



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE QUIMICA**

**CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR**

302

**TESIS PROFESIONAL**

Que para obtener el título de

**INGENIERO QUIMICO**

p r e s e n t a

**JUAN RODRIGUEZ PACHECO**

1 9 7 4



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

LAS Tesis

AGE \_\_\_\_\_

FECHA 1974

PROG MU 284

281



QUIMICA

A mi Padre con  
respeto y cariño

A mis queridos hermanos

Al Ing. Pablo Barroeta González  
con gran afecto y agradecimiento.

Al Ing. Felipe Aguilar Saldaña  
por el apoyo que me ha brindado.

## I N D I C E

### INTRODUCCION

### CAPITULO I

#### BREVE DESCRIPCION DE LA PLANTA GIRBOTOL

- 1.- Separación del gas natural
- 2.- Endulsamiento del gas natural

#### DIFERENTES TIPOS DE CAMBIADORES

- 1.- Cabeza flotante
- 2.- Tubos en U.
- 3.- Chiller

### CAPITULO II

#### MODELOS MATEMATICOS

- 1.- Deducción del DMTL
- 2.- Deducción del factor de corrección
- 3.- La eficiencia del cambiador

### CAPITULO III

#### PROCESO EN COMPUTADORA

- 1.- Diagrama de flujo
- 2.- Programa de computadora
- 3.- Cálculo de la eficiencia

### CAPITULO IV

#### COSTOS

- 1.- Costo de operación
- 2.- Costo de mantenimiento

### CONCLUSIONES

### BIBLIOGRAFIA.

## CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

### INTRODUCCION

La industria de la transformación del Petróleo utiliza en sus instalaciones equipos de transferencia de calor, equipos que representan un costo fijo y un costo variable (operación, y mantenimiento) ; costos que debemos cuidar que no se incrementen para lo cual debemos observar que el equipo funcione en condiciones satisfactorias.

Con el cálculo de la eficiencia se pretende conocer las condiciones en que se encuentra el cambiador para poder predecir cuando será necesaria la reparación, que número de hombres se van a emplear y cual va a ser el tiempo muerto.

Aunque un cambiador tenga la misma eficiencia que otro, debemos tomar en cuenta el tamaño, el número de pasos, el lugar en donde está situado, el tipo de cambiador, etc. El tiempo que va a requerir en la reparación o limpieza no va a ser el mismo y este tiempo lo puede determinar el personal de proceso o mantenimiento puesto que es el que a adquirido experiencia con reparaciones anteriores.

Se selecciono la planta Girbotol por ser la más dañada, que por el manejo de monoetanolamina sufre gran deterioro por corrosión y obstrucción en los haces de los tubos por los productos de la corrosión y por consiguiente a la que se debe efectuar repara-



ciones con relativa frecuencia dando un alto costo por este motivo.

Para el cálculo de la eficiencia en los enfriadores se puede - variar las temperaturas de entrada y salida, también se puede va- - riar la cantidad de agua utilizada y saber si se incrementa o dis- minuye la eficiencia y de esta manera optimizar el rendimiento del cambiador.

Por otro lado en cualquier otro proceso se puede llegar a la - conclusión que no se requiere el mantenimiento en forma anual, sino más esporádicamente, ahorrándose por este concepto varios millones de pesos.

## C A P I T U L O I

### BREVE DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA GIRBOTOL :

#### 1.- Separación del gas natural:

El aceite crudo fluye a la superficie acompañado de grandes - cantidades de gas y agua; por tal motivo se hace pasar a través de baterías de separadores de alta presión (  $19 \text{ kg} / \text{cm}^2$  )

El aceite obtenido de estos se envía a separadores de baja presión (  $3.5 \text{ kg/cm}^2$  ) con lo que se logra una recuperación adicional - de gas natural y en él se encuentra incluido el ácido sulfhídrico - y el anhídrido carbónico.

El gas natural obtenido de los separadores se hace pasar por - un sistema de compresores donde alcanza una presión de  $24 \text{ Kg} / \text{cm}^2$  y en estas condiciones se envía a las plantas endulzadoras a donde llega con un contenido de 7% de gases ácidos (  $\text{H}_2\text{S}$  y  $\text{CO}_2$  )

#### 2.- Endulzamiento del gas natural:

El proceso de endulzamiento del gas natural se efectúa en plan - tas Girbotol utilizando como absorbente una solución de monoetanol - amina al 14% .

Antes de entrar al proceso propiamente dicho, el gas natural - se hace pasar por un tanque donde se recogen las gasolinas y vapor de agua condensado al comprimir el gas. Estos condensados se en - vían a plantas de absorción, para su posterior tratamiento, en tan - to que el gas pasa a la torre absorbidora. En el interior de ésta se logra un contacto directo entre el gas y la solución absorbente

de monoetanolamina, con lo cual se consigue la eliminación casi - total del ácido sulfhídrico y del anhídrido carbónico.

La Torre absorbedora consta de 23 platos con cachuchas de - burbujeo por la parte superior de la misma ( a la altura del plato 2 l ), entra la solución de monoetanolamina, mientras que en - contracorriente asciende el gas natural, mismo que se introduce - por la parte inferior de la columna. Por el domo se obtiene gas dulce cuyo contenido de sulfhídrico es del orden de 0.01 %.

Cabe hacer mención que con respecto al gas combustible las - especificaciones legales existentes indican que no debe contener más de 30 gramos por cien pies cúbicos ( 689 mg/m<sup>3</sup> ) y solamente - en ocasiones rigurosas exigen la ausencia absoluta de dicho gas.

De el domo, el gas es enviado a un tanque colector donde se recoge la monoetanol amina que eventualmente puede ser arrastrada. Esta regresa nuevamente al sistema, mientras que el gas, dulce ya, se envía a las plantas de absorción donde será nuevamente procesado.

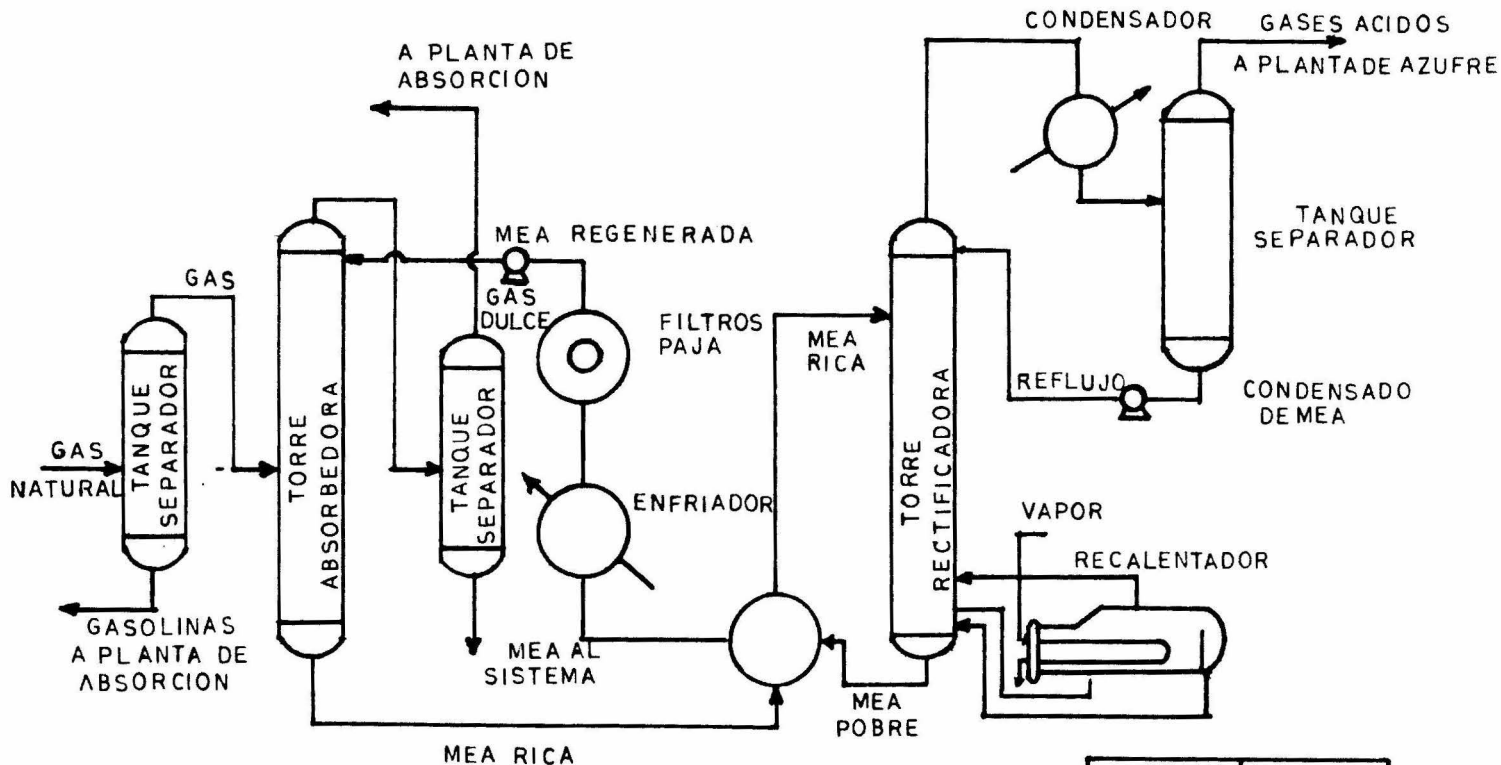
La amina que sale por el fondo del absorbedor rica en H<sub>2</sub>S y CO<sub>2</sub>, se envía a precalentarse cambiando calor con los fondos de la Torre generadora consiguiendo una temperatura de 110°C . En estas condiciones pasa a la parte superior del reactivador introduciendo se a la altura del plato 2 l (Esta columna consta de 23 platos.)

A medida que la monoetanolamina desciende de plato en plato,

hasta llegar al plato número 1, de donde pasa a un recalentador - (reboiler). Este se encuentra formado por un haz de tubos en U, - los cuales admiten vapor de baja presión (  $5.5 \text{ Kg/cm}^2$  ), y en el interior la monoetanolamina alcanza su temperatura de regeneración que es aproximadamente de  $128^{\circ}\text{C}$ . En estas condiciones regresa al reactivador introduciéndose abajo del plato número 1. El calentamiento provoca el desprendimiento de los gases ácidos, mismos que ascienden a través de la columna hasta el domo. De aquí pasa a un sistema de enfriamiento con agua donde se condensa la amina que en forma de vapor haya sido arrastrada por el gas, misma que se recibe en un tanque colector; de éste regresa como reflujó al reactivador, en tanto que los gases ácidos enviados como materia prima a la planta recuperadora de azufre.

La monoetanol amina que sale por el fondo del reactivador, ya regenerada, recibe el nombre de amina pobre y es enviada a precalentar a la amina rica que viene de la columna absorbadora; para - enseguida a enfriarse en contracorriente con agua y posteriormente se filtra regresando a la torre absorbadora por medio de una bomba para cerrar el ciclo.

Los gases ácidos obtenidos en la columna regeneradora, presentan una cantidad variable de ácido sulfhídrico y anhídrido carbónico; sin embargo podemos considerar la siguiente composición como representativa.



FAC. DE QUIMICA	UNAM
PROCESO GIRBOTOL	
DIAGRAMA DE FLUJO	
TESIS PROFESION.	J. RODRI - GUEZ R.

$H_2 S$	-----	22%
$CO_2$	-----	77%
$C_n H_{2n+2}$	--	1%

## DIFERENTES TIPOS DE CAMBIADORES

Para obtener una relación de las ecuaciones que se van a emplear o sea los modelos matemáticos, se investiga el tipo de cambiadores de calor que están instalados en el distrito industrial - en Poza Rica. En forma generalizada se pondrán sus ventajas y limitaciones así como sus aplicaciones.

