

23
2011



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Ingeniería

*Análisis empírico de cambiadores de
calor en régimen no permanente*

TESIS PROFESIONAL

*Que para obtener el Título de
Ingeniero Mecánico Electricista
presenta*

Rodolfo Canales Suárez

Director: Dr. José Luis Fernández Zayas



México, D. F.

1991

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.....	4
CAPITULO I: ANTECEDENTES.....	7
1.1 Cambiadores de Calor.	
1.1.1 Definición y clasificación general.....	7
1.1.2 Cambiadores de tubo y coraza.....	9
1.1.3 Clasificación de cambiadores de tubo y coraza.....	11
1.1.4 Clasificación TEMA.....	11
1.1.5 Desviadores.....	13
1.1.6 Arreglo del haz de tubos.....	14
1.2 Evaluación contra diseño de un cambiador de calor.....	14
CAPITULO II: FUNDAMENTOS TEORICOS.....	16
2.1 Teoría básica de cambiadores de calor:	
2.1.1 Introducción.....	16
2.1.2 Mecanismos de transferencia de calor.....	16
2.1.3 Arreglo de flujos.....	18
2.1.4 Diferencia media logarítmica de temperaturas.....	20
2.1.5 Factor de corrección F de la DMLT.....	21
2.1.6 Coeficiente global de transferencia de calor.....	21
2.1.7 Coeficientes de transferencia de calor por convección.....	23
2.1.8 Coeficientes de película particulares para cambiadores.....	27
2.2 Evaluación térmica del modelo experimental en edo. permanente..	29

2.2.1	Energía de transferencia.....	30
2.2.2	Condiciones para considerar las temperaturas en estado permanente.....	31

CAPITULO III

COMPORTAMIENTO DINAMICO DE CAMBIADORES DE CALOR.....33

3.1	Introducción.....	33
3.2	Temperatura de los fluidos; nomenclatura.....	35
3.3	Caracterización de la respuesta dinámica.....	36
3.4	Evaluación del cambiador ensayado en estado no permanente.....	38
3.4.1	Flujos de calor en el sistema.....	38
3.4.2	Balance de energía en el cambiador.....	38
3.5	Análisis de la capacitancia térmica del cambiador.....	40

CAPITULO IV

DESCRIPCION DEL SISTEMA EXPERIMENTAL.....44

4.1	Introducción.....	44
4.2	Descripción del cambiador ensayado.....	44
4.3	Algunas dimensiones características.....	45
4.4	Banco de pruebas.....	49
4.5	Medición de temperaturas.....	50
4.5.1	Elemento sensor.....	47
4.5.2	Error estimado en la medición de la temperatura.....	52
4.6	Medición del gasto volumétrico.....	52

4.7 Procedimiento de pruebas.....	53
4.7.1 Objetivo.....	53
4.7.2 Preparación previa a la prueba.....	53
4.7.3 Procedimiento de prueba.....	55
4.8 Diagramas y dibujos.....	57
4.9 Fotografías.....	62

CAPITULO V: RESULTADOS EXPERIMENTALES

5.1 Introducción.....	73
5.2 Resumen de ecuaciones empleadas.....	74
5.3 Prueba I.....	78
5.4 Prueba II.....	95
5.5 Prueba III.....	105
5.6 Discusión de resultados.....	115

CAPITULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 117

6.1 Con respecto al método de evaluación del comportamiento dinámico.....	117
6.2 Con respecto a la instalación experimental.....	119
6.3 Recomendaciones para trabajos posteriores.....	121

BIBLIOGRAFIA.....123

APENDICE.....125

Mi profundo agradecimiento a mis maestros de la Facultad de Ingeniería y en especial a E. M. García, L. M. Chin, J. L. Fernández Zayas, J. Fernández Cangas, G. Jaramillo y E. Goribar.

Por su valiosa ayuda con la instalación y recolección de datos experimentales a C. Aguayo, Pacheco, N. Chargoy, Raúl Canales, Roberto Canales y M. Farfán.

INTRODUCCION

El comportamiento dinámico de cambiadores de calor ha sido de interés primordial para algunas aplicaciones industriales. Este tema captó la atención de Ingenieros e Investigadores en el área de control durante la década de los cincuentas y principios de los sesentas. Durante este periodo, la caracterización del comportamiento dinámico de varios equipos de proceso, como cambiadores de calor tubulares, fué una herramienta valiosa para lograr desarrollar sistemas de control automático más precisos y con menores tiempos de respuesta. En los últimos años y con el uso generalizado de las computadoras digitales, se ha explorado nuevamente el tema para lograr estimar con mayor precisión los flujos de energía transitorios que se presentan en procesos que operan regularmente bajo condiciones variables.

Recientes investigaciones en plantas solares destiladoras de agua de mar han determinado la necesidad de contar con algún método, para estimar los flujos de calor transitorios en los cambiadores de calor tubulares, que forman parte de estos sistemas. El objetivo del presente trabajo es identificar el tipo de respuesta que se observa en un cambiador de calor tubular a una variación repentina en sus condiciones de entrada. Al identificar el tipo de respuesta de este sistema, es posible estimar los flujos de calor, de o hacia el cambiador de calor.

Debido al carácter irreversible del proceso de conducción de calor, se plantea la hipótesis de que la respuesta de los cambiadores de calor tubulares puede ser tratada como la respuesta de un sistema de primer orden. Si esta aproximación es válida, la energía acumulada podrá obtenerse directamente a partir de las curvas de las temperaturas de los flujos de salida contra el tiempo.

El trabajo que se presenta está dividido en seis capítulos. En el primer capítulo, Antecedentes, se describen las características de los cambiadores de calor tubulares, sus componentes principales y su clasificación. En el segundo capítulo, Fundamentos Teóricos, se presentan los mecanismos de transferencia de calor que participan en cambiadores tubulares, así como las ecuaciones generales para realizar una evaluación térmica del mismo. En el tercer capítulo, sobre el comportamiento dinámico de cambiadores de calor, se introducen los fundamentos teóricos para determinar el tipo de respuesta de cambiadores tubulares a variaciones en la temperatura de los fluidos de entrada, así como la metodología para evaluar los flujos de calor en el transitorio. En el capítulo cuarto dedicado al desarrollo experimental, se describe el modelo ensayado, la instalación empleada y el procedimiento de pruebas para obtener los datos experimentales. En el capítulo quinto, Resultados Experimentales, se presenta la información obtenida a partir de las pruebas y se comparan con los resultados teóricos obtenidos previamente. Por último, en el capítulo

sexto, se presentan las conclusiones y recomendaciones.

Cabe advertir que en el presente trabajo el cambiador de calor ensayado se analiza como un sistema de parámetros concentrados. El determinar la distribución de temperaturas a lo largo del cambiador así como los coeficientes de película internos, está fuera del alcance del presente estudio. Adicionalmente, en la metodología presentada, se analiza la respuesta del cambiador de calor a una entrada escalón de temperatura y las conclusiones que aquí se desprenden, son únicamente válidas para este caso.

CAPITULO I.

ANTECEDENTES.

1.1 Cambiadores de Calor.

1.1.1 Definición y Clasificación General.

En su definición más general, un cambiador de calor es un dispositivo cuya función primordial es permitir el intercambio de calor entre dos fluidos. Estos pueden ser clasificados en las siguientes categorías generales: 1) Regeneradores, 2) Cambiadores de tipo abierto y 3) Cambiadores de tipo cerrado.

a) Regeneradores:

El intercambio de calor entre un fluido y otro se lleva a cabo mediante la transmisión y acumulación del fluido caliente al cuerpo del regenerador y de este al fluido frío. Generalmente éstos fluyen intermitentemente a través del cuerpo del regenerador. Son ampliamente usados en la industria para recuperar calor de gases producto de alguna combustión dentro del proceso.

b) Cambiadores de tipo abierto:

Son aquellos en los que ambos fluidos se mezclan en un recipiente, mediante los que se pretende obtener, en ambos, la misma temperatura de salida. La cantidad ganada y cedida de calor por cada uno de los fluidos puede calcularse simplemente haciendo un balance de energía entre los fluidos.

c) Cambiadores de tipo cerrado o tipo recuperativo.

Los cambiadores de calor cerrados son aquellos en donde el intercambio de calor se lleva a cabo a través de una pared, generalmente metálica, sin que los fluidos se mezclen entre sí. Estos a la vez se subdividen, dependiendo del tipo de componentes a partir de los cuales son fabricados, en tubulares y de placas.

Los cambiadores tubulares son sin duda los más ampliamente usados en la industria, y pueden ser encontrados en una amplia gama de aplicaciones. Esto obedece tanto a razones históricas como económicas; sus componentes principales son tubos cuya fabricación es masiva y sus procesos de manufactura son bien conocidos. En este trabajo solo se tratarán cambiadores tubulares.

Los cambiadores tubulares a la vez se subdividen en:

- a) De tubos concéntricos
- b) De tubos y coraza

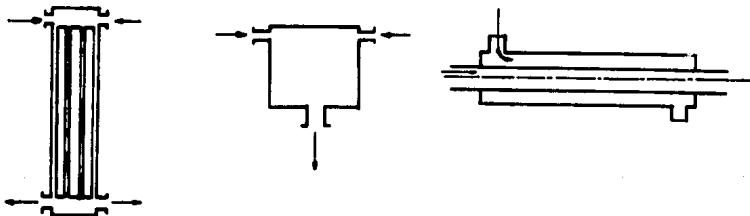
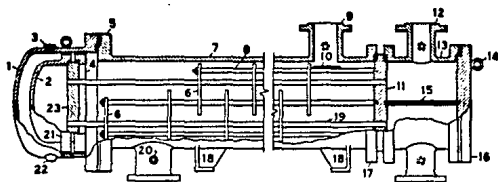


Fig. 1-1 Tipos de Cambiadores de Calor

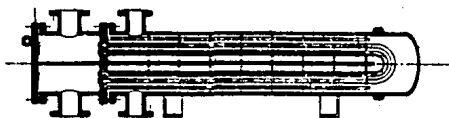


- | | | |
|--------------------------------------------------------|--------------------------|----------------------------------------------|
| 1. Tapa de la coraza | miento y espaciadores | extremos rebordeados |
| 2. Cabeza flotante | | |
| 3. Conexión de salida | 9. Boquilla de la coraza | 18. Caballetes de apoyo |
| 4. Emplazamiento del dispositivo de la cabeza flotante | 10. Desviador por choque | 19. Tubo de transferencia de calor |
| 5. Tapa de la coraza con extremos rebordeados | 11. Placa fija de tubos | 20. Conexión de prueba |
| 6. Desviadores transversales o placas de soporte | 12. Boquilla del canal | 21. Cabeza flotante con extremos rebordeados |
| 7. Barras de acoplamiento | 13. Canal | 22. Conexión de desagüe |
| | 14. Anillo de suspensión | 23. Placa de tubos flotante |
| | 15. División del paso | |
| | 16. Tapa del canal | |
| | 17. Canal anular con | |

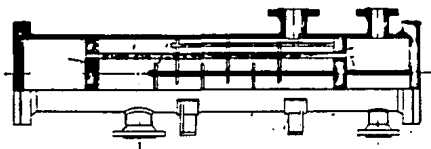
Fig. 1-2 Cambiador de calor de tubo y coraza, componentes principales.

1.1.2 Cambiadores de Tubo y Coraza.

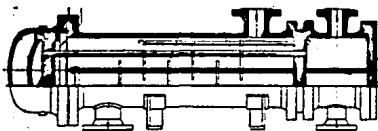
La construcción típica de estos cambiadores de calor de tubo y coraza está constituida por un haz de tubos contenido dentro de otro de mucho mayor diámetro, llamado coraza. Un fluido fluye dentro de los tubos, mientras otro fluye por la coraza y sobre la superficie exterior de estos. El intercambio de calor se lleva a cabo a través de la pared de los tubos (del haz). Los extremos de la coraza están cerrados por cabezales o cabezas (fig 1-2).



a) Cambiador de tubos en U.



b) Cambiador de cabezas fijas y tubos rectos.



c) Cambiador de cabezas flotantes.

Fig. 1-3 Cambiadores de calor de tubo y coraza.

1.1.3 Clasificación de Cambiadores de Tubo y Coraza.

a) De tubos en U:

Son generalmente empleados cuando se necesita permitir una gran expansión térmica de los tubos y donde la operación no requiere de limpieza frecuente (fig 1-3a).

b) De cabezas fijas:

Este es el tipo de cambiador más sencillo y barato, por lo que es el más ampliamente usado. Su aplicación está limitada a aquellas operaciones donde las condiciones de temperatura no provoquen esfuerzos térmicos que a la vez puedan producir alguna deformación considerable de los tubos (fig 1-3b).

c) De cabezas flotantes:

Este es el tipo de cambiador más sofisticado dentro de los cambiadores de tubo y coraza. Es empleado en operaciones donde las condiciones de temperatura solo permiten un diseño donde el haz de tubos pueda expandirse libremente en dirección longitudinal y donde es necesario emplear tubos rectos para facilitar las operaciones de limpieza. (fig. 1-3c).

1.1.4 Clasificación de la TEMA.

Debido a la gran variedad de diseños existentes, la TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association [17]) los ha clasificado de acuerdo a la siguiente tabla.

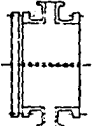
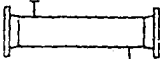
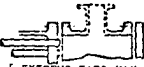
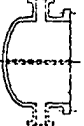
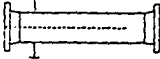
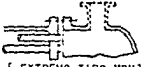
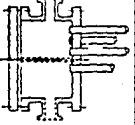
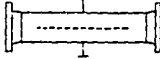

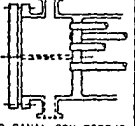
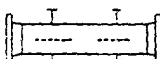
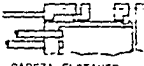
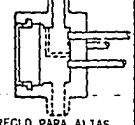
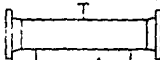
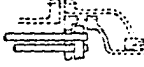


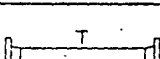
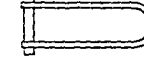
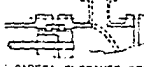
	EXTREMO ANTERIOR	CORAZAS	EXTREMO POSTERIOR
A	 TIPO CANAL	E  CORAZA DE UN PASO	L  [EXTREMO TIPO "A"] HAZ DE TUBOS FIJO
B	 TIPO CASQUETE	F  DOS PASOS CON MAMPARA LONGITUDINAL	M  [EXTREMO TIPO "B"] HAZ DE TUBOS FIJO
C	 TIPO CANAL CON ESPEJO	G  FLUJO BIPARTIDO	N  [EXTREMO TIPO "N"] HAZ DE TUBOS FIJO
N	 TIPO CANAL CON ESPEJO	H  DOBLE FLUJO BIPARTIDO	P  CABEZA FLOTANTE
D	 ARREGLO PARA ALTAS PRESIONES	J  FLUJO DIVIDIDO	S  CABEZA FLOTANTE
		K  TIPO CALDERA	T  CABEZA FLOTANTE
		X  FLUJO CRUZADO	U  HAZ DE TUBOS TIPO "U"
			W  CABEZA FLOTANTE SELLADA

Fig. 1-4 Clasificación de cabezales y corazas de cambiadores de calor según TEMA.

1.1.5 Desviadores.

Con el fin de incrementar la transferencia de calor entre los fluidos los cambiadores cuentan con desviadores cuya función es forzar al flujo exterior a fluir perpendicularmente a través del haz de tubos. Bajo un flujo perpendicular se abate en gran medida la formación de la capa límite, reduciéndose la resistencia al flujo de calor entre la superficie del tubo y el fluido. Para satisfacer una gran variedad de requerimientos de proceso los desviadores pueden tener diversas formas que ofrecen ventajas particulares (fig 1-5).

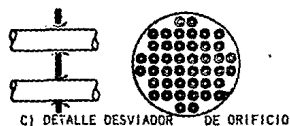
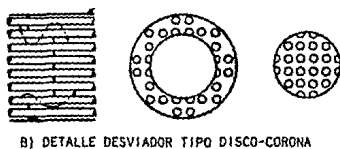
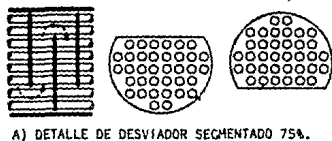
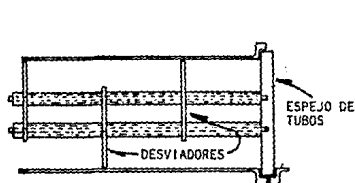


Fig 1-5 Tipos de desviadores.

1.1.6 Arreglos del Haz de Tubos.

Los tubos que forman el haz de tubos pueden ser acomodados de distintas formas. Cada arreglo ofrece ventajas particulares en cuanto la utilización del espacio disponible, incremento de coeficientes de transferencia de calor y facilidad de limpieza (fig 1-6).

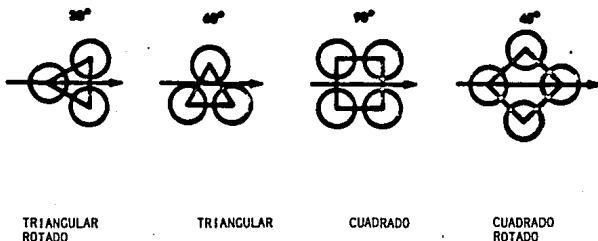


Fig 1-6 Arreglos del haz de tubos

Como se puede advertir, los cambiadores de calor de tubo y coraza tienen una gran variedad de geometrías probables y sus elementos pueden tener dimensiones muy variables. Tal variedad responde a la necesidad de cubrir aplicaciones muy diversas en las distintas disciplinas de la ingeniería.

1.2 Evaluación contra diseño de un cambiador de calor.

El proceso de diseño de un cambiador de calor involucra dos actividades particulares, evaluación y diseño. La evaluación consiste

en determinar el desempeño de un cambiador que ha sido completamente especificado, mientras el diseño es la determinación de los parámetros dimensionales y de construcción de un cambiador de calor completamente nuevo, a partir de los requerimientos del proceso que debe satisfacer. Este trabajo comprende únicamente la evaluación de un cambiador de calor tubular particular tanto en estado permanente como transitorio [15].

CAPITULO II

FUNDAMENTOS TEORICOS

2.1 Teoría Básica de Cambiadores de Calor.

2.1.1 Introducción.

Transferencia de calor es la ciencia que busca predecir la rapidez de transferencia de energía en forma de calor, que fluye entre dos cuerpos a diferentes temperaturas. La termodinámica, a diferencia de la primera, trata con sistemas en equilibrio y permite predecir la cantidad de energía que se requiere para cambiar un sistema, de un estado de equilibrio a otro. Sin embargo, no proporciona ninguna información sobre qué tan rápido ocurrirá dicho cambio. Por lo tanto, la transferencia de calor parte de principios y relaciones experimentales diferentes, que la distinguen como una ciencia particular.

En este capítulo se describen brevemente los mecanismos de transferencia de calor que son predominantes en cambiadores de calor de tubo y coraza. Asimismo, se describen las relaciones empíricas y analíticas que modelan estos mecanismos.

2.1.2 Mecanismos de transferencia de calor.

a) Transferencia de calor por conducción:

La transferencia de calor debido a la transmisión de energía cinética entre moléculas en contacto entre sí se denomina

conducción. Este proceso de transferencia está modelado por la siguiente relación:

$$d\dot{Q} = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

donde:

$d\dot{Q}$ - flujo de calor [w].

k - conductividad térmica del material $\left[\frac{w}{m \text{ } ^\circ C} \right]$.

A - área de transferencia [m^2].

$\frac{\partial T}{\partial x}$ - gradiente de temperatura en la dirección x $\left[\frac{^\circ C}{m} \right]$.

NOTA: Todas las unidades que se muestran en este trabajo están en Sistema Internacional a menos de que se indique lo contrario.

b) Transferencia de calor por convección:

En un fluido, el calor se transmite por conducción entre moléculas en contacto entre sí, y también debido al mezclado entre partes del fluido a diferentes temperaturas. A este mecanismo híbrido de transferencia de calor se le denomina convección. Este proceso de transferencia de calor está representado por la siguiente relación:

$$d\dot{Q} = h A dT$$

donde:

h = coeficiente de transferencia de calor por convección $\left[\frac{W}{^\circ C \text{ } m^2} \right]$.

El coeficiente de transferencia de calor comprende los efectos de las propiedades de los fluidos así como las características del flujo, en el proceso de transferencia de calor.

c) Transferencia de calor en un cambiador de tubo y coraza.

El intercambio de calor que se lleva a cabo en un cambiador está definido por la siguiente relación:

$$d\dot{Q} = U A dT \quad \dots(1)$$

donde:

$$U = \text{coeficiente global de transferencia de calor} \left[\frac{\text{W}}{\text{°C m}^2} \right].$$

El coeficiente de global de transferencia de calor U expresa en un solo término los efectos combinados que regulan el proceso de transferencia de calor entre los fluidos. Este coeficiente se tratará con mayor detalle posteriormente en este capítulo.

