

29  
28



**Universidad Nacional Autónoma de México**

Facultad de Química



EXAMENES PROFESIONALES  
FAC. DE QUÍMICA

**SISTEMA COMPUTACIONAL PARA EL  
DISEÑO Y LA SIMULACION DE  
INTERCAMBIADORES DE CALOR**

**T E S I S**

para obtener el título de:

**INGENIERO QUIMICO**

P r e s e n t a :

**Gerardo Rafael Estrada Galván**

México, D. F.

1986



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.



<b>Capítulo IV .-</b>	<b>MODELO MATEMATICO DE INTERCAMBIADORES</b>	
	DE CALOR .....	61
IV.1	Ecuación general de diseño .....	61
IV.2	Algoritmos analizados .....	78
<b>Capítulo V .-</b>	<b>APLICACION A DIVERSOS SISTEMAS</b> .....	91
V.1	Diagrama de bloques .....	91
V.2	Breve explicacion de la secuencia de cálculo	91
V.3	Datos requeridos por el programa .....	95
V.4	Listado del programa .....	96
V.5	Aplicaciones .....	143
V.6	Análisis de los resultados .....	186
V.7	Conclusiones .....	189
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....		191

## I.- I N T R O D U C C I O N

Con la revolución industrial, el desarrollo de la química, la explotación del petróleo, la investigación y la aplicación de tecnología cada vez mas compleja y eficiente, el hombre ha conseguido suplir sus necesidades y darse satisfactores, servicios y comodidades que le han permitido construir herramientas y desarrollar técnicas de transformación de los materiales disponibles en la naturaleza a productos terminados.

En el campo de la ingeniería química existen dos grandes ramas de la transformación: la de las operaciones unitarias (cuando no se modifica la estructura interna de la materia) y la de los procesos unitarios (cuando se afecta la estructura interna de la materia). Generalmente es necesario combinar éstas dos áreas en la consecución del producto o los productos deseados, generando condiciones intermedias propicias a la transformación y que, implican cambios de presión, temperatura y concentración entre otras variables y que deberán especificarse a través de un estudio termodinámico que sea factible de reproducirse a escala industrial.

Una vez que se ha seleccionado el proceso para la obtención de un producto determinado, el análisis de cada parte del proceso y la aplicación de balances de materia y energía en las condiciones de operación requeridas, darán la pauta para determinar los requerimientos de energías eléctrica, térmica e hidráulica y las fuentes de éstas, lo cual a su vez permitirá especificar los campos de transformación de energía y los equipos de suministro o alimentación al proceso.

Un equipo de intercambio de energía térmica constituye el elemento que da a las corrientes del proceso la energía calorífica requerida para el cambio químico o físico previsto.

El especialista en el área de diseño del equipo de transferencia de calor dispone entonces de las características iniciales de la corriente y de las finales deseadas, así mismo de la información del medio que va a ceder o absorber la energía requerida y su función será la de determinar las dimensio--

--nes, geometría y disposición de flujos de las corrientes de un equipo que realice el servicio de una manera eficiente y -- económica.

El diseñador dispone de una amplia gama de variables -- tanto del proceso como de la geometría del equipo, que tendrá que conjugar para dar el servicio sin generar problemas de otra índole, los métodos de diseño son por lo tanto muy complejos y el criterio del diseñador, muy importante. En estas condiciones el diseñador del equipo deberá efectuar los balances de materia y energía para el servicio requerido, que le permitan determi-- nar gastos, temperaturas y carga térmica a remover en el equipo

Debido a la forma en la que se dispone la información - sobre propiedades físicas o de transporte ( gráficas o correlaciones no lineales), la técnica de solución de los problemas de diseño de equipo son de carácter iterativo. Este hecho conduce a enfocar la atención en una estrategia para la solución del problema, lo cual no solamente lleve a un diseño correcto, sino que siempre tenga presente un resultado óptimo y eficiente. Una solución con tales características exige, para el caso de los intercambiadores de calor, el uso de la computadora si la demanda y el tiempo disponible para los cálculos son restrictivos. Por supuesto que lo anterior no impide hacer los cálculos en forma manual, siempre y cuando se tenga presente las consecuencias naturales en cuanto a la precisión y efectividad del - resultado, así como el tiempo requerido para resolver el pro-- blema.

Otro de los puntos importantes a considerar en el dise-- ño de equipo (además de la confiabilidad de los métodos y corre laciones), es la necesidad de estandarizar las variables y pará metros de diseño. Así por ejemplo para cambiadores de calor, el caso de sujetarse a un diámetro y longitud de tubos estándar o a un número de mamparas par para corazas tipo "E".

El objetivo de este trabajo es el de crear un sistema - de computo que permita diseñar un equipo de transferencia de calor del tipo de coraza y tubos, así como realizar simulacio-- nes para intercambiadores de calor existentes.

El objeto de la simulación de un equipo consiste en -

evaluar en cualquier punto del mismo el comportamiento de las -- variables esenciales que determinan su operación. A su vez exige de un modelo matemático capaz de explicar y cuantificar el com-- portamiento real del sistema. Es mu común en plantas químicas -- predecir o anticipar el comportamiento de un equipo mediante los cálculos correspondientes, siendo frecuente calcular para los in-- tercambiadores de calor, las temperaturas de salida teniendo fi-- jas las temperaturas de entrada de ambos fluidos y la geometría del equipo; o bien, para cierta carga térmica del equipo y de -- geometría especificada, calcular la temperatura de salida y el flujo de alguno de los dos fluidos, conociendo las condiciones - de entrada y salida conociendo las condiciones de entrada y sali-- da para el otro fluido.

El programa que se desarrolló en este trabajo es aplica-- ble al diseño y simulación de intercambiadores de calor que funci-- onen como calentadores, enfriadores o simplemente como cambia-- dores de calor.

- Un calentador es aquél intercambiador de calor en el cuál un fluido de proceso utiliza como me-- dio de calentamiento el vapor de agua saturado.
- Un enfriador es aquél equipo en el cuál el flui-- do de proceso es enfriado por agua.
- El cambiador es aquél equipo en el cuál dos --- fluidos de proceso intercambian el calor entre - sí, sin que ninguno de los dos cambie de fase.

En otras palabras, el programa realiza cálculo para in-- tercambiadores de calor en los cuáles los fluidos no cambian de fase, exceptuando al vapor de agua saturado, para el cuál se con-- sidera el cambio del estado físico de gas a líquido. Los flui-- dos pueden ser de cualquier tipo, como por ejemplo: líquidos or-- gánicos ligeros o pesados, fracciones de petróleo de cualquier - viscosidad, soluciones acuosas de cualquier densidad, gases de chimenea, vapor de agua saturado, etc., o fluidos similares a es-- tos; el programa no tiene restricciones en cuanto al cálculo - del coeficiente de transferencia de calor, pudiendo utilizar -- cualquier tipo de fluido sin importar su velocidad y viscosidad.

