluar las propiedades físicas a partir de la temperatura calórica (promedio), y μ_w a partir de la temperatura de pared.

II.8 CAIDA DE PRESION.

Cuando un fluido incompresible fluye en un tubo horizontal uniforme con un gasto másico constante, la presión del fluido disminuye a lo largo de la tubería debido a la fricción, este fenómeno es llamado caída de presión del sistema.

Esta caída de presión por unidad de longitud se le conoce como gradiente de presión, el cual se ha encontrado experimentalmente que está en función de algunas propiedades físicas del fluido y características del tubo:

DIAMETRO	(D)
VELOCIDAD	(V)
DENSIDAD	(ρ)
VISCOSIDAD	(μ)

Esta caída de presión se puede evaluar a partir de las siguientes ecuaciones:

Caída de presión en tubería recta:

$$DP_{tr} = \frac{f Bt^2 Lt Np}{5.22E10 \rho d_i^5 S.G. \mu} \quad (2.73)$$

Donde:

Lt = Longitud de tubo.

NP = Número de pasos por los tubos.

Caída de presión en retornos:

$$DPr = \frac{4 \rho Np^2 V^2}{S.G. \cdot 2 \rho g} \quad (2.74)$$

Donde:

V = Velocidad del fluido.

S.G. = Gravedad específica.

g = Aceleración de la gravedad.

Por lo tanto, la caída de presión total por el lado de los tubos es:

$$DP_{tot} = DP_{tr} + DPr \quad (2.75)$$

Para la caída de presión por el lado de la envolvente es recomendable utilizar el método de BELL (APENDICE 1).

NOMENCLATURA DEL CAPITULO II

A	Area de transferencia de calor,	M ²
AFT	Area de flujo por tubos,	M ²
ATCR	Area de transferencia de calor requerida,	M ²
af	Area de flujo del tubo,	M ²
b	Constante,	Hr -1
BHP	Brake horse power,	HP
Cp	Calor especifico del fluido caliente,	J/Kg °C
Cs	Calor especifico del fluido frio,	J/Kg °C
De	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión,	mm
di	Diámetro interno del tubo,	mm
do	Diámetro externo,	mm
f	Factor de fricción	ADIMENSIONAL
K1, K2, K3	Constantes en las ecuaciones de	
K4, K5	calentamiento y enfriamiento,	ADIMENSIONAL
km	Conductividad térmica,	W/M ² °C/M
LT	Longitud de tubo,	M
M	Lote a enfriar o calentar,	Kg
NP	Número de pasos por tubos	
NT	Número de tubos	
PT	Paso en los tubos,	mm
Qi	Carga térmica en el intervalo "i",	J/Hr W

Qtot	Carga térmica total,	J/Hr W
R	Grupo adimensional	
Rd	Factor de obstrucción total,	$M^2/^{\circ}C/W$
S	Grupo adimensional	
SL	Pendiente de la curva de enfriamiento,	$^{\circ}C/Hr$
T1,T2	Temperatura inicial y final del fluido caliente,	$^{\circ}C$
To	Temperatura del fluido caliente añadido continuamente al lote,	$^{\circ}C$
T2'	Temperatura del fluido de proceso en cualquier instante,	$^{\circ}C$
T1,T2	Temperatura de entrada y salida del fluido caliente.	$^{\circ}C$
Tw	Temperatura de pared del tubo,	$^{\circ}C$
t1,t2	Temperatura inicial y final del fluido frío respectivamente,	$^{\circ}C$
to	Temperatura del fluido frío añadido continuamente al lote,	$^{\circ}C$
U	Coefficiente global de transferencia de calor,	$W/M^2/^{\circ}C$
U1,U2	Coefficiente global de transferencia de calor de entrada y salida respect.	$W/M^2/^{\circ}C$
V	Velocidad del fluido en tubos,	M/S
Wp	Fluido de proceso,	Kg/Hr
Ws	Fluido de servicio,	Kg/Hr
X	Espesor del tubo,	mm

CAPITULO III

SECUENCIA LOGICA DEL DISEÑO. SELECCION Y OPTIMIZACION DE LOS SISTEMAS A REGIMEN NO PERMANENTE.

III.1) METODOLOGIA DE CALCULO.

Esta metodología comprende el diseño de cada uno de los equipos que componen el sistema, estos equipos son los siguientes:

- 1) CAMBIADOR DE CALOR .- La metodología diseña el cambiador de calor requerido por el sistema, arrojando como resultado el Área de transferencia de calor, las caídas de presión y la geometría del equipo.

- 2) MOTOR Y BOMBA .- La bomba es evaluada a partir de la pérdida de presión total (caída de presión en el cambiador de calor más la caída de presión en la línea más la cabeza estática diferencial) y el gasto másico del fluido de proceso, mientras que para el motor, se calcula la potencia requerida para mover la bomba.
- 3) DIAMETRO DE TUBERIA .- El diámetro de la tubería también es calculado, esto se hace en base a la velocidad recomendada (TABLA 1).

La metodología de cálculo es una de las partes más importantes de este trabajo, debido a que con ella, las dimensiones de los equipos involucrados en el sistema, son determinados.

El diagrama de flujo de la metodología de cálculo general se muestra en la FIGURA 3.1.

METODOLOGIA DE CALCULO

DIAGRAMA DE FLUJO

COMENTARIOS

ENTRADA DE DATOS.

DATOS DE PROCESO Y PROPIEDADES FISICAS (FIGURA 3.3).

CARGA TERMICA.

SUBROUTINA Q_{tot} (FIGURA 3.4).

FLUIDO DE PROCESO (W_p).

EC. 2.55

FLUIDO DE SERVICIO (W_s).

EC. 2.56 O FIGURA 3.5

VELOCIDAD DE TUBOS

MAXIMA.

$V_{TM} = 77 / \sqrt{Q}$

AREA DE FLUJO POR TUBOS.

$A_{FT} = W_p / V_{TM}$

NUMERO DE TUBOS.

$NT = A_{FT} * NP / a_{fpt}$

4 ▶ DIAMTRO DE ENVOLVENTE (DI). $DI = d_o * \sqrt{NT / 0.75} + d_o$

3 ▶ CORTE Y ESPACIAMIENTO DE

BAFLES.

SUBROUTINA CUTSB (FIGURA 3.6).

COEF. DE TRANSFERENCIA

DE CALOR GLOBAL PONDERADO

SUBROUTINA UPON (FIGURA 3.7).

AREA DE TRANSFERENCIA DE

CALOR REQUERIDA (ATCR).

TABLA 3.1

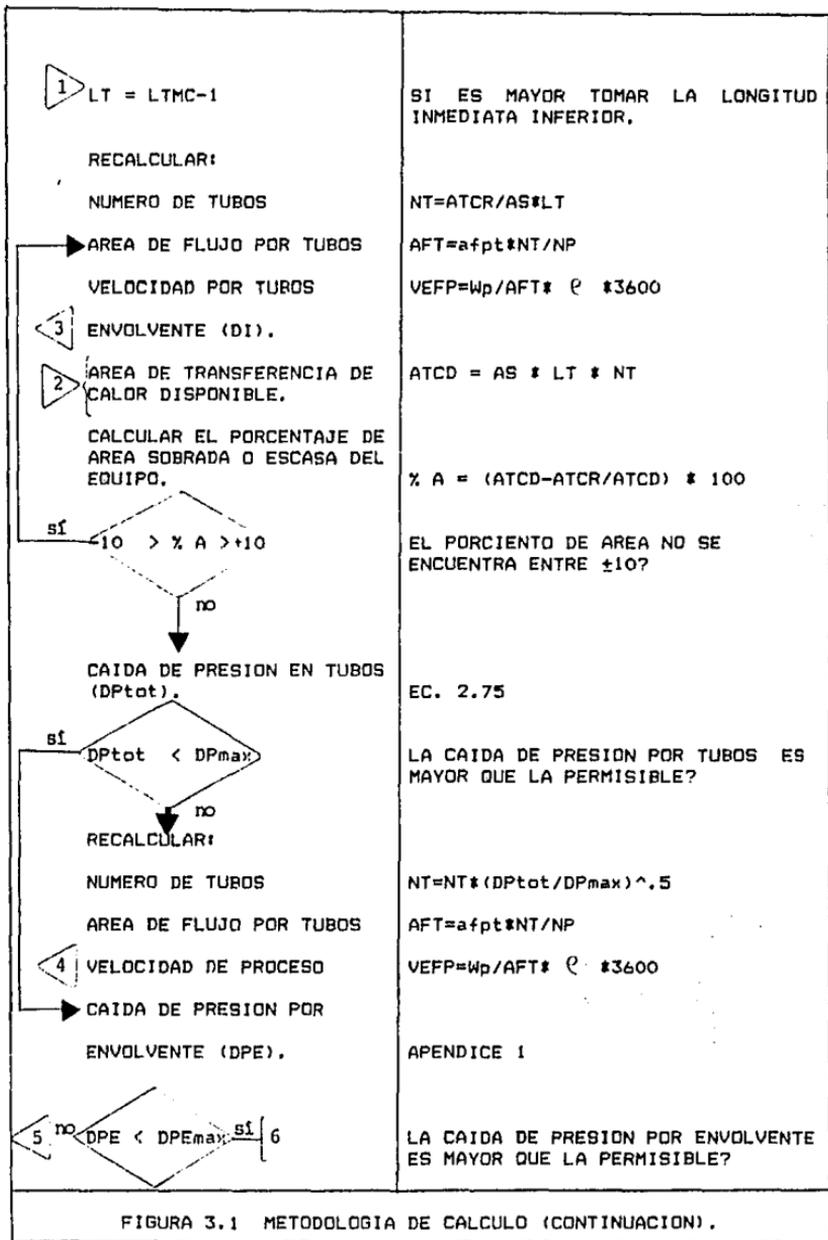
LONGITUD TUBOS REQUERIDA

$LTR = ATCR / AS * NT$



LA LONGITUD DE TUBOS REQUERIDA ES MAYOR QUE LA MAXIMA COMERCIAL?

FIGURA 3.1 METODOLOGIA DE CALCULO.



5	RECALCULAR:	
3	ESPACIAMIENTO ENTRE MAMPARAS	$SB = SB * (DPE / DPE_{max})^{0.3333}$
6	COSTOS:	EVALUACION DE LOS COSTOS TOTALES
	TUBERIA	
	SUPONER VELOCIDAD RECOMENDADA (VELTUB).	TABLA 1
	AREA DE FLUJO POR LA TUBERIA.	$AFTUB = Wp / VOLTUB * C \approx 3600$
	DIAMETRO DE LA TUBERIA.	$DTUB = \sqrt{4 * AFTUB / \pi}$
	DT=DTCOM	TOMAR EL DIAMETRO COMERCIAL DE LA TUBERIA Y CALCULAR LA VELOCIDAD.
	COSTOS DE TUBERIA (\$CTUB)	
	BOMBA:	
	NUMERO DE REYNOLDS.	$NRe = DT * VOLTUB * \rho / \mu$
	FACTOR DE FRICCION (f).	$1 / \sqrt{f} = -2 \log((2.51 / NRe \sqrt{f}) + (ed / 3.7))$
	CAIDA DE PRESION EN LA LINEA.	$DF = f * Le * VOLTUB^2 / DT * 2gc$
	CABEZA TOTAL	$H = DP_{tot} + DF + \text{CABEZA ESTATICA DIF.}$
	COSTOS FIJOS	SUBROUTINA COSFIJ (FIGURA 3.8).
	COSTOS DE LA BOMBA (\$CP).	
	MOTOR:	
	COSTOS DEL MOTOR (\$CM).	
	CAMBIADOR DE CALOR:	
	COSTOS CAMBIADOR (\$CE).	
	COSTOS FIJOS.	$C.F. = \$CP + \$CM + \$CE + \$CTUB$

FIGURA 3.1 METODOLOGIA DE CALCULO (CONTINUACION).

COSTOS DE OPERACION (C.O.)

EFICIENCIA DEL MOTOR

POTENCIA REQUERIDA

Kw-Hr REQUERIDOS

COSTOS DE POTENCIA

COSTOS TOTALES.

CONSUMO DE POTENCIA DE LA BOMBA

$$\eta = .8 + .03 \cdot \ln(\text{RHP}) - .00182 \cdot \ln(\text{BHP})^2$$

$$\text{PB} = \text{BHP} / \eta$$

$$\text{Kw-Hr} = \text{PB} \cdot \text{No. LOTES} \cdot \text{No. DIAS} \cdot 1 \text{ AÑO}$$

$$\text{\$P} = \text{Kw-Hr} \cdot \text{\$/Kw-Hr}$$

$$\text{CT} = \text{CFT} + \text{CO}$$

FIGURA 3.1 METODOLOGIA DE CALCULO (CONTINUACION).

Para poder iniciar la evaluación, es necesario conocer algunas características del proceso, así como algunos criterios para el diseño del cambiador de calor. La TABLA 3.2 muestra los puntos que se requiere conocer antes de iniciar la evaluación.

- | | |
|---|---|
| 1) IDENTIFICACION DEL SERVICIO: | <ul style="list-style-type: none"> - LOTES AGITADOS. - LOTES SIN AGITACION. |
| 2) IDENTIFICACION DEL PROCESO | <ul style="list-style-type: none"> - ENFRIAMIENTO. - CALENTAMIENTO. |
| 3) CRITERIOS PARA EL DISEÑO DEL CAMBIADOR DE CALOR. | <ul style="list-style-type: none"> - VELOCIDAD POR TUBOS: <ul style="list-style-type: none"> MAXIMA MINIMA - VELOCIDADPOR ENVOLVENTE: <ul style="list-style-type: none"> MAXIMA MINIMA - CAIDA DE PRESION POR TUBOS MAXIMA - CAIDA DE PRESION POR ENVOLVENTE MAXIMA - DIAMETRO DE ENVOLVENTE MAXIMO - NUMERO DE PASOS MAXIMO - DIAMETRO DE TURO: <ul style="list-style-type: none"> MAXIMO MINIMO |
| 4) SELECCION PRELIMINAR DE LA GEOMETRIA DEL EQUIPO. | <ul style="list-style-type: none"> - NUMERO DE PASOS - DIAMETRO DE TUBO - PITCH - ARREGLO |

FIGURA 3.2 PUNTOS REQUERIDOS ANTES DE LA EVALUACION.

Una vez determinados cada uno de los puntos de la tabla anterior, se podrá iniciar la metodología de cálculo mediante la entrada de los datos del sistema. Los datos requeridos son: las temperaturas de entrada y salida tanto del fluido de proceso como de servicio, así como sus propiedades físicas (viscosidad, densidad, conductividad, térmica, capacidad calorífica), también es necesario conocer, el lote a enfriar o calentar, el tiempo de residencia, los criterios de diseño (caídas de presión máximas, número de pasos máximo por tubos, velocidades máximas) y la geometría preliminar del cambiador de calor, esta entrada de datos se hará en 2 bloques, como se muestra en la FIGURA 3.3.

BLOQUE 1	BLOQUE 2
DATOS DE PROCESO	DATOS DE DISEÑO
-Temperaturas entrada salida	Selección preliminar
-Propiedades físicas	-Número pasos por tubos
-Tiempo de residencia	-Diámetro de tubos
-Lote de proceso	-Pitch
	-Arreglo
	Criterios de diseño
	-Caídas de presión máxima
	-Diámetro de env. máximo
	-Número de pasos máximo
FIGURA 3.3	ENTRADA DE DATOS

Una vez que los datos de proceso, de diseño y la geometría preliminar son conocidos, se evalúa el calor total transferido en el proceso mediante la subrutina Otot (FIGURA 3.4), enseguida se evalúa el flujo mínimo a recircular del fluido de proceso (ec. 2.55), y a partir de la ec. 2.56 o la subrutina FLUSER (FIGURA 3.5), el fluido de servicio.

Como siguiente paso se evalúa el área de flujo, cuando el fluido de proceso se encuentre por el lado de tubos, esta se evalúa a partir de la velocidad máxima y el flujo a recircular, con la cual se calcula el número de tubos necesario para que el fluido se encuentre a velocidad máxima, con este número de tubos se debe estimar el diámetro de la envolvente, esta estimación se puede efectuar en tres formas:

- 1) Estimar el diámetro de envolvente a partir de alguna correlación aproximada.
- 2) A partir de alguna tabla cuenta tubos.
- 3) Haciendo el dibujo de la plantilla.

Para el caso en el que el flujo de proceso se encuentre por envolvente, entonces se evaluará el área de flujo necesaria para que el fluido de proceso permanezca a velocidad máxima, a partir de esta área de flujo, se obtiene el diámetro de envolvente requerido y en consecuencia el número de tubos para dicho diámetro, este caso requiere iterar tanto el espaciamiento entre mamparas así como el corte de las mismas para encontrar el diámetro y el número de tubos requeridos a velocidad máxima (en este trabajo solo se considera el fluido de proceso por dentro de tubos).