2.1.3 Arreglo de flujos:

El tipo de cambiador de calor tubular más sencillo en el de tubos concéntricos. Si ambos flujos fluyen en la misma dirección se tendrá un flujo paralelo. Si lo hacen en direcciones opuestas se tendrá un flujo en contracorriente (fig 2-1). Esto es de suma importancia ya que la capacidad de transferencia de calor en general, para un mismo cambiador bajo las mismas condiciones de entrada, será notablemente superior con un arreglo en contracorriente a uno en paralelo. Por lo tanto, y siempre que esto sea posible, un cambiador de calor de tubo y coraza debe ser operado en contracorriente.

Este efecto se puede visualizar, observando las siguientes gráficas donde se muestra la distribución de la temperatura a lo largo del cambiador para flujo contracorriente y paralelo. Es evidente de éstas que para un flujo paralelo la temperatura de salida del fluido frío, T_f , nunca podrá ser mayor a la temperatura de salida del fluido caliente T_{cs} . En cambio, para un flujo en contracorriente, esto sí es posible ya que se mantiene el gradiente de temperatura relativamente constante a lo largo de el cambiador (fig 2-2).

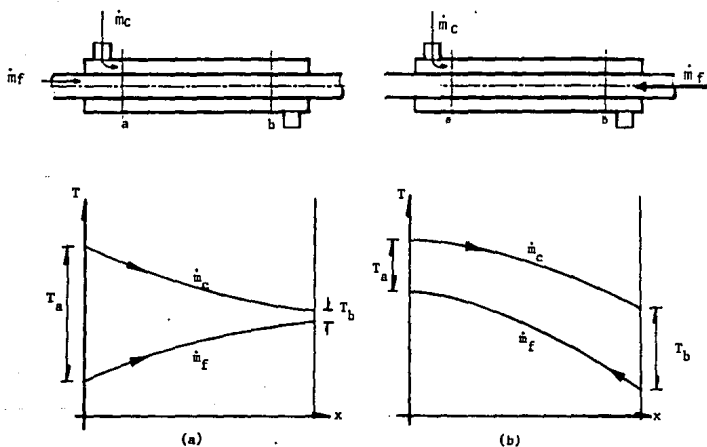


Fig 2-1 Arreglo de Flujos a) Paralelo b) Contracorriente

Las distribuciones de temperatura anteriores se establecen considerando que en ninguno de los dos fluidos se presentará un cambio de fase. Este último caso está fuera del alcance de este trabajo y solo se consideran flujos de líquidos sin cambio de fase.

2.1.4 Diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT):

De los perfiles de temperatura a lo largo del cambiador de calor de tubos concéntricos se observa que la temperatura de los fluidos varía a lo largo del cambiador. Por lo tanto, se hace necesario definir una diferencia de temperatura promedio para poderla substituir en la ecuación (1) y así poder calcular el flujo de calor.

A partir de un balance de energía entre ambos fluidos, se ha definido la diferencia media logarítmica de temperaturas DMLT. Un desarrollo formal de la siguiente expresión se puede encontrar en la referencia [10].

$$DMLT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

donde: ΔT_a y ΔT_b son las diferencias de temperatura señaladas en al figura anterior.

Al definir la DMLT se hacen las siguientes consideraciones:

1) Se considera que las propiedades de los fluidos permanecen constantes a lo largo del cambiador, es decir, que no varían considerablemente con la temperatura.

2) Se considera que el coeficiente global de transferencia de calor, U , permanece constante a lo largo del cambiador.

De estas consideraciones, la segunda implica los mayores riesgos de error debido a que en la realidad el coeficiente de transferencia de calor U varía a lo largo del cambiador, debido a su dependencia de las propiedades de los fluidos, que a la vez son dependientes de la temperatura [8]. Por ello la DMLT debe usarse con cautela para fluidos cuyas propiedades físicas sean fuertemente dependientes de la temperatura, como es el caso de los aceites.

2.1.5 Factor de corrección F de la DMLT:

Cuando se tiene un cambiador cuya trayectoria de los flujos es distinta a un arreglo puro en contracorriente o paralelo, la DMLT debe corregirse con el factor F de forma. Este se suele expresar en forma gráfica y sus valores pueden consultarse en el manual de la TEMA [17].

2.1.6 Coeficiente global de transferencia de calor:

El coeficiente global de transferencia de calor, expresa en un solo término el efecto global del conjunto de todas las resistencias térmicas que se presentan al paso del flujo de calor, entre el fluido caliente y frío. Para ilustrar de mejor manera este concepto, el coeficiente global de transferencia de calor U se puede expresar como el recíproco de una resistencia térmica total.

$$R_{\text{term}} = \frac{1}{U}$$

donde: R_{term} es la suma de las resistencias térmicas particulares.

Tomando como base el flujo de calor desde un fluido caliente que fluye dentro de los tubos de un cambiador de calor de tubo y coraza a otro fluido frío que fluye fuera de este; estas serán:

$R_1 = \frac{1}{h_i}$ Resistencia térmica debido a la interfase del fluido caliente a la pared interior del tubo.

$R_2 = \frac{1}{h_o}$ Resistencia térmica debido a la interfase de la superficie exterior del tubo al fluido frío.

$R_3 = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kl}$ Resistencia térmica debido al espesor del tubo.

donde:

r = Radio de los tubos.

k = Conductancia térmica del material

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección.

A = Area de los tubos.

subíndices: i - interior

o - exterior

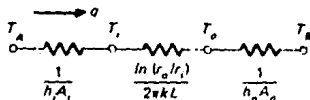
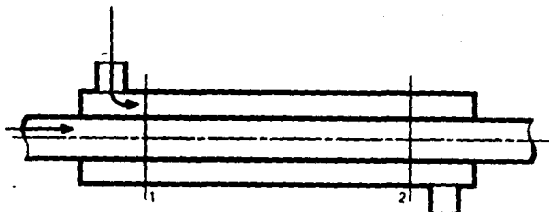


Fig 2-2 Resistencias Térmicas

2.1.7 Coefficientes de transferencia de calor por convección.

La obtención de estos coeficientes, también llamados de película, se ha intentado tradicionalmente por dos métodos; 1) a partir de soluciones exactas de las ecuaciones que rigen la distribución tanto de velocidad como de temperatura de la película del fluido en contacto con el cuerpo y 2) las soluciones empíricas basadas en datos experimentales.

Aunque la primera opción representa la solución ideal del problema, ha estado limitada a casos sumamente simples y específicos que rara vez son aplicables a la solución de problemas prácticos. Con el segundo método se han obtenido relaciones empíricas que han resultado ser de gran utilidad en la práctica y han sido ampliamente aceptadas para el diseño de equipos industriales como cambiadores de calor.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h dependerá de los siguientes factores:

- D diámetro característico
- k conductividad térmica del fluido
- Cp calor específico del fluido (presión constante)
- u velocidad del fluido
- μ viscosidad (dinámica) del fluido
- ρ densidad del fluido.

De acuerdo con el método de Raleigh, el coeficiente de película h puede ser expresado como:

$$h = C u^a D^b \mu^c k^d \rho^m C_p^n$$

donde el coeficiente C y los exponentes a , b , c , d , m y n son constantes. De acuerdo al teorema π de Buckingham el valor de los exponentes correspondientes es:

$$h = C u^m D^{m-1} \mu^{-m+n} k^{-n+1} \rho^m C_p^n$$

A la vez estos términos pueden ser agrupados como sigue:

$$\left(\frac{hD}{k} \right) = C \left(\frac{\rho u D}{\mu} \right)^m \cdot \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^n$$

Los grupos adimensionales anteriores, corresponden a:

$$Re = \left(\frac{\rho u D}{\mu} \right) ; \text{ número de Reynolds}$$

$$Pr = \left(\frac{C_p \mu}{k} \right) ; \text{ número de Prandtl}$$

$$Nu = \left(\frac{hD}{k} \right) ; \text{ número de Nusselt.}$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección, h , dependerá de un gran número de variables. Expresada dentro del número de Nusselt Nu como un grupo adimensional, solo será función del número de Reynolds Re y de Prandtl Pr . La ecuación general para este tipo de correlaciones empíricas es:

$$Nu = C Re^m Pr^n$$

donde:

C y m son constantes de ajuste a una curva particular.

n es generalmente una constante que varía entre 0.33 y 0.6

Sieder y Tate introdujeron un término adicional que corrige la correlación por variaciones de viscosidad debido a la temperatura, según Taborék [12]. Este término está definido como sigue:

$$\phi^p = \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^p$$

donde: μ = viscosidad dinámica

subíndices: w - evaluado a la temperatura de pared.

b - evaluado a temperatura global.

exponentes: p - generalmente depende si el proceso es de enfriamiento o de calentamiento.

Adicionalmente, algunas correlaciones toman en consideración los efectos de entrada, ya que el perfil de velocidades se establece a una

determinada distancia dependiendo de la viscosidad del fluido. Estos efectos son considerados en el término $\left(\frac{L}{D}\right)^x$. Como criterio general para flujos laminares ($Re \leq 2100$) los efectos de entrada pueden ser apreciados hasta a una longitud de 50 diámetros medidos desde la entrada. Para flujo turbulento estos efectos desaparecen antes de los 10 diámetros y por tal motivo, para este régimen de flujo, no se consideran los efectos de entrada salvo para tubos cortos ($2 < L/D < 60$).

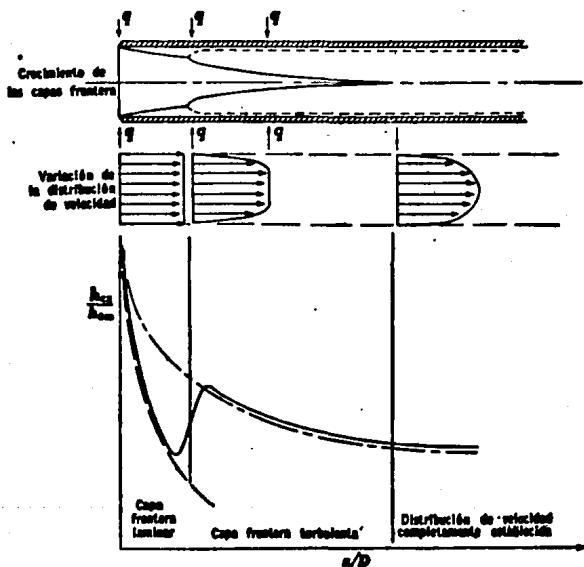


Fig. 2-3 Efectos de entrada en tubos circulares

De esta forma la ecuación general es:

$$Nu = C Re^m Pr^n \phi^p (L/D)^x$$

Cuando se elabora una nueva correlación, el dilema estriba entre la precisión de la correlación y la habilidad para representar una gran variedad de fluidos tanto bajo condiciones de calentamiento como bajo condiciones de enfriamiento.

2.1.8 Coeficientes de película particulares h para cambiadores tubulares.

En este trabajo se consideran únicamente casos de convección forzada. A continuación se presentan las soluciones empíricas más comúnmente empleadas para determinar dichos coeficientes.

1) Lado de tubos:

a) Ecuación empírica propuesta por Sieder y Tate (1936), convección forzada, flujo laminar dentro de tubos.

$$Nu = 1.86 Re_{mb}^{1/3} Pr_{mb}^{1/2} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{mb}}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Los valores están evaluados a la temperatura global media aritmética, T_{mb} y es válida solo para el siguiente rango:

$$Re Pr \frac{D}{L} > 10^8$$

b) Convección forzada, flujo turbulento dentro de tubos; ecuación de Dittus Boelter (1930).

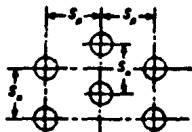
$$Nu = 0.023 Re_{mb}^{0.8} Pr_{mb}^n \quad n = \begin{cases} 0.4 & \text{para calentamiento} \\ 0.3 & \text{para enfriamiento} \end{cases}$$

2) Lado de la coraza:

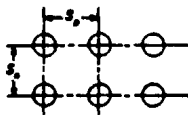
Debido a los desviadores, se puede considerar que el flujo del lado de la coraza fluye perpendicularmente al haz de tubos. Knudsen y Katz proponen la siguiente relación empírica, para flujo transversal sobre bancos de tubos.

$$Nu = C \left(\frac{u D_s}{\nu_f} \right)^n Pr^{1/3}$$

Los coeficientes C y n se obtienen a partir de la tabla propuesta por Grimsom para flujos sobre bancos de tubos.



Arreglo triangular.



Arreglo cuadrado.

Fig 2-4 Nomenclatura para la tabla de Grimsom.

		$\frac{s_2}{s_1}$							
		1.25		1.5		2.0		3.0	
$\frac{s_2}{s_1}$		C	n	C	n	C	n	C	n
Arreglo cuadrado									
1.25		0.388	0.592	0.306	0.608	0.111	0.704	0.0703	0.752
1.5		0.407	0.586	0.278	0.620	0.112	0.702	0.0753	0.744
2.0		0.464	0.570	0.232	0.602	0.254	0.632	0.220	0.648
3.0		0.322	0.601	0.396	0.584	0.418	0.581	0.317	0.606
Arreglo triangular									
0.8		—	—	—	—	—	—	0.238	0.636
0.9		—	—	—	—	0.486	0.571	0.445	0.581
1.0		—	—	0.562	0.568	—	—	—	—
1.125		—	—	—	—	0.531	0.565	0.575	0.580
1.25		0.575	0.556	0.561	0.554	0.576	0.556	0.579	0.582
1.5		0.501	0.588	0.511	0.582	0.502	0.568	0.542	0.568
2.0		0.448	0.572	0.482	0.568	0.335	0.556	0.488	0.570
3.0		0.344	0.592	0.396	0.580	0.488	0.562	0.467	0.574

Fig. Coeficientes para flujo sobre bancos de tubos.

2.2 Evaluación térmica del cambiador ensayado en estado permanente.

La evaluación térmica del modelo experimental en el estado permanente se realizará a partir de los datos experimentales obtenidos. No se emplearán los métodos teóricos convencionales, debido a la gran incertidumbre inherente a estos métodos. Como se ha señalado, la evaluación de los coeficientes particulares de película internos está fuera del alcance de este trabajo.

De la ecuación general de transferencia de calor para un cambiador:

$$\dot{Q} = UA \cdot DMLT$$

El coeficiente global de transferencia U puede obtenerse a partir de:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot DMLT}$$

donde:

U = coeficiente global de transferencia de calor. $\left[\frac{W}{^{\circ}C \cdot m^2} \right]$

A = área de intercambio $[m^2]$

DMLT = diferencia media logarítmica de temperatura. $[^{\circ}C]$

\dot{Q} = Energía que se transmite por unidad de tiempo. [w]

2.2.1 Energía de transferencia.

Balance de energía en estado permanente y considerando cero pérdidas al ambiente:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_c C_{p_c} [T_{c,e} - T_{c,s(\infty)}]$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_f C_{p_f} [T_{f,s(\infty)} - T_{f,e}]$$

donde:

\dot{Q}_1 = Flujo de energía cedida por el fluido caliente. [w]

\dot{Q}_2 = Flujo de energía ganada por el fluido frío. [w]

Calor específico $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \right]$

\dot{m} = flujo másico $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$

T_{ce} = Temperatura de entrada del fluido caliente.

$T_{cs} = T_{cs(\infty)}$ = Temperatura de salida del fluido caliente en $t=\infty$.

T_{fe} = Temperatura de entrada del fluido frío.

$T_{fs} = T_{fs(\infty)}$ = Temperatura de salida del fluido frío en $t=\infty$.

NOTA: todas las temperaturas en $^\circ\text{C}$.

2.2.2 Condiciones para considerar las temperaturas en estado permanente.

1) Las temperaturas de entrada de ambos fluidos T_{ce} y T_{fe} se toman como el promedio de las lecturas registradas durante el tiempo de la prueba.

$$\bar{T}_{ce} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_{ce_i}$$

$$\bar{T}_{fe} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_{fe_i}$$

2) Las temperaturas de salida del estado permanente se obtienen a partir de la máxima temperatura hacia la que tienden las curvas T_f s vs. t y T_c s vs. t a estabilizarse.

En este capítulo se ha presentado la teoría básica sobre transferencia de calor en cambiadores de calor. Posteriormente se

presenta una metodología , para evaluar a partir de las pruebas experimentales (ver cap. IV) las energía de transferencia entre los fluidos y el coeficiente global de transferencia de calor U , en estado permanente.

CAPITULO III

COMPORTAMIENTO DINAMICO DE CAMBIADORES DE CALOR

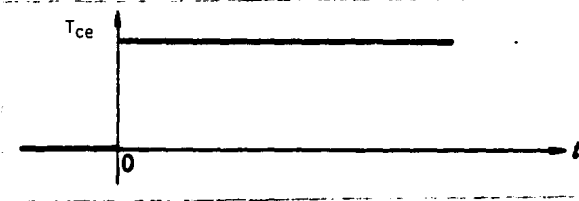
3.1 Introducción:

Todo sistema térmico, como un cambiador de calor tubular, en equilibrio, que sufre un cambio en las condiciones de entrada o de frontera le seguirá un periodo de ajuste llamado estado *transitorio* hasta alcanzar un nuevo equilibrio en el cual las condiciones del sistema ya no varían con el tiempo. Algo similar se presenta cuando se tienen condiciones variables periódicas. En este caso el estado transitorio es cíclico y permanente. La temperatura y el flujo de calor en cualquier punto del sistema varían continuamente pasando a través de los mismos valores en cada ciclo. Un estado transitorio simple puede estar sobrepuesto a una variación periódica. Para fines de estudio del comportamiento dinámico de sistemas se emplea generalmente la respuesta transitoria a una entrada escalón o su respuesta en la frecuencia a una entrada senoidal.

Ambos métodos han sido empleados para determinar características dinámicas de equipos y cada uno tiene sus ventajas sobre el otro. El análisis de la respuesta en la frecuencia es generalmente preferido por los ingenieros dentro del campo de control debido a que es compatible con información publicada de otros equipos de control, lo que facilita determinar características dinámicas globales de lazos de control. La respuesta transitoria tiene la ventaja de ilustrar más claramente la naturaleza del fenómeno físico y por lo tanto resulta más adecuada para los fines que se persiguen en este trabajo.

Adicionalmente el montar una instalación experimental para generar una entrada escalón en temperatura, resulta más económica y ha sido posible lograrlo utilizando materiales y herramientas disponibles. Debido a lo anterior, en este trabajo se optó por analizar la respuesta a una entrada escalón.

$$T_{ce} = \begin{cases} T_{ce(-0)} & t < 0 \\ T_{ce(+0)} & t > 0 \end{cases}$$



$$T_{ce(t)} = T_{ce} \sin wt + \phi$$

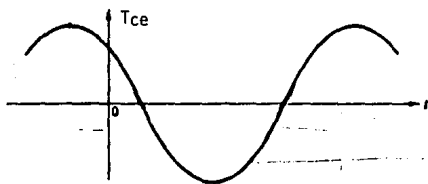
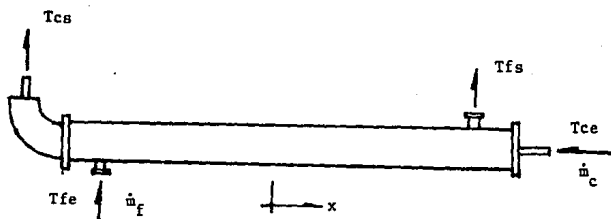


Fig. 3-1 a) Entrada escalón; b) Entrada periódica senoidal.

Debido a la gran complejidad que representa el pretender conocer la distribución de temperaturas en el cambiador, este es considerado como una caja negra en donde solo se conocen las temperaturas de entrada y salida del mismo. Sin embargo, para estimar su capacitancia térmica de acuerdo al método propuesto por Azillion [1], se recurre a detalles sobre los materiales de construcción y dimensiones del cambiador.

3.2 Temperaturas de los fluidos; nomenclatura.

- T_{ce} Temperatura de entrada del fluido caliente.
- $T_{cs(t)}$ Temperatura de salida del fluido caliente.
- T_{fe} Temperatura de entrada del fluido frío.
- $T_{fs(t)}$ Temperatura de salida del fluido frío.



Entradas y salidas de los fluidos

Fig 3-1 Nomenclatura de las temperaturas de entrada y salida del cambiador.

3.3 Caracterización de la respuesta dinámica:

Debido a la naturaleza irreversible del fenómeno de conducción de calor, los cambiadores de calor tubulares solo podrán almacenar energía de una sola forma, como calor. Es de suponer, por lo tanto, que el sistema puede ser tratado como un sistema de primer orden.

Para ilustrar lo anterior se somete un cambiador de calor tubular a una entrada escalón sobre la temperatura de entrada del fluido caliente T_{ce} , que fluye del lado de los tubos. Manteniendo la temperatura de entrada del fluido frío T_{fe} , así como los flujos másicos de los fluidos \dot{m}_c y \dot{m}_f constantes, se observa que la respuesta de la temperatura del fluido frío a la salida $T_{fs(t)}$, así como la temperatura del fluido caliente a la salida $T_{cs(t)}$ se asemejan a la respuesta de un sistema de primer orden a una entrada escalón. Sin embargo, este comportamiento puede ser demostrado al graficar los puntos de la curva $T_{fs(t)}$ y $T_{cs(t)}$ contra el tiempo, en un plano semilogarítmico. En este las curvas se trazarán como rectas si el sistema es de primer orden.