### I.1 DISEÑO

Los intercambiadores que se diseñan en el programa cumplen con el diseño mecánico de las normas del T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufacturers Association) clase "R". El diseño lo efectúa para envolventes de un solo paso, tipo "E" del T.E.M.A. y cualquier tipo de cabezal de retorno; para la simulación puede, sin embargo, utilizar cualquier tipo de envolvente especificado en el T.E.M.A., a excepción del rehervidor tipo kettle (tipo "K"). El máximo número de trenes en paralelo es de 20, pudiéndose ampliar éste parámetro modificando el programa, un tren puede constar desde una coraza hasta "n" corazas en serie; el diámetro de las mismas puede variar desde 8 hasta 60 pulgadas. El arreglo del haz tubular puede estar en forma triangular o cuadrada con espaciamentos de 15/16", 1" y 1½" para el arreglo en triángulo y, de 1" y 1½" para el arreglo cuadrado. La razón de estas limitaciones en el programa son debidas a que en estas características se especifican la gran mayoría de estos equipos que se usan industrialmente.

### I.2 SIMULACION

La única restricción existente es sobre el arreglo del haz tubular, que debe ser triangular o cuadrado. Las demás restricciones mencionadas para diseño no son aplicables a la simulación.

### I.3 CARACTERISTICAS DEL SISTEMA

El programa esta elaborado para operar en forma conversacional con el usuario, esto es, solicita los datos necesarios según el proceso que se elija entre el diseño y las simulaciones, así mismo, el usuario puede cambiar cualquier dato antes o después de haber obtenido resultados, permitiendo al usuario conocer mejor los efectos de las diversas variables sobre el comportamiento de los intercambiadores de calor, además, el programa despliega mensajes cuando encuentra errores o no llega a la convergencia, indicando el dato probable que originó el error

#### I.4 VERSATILIDAD

Debido a las características mencionadas anteriormente, este programa puede ser utilizado por el estudiante de ingeniería para analizar y comprender el comportamiento de los intercambiadores de calor, y también por el ingeniero de proceso tanto para diseñar como para diagnosticar el comportamiento de un equipo.

## II    I N T E R C A M B I A D O R E S           D E    C A L O R

En los procesos industriales se utilizan diversos tipos de intercambiadores de calor, de los cuáles los mas importantes son los siguientes:

- a) Intercambiador de calor de doble tubo
- b) Intercambiador de calor de haz de tubos y envolvente
- c) Intercambiador de calor de Placas
- d) Intercambiador de calor de Espiral
- e) Intercambiador de calor de Lamella
- f) Intercambiador de calor enfriado por aire
- g) Calentador a fuego directo

Cada uno de ellos es utilizado para diferentes funciones dependiendo de sus limitaciones, sin embargo el más ampliamente usado es el de haz tubular y envolvente y al cual se aboca este trabajo.

En éste capítulo se describen las partes mecánicas de los intercambiadores de calor de envolvente y haz tubular de acuerdo a las normas del T.E.M.A., así como los criterios para el diseño mecánico de estos equipos.

### II.1    E Q U I P O S

El intercambiador de tubos y envolvente implementa el flujo transversal al haz de tubos con una configuración de firmeza suficiente para el uso industrial además de proveer de un acceso simple a los fuidos empleados; esto se lleva a cabo por la inserción del haz de tubos longitudinalmente dentro de un envolvente cilíndrica y colocando mamparas en forma normal al haz para guiar el flujo. El fluido del lado de tubos entra y sale a través de los cabezales o canales que se ajustan a los espejos,

los cuales son placas en las que terminan y se aseguran los tubos por soldadura o rolado. El fluido del lado de la coraza o envolvente entra y sale a través de las boquillas soldadas directamente a ella. Véase la figura II.1.

Existen varias modificaciones cada una con ventajas y desventajas en su ensamblaje y aplicación y que serán descritas a través de este capítulo.

Este tipo de intercambiador esta compuesto de cuatro partes principales: los tubos, la envolvente, un cabezal de entrada y un cabezal de retorno y salida. De acuerdo con los estándares del T.E.M.A. es recomendable que el tamaño y tipo de intercambiador se designen mediante números y letras, tal como se menciona a continuación.

El tamaño de la unidad se designa por números que indican el diámetro nominal de la unidad, que corresponde al diámetro interno de la envolvente, en pulgadas, redondeado al entero mas cercano, y a la longitud nominal, que para tubos rectos es la longitud total real y para tubos en forma de "U" es la longitud recta del extremo del tubo a la tangente del doblado de los tubos exteriores del haz.

El tipo de intercambiador se designa por letras que describen el cabezal de entrada, la envolvente y el cabezal de retorno o salida, en el orden mencionado. Por ejemplo:

Tamaño 14-96 Tipo BEM

significa que el número antes del guión se refiere al diámetro interno nominal de la envolvente en pulgadas, el número después indica la longitud recta nominal de los tubos, en pulgadas la primera letra del tipo indica el diseño del cabezal fijo en el extremo anterior, la segunda letra designa el tipo de envolvente y la letra final se refiere al diseño del cabezal del extremo posterior. Por lo cuál, en este ejemplo, significa que el diámetro de la envolvente es de 14 pulgadas, con una longitud de los tubos de 96 pulgadas entre las caras exteriores de los equipos, en la cabeza anterior se encontrará un bonete, la envolvente será de un sólo paso y el haz de tubos fijos con un bonete posterior similar al frontal.

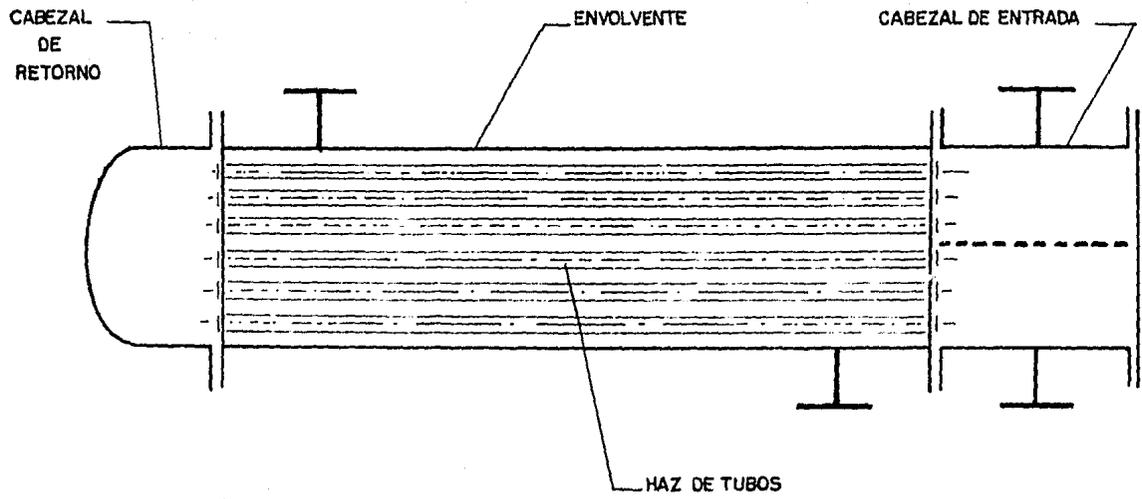


FIGURA II.1

PARTES PRINCIPALES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Mientras que existe una amplia variedad de aspectos referentes al diseño de estos equipos, el número de componentes básicos es relativamente pequeño. En los siguientes párrafos se hace una breve descripción de cada uno de ellos.

