

*Williams Guillermo Alvarez Mejía
Otto Raúl de León de Paz
Manuel Tay Oroxom
Luis Eduardo Gómez
Byron Garrido.*

“Diseño, construcción y evaluación de dos intercambiadores de calor de tubos concéntricos, fabricados con mano de obra y tecnología guatemalteca”.

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



CONTENIDO

Pág.

| | |
|--|----|
| Indice de figuras | |
| Indice de fotografías | |
| Indice de Tablas | |
| 0 INTRODUCCION | 1 |
| 0.1 Definición del Problema | 1 |
| 0.2 Fundamentación Bibliográfica | 2 |
| 0.3 Objetivos | 2 |
| CAPITULO 1 Diseño y Construcción | 3 |
| 1.1 Descripción de las zonas | 3 |
| 1.1.1 Zona de alimentación de vapor | 3 |
| 1.1.2 Zona de alimentación de agua | 3 |
| 1.1.3 Zona de intercambio de calor en superficie lisa | 3 |
| 1.1.4 Zona de intercambio de calor con superficie extendida | 7 |
| 1.1.5 Zona de recolección de condensado | 8 |
| 1.1.6 Zona de recolección y almacenamiento de agua | 8 |
| 1.1.7 Zona de propulsión de agua | 8 |
| 1.2 Aspectos generales del equipo | 10 |
| 1.2.1 Operación del equipo | 10 |
| 1.3 Criterios del diseño desarrollado | 11 |
| CAPITULO 2 Evaluación | 12 |
| 2.1 Procedimiento para toma de datos | 12 |
| 2.2 Evaluación | 12 |
| 2.3 Resultados de la evaluación | 13 |
| CONCLUSIONES | 17 |
| REFERENCIAS | 19 |
| APENDICE A: Fotografías que detallan la construcción de los intercambiadores de calor | 21 |
| APENDICE B: Ilustración de los cálculos efectuados para la evaluación. | 28 |



INDICE DE FIGURAS

Figuras

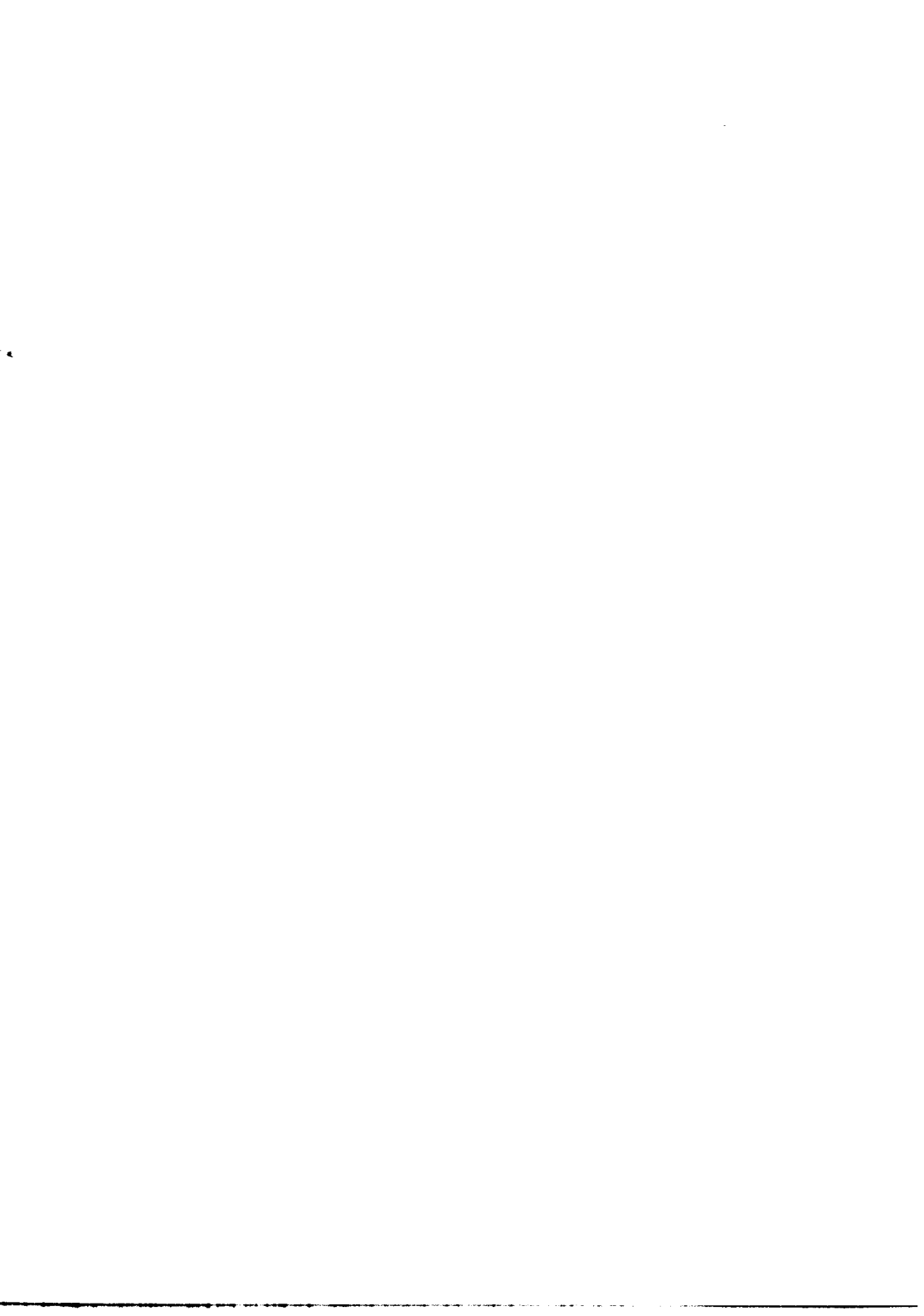
1. Diagrama de flujo de los dos intercambiadores diseñados y construidos en el laboratorio de Operaciones Unitarias (p. 4).
2. Zona de vapor de los intercambiadores (p. 5).
3. Zona de agua de los intercambiadores (p. 6).
4. Corte transversal en los intercambiadores (p. 7).
5. Corte transversal en la brida (pestaña) instalada en los intercambiadores (p. 8).
6. Detalle interno y externo de los tubos que forman los intercambiadores (p. 9).
6. Detalle interno y externo de los tubos que forman los intercambiadores de calor (p. 9).
7. Coeficientes totales de transferencia de calor en función del Número de Reynolds para los intercambiadores evaluados (p. 13).
8. Relación del coeficiente total de transferencia de calor en el intercambiador aleteado/coeficiente total de transferencia de calor en el intercambiador liso en función del Número de Reynolds (p. 15).

INDICE DE FOTOGRAFÍAS

1. Intercambiador de calor de superficie extendida parcialmente introducido en su tubo chaqueta (p. 21).
2. Intercambiador de calor de superficie lisa, parcialmente introducido en su tubo chaqueta (p. 22).
3. Comparación de la superficie externa en los tubos internos (p. 23).
4. Detalle de la mesa sostenedora de la unidad durante la instalación de los dos intercambiadores (p. 24).
5. Detalle de los tubos interno y externo de los intercambiadores de la unidad (p. 25).
6. Detalle de las bridas (pestañas) (p. 26).
7. Vista de una brida ya acoplada en el extremo de un intercambiador (p. 27).

INDICE DE TABLAS

1. Relación de los coeficientes totales de transferencia de calor (p. 14).
2. Datos de calibración del rotámetro (p. 28).
3. Resultados de la calibración del rotámetro (p. 29).
4. Caudales y temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor liso (p. 33).
5. Caudales y temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor aleteado (p. 34).
6. Coeficiente total de transferencia de calor en el intercambiador de calor liso (p. 34).
7. Coeficiente total de transferencia de calor en el intercambiador aleteado (p. 35).



INTRODUCCION

El estudio de intercambiadores de calor en tubos concéntricos, forma parte del conjunto de prácticas de laboratorio que se lleva a cabo en la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad de San Carlos de Guatemala, específicamente en el área de Operaciones Unitarias. El desarrollo del presente proyecto de investigación se propuso para completar parcialmente el estudio de la transferencia de calor en un determinado equipo. Las necesidades de un equipo de tales características, se determinó al analizar los requerimientos de equipo con fines didácticos que tiene el área de Operaciones Unitarias.

Luego de determinar el problema, se procedió a consultar las fuentes bibliográficas que sirvieran de soporte para su diseño, construcción y evaluación. Los materiales se seleccionaron de acuerdo a los requerimientos, y se tomó en cuenta el aspecto comercial de éstos, así como su disponibilidad en plaza o en el mercado.