Probado lo anterior, las temperaturas de salida $T_{fs(t)}$ y $T_{cs(t)}$ estarán determinadas por las siguientes ecuaciones:

$$T_{cs(t)} = T_{cs(0)} + [T_{cs(\infty)} - T_{cs(0)}] (1 - e^{-(t-t_{rc})/\tau_c})$$

$$T_{fs(t)} = T_{fs(0)} + [T_{fs(\infty)} - T_{fs(0)}] (1 - e^{-(t-t_{rf})/\tau_f})$$

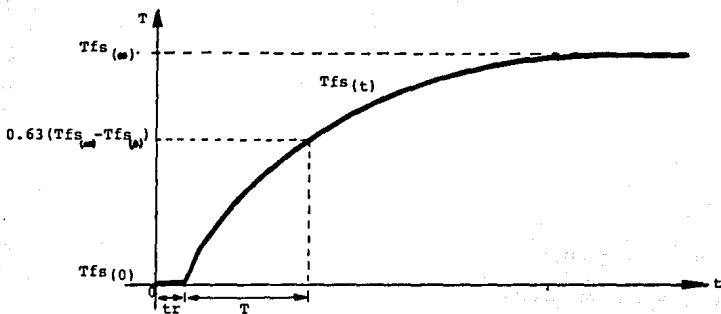


Fig 3-3 Gráfica de la respuesta característica de T_{fs} y T_{cs} en el tiempo.

Las curvas de las anteriores están definidas por los valores iniciales y finales de la función, en este caso las temperaturas, y la constante de tiempo τ (fig. 3-3). Cabe señalar que cuando cualquiera de las funciones anteriores es evaluada en $t = \tau$, su valor será el 63.2% del valor final, ya que;

$$e^{-1/\tau} = e^{-1} = 0.377$$

La constante de tiempo es un parámetro que denota la velocidad de aporte de energía al sistema a su capacidad de almacenamiento de la misma. Haciendo una analogía con un circuito eléctrico RC, formado por un capacitor y un resistor, la constante de tiempo está definida como sigue:

$$\tau = R_{\text{term}} C_{\text{term}}$$

donde: τ = constante de tiempo [seg]

$$R_{\text{term}} = \text{resistencia térmica} \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$C_{\text{term}} = \text{capacitancia} \left[\frac{\text{KJ}}{^{\circ}\text{C}} \right]$$

3.4 Evaluación del cambiador en estado no permanente.

3.4.1 Flujos de calor en el sistema: *

\dot{Q}_1 Flujo de energía cedida por el fluido caliente.

\dot{Q}_2 Flujo de energía ganada por el fluido frío.

\dot{Q}_3 Flujo de energía al sistema.

3.4.2 Balance de energía en el cambiador en estado no permanente:

Los siguientes balances de energía se hacen considerando al cambiador perfectamente aislado y sin pérdidas de calor al ambiente.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3$$

por lo tanto el calor transferido al sistema es:

$$\dot{Q}_3 = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2$$

donde:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_c C_c (T_{ce} - T_{cf(t)})$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_f C_f (T_{fe(t)} - T_{fe})$$

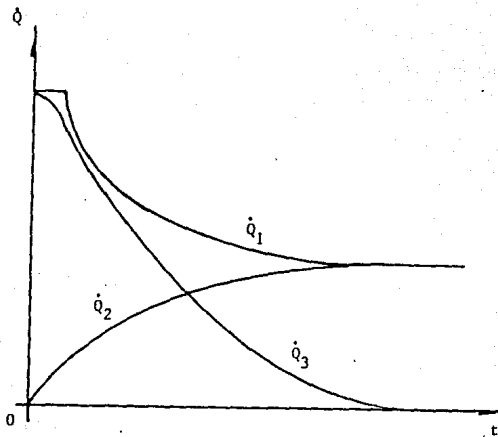


Fig. 3-4 Flujos de calor transitorios en el cambiador.

El flujo de calor $\dot{Q}_{3(t)}$ solo se presenta durante el estado *transitorio* y desaparece cuando se alcanza el equilibrio. Mientras tanto los flujos de calor $\dot{Q}_{1(t)}$ y $\dot{Q}_{2(t)}$ tienden asintóticamente al mismo valor que adquieren en el estado *permanente* (fig. 3-4). Estas curvas pueden ser ajustadas, de igual manera, a una ecuación exponencial como se muestra a continuación. Para el flujo de calor transitorio $\dot{Q}_{3(t)}$:

$$\dot{Q}_{3(t)} = \dot{Q}_{3(0)} \cdot e^{-t/\tau} \quad \dots(6)$$

Debido a que este flujo de calor es transitorio, \dot{Q}_3 desaparecerá una vez que se hayan alcanzado las condiciones de equilibrio y por lo tanto $\dot{Q}_{3(m)} = 0$.

Al ajustar el flujo de calor $\dot{Q}_3(t)$ a una ecuación exponencial como la mostrada anteriormente, el calor que se acumula en el sistema

puede ser estimado fácilmente al integrar la ecuación en el intervalo de tiempo en que se presente dicho flujo de calor. El valor de la integral de la curva para el intervalo de $t=0$ a $t=\infty$ es: (ver apéndice)

$$Q_3 = \dot{Q}_{3(0)} \tau_0$$

donde:

τ_0 = la constante de tiempo obtenida de la ecuación exponencial

3.5 Análisis de la capacitancia térmica global del cambiador.

Las capacitancias térmicas individuales que participan en el modelo pueden ser estimadas teóricamente a partir de las dimensiones del cambiador y las propiedades de los fluidos de trabajo, evaluadas a las temperaturas medias correspondientes. Así, la capacitancia global del sistema C_T puede ser evaluada según ha sido propuesto por Azilion et. al. [26].

$$C_T = C_c + C_f + C_t + C_s$$

1) Capacitancia térmica del fluido caliente:

$$C_c = \rho_c V_c C_{p_c}$$

2) Capacitancia térmica de los tubos: **

$$C_t = M_t C_{p_t}$$

Estando las propiedades físicas de los puntos anteriores evaluadas a la temperatura promedio del fluido caliente definida como sigue:

$$\bar{T}_c(t) = \frac{T_{cs} + T_{ce}(t)}{2}$$

3) Capacitancia térmica del fluido frío:

$$C_f = \rho_f V_f C_p$$

4) Capacitancia térmica de la coraza:

$$C_s = M C_p$$

Estando las propiedades físicas de los puntos anteriores evaluadas a la temperatura promedio del fluido frío definida como sigue:

$$\bar{T}_f(t) = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2}$$

donde: C - capacitancia térmica $\left[\frac{KJ}{^{\circ}C} \right]$

C_p - calor específico $\left[\frac{KJ}{^{\circ}C m^3} \right]$

ρ - densidad $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$

M - masa del cuerpo (Kg)

V - Volúmen (m³)

subíndices:

- c fluido caliente
- r fluido frío
- t tubos (internos)
- s coraza

Se desprende de lo anterior que la capacitancia térmica de un cambiador de calor dependerá tanto del cuerpo mismo del cambiador como de los fluidos de trabajo. La primera puede considerarse una capacitancia térmica *sólida* que dependerá de la masa y capacitancia térmica de los materiales de construcción del cambiador como son los tubos, coraza e inclusive aislamiento ($C_t + C_s$). La segunda, que podemos llamar *flúida*, dependerá de las propiedades térmicas de los fluidos y de su volúmen contenido dentro del sistema ($C_f + C_c$).

Para el caso en que los fluidos de trabajo sean líquidos (como es el caso particular tratado en este trabajo), la capacitancia debido a estos (*flúida*) será generalmente mucho mayor que la primera (*sólida*)

La respuesta de las temperaturas de los fluidos de salidas a una entrada escalón en temperatura, presentes en un cambiador de calor tubular, pueden ser ajustadas a ecuaciones exponenciales. De esta forma, la respuesta está caracterizada por los valores iniciales y finales de las temperaturas de los fluidos de salida ($T_{cs}(t)$ y $T_{cr}(t)$) y sus constantes de tiempo correspondientes (τ_c y τ_r). Así mismo se ha señalado que la constante de tiempo τ depende a la vez de la capacitancia térmica global del sistema y la velocidad a la que se le

aporte calor. La capacitancia térmica global depende de la masa del cambiador y de los fluidos contenidos dentro del mismo. El flujo de calor depende principalmente del régimen de flujo de los fluidos, que tiene un efecto directo en los coeficientes de transferencia de calor por convección h , y los gradientes de temperaturas presentes.

Por lo señalado anteriormente no es posible definir una capacitancia térmica única para un cambiador determinado. La capacitancia global térmica no sólo depende de las características físicas del cambiador sino también de la de los fluidos, así como de las condiciones de operación.

CAPITULO IV

DESCRIPCION DEL SISTEMA EXPERIMENTAL

4.1 Introducción.

En este capítulo se describe en forma general la instalación experimental, los dispositivos de medición y los procedimientos que se siguieron para llevar a cabo una corrida de ensayos típica. Para realizar las pruebas experimentales se utiliza un cambiador de calor, que junto con otros dos conectados en serie, constituyen un sistema de calentadores de aceite térmico para una planta solar. El cambiador fue desmontado y trasladado al patio de pruebas. Allí fue desarmado, limpiado y acondicionado para las pruebas en la forma que a continuación se describe.

4.2 Descripción del Cambiador de Calor Ensayado.

El cambiador del modelo experimental es un cambiador de calor de tubo y coraza, de un paso y cabezas flotantes. La coraza corresponde a la clasificación E de la TEMA. Los extremos anterior y posterior son atípicos y no corresponden a ninguna clasificación de la referencia antes mencionada (fig 2-6). Así mismo, la cabeza flotante está formada por una junta de expansión interna de acero inoxidable. Este arreglo poco peculiar permite incrementar el área de transferencia de calor a través de la misma junta, así como reducir su tamaño y costo por estar colocada dentro de la coraza (fig 4-1).

El cuerpo de la coraza es un tubo de acero de 8" (203.2mm) de diámetro nominal cédula 20 con extremos bridados y de 6340 mm de longitud.

El haz de tubos está formado de 21 tubos de 5/8" (12.7mm) de diámetro nominal tipo BWG colocados en arreglo cuadrado con una distancia entre centros de 1" (25.4 mm) (fig. 4-3). Tienen una longitud de 6000 mm y en sus extremos están sujetos por espejos fabricados de metales suaves de 1" (25.4 mm) de espesor (fig 4-2).

Así mismo, el haz de tubos está dividido por siete desviadores segmentados. Los desviadores están sujetos y distribuidos regularmente a 734 mm por cuatro barras de acoplamiento y espaciadoras de 1/4" (6.35mm) de diámetro nominal (fig 4-3).

4.3 Algunas dimensiones características.

1) Área de intercambio A:

Para los siguientes cálculos, se tomarán las dimensiones del modelo experimental que fueron obtenidas a partir de medición directa al ser desarmado, y a partir de sus planos de construcción.

Diámetro de los tubos [17]: $\phi_e = 15.873$ mm e - exterior
 $\phi_i = 14.09$ mm i - interior

Longitud: $l = 6000$ mm

Números de tubos: $n = 21$

Area de intercambio:

$$A = \pi \cdot \phi_e \cdot \ell \cdot n$$

$$A = 6.283 \text{ [m}^2\text{]}$$

NOTA: El área de intercambio es igual a la superficie exterior de los tubos.

2) Areas de flujo:

a) Lado de tubos:

$$a_t = \frac{n \cdot A_i}{N}$$

siendo: $n = 21$

$$A_i = 1.559 \times 10^{-4}$$

$$N = 1$$

donde: $n =$ número de tubos

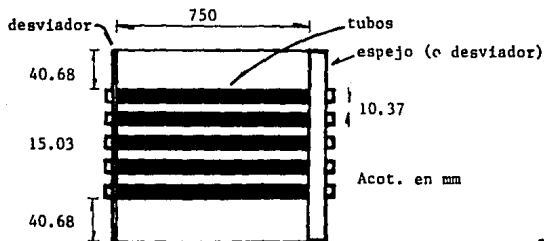
$A_i =$ área transversal interna de un tubo

$N =$ número de pasos.

$$a_t = 3.274 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

b) Lado de la coraza:

Considerando un flujo transversal, el área de flujo máxima para el lado de la coraza se encuentra en el plano de mayor diámetro.



$$a = 0.1307 \text{ [m}^2\text{]}$$

Fig. 4-1 Área libre transversal máxima dentro de la coraza.

3) Diámetros hidráulicos equivalentes:

Con el fin de poder calcular el número de Reynolds en el fluido del lado de la coraza, Kern [11] ha definido un diámetro equivalente

D_e que para un arreglo cuadrado se define como sigue:

$$D_e = \frac{4 \times \text{área libre}}{\text{perímetro húmedo}}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi \frac{\phi_o^2}{4})}{\pi \cdot \phi_o}$$

donde: P_T - Espaciado entre los tubos (25.4 mm)

ϕ_o - Diámetro exterior del tubo (15.873 mm).

C' - Distancia libre entre dos tubos contiguos.

$$\underline{D_e = 34.1 \text{ mm} = 0.034 \text{ m}}$$

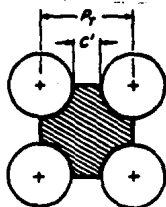


Fig. 4-2 Arreglo cuadrado, dimensiones características.

4) Volúmenes internos:

a) Lado de tubos:

$$V_t = a_t \cdot \ell \quad (\text{parámetros ya definidos en los puntos 1 y 2})$$

$$V_t = 1.9644 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

b) Lado de la coraza:

Para el tubo de acero que conforma la coraza se reportan las siguientes dimensiones [11]:

Diámetros: $\phi_{\text{nom}} = 8$ (203.2 mm) Tubo de acero ced. 40

$$\phi_c = 8.625 \text{ (219.075 mm)}$$

$$\phi_i = 7.981 \text{ (202.7174 mm)}$$

Volumen de la coraza vacía:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot \phi_i^2}{4} \cdot \ell \quad (\text{donde: } \phi_i - \text{diámetro interno de la coraza.})$$

$$V_1 = 0.1937 \text{ [m}^3\text{]}$$

Volúmen que ocupa el haz de tubos dentro de la coraza:

$$V_2 = \frac{\pi \cdot \phi_o^2}{4} \cdot n \cdot \ell \quad (\text{donde: } \phi_o - \text{diámetro exterior de los tubos.})$$

$$V_2 = 2.4933 \times 10^{-2} \text{ [m}^3\text{]}$$

Volúmen real estimado del fluido del lado de la coraza
contenido dentro de esta:

$$V_s = V_1 - V_2$$

$$V_s = 0.1687 \text{ [m}^3\text{]}$$

4.4 Banco de Pruebas.

Para llevar a cabo las pruebas experimentales, el cambiador de calor fue retirado de la casa de máquinas de la planta solar y llevado al patio de pruebas del mismo lugar. Posteriormente fue desarmado y limpiado para reducir en lo posible la resistencia térmica que pudiera provocar la acumulación de suciedad.

El fluido de trabajo que se usó en estos ensayos fué agua potable de la red de Ciudad Universitaria. El almacenamiento de ésta se llevó a cabo en dos tanques, uno de 1000 l de capacidad para contener agua fría y otro para agua caliente, de 700 l de capacidad, aislado térmicamente, con resistencias eléctricas para el calentamiento, una de 4.29 Kw y otra de 1.86 Kw, ambas a 220 VCA.

El agua caliente fue circulada por una bomba centrífuga a su vez impulsada por un motor de 1 HP, mientras que el agua fría fluía por gravedad. Para esta última se mantiene el nivel del tanque constante por medio de un sistema de suministro controlado por un sistema flotador-válvula. Este arreglo permitió tener una carga hidráulica

constante de 2.40 m durante las pruebas. El agua caliente fue conducida por una tubería de cobre de 3/4" (19.05mm) de diámetro nominal, aislada térmicamente. Para el fluido frío se utilizó una tubería similar pero sin aislamiento térmico (fig 4-4).

4.5 Medición de la temperatura.

4.5.1 Elemento Sensor.

La medición de temperaturas de los flujos se llevaron a cabo con termopares descubiertos como elemento sensor. Estos fueron elegidos debido a su disponibilidad, bajo costo y buena precisión. Sin embargo, la naturaleza dinámica del experimento obligó a evaluar la respuesta de los termopares de donde se desprenden los dos diseños de sensores que se emplearon en las pruebas.

a) En el primero, el termopar fué montado dentro de un tubo de cobre de 1/2" de diámetro nominal, protegido interiormente por una manguera y cuya punta se fijó en un extremo mediante resina epóxica. A la vez, este arreglo se sujetó dentro de la línea de conducción del fluido para permitir registrar la temperatura directamente en el centro del conducto. Este tipo de arreglo se empleó para registrar las temperaturas de entrada de los fluidos (fig. 4-6a).

b) En el segundo, se empleó el cuerpo de un bolígrafo para sujetar el termopar. La punta nuevamente se fijó con resina epóxica. El emplear un material de baja conductividad térmica, como lo es el

plástico, permitió mejorar sensiblemente la respuesta dinámica de dichos termopares. Por ello estos últimos fueron empleados para registrar las temperaturas de salida (fig 4-6b).

La respuesta dinámica se evaluó haciendo una sencilla prueba en donde los termopares eran sometidos a cambios bruscos de temperatura entre recipientes con agua a distintas temperaturas. Uno conteniendo una mezcla de hielo picado y agua a 0°C , otro a temperatura ambiente, y otro más con agua hirviendo a 92.5°C . La medición de las temperaturas se llevó a cabo por medio de un multímetro digital con una referencia fría de hielo picado y agua, dentro de un vaso térmico. La confiabilidad del multímetro fue corroborada con otro multímetro digital verificándose que ambos dieran la misma lectura. Cabe advertir que la respuesta dinámica de los termopares dependerá de su capacitancia térmica así como de la velocidad a la que se les aporte calor. Esta última condición a la vez dependerá de la velocidad del flujo que se está sensando ya que se modifica el coeficiente de película h , del fluido al termopar [23]. Por lo tanto, los tiempos de respuesta de los sensores registrados no necesariamente corresponden a los que se tendrán durante la prueba en el cambiador. Sin embargo esta prueba permitió evaluar cualitativamente los distintos sensores ensayados.

Las señales registradas por los termopares fueron conducidas desde los puntos de medición a un selector de canales. De esta forma,

era posible leer las cuatro lecturas en un lapso de doce segundos.

4.5.2 Error estimado en la medición del elemento sensor.

El error de las mediciones fue evaluado comparando la temperatura registrada por los termopares y por un termómetro de mercurio cuyo error de medición es del orden de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$. Las curvas muestran que el error máximo de estas lecturas es de $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$. Debido a que se están midiendo diferencias de temperaturas de 55°C , el error máximo posible es de 3°C y representa un error en porcentaje de esta diferencia máxima del 5.5%.

4.6 Medición del Gasto Volúmetrico.

Método Empleado.

La medición del gasto se hizo en forma directa en la cual simplemente se mide el tiempo requerido para llenar un recipiente de un volumen conocido. El depósito empleado fué un bote de plástico cilíndrico cuyo volumen fué determinado tomando como referencia una probeta graduada de un litro. A la vez la medición del tiempo se llevó a cabo con un cronómetro digital.

Con el fin de tomar las lecturas del gasto sin tener que interrumpir el flujo de agua, se dispuso de un arreglo de tubería en las salidas de los flujos del cambiador. Este permitía orientar el chorro del flujo de salida dentro o fuera del depósito para poder controlar exactamente el tiempo de inicio de llenado.

4.7 Procedimiento de las pruebas experimentales.

4.7.1 Objetivo.

El objetivo de las pruebas experimentales fué someter al cambiador de calor a una entrada escalón de temperatura en el flujo caliente en el tiempo inicial $t=0$. Durante el tiempo de relajación ($t>0$), la temperatura de los fluidos a la entrada así como su régimen de flujo, permanecen constantes. Se midió la progresión de las temperaturas de salida de ambos fluidos en intervalos de 15 seg. durante los primeros tres minutos y cada 30 segundos por el resto de la prueba. En todas las pruebas el fluido caliente circuló dentro de los tubos y el frío del lado de la coraza.

Previo a cada prueba, la temperatura del cuerpo del cambiador se estabilizó a la temperatura del fluido frío para asegurar una misma temperatura de referencia en todo el sistema al inicio de la prueba.

4.7.2 Preparación previa a las pruebas.

1.- Calentamiento del agua

- a) Se enciende las resistencias del tanque de agua caliente. Al cabo de cinco horas aproximadamente se alcanza la temperatura de prueba (50 a 70 °C).

2.- Estabilización de las temperaturas del cambiador

- a) Se conecta, con una manguera, la línea de agua fría a la salida del flujo caliente para desplazar el agua en el interior de los tubos.
- b) Se abre la válvula que controla el flujo de agua fría para circularla por el lado de la coraza y por dentro de los tubos. De esta forma se logra estabilizar la temperatura del sistema en un menor tiempo, típicamente de 7 a 12 minutos.
- c) Para verificar que el sistema se encuentra estabilizado, se midieron las temperaturas de entrada y salida hasta que ambas se encontraran dentro de un rango de 2 °C de diferencia entre sí.

3.- Estabilización de la tubería de conducción de agua caliente.