DIAGRAMA DE FLUJO

$$b = \frac{\text{Ln} \left[\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1} \right]}{\theta}$$

$$Q_i = \frac{\theta t}{5}$$

$$\rightarrow T_2 = (T_1 - t_1) e^{-b * \theta_i} + t_1$$

$$SL = B * (T_2 - t_1)$$

$$Q_i = SL * M * C_p$$

$$Q_{tot} = Q_{tot} + Q_i$$

$$T_1 = T_2$$

NEXT I

FIN

OBSERVACIONES

CONSTANTE DEL PROCESO.

INTERVALO DE TIEMPO.

TEMPERATURA A LA SALIDA DEL FLUIDO DE PROCESO.

PENDIENTE.

CARGA TERMICA EN EL INTERVALO.

SUMATORIA DE LAS CARGAS TERMICAS EN CADA INTERVALO.

LA TEMPERATURA DE SALIDA (T2) SE CONVIERTE EN LA TEMPERATURA DE ENTRADA (T1) DEL EL SIGUIENTE INTERVALO.

FIGURA 3.4 SUBROUTINA Q_{tot} (EVALUACION DE LA CARGA TERMICA TOTAL DEL PROCESO).

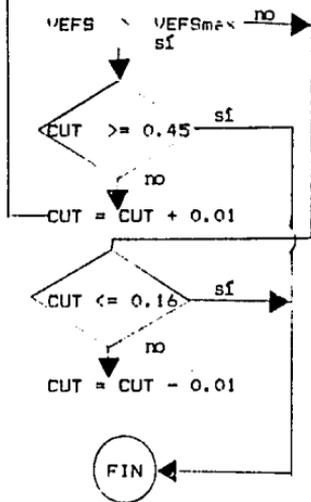
DIAGRAMA DE FLUJO	OBSERVACIONES
$b = \frac{\ln \left[\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1} \right]}{\theta}$	CONSTANTE DEL PROCESO.
$\theta_i = \frac{O t}{S}$	INTERVALO DE TIEMPO.
$T_2 = (T_1 - t_1) e^{-b * \theta_i} + t_1$	TEMPERATURA A LA SALIDA DEL FLUIDO DE PROCESO.
$SL = B * (T_2 - t_1)$	PENDIENTE.
$Q_{term} = SL * M * C_p$	CARGA TERMICA EN EL PRIMER INTERVALO.
$W_s = \frac{Q_{term}}{C_p (t_2 - t_1)}$	FLUJO MINIMO DE SERVICIO.
FIN	
FIGURA 3.5 SUBROUTINA FLUSER (EVALUACION DEL FLUIDO DE SERVICIO).	

El siguiente paso es el cálculo del corte y espaciamento de mamparas, con el fin de obtener la velocidad máxima por envolvente y por lo tanto, los coeficientes mayores. En este punto es importante hacer notar que para evitar zona muertas ó "by-pass", es recomendable igualar el área de flujo cruzado con el área de ventana, esta evaluación se realiza en la subrutina CUTSB (FIGURA 3.6).

DIAGRAMA DE FLUJO

CUT = 0.16

AREA GRUESA DE VENTANA (SWG).
 AREA OCUPADA POR TUBOS (SWT).
 AREA DE LA VENTANA.
 SW = SM
 ESPACIAMIENTO ENTRE BAFLES (SB).
 VELOCIDAD EN LA ENVOLVENTE.



OBSERVACIONES

CORTE DE LA MAMPARA AL EMPEZAR LA ITERACION.

APENDICE 1

APENDICE 1

SW = SWG - SWT

IGUALAR AREA DE VENTANA CON AREA DE FLUJO CRUZADO.

APENDICE 1

VEFS = $W_B / AFE \cdot C_d \cdot 3600$

VELOCIDAD DEL FLUJO DE SERVICIO ES MAYOR QUE LA VELOCIDAD MAXIMA?

EL CORTE ES MAYOR O IGUAL A 0.45?

INCREMENTAR CUT.

EL CORTE ES MENOR O IGUAL A 0.16?

DISMINUIR EL CORTE.

FIGURA 3.6 SUBROUTINA CUTSR (CALCULO DEL CORTE Y ESPACIAMIENTO ENTRE MAMPARAS.)

Conociendo las velocidades tanto de tubos como de envolvente y las propiedades físicas, se calculan los coeficientes individuales de transferencia de calor y, a partir de ellos el coeficiente global ponderado (SUBRUTINA UFON, FIGURA 3.7).

A continuación, con los flujos calculados anteriormente, el lote a enfriar o calentar, el tiempo y las temperaturas de proceso, se calcula el área de transferencia de calor requerida por el proceso (ATCR), de acuerdo a la TABLA (3.1), a partir de esta área y el número de tubos se determina la longitud de tubos requerida en el proceso, tomándose la longitud comercial del tubo, si la longitud de tubos requerida es mayor que la longitud de tubos máxima comercial, se recalcula el número de tubos, el área de flujo por tubos y la velocidad del fluido de proceso en base al valor inmediato inferior de la longitud máxima comercial, hasta que el valor de la longitud de tubos requerida se encuentre dentro de los valores comerciales, regresando entonces al cálculo del diámetro de envolvente.

El siguiente paso es la evaluación del área de transferencia de calor disponible (ATCD), con el ATCR y el ATCD se calcula lo sobrado o escaso en área que tiene el equipo, esto es, el área de transferencia de calor disponible (ATCD) debe ser $\pm 10\%$ del área de transferencia de calor requerida (ATCR):

$$\% \text{ AREA} = \frac{\text{ATCD} - \text{ATCR}}{\text{ATCD}} * 100$$

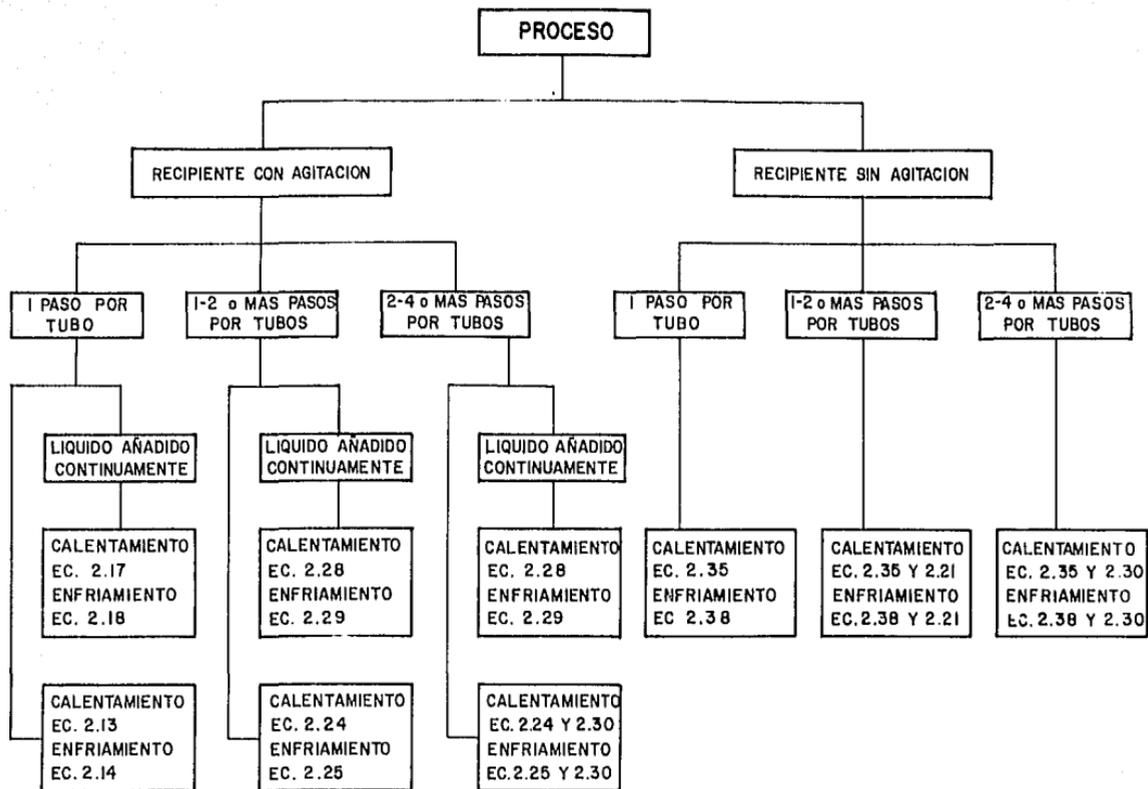


TABLA 3.1 SELECCION DE ECUACIONES PARA CALCULAR EL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN PROCESO A REGIMEN NO PERMANENTE.

DIAGRAMA DE FLUJO

COEFICIENTE INDIVIDUAL DEL FLUIDO DE SERVICIO A TEMP DE ENTRADA (hs1).

CONSTANTE DEL PROCESO.

INTERVALO DE TIEMPO.

2

TEMPERATURA A LA SALIDA DEL FLUIDO DE PROCESO.

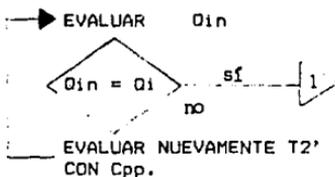
PENDIENTE.

CARGA TERMICA EN EL INTERVALO.

TEMP. DE SALIDA DEL CAMBIADOR EN ESE INTERVALO DE TIEMPO.

EVALUAR Cp A T2'

Cp promedio



OBSERVACIONES

$$hs1 = .36 * k / De (NRe^{.55} * NPr^{.33})$$

$$b = \frac{\ln \left[\frac{T2-t1}{T1-t1} \right]}{\theta}$$

$$\theta_1 = \frac{\theta t}{5}$$

$$T2 = (T1-t1) e^{-b * \theta_1} + t1$$

$$SL = R * (T2-t1)$$

$$Q_i = SL * M * Cp$$

$$T2' = T1 + Q_i / M Cpp$$

$$Cp = Q_i / Wp (T2' - TP1)$$

$$Cp = (Cp + CPP) / 2$$

$$Q_{in} = Wp * Cpp * (T2' - TP1)$$

Es igual Din y Qi?

FIGURA 3.7 SUBRUTINA UPON (CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL PONDERADO).

1 EVALUAR PROPIEDADES FISICAS
A T2', TP2, T2.

EVALUAR LOS COEF. INDIVIDUALES
CORRESPONDIENTES A CADA TEMP.
Y LADO DEL FLUIDO (TUBOS O
ENVOLVENTE).

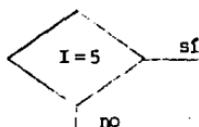
EVALUAR LOS COEF. GLOBALES
DE TRANSFERENCIA DE CALOR
EN CADA EXTREMO (U1, U2).

EVALUAR EL COEF. GLOBAL
PONDERADO.

ECUACIONES 2.62 - 2.70

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d_o}{d_i} + \frac{x}{k} + \frac{d_o}{d_{med}} + \frac{1}{h_o} + R_d}$$

$$UPON = \frac{\sum_{i=1}^5 (U1 + U2) / 2 * (Q_i / Q_{tot})}{5}$$



EL INTERVALO DE TIEMPO ES IGUAL
A 5?.

2 TOMA EL SIGUIENTE INTERVALO.



FIGURA 3.7 SUBROUTINA UPON (CALCULO DEL COEFICIENTE
GLOBAL PONDERADO) (CONTINUACION).

En caso de no cumplirse este porcentaje de área, se debe tomar el ATCR para recalcular: el número de tubos, el área de flujo por tubos y la velocidad del fluido de proceso, regresando después al cálculo del diámetro de envolvente.

El paso siguiente es la evaluación de las caídas de presión tanto por tubos como por envolvente, si estas cumplen con las restricciones de caída de presión máxima, el cambiador de calor queda diseñado. En caso contrario se recalcula (para el caso de tubos), un nuevo valor de número de tubos, calculando nuevamente el área de flujo por tubos y la velocidad del fluido de proceso, si el exceso en la caída de presión es por el lado de la envolvente, se recalcula un nuevo espaciamiento entre mamparas, regresando después a la subrutina CUTSB.

Estos nuevos valores (número de tubos y espaciamiento entre mamparas) se obtienen relacionando las caídas de presión máximas con las obtenidas.

En éste punto se inicia la evaluación de los costos fijos del sistema en base a la subrutina COSFIJ (FIGURA 3.B), esta evaluación se inicia con el cálculo del costo de la tubería, esto es, evaluando el diámetro de la tubería del sistema, el cual se obtiene en base a la velocidad recomendada en la TABLA 1, a partir de esta velocidad, se determinan las pérdidas por fricción en el línea, las cuales sumadas a la caída de presión en el cambiador y a la cabeza estática diferencial, obtenemos las pérdidas de presión total

en el sistema (H), con este valor y el flujo de proceso, se calculan los costos de la bomba.

El paso siguiente es la evaluación de los BHP (BRAKE HORSE POWER), para seleccionar la potencia del motor y por lo tanto, evaluar su costo.

Los costos del cambiador de calor se calculan en base al área de transferencia de calor obtenida en su diseño.

La suma de los costos de la tubería, del motor, de la bomba y del cambiador de calor proporcionan los costos fijos del sistema (C.F.).

$$C.F. = \$TUBERIA + \$MOTOR + \$BOMBA + \$CAMBIADOR$$

Enseguida se evalúan los costos de operación (C.O.), los cuales incluyen los Kw - H requerido por el motor eléctrico y, la consideración de la depreciación, impuestos y mantenimiento, la suma de los costos fijos con los costos de operación proporcionan los costos totales del sistema para la recirculación determinada inicialmente.

DIAGRAMA DE FLUJO

OBSERVACIONES

BOMBA:

EFICIENCIA DE LA BOMBA

$$\eta_p = -.31 + .24 \cdot \ln(\text{GPM}) - .01 \cdot \ln(\text{GPM})^2$$

BHP REQUERIDOS

$$\text{BHP} = \text{GPM} \cdot (C \cdot H / 247000) \cdot \eta_p$$

ESTIMAR EL FACTOR "FS".

$$\text{FS} = \text{GPM} \sqrt{H}$$

COSTO BASE (CB).

$$\text{CB} = \text{EXP}(8.3 - .6 \cdot \ln(\text{FS}) + .05 \cdot (\ln(\text{FS}))^2)$$

FACTOR DE COSTOS DEL TIPO DE BOMBA (FT).

TIPO DE BOMBA

1. UNA ETAPA 1750 RPM V.
2. UNA ETAPA 3550 RPM V.
3. UNA ETAPA 1750 RPM H.
4. UNA ETAPA 3550 RPM H.
5. DOS ETAPAS 3550 RPM H.
6. MULTIETAPAS 3550 RPM H.

(VER TABLA 2)

FACTOR DE COSTOS DE MATERIALES (FM).

MATERIAL

FM

- | | |
|------------------------|------|
| 1. HIERRO FUNDIDO | 1.00 |
| 2. ACERO FUNDIDO | 1.35 |
| 3. AC. INOX. (304,316) | 2.00 |
| 4. NIQUEL | 3.50 |
| 5. MONEL | 3.30 |
| 6. TITANIO | 9.70 |
| 7. HASTELLOY C | 2.95 |
| 8. BRONCE | 1.90 |

COSTOS DE LA BOMBA

$$\text{CP} = \text{CB} \cdot \text{FT} \cdot \text{FM}$$

MOTOR:

COSTOS DEL MOTOR (CM).

MOTOR TIPO: TOTALMENTE CERRADO

LIMITES (HP)

- | | |
|-------------|-----------|
| 1. 3600 RPM | 1 - 7.5 |
| 2. 3600 RPM | 7.5 - 250 |
| 3. 3600 RPM | 250 - 500 |
| 4. 1800 RPM | 1 - 7.5 |
| 5. 1800 RPM | 7.5 - 250 |
| 6. 1200 RPM | 1 - 7.5 |
| 7. 1200 RPM | 7.5 - 350 |

(VER TABLA 3).

FIGURA 3.8 SUBROUTINA COSFIJ (EVALUACION DE LOS COSTOS DE LA TUBERIA, BOMBA, MOTOR Y CAMBIADOR DE CALOR).

CAMBIADOR:

COSTO BASE (CBC).

$$CBC = (8.5 - .3 \ln(A)) + .06 (\ln(A))^2$$

COSTO POR TIPO DE CAMBIADOR.

TIPO DE CAMBIADOR

1. CABEZAL FLOTANTE
2. CABEZAL FIJO
3. KETTLE
4. CON TUBOS EN "U"
(VER TABLA 4).

FACTOR DE COSTO PARA PRESION DE DISEÑO.

PRESION DE DISEÑO

1. - 689473 (N/M²)
2. 689473 - 2068418 (N/M²)
3. 2068418 - 4136838 (N/M²)
4. 4136838 - 6205257 (N/M²)
(VER TABLA 5).