0.1 DEFINICION DEL PROBLEMA

"El tema del proyecto se ha ubicado en las operaciones unitarias físicas controladas por la transmisión de calor, las cuales son sólo una parte de las operaciones en las que se desea un intercambio de energía." (Costa López, 1985).

Para aprovechar en mejor forma la energía térmica generada y reducir los costos de los aparatos utilizados para la transferencia de calor, se debe buscar la forma más eficiente de utilizar los mecanismos de transmisión de calor (conducción y convección) y su relación óptima con las áreas de transferencia de calor. Lo anterior nos conduce a buscar intercambiadores de calor que sean sencillos en cuanto a su forma, pero que a su vez posean coeficientes de transferencia de calor altos.

Por otra parte, en Guatemala, la industria depende tecnológicamente de diseños de intercambiadores de calor fabricados en otros países, de igual manera los aparatos didácticos para la enseñanza de la ingeniería; lo cual crea una dependencia en equipos de tecnología no compleja.

Por lo tanto se plantea diseñar, construir y montar dos intercambiadores de calor de tubos concéntricos, que cumplan con las siguientes condiciones:

1. Que sean simples de construir, con materiales y técnicas existentes en el país para que su instalación sea factible.
2. Que los intercambiadores de calor sean desarmables para poder realizar trabajos de limpieza y/o reparación en la parte interna.
3. Que sea un modelo didáctico, para:
 - 3.1 Caracterizar las variables principales a tener en cuenta en un diseño para un servicio específico.
 - 3.2 Estudiar las características de transmisión de calor en intercambiadores con superficie extendida, tanto comerciales como fabricados en la Facultad de Ingeniería.

- 3.3 Ampliar las unidades de práctica en el Laboratorio de Operaciones Unitarias, completando parcialmente el área de transferencia de calor, para fortalecer el proceso de enseñanza-aprendizaje.

0.2 FUNDAMENTACION BIBLIOGRAFICA

Carrasco (1989) estudió los principales factores de operación en un intercambiador de calor de tubos concéntricos (temperaturas de trabajo, estado de los fluidos, presiones de las corrientes, pérdidas de presión, caudales de los fluidos, acción corrosiva de los fluidos y posibilidades de incrustamiento en los tubos internos) en su unidad experimental de tres intercambiadores, construida en el Departamento de Ingeniería Química de la Universidad Sherbrooke, Canadá. El detalle presentado por Carrasco, en su instalación experimental de intercambiadores de calor de tubos concéntricos es simple para su comprensión.

Sad y colaboradores (1977) describen su experiencia en cuanto a diseño y construcción de equipo en escala de banco, el cual se opera fácilmente dada la simplicidad de su diseño.

Molyneux (1967) muestra en detalle un equipo de intercambiador de calor de superficie extendida, construido para estudiar las características de transmisión de calor en este tipo de intercambiadores. Puesto que las referencias anteriores no ofrecen todos los detalles para el diseño y construcción del intercambiador, es necesario fundamentarse en otras fuentes bibliográficas, tales como: Geankoplis (3), Fåse (6) y Peters (8), entre otros.

0.3 OBJETIVOS

El objetivo de este estudio fue diseñar, construir y evaluar dos intercambiadores de calor de tubos concéntricos de superficie lisa y de superficie extendida, fabricados con mano de obra y tecnología guatemaltecas, para su posterior aplicación docente en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Facultad de Ingeniería. Dicho objetivo implica dos aspectos que responden al problema planteado:

- a) El componente teórico se logra al caracterizar las variables y estudiar la transmisión de calor en las fuentes bibliográficas, así como en la evaluación del aparato construido, y
- b) Poner en práctica y aprovechar los recursos con que se dispone, para lograr la construcción y montaje de los intercambiadores de calor en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.

CAPITULO I

DISEÑO Y CONSTRUCCION

En la figura 1 se observa el esquema del equipo diseñado y construido en el Laboratorio de Operaciones Unitarias para la evaluación de la transferencia de calor. En dicho diagrama se diferencian siete zonas de acuerdo a su funcionalidad:

1. Zona de alimentación de vapor.
2. Zona de alimentación de agua.
3. Zona de intercambio de calor con superficie lisa, intercambiador A.
4. Zona de intercambio de calor con superficie extendida, intercambiador B.
5. Zona de recolección de condensado.
6. Zona de recolección y almacenamiento de agua.
7. Zona de propulsión de agua.

1.1 DESCRIPCION DE LAS ZONAS

1.1.1 Zona de alimentación de vapor: para alimentar el vapor a los intercambiadores de calor de superficie lisa y extendida, se utiliza una conducción de tubería que contiene los siguientes accesorios: a) un filtro de tamiz de latón, b) un regulador de presión de 0 a 413.68 kPa (0-60 lb/plg²), c) un manómetro de carátula con escala de 0 a 413.68 kPa (0-60 lb/plg²), d) una válvula de seguridad diseñada para una presión máxima de 551.58 kPa (80 lb/plg²), e) dos válvulas de globo.

Para incrementar la capacidad de calentamiento de la unidad se instaló una línea de vapor adicional, similar a la descrita. Un esquema de la zona de vapor del intercambiador se puede observar en la figura 2.

1.1.2 Zona de alimentación de agua: el esquema de la zona de alimentación de agua de los intercambiadores se observa en la figura 3. En esta zona están ubicados: a) dos rotámetros; uno para caudal bajo, hasta 4 L/min, y otro para caudal mayor, de 7 a 33 L/min, ambos de policarbonato, b) un termómetro de carátula de 0.0762 m. de diámetro, con rango de 273 a 473 K (0-200 °C), y c) dos válvulas de compuerta de 0.0125 m. de diámetro, que controlan la alimentación a los intercambiadores de calor.

1.1.3 Zona de intercambio de calor en superficie lisa: esta zona que se observa en la figura 1, como Intercambiador A, está constituida por un tubo exterior de hierro galvanizado de diámetro nominal de 0.0508 m. (2 plg.), cédula 40 y un tubo interno de hierro galvanizado, cédula 40 con diámetro nominal de 0.01905 m. (3/4 plg.).

INTERCAMBIADOR. DE CALOR TUBOS CONCENTRICOS

SIMBOLOGIA

- ⊖ TERMOMETRO
- ⊖ ROTAMETRO
- ⊖ MANOMETRO
- ⊖ TRAMPA DE VAPOR
- ⊖ REGULADOR DE PRESION
- ⊖ FILTRO DE VAPOR
- ⊖ VALVULA COM PUERTA
- ⊖ VALVULA GLOBO
- ⊖ VALVULA SEGURIDAD
- ⊖ BOMBA CENTRIFUGA

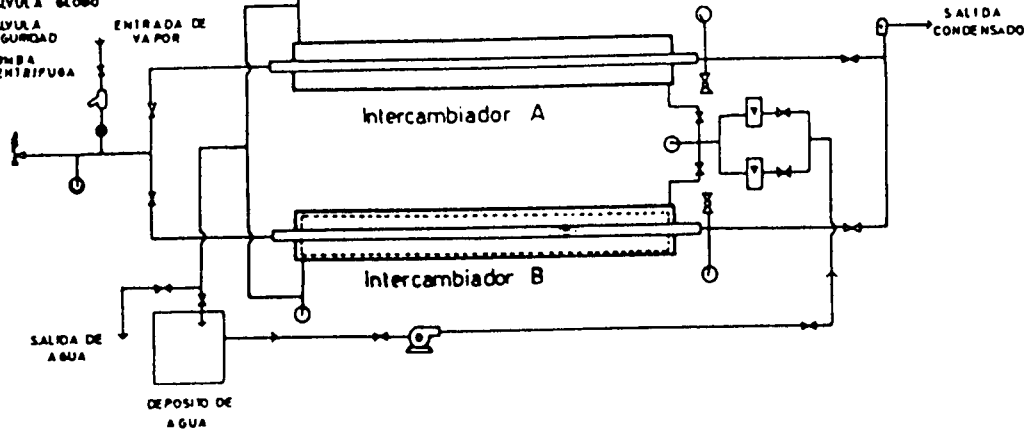


Figura 1. Diagrama de flujo de los intercambiadores diseñados y construidos en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS
ZONA DE VAPOR