### CABEZA FLOTANTE

#### Ventaja :

- 1.- El haz de tubos es removible para inspección y limpieza mecánica por el exterior de los tubos.
- 2.- Tubos rectos reemplazables y facilidad para - limpieza interior.
- 3.- Solo el fluido del lado del envolvente está - en contacto con el casquillo del estopero con lo que reduce la posibilidad de mezcla entre los dos fluidos.
- 4.- No tiene empaques internos.
- 5.- Facilidad de ensamble e inspección de sus partes.
- 6.- La cabeza flotante absorbe la expansión diferencial entre los tubos y el envolvente.

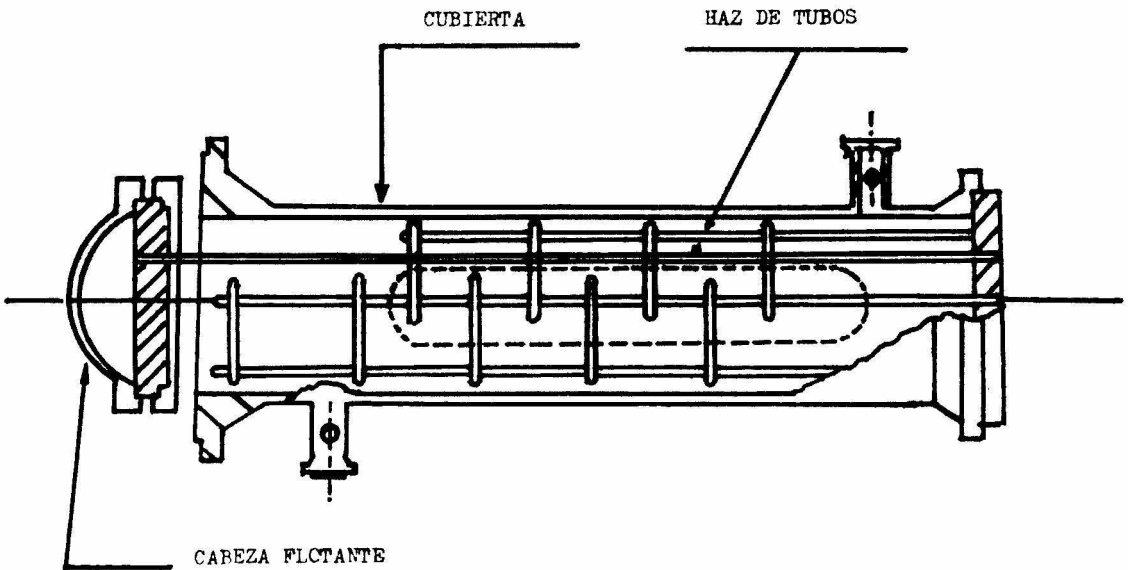
#### Limitaciones :

Costo más alto, su uso está restringido a las limitaciones del empaque, en el lado del envolvente. Usando agua del

lado de la cornisa , está limitación raramente se encuentra.

Aplicaciones :

Tiene mucha aplicación en los cambiadores que tienen un diferencial de temperatura alto, ó el fluidos que ensucian tanto el interior como el exterior de los tubos. Tal es el caso de la - planta Girbotol en el que se transporta una solución de monoetanol amina.





## TUBOS EN U

## Ventajas :

- 1.- Bajo costo.
- 2.- No hay empaques internos
- 3.- Tienen un sólo espejo
- 4.- El haz de tubos pueden removerse para inspección y limpieza exterior de los tubos.
- 5.- Haz de tubos completos. El "by pass" minimiza
- 6.- La expansión diferencial se compensa individualmente por los dobleces de los tubos.

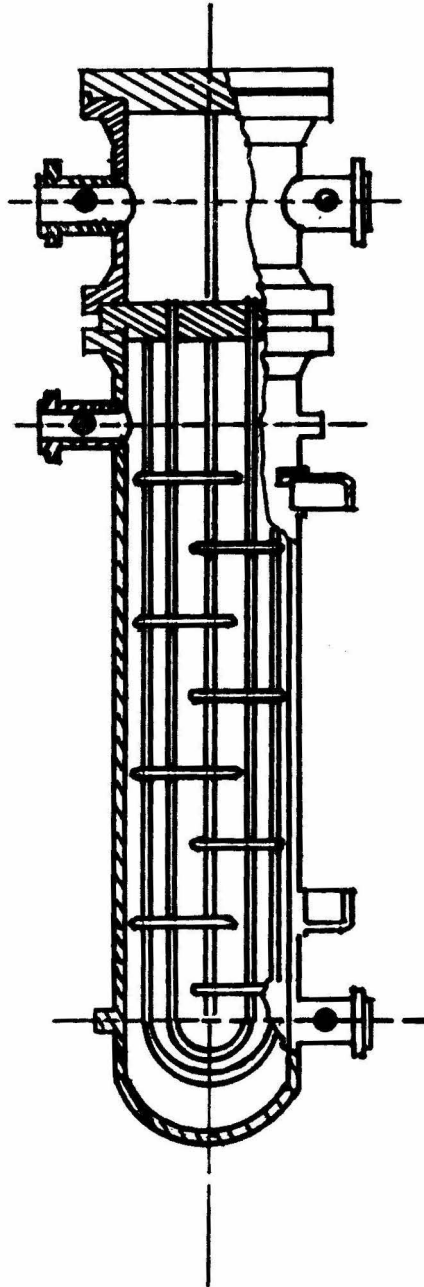
## Limitaciones:

Debido a su forma la parte interna de los tubos se <sup>no</sup> puede limpiar mecánicamente. Los tubos no pueden reemplazarse, excepto los exteriores del haz, no puede ser de l - paso por los tubos.

## Aplicaciones:

En diferenciales de temperatura grande, servicio en fluidos que provoquen poca incrustación como es el caso de los reherbidores donde el vapor va por dentro de los tubos y también los calentadores de succión en tanques de almacenamiento.

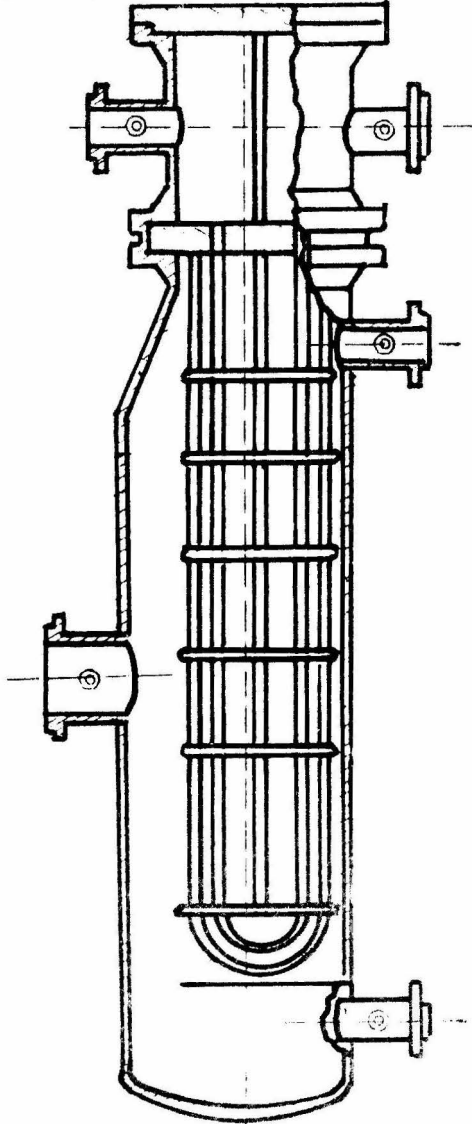
11



TUBOS EN U

## Chiller

Cae dentro de la clasificación de los tubos en U con la diferencia de que tiene una camisa o carcaza de diseño especial para vaporizar uno de los fluidos.



## C A P I T U L O   I I

La metodología para llevar a un óptimo el diseño de un cambiador de calor, es compleja, no sólo a causa de los cálculos numéricos incluidos, pero más particularmente debido a muchas cualidades de criterio que deben ser tomados en consideración

Los tipos de cambiadores que se tratan en esta tesis son los convencionales de tipo de transferencia directa, en el que los dos fluidos que intercambian energía térmica, están separados por una superficie de transferencia de calor.

Entre los datos de entrada, están los valores teóricos de diseño que incluyen: Especificaciones, transferencia de calor, características y propiedades físicas, las temperaturas, viscosidades, etc., el tipo de flujo que existe en el cambiador (contrarreflujo, flujo paralelo), la geometría de la superficie que puede usarse; es decir el "Pitch", si es triangular ó cuadrado, rotado o normal.

La salida puede ser un gran número de soluciones opcionales; - algunas de las cuales pueden marcar el camino a seguir y deben realizarla el personal de mantenimiento y operación dado el criterio que han adquirido.

La salida final puede decirse que es un diseño óptimo ó bien - la determinación de la eficiencia en función de las condiciones rea

les en que opera el cambiador misma que el personal de la planta - estimará si es buena o mala y los pasos convenientes a seguir.

Para los cambiadores de calor del tipo convencional de dos - - fluidos, la relación de variables será la siguiente:

T1	Temperatura de entrada fluido caliente	$^{\circ}\text{F}$
T2	Temperatura de salida fluido caliente	$^{\circ}\text{F}$
TF1	Temperatura de entrada fluido frio	$^{\circ}\text{F}$
TF2	Temperatura de salida fluido frio	$^{\circ}\text{F}$
A	Area del cambiador	$\text{ft}^2$
U	Conductancia total de la transferencia de calor	$\text{Btu}/(\text{hr}^{\circ}\text{F ft}^2)$
W	Gasto del fluido	$\text{lb}/\text{hr}$
WF	Gasto del fluido frio	$\text{lb}/\text{hr}$
CP	Calor Especifico	$\text{Btu}/\text{lb } ^{\circ}\text{F}$
CPF	Calor Especifico fluido frio	$\text{Btu}/\text{lb } ^{\circ}\text{F}$
NCPATU	Número de pasos por los tubos	
IFLUJO	Tipo de flujo (paralelo, contrarreflujo)	
NCPACA	Número de pasos por la camisa	
ICIRC	Para saber cual es la circulación del fluido caliente	
DMLT	Diferencia media logarítmica de temp.	$^{\circ}\text{F}$
FT	Factos de corrección de temperatura	
Q	Cantidad de calor	$\text{Btu}/\text{hr}$

K	Conductividad térmica del material	Btu/hr ft <sup>2</sup> °F / ft
LT	Longitud de los tubos	t
PT	Pitch de los tubos	in
hi	Coefficiente de transmisión de calor dentro de los tubos	Btu/hr ft <sup>2</sup> °F
ho	Coefficiente fuera de los tubos	
Ri	Resistencia a la incrustación dentro de los tubos	hr ft °F / Btu
Ro	Resistencia a la incrustación fuera de los tubos	hr ft °F / Btu
Vt	Velocidad del fluido dentro de los tubos	ft / seg

La deducción de las formulas y los modelos matematicos son los siguientes:

El balance de calor quedará determinado por cualquiera de las dos ecuaciones dependiendo de los datos que se tengan o a elección de uno :

$$Q = W \times CP ( T1 - T2 )$$

$$Q = WF \times CPF ( TF2 - TF1 )$$

Para calcular la  $\Delta T$  corregida se tiene que empezar por la deducción de la diferencia media logaritmica de temperatura que está dadá por :

$$DMLT = \frac{(T1 - TF2) - (T2 - TF1)}{\ln \frac{T1 - TF2}{T2 - TF1}}$$

Su deducción a partir de la ecuación del balance de calor en forma diferencial es la siguiente:

$$dQ = U ( T - t ) a^{\prime}dL$$

donde  $a''$  es  $\text{ft}^2$  de superficie por cada  $\text{ft}$  de longitud de tubería, por lo que:

$$a'' dL = dA$$

pero tenemos que en el balance de calor:

$$dQ = W C_p dT = W F C P F dt$$

$dQ$  variará desde  $C$  hasta  $Q$

$L$  variará desde  $0$  hasta  $X$

$$W C_p (T - T_2) = W F C P F (t - T_1)$$

$$T = T_2 + \frac{W F C P F}{W C_p} (t - T_1)$$

$$dQ = W F C P F dt = U \left[ T_2 + \frac{W F C P F}{W C_p} (t - T_1) - t \right] a'' dL$$

de aquí se observa que  $t$  y  $L$  son las únicas variables

$$\int \frac{U a'' dL}{W F C P F} = \int \frac{dt}{T_2 - \frac{W F C P F}{W C_p} T_1 + \left( \frac{W F C P F}{W C_p} - 1 \right) t}$$