FACTOR DE COSTO DEL MATERIAL DE CONSTRUCCION.

MATERIAL

1. ACERO AL CARBON
2. ACERO INOXIDABLE 316
3. ACERO INOXIDABLE 304
4. ACERO INOXIDABLE 347
5. NIQUEL 200
6. MONEL 400
7. TITANIO
8. HASTELLOY
(VER TABLA 6).

COSTO DEL CAMBIADOR (CB).

$$CE = CB * FD * FP * FM$$

FIGURA 3.8 SUBROUTINA COSFIJ (EVALUACION DE DE LOS COSTOS DE LA TUBERIA, BOMBA, MOTOR Y CAMBIADOR DE CALOR) (CONTINUACION).

III.2 METODOS DE OPTIMIZACION.

La mayoría de los problemas en el diseño de plantas y en los procesos industriales, pueden ser optimizados, así como también cualquier problema relacionado con la escala de producción. La optimización consiste en determinar el valor máximo o mínimo de una función, llamada "función objetivo".

Por ejemplo, si se desea encontrar el costo mínimo de una tubería, la función objetivo deberá considerar:

- 1) La variación de los costos con respecto al diámetro de tubería e instalación de la misma (COSTOS FIJOS).
- 2) La variación de los costos de la energía eléctrica consumida al bombear el flujo (COSTOS DE OPERACION).

La función objetivo será:

$$\text{FUNCION OBJETIVO} = \text{COSTOS FIJOS} + \text{COSTOS DE OPERACION}$$

Y, el valor mínimo de esta función objetivo es el diámetro óptimo, el cual puede ser representado graficamente por la FIGURA 3.9.

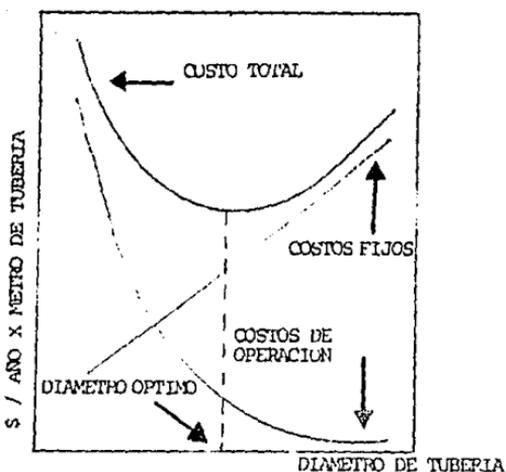


FIGURA 3.9 DETERMINACION DEL DIAMETRO OPTIMO.

Sin embargo, la función objetivo puede tener diferentes características:

1) De acuerdo al número de variables:

- A) Función Objetivo con una variable independiente (UNIVARIABLE).
- B) Función Objetivo con dos o mas variables independientes (MULTIVARIABLE)

2) De acuerdo a los exponentes:

- A) Función Objetivo con todos los exponentes igual a uno (LINEAL).
- B) Función Objetivo con exponentes diferentes de uno (NO LINEAL).

3) De acuerdo al número de máximos o mínimos:

- A) Función Objetivo con un solo máximo ó un solo mínimo (UNIMODAL).
- B) Función Objetivo con más de un máximo o mínimo (BIMODAL).

4) De acuerdo a limitaciones del problema:

- A) Función Objetivo con limitaciones (RESTRINGIDA).
- B) Función Objetivo sin limitaciones (NO RESTRINGIDA).

5) De acuerdo al tipo de función:

- A) Cuando la función es continua en cualquier punto "X" (CONTINUA).

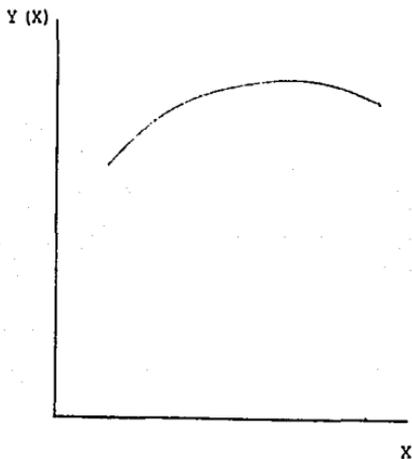


FIGURA 3.10 FUNCION CONTINUA.

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

- B) Cuando en la función existe una discontinuidad (DISCONTINUA).
- C) Cuando la función es válida solo para un cierto número de valores (DISCRETA).

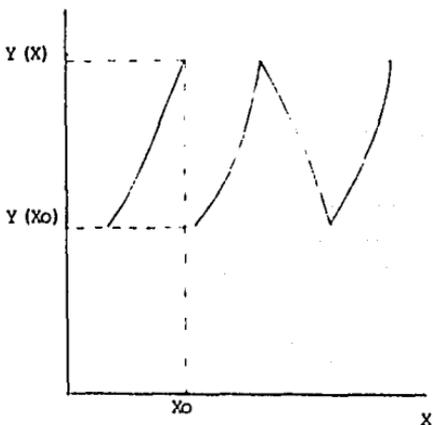


FIGURA 3.11 FUNCION DISCONTINUA.

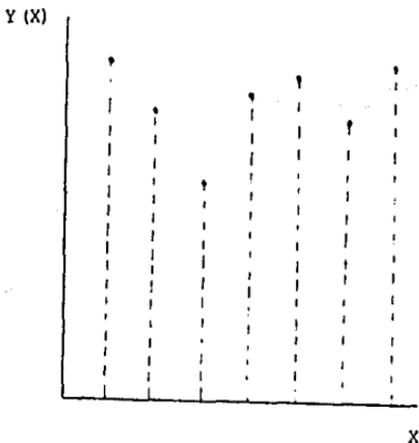


FIGURA 3.12 FUNCION DISCRETA.

Existen muchas estrategias para encontrar el valor óptimo de una función, de una manera rápida y eficiente, estas estrategias evitan utilizar procedimientos matemáticos muy sofisticados, convirtiéndolos en simples aplicaciones matemáticas.

Estas estrategias, también conocidas como métodos de optimización, pueden ser clasificadas de la siguiente manera:

1) METODOS ANALITICOS.- Estos metodos utilizan las tecnicas classicas de cálculo diferencial . Para la aplicación de estos metodos analiticos, el problema a optimizar debe ser descrito en términos matemáticos, y la función objetivo debe ser continua.

Para problemas muy largos y altamente no lineales, los resultados obtenidos con estos métodos son poco confiables.

2) METODOS NUMERICOS.- Estos son los métodos más utilizados para la optimización de problemas practicos, esto es debido a que la función objetivo no está limitada a ser una función continua, sino que también puede ser discontinua.

Estos métodos usan la información del resultado anterior para generar nuevos valores, los cuales se acercan iterativamente al punto óptimo del problema.

3) METODOS GRAFICOS.- Estos métodos consisten en graficar los resultados arrojados por la función objetivo, y por simple inspección se determina el punto óptimo. Una de las ventajas de este método es la de revelar si el problema tiene solución ó no.

Estos métodos estan restringidos al uso de uno o dos variables independientes.

III.3 SELECCION DEL METODO DE OPTIMIZACION.

Analizando las características de los métodos de optimización descritos en la clasificación anterior, se puede observar que los métodos numericos son los indicados para optimizar nuestro problema (optimización de sistemas de calentamiento ó enfriamiento a régimen no permanente), ya que la función objetivo no puede ser expresada analíticamente debido al gran número de ecuaciones que intervienen en el diseño del cambiador de calor y a la discontinuidad de la misma al seleccionar el diámetro de tubería y el número de pasos por tubos en cada evaluación.

La secuencia principal de los metodos numericos univariantes o multivariantes, es basicamente la misma, y se puede dividir en 6 pasos principales.

1. Seleccionar el punto base,
2. Evaluar la función objetivo en el punto base.
3. Con base en algun método numerico, localizar el siguiente punto.
4. Evaluar la función objetivo en el punto localizado.
5. Comparar el valor de la función objetivo, con el del punto base.
6. Si el segundo punto es mejor, cambiar el punto base a ese punto y continuar con la exploración, en caso contrario se continuará la exploración modificando, ya sea la dirección o el tamaño de paso, hasta que este tamaño de paso sea el mínimo aceptado (función error).

La diferencia basica de cada método numerico se encuentra en el punto 3 debido a que cada uno proporciona un diferente modelo de busqueda.

Los metodos numericos multivariantes (que es el caso del problema a resolver) se clasifican en:

1. METODOS DE BUSQUEDA DIRECTA

- A) BUSQUEDA UNIVARIANTE.
- B) BUSQUEDA MODELO (SIMPLEX).
- C) METODOS DE ACELERACION.

2. METODOS DE GRADIENTES.

Los métodos de busqueda directa requieren solamente la evaluación de la función objetivo, mientras que los métodos de gradientes requieren la evaluación tanto de la función objetivo como de la primera derivada, por esta razón, la selección del método se hará en base a los métodos de busqueda directa.

El método de HOOKE & JEEVES es un método de aceleración (en distancia), dentro de los métodos de búsqueda directa, este método presenta ventajas en rapidez con respecto al método de búsqueda univariable y al método de búsqueda modelo (simplex). Esta rapidez es debido a que la distancia es acelerada cuando la exploración se encuentra en dirección al óptimo, mientras que los otros métodos siempre incrementan su distancia el mismo tamaño, en el inciso III.4 se hará una descripción de este método.

III.5 DESCRIPCION DEL METODO DE OPTIMIZACION. (HOOKE & JEEVES).

Este método se basa en la exploración local de cada uno de los puntos localizados al ser movido el punto base, la exploración se realiza incrementando o decrementando una distancia "S" (tamaño de paso) cada una de las variables independientes (VI), esto es, una vez elegido el punto base X_0 , se incrementa o decrementa "S" a la primera VI evaluandose la función objetivo (FO), se compara el resultado con el anterior y se toma el mejor valor como punto de partida para la exploración de la siguiente VI.

Esta operación se repite para todas las VI de la FO, el final de la evaluación de todas las VI arrojará el mejor punto de esa exploración (X_2).

Si el punto X_2 mejora con respecto al punto de la exploración anterior (X_1), (al inicio siempre será el punto base (X_0)), el punto X_1 se proyectará con respecto al punto

final de la exploración actual (X_2), obteniéndose así el punto proyectado X .

$$X = 2 \cdot X_2 - X_1$$

La exploración local del punto y su proyección con respecto al punto anterior, constituyen una etapa. En la FIGURA (3.13) se representa el desarrollo de una etapa para una función de 2 variables independientes.

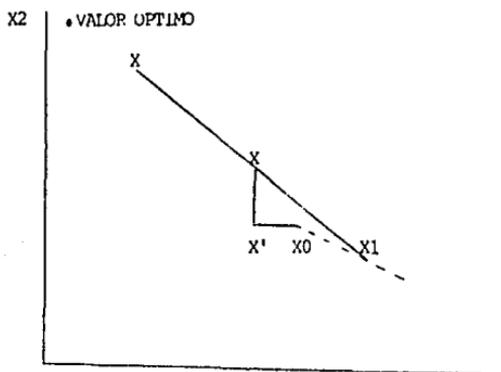


FIGURA 3.13 REPRESENTACION DE UNA ETAPA PARA UNA FUNCION DE 2 VARIABLES INDEPENDIENTES.

A partir del punto X_0 se inicia la exploración en dirección a la primera VI (X_1'), como se puede ver la función mejora, dando lugar al punto X' , ahora se toma este como punto de partida explorando la segunda dirección (X_2'), con lo que se obtiene el punto final de la exploración X_2 . Sobre este punto (X_2) se proyecta el punto final de la exploración de la etapa anterior X_1 , obteniéndose así, el punto proyectado X .

Cuando el punto final de la exploración coincide con el punto base (X1), la longitud de exploración se reduce, y se comienza un nuevo ciclo.

Esta secuencia de búsqueda se deberá seguir hasta llegar a la precisión deseada.

A continuación se presenta en forma muy general un diagrama de flujo del método de HOOKE & JEEVES (éste se verá con más detalle en la adaptación del mismo a la metodología de cálculo propuesta en el inciso III.1).

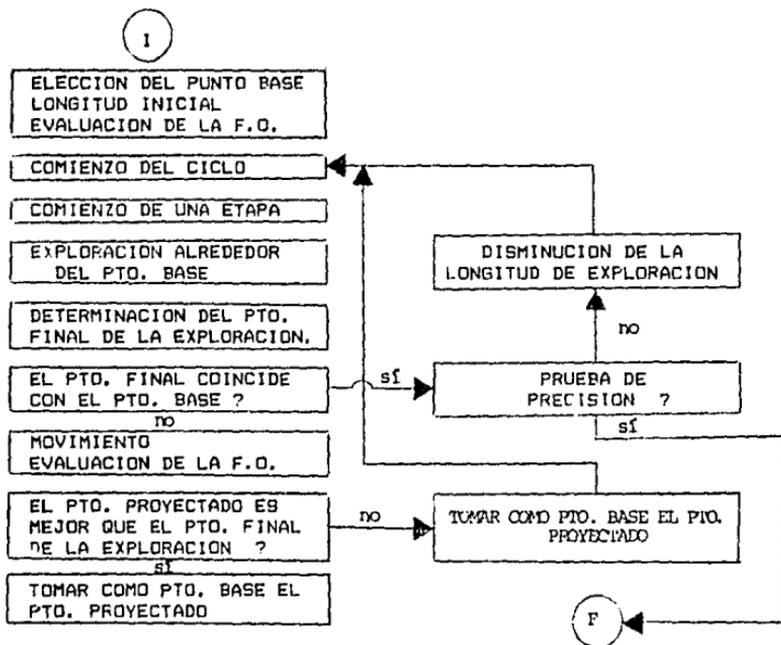


FIGURA 3.14 DIAGRAMA DE FLUJO DEL METODO DE HOOKE & JEEVES.

III.5 ADAPTACION DEL METODO DE OPTIMIZACION A LA METODOLOGIA DE CALCULO.

Las variables independientes de la función objetivo fueron seleccionadas de acuerdo al grado de importancia en la evaluación de los sistemas a régimen no permanente.

Haciendo un estudio preliminar se encontró que las variables que más afectan a este tipo de sistemas son tres:

- 1) FLUJO RECIRCULADO DEL FLUIDO DE PROCESO (W_p).
- 2) NUMERO DE PASOS POR TUBOS EN EL CAMBIADOR DE CALOR (NP).
- 3) DIAMETRO DE LA TUBERIA (D_{tub}).

El flujo recirculado del fluido de proceso es una variable muy importante para la determinación del área de transferencia de calor (debido a que interviene directamente en los costos fijos del sistema), este valor esta restringido a 1.25 veces el flujo mínimo a recircular, por lo que siempre se iniciará con este valor y se incrementará de acuerdo al tamaño de paso seleccionado.

$$W_p = 1.25 * W_p \text{ mínimo}$$

Por otro lado, el área de transferencia de calor también deberá cumplir con la restricción de caída de presión máxima permisible en tubos, ésta será controlada por el número de pasos por tubos en el cambiador, el cual tendrá valores de 1,

2, 4 y 6 (valores mayores de NP traen como consecuencia caídas de presión muy elevadas).

$$1 \leq NP \leq 6$$

El diámetro de tubería es una variable importante para la selección de la bomba y el motor, esto es debido a que diámetros pequeños provocan altas caídas de presión en la tubería y por lo tanto se requiere gran potencia, y diámetros grandes propician caídas de presión pequeñas por lo que se requiere poca potencia.

La adaptación del método de HOOKE & JEEVES a la metodología de cálculo, consiste en fijar los límites de la función objetivo en base a las restricciones de cada variable independiente, estas restricciones son las siguientes:

- | | | |
|-----------------|--------------|----------------------------|
| 1) W_p .- | Valor mínimo | 1.25 \times W_s mínimo |
| | Valor máximo | determinado por el óptimo. |
| 2) NP .- | Valor mínimo | 1 |
| | Valor Máximo | 6 |
| 3) D_{tub} .- | Valor mínimo | 6 (152.0 mm) |
| | Valor máximo | 16 (406.4 mm) |

Los valores de D_{tub} serán alimentados de acuerdo a la velocidad recomendada.

La secuencia general del método de optimización y un ejemplo esquemático considerando estas restricciones se presentan en el siguiente inciso.

III.6 SECUENCIA GENERAL DE LA METODOLOGIA DE CALCULO.

Debido a la rapidez que representa utilizar un método de optimización para encontrar el valor óptimo de una función objetivo, se elaboró un programa de computadora, para que realice los cálculos repetitivos requeridos en la evaluación de cada sistema.