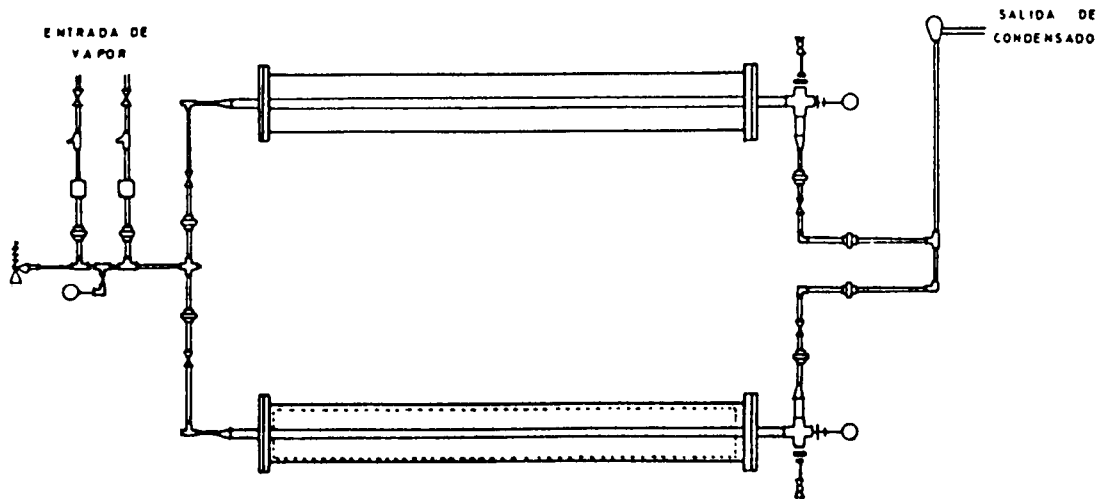


Figura 2. Zona de vapor de los intercambiadores diseñados y construidos en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS

ZONA DE AGUA

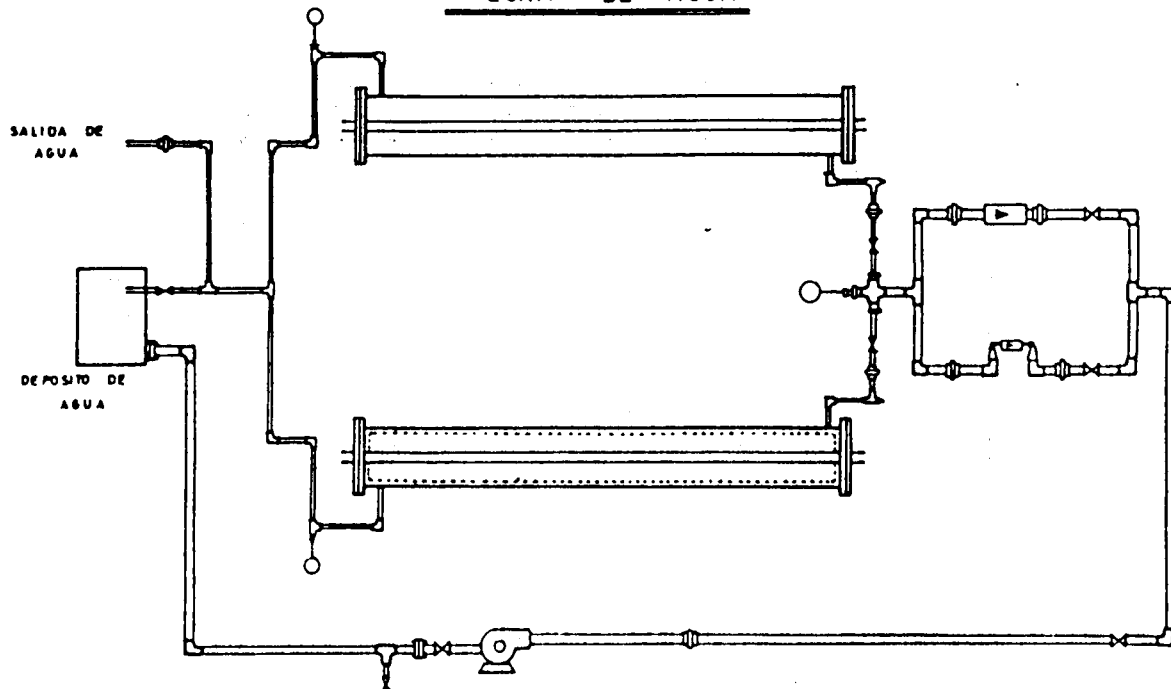


Figura 3. Zona de agua de intercambiadores.

CORTE TRANSVERSAL EN LOS TUBOS INTERNOS

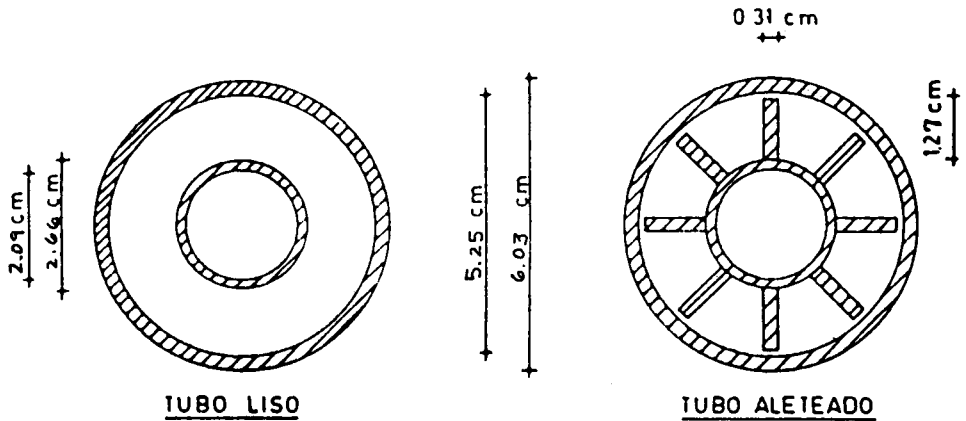


Figura 4. Corte transversal en los intercambiadores. Tubo interno y externo.

El tubo exterior lleva en sus extremos bridas de hierro negro unidos con soldadura de latón, las cuales se cierran al unir su extremo con otra brida que está soldada con el tubo interno de salida o entrada de vapor. La unión de las bridas se hizo por medio de cinco tornillos. Los extremos van separados por empaques dobles de material Garlock; el detalle de estas bridas se observa en los cortes transversales de las figuras 4 y 5. La figura 6 muestra el detalle interno y externo de los intercambiadores, así como la copla interior que permite desenroscar el tubo interno, de manera que se pueda desmontar el intercambiador para su limpieza. La distancia entre las bridas soldadas en los extremos del tubo exterior es de 2.50 m.

- 1.1.4 Zona de intercambio de calor con superficie extendida:** esta zona se observa en la figura 1 como Intercambiador B. Está constituida por un tubo interior de hierro galvanizado con diámetro nominal de 0.01905 m. (3/4 plg.), y un tubo exterior de diámetro nominal de 0.0508 m. (2 plg), ambos de cédula 40. La diferencia en la superficie de los tubos internos se observa en las figuras 4, 5 y 6. La superficie extendida del Intercambiador B, se logró al unir con soldadura ocho aletas longitudinales a un tubo similar al utilizado en el Intercambiador A. El largo de las aletas es de 2.36 m. cada una y tienen un espesor de 0.003175 m. (1/8 pulg.) y una altura de 0.0127 m. (1/2 plg.)

CORTE TRANSVERSAL EN LAS BRIDAS

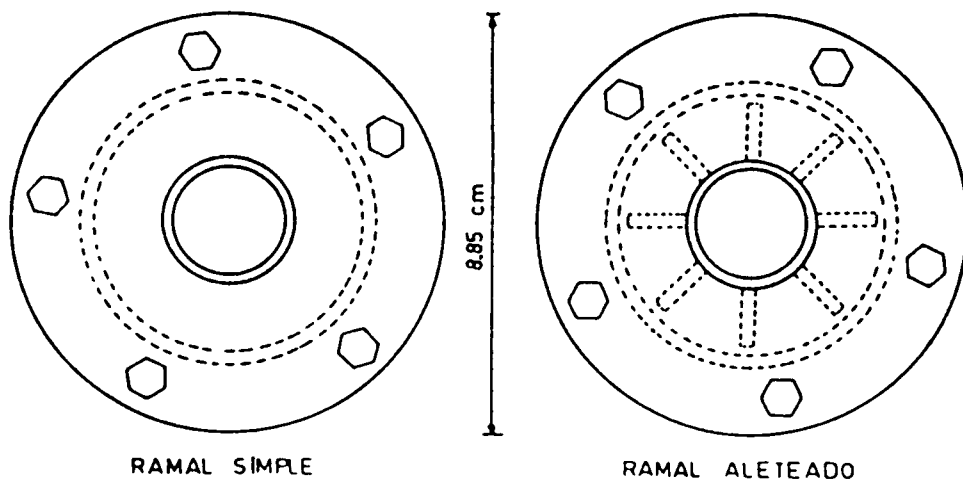
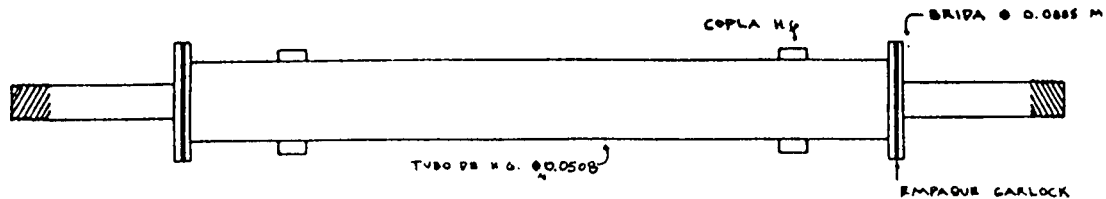


Figura 5. Corte transversal de las bridas instaladas en los extremos de los intercambiadores. Se muestran los cinco tornillos de unión.