- a) Se enciende la bomba del flujo caliente para circularlo a través del circuito de recirculación con el fin de estabilizar la temperatura en la tubería de conducción del tanque de agua caliente, a la entrada del cambiador.
- b) Durante el período de estabilización se midió la temperatura de entrada del cambiador hasta que esta no presentara una variación mayor a 0.5 °C en tres intervalos sucesivos de 1 minuto.

4.7.3 Iniciación de la prueba.

- a) Se cierra la válvula de retorno al tanque de agua caliente a través del circuito de recirculación. Inmediatamente se abre la válvula de cierre rápido de la línea de agua caliente con el fin de que ésta entre inmediatamente al cambiador, lográndose así la entrada escalón en temperatura. En este momento se inicia el conteo del tiempo.

- b) Durante la prueba se tomaron lecturas de las temperaturas de entrada y salida de ambos flujos en intervalos de 30 seg. además se midieron los flujos de ambos fluidos durante la misma.

- c) El tiempo de la prueba estuvo determinado por el suministro de agua caliente. La duración típica era de 15 min. teniendo la válvula de suministro abierta al 100%.

El procedimiento de pruebas definitivo, así como la instalación para las pruebas experimentales, fueron resultado de una serie de doce pruebas preliminares. Durante estas, se corrigieron deformaciones de la entrada escalón, inducidas por el transitorio de la línea de conducción del fluido caliente. Asimismo, se llegó al diseño de los elementos sensores de temperatura con excelentes características dinámicas, evitándose al máximo, la conducción de calor al soporte de los mismos.

Con al instalación y procedimientos de pruebas anteriores, fué posible generar una entrada escalón en temperatura de muy buena calidad, es decir, que tenía una forma muy parecida a su definición matemática. Sin embargo no se tuvo control sobre la temperatura del agua fría ya que esta se empleaba directamente de la red.

4.8 Diagramas y dibujos.

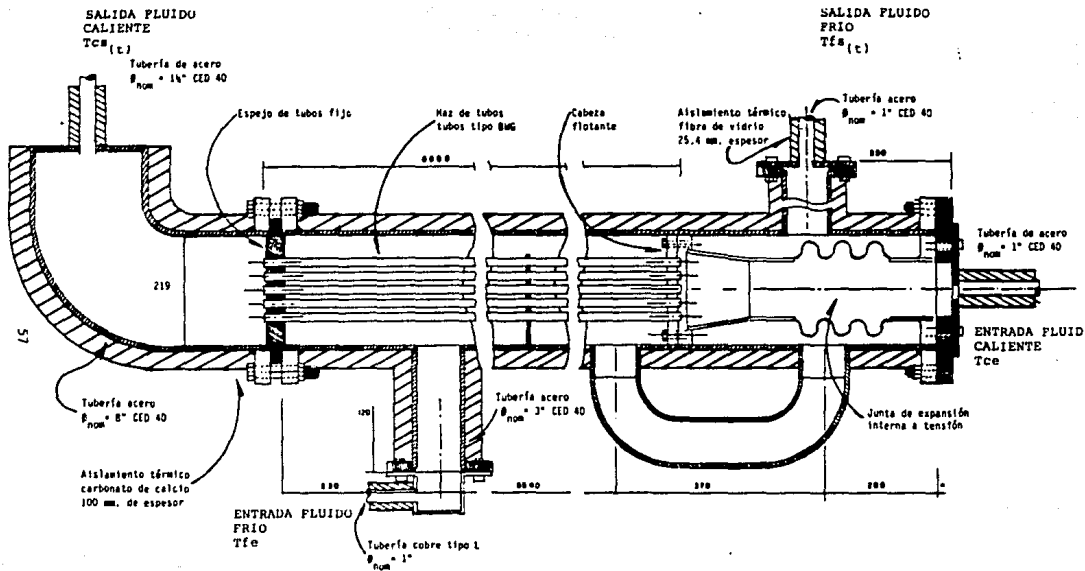


Fig. 4-3 CORTE LONGITUDINAL DEL MODELO EXPERIMENTAL

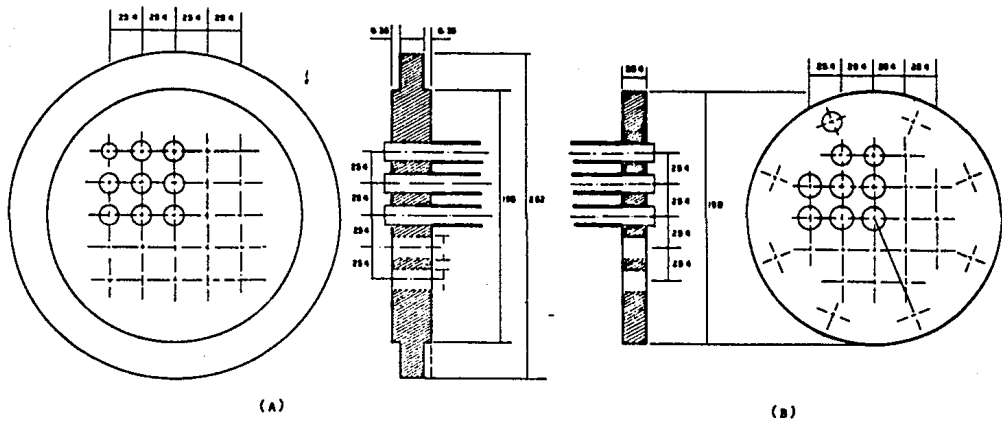
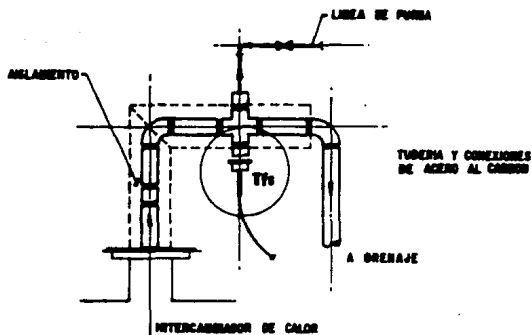
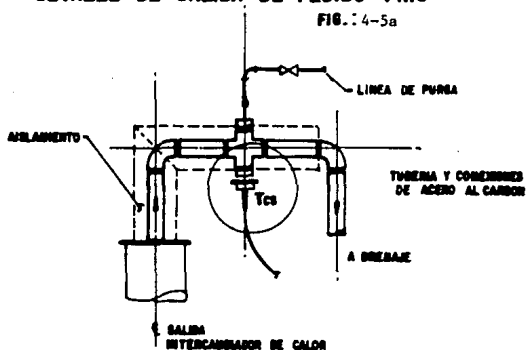


Fig. 4-4 DETALLE ESPEJO A) FIJO Y B) FLOTANTE



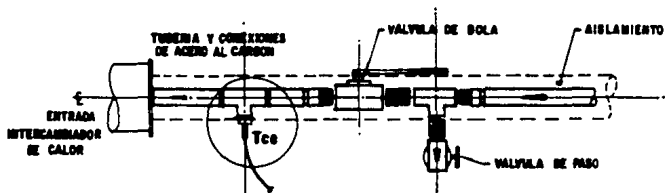
DETALLE DE SALIDA DE FLUIDO FRIO

FIG.: 4-5a



DETALLE DE SALIDA DE FLUIDO CALIENTE

FIG.: 4-5b



DETALLE DE ENTRA DE FLUIDO CALIENTE

FIG.: 4-5c

NOMENCLATURA

T_{ce}	TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO CALIENTE
T_{cs}	TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO CALIENTE
T_{fe}	TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO FRIO
T_{fs}	TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO FRIO

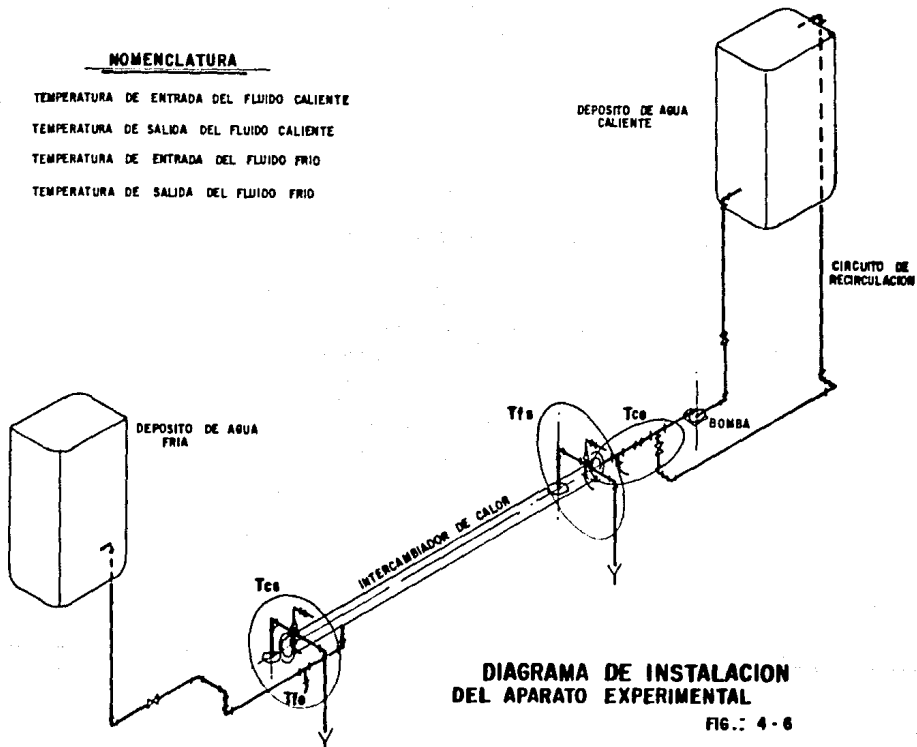


DIAGRAMA DE INSTALACION
DEL APARATO EXPERIMENTAL

FIG.: 4-6

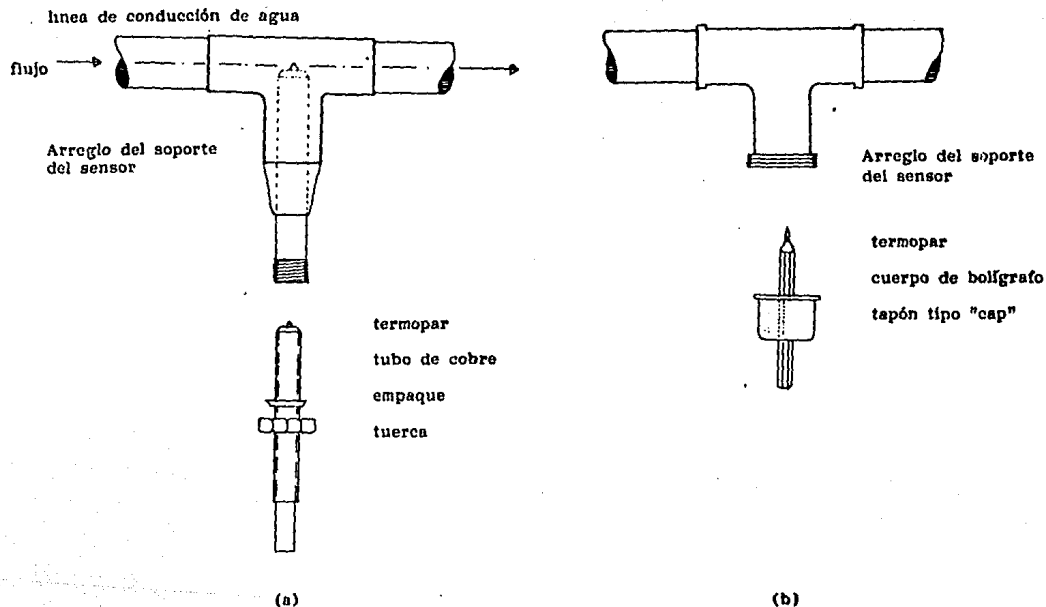
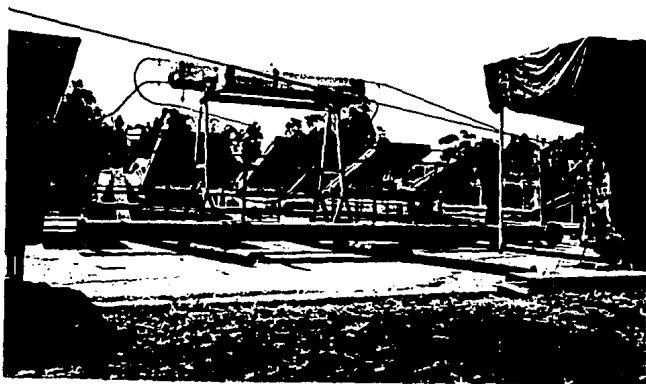


Fig. Detalle del montaje de los elementos sensores de temperatura.
 a) flujos de entrada b) flujos de salida

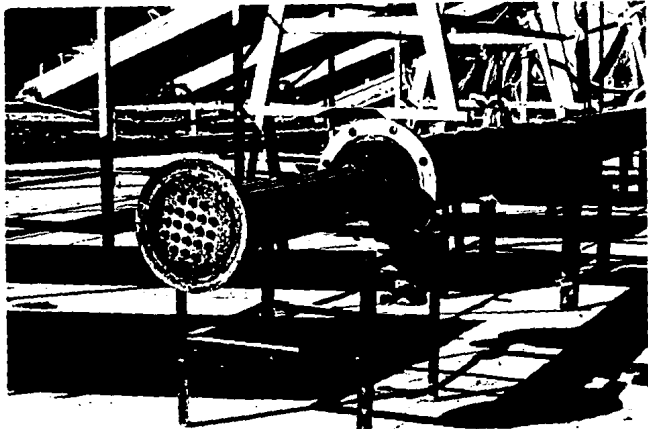
4.9 Fotografías.



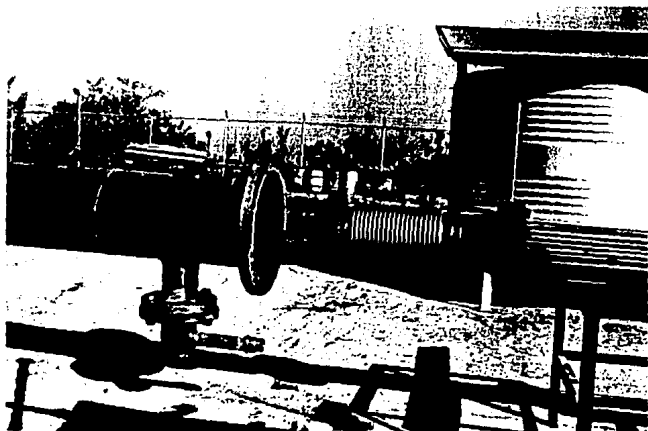
4-1 CALDERA DE ACEITE DE LA PLANTA SOLAR DE DONDE
RETIRADO EL CAMBIADOR ENSAYADO.



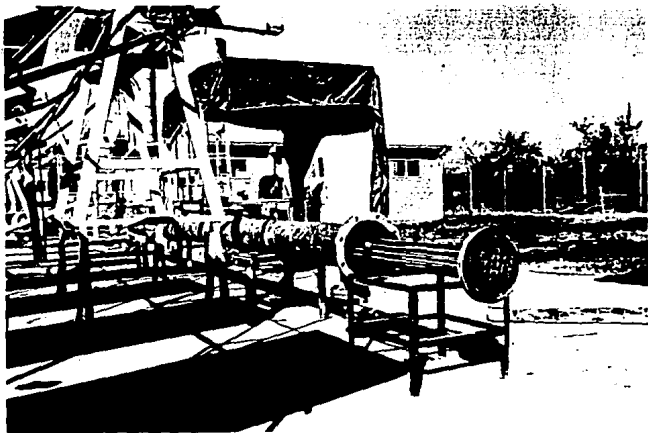
4-2 TRASLADO DEL CAMBIADOR AL PATIO DE PRUEBAS.
SE PUEDE APRECIAR SU CONSTRUCCION SUMAMENTE
ESBELTA.



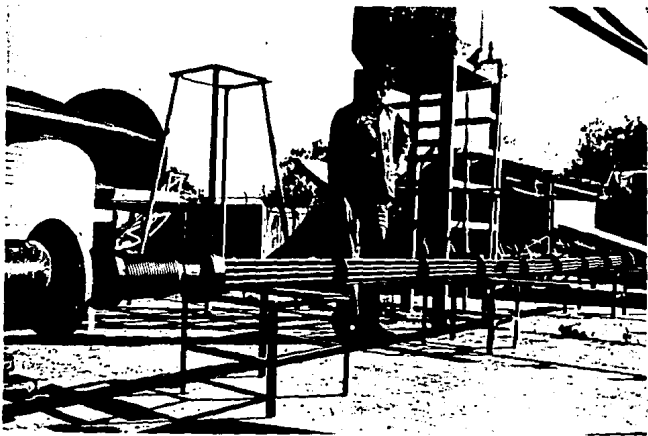
4-3 EL CAMBIADOR ES DESARMADO PARA LIMPIARLO. -
EN LA FOTOGRAFIA SE APRECIA EL ESPEJO FIJO Y
ARREGLO DE TUBOS.



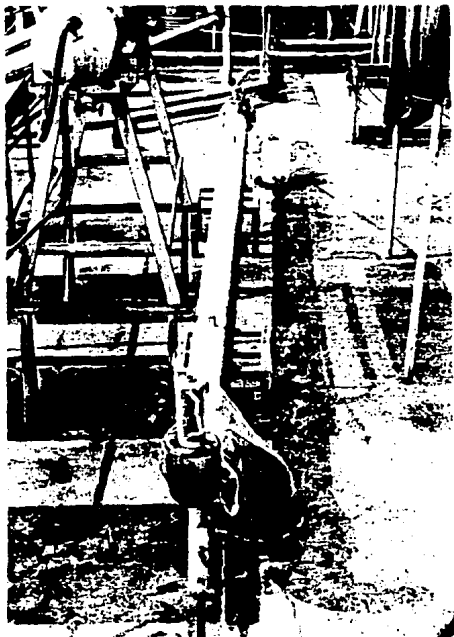
4-4 DETALLE DE LA JUNTA DE EXPANSION INTERNA.



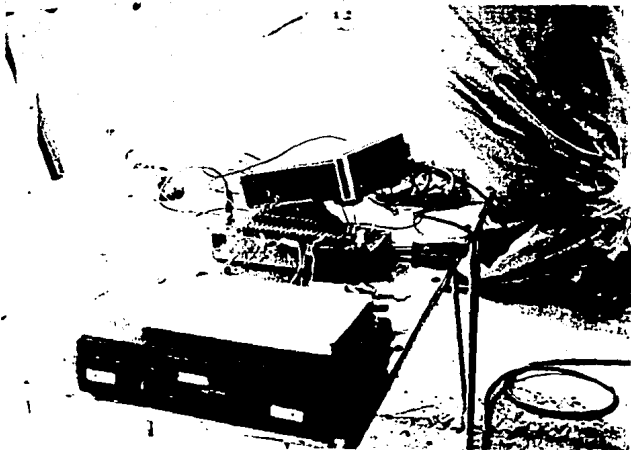
4-5 OTRA VISTA DEL COMBIADOR AL SER DESARMADO.



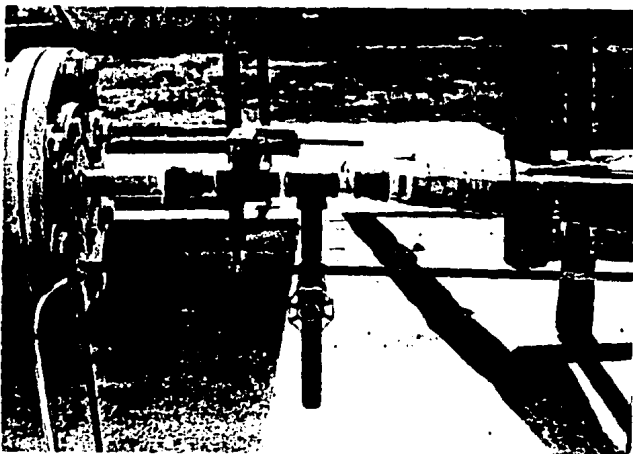
4-6 HAZ DE TUBOS; SE PUEDE APRECIAR LA DISTRIBUCION DE LOS DISVIADORES Y POR ATRAS, EL DEPOSITO DE AGUA - FRIA.



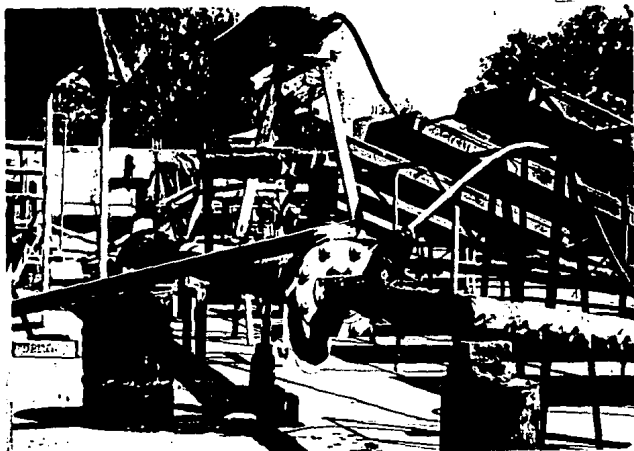
4-7 VISTA SUPERIOR DEL CAMBIADOR. EN EL EXTREMO MAS CERCANO SE APRECIA LA SALIDA DEL FLUIDO CALIENTE (ARRIBA) Y LA ENTRADA DEL FLUIDO FRIO (ABAJO). EN ESTE PUNTO TODAVIA NO HAN SIDO COLOCADOS LOS-ARREGLOS DE SALIDA DE LOS FLUIDOS NI EL AISLAMIENTO TERMICO.