El segundo miembro de la igualdad anterior corresponde a la forma:

$$\int \frac{dt}{a_1 + b_1 t} = \frac{1}{b_1} \log ( a_1 + b_1 t )$$

Integrando dl y dt entre los limites 0,L y TF1, TF2 respectivamente:

$$\frac{UA}{WF\ CPF} = \frac{1}{\left( \frac{WF\ CPF}{W\ Cp} - 1 \right)} \ln \frac{\frac{WF\ CPF}{T2 - W\ Cp} TF2 + \left( \frac{WF\ CPF}{W\ Cp} - 1 \right) TF1}{\frac{WF\ CPF}{T2 - WF\ CPF} TF1 + \left( \frac{WF\ CPF}{W\ Cp} - 1 \right) TF2}$$

$$\frac{UA}{WF\ CPF} = \frac{1}{\frac{WF\ CPF}{W\ Cp} - 1} \ln \frac{T1 - TF2}{T2 - TF1}$$

puesto que :

$$\frac{WF\ CPF}{W\ CP} = \frac{T1 - T2}{TF2 - TF1}$$

$$\frac{UA}{WF\ CPF} = \frac{1}{(T1 - T2) / (TF2 - TF1) - 1} \ln \frac{T1 - TF2}{T2 - TF1}$$

pero como :

$$Q = WF CPF (TF2 - TF1)$$

$$Q = UA \frac{(T1 - TF2) - (T2 - TF1)}{\ln \frac{T1 - TF2}{T2 - TF1}}$$

de aqui se concluye que

$$DMLT = \frac{(T1 - TF2) - (T2 - TF1)}{\ln \frac{T1 - TF2}{T2 - TF1}}$$

#### DEDUCCION DEL FACTOR DE CORRECCION

El factor de corrección (FT) de la diferencia de temperatura se determina con la ecuación siguiente:

$$Q = UA \Delta t$$

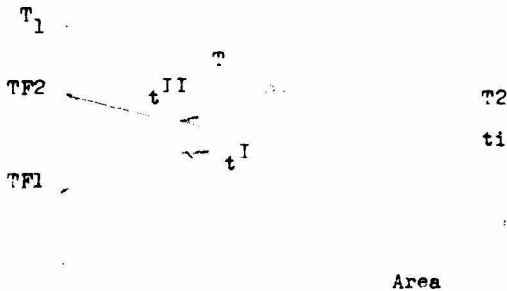
$$Q = WCP (T1 - T2) = WF CPF (TF2 - TF1)$$

$$-WC dT = U \frac{dA}{2} (T - t^I + U \frac{dA}{2} (T - t^{II}))$$

$$-WC dT = U dA \left( T - \frac{t^I + t^{II}}{2} \right)$$

$$-\int \frac{U dA}{WC} = \frac{dT}{T - (t^I + t^{II}) / 2}$$

Los valores de  $T$ ,  $t^I$  y  $t^{II}$  se pueden ver en la gráfica y representan variables dependientes:



El balance de calor en la entrada del fluido caliente es:

$$W CP (T - T2) = WF CPF (t^{II} - t^I) \dots (A)$$

y el balance de calor por paso:

$$WF CPF dt^I = U \frac{dA}{2} (T - t^I) \dots (B)$$

$$WF CPF dt^{II} = -U \frac{dA}{2} (T - t^{II}) \dots (C)$$

Dividiendo estas dos últimas ecuaciones para simplificar:

$$\frac{dt^{II}}{dt^I} = - \frac{T - t^{II}}{T - t^I} \quad \dots (D)$$

Despejando  $t^{II}$  de la ecuación . (C)

$$t^{II} = \frac{WCP}{WF CPF} (T_2 - T) + t^I$$

Diferenciando la ecuación con el fluido caliente a la entrada  $T_1$  constante:

$$dt^{II} = - \frac{WC}{WF CPF} dT + dt^I \quad \dots (E)$$

Substituyendo en ec. (D) y reagrupando:

$$\frac{W CP}{WF CPF} \frac{dT}{dt^I} = 1 + \frac{T - t^I - (W CP / WFCPF) (T_2 - T)}{T - t^I}$$

Para encontrar una solución es necesario  $T$  ó  $t^I$  y simplificando para el uso de los parámetros tenemos que

$$R = \frac{T1 - T2}{TF2 - TF1} \quad S = \frac{TF2 - TF1}{T1 - TF1}$$

El factor de corrección FT dependerá del No. de pasos, para un cambiador de 1 paso por la camisa y 1 ó 2 pasos por los tubos se utiliza la siguiente ecuación:

$$FT = \frac{\sqrt{1 + R^2} \ln \frac{1 - S}{1 - S \times R}}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(1 + R - \sqrt{1 + R^2})}{2 - S(1 + R + \sqrt{1 + R^2})}}$$

El factor para un cambiador de 2 pasos por la camisa y 4 ó más pasos por los tubos está determinado por :

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

Deducción de la ecuación del coeficiente de transferencia de calor.

El coeficiente de transferencia de calor U que se obtiene en un cambiador está en función de :

$h_i$  Coeficiente de película interior

$h_o$  Coeficiente de película exterior

$R_d$  Factor de ensuciamiento

$K_w / L_w$  Conductividad de calor del material de la pared

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + R_d + \frac{K_w}{L_w}$$

El factor de incrustamiento aunque depende de la velocidad generalmente se toma como una constante obtenida de datos experimentales y la conductividad quedará fija con el material y el espesor que se haya seleccionado para los tubos.

$$U = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o}$$

$$U = f(h_i, h_o)$$

ahora bien  $h_i$  y  $h_o$  están en función de :

$$h_i = \frac{j h k}{D} \left( \frac{C_p}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{v}{v_T} \right)^{0.14}$$

$$h_o = \frac{j h e k}{D_e} \left( \frac{C_p}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{v}{v_m} \right)^{0.14}$$

En estas ecuaciones la conductividad térmica ( $k$ ), las velocidades ( $V$ ) ( $VT$ ) y el  $C_p$  dependen básicamente de las temperaturas seleccionadas y por lo tanto en el cálculo permanecerán constantes, entonces  $hi$  estará en función básicamente del diámetro interno de los tubos ( $DI$ ) y el factor adimensional para la transferencia de calor ( $j_H$ ) (factor de Colburn).

De la misma manera  $ho$  es función del diámetro equivalente ( $De$ ) y del  $J_{H_E}$

Por lo que la  $U$  queda en función del :

$$U = f (DI, DE, J_H, J_{H_E})$$

pero como  $J_H$  y  $J_{H_E}$  son función del número de Reynolds:

$$J_H = f \left( Re = \frac{DG}{\mu} \right)$$

$$J_{H_E} = f \left( Re_E = \frac{De G_e}{\mu} \right)$$

Para fines de cálculo las viscosidades permanecerán constantes ; por lo que tenemos:

$$U = f ( D, De, G, G_e )$$

Como sabemos que las masas - velocidad (  $G - G_E$  )  
son función de :

$$G = \frac{m}{a}$$

$$G_E = \frac{m}{a_E}$$

Quedando la U básicamente en función de :

$$U = f ( D, D_e, a, a_E )$$

En un cambiador con baffles, el área de Flujo (a) -  
depende de :

$$a = \frac{\text{No. de tubos } (NT) \times \text{Area Flujo / Tubo } (a')}{\text{No. de pasos.}}$$

$$a_E = \frac{\text{Diámetro interno de envolvente } \times \text{Espacio entre tubos } \times \text{espacio entre baffles}}{\text{Pitch (espacio entre centro de tubos)}}$$

De aquí se concluye que U es inversamente proporcional al  
área de flujo y directamente proporcional a los diámetros.

El modelo matemático a utilizarse será:

$$U = \frac{1}{D} \cdot \frac{1}{D_e} \cdot \frac{1}{NT} \cdot \frac{1}{a_E} \cdot \frac{1}{\text{Pitch}} \cdot \frac{1}{\text{No. de pasos}} \cdot \text{No. de tubos}$$



## LA EFICIENCIA DEL CAMBIADOR

Una definición de eficiencia en el cambiador es la razón de la cantidad de calor removido de un fluido a el valor máximo que el fluido pueda remover claro es que un cambiador nunca tendrá un 100% de eficiencia.

La deducción de la ecuación es la siguiente:

$$E_{CAL} = \frac{W_{CP} (T_1 - T_2)}{W_{CP} (T_1 - TF_2)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - TF_2}$$

$$E_{FRIO} = \frac{WF_{CPF} (TF_1 - T_2)}{WF_{CPF} (T_1 - T_2)} = \frac{TF_1 - TF_2}{T_1 - TF_2}$$

Derivando la expresión para la efectividad queda

$$\ln \frac{T_2 - TF_2}{T_1 - TF_1} = -UA \left( \frac{1}{W_{CP}} + \frac{1}{WF_{CPF}} \right)$$

$$= \frac{UA}{WF_{CPF}} \left( 1 + \frac{WF_{CPF}}{W_{CP}} \right)$$

$$\frac{T_2 - TF_2}{T_1 - TF_1} = \exp \left[ - \frac{UA}{WF_{CPF}} \left( \frac{1 + WF_{CPF}}{W_{CP}} \right) \right] \dots (4)$$

Si el fluido frío es el fluido mínimo :

$$E = \frac{T_2 - TF_1}{T_1 - TF_1}$$

escribiendo la razón de cambio de temperatura:

$$\frac{T_2 - TF_2}{T_1 - TF_1} = \frac{T_1 + (WFC_p F / W C_p) (TF_1 - TF_2) - TF_2}{T_1 - TF_1}$$

Sustituyendo:

$$T_2 = T_1 + \frac{WFC_p F}{W C_p} (TF_1 - TF_2)$$

reagrupando :

$$\frac{(T_1 - TF_1) + (WFC_p F / W C_p) (TF_1 - TF_2) + (TF_1 - TF_2)}{T_1 - TF_1} = 1 - \frac{(1 + WFC_p F / W C_p)}{W C_p} E$$

sustituyendo en la ecuación de la expresión A para la efectividad:

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left[ \frac{(-UA / WFC_p F) (1 + WFC_p F / W C_p)}{1 + WFC_p F / W C_p} \right]}{1 + WFC_p F / W C_p}$$

Esta misma expresión resulta para la efectividad cuando el fluido caliente es el fluido mínimo, excepto que  $W C_{pF}$  y  $W C_p$  están intercambiados. Como una consecuencia la efectividad generalmente es escrita:

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left( \frac{-UA}{C_{MIN}} \right) (1 + C_{MIN}/C_{MAX})}{1 + C_{MIN} / C_{MAX}}$$

Donde

$C_{MAX}$  Y  $C_{MIN}$  dependerán del valor mayor y menor entre  $W C_p$  y  $W C_{pF}$

Para el caso de contrarreflujo tenemos la siguiente ec.