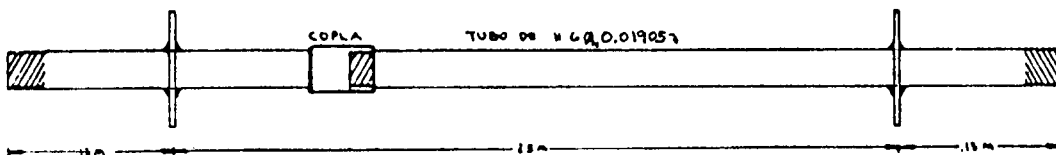
- 1.1.5 Zona de recolección de condensado:** esta zona cuenta con una válvula de bola, para la purga de aire seguida de un termómetro de carátula de 0.0762 m. (3 plg.) de diámetro, con escala de 273 a 473 K (0-200 °C), así como 2 válvulas de compuerta de 0.0127 m. (1/2 plg.) de diámetro, que están colocadas una en cada intercambiador, y al final de la instalación hay una trampa de vapor.
- 1.1.6 Zona de recolección y almacenamiento de agua:** cada una de las líneas provenientes de los intercambiadores están provistas con un termómetro de carátula con rango de 273 a 473 K (0-200 °C), para medir la temperatura del agua en la salida de los intercambiadores. Las líneas de conducción de agua convergen en un depósito de cobre de base cuadrada con capacidad para 138 litros.
- 1.1.7 Zona de propulsión de agua:** está constituida por una bomba centrífuga acoplada a un motor con potencia de 559.5 W (3/4 HP) y 3450 rpm, conteniendo un impulsor de bronce. Para la medición de la temperatura del agua de ingreso a la bomba, se instaló un termómetro de carátula con rango de 273 a 473 K (0-200 °C).

DETALLE DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

TUBO EXTERNO



TUBO INTERNO (LISO)



TUBO INTERNO (ALETEADO)

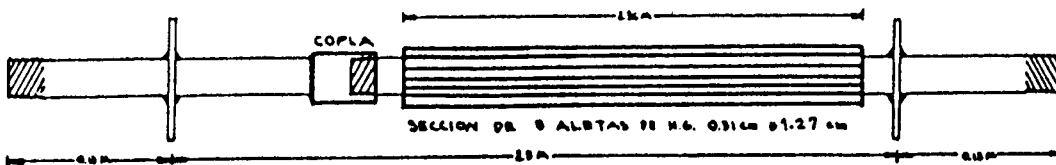


Figura 6. Detalle de los tubos internos y externos de los intercambiadores de superficie lisa y extendida.

1.2 ASPECTOS GENERALES DEL EQUIPO

El equipo detallado en la figura 1, descansa sobre una armazón de hierro rectangular con las siguientes dimensiones: largo 2.4 m., ancho 0.80 m. y alto 1.5 m.

Los intercambiadores de calor pueden ser trabajados a velocidades de flujo que fluctúan entre 0 y 40 L/min, sin embargo, normalmente su operación se realiza entre 15 y 37 L/min. Durante la operación de los intercambiadores la presión del vapor es generalmente de 206.84 kPa (30 lb/plg²). La temperatura de trabajo del agua varía entre la temperatura del medio ambiente (293 a 298 K) hasta una máxima de 333 K (60 °C), aunque el equipo está diseñado para trabajar hasta temperaturas de 408 K (135 °C), se ha decidido que la temperatura de trabajo sea menor que la del diseño, debido a que la bomba que se instaló tiene una limitante por temperatura para su funcionamiento.

La unidad en su conjunto y en su mayoría es de metal, siendo éstos: hierro galvanizado, hierro negro y otros materiales como bronce y cobre.

Los intercambiadores de calor y todo su sistema pueden ser operados y controlados solamente por una persona, sin embargo, para su caracterización se recomienda que dos o tres personas la operen, ya que es necesario realizar lecturas de flujos, presiones y temperaturas, y efectuar cálculos matemáticos.

La operación de la unidad se puede realizar en forma de **circuito abierto**, cuando la alimentación de agua es la que proviene de la cañería municipal y la descarga se hace en el drenaje del laboratorio; pero la operación también se puede realizar en forma de **circuito cerrado**, cuando el agua de alimentación es la que se toma del depósito que se muestra en la figura 1, y la descarga se hace en el mismo depósito.

Al operar los intercambiadores de calor, el fluido frío (agua) fluye en el espacio anular formado por los tubos del intercambiador; este fluido debe poseer baja viscosidad para que las fuerzas de oposición al movimiento puedan ser vencidas con la potencia de la bomba centrífuga; además, debe poseer un caudal tal que se evite la formación de flujo laminar que limita la transferencia de calor. El fluido caliente (vapor), fluye en el interior del tubo interno en contracorriente al movimiento del fluido frío que va en el espacio anular de los tubos que forman el intercambiador de calor. El fluido caliente debe poseer alta entalpía, en forma líquida o vapor. En el presente estudio se trabajó con vapor por las siguientes razones: a) es uno de los medios más efectivos para transferir calor, por su alto contenido calorífico, b) es de uso común en la industria, c) se puede controlar y transportar fácilmente y d) porque su generación es factible en el laboratorio.

Otros instrumentos adicionales que se requieren para operar la unidad y poder tomar datos son: un cronómetro, una balanza y un recipiente para recoger volúmenes de agua; esto se hace para determinar la masa de agua que entra en cierto tiempo (flujo másico, kg/s).

1.2.1 OPERACION DEL EQUIPO

La **secuencia de arranque** del equipo es la siguiente:

- a) Llenar el depósito de agua.
- b) Cebiar la bomba centrífuga.
- c) Revisar que las válvulas del circuito de agua se encuentren en posición adecuada, dependiendo del intercambiador que se va a operar.
- d) Iniciar el funcionamiento de la bomba con el interruptor eléctrico.
- e) Aforar el caudal de agua a trabajar, a través de la lectura del rotámetro y la válvula de globo.
- f) Esperar un término de 2 ó 3 minutos para que el sistema se estabilice.
- g) Abrir la válvula general de vapor y la válvula individual del intercambiador seleccionado para trabajar, manteniendo la válvula del otro intercambiador cerrada.
- h) Abrir la válvula de purga de aire del intercambiador de trabajo por lo menos durante un minuto, luego se cierra.
- i) Dejar que circule el vapor por 3 minutos para que éste se estabilice.
- j) Realizar las lecturas de datos de una primera corrida.

La **secuencia de paro** es la siguiente:

- a) Cerrar la válvula general de vapor.
- b) Abrir las purgas de aire, después de 2 ó 3 minutos de haber cerrado la válvula general de vapor.
- c) Dejar de 5 a 10 minutos, funcionando el sistema de agua.
- d) Detener el bombeo de agua, a través del interruptor eléctrico.
- e) Vaciar el depósito de almacenamiento de agua.

1.3 CRITERIOS DEL DISEÑO DESARROLLADO

Los criterios que se aplicaron para el diseño de los intercambiadores de calor fueron los siguientes:

- 1.3.1 **Primer criterio:** que las dimensiones de tubería depósito de almacenamiento y bomba, fueran muy parecidas a las del sistema de intercambiadores de calor de tubos concéntricos de cobre que existen en el Laboratorio de Operaciones Unitarias para poder realizar una comparación entre ambos.
- 1.3.2 **Segundo criterio:** que los materiales de construcción estuvieran disponibles en el mercado nacional.
- 1.3.3 **Tercer criterio:** que el trabajo técnico de los materiales fuera fácil de realizar en los talleres de la facultad.
- 1.3.4 **Cuarto criterio:** que la unidad fuera desarmable, para fines de limpieza y/o reparación. En el apéndice A se encuentran las fotografías que representan diferentes etapa de la construcción y montaje del equipo, así como los acoples que hacen que los intercambiadores puedan ser desarmables.
- 1.3.5 **Quinto criterio:** utilizar instrumentos de medición de tipo industrial (termómetros y manómetros), para que el estudiante se familiarice con su uso.