### II.1.1 ENVOLVENTE

La envolvente es simplemente el recipiente del fluido externo a los tubos, y las boquillas son la entrada y salida de él. La envolvente tiene una sección cruzada circular y esta hecha comunmente de placas de metal que son roladas a las dimensiones requeridas y soldadas longitudinalmente. Las envolventes de diámetros menores de 24 pulgadas se pueden construir de tubería comercial. La redondez de la envolvente es importante al fijar el diámetro máximo de las mamparas y el efecto de la fuga entre la envolvente y la mampara.

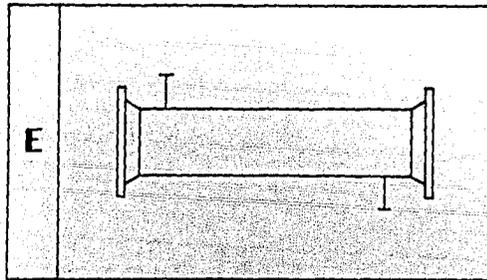
En intercambiadores grandes, la envolvente deberá ser cuando sea posible de acero al carbón, por razones de economía, aunque se pueden utilizar aleaciones por demandas debido a la corrosión o a esfuerzos por altas temperaturas.

La boquilla de alimentación con frecuencia cuenta con una mampara de choque colocada inmediatamente bajo la entrada para dispersar el chorro del fluido alimentado a fin de que no golpee y erosione las primeras hileras de tubos. Para colocar la placa de choque y dejar suficiente área de flujo entre la envolvente y la placa para que el fluido descargue sin una pérdida de presión excesiva, es necesario eliminar algunos tubos.

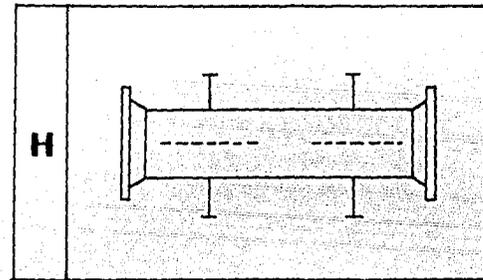
Otro arreglo para lograr la distribución es el utilizar cinturones de distribución, generalmente se utilizan cuando la boquilla de entrada es grande y requeriría eliminar muchos tubos por placas de choque. El cinturón de distribución encarece el equipo.

De acuerdo al T.E.M.A. se tienen diferentes tipos de envolventes en los equipos de coraza y haz de tubos: el tipo "E" de un solo paso, la "F" de dos o mas pasos, la "G" llamada tipo split o partido, la "H" doble split, la "J" de flujo dividido, la "K" diseñada para evaporadores tipo Kettle y la "X" de flujo cruzado. Véase la figura II.2.

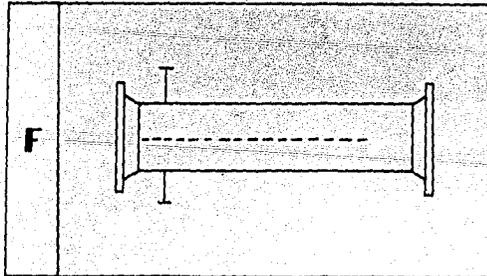
# TIPOS DE CORAZAS



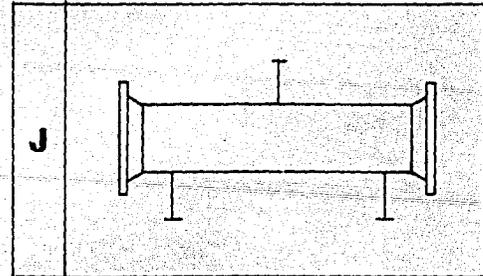
UN PASO



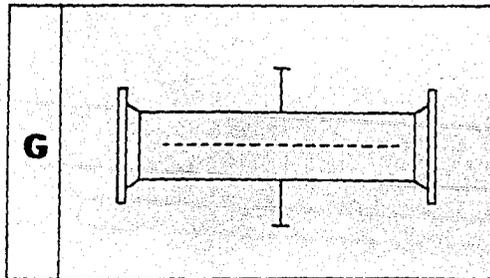
DOBLE FLUJO PARTIDO



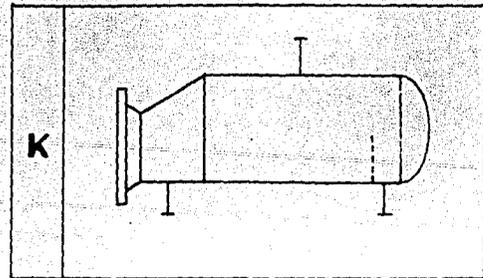
DOS PASOS CON BAFLE LONGITUDINAL



FLUJO DIVIDIDO



FLUJO PARTIDO



REHERVIDOR TIPO KETTLE

FIGURA 11.3

- 10 -

## FIGURA II.2 TIPOS DE ENVOLVENTES

El patron de flujo a través de ellas se da por medio de las boquillas de alimentación y salida, por el diámetro y arreglo de los tubos, por las mamparas, tiras de sello, etc.

### II.1.2 TUBOS

Los tubos son los componentes básicos de los intercambia

-dores de calor son los que proveen la superficie de transferencia de calor entre los fluidos que van dentro y fuera de ellos.

Los tubos metálicos genralmente van sin costura, aunque en algunos casos ésta es aceptable. Los materiales generalmente son : acero al carbón, aceros de baja aleación, acero inoxidable cobre, admiralty, cuproniquel, inconel, aluminio (en varias aleaciones) o titanio y algunos otros materiales específicos para aplicaciones especiales, como el grafito. Los tubos pueden ser lisos o aletados; se utilizan estos últimos cuando el fluido por el lado externo tiene un coeficiente substancialmente menor al interno.

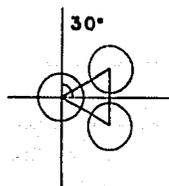
Las superficies aletadas dan de dos a tres veces mayor área de transferencia respecto al tubo liso y esto, ayuda a compensar el bajo coeficiente de transferencia de calor.

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deben confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería comercial obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real dentro de tolerancias muy estrictas; se pueden obtener diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo.

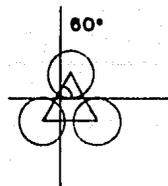
#### II.1.2.1 TIPOS DE ARREGLO Y ESPACIAMIENTO (PITCH)

El pitch es le espacio de centro a centro de los tubos.

Los arreglos que normalmente se utilizan son el triangular, el triangular rotado, el cuadrado y cuadrado rotado, y son como se muestran en la figura II.3.