4-8 SELECTOR DE CANALES Y MULTIMETRO DEGITAL -
QUE SE TOMARON LAS LECTURAS DE TEMPERATURA.



4-9 DETALLE DEL ARREGLO DE LA ENTRADA DEL FLUIDO -
CALIENTE. SE APRECIA LA VALVULA DE CIERRE RAPIDO
LA DERIVACION DEL CIRCUITO DE RECIRCULACION Y LA
ENTRADA DEL ELEMENTO SENSOR.



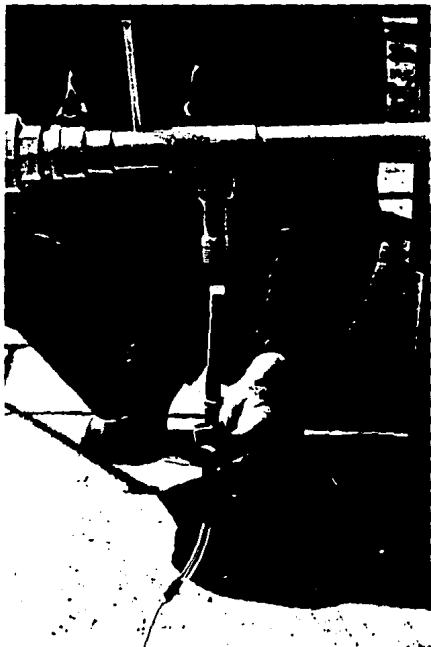
4-10 SE APRECIA EN LA PARTE SUPERIOR EL ARREGLO DE LA SALIDA DEL FLUIDO FRIO. EN ESTE SE APRECIA EL ELEMENTO SENSOR MONTADO (ABAJO) Y LA VALVULA PURGA (ARRIBA). ASIMISMO, SE APRECIA UNA CANALETA PARA CONDUCIR EL AGUA FUERA DEL PATIO DE PRUEBAS Y EL VASO TERMICO DEBAJO DE ESTE. EN LA PARTE ANTERIOR SE APRECIA LA CONEXION CON MANGUERA DEL CIRCUITO DE RECIRCULACION.



4-11 DETALLE DE LA CANALETA MENCIONADA ANTERIORMENTE,
Y LA SALIDA DEL FLUIDO FRIO CON LA TUBERÍA ----
ORIENTABLE PARA MEDIR EL GASTO VOLUMETRICO.



4-12 ELEMENTO SENSOR TIPO "A" PARA LOS FLUJOS DE -
ENTRADA. SE APRECIA LA PARTE SUJETA POR RESINA
EPOXICA Y LA PUNTA DEL TERMOPAR.



4-13 COLOCACION DEL ELEMENTO SENSOR EN LA LINEA DE -
ENTRADA DEL FLUIDO CALIENTE.



4-14 EL ELEMENTO SENSOR SE FIJA CON LA TUERCA TAL -
Y COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA. NOTESE EN EL
EXTREMO INFERIOR LA MANGUERA PROTECTORA DEL --
TERMOPAR Y LOS HILOS DEL MISMO.

CAPITULO V

RESULTADOS EXPERIMENTALES

5.1 Introducción.

Los resultados experimentales obtenidos a partir de las pruebas descritas en el capítulo anterior, son presentados aquí. Se llevaron a cabo tres pruebas en las cuales se somete el cambiador de calor a una entrada escalón en la temperatura del flujo caliente T_{c0} manteniendo los otros parámetros constantes. En las cuatro pruebas los regímenes de flujo fueron modificados con el fin de explorar la respuesta bajo dichas condiciones. Para todos los casos, el fluido caliente se hizo circular del lado de los tubos, y el frío del lado de la coraza. Para llegar a obtener estos resultados experimentales, las pruebas que aquí se reportan, fueron precedidas por una serie de diez pruebas preeliminares. Durante estas se hicieron modificaciones tanto a la instalación como al procedimiento de pruebas para llegar eventualmente a los resultados que aquí se reportan.

5.2 Resúmen de fórmulas que han sido presentadas en este trabajo y que son empleadas para el siguiente análisis.

1) Temperaturas de los fluidos; nomenclatura.

T_{ce} Temperatura de entrada del fluido caliente.

$T_{cs(t)}$ Temperatura de salida del fluido caliente.

T_{fe} Temperatura de entrada del fluido frío.

$T_{fs(t)}$ Temperatura de salida del fluido frío.

2) Temperaturas medias de los fluidos:

a) Fluido caliente:

b) Fluido frío:

$$\bar{T}_{c(t)} = \frac{T_{ce} - T_{cs(\infty)}}{2}$$

$$\bar{T}_{f(t)} = \frac{T_{fe} - T_{fs(\infty)}}{2}$$

3) Diferencia media de temperaturas logarítmica.

$$DMLT = \frac{(T_{ce} - T_{fs(\infty)}) - (T_{cs(\infty)} - \bar{T}_{fe})}{\ln \left[\frac{\bar{T}_{ce} - T_{fs(\infty)}}{T_{cs(\infty)} - \bar{T}_{fe}} \right]}$$

4) Temperaturas en el estado permanente.

$$\bar{T}_{ce} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} T_{ce_i}$$

$$\bar{T}_{fe} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} T_{fe_i}$$

NOTA: Para las temperaturas de salida en el estado permanente se considera aquel valor en el que estas tienden a estabilizarse. Estos

valores se obtienen por inspección directa de las curvas de temperatura contra el tiempo.

5) Flujos másicos.

$$\dot{m}_c = G_c \cdot \rho_c$$

$$\dot{m}_f = G_f \cdot \rho_f$$

6) Flujos de calor

a) Fluido caliente:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_c C_{p_c} [T_{ce_1} - T_{cs_1}]$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2$$

b) Fluido frío:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_f C_{p_f} [T_{fe_1} - T_{fs_1}]$$

7) Coficiente global de transferencia U.

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot DMLT}$$

8) Evaluación térmica en el estado no permanente.

a) Ajuste de las curvas.

$$y = Ke^{ax} \quad \text{obteniendo logaritmos}$$

$$\ln y = ax + \ln K \quad \text{haciendo } b = \ln K$$

$\ln y = ax + b$... ecuación de la recta en un plano semilogarítmico.

Coficientes de la recta a partir del método de mínimos

$$a = \frac{n \sum x_i \ln y_i - (\sum x_i)(\sum \ln y_i)}{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}$$

$$a = \frac{(\sum \ln y_i)(\sum x_i) - (\sum x_i \ln y_i)}{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}$$

La coordenada y para todos los casos está definida por la siguiente relación adimensional:

$$y = \ln \frac{Tf_{s(t)} - Tf_{s(\infty)}}{Tf_{s(0)} - Tf_{s(\infty)}} \quad \text{NOTA: Para las otras curvas sustituir los valores correspondientes.}$$

b) Ecuaciones exponenciales.

1) Tf_s vs. t

$$Tf_{s(t)} = Tf_{s(0)} + (Tf_{s(\infty)} - Tf_{s(0)}) \left[1 - e^{-t/\tau} \right]$$

2) Tcs vs. t

$$Tcs_{(t)} = Tcs_{(0)} + (Tcs_{(\infty)} - Tcs_{(0)}) \left[1 - e^{-t/\tau} \right]$$

3) Q_3 vs. t

$$\dot{Q}_3_{(t)} = \dot{Q}_3_{(0)} \cdot e^{-t/\tau}$$

c) Calor acumulado Q_3 .

$$Q_3 = \dot{Q}_3_{(0)} \cdot \tau_q$$

9) Capacitancia térmica global.

$$C_T = C_c + C_f + C_t + C_s$$

$$C_c = \rho_c V_c C_{p_c}$$

$$C_f = \rho_f V_f C_{p_f}$$

$$C_t = M_t C_{p_t}$$

$$C_s = \rho_s V_s C_{p_s}$$

5.3 PRUEBA 1.

5.3.1 Temperaturas y propiedades físicas en el estado permanente.

1) Temperaturas:

$$\bar{T}_{ce} = 70.67 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{cs(\infty)} = 51.42 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\bar{T}_{fe} = 19.85 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{fs(\infty)} = 64.00 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

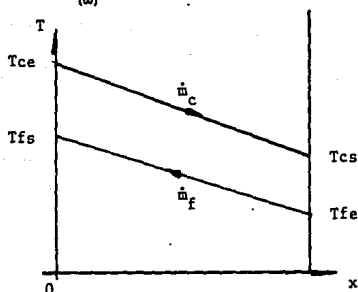


Fig. 5-1 Temperaturas en el estado permanente.

2) Diferencia media logarítmica de temperaturas.

$$DMLT = 25.18 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

3) Temperaturas medias para evaluar las propiedades físicas de los fluidos:

$$\bar{T}_c = 56.87 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\bar{T}_f = 33.51 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

4) Propiedades de los fluidos.

a) Fluido caliente:

$$\rho = 0.9841 \text{ [Kg/dm}^3\text{]}$$

$$C_p = 4.179 \text{ [KJ/Kg } ^\circ\text{C]}$$

b) Fluido frío:

$$\rho = 0.9935 \text{ [Kg/dm}^3\text{]}$$

$$C_p = 4.174 \text{ [KJ/Kg } ^\circ\text{C]}$$

5) Gastos volumétricos medidos.

$$G_c = 0.5885 \text{ [l/s]}$$

$$G_f = 0.2254 \text{ [l/s]}$$

6) Flujos máscicos:

$$\dot{m}_c = 0.5785 \text{ [Kg/s]}$$

$$\dot{m}_f = 0.2254 \text{ [Kg/s]}$$

5.3.2 Evaluación térmica en el estado permanente:

1) Flujos de calor

a) Fluido caliente:

$$\dot{Q}_1 = 43.7090 \text{ [KW]}$$

b) Fluido frío:

$$\dot{Q}_2 = 41.5325 \text{ [KW]}$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} = 42.6205 \text{ [KW]}$$

NOTA: Los valores de \dot{Q}_1 y \dot{Q}_2 fueron obtenidos a partir del último punto evaluado para construir sus respectivas curvas, esto es cuando $i = n$.

2) Coeficiente global de transferencia U.

$$U = \frac{Q}{A \cdot DMLT} = 0.2694 \left[\frac{KW}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

5.3.3 Resultado del ajuste de las curvas experimentales.

Para las siguientes ecuaciones t se debe substituir en minutos.

$$T_{fs}(t) = 21.70 + 45.18 \left[1 - e^{-(0.2172)t} \right] [^\circ C]$$

$$T_{cs}(t) = \begin{cases} 21.30 [^\circ C] & 0 \leq t \leq 40.0 \text{ seg} \\ 21.30 + 30.12 \left[1 - e^{-0.2978(t-0.66)} \right] [^\circ C] & t > 40.0 \text{ seg} \end{cases}$$

$$\dot{Q}_3(t) = \begin{cases} 121.32 [KJ] & 0 \leq t \leq 40.0 \text{ seg} \\ 121.32 \cdot e^{-0.2491(t+40)} [KJ] & t > 40.0 \text{ seg} \end{cases}$$

5.3.4 Evaluación térmica en el estado no permanente.

De la ecuación para $\dot{Q}_3(t)$, se obtiene τ en minutos como el inverso del exponente. Este valor debe ser transformado en segundos para ser empleado en la evaluación del calor acumulado.

$$\tau = 4.014 \text{ min} = 240.86 \text{ seg.}$$

$$\dot{Q}_3(0) = 121.32 [KW]$$

$$\dot{Q}_3(\infty) = 0 [KW]$$

$$\underline{Q_3 = 29,221.135 [KJ]}$$

5.3.5 Capacitancia térmica global.

Los datos para el siguiente análisis se obtienen a partir de los volúmenes internos del cambiador calculados en el Cap. IV y las características físicas de los tubos y coraza obtenidas en las referencias citadas [11], [17].

a) Capacitancia sólida:

$$C_t = 29.862 \left[\frac{\text{KJ}}{^\circ\text{C}} \right]$$

$$C_s = 128.506 \left[\frac{\text{KJ}}{^\circ\text{C}} \right]$$

$$C_1 = 158.368 \left[\frac{\text{KJ}}{^\circ\text{C}} \right]$$

$$C_T = 975.275 \left[\frac{\text{KJ}}{^\circ\text{C}} \right]$$

b) Capacitancia de fluidos:

$$C_c = 99.197 \left[\frac{\text{KJ}}{^\circ\text{C}} \right]$$

$$C_f = 717.71 \left[\frac{\text{KJ}}{^\circ\text{C}} \right]$$

$$C_2 = 816.907 \left[\frac{\text{KJ}}{^\circ\text{C}} \right]$$

NOTA: Las capacitancias solo serán evaluadas para esta prueba y su valor se considera constante e igual para las otras pruebas reportadas en este trabajo.

5.3.6 Tablas y gráficas.

PRUEBA I

TIEMPO	TEMPERATURAS			
	T _{ce}	T _{cs}	T _{fe}	T _{fs}
00:00	71.70	21.00	21.00	21.00
00:10	71.70	21.56	20.90	22.05
00:15	71.70	21.24	20.80	23.27
00:30	71.70	21.14	20.70	24.54
00:40	71.77	21.56	20.57	26.73
01:00	71.91	27.41	20.37	28.00
01:15	72.00	32.05	20.32	29.90
01:30	71.93	33.52	20.28	31.26
01:45	71.86	36.71	20.28	33.09
02:00	71.81	38.47	20.20	34.60
02:15	71.74	39.28	20.19	36.07
02:30	71.66	39.74	20.18	36.88
02:45	71.59	41.04	20.14	38.30
03:00	71.52	41.60	20.10	39.14
03:15	71.39	42.16	20.08	40.81
03:30	71.25	43.02	20.05	42.19
03:45	71.19	43.52	20.00	43.28
04:00	71.13	44.07	19.95	44.36
04:15	71.06	44.33	19.95	45.28
04:30	70.98	45.05	19.95	46.14
04:45	70.88	45.21	19.92	46.95
05:00	70.77	45.63	19.88	47.83
05:15	70.71	46.00	19.86	48.39
05:30	70.64	46.16	19.83	49.60
05:45	70.58	46.67	19.83	51.33
06:00	70.51	46.84	19.83	50.94
06:15	70.40	47.02	19.81	51.59
06:30	70.29	47.36	19.78	52.05
06:45	70.24	47.66	19.74	52.93
07:00	70.18	48.00	19.70	53.77
07:15	70.14	48.16	19.69	54.30
07:30	70.09	48.16	19.68	54.60
07:45	70.01	48.35	19.64	54.95
08:00	69.93	48.79	19.60	55.53
08:30	69.89	48.91	19.57	56.58
09:00	69.89	49.19	19.53	57.41
09:30	69.89	49.58	19.50	58.23
10:00	69.82	49.86	19.48	58.88
10:30	69.75	50.06	19.43	59.39
11:00	69.75	50.43	19.35	60.23
11:30	69.75	50.54	19.35	60.54
12:00	69.57	50.82	19.30	61.02
12:30	69.59	50.76	19.28	61.59
13:00	69.57	50.93	19.28	61.68
13:30	69.54	51.13	19.18	62.20
14:00	69.54	51.28	19.18	62.20
14:30	69.54	51.37	19.18	62.86
15:00	69.52	51.48	19.10	62.95
15:30	69.48	51.40	19.08	63.22

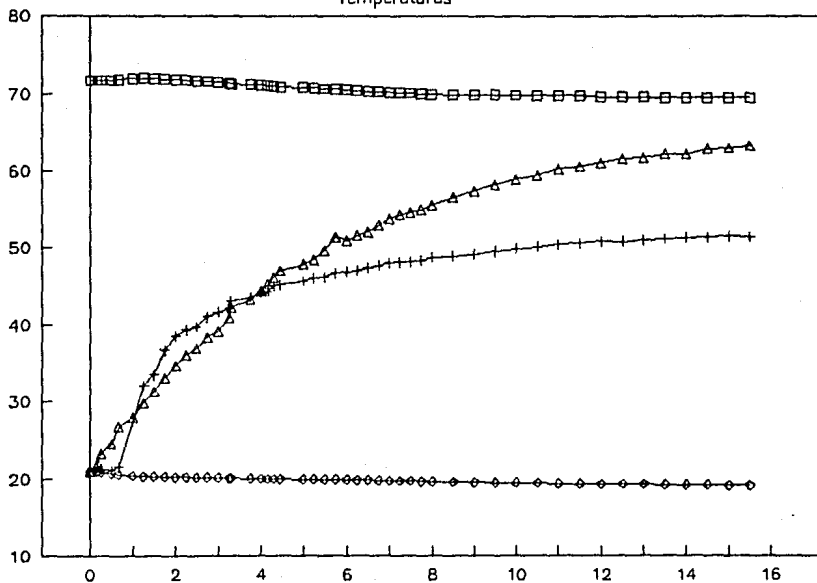
Temp. (°C)

Tiempo (min)

PRUEBA I

Temperaturas

TEMPERATURA [°C]

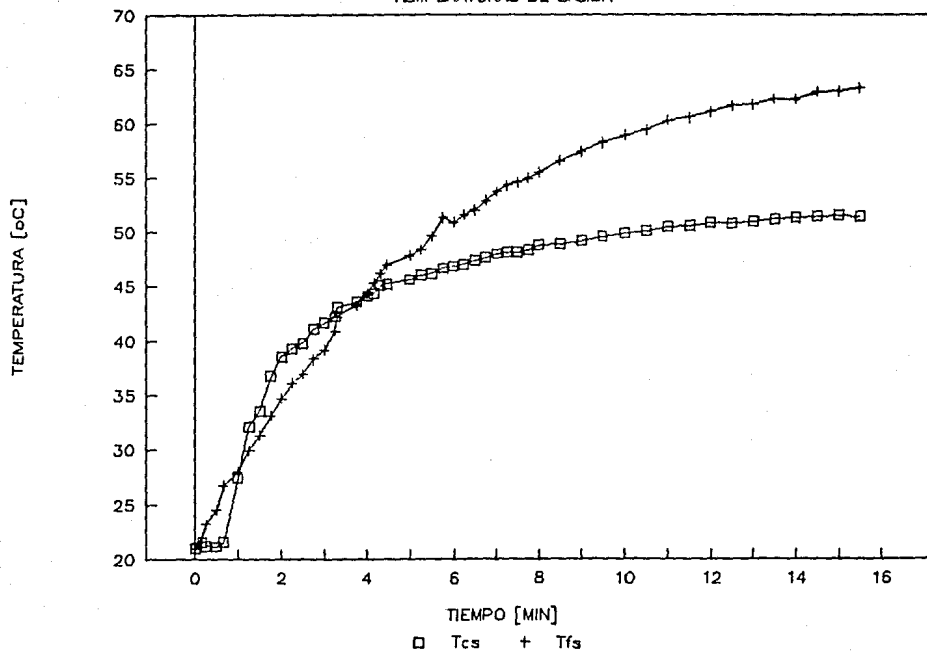


□ Tce + Tcs ◇ Tfe △ Tfs

TIEMPO [MIN]

PRUEBA I

TEMPERATURAS DE SALIDA



PRUEBA I Tfs'

TIEMPO	X_i	Y_i	$\ln Y_i$
00:00	0.0000	1.0000	0.0000
00:10	0.1666	0.9756	-0.0247
00:15	0.2500	0.9472	-0.0542
00:30	0.5000	0.9177	-0.0859
00:40	0.6666	0.8667	-0.1430
01:00	1.0000	0.8372	-0.1777
01:15	1.2500	0.7930	-0.2319
01:30	1.5000	0.7614	-0.2726
01:45	1.7500	0.7188	-0.3301
02:00	2.0000	0.6837	-0.3802
02:15	2.2500	0.6495	-0.4315
02:30	2.5000	0.6307	-0.4609
02:45	2.7500	0.5977	-0.5147
03:00	3.0000	0.5781	-0.5479
03:15	3.2500	0.5393	-0.6175
03:30	3.3000	0.5072	-0.6788
03:45	3.7500	0.4819	-0.7301
04:00	4.0000	0.4567	-0.7836
04:15	4.1500	0.4353	-0.8316
04:30	4.3000	0.4153	-0.8786
04:45	4.4500	0.3965	-0.9250
05:00	5.0000	0.3760	-0.9780
05:15	5.2500	0.3630	-1.0133
05:30	5.5000	0.3349	-1.0940
05:45	5.7500	0.2947	-1.2220
06:00	6.0000	0.3037	-1.1916
06:15	6.2500	0.2886	-1.2427
06:30	6.5000	0.2779	-1.2805
06:45	6.7500	0.2574	-1.3570
07:00	7.0000	0.2379	-1.4359
07:15	7.2500	0.2256	-1.4891
07:30	7.5000	0.2186	-1.5205
07:45	7.7500	0.2105	-1.5584
08:00	8.0000	0.1970	-1.6247
08:30	8.5000	0.1726	-1.7570
09:00	9.0000	0.1534	-1.8749
09:30	9.5000	0.1342	-2.0085
10:00	10.0000	0.1191	-2.1280
10:30	10.5000	0.1072	-2.2330
11:00	11.0000	0.0877	-2.4341
11:30	11.5000	0.0805	-2.5199
12:00	12.0000	0.0693	-2.6693
12:30	12.5000	0.0560	-2.8816
13:00	13.0000	0.0540	-2.9196
13:30	13.5000	0.0419	-3.1734
14:00	14.0000	0.0419	-3.1734
14:30	14.5000	0.0265	-3.6302
15:00	15.0000	0.0244	-3.7124
15:30	15.5000	0.0181	-4.0097