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left( \frac{-UA}{C_{MIN}} \right) (1 - C_{MIN}/C_{MAX})}{1 - (C_{MIN}/C_{MAX}) \text{EXP} \left( \frac{-UA}{C_{MIN}} \right) (1 - C_{MIN}/C_{MAX})}$$

Al agrupar términos  $UA/C_{MIN}$  es llamado número de unidades de transferencia NTU y se utiliza como un índice del tamaño del  cambiador de calor:

$$NTU = UA/C_{MIN}$$

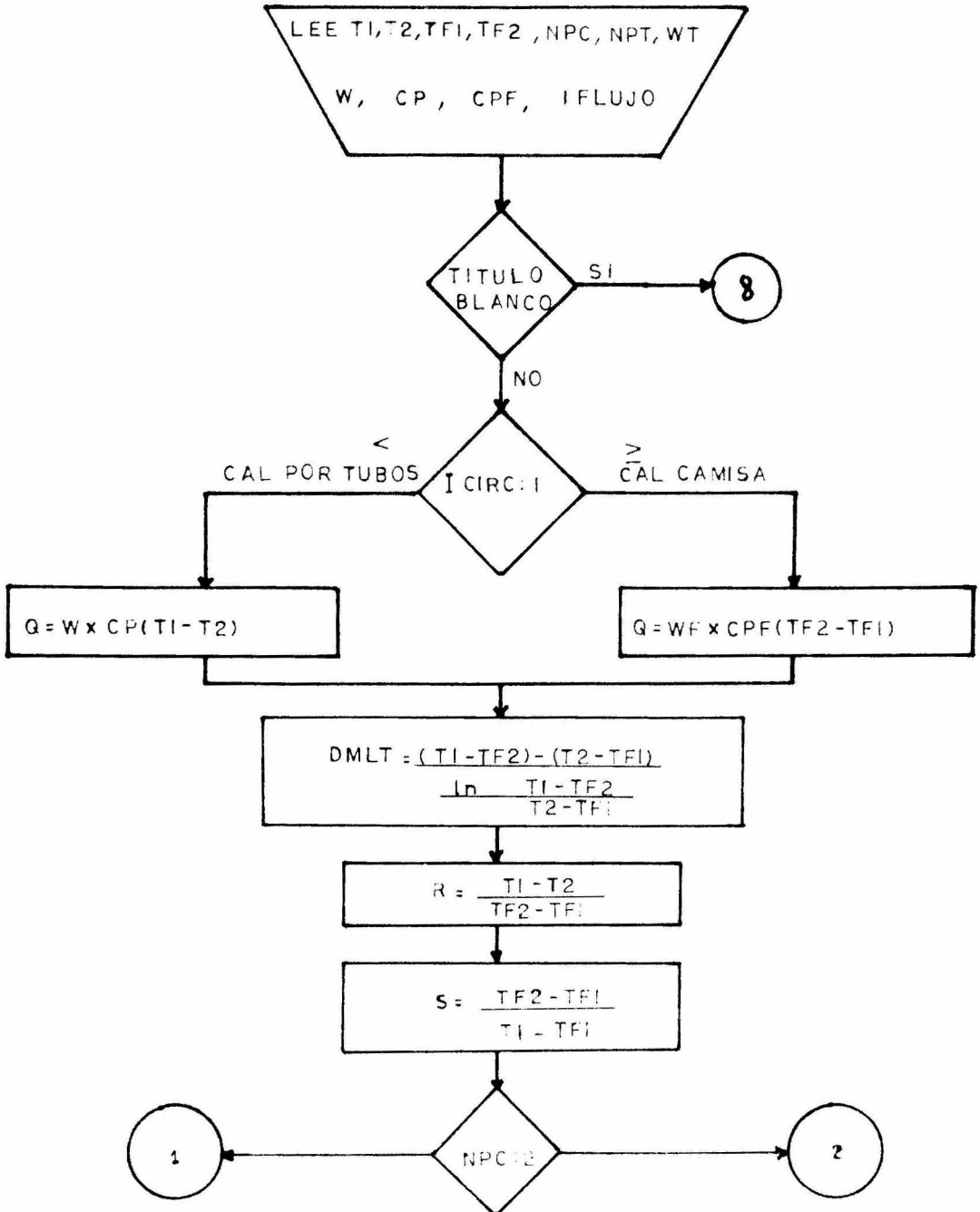
Quedando las ecuaciones en forma definitiva para flujo paralelo:

$$E = \frac{1 - e^{-NTU(1 + C_{MIN}/C_{MAX})}}{1 + C_{MIN}/C_{MAX}}$$

Para contrarreflujo:

$$E = \frac{1 - e^{-NTU(1 + C_{MIN}/C_{MAX})}}{1 - (C_{MIN}/C_{MAX}) e^{-NTU(1 - C_{MIN}/C_{MAX})}}$$

## CAPITULO III



①

$$\text{VAL1} = \left( \frac{\sqrt{R^2+1}}{2 \times (R-1)} \right) \ln \frac{(1-S)}{(1-RS)}$$

$$\text{VAL2} = \frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2}{S} \sqrt{(1-S)(1-RS)} + \sqrt{R^2+1}$$

$$\text{VAL3} = \frac{2}{S} - 1 - R + \frac{2}{S} \sqrt{(1-S)(1-RS)} - \sqrt{R^2+1}$$

$$\text{VAL4} = \ln \frac{\text{VAL2}}{\text{VAL3}}$$

$$\text{FT} = \frac{\text{VAL1}}{\text{VAL4}}$$

②

$$\text{VA1} = \frac{\sqrt{1+R^2} \ln \frac{1-S}{1-S \times R}}{1-S \times R}$$

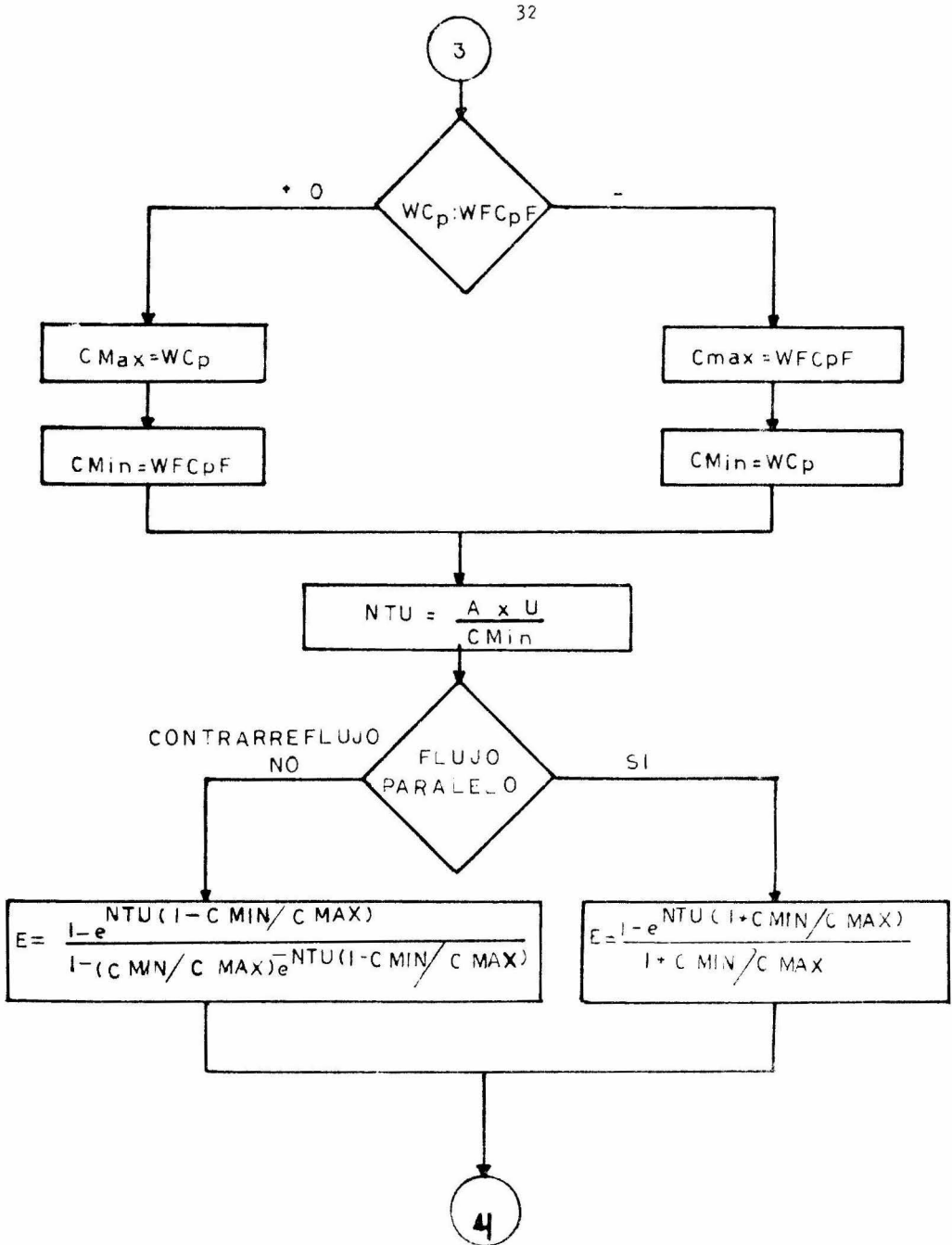
$$\text{VA2} = (R-1) \ln \frac{2-S(1+R-\sqrt{1-R^2})}{2-S(1+R+\sqrt{1-R^2})}$$

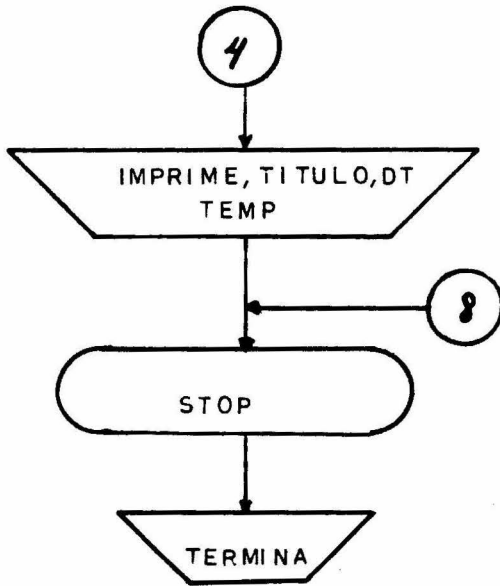
$$\text{FT} = \frac{\text{VA1}}{\text{VA2}}$$

$$\Delta T = \text{DMLT} \times \text{FT}$$

$$V = \frac{Q}{A \times \Delta T}$$

③







BCD

IDENT CTC25

FILE 1 = DTC25,UNIT = READER

FILE 3 = SALDA,UNIT = PRINTER,BACK

SIZE ALPHA = 14

C

C PROGRAMA PARA OBTENER LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

C TESIS PROFESIONAL QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

C INGENIERO QUIMICO PRESENTA JUAN RODRIGUEZ P.

(0001) ALPHA TITULO ,FLUJO

(0002) REAL NTU

(0003) DIMENSION TITULO (6),FLUJO(2)

(0004) DATA FLUJO /14H PARALELO ,14HCONTRARREFLUJO/

C

C ENTRADA DE DATOS

C

(0005) 1000 READ(1,20)TITULO

(0006) IF(TITULO(1).EQ.6H )GO TO 1001

(0008) READ(1,30)FLUJO,NOPACA,NOPATU,ICIRC

(0009) READ(1,40)T1,T2,TF1,TF2,A

(0010) READ(1,40)W,WF,CP,CPF

(0011) IF(ICIRC.GE.1) GO TO 50

(0013) Q= W\*CP\*(T1-T2)

(0014) GO TO 60

(0015) 50 Q= WF\*CPF\*(TF2-TF1)

(0016) 60 DMTL=((T1-TF2)-(T2-TF1))/(ALOG((T1-TF2)/(T2-TF1)))

(0017) R= (T1-T2)/(TF2-TF1)

(0018) S= (TF2-TF1)/(T1-TF1)

```

(0019)      IF(NOPACA.EQ.2) GO TO 70
(0021)      RAIZ = SQRT (1, + R**2)
(0022)      VA1 = RAIZ+ALOG((1,-S)/(1,-S*R))
(0023)      VA2 = (2,-S*(1,+R-RAIZ))/(2,-S*(1,+R+RAIZ))
(0024)      IF(VA2.LE.0.) GO TO 80
(0026)      VA3 = (R-1.)*ALOG(VA2)
(0027)      FT = VA1 /VA3
(0028)      GO TO 90
(0029)      80 FT = 0.50
(0030)      IF(NUPATU.EQ.1) FT = 1.0
(0032)      GO TO 90
(0033)      70 RAIZ = SQRT(1,+R**2)
(0034)      VAL1 =(RAIZ/(2*(R-1)))*ALOG((1-S)/(1-R*S))
(0035)      VAL2 = 2/S -1-R + (2/S)*SQRT((1-S)*(1-R+S))+RAIZ
(0036)      VAL3 = 2/S -1-R + (2/S)*SQRT((1-S)*(1-R+S))-RAIZ
(0037)      VALT = ALOG(VAL2/VAL3)
(0038)      FT = VAL1 / VALT
(0039)      90 DELTAT = DMTL* FT
(0040)      U = Q /(A*DELTAT)
(0041)      IF(W*CP.GE.WF*CPF) GO TO 100
(0043)      CMIN = W*CP
(0044)      CMAX = WF*CPF
(0045)      GO TO 110
(0046)      100 CMAX = W*CP
(0047)      CMIN = WF*CPF
(0048)      110 NTU = (A*U)/CMIN
(0049)      IF(IFLUJO.EQ.1) GO TO 120