TRIANGULAR



TRIANGULAR ROTADO

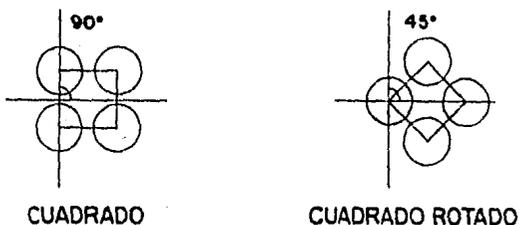


FIGURA II.3 ARREGLO DE TUBOS EN  
CAMBIADORES DE CALOR

#### II.1.2.2 DIAMETRO Y LONGITUD

Existen básicamente dos tipos de tubos: lisos y aletados interna y externamente. Los tubos lisos son que comunmente se utilizan en los equipos de tubos y coraza, el arreglo de estos ( pitch ) determina el diámetro de la coraza, además de influir el número de pasos tanto por los tubos como por la envolvente.

Las dimensiones comunes de tubos para intercambiadores son 3/4" y 1" de diámetro externo. Los de 5/8" y 1" se utilizan para intercambiadores de refrigeración y otros sistemas de diseño especial. Los de 1 1/4" y 1 1/2" de diámetro externo y mayores se utilizan en calderas, rehervidores y diseños especiales.

En general, cuando se diseña la distribución de los tubos en un intercambiador lo que se busca es obtener una mayor área de transferencia con los tubos contenidos en una área seccional dada, pero a su vez permitir la limpieza interior y exterior de los tubos. Cuando se requiere dar limpieza interna, los diámetros menores que deben utilizarse son los de 3/4".

Respecto al espesor recomendado de los mismos, se anexa la tabla del T.E.M.A. (tabla II.1) en dónde se observa que además de ser función del diámetro del tubo, lo es también del material de construcción.

La longitud de los tubos esta dada por la disponibilidad comercial y va en dimensiones de 8, 10, 12, 16, 20 y 24 pies usualmente, aunque en diseños especiales se llegan hasta longitudes de 48 pies.

Otros factores que afectan la longitud de los tubos son

la disponibilidad de espacio en la planta y restricciones en la caída de presión.

Usualmente conviene seleccionar tubos largos, ya que el diseño resultante es mas económico que uno de tubos cortos con área equivalente.

### II.1.3 ESPEJOS

Los espejos son placas circulares de metal que son barrenados y ranurados para colocar los tubos ( en el patrón deseado), los empaques, las varillas separadoras y el círculo de tornillos para que embone con la envolvente. Los tubos son sostenidos en su lugar al ser insertados en orificios practicados a los espejos y posteriormente son expandidos o soldados a éste. Los orificios de los espejos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro ya que una franja demasiado estrecha de metal entre tubos adyacentes debilitaría estructuralmente el cabezal de tubos o espejos. Sin embargo, cuando se desea evitar el mezclado entre los fluidos debido a fugas en los barrenos de los espejos, se pueden utilizar espejos dobles (con un considerable aumento del costo), el espacio entre los espejos queda abierto a la atmósfera a fin de que la fuga de cualquiera de los fluidos pueda ser fácilmente detectada. Se permiten diseños con espejos triples, para permitir que cada fluido fugue a la atmósfera sin mezclarse e incluso diseños más exóticos con cámara de gas inerte y/o sistemas de recirculación de fugas utilizadas en caso de riesgo externo o por el gran valor de los fluidos manejados.

El espejo, en adición a sus requerimientos mecánicos, deberá soportar el ataque corrosivo de ambos fluidos y deberá ser electroquímicamente compatible con el material de tubos y el material del canal. Algunos espejos se hacen de acero al carbón con una capa delgada de aleación resistente a la corrosión. La adhesión de la aleación puede ser hecha por diversos métodos ( explosión, soldadura, etc.).

### II.1.4 CABEZALES DE ENTRADA

Los cabezales de entrada, son elementos cilíndricos de

menor longitud que la envolvente, y su función es la de recibir el fluido que circulará por el interior de los tubos, y distribuirlo a través de los mismos (de acuerdo al número de pasos) y posteriormente recolectarlo y enviarlo fuera del intercambiador (esto sucede cuando el número de pasos es par, en caso contrario la salida será por el cabezal de retorno), para tal efecto se tienen boquillas de entrada y salida integradas al cuerpo -- del cabezal, que van conectadas a las líneas de tuberías del -- sistema.

Un cabezal de entrada puede tener una tapa plana empernada mediante una brida o una tapa formada soldada al cuerpo cilíndrico. Por el otro extremo puede ser empacado sujetando al - espejo entre las bridas del cabezal y la coraza, o integrado al espejo. 1.

Los tipos de cabezales de entrada que son clasificados por el T.E.M.A. se encuentran en la figura II.4.

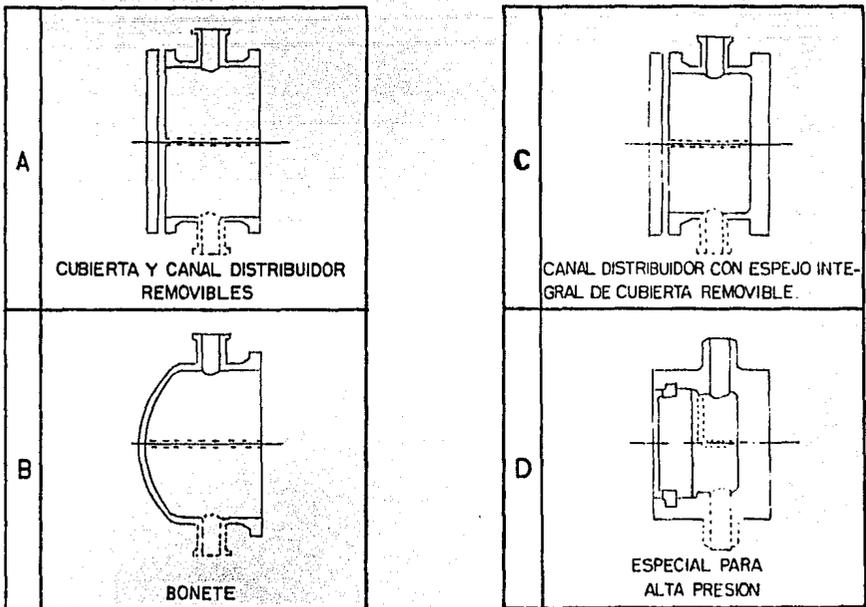


FIGURA II.4 TIPOS DE CABEZALES DE ENTRADA

II.1.5 CABEZALES DE RETORNO

Este es también un elemento cilíndrico casi de la misma proporción que el cabezal de entrada (excepto los cabezales de tipo flotante). La función de éste elemento es la de recibir el fluido que viaja por el interior de los tubos procedente del cabezal de entrada y enviarlo nuevamente, a través de los tubos del siguiente paso, al cabezal de entrada. Cuando el número de pasos es impar, éste cabezal enviará el fluido fuera del intercambiador, es decir, puede tener una boquilla para salida que se interconecta a la línea de tubería del sistema.