PRUEBA I Tcs'

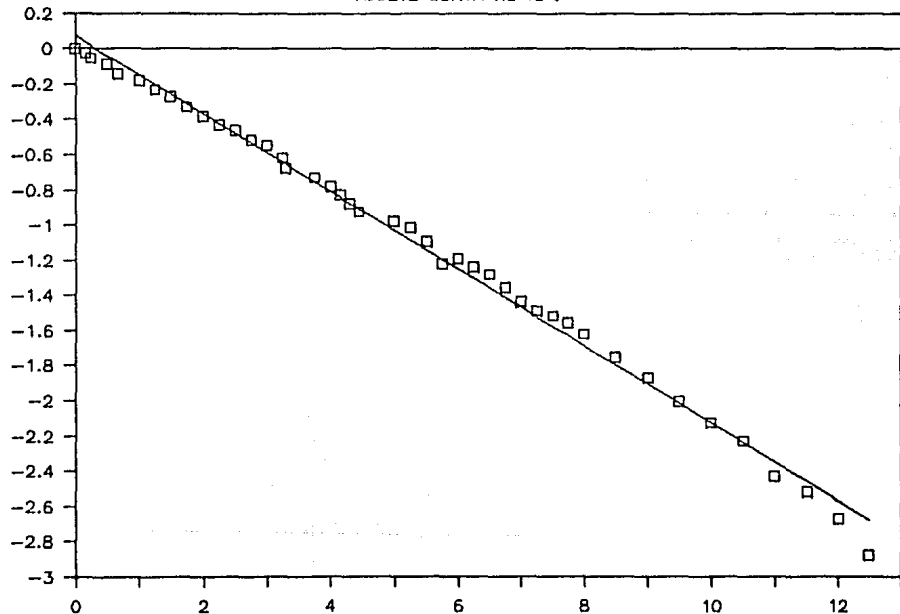
TIEMPO	X_i	Y_i	$\ln Y_i$
00:00	0.0000	1.0100	0.0099
00:10	0.1666	0.9914	-0.0087
00:15	0.2500	1.0020	0.0020
00:30	0.5000	1.0053	0.0053
00:40	0.6666	0.9914	-0.0087
01:00	1.0000	0.7971	-0.2267
01:15	1.2500	0.6431	-0.4415
01:30	1.5000	0.5943	-0.5204
01:45	1.7500	0.4884	-0.7167
02:00	2.0000	0.4299	-0.8441
02:15	2.2500	0.4031	-0.9087
02:30	2.5000	0.3878	-0.9473
02:45	2.7500	0.3446	-1.0653
03:00	3.0000	0.3260	-1.1208
03:15	3.2500	0.3074	-1.1795
03:30	3.3000	0.2789	-1.2770
03:45	3.7500	0.2623	-1.3383
04:00	4.0000	0.2440	-1.4105
04:15	4.1500	0.2354	-1.4465
04:30	4.3000	0.2115	-1.5536
04:45	4.4500	0.2062	-1.5790
05:00	5.0000	0.1922	-1.6491
05:15	5.2500	0.1799	-1.7151
05:30	5.5000	0.1746	-1.7451
05:45	5.7500	0.1577	-1.8470
06:00	6.0000	0.1521	-1.8835
06:15	6.2500	0.1461	-1.9236
06:30	6.5000	0.1348	-2.0040
06:45	6.7500	0.1248	-2.0808
07:00	7.0000	0.1135	-2.1755
07:15	7.2500	0.1082	-2.2235
07:30	7.5000	0.1082	-2.2235
07:45	7.7500	0.1019	-2.2835
08:00	8.0000	0.0873	-2.4382
08:30	8.5000	0.0833	-2.4849
09:00	9.0000	0.0740	-2.6032
09:30	9.5000	0.0611	-2.7954
10:00	10.0000	0.0518	-2.9605
10:30	10.5000	0.0452	-3.0977
11:00	11.0000	0.0329	-3.4152
11:30	11.5000	0.0292	-3.5330
12:00	12.0000	0.0199	-3.9160
12:30	12.5000	0.0219	-3.8207
13:00	13.0000	0.0163	-4.1185
13:30	13.5000	0.0096	-4.6431
14:00	14.0000	0.0046	-5.3713
14:30	14.5000	0.0017	-6.4009
15:00	15.0000	0.0003	-8.0104
15:30	15.5000	0.0007	-7.3172

PRUEBA I

AJUSTE CURVA Tfs' vs t

88

$\ln Tfs'$



□ $\ln Tfs'$

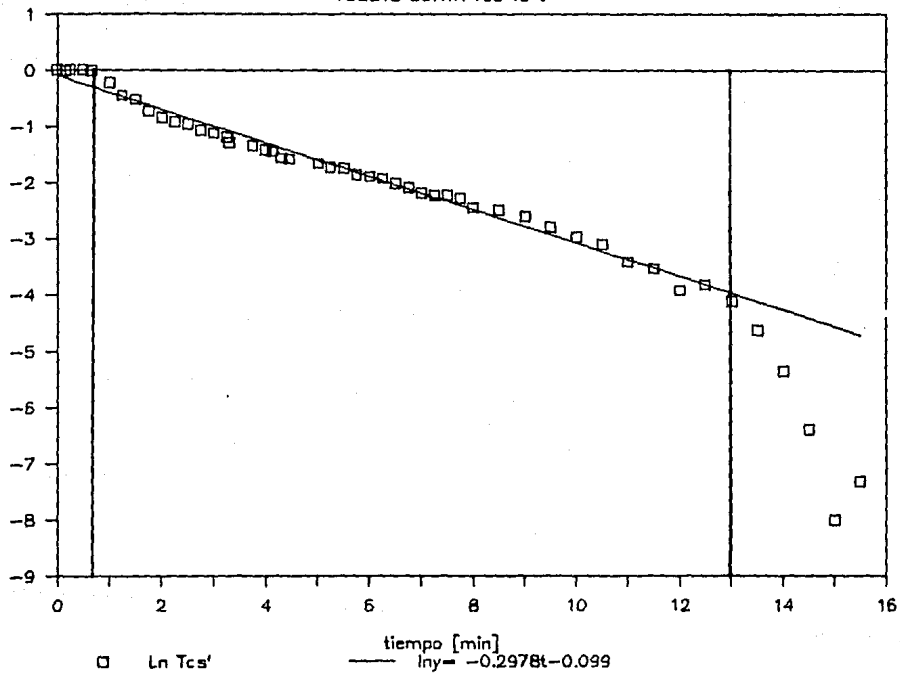
— tiempo [min]
 $\ln y = -0.2201t + 0.0719$

PRUEBA 11

AJUSTE CURVA Tcs vs t

68

Ln Tcs'



PRUEBA I

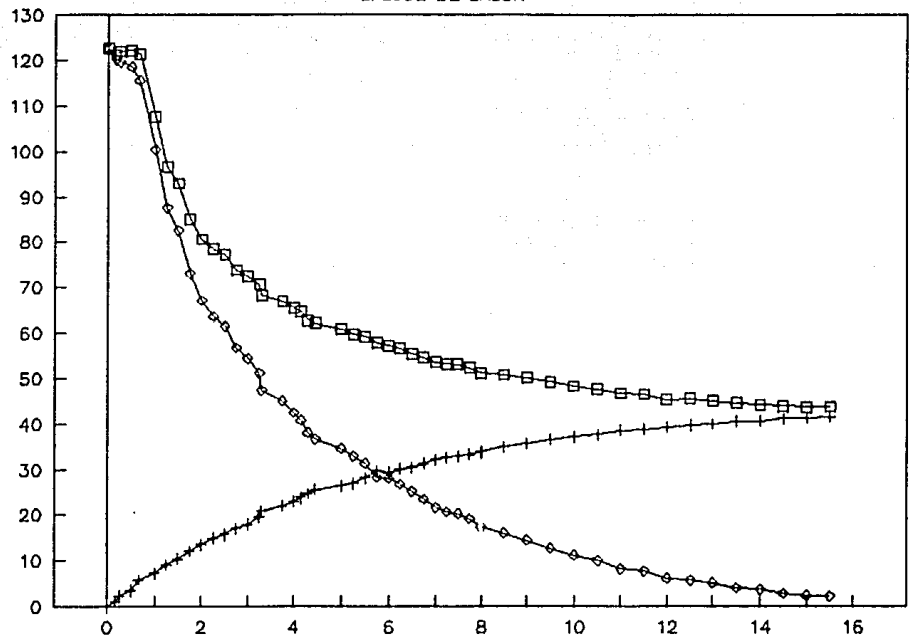
TIEMPO	FLUJOS DE CALOR		
	Q1	Q2	Q3
00:00	122.5688	0.0000	122.5688
00:10	121.2150	1.0819	120.1330
00:15	121.9886	2.3238	119.6648
00:30	122.2303	3.6127	118.6176
00:40	121.3842	5.7954	115.5888
01:00	107.5801	7.1785	100.4017
01:15	96.5803	9.0131	87.5673
01:30	92.8574	10.3349	82.5224
01:45	84.9762	12.0566	72.9196
02:00	80.6005	13.5478	67.0527
02:15	78.4610	14.9402	63.5207
02:30	77.1676	15.7164	61.4512
02:45	73.8556	17.0853	56.7703
03:00	72.3325	17.9132	54.4193
03:15	70.6523	19.5079	51.1444
03:30	68.2469	20.8297	47.4171
03:45	66.8931	21.9023	44.9908
04:00	65.4184	22.9654	42.4530
04:15	64.6085	23.8310	40.7775
04:30	62.6866	24.6401	38.0465
04:45	62.0459	25.4351	36.6109
05:00	60.7767	26.3006	34.4761
05:15	59.7251	26.8463	32.8788
05:30	59.1811	28.0129	31.1682
05:45	57.7911	29.6358	28.1553
06:00	57.2229	29.2736	27.9493
06:15	56.5219	29.9040	26.6179
06:30	55.4340	30.3650	25.0690
06:45	54.5758	31.2258	23.3500
07:00	53.6208	32.0537	21.5671
07:15	53.1252	32.5618	20.5635
07:30	53.0164	32.8581	20.1583
07:45	52.3637	33.2203	19.1434
08:00	51.1066	33.8036	17.3029
08:30	50.7198	34.8197	15.9001
09:00	50.0429	35.6335	14.4093
09:30	49.1000	36.4379	12.6621
10:00	48.2539	37.0730	11.1809
10:30	47.6012	37.5999	10.0013
11:00	46.7067	38.4607	8.2460
11:30	46.4408	38.7524	7.6884
12:00	45.3287	39.2510	6.0777
12:30	45.5221	39.8108	5.7113
13:00	45.0628	39.8955	5.1673
13:30	44.5067	40.4788	4.0280
14:00	44.1441	40.4788	3.6653
14:30	43.9265	41.0997	2.8268
15:00	43.6123	41.2549	2.3573
15:30	43.7090	41.5325	2.1765

PRUEBA I

FLUJOS DE CALOR

16

FLUJO DE CALOR [KJ]



TIEMPO [MIN]

□ Q1 + Q2 ◊ Q3

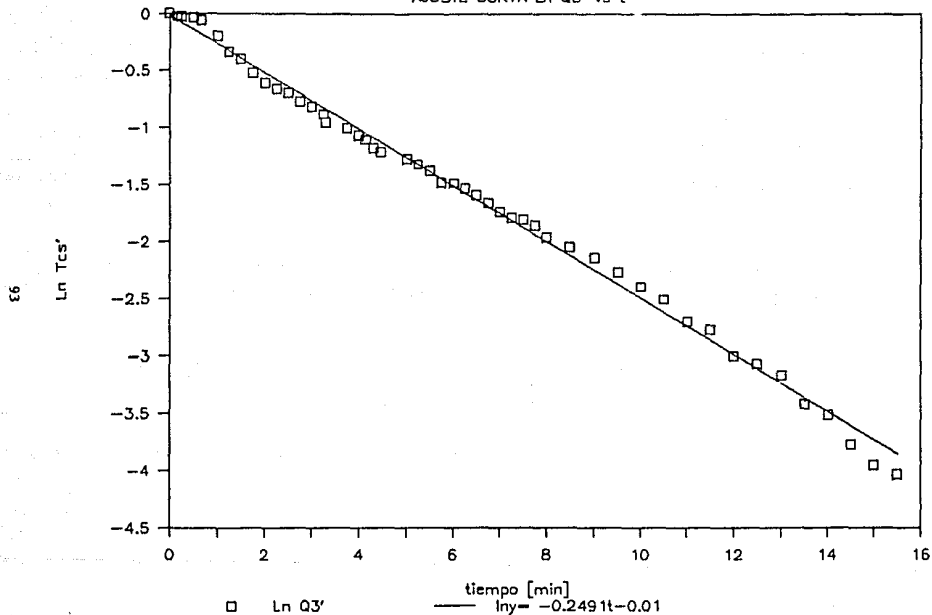
PRUEBA I

Q3

TIEMPO	X_i	Y_i	$\ln Y_i$
00:00	0.0000	1.0000	0.0000
00:10	0.1666	0.9801	-0.0201
00:15	0.2500	0.9763	-0.0240
00:30	0.5000	0.9678	-0.0328
00:40	0.6666	0.9431	-0.0586
01:00	1.0000	0.8191	-0.1995
01:15	1.2500	0.7144	-0.3363
01:30	1.5000	0.6733	-0.3956
01:45	1.7500	0.5949	-0.5193
02:00	2.0000	0.5471	-0.6032
02:15	2.2500	0.5182	-0.6573
02:30	2.5000	0.5014	-0.6904
02:45	2.7500	0.4632	-0.7697
03:00	3.0000	0.4440	-0.8120
03:15	3.2500	0.4173	-0.8740
03:30	3.3000	0.3869	-0.9497
03:45	3.7500	0.3671	-1.0022
04:00	4.0000	0.3464	-1.0603
04:15	4.1500	0.3327	-1.1005
04:30	4.3000	0.3104	-1.1699
04:45	4.4500	0.2987	-1.2083
05:00	5.0000	0.2813	-1.2684
05:15	5.2500	0.2682	-1.3158
05:30	5.5000	0.2543	-1.3693
05:45	5.7500	0.2297	-1.4709
06:00	6.0000	0.2280	-1.4783
06:15	6.2500	0.2172	-1.5271
06:30	6.5000	0.2045	-1.5870
06:45	6.7500	0.1905	-1.6581
07:00	7.0000	0.1760	-1.7375
07:15	7.2500	0.1678	-1.7852
07:30	7.5000	0.1645	-1.8051
07:45	7.7500	0.1562	-1.8567
08:00	8.0000	0.1412	-1.9578
08:30	8.5000	0.1297	-2.0423
09:00	9.0000	0.1176	-2.1408
09:30	9.5000	0.1033	-2.2701
10:00	10.0000	0.0912	-2.3945
10:30	10.5000	0.0816	-2.5060
11:00	11.0000	0.0673	-2.6989
11:30	11.5000	0.0627	-2.7690
12:00	12.0000	0.0496	-3.0040
12:30	12.5000	0.0466	-3.0662
13:00	13.0000	0.0422	-3.1663
13:30	13.5000	0.0329	-3.4154
14:00	14.0000	0.0299	-3.5097
14:30	14.5000	0.0231	-3.7695
15:00	15.0000	0.0192	-3.9512
15:30	15.5000	0.0178	-4.0310

PRUEBA I

AJUSTE CURVA Ln Q3' vs t



5.4 PRUEBA II.

5.41 Temperaturas y propiedades físicas en el estado permanente.

1) Temperaturas:

$$\bar{T}_{ca} = 74.85 [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{ca(\infty)} = 34.47 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\bar{T}_{re} = 22.08 [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{re(\infty)} = 41.32 [^{\circ}\text{C}]$$

2) Diferencia media logarítmica de temperaturas.

$$\text{DMLT} = 21.23 [^{\circ}\text{C}]$$

3) Temperaturas medias para evaluar las propiedades físicas de los fluidos:

$$\bar{T}_1 = 54.66 [^{\circ}\text{C}]$$

$$\bar{T}_2 = 31.70 [^{\circ}\text{C}]$$

4) Propiedades de los fluidos.

a) Fluido caliente:

$$\rho = 0.9870 [\text{Kg}/\text{dm}^3]$$

$$C_p = 4.177 [\text{KJ}/\text{Kg } ^{\circ}\text{C}]$$

b) Fluido frío:

$$\rho = 0.9955 [\text{Kg}/\text{dm}^3]$$

$$C_p = 4.177 [\text{KJ}/\text{Kg } ^{\circ}\text{C}]$$

5) Gastos volumétricos medidos.

$$G_c = 0.2031 \text{ [l/s]}$$

$$G_f = 0.4501 \text{ [l/s]}$$

6) Flujos máscicos:

$$\dot{m}_c = 0.2021 \text{ [Kg/s]}$$

$$\dot{m}_f = 0.4442 \text{ [Kg/s]}$$

5.4.2 Evaluación térmica en el estado permanente.

1) Flujos de calor

a) Fluido caliente:

$$\dot{Q}_1 = 33.7415 \text{ [KW]}$$

b) Fluido frío:

$$\dot{Q}_2 = 35.3458 \text{ [KW]}$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} = 34.5436 \text{ [KW]}$$

NOTA: Los valores de \dot{Q}_1 y \dot{Q}_2 fueron obtenidos a partir del último punto evaluado para construir sus respectivas curvas, esto es cuando $i = n$.

2) Coeficiente global de transferencia U.

$$U = \frac{Q}{A \cdot DMLT} = 0.2589 \left[\frac{KW}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

5.4.3 Resultado del ajuste de las curvas experimentales.

Para las siguientes ecuaciones t se debe substituir en minutos.

$$T_{rs}(t) = 20.75 + 25.30 \left[1 - e^{-(0.3331)t} \right] [^\circ C]$$

$$T_{cs}(t) = \begin{cases} 20.00 [^\circ C] & 0 \leq t \leq 47.0 \text{ seg} \\ 20.00 + 14.53 \left[1 - e^{-0.3323(t+0.78)} \right] [^\circ C] & t > 47.0 \text{ seg} \end{cases}$$

$$\dot{Q}_3(t) = \begin{cases} 48.175 [KJ] & 0 \leq t \leq 49.48 \text{ seg} \\ 48.175 \cdot e^{-0.3637(t+0.82)} [KJ] & t > 49.48 \text{ seg} \end{cases}$$

5.4.4 Evaluación térmica en el estado no permanente.

De la ecuación para $\dot{Q}_3(t)$ se obtiene τ en minutos como el inverso del exponente. Este valor debe ser transformado en segundos para ser empleado en la evaluación del calor acumulado.

$$\tau = 2.74 \text{ min} = 164.4 \text{ seg.}$$

$$\dot{Q}_3(0) = 48.175 [KW]$$

$$\dot{Q}_3(\infty) = 0 [KW]$$

$$\underline{Q_3 = 7,919.97 [KJ]}$$

5.4.5 Tablas y gráficas.

PRUEBA II

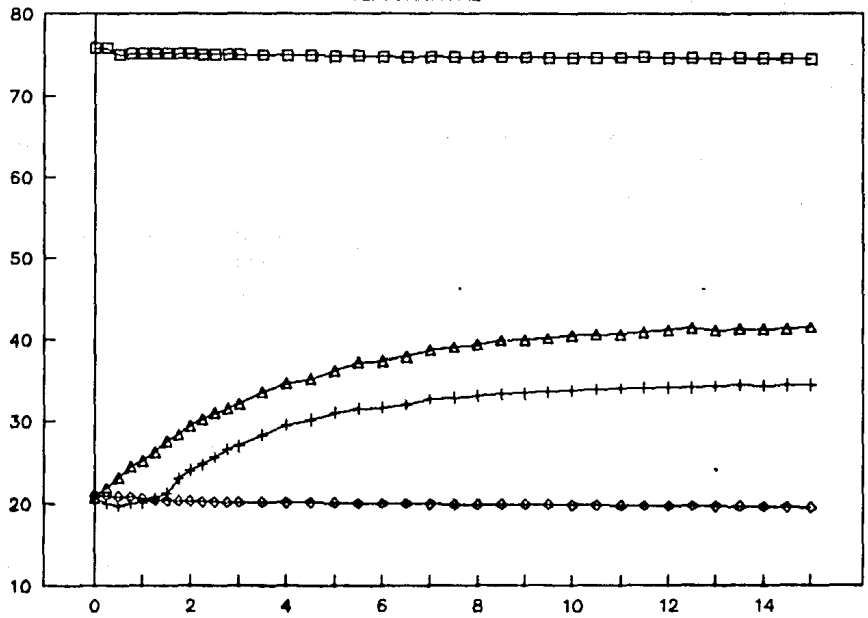
TIEMPO	TEMPERATURAS			
	T _{ca}	T _{cs}	T _{fs}	T _{fe}
00:00	75.73	20.75	20.75	21.70
00:15	75.79	19.95	21.87	21.83
00:30	74.97	19.68	23.12	21.95
00:45	75.06	19.95	24.41	21.97
01:00	75.11	20.03	25.17	21.99
01:15	75.11	20.58	26.27	22.00
01:30	75.15	21.24	27.58	22.05
01:45	75.13	23.00	28.39	22.00
02:00	75.11	24.00	29.44	22.00
02:15	75.04	24.80	30.29	21.97
02:30	75.04	25.60	31.02	21.97
02:45	75.02	26.58	31.57	21.97
03:00	74.95	27.05	32.12	21.97
03:30	74.91	28.36	33.58	22.03
04:00	74.87	29.51	34.66	22.03
04:30	74.87	30.24	35.19	22.05
05:00	74.77	31.02	36.19	22.03
05:30	74.80	31.59	37.19	22.15
06:00	74.77	31.71	37.37	22.00
06:30	74.69	32.05	37.91	22.08
07:00	74.73	32.70	38.70	22.08
07:30	74.70	32.93	39.04	22.09
08:00	74.67	33.16	39.38	22.10
08:30	74.64	33.33	39.83	22.10
09:00	74.64	33.50	39.98	22.10
09:30	74.60	33.62	40.12	22.10
10:00	74.62	33.74	40.48	22.10
10:30	74.62	33.92	40.57	22.20
11:00	74.64	34.05	40.59	22.18
11:30	74.67	34.10	40.86	22.28
12:00	74.60	34.17	41.14	22.28
12:30	74.55	34.17	41.42	22.28
13:00	74.55	34.34	41.10	22.23
13:30	74.55	34.41	41.21	22.30
14:00	74.55	34.36	41.24	22.35
14:30	74.51	34.51	41.28	22.35
15:00	74.50	34.53	41.45	22.40