```

C SE TRATA DE CONTRARREFLUJO

```
(0051)      AEF = 1.-EXP(-NTU*(1.-(CMIN/CMAX)))
(0052)      BEF = (1.-(CMIN/CMAX))*EXP(-NTU*(1.-(CMIN/CMAX)))
(0053)      EFIC = AEF/BEF
(0054)      GO TO 130
          C   SE TRATA DE FLUJO PARALELO
(0055)      120 AAEF = 1-EXP(-NTU*(1+(CMIN/CMAX)))
(0056)      BBEF = 1. + (CMIN/CMAX)
(0057)      EFIC = AAEF/BBEF
(0058)      130 CONTINUE
          C
          C   SALIDA DE RESULTADOS
          C
(0059)      WRITE(3,210)
(0060)      WRITE(3,220)
(0061)      WRITE(3,230) TITULO
(0062)      WRITE(3,250) NOPATU,NOPACA
(0063)      WRITE(3,270) T1,T2,TF1,TF2,A
(0064)      WRITE(3,290) FLUJO(IFLUJO)
(0065)      WRITE(3,300) W,Wf,CP,CPF
(0066)      WRITE(3,400)
(0067)      WRITE(3,510)DMTL, FT, DELTAT
(0068)      WRITE(3,580) Q
(0069)      WRITE(3,500)U
(0070)      WRITE(3,520)CMIN,CMAX,NTU
(0071)      WRITE(3,605) AEF
(0072)      WRITE(3,606) BEF
(0073)      WRITE(3,550)EFIC
(0074)      GO TO 1000
```

C

C FORMATOS

C

(0075) 20 FORMAT(12A6)

(0076) 30 FORMAT(5I3)

(0077) 40 FORMAT(5F10.0)

(0078) 210 FORMAT(1H1, //25X, 39HUNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO, /  
\*34X, 21HFACULTAD DE QUIMICA, /35X, 18HTESIS PROFESIONAL)

(0079) 220 FORMAT(/20X, 49HCALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR//  
\*35X, 16H DATOS DE ENTRADA/)

(0080) 230 FORMAT(10X, 12A6)

(0081) 250 FORMAT(10X, 20HNO PASOS POR TUBOS ,T50,I3, /10X, 20HNO PASOS POR CAM  
\*ISA ,T50,I3)

(0082) 270 FORMAT(10X, 34HTEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE T1 ,T50,F6.1,T65,  
A 8HGRADOS F, /  
B10X, 34HTEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE T2 ,T50,F6.1,T65, 8HGRADOS F /  
C10X, 34HTEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO TfL ,T50,F6.1,T65, 8HGRADOS F /  
D10X, 34HTEMP. SALIDA FLUIDO FRIO Tf2 ,T50,F6.1,T65, 8HGRADOS F /  
E10X, 34HAREA DEL CAMBIADOR A ,T50,F6.1,T65, 5HFT 2 /)

(0083) 290 FORMAT(10X, 15HTIPO DE FLUJO ,T50,A14)

(0084) 300 FORMAT(10X, 30HGASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS ,T50,F9.1,T65, 5HLR/HR/  
110X, 30HGASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA, T50,F9.1,T65, 5HLB/HR, /  
210X, 27HCALOR ESPECIFICO POR TUBOS ,T50,F9.5,T65, 8HBTU/LB.F, /  
310X, 27HCALOR ESPECIFICO POR CAMISA, T50,F9.5,T65, 8HBTU/LB.F,)

(0085) 400 FORMAT(/40X, 21H RESULTADOS OBTENIDOS)

(0086) 510 FORMAT(25X, 31HDIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA, T70,F6.1,T80, 8HGRAD  
\*OS F, /25X, 24HFACTOR DE CORRECCION FT, T70,F6.4, /  
\*25X, 35HDIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA, T70,F6.1,T80, 8HGRADOS F

```

*)
(0087) 520 FORMAT(25X,5HCMIN ,T50,F10,1/,25X,5HCMAX ,T50,F10,1/25X,5HNTU ,
      *T50,F10,1)
(0088) 500 FORMAT(25X,35HCOEFICIENTE DE TRANSFERENCIA U = ,F10,1)
(0089) 550 FORMAT(40X,20HE F I C I E N C I A ,5X,F8,2,5X,3H0/0/)
(0090) 580 FORMAT(25X,35HCARGA TERMICA Q = ,F10,1,3X,8HRTU/H
      *R, ///)
(0091) 605 FORMAT(25X,3HAEF,F10,3)
(0092) 606 FORMAT(25X,3HBEF,F10,3)
(0093) 1001 CONTINUE
(0094) STOP
(0095) END

```

11/16/73 11:50 A.M. ASR 5.3 XFORTRAN COMPILER

ELAPSED TIME 21 SECS 124 CARDS AT 354 C.P.M. 0 FLAGS 0 ERRORS  
 COMMON = 0 DATA = 3630 TEMPORARIES = 88 CODE = 5482 DIGITS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

CAMBIADOR TR-E-51 DE LA PLANTA REMOVEDORA DE SULFIDRICO			
NO PASOS POR TUBOS		#	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	281.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	200.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	TFL	160.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	TF2	234.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	7484.0	FT 2
TIPO DE FLUJO		CONTRARREFLUJO	
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS		550585.0	LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA		601910.0	LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS		0.93000	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA		0.93000	BTU/LB.F

RESULTADOS OBTENIDOS

DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA	43.4	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT	0.5000	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA	21.7	GRADOS F

R	1.09
S	0.61

CARGA TERMICA	Q =	41423446.0	BTU/HR.
---------------	-----	------------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	255.0
CSOL	0.91	

CMIN	512044.1
CMAx	559776.3
NTU	3.7

E F I C I E N C I A	81.44	0/0
---------------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 FACULTAD DE QUIMICA  
 TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

TR - R - 51 DISMINUYENDO LAS TEMPERATURAS DEL FLUIDO FRIO

NO PASOS POR TUBOS	4	
NO PASOS POR CAMISA	1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE T1	281.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE T2	200.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO TFL	150.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO TF2	224.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR A	7484.0	FT 2

TIPO DE FLUJO	CONTRARREFLUJO	
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS	550585.0	LR/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA	601910.0	LR/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS	0.93000	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA	0.93000	BTU/LB.F

RESULTADOS OBTENIDOS

DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA	53.4	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT,	0.5000	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA	26.7	GRADOS F

R	1.09
S	0.56

CARGA TERMICA	Q =	41423446.0	BTU/HR.
---------------	-----	------------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA U =	207.2
CSOL	0.91

CMIN	512044.1
CMAX	559776.3
NTU	3.0

E F I C I E N C I A	77.56	0/0
---------------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

TR - E - 51 AUMENTANDO LAS TEMPERATURAS DEL FLUIDO FRIO

NO PASOS POR TUBOS	4		
NO PASOS POR CAMISA	1		
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE T1	281.0	GRADOS F	
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE T2	200.0	GRADOS F	
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO TFL	170.0	GRADOS F	150
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO TF2	244.0	GRADOS F	224
AREA DEL CAMBIADOR A	7484.0	FT 2	

TIPO DE FLUJO	CONTRARREFLUJO
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS	550585.0 LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA	601910.0 LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS	0.93000 BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA	0.93000 BTU/LB.F

RESULTADOS OBTENIDOS

DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA	33.4	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT,	0.5000	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA	16.7	GRADOS F

R	1.09
S	0.67

CARGA TERMICA	Q =	41423446.0	BTU/HR.
---------------	-----	------------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA U =	331.7
CSOL	0.91

CMIN	512044.1
CMAX	559776.3
NTU	4.8

E F I C I E N C I A	85.72	0/0
---------------------	-------	-----



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

ENFRIADOR ECT TR-E-53	REALES	PARALELO	
NO PASOS POR TUBOS		2	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	200.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	125.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	TFL	90.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	TF2	120.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	7140.0	FT 2
TIPO DE FLUJO		PARALELO	
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS		550585.0	LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA		1750000.0	LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS		0.93000	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA		1.00000	BTU/LB.F

RESULTADOS OBTENIDOS

DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA		54.4	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT,		0.8508	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA		46.3	GRADOS F
R		2.50	
S		0.27	
CARGA TERMICA	Q =	38403303.0	BTU/HR.
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	116.1	
CSOL		0.29	
CHIN		512044.1	
CHAX		1750000.0	
NTU		1.6	
EFICIENCIA		67.83	0/0

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

ENFRIADOR CONECTADO EN PARALELO	ECT	TR=E-53	
NO PASOS POR TUBOS		2	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	200.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	115.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	TFL	90.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	TF2	115.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	7140.0	FT 2

TIPO DE FLUJO	PARALELO	
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS	550585.0	LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA	1750000.0	LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS	0.93000	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA	1.00000	BTU/LB.F

RESULTADOS OBTENIDOS		
DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA	49.0	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT,	0.8111	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA	39.8	GRADOS F

R	3.40
S	0.23

CARGA TERMICA	q =	43750000.0	BTU/HR.
---------------	-----	------------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	154.1
CSOL	0.29	

CMIN	512044.1
CMAX	1750000.0
NTU	2.1

E F I C I E N C I A	72.55	0/0
---------------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

TR - E - 53 CON AUMENTO EN UNO DE LOS GASTOS

NO PASOS POR TUBOS	2		
NO PASOS POR CAMISA	1		
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE T1	200.0		GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE T2	125.0		GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO TFL	90.0		GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO TF2	115.0		GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR A		7140.0	FT 2

TIPO DE FLUJO	PARALELO		
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS	550585.0	LR/HR	
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA	1775000.0	LR/HR	
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS	0.93000	BTU/LB.F	
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA	1.00000	BTU/LB.F	

RESULTADOS OBTENIDOS

DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA	56.8	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT.	0.8872	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA	50.0	GRADOS F

R	3.00
S	0.23

CARGA TERMICA	Q =	44375000.0	BTU/HR.
---------------	-----	------------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA U =	124.3
CSOL	0.29

CMIN	512044.1
CMAX	1775000.0
NTU	1.7

EFICIENCIA	69.30	0/0
------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

ENFRIADOR DE SOLUCION TIPO ECT	TR-E-53		
NO PASOS POR TUBOS		2	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	200.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	115.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	TFL	90.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	TF2	115.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	7140.0	FT 2

TIPO DE FLUJO	CONTRARREFLUJO		
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS	550585.0	LB/HR	
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA	1750000.0	LB/HR	
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS	0.93000	BTU/LB.F	
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA	1.00000	BTU/LB.F	

	RESULTADOS OBTENIDOS		
DIFFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA		49.0	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT.		0.8111	
DIFFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA		39.8	GRADOS F

R		3.40	
S		0.23	

CARGA TERMICA	Q =	43750000.0	BTU/HR.
---------------	-----	------------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	154.1	
CSOL		0.29	

CMIN	512044.1		
CMAX	1750000.0		
NTU	2.1		

E F I C I E N C I A	83.47	0/0
---------------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 FACULTAD DE QUIMICA  
 TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

ENFRIADOR ECT	TR-E-53	REALES	CONTRARREFLUJO	
NO PASOS POR TUBOS			2	
NO PASOS POR CAMISA			1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	200.0		GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	115.0		GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	Tf1	104.0		GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	Tf2	129.0		GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A		7140.0	FT 2

TIPO DE FLUJO	CONTRARREFLUJO	
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS	550585.0	LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA	1750000.0	LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS	0.93000	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA	1.00000	BTU/LB.F