Los cabezales de retorno se clasifican en tres grupos:

- 1) Espejos fijos
- 2) Cabezal U (tubos en "U" )
- 3) Cabezales flotantes

a continuación se describen cada uno de ellos.

#### II.1.5.1 ESPEJOS FIJOS

Los intercambiadores de espejos fijos se diseñan con tubos rectos asegurados en sus extremos mediante espejos soldados a la envolvente. Usualmente, los espejos son de un diámetro mayor a la envolvente para servir como bridas para atornillar los canales (excepto el tipo "M").

Debido a que no se tienen empaques en el lado de la envolvente, los equipos de espejos fijos proveen de la máxima protección contra fugas al exterior del fluido que va por la envolvente. Por la misma razón el haz de tubos no puede removerse para inspección o para efectuar la limpieza por el lado exterior de ellos.

El claro entre los tubos exteriores del haz y la envolvente es únicamente el requerido para la fabricación, con lo cual se puede lograr que las áreas de fuga en la envolvente sean mínimas.

Las diferencias de temperaturas en estas unidades están limitadas por la expansión térmica diferencial entre los tubos y la envolvente debido a lo cual algunas veces es necesario instalar una junta de expansión en la envolvente. La necesidad de la junta se determina por consideraciones críticas que se esperan durante la operación (las diferenciales de temperatura aceptables son del orden de 100 a 200°F).

El lado de los tubos queda accesible para el mantenimiento o reemplazo. El lado envolvente puede ser limpiado únicamente por un retrolavado o con sustancias limpiadoras.

#### II.1.5.2 CABEZAL DE RETORNO TIPO U

En las unidades en U, ambos extremos de la U son sostenidos en el espejo, lo que elimina el problema de las expansiones térmicas diferenciales debido a que los tubos están libres para expandirse o contraerse. El haz de tubos puede tanto removerse para inspección o la limpieza, como quedar fijo soldando los espejos a la envolvente.

Para unidades con tubos removibles estos equipos dan -- aproximadamente el mismo claro entre los tubos exteriores y la envolvente similares a los de espejos fijos. Sin embargo, el número de orificios en el espejo, para un mismo tamaño de envolvente, es menor debido a las limitaciones de los tubos que tienen menor radio de curvatura. El número de pasos siempre será par y el número máximo esta limitado únicamente por la dificultad de construcción de los compartimientos en el cabezal de distribución.

Los canales y empaques son accesibles para el mantenimiento y reemplazo; sin embargo, el reemplazo de los tubos puede hacerse únicamente en los extremos, ya que los demás requieren de soportes especiales que permitan que la "U" se esparsa para tener acceso a los tubos internos. El lado interno de los tubos puede ser limpiado mediante herramientas especiales y únicamente cuando el radio de los tubos sea grande.

#### II.1.5.3 CABEZALES DE RETORNO FLOTANTES

Estos equipos tienen tubos rectos asegurados por espejos en ambos extremos.

Uno de los espejos se encuentra libre para desplazarse, lo que beneficia a la expansión diferencial entre los tubos y la envolvente. El haz de tubos puede removerse para inspección, reemplazo y limpieza externa de los tubos. Además todo el lado de los tubos es accesible para el mantenimiento y limpieza, por

lo que son recomendables para servicios sucios y altas temperaturas.

Los tipos básicos de cabezales flotantes son:

- 1) Tipo "P", caja empacada por el exterior
- 2) Tipo "S", de anillo dividido
- 3) Tipo "T", de arrastre
- 4) Tipo "W", empacado exterior con cierre hidráulico.

a continuación se describe cada uno de ellos.

#### II.1.5.3.1 CLASIFICACION T.E.M.A. "P"

En éste equipo el fluido de la envolvente se sella mediante empaquetadura suave dentro de un anillo. El empaque permite el desplazamiento del espejo flotante.

Puesto que la caja empacada esta únicamente en contacto con el fluido de la envolvente, este y el del tubo no se mezclan cuando ocurre una fuga a través del empaque.

El número de pasos de los tubos esta limitado únicamente por la construcción y el número de tubos. Puesto que el círculo límite de tubos se aproxima al faldón del espejo flotante, los claros entre los tubos exteriores y la envolvente se dictan por el espesor del faldón.

#### II.1.5.3.2 CLASIFICACION T.E.M.A. "S"

En este diseño la cubierta del cabezal flotante esta asegurada contra el espejo flotante con un anillo dividido. Esta parte, localizada más allá de dónde finaliza el envolvente, es encerrada por una cubierta de mayor diámetro. La cubierta de la envolvente, el anillo y la cubierta del cabezal flotante se deben remover para deslizar el haz a través de la envolvente.

El claro entre los tubos más extensos y el diámetro interno de la envolvente que es aproximadamente igual al del tipo "P" y menor que en el tipo "T" aproxima el diámetro interno del empaque al espejo flotante. Este tipo de construcción tiene las mismas limitaciones en el número de pasos, presión y temperaturas admisibles que un tipo "T".

### II.1.5.3.3 CLASIFICACION T.E.M.A. "T"

Este tipo de cambiador tiene un cabezal separado y atorillado directamente al espejo flotante. Tanto el cabezal como el espejo son de un tamaño tal que se pueden deslizar a través de la envolvente y el haz puede ser removido sin separar la tapa del cabezal de retorno. El claro requerido, (el cuál es el mayor que en cualquiera de los equipos de tubos y coraza), entre el círculo límite de tubos y el diámetro interno de la envolvente debe ser tal que pueda tener espacio para que el empaque y la tornillería en el espejo flotante.

El número de pasos en los tubos está limitado únicamente por la fabricación y el número de tubos. Con un número impar de pasos, la boquilla debe extenderse desde el cabezal flotante hasta la cubierta de la envolvente. Se deben dejar provisiones para que la expansión térmica diferencial y la remoción del haz de tubos debe hacerse por métodos similares a juntas empacadas o fuelles. Puesto que este tipo de intercambiador requiere de empaques internos entre el espejo flotante y su cabezal, generalmente se restringen sus aplicaciones a servicios donde se puedan tolerar pequeñas fallas del empaque interno.

### II.1.5.3.4 CLASIFICACION T.E.M.A. "W"

En este caso los fluidos de tubos y envolvente se sellan por empaques de anillo o con un anillo de cierre hidráulico provisto con orificios, a fin de que la fuga a través de alguno de los empaques sea al exterior. El ancho del espejo puede ser suficiente para permitir el doble empaque, el anillo de cierre hidráulico y la expansión térmica diferencial. Un pequeño faldón es algunas veces anexado al espejo flotante para proveer superficie de conexión para los empaques y el anillo de cierre hidráulico.

Puesto que no se pueden colocar placas de partición para pasos en el cabezal flotante, el número de pasos está limitado a uno o dos. El claro entre el círculo límite de tubo y la envolvente deben tomar en cuenta la distorsión durante el rolado de los tubos en el borde del espejo.