PRUEBA II

TEMPERATURAS

66

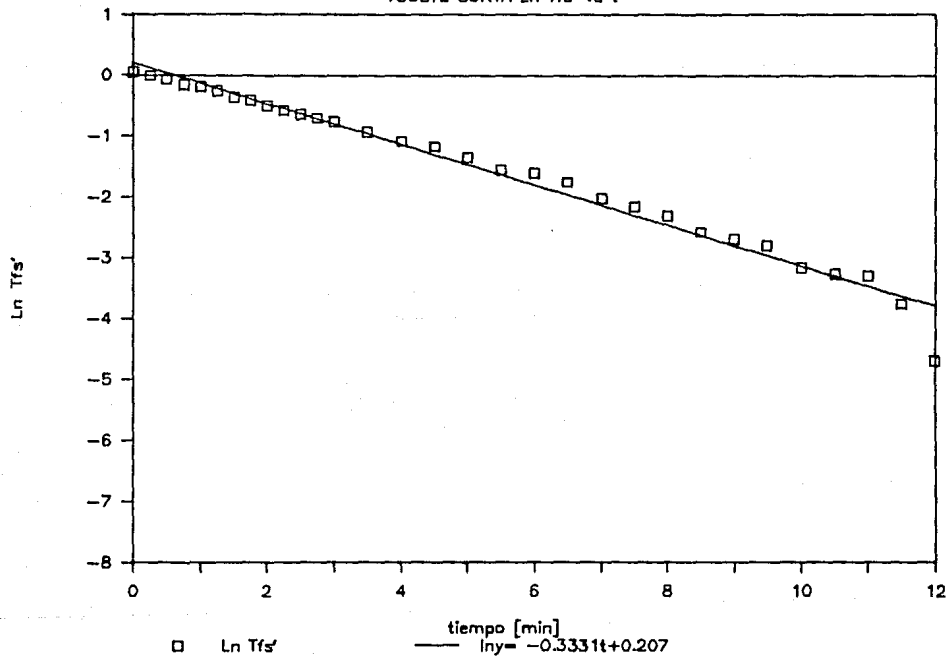
TEMPERATURA [°C]



□ Tce + Tcs ◊ Tfe Δ Tfs

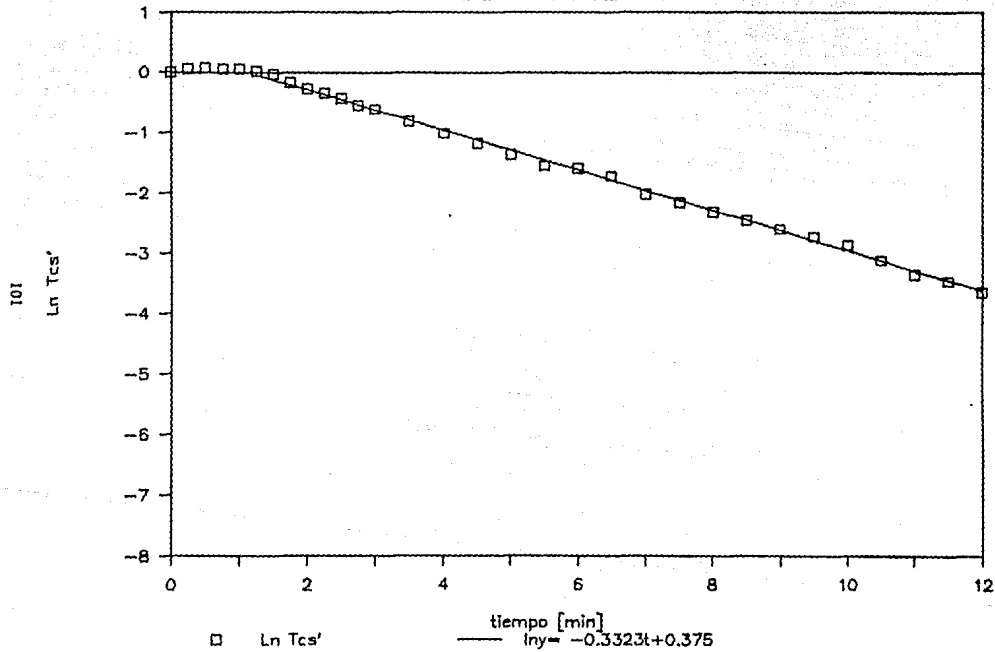
PRUEBA II

AJUSTE CURVA Ln Tfs' vs t



PRUEBA II

AJUSTE CURVA Ln Tcs' vs t



PRUEBA II

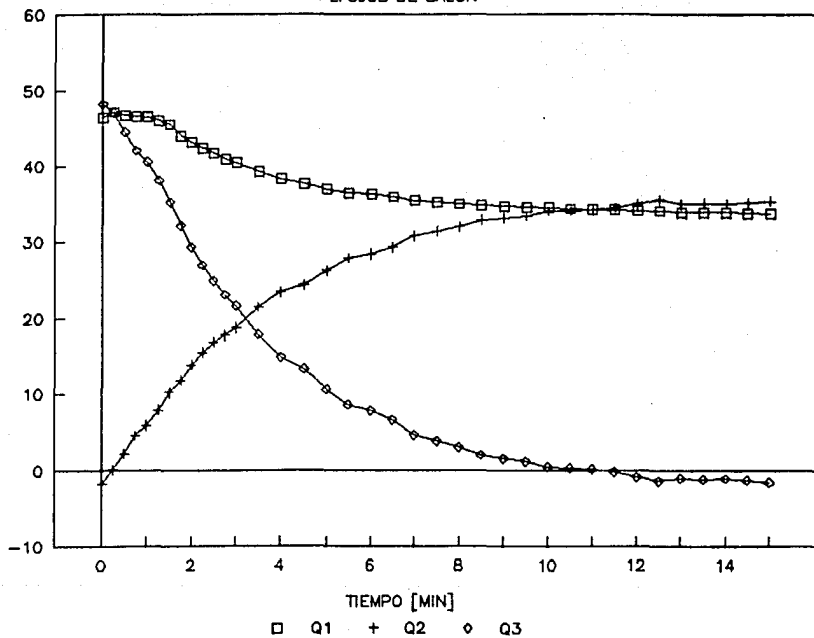
TIEMPO	FLUJOS DE CALOR		
	Q1	Q2	Q3
00:00	46.4126	-1.7627	48.1752
00:15	47.1385	0.0742	47.0643
00:30	46.6785	2.1708	44.5076
00:45	46.5223	4.5272	41.9951
01:00	46.5012	5.9088	40.5924
01:15	46.0369	7.9227	38.1142
01:30	45.5093	10.2605	35.2488
01:45	44.0067	11.8562	32.1505
02:00	43.1456	13.8044	29.3413
02:15	42.4112	15.4371	26.9741
02:30	41.7358	16.7971	24.9387
02:45	40.8917	17.8121	23.0796
03:00	40.4375	18.8325	21.6050
03:30	39.2962	21.4394	17.8568
04:00	38.2916	23.4433	14.8484
04:30	37.6754	24.3803	13.2951
05:00	36.9300	26.2821	10.6479
05:30	36.4767	27.9056	8.5711
06:00	36.3500	28.5179	7.8322
06:30	35.9972	29.3806	6.6165
07:00	35.4805	30.8464	4.6341
07:30	35.2611	31.4494	3.8116
08:00	35.0416	32.0617	2.9799
08:30	34.6727	32.8967	1.9761
09:00	34.7292	33.1750	1.5543
09:30	34.5942	33.4347	1.1594
10:00	34.5097	34.1027	0.4071
10:30	34.3578	34.0841	0.2737
11:00	34.2666	34.1676	0.0990
11:30	34.2506	34.4830	-0.2325
12:00	34.1299	35.0026	-0.8727
12:30	34.0877	35.5221	-1.4344
13:00	33.9441	35.0118	-1.0677
13:30	33.8851	35.0861	-1.2010
14:00	33.9273	35.0489	-1.1217
14:30	33.7669	35.1232	-1.3563
15:00	33.7415	35.3458	-1.6043

PRUEBA II

LFUJOS DE CALOR

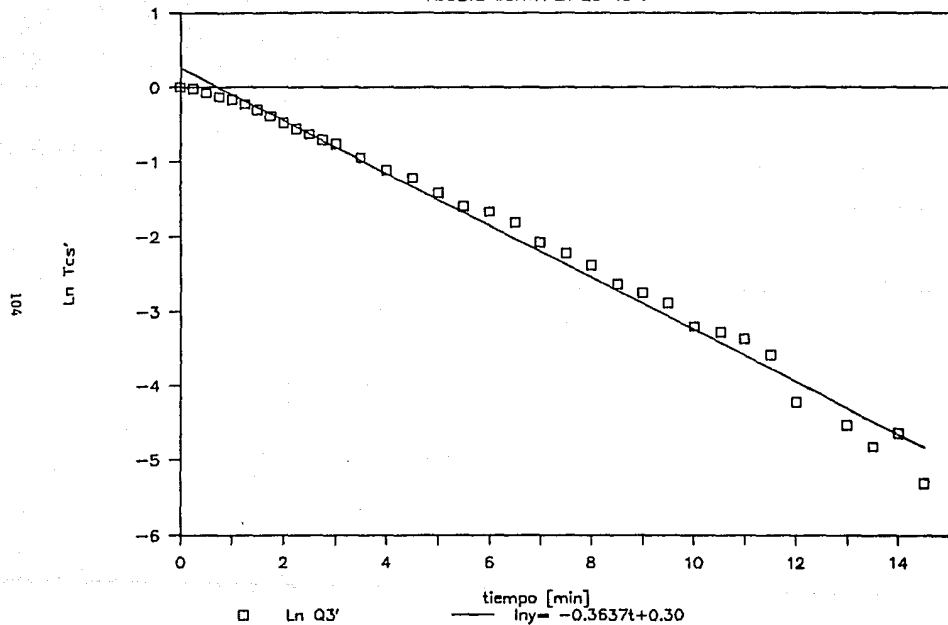
103

FLUJO DE CALOR [KJ]



PRUEBA II

AJUSTE CURVA Ln Q3' vs t



5.5 PRUEBA III.

5.5.1 Temperaturas y propiedades físicas en el estado permanente.

1) Temperaturas:

$$\bar{T}_{ca} = 75.36 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{ca, (\omega)} = 45.26 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\bar{T}_{re} = 16.35 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{re, (\omega)} = 53.57 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

2) Diferencia media logarítmica de temperaturas.

$$\text{DMLT} = 25.18 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

3) Temperaturas medias para evaluar las propiedades físicas de los fluidos:

$$\bar{T}_1 = 60.31 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\bar{T}_2 = 18.61 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

4) Propiedades de los fluidos.

a) Fluido caliente:

$$\rho = 0.9840 \text{ [Kg/dm}^3\text{]}$$

$$C_p = 4.179 \text{ [KJ/Kg }^\circ\text{C]}$$

b) Fluido frío:

$$\rho = 0.9950 \text{ [Kg/dm}^3\text{]}$$

$$C_p = 4.179 \text{ [KJ/Kg }^\circ\text{C]}$$

5) Gastos volumétricos medidos.

$$G_c = 0.5929 \text{ [l/s]}$$

$$G_f = 0.4514 \text{ [l/s]}$$

6) Flujos máscicos:

$$\dot{m}_c = 0.5834 \text{ [Kg/s]}$$

$$\dot{m}_f = 0.4491 \text{ [Kg/s]}$$

5.5.2 Evaluación térmica en el estado permanente.

1) Flujos de calor

a) Fluido caliente:

$$\dot{Q}_1 = \underline{71.8487 \text{ [KW]}}$$

b) Fluido frío:

$$\dot{Q}_2 = \underline{70.0364 \text{ [KW]}}$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} = \underline{70.9425 \text{ [KW]}}$$

NOTA: Los valores de \dot{Q}_1 y \dot{Q}_2 fueron obtenidos a partir del último punto evaluado para construir sus respectivas curvas, esto es cuando $i = n$.

2) Coeficiente global de transferencia U.

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot DMLT} = 0.4483 \left[\frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

5.5.3 Resultado del ajuste de las curvas experimentales.

Para las siguientes ecuaciones t se debe sustituir en *minutos*.

$$T_{ra}(t) = 17.03 + 40.83 \left[1 - e^{-(0.3331)t} \right] \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{ca}(t) = \begin{cases} 17.03 \text{ [}^\circ\text{C]} & 0 \leq t \leq 40.0 \text{ seg} \\ 17.03 + 28.27 \left[1 - e^{-0.4474(t+0.66)} \right] \text{ [}^\circ\text{C]} & t > 40.0 \text{ seg} \end{cases}$$

$$\dot{Q}_3(t) = \begin{cases} 142.7398 \text{ [KJ]} & 0 \leq t \leq 30.0 \text{ seg} \\ 142.7398 e^{-0.3318(t+0.5)} \text{ [KJ]} & t > 30.0 \text{ seg} \end{cases}$$

5.5.4 Evaluación térmica en el estado no permanente.

De la ecuación para $\dot{Q}_3(t)$, se obtiene τ en minutos como el inverso del exponente. Este valor debe ser transformado en segundos para ser empleado en la evaluación del calor acumulado.

$$\tau = 3.014 \text{ min} = 180.83 \text{ seg.}$$

$$\dot{Q}_3(0) = 142.7398 \text{ [KW]}$$

$$\dot{Q}_3(\infty) = 0 \text{ [KW]}$$

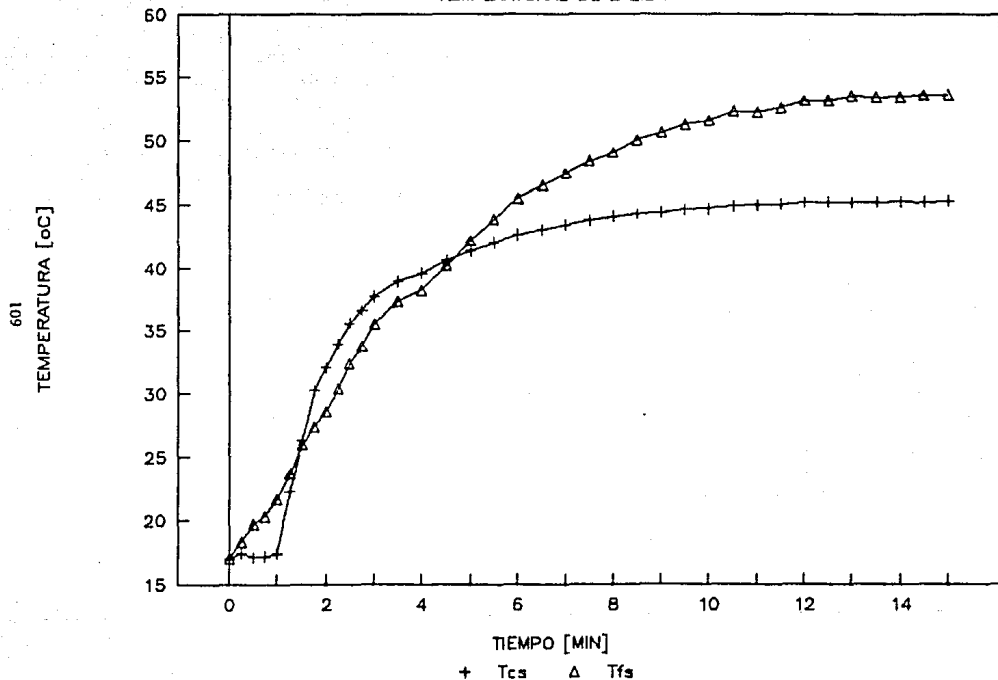
$$\underline{Q_3 = 25,811.90 \text{ [KJ]}}$$

PRUEBA III

TIEMPO	TEMPERATURAS			
	Tce	Tcs	Tfs	Tfe
00:00	75.88	17.03	17.03	16.63
00:10	75.00	17.45	18.35	16.47
00:20	75.86	17.17	19.73	16.50
00:30	76.00	17.20	20.35	16.55
00:40	76.13	17.47	21.70	16.48
00:50	76.10	22.25	23.68	16.48
01:00	76.13	26.27	25.95	16.45
01:15	76.08	30.22	27.39	16.60
01:30	76.04	32.05	28.58	16.73
01:45	75.98	33.93	30.36	16.40
02:00	75.86	35.57	32.36	16.38
02:15	75.82	36.57	33.74	16.37
02:30	75.72	37.74	35.51	16.36
02:45	75.62	38.92	37.28	16.35
03:00	75.60	39.57	38.20	16.35
03:30	75.51	40.57	40.15	16.37
04:00	75.44	41.33	42.14	16.37
04:30	75.42	41.98	43.79	16.35
05:00	75.37	42.60	45.48	16.32
05:30	75.31	42.98	46.49	16.30
06:00	75.26	43.36	47.40	16.30
06:30	75.22	43.74	48.37	16.30
07:00	75.17	44.05	49.05	16.30
07:30	75.11	44.29	50.07	16.28
08:00	75.11	44.38	50.63	16.28
08:30	75.08	44.64	51.26	16.25
09:00	75.06	44.69	51.58	16.25
09:30	75.00	44.88	52.28	16.28
10:00	74.97	44.95	52.23	16.25
10:30	74.88	45.02	52.58	16.28
11:00	74.87	45.16	53.12	16.27
11:30	74.86	45.19	53.14	16.28
12:00	74.82	45.14	53.49	16.28
12:30	74.80	45.19	53.39	16.28
13:00	74.75	45.23	53.46	16.28
13:30	74.71	45.19	53.63	16.25
14:00	74.73	45.28	53.58	16.25
14:30	74.69	45.30	53.60	16.23
15:00	74.73	45.21	53.60	16.20
15:30	74.73	45.26	53.51	16.18