La FIGURA 3.15 representa la búsqueda del punto óptimo de una función objetivo bajo tres VI (W_p, NP, D_{tub}), en una región donde las restricciones son:

$$W_p \geq 300,000 \text{ Kg/Hr}$$

$$1 \leq NP \leq 4$$

$$152.4 \leq D_{tub} \leq 304.8 \text{ mm}$$

Suponiendo un punto base X_0 ($W_p=100, NP=1, D_{tub}=152.4$), y un tamaño de paso $LE=100$, se inicia la búsqueda en el punto X_1' ($200,1,152.4$), en el que se observa una mejoría, se parte de este punto con dirección X_2' ($200,2,152.4$), mejorando la función, con base al punto X_2' , se explora la última dirección X_3' ($200,2,203.2$), resultando éste el mejor valor de la exploración.

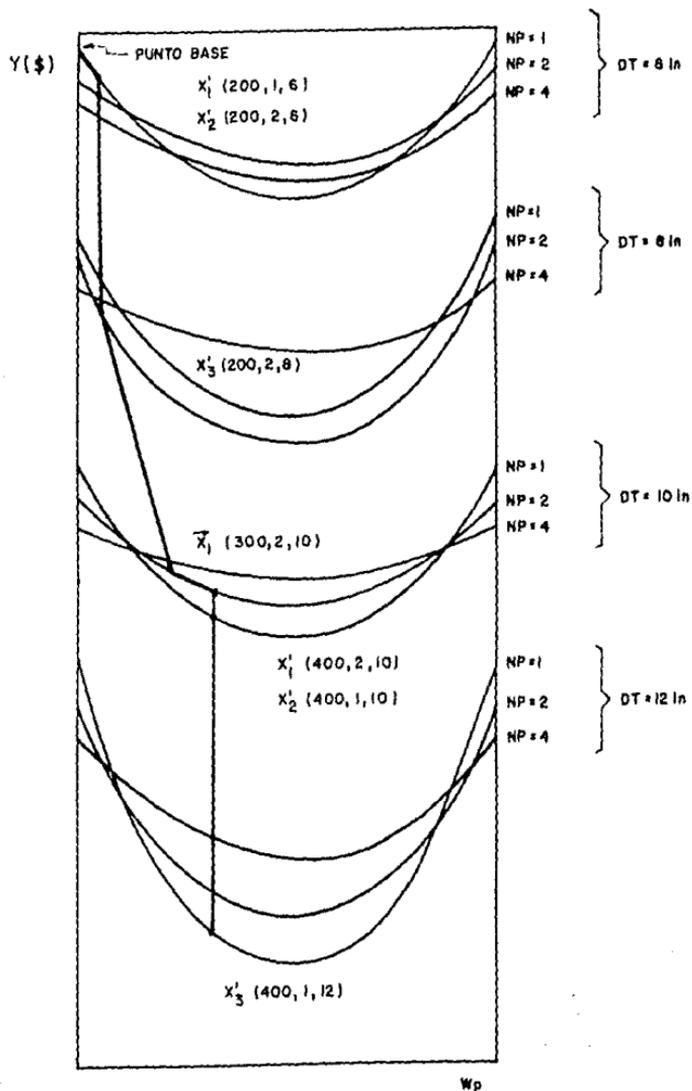


FIGURA 3.15 REPRESENTACION DE LA BUSQUEDA DEL PUNTO OPTIMO.

La proyección de este punto se realiza de la siguiente manera:

$$Wp(X1) = 2 * Wp(X3') - Wp(X0)$$

$$Wp(X1) = 2 * 200 - 100 = 300$$

$$NP(X1) = 2 * NP(X3') - NP(X0)$$

$$NP(X1) = 2 * 2 - 1 = 2 \quad (\text{DEBIDO A QUE NO EXISTE } NP=3 \text{ SE TOMA } NP=2)$$

$$Dtub(X1) = 2 * Dtub(X3') - Dtub(X0)$$

$$Dtub(X1) = 2 * 203.2 - 152.4 = 254.0$$

Por lo que $X1 = (300, 2, 254.0)$, iniciando así la siguiente exploración.

El método de optimización fué adaptado a las limitaciones de la función objetivo, esto es, las restricciones de cada variable independiente fueron consideradas en el algoritmo, de modo que los resultados arrojados por el programa serán los valores reales de cada sistema.

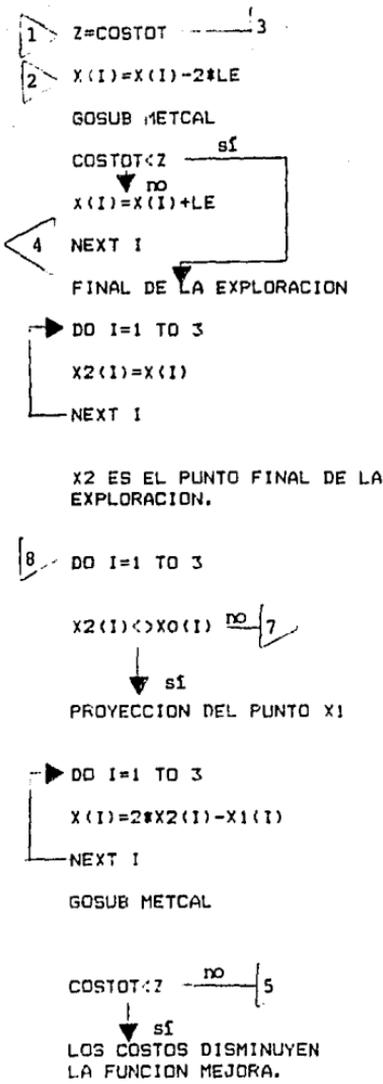
El diagrama de flujo de la secuencia general considera las siguientes restricciones:

$$Wp \geq Wp * 1.25$$

$$1 \leq NP \leq 6$$

$Dtub =$ todos los diámetros comerciales

La secuencia general de cálculo se muestra en la FIGURA 3.16.



DISMINUCION DEL TAMANO DE PASO

SE DEJA LA VI CON SU VALOR ORIGINAL

ALMACENAMIENTO DE LAS VI DE LA EXPLORACION EN LA VARIABLE X2

X2 ES DIFERENTE A X0
COMPARACION CON LA VI ANTERIOR

FIGURA 3.16 SECUENCIA GENERAL DE LA OPTIMIZACION DE LOS SISTEMAS A REGIMEN NO PERMANENTE. (CONTINUACION).

→ Z=COSTOT

DO I=1 TO 3
X1(I)=X2(I)
X0(I)=X(I)

NEXT I

K=K+1

6

5 LOS COSTOS AUMENTAN
LA FUNCION NO MEJORA.

→ DO I=1 TO 3

X(I)=X2(I)
X1(I)=X2(I)
X0(I)=X2(I)

NEXT I

COMIENZA UN NUEVO CICLO

7

NEXT I 8

PRUEBA DE PRECISION

PRES>=ERROR $\frac{SI}{9}$

no
DISMINUIR LA LONGITUD DE
EXPLORACION.

LE=LE/10

→ DO I=1 TO 3

X1(I)=X(I)

NEXT I

6

ALMACENAMIENTO DE LAS VI A LAS
VARIABLES X1,X0 (NUEVO PUNTO
BASE)

INICIO DE DEL CICLO

LA PRECISION ES MAYOR O IGUAL
AL ERROR?

LA LONGITUD DE EXPLORACION SE
DISMINUYE A LA DECIMA PARTE

FIGURA 3.16 SECUENCIA GENERAL DE LA OPTIMIZACION
DE LOS SISTEMAS A REGIMEN NO PERMANENTE.
(CONTINUACION).

9 ▶ DATOS OPTIMOS

▶ DO I=1 TO 3

X(I)=X2(I)

COSTOT=2

NEXT I

COSTO OPTIMO

COSTOT

STOP

FIGURA 3.16 SECUENCIA GENERAL DE LA OPTIMIZACION DE LOS SISTEMAS A REGIMEN NO PERMANENTE. (CONTINUACION).

NOMENCLATURA DEL CAPITULO III

A	Area de transferencia de calor,	M^2
AFT	Area de flujo por tubos,	M^2
ATCD	Area de transferencia de calor disponible,	M^2
ATCR	Area de transferencia de calor requerida,	M^2
afpt	Area de flujo del tubo,	M^2
b	Constante,	hr^{-1}
BHP	Brake horse power,	HP
Cp	Calor especifico del fluido caliente,	$J/Kg^{\circ}C$
Cpp	Calor especifico del fluido caliente,	$J/Kg^{\circ}C$
Cs	Calor especifico del fluido frio,	$J/Kg^{\circ}C$
De	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión,	mm
di	Diámetro interno del tubo,	mm
dmed	Diámetro medio logarítmico,	mm
DTUB	Diámetro de la tubería,	mm
DCOM	Diámetro comercial de la tubería,	mm
do	Diámetro externo,	mm
f	Factor de fricción,	ADIMENSIONAL
H	Cabeza total,	M
hi	Coficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos,	$W/M^2^{\circ}C$
ho	Coficiente de transferencia de calor por el lado de la envolvente,	$W/M^2^{\circ}C$
km	Conductividad térmica,	$W/M^2^{\circ}C/M$

LT	Longitud de tubo,	M
LTMC	Longitud de tubos máxima comercial,	M
LTR	Longitud de tubos requerida,	M
M	Lote a enfriar o calentar,	Kg
NP	Número de pasos por tubos	
NT	Número de tubos	
PT	Paso en los tubos,	mm
Di	Carga térmica en el intervalo "i",	W
Qtot	Carga termica total,	W
R	Grupo adimensional	
Rd	Factor de obstrucción total,	$M^2\text{ }^\circ\text{C}/W$
S	Grupo adimensional	
SL	Pendiente de la curva de enfriamiento,	$^\circ\text{C}/\text{Hr}$
T1,T2	Temperatura inicial y final del fluido caliente,	$^\circ\text{C}$
To	Temperatura del fluido caliente añadido continuamente al lote,	$^\circ\text{C}$
T2'	Temperatura del fluido de proceso en cualquier instante,	$^\circ\text{C}$
T1,T2	Temperatura de entrada y salida del fluido caliente.	$^\circ\text{C}$
t1,t2	Temperatura inicial y final del fluido frío respectivamente,	$^\circ\text{C}$
U	Coefficiente global de transferencia de calor,	$W/M^2\text{ }^\circ\text{C}$
UPDN	Coefficiente global ponderado,	$W/M^2\text{ }^\circ\text{C}$
U1,U2	Coefficiente global de transferencia de calor de entrada y salida respect.	$W/M^2\text{ }^\circ\text{C}$
V	Velocidad del fluido en tubos,	M/S
VEFS	Velocidad del fluido de servicio	M/S

VTM	Velocidad de tubos máxima,	M/S
Wp	Fluido de proceso,	Kg/Hr
Ws	Flujo de servicio,	Kg/Hr
X	Espesor del tubo,	mm

CAPITULO IV

EJEMPLO NUMERICO

OBJETIVO:

Se desea hacer un estudio para encontrar el sistema óptimo para el enfriamiento de metil terbutil eter (MTBE) obtenido como producto final en una planta de proceso.

ALCANCE.

Este proceso tiene como función obtener MTBE con una pureza mínima del 96 % en peso por medio de una reacción selectiva del metanol con el isobuteno contenido en la mezcla de alimentación Butanos - Butenos.

DESCRIPCION DEL PROCESO.

La corriente de Butanos - Butenos se une con la corriente de Metanol para producir MTBE en el sistema de reacción. Una vez que se lleva a cabo la reacción, se separa el MTBE mediante una operación de destilación, y sale de la planta como producto.

Este producto final del proceso se obtiene a 94 C el cual requiere ser enfriado a 49 C, para su almacenamiento y distribución (FIGURA 4.1).

Se requiere una producción de 6 Lotes por día, la planta opera 300 días al año, la política de la compañía requiere que ésta inversión sea pagada en tres años (n), el impuesto sobre la renta es del 42 % , la relación de depreciación como fracción decimal del capital gastado es de 0.04 y, la relación de gasto, expresada como fracción decimal del capital gastado (cubre seguros, mantenimiento, impuestos) es de 0.05 .

Para la evaluación económica correcta en estos sistemas, se deben considerar puntos importantes tales como la capitalización en la depreciación, así como los factores que influyen directamente en los costos de mantenimiento, seguros e impuestos (inflación, paridad del peso frente al dolar, avance del sexenio etc.) . Debido a que el objetivo de este trabajo es el de seleccionar cual es el sistema óptimo (el de menor costo) considerando los mismos equipos pero dimensiones diferentes, no se tomaron en cuenta los puntos arriba citados, y los equipos se evaluaron a partir de correlaciones que arrojan resultados aceptables.

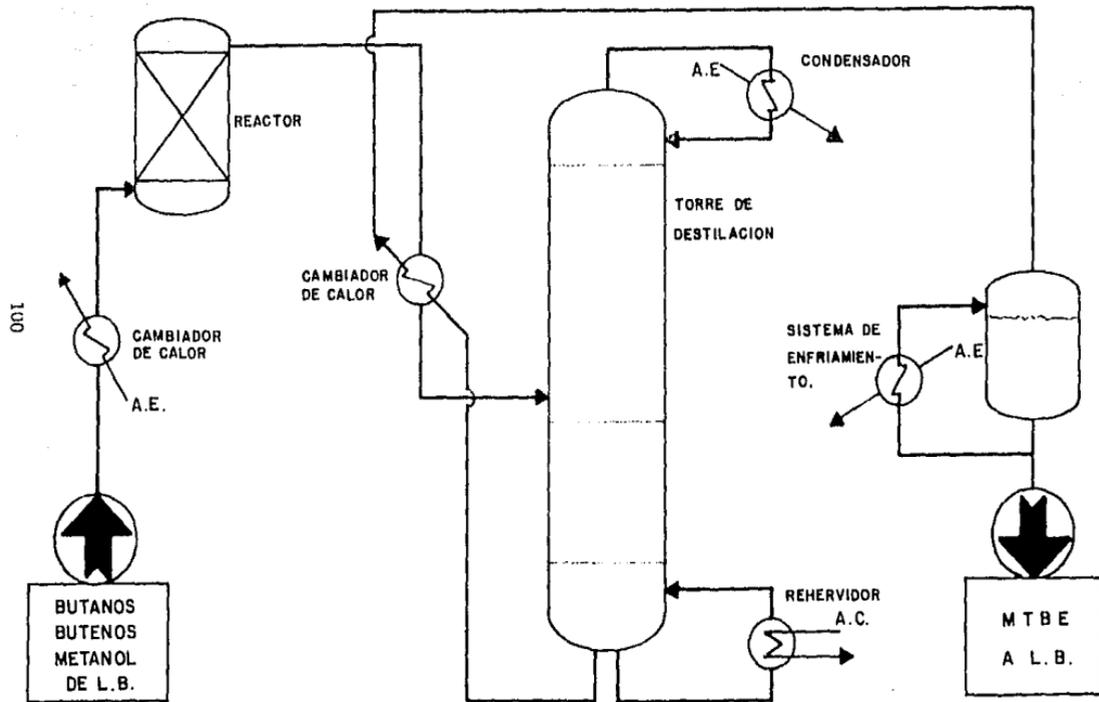


FIGURA 4.1 DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO PARA LA OBTENCION DE MTBE.

OBTENCION DE MTRE.

ENTRADA DE DATOS

DATOS DE PROCESO:

	ENVOLVENTE (AGUA)		TUBOS (MTRE)	
	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (C)	30.0	44.0	94.0	50.0
DENSIDAD (Kg/M ³)	1000.0	1000.0	680.0	713.0
CAP. CAL. (J/Kg °C)	4186.0	4186.0	2361.0	2177.0
CON. TERM. (W/M ² °C/M)	0.541	0.571	0.0755	0.0854
VISCOSIDAD (N S/M ²)	0.00064	0.00092	0.00018	0.00028
FACTOR ENSUCIAMIENTO (M ² °C/W)		0.00053		0.00035
TIEMPO DE PROCESO.	1 HORA			
LOTE.	104918 Kg			

DATOS DE DISEÑO:

CRITERIOS DE DISEÑO:

VELOCIDAD MAXIMA POR TUBOS.		CALCULADA EN LA SECUENCIA.
VELOCIDAD MAXIMA POR ENVOLVENTE.	(M/S)	0.91
DP MAXIMA POR TUBOS.	(N/M ²)	68947
DP MAXIMA POR ENVOLVENTE.	(N/M ²)	68947
DIAMETRO DE ENVOLVENTE MAXIMO.	(MM)	1524
NP MAXIMO POR TUBOS.		6

PARAMETROS PREELIMINARES:

NP POR TUBOS.		4
DIAMETRO DE TURO.	(mm)	19.05
DIAMETRO EQUIVALENTE.	(mm)	23.87
PASO	(mm)	25.4
ARREGLO		CUADRADN.
AS	(mm)	59832

EVALUACION DE LA CARGA TERMICA

$$b = \frac{\ln \left(\frac{TP2-TS1}{TP1-TS1} \right)}{\theta}$$

$$b = \frac{\ln \left(\frac{94-30}{50-30} \right)}{1} = -1.1786 \text{ Hr}^{-1}$$

Intervalo de tiempo:

$$\text{INT} = \frac{\theta}{\text{No. intervalos}}$$

$$\text{INT} = \frac{1}{5} = 0.2 \text{ Hr.}$$

Temperatura de proceso después de 0.2 Hr:

$$TP2 = (TP1-TS1) e^{-b \cdot \text{INT}} + TS1$$

$$TP2 = (94-30) e^{(-1.1786)(0.2)} + 30 = 81.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$SL = -b \cdot (TP2 - TS1) \quad SL = (-1.1786)(81.3-30) = 60.5 \text{ Hr}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Carga térmica en el mismo intervalo:

$$Q1 = SL \cdot M \cdot C_p P \quad Q1 = 58.98 \cdot 104918 \cdot 2269 = 1.4 \times 10^{10} \text{ J/Hr}$$

θ (Hr)	TP2 ($^{\circ}\text{C}$)	SL (Hr $^{-1}$ $^{\circ}\text{C}$)	Q1 (J/Hr)
0.2	81.3	60.5	1.40E10
0.4	70.5	47.6	1.13E10
0.6	62.0	37.7	8.99E09
0.8	55.3	29.8	7.10E09
1.0	50.0	23.5	5.61E09
CARGA TERMICA TOTAL			4.74E10

CALCULO DEL FLUIDO DE PROCESO.