CAPITULO 2

EVALUACION

2.1 PROCEDIMIENTO PARA TOMA DE DATOS:

Para la evaluación de los intercambiadores de calor de tubos concéntricos fue necesario seleccionar y tomar los siguientes datos:

- Determinación de un caudal inicial de agua, medido con el rotámetro y se estabilizó con la válvula de globo.
- Medición de la temperatura del agua de alimentación con el termómetro de carátula.
- Al abrir la válvula de compuerta de ingreso de vapor al intercambiador seleccionado, se midió la medición del vapor, éste por medio de un manómetro de carátula.
- Medición de la temperatura del agua de salida y la del vapor condensado.

Estas cuatro actividades se repitieron en diferentes caudales de agua, en los dos intercambiadores.

2.2 EVALUACION:

Una forma conveniente para expresar la rapidez de transferencia de calor para casos en donde existen una combinación de mecanismos de conducción y convección, es el **coeficiente total de transferencia de calor (U)** que contiene implícito los coeficientes individuales de transferencia de calor para cada uno de los mecanismos, tal como lo indica la siguiente ecuación.

$$U = 1 / (1/h_1 + x/k + 1/h_2) \quad [\text{Ec. 1}]$$

que considera la conductividad térmica (k) y el espesor de la pared de transferencia (x) para la conducción, y para la convección considera a los coeficientes convectivos de transferencia tanto internos (h_1) como externos (h_2).

El número adimensional de Reynolds (N_{Ro}) se utiliza para determinar qué tipo de flujo (laminar o turbulento) se tiene en el interior de los intercambiadores. El número de Reynolds está en función de la velocidad del fluido (agua en este caso), su densidad y su viscosidad, así como del diámetro equivalente interno (hidráulico) del tubo por donde éste fluye.

Debido a que el rotámetro sufrió modificaciones en cuanto a su forma, fue necesario calibrarlo nuevamente.

En el apéndice B, se ilustra la secuencia de los cálculos para efectuar la evaluación.

2.3 RESULTADOS DE LA EVALUACION

2.3.1 En el intercambiador de calor de superficie lisa, el coeficiente total de transferencia de calor describe un comportamiento logarítmico descendente, conforme aumenta el número de Reynolds del flujo de agua, tal como se observa en la figura 7.

La ecuación que representa esta tendencia se expresa de la siguiente manera:

$$U = 7131.9433 - 550.4088 \text{ LN } (N_{RO}) \quad [\text{Ec. 2}]$$

2.3.2 En el intercambiador de calor de superficie extendida, el coeficiente total de transferencia de calor aumenta en forma exponencial conforme aumenta el número de Reynolds del flujo de agua, como se observa en la figura 7.

VARIACION

Coef. total - Número de Reynolds

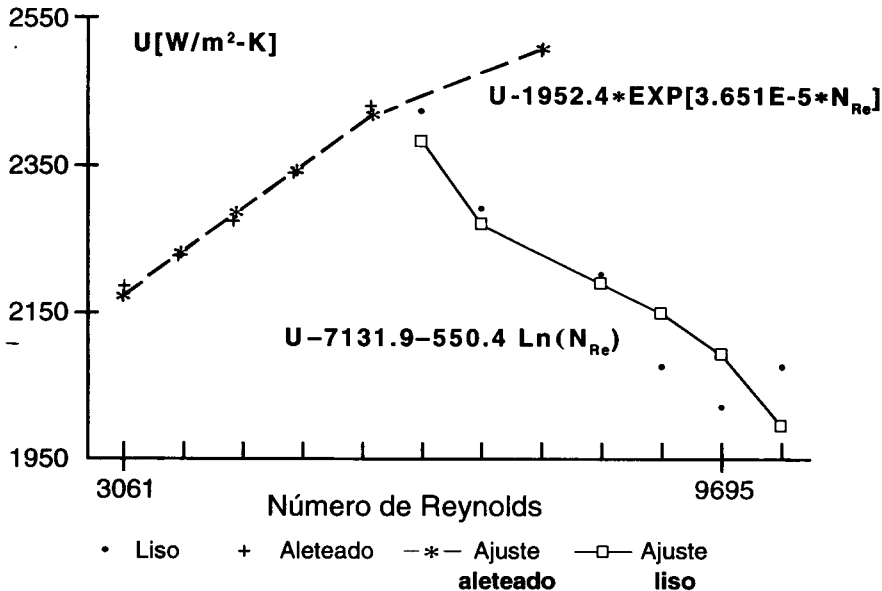


Figura 7.

La ecuación que representa esta tendencia es de la siguiente forma:

$$U = 1952.4989 \cdot \text{EXP}[(3.65159 \cdot 10^{-5})(N_{\text{Ro}})] \quad [\text{Ec. 3}]$$

con un coeficiente de correlación de 0.9989.

2.3.3 Se determinó que a caudal igual o mayor que 16.55 L/min. el intercambiador de calor de superficie extendida tiene un coeficiente total de transferencia de calor (U) superior al del intercambiador liso. Este resultado se manifiesta cuando la relación de **U total sup. ext/Utotal sup. lisa**, empieza a ser mayor que la unidad conforme aumenta el caudal, como se muestra en la tabla 1, y se observa en la figura 8.

Tabla 1.

| Relación de los coeficientes totales de transferencia de calor | |
|---|---|
| Caudal L/min | Relación $U_{\text{aleteado}}/U_{\text{liso}}$ |
| 9.31 | 0.9087 |
| 12.78 | 0.9708 |
| 16.55 | 1.0303 |
| 20.22 | 1.1365 |
| 23.91 | 1.1923 |
| 31.17 | 1.2150 |

Este comportamiento se explica al determinar que a un caudal de 16.55 L/min, el flujo acuoso en el intercambiador aleteado posee un Número de Reynolds de 4,325 que se clasifica como flujo en región de transición (3). Es decir, que a medida que el flujo dentro del intercambiador aleteado pasa del tipo laminar al turbulento, se aumenta la transferencia de calor, eliminando la resistencia de la subcapa viscosa que se forma en las aletas, cuando el flujo es del tipo laminar.

Por otra parte Kreith (9) menciona que:

"En el flujo laminar a través de un ducto, así como en el flujo laminar sobre una placa plana, las partículas del fluido, frías y calientes, no se mezclan por movimientos parásitos y la transferencia de calor tiene lugar solamente por conducción. En la transición del flujo ocurre una cierta cantidad de mezcla por medio de remolinos que llevan líquidos más calientes hacia las regiones más frías y viceversa; puesto que el movimiento de mezcla, aun cuando solamente sea en pequeña escala, acelera considerablemente la transferencia de calor, por encima de $Re=2,100$ ocurre un marcado incremento en el coeficiente de transferencia de calor,..."

RELACION

U aleteado / U liso

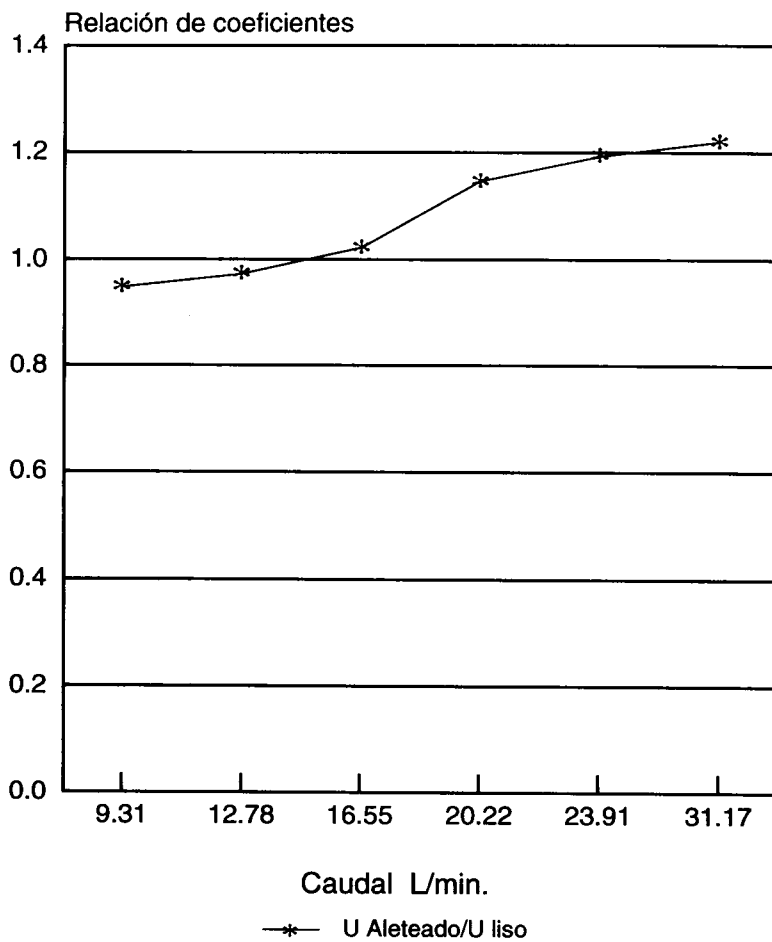


Figura 8.