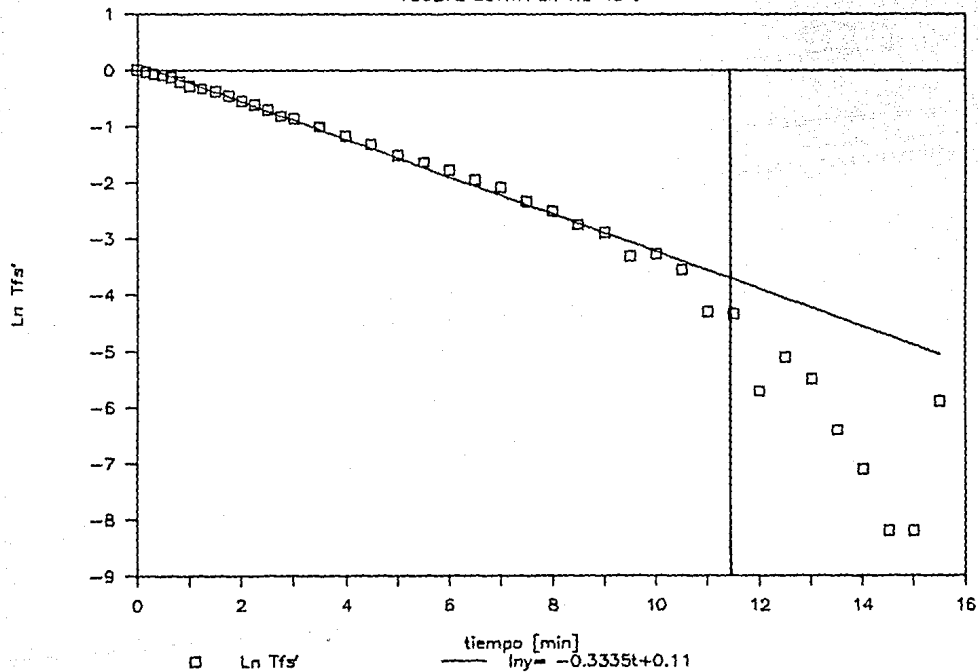
PRUEBA III

TEMPERATURAS DE SALIDA



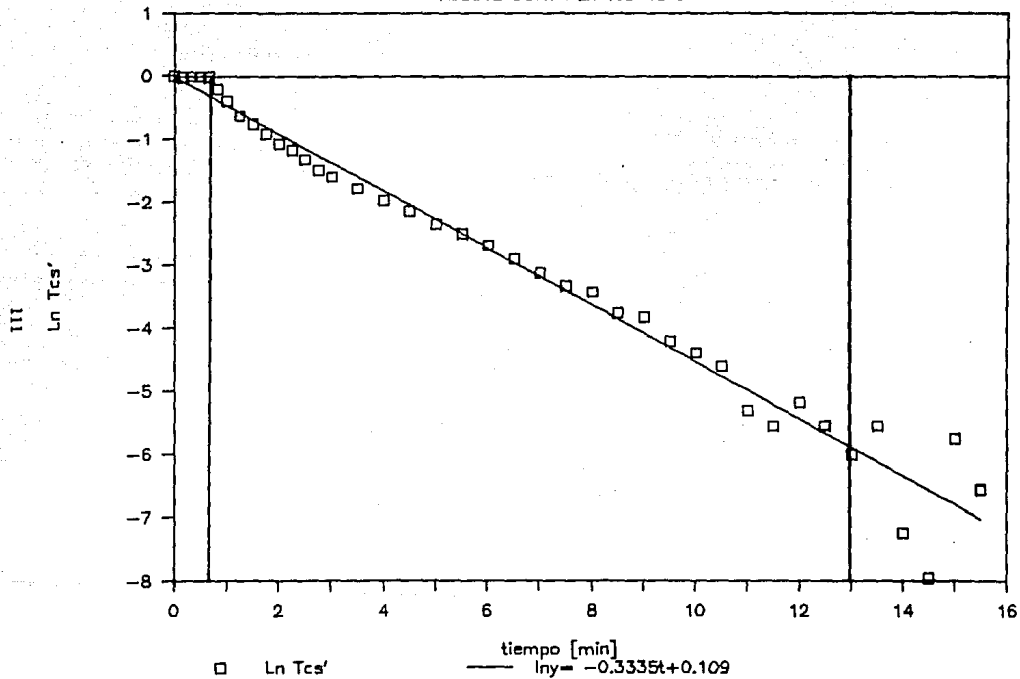
PRUEBA III

AJUSTE CURVA Ln Tfs' vs t



PRUEBA III

AJUSTE CURVA Ln Tcs' vs t



PRUEBA III

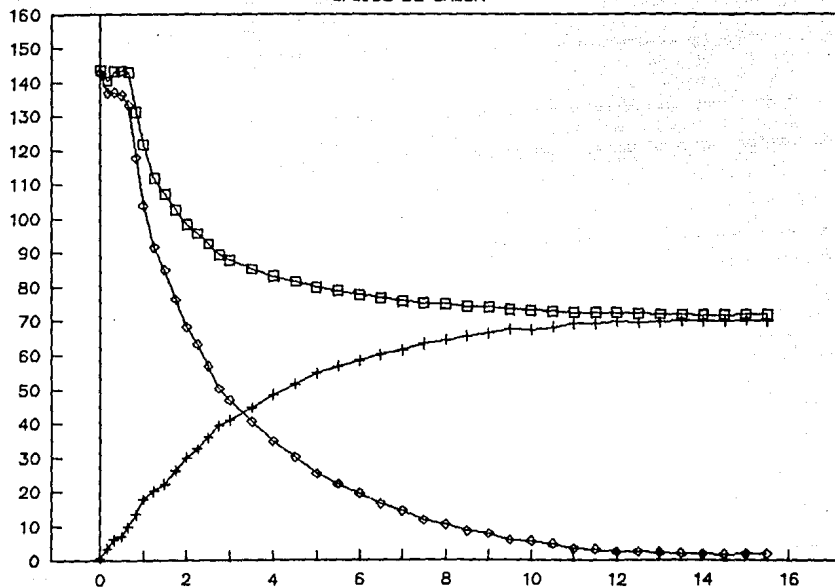
TIEMPO	FLUJOS DE CALOR		
	Q1	Q2	Q3
00:00	143.4902	0.7504	142.7398
00:10	140.3085	3.5267	136.7819
00:20	143.0879	6.0497	137.0382
00:30	143.3439	7.1284	136.2155
00:40	143.0148	9.7921	133.2226
00:50	131.2878	13.5064	117.7814
01:00	121.5601	17.8210	103.7391
01:15	111.8080	20.2409	91.5671
01:30	107.2489	22.2387	85.0102
01:45	102.5191	26.1874	76.3317
02:00	98.2282	29.9861	68.2421
02:15	95.6926	32.5842	63.1084
02:30	92.5963	35.9233	56.6730
02:45	89.4756	39.2624	50.2133
03:00	87.8422	40.9882	46.8540
03:30	85.1847	44.6087	40.5760
04:00	83.1612	48.3417	34.8195
04:30	81.5277	51.4744	30.0532
05:00	79.8942	54.7010	25.1932
05:30	78.8215	56.6331	22.1883
06:00	77.7731	58.3402	19.4329
06:30	76.7491	60.1598	16.5893
07:00	75.8715	61.4354	14.4360
07:30	75.1400	63.3957	11.7443
08:00	74.9206	64.4462	10.4744
08:30	74.2136	65.6749	8.5387
09:00	74.0429	66.2752	7.7677
09:30	73.4334	67.5414	5.8920
10:00	73.1898	67.4945	5.6951
10:30	72.7995	68.1042	4.6953
11:00	72.4338	69.1266	3.3073
11:30	72.3363	69.1547	3.1816
12:00	72.3607	69.8113	2.5494
12:30	72.1900	69.6237	2.5663
13:00	71.9706	69.7550	2.2156
13:30	71.9706	70.1208	1.8498
14:00	71.7999	70.0270	1.7729
14:30	71.6537	70.1114	1.5422
15:00	71.9706	70.1583	1.8123
15:30	71.8487	70.0364	1.8123

PRUEBA III

LFUJOS DE CALOR

ETI

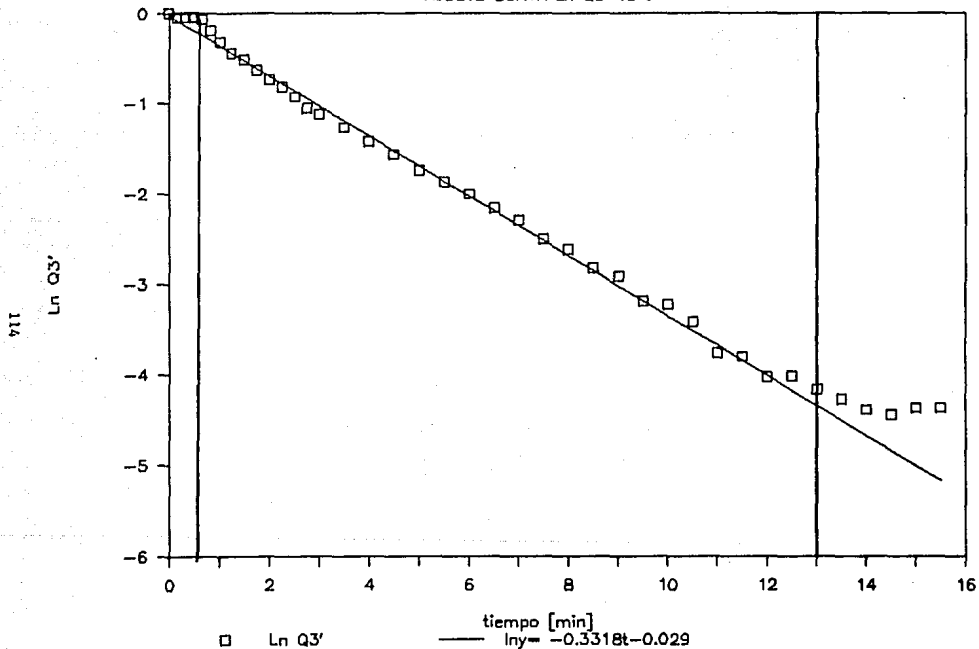
FLUJO DE CALOR [KJ]



□ Q1 + Q2 ◇ Q3

PRUEBA III

AJUSTE CURVA Ln Q3' vs t



5.6 Discusión de resultados.

Las curvas de temperatura y flujos de calor contra el tiempo aparentan tener un comportamiento de tipo logarítmico y exponencial. Al obtener la recta correspondiente por el método de mínimos cuadrados, se observa que los datos experimentales se ajustan satisfactoriamente a una recta desde $t=0$ ó $t=t_r$ (si se observa tiempo de retardo) hasta $t= 12$ min aproximadamente. Después de este tiempo los puntos se dispersan (casi en todos los casos hacia abajo de la recta.) sin seguir ninguna tendencia definida.

Los errores aleatorios inherentes a los sensores representan un porcentaje cada vez mayor de la diferencia entre dos lecturas consecutivas, conforme esta última se hace prácticamente nula hacia el final de la prueba. La desviación del comportamiento logarítmico (para las temperaturas) o exponencial (para flujos de calor) se hace cada vez mayor hasta llegar a ser practicamente caótico hacia el final de la prueba. Estas desviaciones también son resultado de las pequeñas variaciones registradas en las temperaturas de entrada y gasto de los fluidos, fenómenos de conducción transitorios dentro del cambiador y por pequeñas pérdidas de calor al ambiente. Todos estos factores tienden a sacar al cambiador del comportamiento característico de un sistema de primer orden "puro".

Sin embargo cabe señalar que para $t = 12$ min todas las curvas han alcanzado el 98 % de su valor final y por lo tanto se puede concluir

que los puntos experimentales se ajustan satisfactoriamente a una recta y por lo tanto es válido aproximar las respuesta de las temperaturas así como el flujo de calor transitorio \dot{Q}_3 a una ley exponencial caracterizada por una constante de tiempo τ única y quizá un tiempo de retardo t_r .

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Con respecto al método de evaluación del comportamiento dinámico.

De acuerdo a los datos experimentales obtenidos y del análisis de los mismos, la respuesta de un cambiador de calor a una entrada escalón de temperatura puede ser efectivamente aproximada a la respuesta de un sistema de primer orden de parámetros concentrados. Dicha respuesta esta caracterizada por una ecuación exponencial definida por una constante de tiempo τ y los valores iniciales y finales de la función ($f(0)$ y $f(\infty)$), que en este caso se trata de las temperaturas de los fluidos de salida y los flujos de calor transitorios en el cambiador. De esta forma, el manejo matemático del transitorio se simplifica notablemente. A partir de estas ecuaciones es posible evaluar la energía que se acumula en el cambiador sin necesidad de conocer de antemano la distribución de temperaturas a lo largo del cambiador, los coeficientes de película internos y la naturaleza de los flujos internos.

Se identificaron aquellos factores de los cuales dependen las constantes de tiempo y por lo tanto la respuesta del cambiador. Sobre este último se realizó una evaluación de la capacitancia térmica siguiendo el criterio propuesto por Azillon [1]. De aquí se desprende que la capacitancia térmica del cambiador dependerá tanto de la masa su cuerpo como de los fluidos, sus temperaturas y regímenes de flujo de operación. Por tal motivo la capacitancia térmica no es

especificada por los fabricantes de cambiadores como un parámetro mas de diseño.

La pruebas realizadas permitieron evaluar al cambiador no solo en el transitorio sino también en el estado permanente. La información para la evaluación del estado permanente, como la capacidad de transferencia de calor, \dot{Q}_t y la diferencia media logarítmica de temperaturas DMLT, se obtiene a partir de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos en estado permanente y sus flujos másicos (Kg/s). El área de transferencia se obtiene a partir de las dimensiones características del propio cambiador. Con los datos anteriores el coeficiente global de transferencia de calor U se obtiene directamente, como se indica en el capítulo II de este trabajo.

De la evaluación del transitorio, mediante una regresión logarítmica de los puntos experimentales, se obtienen las curvas exponenciales de ajuste. Dichas curvas muestran un buen ajuste a los puntos experimentales desde que inicia la prueba hasta que se alcanza el 98% del valor final de la función (ya sean temperaturas o flujos de calor). Sin embargo a partir de ese momento se observa que los puntos se dispersan sin seguir una tendencia definida. Las pequeñas variaciones medidas en las temperaturas de los fluidos de entrada, los errores aleatorios de los sensores de temperatura y posibles pérdidas de calor al ambiente, provocan que el cambiador se salga del comportamiento exponencial "puro". A continuación se hacen una serie

de sugerencias para lograr controlar mejor estos factores.

6.2 Con respecto a la instalación experimental.

Resulta indispensable estabilizar la temperatura de la línea de conducción de agua caliente al cambiador antes de iniciar la prueba, para obtener una entrada escalón de temperatura. Se sugiere la forma empleada para las pruebas experimentales en este trabajo (ver capítulo IV), con la cual se obtuvieron buenos resultados.

Se observaron algunas variaciones en las temperaturas de entrada de los fluidos, sobre todo en el fluido frío. Dichas variaciones solo representan una oscilación del $\pm 1.5\%$ del valor promedio, cuyo efecto no fue relevante para los resultados de las pruebas y solo fué apreciado hacia el final de la misma. Sin embargo, cabe mencionarlo ya que éstas se pueden reducir casi por completo, previendo las siguientes circunstancias: 1) Para el fluido frío, la temperatura de la línea de suministro no fue siempre la misma que la del tanque de almacenamiento. La diferencia máxima registrada fue de 2°C . Se sugiere tener un depósito de mayor capacidad que contenga el volúmen necesario tanto para suministrar el líquido requerido para estabilizar el sistema, como el empleado durante la prueba misma.

2) La temperatura de entrada del fluido caliente T_{ce} , mostró una ligera tendencia a incrementarse conforme disminuía el nivel del tanque; situación provocada por la estratificación de temperaturas

dentro del mismo. Por lo tanto se debe implementar una forma de evitar dicha estratificación durante la prueba. Como en el caso anterior, la variación fué mínima, y solo se apreciaron sus efectos hacia el final de la prueba.

Durante el periodo de estabilización, se debe prever una instalación que permita circular al fluido (para estabilizar el sistema) tanto por el lado de los tubos como el de la coraza. Sin hacer esto, los tiempos de estabilización pueden ser excesivamente largos ya que el gradiente de temperaturas es asintótico.

Se debe cuidar la respuesta dinámica de los elementos sensores. Funcionan en forma adecuada los termopares desnudos empleados en este trabajo. No solo muestran un excelente comportamiento dinámico sino que además reducen considerablemente la conducción de calor de la punta al cuerpo sujetador del mismo. Sin embargo, para velocidades de flujo mayores a las encontradas en estos experimentos, la resistencia mecánica de las puntas, puede presentar problemas. Se sugiere consultar el trabajo de Moffat [13] para diseños alternos de termopares.

Las lecturas de las cuatro temperaturas que se registraron durante la prueba, T_{re} , T_{ce} , $T_{rs(t)}$ y $T_{cs(t)}$, se hicieron cada 15 seg. durante los primeros 3 minutos y cada 30 seg. por el resto de la prueba. A pesar de que con estos tiempos se obtuvieron resultados

satisfactorios, es deseable poder realizar un barrido mas frecuente durante el primer minuto de la prueba. Esto con el propósito de medir con mayor detalle la variación de las temperaturas de salida durante este periodo, para detectar tiempos de retardo más cortos.

El flujo másico el fluido caliente \dot{m}_c , mostró una ligera tendencia a disminuir conforme disminuía el nivel del tanque; situación provocada por la disminución de la carga estática en la toma de la bomba. Para tanques de almacenamiento con mayores diferencias de carga, entre el inicio y final de la prueba, dicha variación puede ser considerable y deberá corregirse para evitar un error en las lecturas.

Durante la prueba, el fluido frío fluyó por gravedad, y con tal arreglo fué posible obtener los resultados experimentales aquí expuestos. Resultó ser una limitante para hacer corridas con mayores velocidades de flujo. Por lo tanto se recomienda impulsar ambos fluidos con bombas, tratando de mantener su carga estática a la entrada, lo más constante posible en términos prácticos.

6.3 Recomendaciones para trabajos posteriores sobre el tema.

En este trabajo se han expuesto los alcances y limitaciones de la información que puede ser obtenida a partir de una prueba experimental en la que se evalúa el estado transitorio de un cambiador

de calor de tubo y coraza. Se considera, que el hecho de poder obtener la cantidad de calor que se acumula en el sistema Q_3 , además de otros valores, representa una alternativa importante en el análisis de sistemas complejos que operan regularmente en estado transitorio. Se han señalado también las características particulares de una instalación experimental para generar una entrada escalón de temperatura, y obtener su respuesta transitoria.

Se sugiere, como continuación de este estudio, el analizar el cambiador de calor ensayado mediante el método numérico propuesto por Correa & Marchetti [3]. El método está basado en principios sumamente claros y la forma en que se aborda el problema resulta por demás natural e ilustrativa. El método, a base del modelo de discretización propuesto por Gaddis [6], está diseñado para poder ser programado y resuelto por una computadora digital. Los resultados teóricos obtenidos por este método pueden ser comparados con los resultados experimentales presentados en este trabajo.

BIBLIOGRAFIA

- [1]
AZILION D., PIERSON P. y PADET J., "Constante de temps des échangeurs thermiques", Revue Général Thermique Française, No. 338, Febrero 1990, Francia, p. 64-78.
- [2]
COHEN W. y JOHNSON E., "Dynamics of concentric pipe heat exchangers", Industrial and Engineering Chemistry, vol. 49, No. 6, EUA 1956 p. 1031-1034.
- [3]
CORREA D. y MARCHETTI J., "Dynamic simulation of shell and tube heat exchangers", Heat Transfer Engineering, vol. 8, No. 1, EUA 1987, p. 50-59.
- [4]
DESOER C. y KUH E., Basic Circuit Theory, Mc Graw Hill, EUA 1969.
- [5]
FERNANDEZ J. L. y CHARGOY N. "Inercia térmica en un cambiador de calor tubular", Instituto de Ingeniería, México 1987.
- [6]
GADDIS E. S. y SCHLÜNDER E. U., "Temperature distribution and heat exchange in multipass shell and tube exchangers with baffles", Heat Transfer Engineering, vol. 1 No. 1, EUA 1979.
- [7]
GIEDT W. H., Principles of Engineering Heat Transfer, Van Nostrad Co, EUA 1957.
- [8]
GUTTERMAN G., "Specify the right heat exchanger", Hydrocarbon Processing, EUA 1980, p. 160-164.
- [9]
HOLMAN J. P., Métodos Experimentales para Ingenieros, Mc Graw Hill, EUA 1981.
- [10]
HOLMAN J. P., Heat Transfer 5 ed., Mc Graw Hill, EUA 1981.
EUA 1981.
- [11]
KERN D., Procesos de Transferencia de Calor, Mc Graw Hill, EUA 1965.

[12]

KREITH F., Principios de Transferencia de Calor, Herreros Hnos., México 1970.

[13]

MOFFAT R. J., "How to specify thermocouple response", ISA Journal, junio 1957, EUA p. 219-223.

[14]

OGATA K., Ingeniería de Control Moderna, Prentice Hall, EUA 1970.

[15]

TABOREK J., "Evolution of heat exchanger design techniques", Heat Transfer Engineering, vol. 1 No. 1, EUA 1979 p. 15-29.

[16]

TABOREK J., "Design methods for heat transfer equipment, a critical survey of the state of the art", Heat Exchanger Sourcebook, EUA.

[17]

TEMA, Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association 6 ed., EUA 1978.

[18]

THAL-LARSEN H., "Dynamics of heat exchangers and their models", Journal of Basic Engineering, vol. 48, EUA 1960, p. 489-504.

[19]

WALKER G., Industrial Heat Exchangers, A Basic Guide, Mc Graw Hill, EUA 1982.

[20]

WELTY J., Engineering Heat Transfer, John Wiley & Sons, EUA 1974.

APENDICE

El área bajo la curva de una ecuación exponencial del tipo:

$$y = K e^{-(1/\tau)t}$$

es:

$$dy = K e^{-(1/\tau)t} dt$$

$$\int dy = \int K e^{-(1/\tau)t} dt$$

NOTA: El intervalo de tiempo se define en función de τ donde el coeficiente b multiplica a τ .

$$A = -K \tau \left| e^{-(1/\tau)t} \right|_{t=0}^{t=b\tau} = -K \tau (e^{-(b\tau/\tau)} - 1)$$

tabulando:

b	t	A
1		0.6321 h t
2	2t	0.8647 h t
3	3t	0.9502 h t
4	4t	0.9817 h t
5	5t	0.9932ht
⋮	⋮	⋮
10	10t	0.9999 h t

de la tabla anterior puede verse claramente que el área bajo la curva tendrá un valor máximo de $A = K \tau$.