	RESULTADOS OBTENIDOS	
DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA	32.2	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT,	0.5000	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA	16.1	GRADOS F

R		3.40
S		0.26
CARGA TERNICA	Q =	43523744.0 BTU/HR.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	378.9
CSOL	0.29	

CMIN	512044.1
CMAX	1750000.0
NTU	5.3

E F I C I E N C I A	98.30	0/0
---------------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

ENFRIADOR DE GAS ACIDO PRIMARIA TR-E-57			
NO PASOS POR TUBOS		2	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	249.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	182.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	TFL	90.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	Tf2	115.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	3076.0	FT 2
TIPO DE FLUJO			
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS		93125.0	LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA		1530000.0	LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS		1.00000	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA		1.00000	BTU/LB.F

CONTRARREFLUJO

RESULTADOS OBTENIDOS

DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA		111.7	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT,		0.9770	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA		109.1	GRADOS F

R		2.68	
S		0.16	

CARGA TERMICA	Q =	6239375.0	BTU/HR.
---------------	-----	-----------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	18.6	
CSOL		0.06	

CMIN		93125.0	
CMAX		1530000.0	
NTU		0.6	

EFICIENCIA		45.37	0/0
------------	--	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

CALCULO NO 73 - 151.0			
NO PASOS POR TUBOS		4	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	390.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	200.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	Tf1	100.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	Tf2	170.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	662.0	FT <sup>2</sup>
TIPO DE FLUJO			
CONTRARREFLUJO			
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS		43800.0	LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA		149000.0	LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS		0.60500	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA		0.49000	BTU/LB.F

RESULTADOS OBTENIDOS

DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA	152.2	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT.	0.8917	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA	135.7	GRADOS F

R	2.71
S	0.24

CARGA TERMICA	Q =	5110700.0	BTU/HR.
---------------	-----	-----------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	56.9
CSOL	0.36	

CMIN	26499.0
CMAX	73010.0
NTU	1.4

E F I C I E N C I A	69.81	0/0
---------------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 FACULTAD DE QUIMICA  
 TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

SOLUCION DE FOSFATO AL 30 %			
NO PASOS POR TUBOS		2	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	150.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	90.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	Tf1	68.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	Tf2	90.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	163.0	FT 2
TIPO DE FLUJO			
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS		20160.0	LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA		41630.0	LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS		0.75700	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA		1.00000	BTU/LB.F
CONTRARREFLUJO			

RESULTADOS OBTENIDOS			
DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA		37.9	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT.		0.8083	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA		30.6	GRADOS F

R		2.73	
S		0.27	
CARGA TERMICA	Q =	915667.2	BTU/HR.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	183.5	
CSOL		0.37	

CMIN		15261.1	
CMAX		41630.0	
NTU		2.0	

E F I C I E N C I A		79.53	0/0
---------------------	--	-------	-----



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

CALCULO NO 101 - 303			
NO PASOS POR TUBOS		1	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	230.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	150.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	TFL	100.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	Tf2	160.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	151.0	FT 2
TIPO DE FLUJO		CONTRARREFLUJO	
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS		15000.0	LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA		6000.0	LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS		0.45000	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA		1.00000	BTU/LB.F

RESULTADOS OBTENIDOS			
DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA		59.4	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT,		0.7016	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA		41.7	GRADOS F

R		1.33	
S		0.46	

CARGA TERMICA	Q =	360000.0	BTU/HR.
---------------	-----	----------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	57.2	
CSOL	0.89		

CMIN	6000.0		
CMAX	6750.0		
NTU	1.4		

E F I C I E N C I A	60.94	0/0
---------------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA  
TESIS PROFESIONAL

CALCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

GASOLINA DE CARGA VS GASOLINA ESTABILIZADA			
NO PASOS POR TUBOS		4	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	320.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	133.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	TFL	92.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	Tf2	275.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	1712.0	FT 2
TIPO DE FLUJO			
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS		30320.0	LB/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA		30590.0	LB/HR
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS		0.44000	BTU/LB.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA		0.44000	BTU/LB.F

RESULTADOS OBTENIDOS		
DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA		43.0 GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT,		0.5000
DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA		21.5 GRADOS F

R		1.02
S		0.80
CARGA TERMICA	Q =	2463106.8 BTU/HR.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U =	67.0
CSOL	0.99	

CMIN	13340.8
CMAx	13459.6
NTU	8.6

E F I C I E N C I A	89.93	0/0
---------------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
FACULTAD DE QUÍMICA  
TESIS PROFESIONAL

## CÁLCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

## DATOS DE ENTRADA

TR-E-60 REDESTILACION CONDENSADOR			
NO PASOS POR TUBOS	2		
NO PASOS POR CAMISA	1		
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE T1	268.0	GRADOS F	
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE T2	110.0	GRADOS F	
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO TFL	90.0	GRADOS F	
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO TFP	110.0	GRADOS F	
AREA DEL CAMBIADOR A		873.0	FT 2

TIPO DE FLUIDO	PARALELO		
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TUBOS	3502.0	Lq/HR	
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA	203000.0	Lr/HR	
CALOR ESPECIFICO POR TUBOS	7.30000	BTU/LR.F	
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA	1.00000	BTU/LR.F	

## RESULTADOS OBTENIDOS

DIFFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA	66.8	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT	0.8253	
DIFFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA	55.1	GRADOS F

R	7.90
S	0.11

CARGA TERMICA	Q =	4060000.0	BTU/HR.
---------------	-----	-----------	---------

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA U	=	84.4
CSOL	0.13	

CMIN	25564.6
CMAX	203000.0
NTU	2.9

EFICIENCIA	85.35	0/0
------------	-------	-----

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
FACULTAD DE QUÍMICA  
TESIS PROFESIONAL

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

TR-E-62 ABSORBEDOR DE REFLUJO CON AGUA DE ENFRIAMIENTO  
 NO PASOS POR TURBS 2  
 NO PASOS POR CAMISA 1  
 TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE T1 259.0 GRADOS F  
 TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE T2 115.0 GRADOS F  
 TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO TFL 90.0 GRADOS F  
 TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO TFF 115.0 GRADOS F  
 AREA DEL CAMBIADOR A 161.0 FT<sup>2</sup>

TIPO DE FLUIDO PARALELO  
 GASTO DEL FLUIDO EN LOS TURBS 10000.0 LR/HR  
 GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA 57700.0 LR/HR  
 CALOR ESPECIFICO POR TURBS 1.00000 BTU/LB.F  
 CALOR ESPECIFICO POR CAMISA 1.00000 BTU/LB.F

RESULTADOS OBTENIDOS  
 DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA 68.0 GRADOS F  
 FACTOR DE CORRECCION FT. 0.8195  
 DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA 55.7 GRADOS F

2 5.76  
 S 0.15  
 CARGA TERMICA Q = 1442500.0 BTU/HR.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA U = 160.9  
 CSOL 0.17  
 CAIN 10000.0  
 CAAX 57700.0  
 HTU 2.6  
 EFICIENCIA 81.15 0/0

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
FACULTAD DE QUÍMICA  
TESIS PROFESIONAL

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA EN CAMBIADORES DE CALOR

DATOS DE ENTRADA

TR = E = 63 DEPROPANIZADOR AGUA			
NO PASOS POR TURNO		1	
NO PASOS POR CAMISA		1	
TEMP. ENTRADA FLUIDO CALIENTE	T1	115.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO CALIENTE	T2	100.0	GRADOS F
TEMP. ENTRADA FLUIDO FRIO	TFL	90.0	GRADOS F
TEMP. SALIDA FLUIDO FRIO	TFP	100.0	GRADOS F
AREA DEL CAMBIADOR	A	600.0	FT 2
TIPO DE FLUIDO		PARALELO	
GASTO DEL FLUIDO EN LOS TURNOS		37310.0	LR/HR
GASTO DEL FLUIDO POR LA CAMISA		36690.0	LR/HR
CALOR ESPECIFICO POR TURNO		0.65400	BTU/LR.F
CALOR ESPECIFICO POR CAMISA		1.00000	BTU/LR.F

RESULTADOS OBTENIDOS

DIFFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA	12.3	GRADOS F
FACTOR DE CORRECCION FT.	0.8033	
DIFFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA	9.9	GRADOS F

ρ	1.50
σ	0.40
CARGA TERMICA	Q = 366900.0 BTU/HR.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	U = 61.7
CSOL	0.67

QMIN	24400.7
QMAX	36690.0
QTH	1.5

E F I C I E N C I A      55.26      0/0

CAMBIADOR	TEMPERATURA FRIO °F		TEMPERATURA CALIENTE °F		AREA EN FT	GASTO FLUIDO FRIO	GASTO FLUIDO CALIENTE	DIF. MEDIA DE TEMPERATURA	FACT. DE CORRECCION	DIF. TEMPERATURA CORREGIDA	CARGA TERMICA	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA	EFICIENCIA
	E	S	E	S									
TR-E-51 A	160	234	281	200	7484	550,585	601910	43.4	0.50	21.7	41,423.446	255.0	81.44 %
TR-E-51 B	150	224	281	200	7484	550,585	601910	53.4	0.50	26.7	41,423.446	207.2	77.56 %
TR-E-51 C	170	244	281	200	7484	550,585	601910	33.4	0.50	16.7	41,423.446	331.7	85.72 %
TR-E-53 RP	90	120	200	125	7140	550,585	1750000	54.4	0.85	46.3	38,403.303	116.1	67.83 %
TR-E-53 DP	90	115	200	115	7140	550,585	1750000	49.0	0.81	39.8	43,750.000	154.1	72.55 %
TR-E-53 AG	90	115	200	125	7140	550,585	1775000	56.4	0.88	50.0	44,375.000	124.3	69.30 %
TR-E-53 CR	90	115	200	115	7140	550,585	1750000	49.0	0.81	39.8	43,750.000	154.1	83.47 %
TR-E-57	90	115	249	182	3076	93,125	1530000	111.7	0.97	109.1	6,239.375	18.6	45.37 %
73 - 151	100	170	390	200	662	43,800	149000	152.2	0.89	135.7	5,110.700	56.9	69.81 %
S-FOS-30°	68	90	150	90	163	20,160	41630	37.9	0.80	30.6	915.667	183.5	79.53 %
101-303	100	160	230	150	151	15,000	6000	59.4	0.70	41.7	360,000	57.2	60.94%
GAS-EST	92	275	320	133	1712	30,320	30590	43.0	0.50	21.5	2,463,106	67.0	89.93 %
TR-E-59D	90	115	182	115	3904	112,650	434000	42.6	0.80	34.4	108,500.220	80.7	86.32 %
TR-E-60	90	110	268	110	873	3,502	203000	66.8	0.82	55.1	4,060.000	84.4	85.35 %
TR-E-62	90	115	259	115	161	10,000	57700	68.0	0.81	55.7	1,442.500	160.9	81.15 %
TR-E-63	90	100	115	100	600	37,310	36690	12.3	0.80	9.9	366,900	61.7	55.26 %

## CAPITULO IV.

## C O S T O S .

COSTOS DE OPERACION.

Para calcular los costos hay que tomar en cuenta tres tipos de cambiadores de calor que son los enfriadores los cuales utilizan agua, los reherbidores que utilizan vapor a una presión determinada y los cambiadores propiamente dicho.

Cuando se usa agua como medio de enfriamiento hay que tener cuidado con la corrosión; el agua es corrosiva al acero sobre todo cuando la temperatura de pared de los tubos es elevada y si hay aire presente disuelto por lo que es conveniente el agua circule por el interior de los tubos y que el material de los tubos sea no ferroso como es bronce, cobre, aluminio, latón y demás aleaciones. La coraza si conviene que sea de acero o de metal ferroso, no habiendo problemas serios por corrosión del cable en la tapa de la cabeza flotante puesto que estas partes se hacen de hierro vaciado o acero vaciado. Los vaciados son relativamente pasivos al agua y se permiten tolerancias para la corrosión sobre los requerimientos estructurales a un costo bastante bajo, haciendo los vaciados más gruesos. Los cabezales de tubo o espejos se pueden hacer de placa gruesa de acero, con tolerancia de 1/8 de pulg. sobre los requerimientos, si se hace la placa de latón o aluminio no es necesaria la tolerancia.