CONCLUSIONES

1. La relación de transferencia de calor en el intercambiador liso disminuye en forma logarítmica, conforme aumenta el Número de Reynolds.
2. La relación de transferencia de calor en el intercambiador aleteado aumenta en forma exponencial, conforme aumenta el Número de Reynolds.
3. A partir de la región de transición (Número de Reynolds mayor que 2,100) la transferencia de calor en el intercambiador aleteado es superior a la del intercambiador liso.
4. Al aumentar el caudal del fluido disminuye la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada de agua.

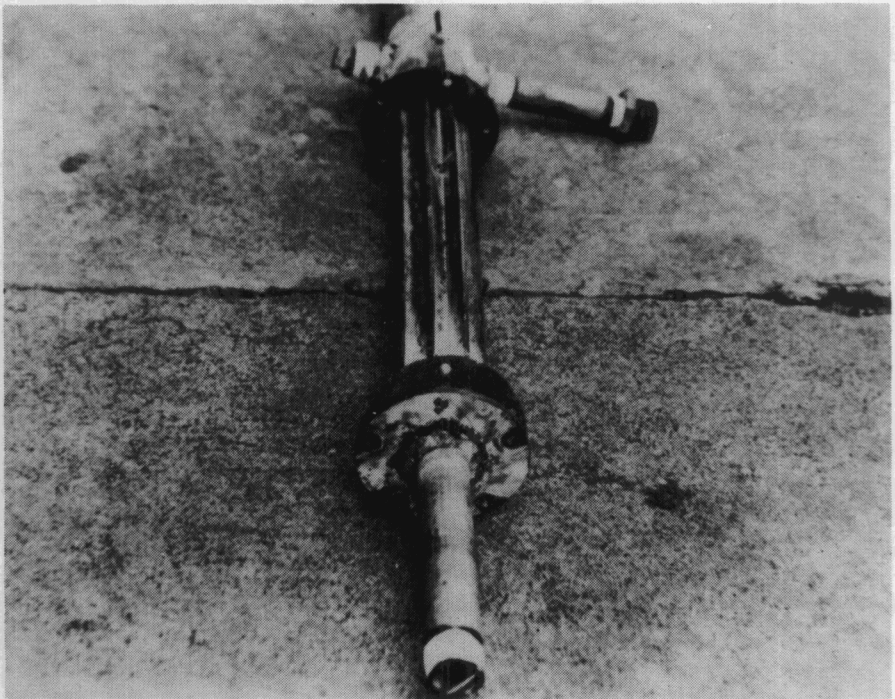
REFERENCIAS

1. Carrasco, Félix y José Costa. Cálculo de las características térmicas de intercambiadores de calor de tubos concéntricos. Revista de Ingeniería Química. España. 1989.
2. Costa, López. Curso de química técnica. Reverté. España. 1985.
3. Geankopolis, C.J. Procesos de transporte y operaciones unitarias. CECSA. México. 1989.
4. Kern, Donald. Procesos de transferencia de calor. CECSA. México. 1974.
5. Molyneux, F. Ejercicios de laboratorio de Ingeniería Química. Editorial Blume. 1969.
6. Rase, H.F. y H.M. Barrow. Ingeniería de proyectos para plantas de proceso. CECSA. México. 1979.
7. Sad, M.R. *et. al.* Diseño y construcción de un equipo para prueba de actividad, selectividad y estabilidad de catalizadores. Revista de la facultad de Ingeniería Química. Vol. 42. Argentina. 1977.
8. Peters, Max y Timmerhaus, Klaus. Plant Design and Economics for Chemical Engineers. MacGraw-Hill. U.S.A. 1968.
9. Kreith, Frank. Principios de Transferencia de calor. Herrero Hnos. México. 1976.

APENDICE A

FOTOGRAFIAS DE LA CONSTRUCCION

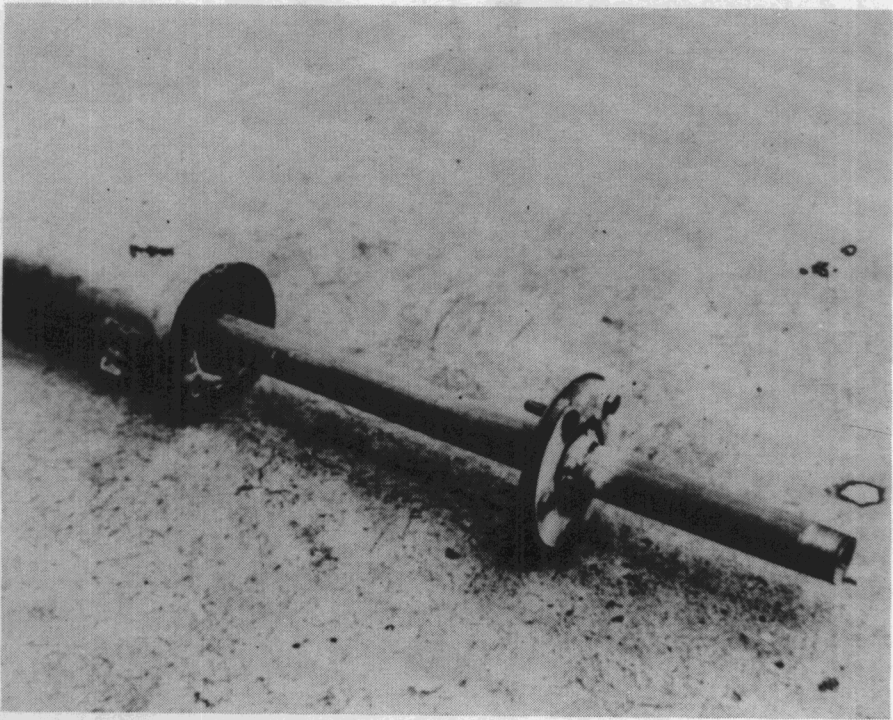
Las fotografías que se presentan a continuación, representan el tipo y construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos evaluado en este proyecto.



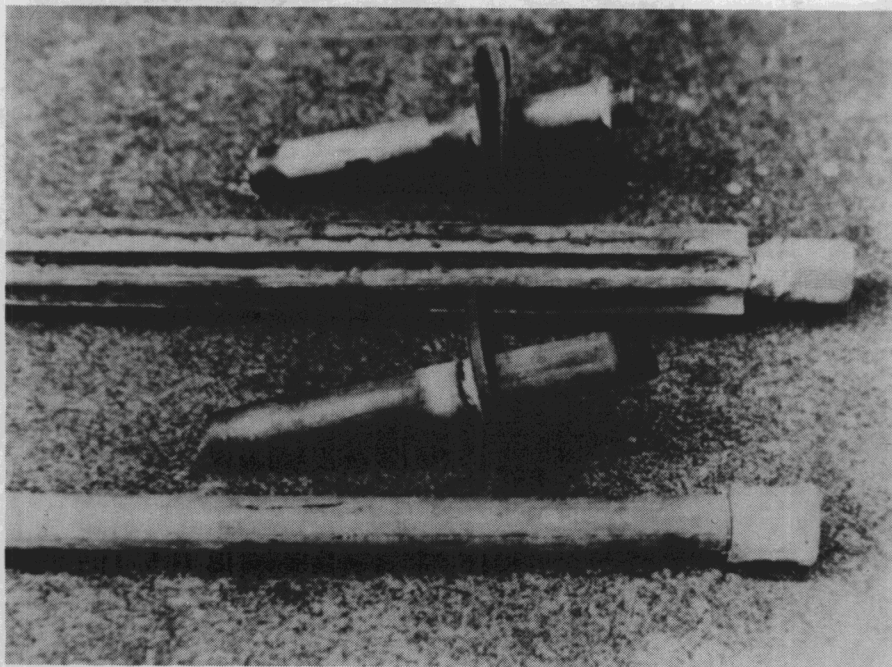
Fotografía 1. Intercambiador de calor de superficie extendida, parcialmente introducido en su tubo chaqueta.