Flujo mínimo a recircular:

$$Wp \text{ min} = \frac{M \cdot L_n \left[\frac{TP1-TS1}{TP2-TS1} \right]}{\theta}$$

$$Wp \text{ min} = \frac{(104918 \text{ Kg}) \cdot L_n \left[\frac{94-30}{50-30} \right]}{1 \text{ Hr}} = 122035 \text{ Kg/Hr}$$

Flujo a recircular:

Es recomendable iniciar con una relación de recirculación pequeña (1.25 el mínimo).

$$Wp = Wp \text{ min} \cdot 1.25$$

$$Wp = 122035 \cdot 1.25 = 152544$$

VELOCIDAD MAXIMA POR TUBOS.

$$prom = \frac{(680+713)}{2} = 696.5 \text{ Kg/M}^3$$

$$VTM = \frac{77}{\rho_p \text{ prom.}}$$

$$VTM = \frac{77}{696.5} = 2.91 \text{ M/S}$$

CALCULO DEL FLUIDO DE SERVICIO.

$$b = \frac{L_n \left[\frac{TP2-TS1}{TP1-TS1} \right]}{\theta}$$

$$b = \frac{L_n \left[\frac{94-30}{50-30} \right]}{1} = -1.1786 \text{ Hr}^{-1}$$

Intervalo de tiempo:

$$\theta_i = \frac{\theta}{5}$$

$$INT = \frac{1}{5} = 0.2 \text{ Hr.}$$

Temperatura de proceso después de 0.2 Hr:

$$TP2 = (TP1 - TS1) e^{-b \cdot \theta} + TS1$$

$$TP2 = (94 - 30) e^{-(-1.1786)(0.2)} + 30 = 81.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$SL = -b \cdot (TP2 - TS1) \quad SL = (-1.1786)(81.3 - 30) = 60.5 \text{ Hr } ^\circ\text{C}$$

Carga térmica en el mismo intervalo:

$$Q_i = SL \cdot M \cdot C_p P \quad Q_i = 60.5 \cdot 104918 \cdot 22269 = 1.4 \cdot 10^{10} \text{ J/Hr} \\ (3.89 \cdot 10^6 \text{ W})$$

Flujo mínimo de servicio:

$$W_s = \frac{Q_i}{C_p P (TS2 - TS1)} \quad W_s = \frac{1.4 \cdot 10^{10}}{4186 (44 - 30)} = 238892 \text{ Kg/Hr}$$

ÁREA DE FLUIDO POR TUBOS

$$AFT = \frac{W_p}{V_{TM} \cdot \rho_p \cdot 3600} \quad AFT = \frac{152544}{2.9 \cdot 696.5 \cdot 3600} = 0.021 \text{ M}^2$$

NÚMERO DE TUBOS

$$NT = \frac{AFT \cdot NP}{af_{pt}} \quad NT = \frac{(0.021)(4)}{0.000195} = 431 \text{ TUBOS.}$$

DIÁMETRO DE ENVOLVENTE

Correlación para calcular el diámetro de envolvente con arreglo de tubos cuadrado (PT=CUADRADO).

$$DS = PT \cdot \left[\frac{NT}{0.75} + 25.4 \right] \quad DS = 25.4 \cdot \left[\frac{431}{0.75} + 25.4 \right] = 635 \text{ mm.}$$

$$DNTL = DS - 25.4$$

$$DNTL = 635 - 25.4 = 609 \text{ mm.}$$

CALCULO DEL AREA DE VENTANA

Se considera velocidad máxima por envolvente 0.91 M/S con el fin de evitar erosión en el material.

Area gruesa de ventana (suponer cut=0.38):

$$SWG = \frac{DS^2}{4} (\cos^{-1} (1-2CUT) - (1-2CUT) \sqrt{1-(1-2CUT)^2})$$

$$SWG = \frac{635^2}{4} (\cos^{-1} (1-2(0.38)) - (1-2(0.38)) \sqrt{1-(1-2(0.38))^2})$$

$$SWG = 0.1194 \text{ M}^2$$

Area de ventana ocupada por tubos:

$$SWT = \frac{NT}{8} (1 - F_c) \pi d_o^2$$

donde:

$$F_c = \frac{1}{\pi} (\pi + 2DS(CUTA) \text{SEN} (\cos^{-1} (DS(CUTA))) - 2 \cos^{-1} (DS(CUTA)))$$

$$y, \quad CUTA = \frac{1-2CUT}{DOTL}$$

$$CUTA = \frac{1-2(0.38)}{609} = 0.00039$$

$$F_c = \frac{1}{\pi} (\pi + 2(653)(0.00039) \text{SEN} (\cos^{-1} (653)(0.00039))) - 2 \cos^{-1} (653)(0.00039) = 0.3144$$

$$SWT = \frac{431}{R} (1 - 0.3144) \sqrt{19.05}^2 = 0.0423 \text{ M}^2.$$

Area de ventanas:

$$SW = SWB - SWT \quad SW = 0.1194 - 0.0423 = 0.771 \text{ M}^2$$

Velocidad en envolvente:

$$VS = \frac{WS}{SW} = \frac{238892}{(0.0771)(1000)(3600)} = 0.9 \text{ M/S}$$

EVALUACION DEL COEFICIENTE GLOBAL PONDERADO

El coeficiente individual de transferencia de calor del fluido de servicio será calculado adelante.

Primer intervalo de tiempo = 0.2 Hr (12 min.).

Los valores siguientes ya han sido calculados anteriormente:

$$b = -1.1786 \text{ Hr}^{-1}$$

$$int = 0.2 \text{ Hr}$$

$$TP2 = 81.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$O_i = 1.4E10 \text{ J/Hr}$$

Evaluación de temperatura de salida del fluido de proceso en este primer intervalo:

$$TP3 = TP2 - \frac{O_i}{WPCpP} = 81.3 - \frac{1.4E10}{152544 (2269)} = 30.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

interpolando Cp a TP3=30.3 °C

$$y, \quad Cp = 2137$$

$$CpP = 2203$$

recalcular TP3 (con CpP) y compararla:

con: $C_{pP} = 2203$ $TP3 = 39.3\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $C_{pP} = 2200$ $TP3 = 39.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ O.K.

Evaluar propiedades físicas en los cuatro extremos.

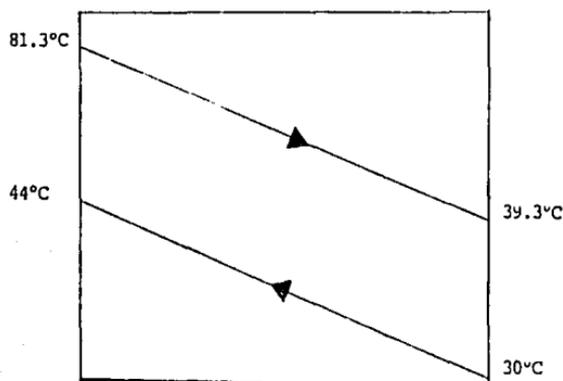


FIGURA 4.2 TEMPERATURAS EN LOS EXTREMOS DEL CAMBIADOR DE CALOR EN EL PRIMER INTERVALO DE TIEMPO.

LADO TUBOS (MTBE).

TEMPERATURA	ENTRADA (TP2=81.3 °C)	SALIDA (TP3=39.3 °C)
Cp	2307	2132
	689.5	721
kp	0.0783	0.08781
	0.00021	0.00030

LADO ENVOLVENTE (AGUA).

TEMPERATURA	ENTRADA (TS1=30 °C)	SALIDA (TS2=44 °C)
Cs	4186	4186
	1000	1000
ks	0.541	0.5711
	0.00064	0.00092

EVALUACION DE LOS COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

LADO TUBOS (MTBE).

REGIMEN LAMINAR. EC. 2.62
 REGIMEN TRANSICION. EC. 2.65
 REGIMEN TURBULENTO. EC. 2.66

LADO ENVOLVENTE (AGUA).

NRe de 2000 hasta 1000000 EC. 2.70

LADO TUBOS:

$$TP2 = 81.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$NRe = \frac{d_i \cdot v_{TM} \cdot \rho_p}{\mu_p} = \frac{15.75 \cdot 2.9 \cdot 689.5}{1000 \cdot 0.00021} = 150483$$

$$NPr = \frac{Cp \cdot \mu_p}{k_p} = \frac{2307 \cdot 0.00021}{0.0783} = 6.18$$

$$hi = 0.027 \cdot NRe^{0.8} \cdot NPr^{1/3} \cdot \frac{k_p}{d_i}$$

$$hi = 0.027 \cdot (150483)^{0.8} \cdot (6.18)^{1/3} \cdot \frac{0.0783 \cdot 1000}{15.75} = 3415.6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$TP3 = 39.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$NRe = 110475$$

$$NPr = 7.27$$

$$hi = 3150.7$$

LADO ENVOLVENTE :

$$IS1 = 30^{\circ}\text{C}$$

$$NRe = \frac{De \cdot V \cdot \rho_s}{\mu_s}$$

$$NRe = \frac{24.13 \cdot 0.914 \cdot 1000}{1000 \cdot 0.00064} = 34459$$

$$NPr = \frac{Cp \cdot \mu_s}{k_s}$$

$$NPr = \frac{4186 \cdot 0.00064}{0.541} = 4.94$$

$$ho = 0.36 \cdot \frac{k_s}{De} \cdot NRe^{0.55} \cdot NPr^{1/3}$$

$$ho = 0.36 \cdot \frac{0.541 \cdot 1000}{23.14} \cdot (34459)^{0.55} \cdot (4.94)^{1/3} = 4308.8 \text{ W/M}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$IS2 = 44^{\circ}\text{C}$$

$$NRe = 23795$$

$$NPr = 6.79$$

$$ho = 4121.5$$

COEFICIENTE GLOBAL EN EL EXTREMO 1 :

$$Uo1 = \frac{1}{\frac{1}{hi} \cdot \frac{do}{di} + \frac{1}{ho} + Rd}$$

$$Uo1 = \frac{1}{\frac{1}{3415} \cdot \frac{19.05}{15.74} + \frac{1}{4121} + 0.00088} = 676$$

COEFICIENTE GLOBAL EN EL EXTREMO 2 :

$$Uo2 = \frac{1}{\frac{1}{3150} \cdot \frac{19.05}{15.74} + \frac{1}{4308} + 0.00088} = 668$$

SEGUNDO INTERVALO

tiempo = 0.4 Hr (24 min.).

La temperatura de entrada del fluido de servicio (agua) permanece constante (30°C).

$$TP2 = (TP1 - TS1) e^{-b \cdot INT} + TS1$$

$$TP2 = (94 - 30) e^{-1.1786 \cdot 0.4} + 30 = 70.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S = 47.8 \text{ Hr } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$Q1 = 1.13E10 \text{ J/Hr}$$

EVALUACION DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS FLUIDOS DE PROCESO Y DE SERVICIO

$$TP3 = TP2 - \frac{Q1}{Wp \cdot CpP}$$

$$TP2 = 70.5 - \frac{1.13E10}{152544 \cdot 2269} = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$TS2 = \frac{Q1}{Ws \cdot CsP} + TS1$$

$$TS2 = \frac{1.13E10}{238892 \cdot 4186} + 30 = 41.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Recalculando Cp, TP3 y propiedades físicas en la misma forma que el intervalo anterior, se encuentran los coeficientes globales de transferencia de calor.

$$TP3 = 37.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Coefficiente global en el extremo 1 = 673

Coefficiente global en el extremo 2 = 667

Siguiendo la secuencia del segundo intervalo se obtienen:

- Temperaturas en cada intervalo. TABLA 4.1
- Propiedades físicas y coeficientes individuales en la entrada del fluido de proceso. TABLA 4.2
- Propiedades físicas y coeficientes individuales del fluido de servicio TABLA 4.3
- Propiedades físicas y coeficientes individuales en la salida del fluido de proceso. TABLA 4.4

INTERVALO	TIEMPO (Hr)	TP2 (C)	Q1 (J/Hr)	TS2 (C)	TP3 (C)
0	0.0	94.0	-	-	-
1	0.2	80.7	1.4E10	44.0	40.3
2	0.4	70.2	1.13E10	41.0	39.0
3	0.6	61.8	8.79E09	38.7	36.4
4	0.8	55.2	6.90E09	36.9	35.2
5	1.0	50.0	2.40E09	32.4	43.0

CARGA TERMICA TOTAL (Qtot) = 4.31E10

TARLA 4.1 TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA EN CADA INTERVALO.

TP2	81.3	70.5	62.0	55.2	50.0
PROP.FIS.					
C_f	689.5	697.5	704.0	709.1	713.0
C_p	2307	2262	2227	2198	2177
k_p	0.0783	0.0807	0.0827	0.0842	0.0854
μ_p	0.00021	0.00023	0.00025	0.00027	0.00028
NRe	150483	137113	128466	122460	118149
NPr	6.18	6.52	6.76	6.92	7.05
hi	3415	3326	3269	3230	3201

TARLA 4.2 PROPIEDADES FISICAS Y COEFICIENTES INDIVIDUALES DEL FLUIDO DE PROCESO EN LA ENTRADA DEL EQUIPO AL INICIO DE CADA INTERVALO.

TSERV.	30.0	44.0	41.3	38.9	37.1	35.6
PROP. FIS.						
ρ_s	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Cs	4186	4186	4186	4186	4186	4186
ks	0.541	0.571	0.565	0.560	0.556	0.553
μ_s	0.0006	0.0009	0.0008	0.0008	0.0007	0.0007
NRe	34458	23971	25417	26899	28198	29316
NPr	4.94	6.79	6.42	6.12	5.88	5.69
ho	4308	4121	4149	4178	4200	4218

TABLA 4.3 PROPIEDADES FISICAS Y COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL FLUIDO DE SERVICIO.

TP3	39.3	37.3	35.7	34.5	33.5
PROP. FIS.					
ρ_p	721.0	722.5	723.7	724.6	725.3
Cp	2132	2123	2117	2112	2108
kp	0.0878	0.0882	0.0886	0.0888	0.0891
μ_p	0.00030	0.00031	0.00031	0.00032	0.00032
NRe	110475	109148	108140	107368	106773
NPr	7.27	7.31	7.33	7.36	7.37
hi	3150	3139	3133	3128	3122

TABLA 4.4 PROPIEDADES FISICAS Y COEFICIENTES INDIVIDUALES DEL FLUIDO DE PROCESO EN LA SALIDA DEL EQUIPO AL INICIO DE CADA INTERVALO.

A partir de los coeficientes individuales de transferencia de calor se evalúan los coeficientes globales calculando finalmente el coeficiente global de transferencia de calor ponderado (UPON, TABLA 4.5) mediante la siguiente expresión:

$$UPON = \frac{(U_1+U_2)}{2} \frac{O_i}{D_{tot.}}$$

Las temperaturas a lo largo del proceso así como las cargas térmicas y los coeficientes se muestran en la curva de enfriamiento mediante las FIGURAS 4.3 y 4.4.