Los diferentes tipos de cabezales se muestran en la figura II.5.

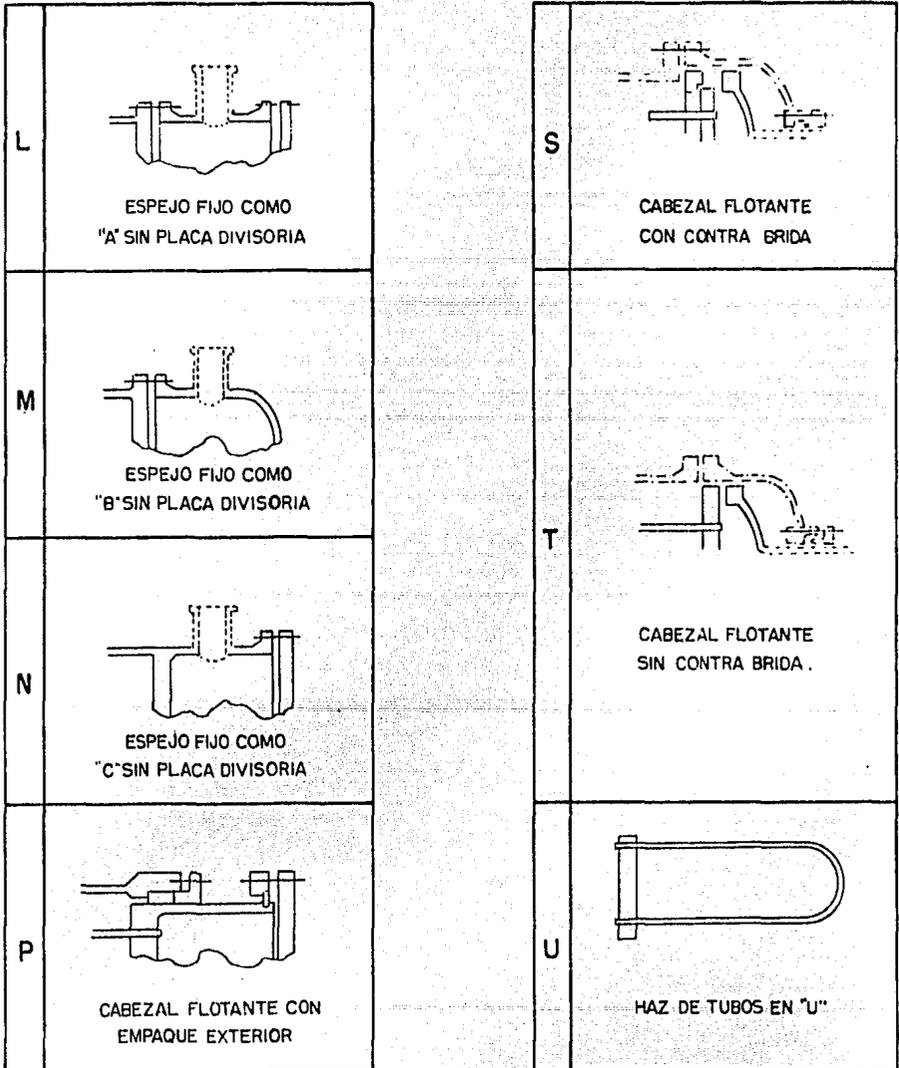


FIGURA II.5 TIPOS DE CABEZALES DE RETORNO

## II.1.6 MAMPARAS

Las mamparas tienen dos funciones principales: la primera es la de soportar los tubos en la posición apropiada durante su ensamblaje y operación, previniendo la vibración de los tubos causada por remolinos de flujo, y la segunda, guiar el flujo de la envolvente en forma transversal al haz de tubos, aumentando la velocidad y el coeficiente de transferencia de calor.

El tipo más común es la segmentada, con corte vertical, horizontal o inclinado; otros tipos son los de dona, disco y los doblemente segmentados.

Las mamparas longitudinales se utilizan del lado de la envolvente para dividir ésta en dos o más pasos, o bien para dar a la coraza la característica del tipo "split".

Las mamparas transversales son importantes en el comportamiento de un intercambiador, de ellas depende la efectividad del contacto del fluido que va por la envolvente con los tubos.

El corte de la mampara determina la velocidad del fluido entre la mampara y la pared de la envolvente paralelo a los tubos y el espaciado determina la velocidad del flujo cruzado a los tubos, éstas afectan la transferencia de calor y la caída de presión. A menudo el lado de la envolvente está limitado a valores bajos de caídas de presión y el patrón de la mampara se debe ajustar para cumplir estas condiciones y al mismo tiempo proveer máxima transferencia de calor. El material utilizado tiene espesores que van desde 1/8" a 5/8".

Existen varios tipos de mamparas transversales, tales como las segmentadas, de disco y dona y las de orificio. El tipo más utilizado es el de las mamparas segmentadas, éstas son círculos de menor diámetro que la envolvente (cuya tolerancia con respecto al diámetro interno de la envolvente se encuentra dada en la tabla II.2), en donde una porción, ya sea vertical u horizontalmente ha sido recortada. La parte recortada representa el área libre de flujo y este corte puede variar desde un 10% a un 35% del área de flujo de la envolvente.

## II.2 CRITERIOS DE SELECCION DEL EQUIPO

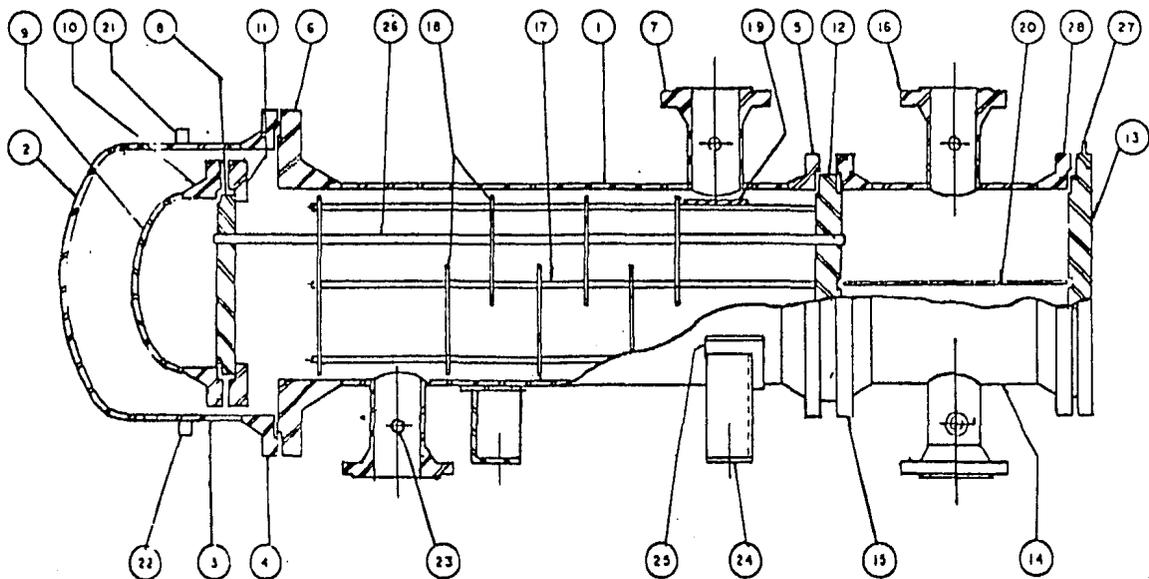
En los párrafos anteriores se describieron las partes principales que integran un intercambiador de calor, y que, además se pudo apreciar que es posible hacer varias combinaciones de estas para obtener una gran número de tipos de intercambiadores. Cada parte de un intercambiador de calor esta formado por diversos elementos que al unirse le dan la forma deseada, - estos elementos se muestran para un tipo de cambiador en la figura II.6.