FOTOGRAFÍAS DE LA CONSTRUCCIÓN

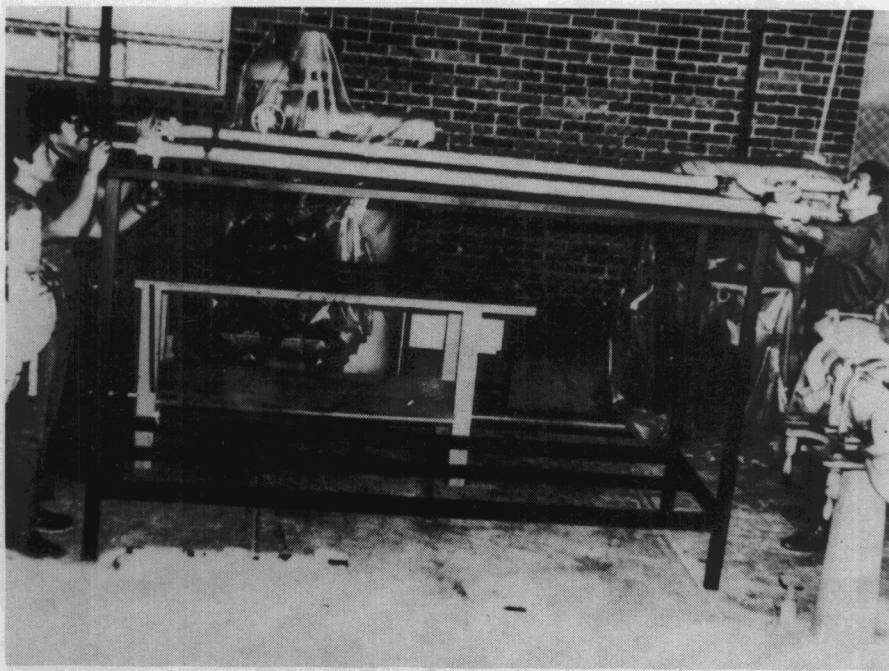
Las fotografías que se presentan a continuación representan el tipo y construcción del intercambiador de calor de tubos concéntricos evaluado en el estudio.



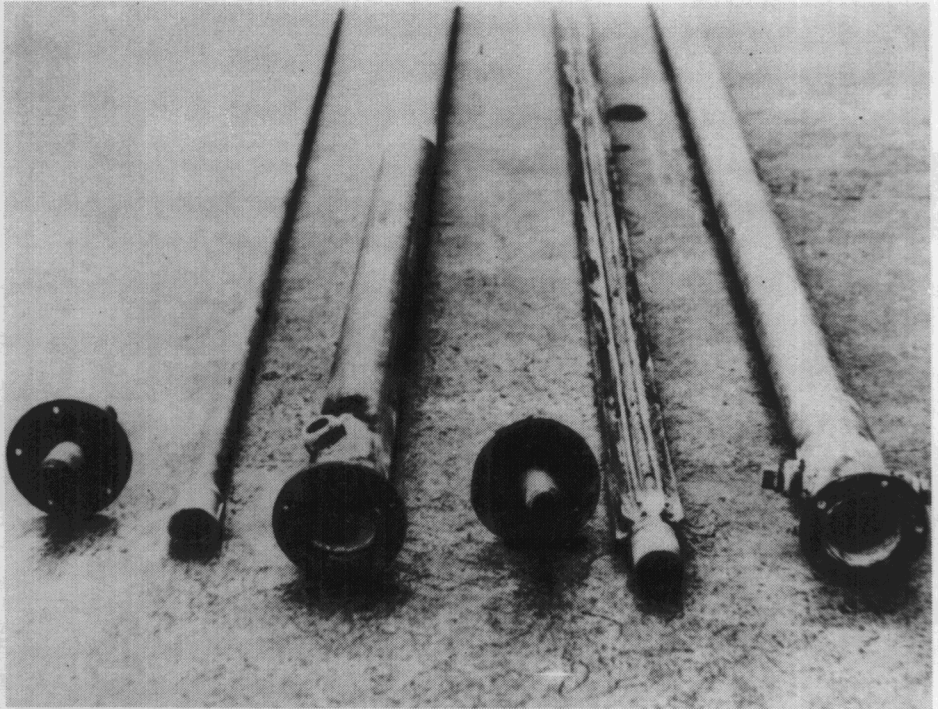
Fotografía 2. Intercambiador de calor de superficie lisa. Parcialmente introducido en su tubo-chaqueta.



Fotografía 3. Comparación de la superficie externa en los dos tubos internos. También se observa sus acoples (copia central y brida).



Fotografía 4. Detalle de la mesa sostenedora de la unidad durante la instalación de los dos intercambiadores por parte del personal del Taller de Mecánica. Se nota la inclinación y la dimensión de la unidad.



Fotografía 5. Detalle de los tubos internos y externos de los intercambiadores de calor, así como de las bridas utilizadas en sus extremos.



Fotografía 6. Detalle de las bridas que están colocadas en los extremos de los tubos externos.

APENDICE B

CALCULOS PARA LA EVALUACION.

Para ilustrar los cálculos necesarios para hacer la evaluación, se utiliza como muestra los valores que corresponden al caudal de 30.28 L/min (valor de lectura) del intercambiador de superficie extendida.

Calibración del rotámetro.

En la tabla 2, se presentan los valores medidos de masa de agua que pasó por el rotámetro en el tiempo indicado, cuando éste mostraba cierta lectura.

Tabla 2

| Datos de calibración del rotámetro | | |
|------------------------------------|-------------|--------------|
| Lectura L/min | Tiempo s | * Masa kg |
| 7.57 | 30 | 4.64 |
| 11.35 | 30 | 6.37 |
| 15.14 | 20 | 5.50 |
| 18.92 | 20 | 6.72 |
| 22.71 | 15 | 5.96 |
| 26.49 | 15 | 6.99 |
| 30.28 | 10 | 5.18 |

* valores promedio

Utilizando la relación de velocidad de flujo de masa y densidad de agua, se determina el caudal real que pasa por el rotámetro.

$$\text{Caudal real} = \frac{5.18 \text{ kg}}{10 \text{ s}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} * \frac{1 \text{ m}^3}{997.08 \text{ kg}} * \frac{1 \text{ L}}{0.001 \text{ m}^3}$$

Caudal real = 31.17 L/min.

Los resultados totales de la calibración se presentan en la tabla 3.

Tabla 3

| Resultados de la calibración de rotámetro | |
|---|----------------------|
| Lectura L/min | Caudal real L/min |
| 7.57 | 9.31 |
| 11.35 | 12.78 |
| 15.14 | 16.55 |
| 18.92 | 20.22 |
| 22.71 | 23.91 |
| 30.28 | 31.17 |

Ecuaciones utilizadas.

1. Velocidad de transferencia de calor que aprovecha el agua
(ecuación termodinámica)

$$Q = m C_p \Delta T \quad [\text{Ref. 3}]$$

en donde, m = velocidad de flujo de masa, kg/s
 C_p = capacidad calorífica, J/kg-K
 ΔT = diferencia temperatura en el agua, K

$$Q = 0.518 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4183.5 \frac{\text{J}}{\text{kg-K}} * (311.65-295.65) \text{ K}$$

$$Q = 34,673 \text{ J/s}$$

2. Velocidad de transferencia de calor en un sistema de mecanismos combinados,

$$Q = U A_1 \Delta T_{1m} \quad [\text{Ref. 3}]$$

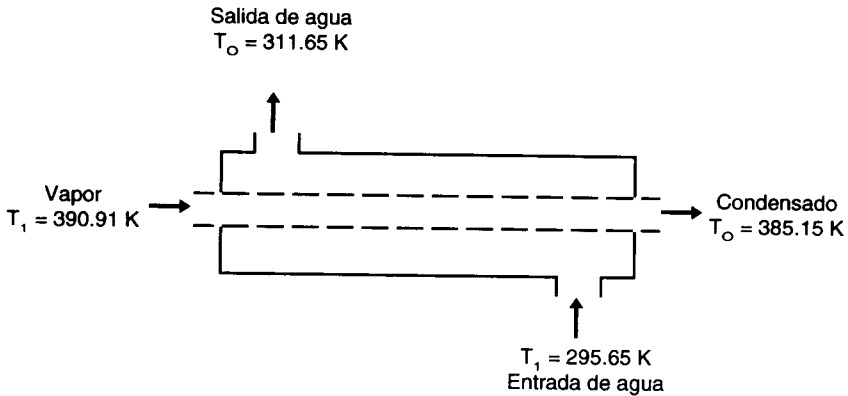
en donde, U = coeficiente total de transferencia de calor, W/m²-K,
 A_1 = área interna de referencia, m².
 ΔT_{1m} = diferencia media logarítmica de temperaturas, K

La diferencia media logarítmica de temperatura, se define como la diferencia de temperaturas, entre los flujos de entrada y salida de un intercambiador de tubos concéntricos, y se expresa por la siguiente relación:

$$\Delta T_{1m} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln (\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad [\text{Ref. 3}]$$

en donde, ΔT_1 = diferencia de temperatura en la entrada del intercambiador K,
 ΔT_2 = diferencia de temperatura en la salida del intercambiador K.