INTERVALO	TIEMPO (Hr.)	COEFICIENTES GLOBALES EXTREMO 1 : EXTREMO 2		UPON
1	0.2	676	668	218
2	0.4	673	667	172
3	0.6	671	667	136
4	0.8	669	667	106
5	1.0	668	666	38
				----- UPON = 670
TABLA 4.5		COEFICIENTE GLOBAL PONDERADO		

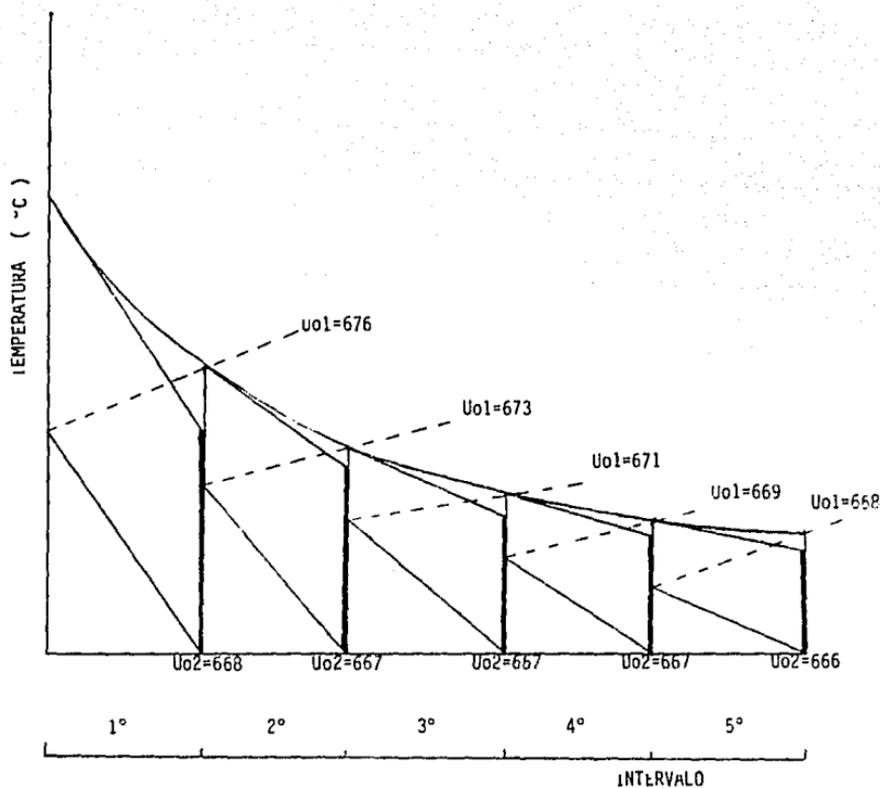


FIGURA 4.3 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN CADA INTERVALO (FLUIDO DE PROCESO).

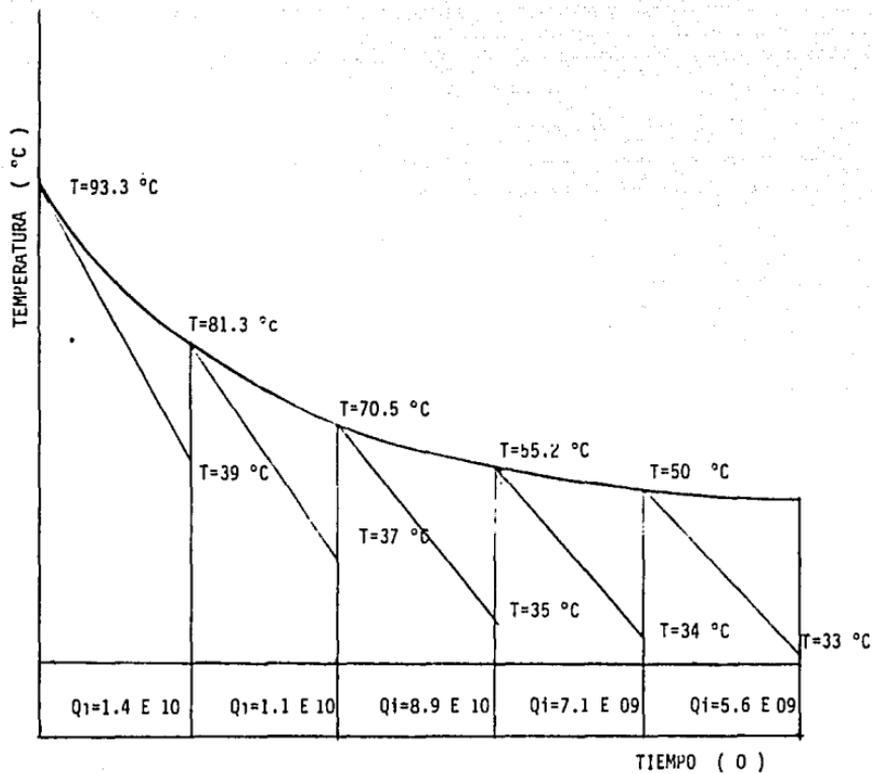


FIGURA 4.4 CARGA TERMICA EN CADA INTERVALO (FLUIDO DE PROCESO).

CALCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Utilizando la ecuación 2.25 :

$$L = LN \left[\frac{TP1-TS1}{TP2-TS1} \right] \qquad L = LN \left[\frac{94-30}{50-30} \right] = 1.1631$$

$$R = \frac{WS \cdot CsP}{WP \cdot CpP} \qquad R = \frac{238892 \cdot 4186}{152544 \cdot 2269} = 2.8901$$

Despejando S de la ecuación 2.25 :

$$S = \frac{L \cdot M \cdot CpP}{O \cdot Ws \cdot CsP} \qquad S = \frac{1.1631 \cdot 104918 \cdot 2269}{1 \cdot 238892 \cdot 4186} = 0.2768 \quad (A)$$

y resolviendo (B) y (C) para igualar el valor de (A) y encontrar el área de transferencia de calor requerida (ATCR)

$$K5 = e^{-\frac{UPON \cdot ATCR}{Ws \cdot CsP} \sqrt{R^2+1}} \qquad K5 = e^{-\frac{670 \cdot 3610 \cdot ATCR}{238892 \cdot 4186} \sqrt{2.8901^2+1}} \quad (B)$$

$$S = \frac{2(K5-1)}{K5(R+1 + \sqrt{R^2+1}) - (R+1 - \sqrt{R^2+1})} \quad (C)$$

$$S = \frac{2(K5-1)}{K5(2.8901+1 + \sqrt{(2.8901)^2+1}) - (2.8901+1 - \sqrt{(2.8901)^2+1})}$$

obtenemos :

$$ATCR = 457 \text{ M}^2$$

CALCULAR LONGITUD DE TUBOS

$$LT = \frac{ATCR}{AS \cdot NT} \qquad LT = \frac{457}{0.05984 \cdot 431} = 17.7 \text{ M (58 FT)}$$

tomar: LT = 9.14 M (30 FT)

$$\text{recalcular: } NT = \frac{ATCR}{AS \cdot LT} \quad NT = \frac{457}{0.05984 \cdot 9.14} = 836 \text{ TUBOS}$$

$$AFT = \frac{as \cdot NT}{NP} \quad AFT = \frac{0.000195 \cdot 836}{4} = 0.0407 \text{ M}^2$$

$$VEFP = \frac{Wp}{AFT} \quad VEFP = \frac{152544}{0.0407 \cdot 696 \cdot 3600} = 1.5 \text{ M/S}$$

DS = 889 mm
UPON = 568 W/M² °C
ATCR = 539 M²
LT = 9.75 M (32 FT)

O.K.

AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DISPONIBLE

$$ATCD = NT \cdot LT \cdot AS \quad ATCD = 836 \cdot 9.75 \cdot 0.05984 = 488 \text{ M}^2$$

% EN AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

$$\% A = \frac{ATCD - ATCR}{ATCD} \cdot 100 \quad \% A = \frac{488 - 539}{488} \cdot 100 = -10.45 \%$$

el % A no se encuentra dentro de los límites permitidos, por lo que se recalculan los siguientes parámetros a partir del ATCR.

LT	NT	AFT	VEFP	DS	UPON	ATCR	ATCD	% A
9.1	924	0.045	1.4	940	568	539.5	539.0	-0.1

CAIDA DE PRESION EN TUBOS

Caída de presión a lo largo del haz de tubos :

$$DPe = \frac{f \cdot Gt^2 \cdot LT \cdot NP}{5.22 \cdot E10 \cdot DI \cdot S.G.}$$

$$NRe = \frac{di \cdot VP \cdot \rho_f}{\mu_p} \quad NRe = \frac{15.74 \cdot 1.4 \cdot 696}{1000 \cdot 0.0002} = 81673$$

$$f = 0.0014 + \frac{0.125}{(NRe)^{0.32}} \quad f = 0.0014 + \frac{0.125}{(81673)^{0.32}} = 0.00013$$

$$Gt = \frac{Wp}{AFT} \quad Gt = \frac{152544}{0.0.045} = 3389866 \text{ Kg/Hr M}^2$$

$$DPt = \frac{(0.00013) \# (3389866)^2 \# 9.14 \# 4 \# 1000}{(1.80E08) \# 15.748 \# 0.6965} = 27579 \text{ N/M}^2$$

Caída de presión en retornos :

$$DPr = \frac{4 \# NP \# VP^2}{5.6 \# 2 \text{ g}} \quad DPr = \frac{4 \# 4 \# (1.4)^2 \quad 696}{0.6965 \# 19.62 \quad 0.0929} = 19392 \text{ N/M}^2$$

Caída de presión total en tubos :

$$DP_{\text{tubos}} = DPt + DPr \quad DP_{\text{tubos}} = 27579 + 19392 = 46971 \text{ N/M}^2$$

CAIDA DE PRESION POR ENVOLVENTE

La evaluación de la caída de presión por la envolvente se determina mediante el METODO DE BELL (APENDICE 1).

$$DP_{\text{envolvente}} = 121967 \text{ N/M}^2$$

Este valor es mayor a $DP_{\text{Emax}} = 68947 \text{ N/M}^2$ por lo que se estima un nuevo valor de espaciamiento entre mamparas "SB" (METODOLOGIA DE CALCULO).

$$SB = SB \left(\frac{DP_{\text{envolvente}}}{DP_{\text{Emax}}} \right)^{0.3333}$$

$$SB = 308 \text{ mm} \left(\frac{121967}{68947} \right)^{0.3333} = 373 \text{ mm}$$

y, se recalcula:

CUT	UPDN	ATCR	ATCD	% A	DP _{tubos}	DPE
0.40	543	563	539	-4.5	52468	40411

Encontrando finalmente el cambiador de calor requerido para las condiciones de proceso dadas.

COSTOS

Para el cálculo de la potencia de la bomba se asumirán los siguientes valores:

- Longitud equivalente = 60.96 M
- Cabeza estática diferencial = 3.048 M

FRICCIÓN EN LA TUBERÍA (DF)

Para un flujo de 152544 Kg/Hr y una velocidad de 2 M/S (TABLA 1), estimar el diámetro de tubería.

$$\text{AFTUB} = \frac{W_p}{\text{VEL} * \rho_p * 3600} \quad \text{AFT} = \frac{152544}{2.0 * 696 * 3600} = 0.0304 \text{ M}^2$$
$$\text{DTUB} = \sqrt{\frac{4 * \text{AFTUB}}{\pi}} \quad \text{DTUB} = \sqrt{\frac{4 * 0.0304}{3.1416}} = 0.1967 \text{ M (7.72 in)}$$

$$\text{tomar DTCOM} = 203.2 \text{ mm (8 in)}$$
$$\text{VEL} = 1.88 \text{ M/S}$$

$$\text{NRe} = \frac{\text{Dint} * \text{VEL} * \rho_p}{\mu_p} \quad \text{NRe} = \frac{202.7 * 1.88 * 696}{1000 * 0.00023} = 1153997$$

con NRe Y e/d (factor de rugosidad para acero comercial/diámetro de la tubería).

$$e = 0.0018$$
$$d = 203.4 \text{ mm}$$

obtener el factor fricción.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \text{ LOG} \left(\frac{2.51}{\text{NRe} \sqrt{f}} + \frac{e/d}{3.7} \right)$$

$$f = 0.0191$$

$$\text{DF} = \frac{F * L_e * \text{VEL}^2}{\text{Dint} * 2gc} \quad \text{DF} = \frac{0.0191 * 60.96 * 1.88^2 * 1000}{202.7 * 19.62} = 1.034 \text{ M}$$

Perdida de presión en la línea	1.034 M
Perdida de presión en el cambiador (52462 N/M ²)	7.680 M
Cabeza estática diferencial	3.048 M

Perdida de presión total (H)	11.762 M

COSTOS FIJOS

Estimación de los costos de la bomba y el motor eléctrico :

Para la bomba :

$$CP = CB * FT * FM$$

CP = Costo de la bomba.
 CB = Costo base de la bomba.
 FT = Factor tipo de bomba.
 FM = Factor tipo de material.

Estimar el factor "FS" :

$$FS = \text{GPM} \sqrt{3.28 * H} \quad FS = 965 * \sqrt{3.28 * 11.76} = 5993$$

$$\text{Costo base : } CB = \text{EXP}(8.3949 - 0.6019(\text{Ln } FS) + 0.0519(\text{Ln } FS)^2)$$

$$CB = \text{EXP}(8.3949 - 0.6019(\text{Ln } 5993) + 0.519(\text{Ln } 5993)^2) = \$ 1195$$

Factor tipo de bomba : Tipo horizontal , una etapa

$$FT = \text{EXP}(b_1 + b_2(\text{Ln } FS) + b_3(\text{Ln } FS)^2)$$

$$FT = \text{EXP}(0.0632 + 0.2744(\text{Ln } 5993) + (-0.0253(\text{Ln } 5993))^2) = 1.7088$$

Factor tipo de material :

$$FM = 1.15$$

Costo total de la bomba :

$$CP = 1195 * 1.7088 * 1.15 = \$ 2348$$

Para motor eléctrico :

Calculo de los BHP de requeridos :

$$BHP = \frac{\text{GPM} * \rho * H}{247000 * \eta_p}$$

Eficiencia de la bomba :

$$\eta_p = -0.316 + 0.24015(\ln \text{GPM}) - 0.01199(\ln \text{GPM})^2$$

$$\eta_p = -0.316 + 0.24015(\ln(965)) - 0.01199(\ln(965))^2 = 0.7681$$

$$\text{BHP} = \frac{(965)(696)(11.76)}{(247000)(0.7681)(0.3048)} = 8.53$$

por lo que se requiere un motor de 10 HP.

usar motor totalmente cerrado con ventilador y 3600 RPM.

$$\text{CM} = \text{EXP}(3.8544 + 0.83311(\ln(10)) + 0.02399(\ln(10))^2) = \$ 365$$

Estimación de los costos del cambiador de calor .

$$\text{CE} = \text{CB} \times \text{FD} \times \text{FP} \times \text{FM}$$

CB = Costo base del cambiador de calor.
FD = Factor del tipo del cambiador.
FP = Factor para presión de diseño.
FM = Factor para el material construcción.

El área de transferencia de calor disponible (ATCD), debe estar en FT.

Costo base :

$$\text{CB} = \text{EXP}(8.551 - 0.30863(\ln \text{ATCD}) + 0.06811(\ln \text{ATCD})^2)$$

$$\text{CB} = \text{EXP}(8.551 - 0.30863(\ln(5801)) + 0.06811(\ln(5801))^2) = \$ 59361$$

Tipo de cambiador : cabezal fijo.

$$\text{FD} = \text{EXP}(-1.1156 + 0.090606(\ln \text{ATCD}))$$

$$\text{FD} = \text{EXP}(-1.1156 + 0.090606(\ln(5801))) = 0.7186$$

Factor para presión de diseño :

$$\text{FP} = 0.7771 + 0.04981(\ln(5801)) = 1.20$$

Material del cambiador :

FM = 1 (Acero al carbón).
Costo del cambiador de calor :

$$CE = 59361 \times 0.7186 \times 1.20 \times 1 = \$ 51188$$

Costo de tuberfa :

$$C_{\text{pipe}} = \$ 3250 \text{ (diámetro de } 204 \text{ mm, (8 in))}.$$

Costos fijos :

C.F. = Costo bomba + Costo motor + Costo cambiador + Costo tuberfa

$$C.F. = 2348 + 365 + 51188 + 3250 = \$ 57151$$

Costos de operación (consumo de potencia de la bomba) :

Eficiencia del motor (η_b).

$$\eta_b = 0.80 + 0.0319(\ln \text{ BHP}) - 0.00182(\ln \text{ BHP})^2$$

$$\eta_b = 0.80 + 0.0319(\ln(8.53)) - 0.00182(\ln(8.53))^2 = 0.86$$

Potencia requerida (PR).

$$PB = \frac{\text{BHP}}{\eta_b} \quad PB = \frac{8.53}{0.86} = 9.37 \text{ HP}$$

KW - Hr totales requeridos.

$$\text{KW-Hr} = 9.91 \times 0.7457 \times \frac{\text{KW}}{\text{HP}} \times \frac{1 \text{ Hr}}{\text{Lote}} \times \frac{6 \text{ Lotes}}{\text{Dia}} \times \frac{300 \text{ dias}}{\text{Año}}$$

$$\approx 1 \text{ Año} = 13301 \text{ KW-Hr}$$

Costos de operación :

$$C.O. = 13301 \text{ KW-Hr} \times \frac{\$ 0.015}{\text{KW-Hr}} = \$ 199.5$$

Factor J para considerar los costos de mantenimiento, seguro, impuestos y depreciación :

$$J = \frac{1 - R}{\frac{1}{N} + (1-R) * E - R * D}$$

Donde:

R = Impuesto sobre la renta.
 N = No. de años para el retorno de la inversión.
 E = Expresión de gasto (cubre seguros y mantenimiento)
 D = Depreciación expresada como fracción decimal.

$$J = \frac{1 - 0,42}{\frac{1}{3} + (1 - 0,42)(0,05) - (0,42 * 0,04)} = 1,42$$

Costos de operación por año :

$$C.O.A. = C.O. * J \qquad C.O.A. = 199,5 * 1,42 = \$ 283$$

Costos totales del sistema :

$$C.T.S. = 283,0 + 57151 = \$ 57434$$

RES U L T A D O S

Estos son los costos del sistema que utiliza una relación de recirculación de 152544 Kg/Hr.