Algunos criterios para elegir el tipo de equipo que debe utilizarse se dan a continuación, para cada parte del intercambiador.

### II.2.1 ENVOLVENTE

En general para fijar el diámetro del envolvente así - cómo su tipo, se deben tomar en cuenta varios factores, entre estos estan los siguientes:

- A.- Si el equipo es un intercambiador de cabezal flotante, la limitación de tamaño estará en función del peso máximo del haz que se transportado para mantenimiento.
- B.- Si el equipo es un intercambiador de espejos fijos el diámetro máximo estará dado por el equipo de mantenimiento disponible para transportar todo el equipo, ya que dicho intercambiador se selecciona de acuerdo a los tamaños de equipos que requieran de mantenimiento frecuente y los intercambiadores de espejos fijos, cuya limpieza generalmente se efectúa en su sitio, sólo requerirán de estas maniobras ocasionalmente.
- C.- Las presiones de diseño son una limitante para fijar el diámetro máximo, ya que el espesor de los materiales es función directa de éste parámetro.



- |                                       |  |                                 |
|---------------------------------------|--|---------------------------------|
| 1- ENVOLVENTE                         | 10.- BRIDA DE TAPA DE CABEZAL FLOTANTE | 19.- PLACA DE CHOQUE            |
| 2- CABEZAL DE LA TAPA DE ENVOLVENTE   | 11.- ANILLO DIVIDIDO                   | 20.- MAMPARA DIVISORA           |
| 3- TAPA DE ENVOLVENTE                 | 12.- ESPEJO FIJO                       | 21.- VENTILA                    |
| 4- BRIDA DE TAPA DE ENVOLVENTE        | 13.- TAPA DE CABEZAL FIJO              | 22.- DRENAJE                    |
| 5- BRIDA DE ENVOLVENTE A CABEZAL FIJO | 14.- CABEZAL DE DISTRIBUCION           | 23.- CONEXION PARA MEDICION     |
| 6- BRIDA DE ENVOLVENTE A SU TAPA      | 15.- BRIDA DE CABEZAL FIJO             | 24.- SOPORTE                    |
| 7- BOQUILLA DE ENVOLVENTE             | 16- BOQUILLA DE CABEZAL                | 25.- SILLETA DE SOPORTE         |
| 8- ESPEJO FLOTANTE                    | 17.- TIRANTES Y ESPACIADORES           | 26.- TUBOS                      |
| 9- TAPA DE CABEZAL FLOTANTE           | 18.- MAMPARAS O DEFLECTORES            | 27.- OREJA DE LEVANTAMIENTO     |
|                                       |  | 28.- BRIDA DE CABEZAL A SU TAPA |

FIGURA II.6

PARTES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

- D.- Otro factor es el espacio disponible en la planta ya que en ocasiones habrá que localizar dos equipos estancados en lugar de una sola envolvente de mayor diámetro.

Para seleccionar el tipo de envolvente de acuerdo al T.E.M.A. se deben de tomar las siguientes consideraciones:

- E.- Tomando como base la envolvente de un paso, "E", se puede decir que la envolvente de dos pasos "F", se utiliza para cuando existe cruce de temperaturas y se pretende lograr una contracorriente pura entre los fluidos de tubos y envolvente, o bien, evitar un valor bajo en el factor de corrección de la temperatura,  $F_t$ , al utilizar dos pasos en la envolvente y mas de cuatro en los tubos, evitando la utilización de dos equipos en serie. El área transversal de esta envolvente equivale a la mitad de una de un solo paso, pero la caída de presión será mayor.
- G.- La envolvente tipo "G" de flujo split (partido), básicamente presenta las cualidades de la envolvente "F", su uso principal esta en la condensación de vapores. El vapor entra por la parte superior de la envolvente dividiéndose a la mitad debido a la placa del soporte que divide a la envolvente en dos compartimentos idénticos. Después de que el vapor pasa por la parte superior de la placa longitudinal, cruza hacia el segundo paso de la envolvente en dirección contraria para salir finalmente en la boquilla inferior. Las velocidades y longitud de la travesía en la envolvente son las mismas que para la tipo "E", la mejoría consiste en que el condensado se mantiene por un tiempo mas largo en contacto con los tubos. Para promover el subenfriamiento se pueden perforar los extremos de la mampara longitudinal, a fin de que el condensado gotee encima de los tubos del paso inferior. También suele usarse en rehervido-

res de termosifón horizontales.

- H.- La envolvente tipo "H", doble split, se utiliza para reducir la caída de presión. En condensadores - la alimentación de vapor se divide en las dos boquillas de alimentación. La envolvente se divide - en dos compartimentos separados por un soporte -- transversal completo en el centro de la envolvente; el vapor fluye por cada mitad de la envolvente por encima de la mampara longitudinal y regresa por la parte inferior hacia la boquilla de salida y prácticamente se unen las dos en una línea. Las mamparas longitudinales distribuyen el flujo a lo largo del tubo. También es común usarlos en rehervidores de termosifón horizontales.
- I.- Un método alternativo para reducir la caída de presión en la envolvente la da el tipo "J" de flujo dividido. En ellos el vapor se puede alimentar en dos boquillas, o si se esta vaporizando, el fluido se alimenta en forma contraria, y se separa por medio de un soporte sólido. La mezcla fluye de las boquillas superiores a la inferior pasando por las mamparas. Los internos de esta envolvente son más sencillos que los de doble split.
- J.- La envolvente tipo kettle, "K", se utiliza cuando se requiere generar vapor, y por lo tanto, hay que mantener parte del líquido que se alimenta y dejar un espacio encima del nivel de líquido para que el vapor producido pueda viajar a una velocidad suficientemente baja a fin de que las gotas de líquido de arrastre tengan oportunidad de caer.
- K.- En los enfriadores tipo chiller, en los cuales el fluido dentro de los tubos es enfriado por la evaporación de un refrigerante en la envolvente, la construcción es similar a los kettles, con una construcción en los cabezales de espejos fijos, ya que normalmente los gradientes de temperatura son pequeños.

Para los generadores de vapor se utilizan también las envolventes tipo kettle con la adición de un dispositivo para remover las gotas de líquido del vapor (eliminadores de rocío).