Cuando el agua se mueve a baja velocidad a través de los tubos se formará lodo y lama que resultan de la acción microbiana y sería arrastrado si hubiese turbulencia.

El agua de enfriamiento rara vez es abundante o se puede disponer sin costo, generalmente se tienen que usar torres de enfriamiento, las que reducen la cantidad de agua al 2% del agua requerida. El agua de río usualmente debe filtrarse a través de mallas móviles y bombearse. Cuando se usan torres de enfriamiento, el costo del agua se determina por el del agua fresca, bombeo, gasto de los abanicos y depreciación.

Cuando se usa el agua como medio de enfriamiento, es posible circular una gran cantidad de agua con un pequeño margen de temperatura o una cantidad pequeña con un margen grande de temperatura. Naturalmente el rango de temperatura afecta la DMLT. Si se usa una cantidad grande,  $t_2$  estará más alejada de  $T_1$  y se necesitará menos superficie a resultados de una mayor DMLT. Aún cuando esto reducirá la inversión inicial y los cargos fijos, puesto que la depreciación y mantenimiento será también menor los costos de operación aumentarán debido a la mayor cantidad de agua. Es claro que debe haber un óptimo entre las dos condiciones: mucha agua y poca superficie ó poca agua y mucha superficie.

En seguida se supone que la presión del agua en la línea es suficiente para vencer la caída de presión del intercambiador y que el costo de aquella se relaciona únicamente con la cantidad que se usa. También se supone que el enfriador trabaja a contra-corriente de manera que  $t_2 - t_1 = \text{DMLT}$ , si la aproximación es pequeña ó si hay un cruce de temperatura la derivación siguiente requiere una estimación de  $F_t$  por lo que la  $\text{DMLT}$  se multiplica.

El costo total anual de intercambiador a la planta será la suma del costo anual del agua y de los cargos fijos que incluyen mantenimiento y depreciación.

$$C_t = (\text{costo de agua/lb}) + (\text{cargo fijo anual/ft}^2) (ft^2)$$

$$Q = wc (t_2 - t_1) = VA (\text{DMLT})$$

substituyendo el valor de  $w$  y el de  $A$

$$w = Q/(c(t_2 - t_1)) \text{ y la superficie } A = Q/V (\text{DMLT})$$

quedando

$$C_t = \frac{QcC_w}{c(t_2 - t_1)} + \frac{C_f Q}{V(\text{DMLT})}$$

En donde  $Q$  = hr de operación anual

$C_w$  = costo del agua/lb

$C_f$  = cargo fijo anual/ft<sup>2</sup>

De aquí los valores para calcularse son el cargo fijo anual ( $C_f$ ) y el costo del agua ( $C_w$ )

$$C_t = \frac{QcC_w}{c(t_2 - t_1)} + \frac{C_f Q}{V(\text{DMLT})}$$

Para poder efectuar el cálculo es necesario particularizar para tomar valores de un ejemplo como es el TR - E - 53.

$$\begin{aligned} Q &= 43,750,000 \text{ Btu/hr} \\ c &= 1.0 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} \\ t_2 &= 115^\circ\text{F} \\ t_1 &= 90^\circ\text{F} \\ Q &= 8,400 \text{ hr.} \\ V &= 154.1 \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2^\circ\text{F}} \\ \text{DMLT} &= 49^\circ\text{F} \end{aligned}$$

El costo del agua ( $C_w$ ) es de .007 \$/m<sup>3</sup> se utilizan en este enfriador.



$$1,750,000 \text{ lb/hr.} \times \frac{453. \text{ Kg}}{1. \text{ lb}}$$

$$792,750 \text{ lt/hr} \quad \frac{1000 \text{ cm}^3}{1 \text{ lt.}}$$

$$792.7 \times 10^6 \text{ cm.}^3/\text{hr} \quad \frac{1 \text{ m}^3}{1 \times 10^6 \text{ cm}^3}$$

$$792.75 \text{ m}^3 / \text{hr}$$

$$792.75 \times .007 = \text{ m}^3/\text{hr} \quad \$/\text{m}^3$$

$$5.55 \text{ \$/hr}$$

$$\begin{array}{r} 453 \\ \underline{1750} \\ 2265 \\ 3171 \\ \underline{453} \\ 792750 \text{ Kg/hr} \end{array}$$

$$1 \text{ lt.} - 1000 \text{ cm.}^3$$

$$1 \text{ m.} - 100 \text{ cm.}$$

$$1 \text{ m}^3 = 1,000,000 \text{ cm.}^3$$

$$\begin{array}{r} 792.75 \\ \underline{.007} \\ 5.54925 \end{array}$$

El costo del agua ( $C_w$ ) es de .007  $\$/\text{m}^3$

El gasto es de  $1,750,000 \text{ lb/hr} \times \frac{453 \text{ cm.}^3}{1 \text{ lb}}$

$$1 \text{ Kg.} = 1000 \text{ cm.}^3 \quad .007 \text{ \$/m}^3$$

$$1 \text{ lb.} = 453. \text{ cm.}^3$$

$$1 \text{ m.}^3 = ? \text{ lb.}$$

$$1 \text{ m.}^3 = 1,000,000 \text{ cm.}^3$$

$$.007 \frac{\$}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1 \times 10^6 \text{ cm}^3} \times \frac{453. \text{ cm}^3}{1 \text{ lb}} = 3.171 \times 10^{-6} \text{ \$/lb}$$

Cargo fijo ( $C_f$ ) anual es de  $\$ 2.40$

$$V = \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2 \cdot \text{F}}$$

Costo unitario es de  $8.\$$  por  $\text{pie}^2$

se considera 20% reparación y mantenimiento

$\frac{10\%}{30\%}$  depreciación

$$8 \times .30 = \$ 2.40$$

$$C_T = \frac{43.75 \times 10^6 \times 8400. \times 3.171 \times 10^{-6}}{1 \times (115 - 90) - 25}$$

$$4.66 \times 10^6$$

$$\frac{116.53 \times 10^6}{25}$$

$$\frac{2.40 \times 43.75 \times 10^6}{154.1 \times 49} \quad \frac{105. \times 10^6}{7.57 \times 10^3} \times 10^3$$

$$13.8 \times 10^3$$

$$C_T = \begin{array}{r} 4,660,000 \\ 13,800 \\ \hline \$ 4,673,800 \end{array}$$

Costo total anual \$4,673,800.

El cálculo anterior se hizo para un enfriador y se toma en forma independiente de los cálculos a efectuarse para otros tipos de cambiadores en donde se efectúa otro estudio como es el caso de los calentadores o re boilers en donde se utiliza como medio de calentamiento el vapor, el cual introduce algunas dificultades como es la corrosión debida a el condensado caliente, el cual debe evitarse que se acumule dentro del intercambiador donde el contacto con las parte metálicas causa daños. Las líneas de condensado deben conectarse con bastante cuidado, puesto que puede descender la presión a una presión menos que la atmosférica creando un vacío y acumulando condensado en el intercambiador hasta bloquear toda la superficie disponible para la transferencia de calor. Sin superficie, el vapor continúa sin condensarse y mantendrá su presión de entrada lo suficiente para expeler algo ó todo el condensado acumulado, restituyendo la superficie. La operación de calentamiento se hará cíclica y para vencer esta dificultadada y obtener un flujo uniforme será necesario emplear una trampa o succión.

Es ventajoso en el calentamiento conectar el vapor a los tubos del calentador en lugar de a la coraza. En esta forma, puesto que el condensado puede ser corrosivo la acción se confina al lado de los tubos solamente, mientras que si el vapor se introduce en la coraza pueden dañarse ambos. Cuando el vapor fluye a través de los tubos de un intercambiador no hay necesidad de más de dos pasos en los tubos. Puesto que el vapor es un fluido que se condensa isotérmicamente, la diferencia verdadera de temperatura  $At$  y  $DMLT$  son iguales.

El método para estimar el costo del vapor de escape es de 1/4 a 1/8, el costo del vapor de proceso o vapor vivo. Aún cuando posee un alto calor latente, el vapor de escape tiene un valor limitado en el proceso, -- cuando el fluido debe calentarse a temperatura cercana o superior a la -- del vapor de escape, todo el calentamiento puede hacerse en una sola coraza usando únicamente el vapor de proceso. Como una alternativa, la carga de calor puede ser dividida en dos corazas, una que utilice tanto calor de escape como sea posible y la otra usando el menor vapor de proceso posible. Esto nos conduce a lo siguiente si la temperatura de salida del --

fluido frío se hace aproximar a la temperatura del vapor de escape lo más cercano posible, resultará un  $A_t$  pequeño y el intercambiador resultará -- grande. Por otra parte, si la aproximación no es tan cercana entonces el costo de operación aumentará debido a la cantidad mayor de vapor de proceso requerida.

Se supone que la caída de presión, costo de bombeo y coeficientes  $t_0$  tales son idénticos en un arreglo para un intercambiador simple y uno doble. Los cargos fijos por pie cuadrado de superficie son constantes, aún cuando esto no es estrictamente cierto. La ecuación del costo se toma como la suma del vapor y cargos fijos y debido a que el vapor condensa en forma isotérmica tenemos que  $A_t = DMLT$ .

En este caso como en el del enfriador tenemos que hacer el cálculo - para un solo ejemplo que es el TR - E - 62.

$$C_T = wc (t - t_1) O C_E + A_1 C_F + wc (t_2 - t) O C_p + A_2 C_F$$

$C_T$  = costo total anual  
 $O$  = total hr. operación anual  
 $C_E$  = costo del vapor de escape  
 $C_F$  = cargo fijo anual  
 $C_p$  = costo del vapor de proceso  
 $T_E$  = temp. del vapor escape  
 $T_p$  = temp. del vapor del proceso °F

$$\begin{aligned}
 w &= 40,000 \text{ lb/hr} \\
 c &= 1.0 \\
 t - t_1 &= 259 - 115 = 144^\circ\text{F} \\
 A &= 161 \text{ ff}^2
 \end{aligned}$$

costo de vapor 14 \$/ton.

$$\frac{14 \times .453}{1000 \times 843} = \frac{63.4}{8.430000 \times 10^6} \quad \frac{\$}{\text{ton}} \quad \frac{\text{Atom}}{1000 \text{ Kg}} \quad \frac{.453 \text{ Kg}}{1 \text{ lb}} \quad \frac{\text{lb}}{\text{Btu}}$$

$$7.52 \times 10^{-6} \quad \$/\text{Btu}$$

$$C_T = wc (t - t_1) O C_E + A_1 C_F + wc (t_2 - t) O C_p$$

$$\begin{aligned}
 C_p &= 14 \frac{\$}{\text{ton}} \frac{1 \text{ Ton}}{2200 \text{ lb}} \frac{1}{843} \frac{\text{lb}}{\text{Btu}} \\
 C_p &= \frac{14}{2200 \times 843} = 7.56 \times 10^{-6} \frac{\$}{\text{Btu}} \\
 C_E &= 1.89 \times 10^{-6} \frac{\$}{\text{Btu}} \\
 C_F &= 2.40 \frac{\$}{\text{ft}^2}
 \end{aligned}$$

$w = 10,000 \text{ lb/hr}$   
 $c = 1. \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$   
 $t = ?$   
 $t_1 = 115^\circ\text{F}$   
 $t_2 = 259^\circ\text{F}$   
 $O = 8000 \text{ hr.}$

$$C_T = 80 \times 1.89 (t - t_1) + 161 \times 2.40 + 80 \times 7.56 (t_2 - t)$$

$$\begin{array}{r} 151.2 (t - t_1) + 386.4 + 604.8 (t_2 - t) \\ (138 - 115) \qquad \qquad \qquad (259 - 138) \\ 23 \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad 121 \end{array}$$

$$C_T = \begin{array}{r} 3,477.6 \\ 386.4 \\ \hline 73,180.8 \\ \$ 77,044.8 \end{array}$$

La cantidad de calor recuperada en el intercambiador solamente tiene gran influencia sobre su tamaño y costo, puesto que la diferencia verdadera de temperatura en el intercambiador se aproxima a cero cuando la recuperación se aproxima a 100%. Por otra parte, el calor no recuperado en el intercambiador debe eliminarse o añadirse, a través de un uso mayor de vapor en el calentador y agua adicional en el enfriador lo que aumenta los costos iniciales de los dos, así como un costo de operación. Estos arreglos sugieren la presencia de una distribución óptima de temperaturas, de modo que los cargos fijos y de operación se combinen para dar un mínimo.