COSTOS DEL SISTEMA :

- Costos fijos	BOMBA	\$ 2348.0
	MOTOR	\$ 365.0
	CAMBIADOR DE CALOR	\$ 51188.0
	TUBERIA	\$ 3250.0

		\$ 57151.0
- Costos se operación		\$ 283.0

- Costo total del sistema		\$ 57434.0

OPTIMIZACION DEL SISTEMA.

El costo total del sistema (\$ 57434), se obtuvo fijando los siguientes valores:

- Flujo de proceso (W_p).
- Número de pasos por tubos (NP).
- Diámetro de tubería (DTUB).

Estos tres valores son las variables independientes, las cuales movidas una a la vez, proporcionan el costo total de cada sistema, localizando así el sistema óptimo.

El resultado de cada sistema evaluado por el método de optimización se muestra en la TABLA 4.6.

Como se muestra en esta TABLA DE RESULTADOS, conforme disminuye la relación de recirculación del fluido de proceso, se requiere un área de transferencia menor para el cambiador de calor, hasta el punto en el cual, el aumento de dicha recirculación no provoca un gran cambio en el área de transferencia requerida, este incremento en la recirculación del fluido de proceso afecta directamente en el decremento del costo del cambiador de calor pero, el tamaño y costos de la bomba, motor y tubería, se ven incrementados, así como los costos de operación .

En la hoja de resultados se puede observar que existe un punto mínimo, este punto representa el sistema óptimo para las condiciones requeridas del proceso.

PUNTO BASE		MOVIMIENTO				
NP=1	NP=2	NP=2	NP=2		NP=2	
Wp=152544	Wp=152544	Wp=197903	Wp=197903		Wp=243263	
Dt=152.4	Dt=152.4	Dt=152.4	Dt=203.2		Dt=152.4	
\$ =69990	\$ =65386	\$ =31998	\$ =32204		\$ =28991	
NP=4	NP=1	NP=2	NP=2		NP=2	
Wp=243263	Wp=243263	Wp=288623	Wp=288623		Wp=379343	
Dt=152.4	Dt=152.4	Dt=152.4	Dt=203.2		Dt=254.0	
\$ =29925	\$ =29429	\$ =27570	\$ =27106		\$ =25602	
NP=4	NP=1	NP=1	NP=1		NP=1	
Wp=379343	Wp=379343	Wp=424703	Wp=424703		Wp=560783	
Dt=254.0	Dt=254.0	Dt=254.0	Dt=304.8		Dt=406.4	
\$ =25784	\$ =24424	\$ =24417	\$ =24410		\$ =25610	
NP=2	NP=1	NP=1	NP=1		NP=1	
Wp=424703	Wp=470063	Wp=470063	Wp=470063		Wp=515423	
Dt=304.8	Dt=304.8	Dt=355.6	Dt=254.0		Dt=304.8	
\$ =24997	\$ =23667	\$ =24117	\$ =23876		\$ =24372	
NP=2	NP=1	NP=1	NP=1	NP=1		
Wp=470063	Wp=515423	Wp=424703	Wp=470063	Wp=470063		
Dt=304.8	Dt=304.8	Dt=304.8	Dt=355.6	Dt=254.0		
\$ =24888	\$ =24372	\$ =24410	\$ =24117	\$ =23876		

TABLA 4.6 RESULTADOS DE LA SECUENCIA DEL METODO DE HODKE & JEEVES.

N O M E N C L A T U R A

A	Area de transferencia de calor,	M ²
AFT	Area de flujo por tubos,	M ²
ATCR	Area de transferencia de calor requerida,	M ²
af	Area de flujo del tubo,	M ²
b	Constante,	Hr ⁻¹
BHP	Brake horse power,	HP
Cp	Calor especifico,	J/Kg °C
Cph	Calor especifico del fluido caliente,	J/Kg °C
Cpc	Calor especifico del fluido frio,	J/Kg °C
De	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión,	in
di	Diámetro interno del tubo,	in
do	Diámetro externo,	in
f	Factor de fricción,	ADIMENSIONAL
K1, K2, K3 K4, K5	Constantes en las ecuaciones de calentamiento y enfriamiento,	ADIMENSIONAL
K	Conductividad térmica,	W/Hr M ² (°C/M)
Km	Conductividad térmica del material,	W/Hr M ² (°C/M)
LT	Longitud de tubo,	M
M	Lote a enfriar o calentar,	Kg
NP	Número de pasos por tubos	
NT	Número de tubos	
PT	Paso en los tubos,	mm
Qi	Carga térmica en el intervalo "i"	J/Hr

R	Grupo adimensional	
Rd	Factor de obstrucción total,	Hr M ² °C/W
S	Grupo adimensional	
SL	Pendiente de la curva de enfriamiento,	°C/Hr
T	Temperatura promedio,	°C
Ti,T2	Temperatura inicial y final del fluido caliente,	°C
T2	Temperatura del fluido de proceso en cualquier instante,	°C
TP1,TP2	Temperatura de entrada y salida del fluido de proceso respectivamente,	°C
TS1,TS2	Temperatura de entrada y salida del fluido de servicio,	°C
ti,t2	Temperatura inicial y final del fluido frfo respectivamente,	°C
U	Coefficiente global de transferencia de calor,	W/Hr M ² °C
U1,U2	Coefficiente global de transferencia de calor de entrada y salida respect.	W/Hr M ² °C
V	Velocidad del fluido en tubos,	M/S
Wc	Fluido frfo,	Kg/Hr
Wh	Fluido caliente,	Kg/Hr
Wp	Fluido de proceso,	Kg/Hr
Ws	Fluido de servicio,	Kg/Hr
X	Espesor del tubo,	M

CONCLUSIONES

La metodología tradicional para dimensionar sistemas de calentamiento y enfriamiento a régimen no permanente se basa en diseñar el cambiador de calor mediante un valor de recirculación del fluido de proceso ya establecido, y, a partir de éste, se evalúan los requerimientos de potencia de la bomba.

La metodología desarrollada en este trabajo también se basa en el diseño inicial del cambiador de calor, pero a diferencia del método tradicional, el gasto del fluido a recircular se obtiene a partir de la evaluación del flujo mínimo de proceso, el cual se obtiene con las temperaturas del fluido de proceso y de servicio. Por otro lado, esta metodología propone dividir en zonas el tiempo de proceso para obtener en cada una de ellas el coeficiente global de transferencia de calor y ponderarlo para obtener el coeficiente global ponderado mediante el cual se evalúa el área de transferencia de calor del cambiador. A esta metodología de cálculo se adaptó un método de optimización (MÉTODO DE HOOKE Y JEEVES) mediante el cual se encuentra el sistema óptimo. Esta adaptación consistió en restringir a

valores reales los parámetros que afectan en forma determinante el diseño del sistema.

Para encontrar el sistema óptimo de transferencia de calor a régimen no permanente el método de optimización varía los parámetros mas importantes que afectan el diseño del sistema y por lo tanto el costo del mismo, estos parámetros son los siguientes:

- 1) Flujo de proceso a recircular.
- 2) Diámetro de la tubería.
- 3) Número de pasos del cambiador (lado tubos).

El flujo de proceso a recircular se encuentra restringido desde el valor del flujo mínimo hasta el momento en que su incremento provoque un aumento considerable en los costos del sistema, el diámetro de la tubería variará dependiendo de la velocidad recomendada para el fluido de proceso y, el número de pasos del cambiador de calor deberá encontrarse dentro de los valores prácticos y dentro de los límites de caída de presión permitida.

Cualquier método de optimización en el que se pueda evaluar la función objetivo puede ser utilizado; a ésta metodología se le adaptó el método de búsqueda de HOOKE Y JEEVES debido a que es un método fácilmente programable y de rápida convergencia en comparación con otros métodos de búsqueda tales como el SIMPLEX ó el método de búsqueda univariante.

APENDICE 1

METODO DE BELL

Método para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y caída de presión para flujos sin cambio de fase por el lado de la envolvente.

CALCULO DE LOS PARAMETROS GEOMETRICOS.

- 1) Número total de tubos en el cambiador (NT).
Por medio de una plantilla.
Una tabla cuenta tubos.

- 2) Espaciamiento entre tubos paralelo (Pp) y normal (Pn) al flujo (FIGURA A-1).

- 3) Número de hileras de tubos cruzados en una sección de flujo cruzado (Nc).

- 4) Fracción de tubos totales en flujo cruzado (Fc) (FIGURA A-2).

$$F_c = \frac{1}{N} \left(\pi + 2 \left(\frac{D_s(D_s - 2 \cdot \text{CUT})}{O_t1} \right) \text{SEN} \left(\text{COS} \left(\frac{-1 D_s(D_s - 2 \cdot \text{CUT})}{O_t1} \right) \right) - 2 \cdot \text{COS} \left(\frac{-1 D_s(D_s - 2 \cdot \text{CUT})}{O_t1} \right) \right)$$

- 5) Número de hileras efectivas de flujo cruzado en cada ventana (Ncw).

$$Ncw = \frac{0.8 * CUT * Ds}{Pp}$$

- 6) Area de flujo cruzado en la línea central de una sección de flujo cruzado (Sm).

A) Arreglo rotado $S_m = S_b ((D_s - O_{t1}) + \frac{(O_{t1} - d_o)(P - d_o)}{P_n})$

B) Arreglo normal $S_m = S_b ((D_s - O_{t1}) + \frac{(O_{t1} - d_o)(P - d_o)}{P})$

- 7) Fracción de área de flujo cruzado disponible por flujo de derrame (Fbp).

$$Fbp = \frac{(D_s - O_{t1}) S_b}{S_m}$$

- 8) Area de derrame tubo - mamparas (Stb), para una mampara.

$$Stb = 0.0245 * d_o (1 + Fc) NT$$

(Especificación TEMA clase " R ", tolerancia 1/32 in)

- 9) Area de derrame mampara - envolvente (Ssb) (FIGURA A-3).

$$Ssb = \frac{D_s * t_{sb}}{2} (1 - \cos (1 - 2 * CUT))$$

Estandar TEMA clase " R "

Ds (in)	t _{sb}
8 - 13	0.100
14 - 17	0.125
18 - 23	0.150
24 - 39	0.175
40 - 54	0.225
55 -	0.300

Valores para tubería comercial, para tubería rolada sumar 0.125 al valor de t_{sb} (generalmente desde 24 in).

10) Área de flujo a través de la ventana (Sw).

$$S_w = S_{wg} - S_{wt}$$

S_{wg} = Área gruesa ocupada por tubos (FIGURA A-4).

S_{wt} = Área de ventana ocupada por tubos (FIGURA A-5).

$$S_{wg} = \frac{D_s^2 - 1}{4} (\cos^2(1-2\text{CUT}) - (1-2\text{CUT}) + 1 - (1-2\text{CUT})^2)$$

$$S_{wt} = \frac{NT}{8} (1 - F_c) d_o^2$$

11) Diámetro equivalente de la ventana (Dw).

$$D_w = \frac{4 \cdot S_w}{(\pi/2) NT (1-F_c) d_o + D_s \cdot O_b}$$

O = Ángulo de la mampara (FIGURA A-6).

12) Número de mamparas (Nb).

$$N_b = \frac{L_e}{S_b} \quad L_e = L_t - 2 \cdot \text{espesor del espejo}$$

L_e = Longitud efectiva del tubo.

CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

1) Número de Reynolds. $NRe = \frac{12 \cdot d_o \cdot W_p}{\mu \cdot S_m}$

2) Factor J_i para bancos ideales de tubos (FIGURA A-7).

3) Coeficiente de transferencia de calor para un banco ideal de tubos (h_{oi}).

$$h_{oi} = J_i \cdot C_p \cdot \frac{144 \cdot W_p}{S_m} \cdot \frac{k_p}{C_p \cdot \mu} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

- 4) Factor de corrección por efecto de configuración de la mampara (Jc) (FIGURA A-8).
- 5) Factor de corrección por efecto de derrames en la mampara (J1) (FIGURA A-9).
- 6) Factor de corrección por efecto de derrames en el haz de tubos (Jb) (FIGURA A-10).
- 7) Factor de corrección por construcción del gradiente adverso de temperatura a bajos NRe (Jr).

Para $NRe \geq 100$ $Jr = 1.0$

Para $NRe \leq 20$ $Jr = Jr^*$ (FIGURA A-11).

Para $20 < NRe < 100$ Jr a partir de Jr^* (FIGURA A-12).

- 8) Coeficiente individual de transferencia de calor (ho).

$$ho = ho1 * Jc * J1 * Jb * Jr * 0$$

CALCULO DE CAIDA DE PRESION.

- 1) Factor de fricción para un banco ideal de tubos (fi) (FIGURA A-13).

- 2) Caída de presión para una sección ideal de flujo cruzado (ΔPbk).

$$\Delta Pbk = 0.69E-06 \frac{fi * Wp^2 * Nc}{\rho \text{ } 5m^2} \left(\frac{u}{Aw}\right)^{0.14}$$

- 3) Caída de presión para una sección ideal de flujo ventana (ΔP_{wk}).

$$NRe \geq 100 \quad \Delta P_{wk} = 1.78E-07 \frac{Wp^2 (2 + 0.6 Nc_w)}{Sm \ell \rho S_w}$$

$$NRe < 100 \quad \Delta P_{wk} = 0.75E-06 \frac{Wp}{Sm S_w \ell} \left(\frac{Nc_w}{P-d_0} + \frac{S_b}{Dw^2} \right) + 0.0345E-06 \frac{Wp^2}{Sm S_w \ell}$$

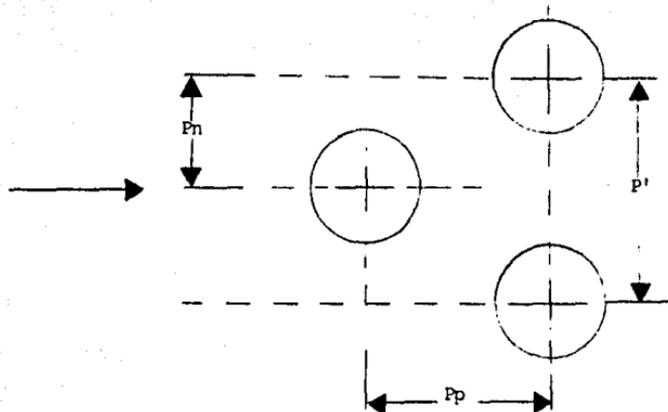
- 4) Factor de corrección por efecto de derrames en las mamparas (R1) (FIGURA A-14).

(no extrapolar las curvas mas allá de los puntos mostrados).

- 5) Factor de corrección por derrames en el haz de tubos (Rb) (FIGURA A-15).

- 6) Caída de presión a través de la envolvente (ΔP_e).

$$\Delta P_e = ((N_b - 1) \rho_b R_b + N_b \rho_{wk}) R_1 + \rho_b R_b \left(1 + \frac{Nc_w}{Nc} \right)$$



DIAMETRO EXTRNO (in)	ESPACIAMIENTO DEL TUBO (in)	ARREGLO	P_p (in)	P_n (in)
0.625	0.812	→ ▲	0.704	0.406
0.750	0.938	→ ▲	0.814	0.469
0.750	1.000	→ □	1.000	1.000
0.750	1.000	→ ▼	0.707	0.707
0.750	1.000	→ ▲	0.866	0.500
1.000	1.250	→ □	1.250	1.250
1.000	1.250	→ ▼	0.884	0.884
1.000	1.250	→ ▲	1.082	0.625

FIGURA A.1 VALORES DE ESPACIAMIENTO DE TUBOS PARA ARREGLOS COMUNES.