Y se puede considerar como el cambio de temperatura en todo el intercambiador, sustituyendo los valores en la ecuación anterior, y según el siguiente esquema, se tiene:



$$\Delta T_{1m} = \frac{(385.15 - 295.65) \text{ K} - (390.91 - 311.65) \text{ K}}{\ln ((385.15 - 295.65) / (390.91 - 311.65))} = 84.28 \text{ K}$$

2.1 Se seleccionó como área de referencia la superficie lateral interna del tubo interno, por lo que el A_1 , se considera como el área de un cilindro, que se expresa de la siguiente forma:

$$A_1 = \pi D l$$

en donde, D = diámetro interno del tubo interno, m;
 l = longitud del tubo interno que interviene en la transferencia de calor, m;

sustituyendo valores se tiene:

$$A_1 = (\pi)(0.0209296\text{m})(2.50\text{m}) = 0.16438 \text{ m}^2.$$

Con los valores calculados de la diferencia media logarítmica de temperatura y el área interna de referencia, el coeficiente total de transferencia de calor es:

$$U = \frac{34,673 \text{ J/s}}{(0.16438 \text{ m}^2) (84.28 \text{ K})} = 2,503 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 - \text{K}}$$

3. Diámetro equivalente.

3.1 Tubo interno liso (superficie normal):

$$D_o = \frac{4 \text{ área de flujo}}{\text{Perímetro húmedo}} = \frac{4 [\pi/4 * (D_2^2 - D_1^2)]}{\pi (D_1 + D_2)}$$

$$D_o = D_2 - D_1 \quad [\text{Ref. 4}]$$

en donde, D_2 = diámetro interno del tubo externo, m
 D_1 = diámetro externo del tubo interno, m

$$D_o = 0.0525018\text{m} - 0.02667 \text{ m} = 0.025832 \text{ m}$$

3.2 Tubo aleteado (superficie extendida)

$$D_o = \frac{4 [\pi/4 (D_2^2 - D_1^2) - 8ha]}{\pi (D_1 + D_2) + 16h}$$

$$D_o = \frac{\pi (D_2^2 - D_1^2) - 32ha}{\pi (D_1 + D_2) + 16h}$$

en donde, h = altura de la aleta, m
 a = ancho de la aleta, m (Ver figura No. 4)

y los diámetros son lo que se indican en el inciso anterior. Sustituyendo valores se tiene:

$$D_o = \frac{\pi [(0.052501 \text{ m})^2 - (0.02667 \text{ m})^2] - 32 (0.0127 \text{ m}) (0.003175 \text{ m})}{\pi (0.05250182 \text{ m} + 0.02667 \text{ m}) + 16 (0.0127 \text{ m})}$$

$$D_o = 0.011362 \text{ m}$$

4. Area de flujo.

4.1 Tubo liso: el área está dada por la ecuación

$$A = \pi/4 * (D_2^2 - D_1^2) \quad [\text{Ref. 3}]$$

sustituyendo valores se tiene,

$$A = \pi/4 * [(0.052501 \text{ m})^2 - (0.02667 \text{ m})^2] = 0.0016062 \text{ m}^2$$

4.2 Tubo aleteado: el área de este tubo está dado por la ecuación:

$$A = \pi/4 * (D_2^2 - D_1^2) - 8ha$$

en donde, h = altura de la aleta, m

a = ancho de la aleta, m

sustituyendo valores se tiene,

$$A = \pi/4 * [(0.05250 \text{ m})^2 - (0.02667 \text{ m})^2] - 8(0.0127 \text{ m})(0.003175 \text{ m})$$

$$A = 0.0012837 \text{ m}^2.$$

5. Velocidad lineal media del agua.

Se expresa por la ecuación,

$$v = Q / A$$

en donde, Q = caudal, m³/s

A = área de flujo de agua, m²

sustituyendo valores se obtiene:

$$v = \frac{31.17 \text{ L/min} * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{L} * \text{min}/60 \text{ s}}{0.0012837 \text{ m}^2}$$

$$v = 0.404689 \text{ m/s}$$

6. Número de Reynolds (hidráulico).

Se define por la siguiente ecuación,

$$N_{Re} = \frac{v D_o \sigma}{\mu} \quad [\text{Ref. 3}]$$

en donde, v = velocidad lineal del agua, m/s

D_o = diámetro equivalente, m

σ = densidad, kg/m³

μ = viscosidad, kg/m-s

sustituyendo los valores ya calculados, se obtiene:

$$N_{Re} = \frac{(0.404689 \text{ m/s}) (0.011362 \text{ m}) (992.81 \text{ kg/m}^3)}{0.672 * 10^{-3} \text{ kg/m-s}}$$

$$N_{Re} = 6,793$$

Los resultados obtenidos para otras condiciones de flujo de agua en los dos intercambiadores se presentan en las tablas 6 y 7.

Tabla 4

| Caudales y temperaturas de entrada y salida del intercambiador liso | | | |
|---|------------------------|----------|------------|
| Caudal L/min | Temperatura de agua, K | | |
| | Entrada | * Salida | ΔT |
| 9.31 | 295.65 | 339.65 | 44.00 |
| 12.78 | 295.65 | 328.82 | 33.17 |
| 16.55 | 295.65 | 321.48 | 25.83 |
| 20.22 | 295.65 | 316.15 | 20.50 |
| 23.91 | 295.65 | 312.98 | 17.33 |
| 31.17 | 295.65 | 309.48 | 13.83 |

* valores promedio

Tabla 5

| Caudales y temperaturas de entrada y salida del intercambiador aleteado | | | |
|--|------------------------|----------|------------|
| Caudal L/min | Temperatura de agua, K | | |
| | Entrada | * Salida | ΔT |
| 9.31 | 295.65 | 337.65 | 42.00 |
| 12.78 | 295.65 | 328.15 | 32.50 |
| 16.55 | 295.65 | 322.15 | 26.50 |
| 20.22 | 295.65 | 318.32 | 22.67 |
| 23.91 | 295.65 | 315.48 | 19.83 |
| 31.17 | 295.65 | 311.65 | 16.00 |

* valores promedio

Tabla 6

| Coeficiente total de transferencia de calor (U), en el intercambiador liso | | | |
|---|-----------------------------|----------------------------------|--------------------------|
| Caudal L/min | Número de Reynolds N_{Re} | Velocidad de flujo de masa. kg/s | Coeficiente U. W/m^2-K |
| 9.31 | 5,713 | 0.155 | 2,409 |
| 12.78 | 6,660 | 0.212 | 2,298 |
| 16.55 | 7,764 | 0.275 | 2,211 |
| 20.22 | 8,692 | 0.336 | 2,058 |
| 23.91 | 9,695 | 0.397 | 2,012 |
| 31.17 | 11,826 | 0.518 | 2,060 |

Tabla 7

| Coeficiente total de transferencia de calor (U), en el intercambiador aleteado | | | |
|---|-----------------------------------|--|--|
| Caudal L/min | Número de Reynolds N_{Re} | Velocidad de flujo de masa. kg/s | Coeficiente U. W/m ² -K |
| 9.31 | 3,061 | 0.155 | 2,189 |
| 12.78 | 3,665 | 0.212 | 2,231 |
| 16.55 | 4,325 | 0.275 | 2,278 |
| 20.22 | 4,964 | 0.336 | 2,339 |
| 23.91 | 5,585 | 0.397 | 2,399 |
| 31.17 | 6,793 | 0.518 | 2,503 |

AGRADECIMIENTOS

Los autores del presente proyecto de investigación expresan su agradecimiento a:

1. La Dirección General de Investigación de la Universidad de San Carlos de Guatemala -DIGI- y a la empresa TEXAS PETROLEUM COMPANY, S. A. por el cofinanciamiento proporcionado para desarrollar el proyecto.
2. Al coordinador del área de Operaciones Unitarias Ingeniero Otto Raúl De León De Paz por la ejecución del proyecto.
3. Al personal del laboratorio de Operaciones Unitarias de la Escuela de Ingeniería Química Ingeniero Manuel Tay Oroxom e Ingeniero Manuel Galván Estrada.
4. Al personal del Taller de Mecánica de la Facultad de Ingeniería, señores: Luis Pellecer, Alfredo López y Carlos Cheguen, por la realización de trabajos de soldadura y herrería, que fueron de suma importancia para el proyecto.
5. Al Centro de Ayudas Audiovisuales -CIAV- por el apoyo en las fotografías del proyecto.