En los procesos tal como los que se emplean en el agotamiento de la gasolina del gas natural y proceso de absorción y destilación, (aún cuando la columna de destilación y el absorbedor no intervienen en el análisis). El gas natural que viene del suelo está cargado con vapores de gasolina -- que adquiere un alto precio cuando se separa del gas natural y se condensa. El gas entero entra al absorbedor donde se pone contacto con un absorbente usualmente un líquido no viscoso en el que la gasolina se disuelve selectivamente. El gas de salida, al cual se le han reducido los vapores de gasolina se llama gas agotado. El absorbente sale de la torre con los vapores disueltos y se conoce como aceite entero. El aceite debe alimentarse a una columna de destilación, donde la gasolina y el aceite se separan por destilación del vapor. El aceite que sale del fondo de la columna de destilación se encuentra substancialmente libre de soluto, siendo aceite agotado. La absorción se favorece por bajas temperaturas mientras que lo contrario es verdadero para la destilación, de manera que la gasolina pueda vaporizarse del aceite. El intercambiador, calentador y enfriador se representan en la fig. 11.1 por E<sub>1</sub>H y CR. Las temperaturas del absorbedor y a la columna de destilación, se considerarán fijos por condiciones de equilibrio, (cuyas definiciones escapan a los propósitos del presente estudio).

Las temperaturas del vapor y del agua se fijarán también. El núcleo del problema se localiza en determinar la temperatura de salida del intercambiador T<sub>x</sub> o T<sub>y</sub>, cualquiera de ellas fija a la otra, de manera que el costo anual de las tres unidades de transferencia de calor sea mínimo.

Si  $C_z$ ,  $C_H$  y  $C_{CR}$  son los cargos fijos anuales por  $ft^2$  de intercambiador calentador y enfriador y  $s^0$   $A_E$ ,  $A_H$  y  $A_{CR}$  son sus superficies, los cinco elementos de costos son:

- 1.- Cargo fijo del Intercambiador  $C_E A_E$
- 2.- Cargo fijo del calentador  $C_H A_H$
- 3.- Costo del vapor  $C_s$  \$/Btu
- 4.- Cargo fijo del enfriador  $C_{CR} A_{CR}$
- 5.- Costo del agua  $C_w$  \$/Btu

La superficie de cada unidad  $A = Q/VAt$  depende de su diferencia verdadera de temperatura. En cada parte del equipo sin embargo, la diferencia verdadera de temperatura depende ya sea de  $T_x$  ó  $T_y$ .

Para obtener una expresión para el costo mínimo será necesario diferenciar el costo anual con respecto ya sea a  $T_x$  ó  $T_y$  y resolver para cualquiera de ellas después de igualar a cero la derivada.

La ecuación para el costo total anual se obtiene después de eliminar  $T_y$  mediante el uso del grupo adimensional  $R$ .

$$C_T = \frac{C_E WC (T_1 - T_x)}{VE((1-R)T_1 + (R-1)T_x)} \ln \frac{(1-R)T_1 - t_1 + RT_x}{T_x - t_1} + \frac{C_H WC}{V_H}$$

$$\ln \frac{T_s - T_1 - RT_1 + RT_x}{T_s - t_2} + C_{s0} WC(t_2 - t_1 - RT_1 + RT_x)$$

$$+ \frac{C_{CR} WC (T_x - T_2)}{V_{CR}(T_x - t_2') - (T_2 - t_1')}$$

$$\ln \frac{T_x - t_2'}{T_2 - t_1'}$$

$$+ C_w WC (T_x - T_2)$$

$$0 = C_{s0} + C_w \frac{C_H}{V_H} \frac{1}{(R(T_x - T_1) + (T_s - t_1))}$$

$$+ \frac{C_{CR}}{V_{CR}} \frac{(t_1 - t_2')}{((T_x - T_2) + (t_1' - t_2'))} \ln \frac{(T_x - t_2')}{(T_2 - t_1')}$$

$$+ \frac{C_{CR}}{V_{CR}} \frac{(T_x - T_2)}{((T_x - T_2) + (t_1' - t_2'))} \frac{1}{(T_x - t_2')}$$

$$- \frac{C_E}{V_E} \frac{(T_1 - t_1)}{((T_1 - t_1) + R(T_x - T_1))} \frac{1}{(T_x - t_1)}$$

Actualmente donde la disposición de la temperatura justifica obtener un óptimo, la operación será lo suficientemente grande para permitir el uso de verdaderos flujos a contracorriente en todo el equipo. Cuando el tipo de flujo en el intercambiador se desvía del verdadero flujo a contracorriente, el problema es más difícil de resolver y menos directo sin embargo, si  $F_T$  se coloca en el denominador del último término de la ecuación, se puede obtener una ecuación simplificada de prueba y error para sistemas que usan intercambiadores 1-2, 2-4 etc. para lo cual debemos disponer de datos extensivos sobre costos de equipos instalados y cargos fijos de los intercambiadores, ya que el costo por  $ft^2$  de superficie varía también con el tamaño del intercambiador, los costos relativos (por pie cuadrado) de superficie disminuyen de los intercambiadores pequeños a los grandes. Usualmente se llega a los cargos fijos como un porcentaje del costo inicial por pie cuadrado (30%) y varía tanto con el tamaño del intercambiador final que se requieren algunas pruebas sucesivas, para establecer el rango apropiado de los costos individuales.

## CALCULO DE COSTOS DE MANTENIMIENTO.

Para calcular el costo de mantenimiento debe considerarse la mano de obra, el costo del material el número de horas; para efectuar este cálculo nos valemos de una breve descripción del trabajo a efectuarse, siguiendo una ruta crítica para hacer con esto que disminuyan las horas de paro de la planta y que el mantenimiento sea más efectivo.

## T R A B A J O S   P R E V I O S .

<u>DESCRIPCION</u>	<u>RECURSOS</u>	<u>DURACION</u>	<u>C O S T O S</u> <u>MANO DE OBRA</u>
Engrasar válvulas de bloqueo del equipo por reparar.	2 Engrasadores	8 hr.	\$ 106.24
Retirar instrumentos (Termopares, manómetros, termómetros, etc.) de los bancos de camb. para evitar deterioro.	1 Instrum. Ia. 1 Ayud. Inst.	8 hr.	\$ 153.54
Preparar líneas y manogueras para vaporizar y lavar el equipo.	1 Tubero 1 Ayudante	5 hr.	\$ 96.10
Efectuar limpieza a los sistemas de drenajes de la planta.	6 Obreros Grals.	10 hr.	\$ 364.00
Revisar contacto de alumbrado, soldadura, e instalar extensiones eléctricas para reflectores en trab. nocturnos.	1 Operario Elec. 1 Ayudante	8 hr.	\$ 153.54
Revisar y reparar en caso necesario herramientas y equipos de maniobra que se utilizarán durante la reparación (poleas, grúas, compresoras, guinches, andamios, etc.)	4 Operarios 4 Ayudantes	16 hr.	\$1,227.00

<u>DESCRIPCION</u>	<u>RECURSOS</u>	<u>DURACION</u>	<u>C O S T O S</u>
			<u>MANO DE OBRA</u>
Preparar equipo de seguridad personal (guantes, cascos, mascararas antigas, etc.)	1 Operario 1 Ayudante	4 hr.	\$ 76.76
Preparar Juntas ciegas para bloquear el equipo por reparar.	1 Soldador 1 Ayudante	4 hr.	\$ 76.76
Reparación instalar juntas ciegas para bloqueo de eq.	1 Tubero 1 Ayudante	8 hr.	\$ 153.54
Destapar cambiadores de calor por reparar	6 Paileros 6 Ayudantes 3 Obreros Gral.s.	16 hr.	\$1,987.99
Sacar haces	6 Paileros 6 Ayudantes 1 Operador Grúa 1 Ayud. Op.Grúa	16 hr.	\$2,074.69
Inspección de haces	1 Operario Espec. 1 Ayudante	8 hr.	\$ 153.54
Limpieza y reparación de haces.	2 Paileros 2 Ayudantes 10 Obreros Gral.s.	48 hr.	\$4,750.68
Inspección ocular interna y calibración de las corazas.	2 Oper. Especia. 2 Ayudantes	8 hr.	\$ 307.08
Limpieza y reparación de las corazas y accesorios.	2 Soldadores 2 Paileros 2 Ayud. Sol. 2 Ayud. Pail.	24 hr.	\$1,842.48
Colocar haces en las corazas.	6 Paileros 6 Ayud. 1 Oper. Grúa 1 Ayud. Op. Grúa	20 hr.	\$2,768.07
Pruebas hidráulicas por fuera de los tubos.	4 Paileros 4 Ayudante .	12 hr.	\$ 921.24



<u>DESCRIPCION</u>	<u>RECURSOS</u>	<u>DURACION</u>	<u>C O S T O S</u> <u>MANO DE OBRA</u>
Instalación de concha flotante.	4 Paileros 4 Ayudantes	8 hr.	\$ 613.50
Pruebas hidráulicas por dentro de tubos	4 Paileros 4 Ayudantes	12 hr.	\$ 921.24
Colocar tapas y accesorios	4 Paileros 4 Ayudantes	8 hr.	\$ 613.50
Pruebas hidráulicas finales.	4 Paileros 4 Ayudantes	10 hr.	\$ 766.90
Retirar juntas ciegas	1 Tubero 1 Ayudante	8 hr.	\$ 153.54
Instalar instrumentos de los bancos de cambiadores de calor.	1 Op. Instrum. 1 Ayudante	8 hr.	\$ 153.54
Retirar y desmantelar equipos de maniobras utilizados en reparación.	4 Operarios 4 Ayudantes	8 hr.	\$ 613.50
Retirar extensiones eléctricas utilizadas en trabajos nocturnos	1 Op. Electr. 1 Ayud.	8 hr.	\$ 153.54

COSTO \$ 21,202.00 + 30%

COSTO TOTAL \$ 27,562.53

## CONCLUSIONES .

Después de haber efectuado el cálculo de las eficiencias se ve que es necesario darle mantenimiento a los cambiadores TR-E-57 y TR-E-63 cuyo valor encontrado fue muy bajo, incrementando el costo de operación.

Con lo que respecta a los demás cambiadores el costo de mantenimiento es mayor que el de costo de operación aunque haya variado la eficiencia por lo que es preferible darle mantenimiento lo más esporádico que sea - posible tratando de operar la planta en forma continua.

Actualmente se está llevando a cabo el mantenimiento en forma anual - pero calculando las eficiencias y efectuando pruebas (como el de grosor de las paredes) en el equipo para saber en que condiciones se encuentra y cuantificar sus daños, se puede efectuar dicho mantenimiento cada 18 - meses, ahorrándose por este concepto varios miles de pesos.

B I B L I O G R A F I A  
-----

- 1.- PROCESS HEAT TRANSFER  
D. Q. KERN MC. GRAW - HILL
- 2.- APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL  
AND PETROCHEMICAL PLANTS  
ERNEST E. LUDWIG GULF
- 3.- HEAT TRANSFER  
J. P. HOLMAN MC.GRAW - HILL
- 4.- STANDARDS OF TUBULAR EXCHANGER  
MANUFACTURERS ASSOCIATION  
5a. EDICION 1968
- 5.- ASME BOILER AND PRESSURE  
VESSEL CODE  
SECCION VIII, DIV. 1 1968
- 6.- NATURAL GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION
- 7.- CHEMICAL ENGINEERS HAND BOOK PERRY  
4a. EDICION
- 8.- COMPACT HEAT EXCHANGERS  
WILLIAM KAYS AND A. L. LONDON