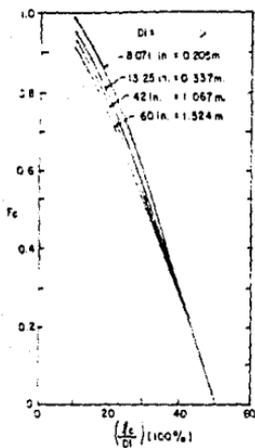


FIGURA A-2 FRACCION DE TUBOS EN FLUJO CRUZADO (K. J. BELL)

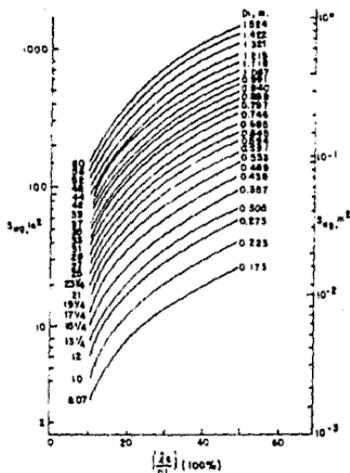


FIGURA A-4 AREA GRUESA DE FLUJO EN LA VENTANA (K. J. BELL)

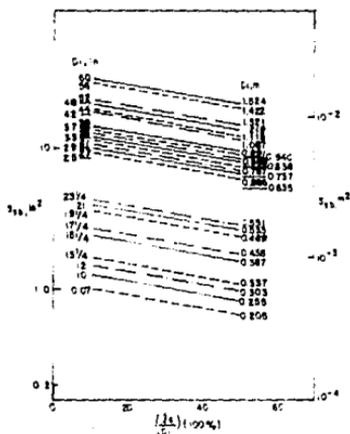


FIGURA A-3 AREA DE CERAMICA ENVOLVENTE-VENTANA (K. J. BELL)

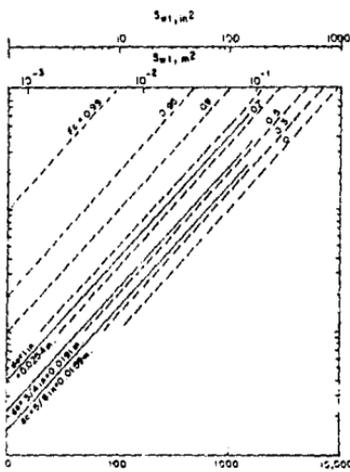


FIGURA A-5 AREA DE LA VENTANA OCUPADA POR TUBOS (K. J. BELL)

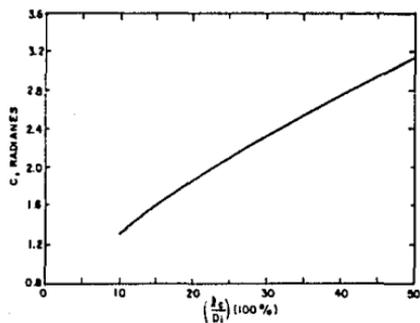


FIG. 4-6 ANGLULO DEL CORTE DE LA MAMPARA (K. J. BELL)

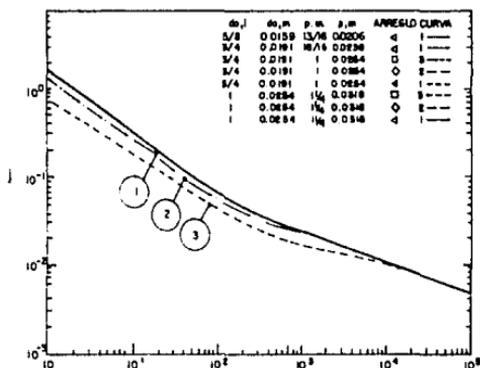


FIG. A-7 FACTOR "J" PARA BANOS IDEALES DE TUBOS (K. J. BELL)

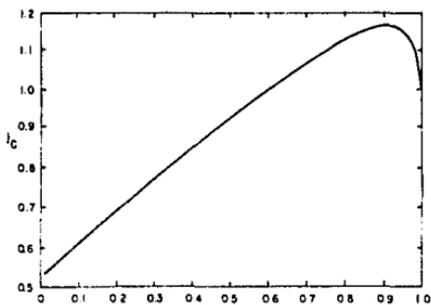


FIG. A-8 FACTOR DE CORRECCION POR EFECTOS DE LA CONFIGURACION DE LA MAMPARA (K. J. BELL)

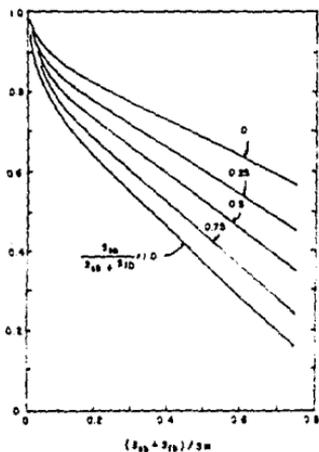


FIGURA A-9 FACTOR DE CORRECCION POR EFECTO DE FUGAS EN LAS MANPARRAS (K. J. BELL)

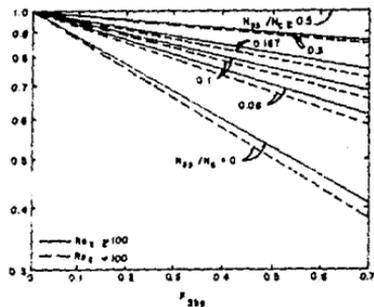


FIGURA A-10 FACTOR DE CORRECCION POR DENATRAMIENTO (K. J. BELL)

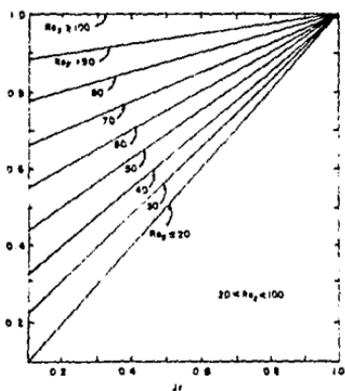


FIGURA A-11 FACTOR DE CORRECCION POR GRADIENTE ADVERSO DE TEMPERATURAS (K. J. BELL)

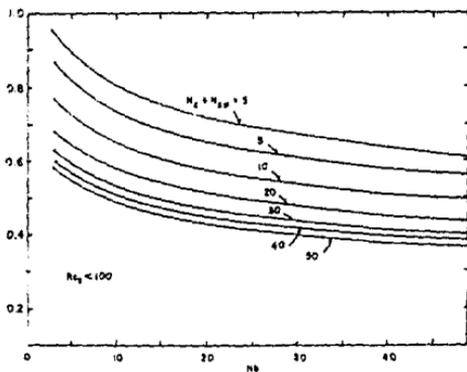


FIGURA A-12 FACTOR DE CORRECCION POR GRADIENTE ADVERSO DE TEMPERATURAS (K. J. BELL)

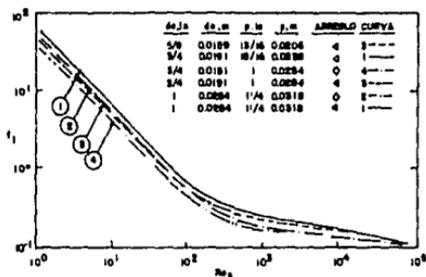


FIGURA A-13A FACTOR DE FRICCIÓN PARA BANCOS IDEALE DE TUBOS (K.J. BELL)

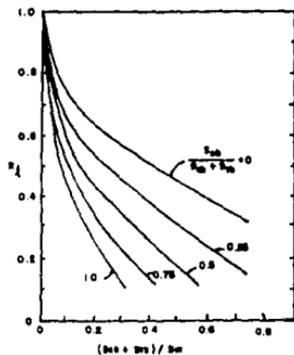


FIGURA A-14 FACTOR DE CORRECCION POR EFECTO DE MALLAS EN LAS MAMPARAS.(CAIDA DE PRESION (K.J. BELL)

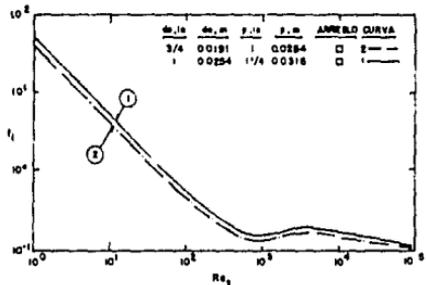


FIGURA A-13B FACTOR DE FRICCIÓN EN BANCOS IDEALES DE TUBOS (K.J. BELL)

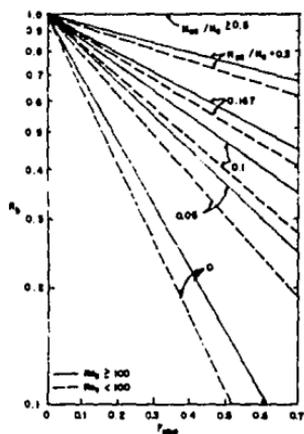
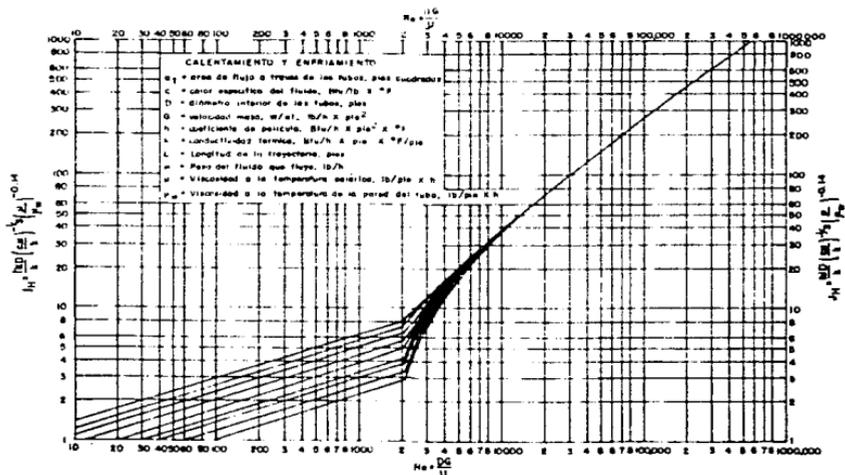
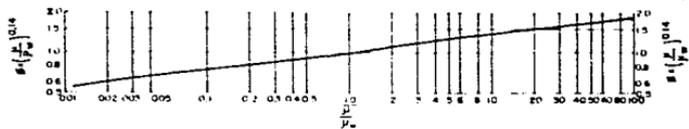


FIGURA A-15 FACTOR DE CORRECCION POR FLUJO EN BYPASS PARA CAIDA DE PRESION (K.J. BELL)



GRAFICA I Curva de transferencia de calor toda de tubos. (Adaptada de Sieder y Tate)

FLUIDO	VELOCIDAD RECOMENDADA	MATERIAL
AMONIACO (LIQ.)	6 FPS (1.82 M/S)	ACERO AL CARBON
BENCENO	6 FPS (1.82 M/S)	ACERO AL CARBON
CLORURO DE CALCIO	4 FPS (1.21 M/S)	ACERO AL CARBON
CLOROFORMO (LIQ.)	6 FPS (1.82 M/S)	COBRE Y ACERO
ETILEN GLICOL	6 FPS (1.82 M/S)	ACERO AL CARBON
ACEITES LUBRICANTES	6 FPS (1.82 M/S)	ACERO AL CARBON
PROPILEN GLICOL	5 FPS (1.52 M/S)	ACERO AL CARBON
HIDROXIDO DE SODIO		
0 - 30 %	6 FPS (1.82 M/S)	ACERO AL CARBON
30 - 50 %	5 FPS (1.52 M/S)	Y
50 - 73 %	4 FPS (1.21 M/S)	NIKEL
ACIDO SULFURICO		
88 - 93 %	4 FPS (1.21 M/S)	ACERO INOXIDABLE
93 - 100%	4 FPS (1.21 M/S)	ACERO AL CARBON
ESTIRENO	6 FPS (1.81 M/S)	ACERO AL CARBON
AGUA DE SERVICIO	6 FPS (1.181 M/S)	ACERO AL CARBON

(Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants P.52)

TABLA A.1 VELOCIDADES RECOMENDADAS DE FLUIDOS EN TUBERIAS.

FACTOR DE COSTO PARA EL TIPO DE BOMBA (FT)

$$FT = \text{EXP}(b1 + b2 * \text{LN}(S) + b3 (\text{LN}(S))^2)$$

	b1	b2	b3
1.	5.1029	-1.2217	0.0771
2.	‡	‡	‡
3.	2.0290	-0.2371	0.0102
4.	0.0632	0.2744	-0.0253
5.	13.7321	-2.8304	0.1542
6.	9.8849	-1.6164	0.0834

‡ ES EL TIPO DE BOMBA BASE (FT=1)

LIMITES DE FLUJO, CABEZA Y POTENCIA
PARA BOMBAS CENTRIFUGAS,

	FLUJO (M ³ /S)		CABEZA (J/Kg)		POTENCIA (HP)
	MIN.	MAX.	MIN.	MAX.	
1.	0.00315	0.2208	150	600	200
2.	0.00315	0.0568	150	1200	75
3.	0.01577	0.3155	150	1500	250
4.	0.00631	0.0946	300	1350	150
5.	0.00315	0.0694	900	3300	250
6.	0.00631	0.0946	2000	9600	1450

TABLA 2

FACTOR DE COSTOS PARA MOTORES ELECTRICOS (CM)

$$CM = \exp(a_1 + a_2 \cdot \ln(P) + a_3 (\ln(P))^2)$$

P = POTENCIA NOMINAL

	a1	a2	a3
1.	5.1058	0.03316	0.15375
2.	3.8544	0.03311	0.02399
3.	5.3182	1.08470	-0.05695
4.	4.9687	-0.00930	0.22616
5.	4.5347	0.57065	0.04609
6.	5.1532	0.28931	0.14357
7.	5.3858	0.31004	0.07408

TABLA 3

COSTO POR TIPO DE CAMBIADOR

1. $FD = \exp(-1.1156 + 0.0906 (\ln ATCD)^2)$

2. $FD = 1.35$

3. $FD = \exp(-0.9816 + 0.0830 (\ln ATCD)^2)$

TABLA 4

COSTO POR PRESION DE DISEÑO

1. $FP = 0.7771 + 0.04981 (\text{Ln ATCD})$
2. $FP = 1.0305 + 0.07140 (\text{Ln ATCD})$
3. $FP = 1.1400 + 0.12088 (\text{Ln ATCD})$

TABLA 5

COSTO MATERIAL DE CONSTRUCCION

$$FM = g1 + g2 (\text{Ln ATCD})$$

	g1	g2
1. $FM = 1.0$		
2.	0.8608	0.23296
3.	0.8193	0.15984
4.	0.6116	0.22186
5.	1.5092	0.60859
6.	1.2989	0.43377
7.	1.5420	0.42913
8.	0.1549	1.51774

TABLA 6

BIBLIOGRAFIA

1. Bondy Frederick and Shepherd Lippa
Heat transfer in agitated vessels
Chem. Eng., 62-71, April 4, 1983
2. Brown T. R.
Heating and Cooling in Batch Processes
Symp. Series. 246-252, May 28, 1973
3. Clasen L. J.
Unsteady State Batch Heating and Cooling
Chem. Eng., May 22, 1972
4. Corripio Armando B., Chriem Katherine S.
Estimate Costs of heat exchangers and storage tanks
via correlations.
Chem. Eng., January 25, 1982
5. Corripio Armando B., Chriem Katherine S.
Estimate Costs of centrifugal pumps and electrical
motors.
Chem. Eng., May 22, 1982
6. Donduan, J.H.
Don't write off the batch process
Chem. Eng., 241-244, November, 1957
7. Fisher R. C.
Heating and Cooling Times in Circulating Systems
Ind. and Eng. Chem., 939-942, October, 1944
8. Guy John L.
Modeling Heat - Transfer Systems
Chem. Eng., 93-99, May 3, 1982
9. Jacoby S. L. S., Kowalik J. S., Pizzo J. T.
Iterative Methods for Nonlinear Optimization Problems
Prentice Hall

10. Karassik Igor J., Krutzsch William C. , Fraser Warren H.
Pump Handbook
McGraw - Hill
11. Kern D. Donald
Procesos de transferencia de calor
pp.713-723
C.E.C.S.A. , 16 impresion
12. Lohrisch F. W.
What Is The Optimum Batch Heat Transfer
Hydro. Proc., 169-177, V.46, No.7, July 1967
13. Malone Richard J.
Sizing External Heat Exchangers for Batch Reactors
Chem. Eng., 95-101, December 1, 1980
14. Perry Robert H., Chilton Cecil H.
Chemical Engineers' Handbook
McGraw - Hill, Kogakusha, Ltd
Sixt Edition
15. Peters Max S., Timmerhaus Klaus D.
Plant Design and Economics for Chemical Engineers
McGraw - Hill, Third Edition
16. Stuhlbarg David
How to Find Optimum Exchanger Size for Forced
Circulation, Hydro. Proc., 149-153, January 1970
17. Stuhlbarg David
Economic Justification for Equipment
Chem. Eng., 145-149, January 17, 1966
18. Troupe Ralph A.
How To Tailor Exchanger Area To Fit Batch Cooling Time
Chem. Eng., 128-132, September 1952