- L.- Otro tipo de envolvente es el "X", de flujo cruzado, en el cuál se colocan una serie de boquillas de alimentación y en posición contraria, otras de salida. Cuando se tienen alimentaciones considerables hacia el equipo se requiere utilizar los llamados distribuidores, cuya función es bajar la velocidad de la alimentación para evitar que los tubos cercanos a la alimentación se erosionen. Estos distribuidores pueden alimentar el fluido encima o alrededor del haz de tubos mediante un anillo alrededor de la envolvente.

### II.2.2 TUBOS

En cuánto al arreglo de estos, se debe aclarar que el pitch triangular se utiliza generalmente en cambiadores de espejos fijos, cuando no se necesita limpiar el exterior de los tubos ya sea mecánica o manualmente, debido a que este arreglo no permite el acceso a los tubos por su parte externa. Sin embargo, la limpieza puede efectuarse por medio de solventes químicos. El pitch cuadrado es recomendado cuando se tiene un fuerte ensuciamiento del fluido y es necesaria la limpieza mecánica o en donde la caída de presión por el lado de la envolvente - esta muy limitada.

En lo que se refiere a la longitud de los tubos, se aclaró en párrafos anteriores. Así como el uso de tubos lisos o aletados.

### II.2.3 CABEZALES DE RETORNO

#### II.2.3.1 ESPEJOS FIJOS

Estos equipos se usan principalmente en servicios donde

Los fluidos que van por la envolvente son no incrustantes, tales como el vapor de agua, refrigerantes, gases, dowthem, algunas aguas de enfriamiento y corrientes de proceso limpias.

Los factores que se deben tomar en cuenta son los siguientes:

- A.- Bajo costo por unidad de área de transferencia
- B.- Tubos rectos con facilidad para limpiarse internamente
- C.- No hay juntas con empaque del lado de la envolvente
- D.- No hay empaques internos, con lo cual se minimiza la posibilidad de mezcla entre los fluidos debido a fallas de los empaques.
- E.- El área de "by-pass" es la mínima entre el haz de tubos y la envolvente.
- F.- Están limitados en la limpieza mecánica e inspección visual por el lado externo de los tubos, lo cual restringe su uso para el manejo de fluidos muy limpios por el lado de la envolvente.

Sus principales usos se encuentran en condensadores, calentadores, enfriadores y rehervidores. Son particularmente ventajosos para servicios al vacío.

#### II.2.3.2 TUBOS EN "U"

En estos equipos los canales y empaques son accesibles para el mantenimiento y reemplazo, y el haz de tubos puede removerse para limpieza o reemplazo; sin embargo, el reemplazo de los tubos puede hacerse únicamente en los extremos, ya que los demás requieren de soportes especiales que permitan a la U esparcirse para tener acceso a los internos. El lado interno de los tubos puede ser limpiado mediante herramientas especiales y únicamente cuando el radio de los tubos sea grande. Debido a lo anterior, los equipos de tubos en U se utilizan en servicios no incrustantes o en donde la limpieza química es efectiva. Estos equipos son de particular uso para altas presiones, sin embargo la presión no es factor determinante para usar tubos en U, la

limpieza y la temperatura si lo son.

Los factores que deben considerarse son los siguientes:

- A.- Utilización de un solo espejo (menor costo).
- B.- El haz de tubos puede removerse para inspección y limpieza externa de los tubos.
- C.- Se minimiza el area de "by-pass".
- D.- La expansión diferencial se compensa individualmente por el doblar de los tubos.
- E.- Debido a su forma, la parte interna de los tubos no se puede limpiar mecánicamente.
- F.- Los tubos no pueden reemplazarse, excepto los exteriores del haz.
- G.- No se pueden dar menos de dos pasos en los tubos.

Este tipo de intercambiador se recomienda particularmente para altas presiones y temperaturas, ya que el ahorro de un espejo disminuye considerablemente su costo.

### II.2.3.3 CABEZALES FLOTANTES

Para diseñar con estos cabezales se deben tomar en cuenta los siguientes :

El cabezal tipo "P" se recomienda para servicios hasta de 600 psig y 600°F y no se aplican cuando las posibles fugas del fluido de la envolvente al exterior son indeseables.

El cabezal tipo "W", esta generalmente limitado a 150 psig y 500°F, ésta construcción no es aceptable cuando no se permite la fuga al exterior de ninguno de los fluidos, o cuando no se tolera el mezclado de los fluidos.

El cabezal tipo "T", como requiere de empaques internos entre el espejo flotante y su cabezal, generalmente se restringen sus aplicaciones o servicios en dónde se puedan tolerar pequeñas fallas del empaque interno.

El cabezal tipo "S", tiene la misma limitación en el número de pasos, presión y temperaturas admisibles que un tipo "T".

Además de los factores anteriores, se deben considerar los siguientes para cualquier tipo de cabezal flotante:

- A.- El haz de tubos puede removerse para limpieza mecánica exterior de los tubos y para inspección.
- B.- Cuando se utilizan tubos rectos, estos se pueden reemplazar y tienen facilidad de limpieza sin necesidad de remover el haz.
- C.- El cabezal flotante absorbe la expansión diferencial entre los tubos y la envolvente.
- D.- Los cabezales flotante tienen un alto costo.
- E.- El empaque interno en la cubierta de la cabeza flotante tiene el peligro de mezclar los dos fluidos por falla del empaque, por lo que estos equipos están limitados a presiones medias como máximo (aproximadamente 600 psig).

#### II.2.4 MAMPARAS

El corte de la mampara generalmente es vertical en condensadores, rehervidores, vaporizadores e intercambiadores cuyo servicio se realiza manejando materiales con sólidos en suspensión o fluidos pesados. Con este arreglo, los incondensables pueden escapar o ir al tope del equipo provocando zonas no propicias para la transferencia de calor. También es importante el drene del líquido que condensa. Se puede preveer el dejar en una parte inferior de la mampara una porción para el drene de estos líquidos y se recomienda el utilizar mamparas verticales para permitir el paso o el drene del exceso de condensados.

El corte horizontal es recomendable cuando no hay cambio de fase en la envolvente y para cualquier líquido que no contenga sólidos en suspensión. En caso de que existan gases disueltos en el líquido, que se puedan desprender, no se deberán emplear éstas mamparas, pero en caso de que se utilicen deberán dejarse canales para el paso de estos gases; este sistema no es conveniente cuando se tienen cantidades considerables de gases.

Los líquidos deben estar limpios para evitar la sedimentación que bloquearía la transferencia de calor y del flujo.

#### II.2.4.1 MAMPARAS DE DISCO Y DONA

El perfil de flujo de estas mamparas a lo largo de un intercambiador es casi lineal, ya que estas se encuentran constituidas de un mismo plato circular perforado en el centro. El anillo y el segmento se colocan alternadamente a lo largo del haz de tubos.

Para un servicio sin cambio de fase y con fluidos limpios, estas mamparas resultan tan efectivas como las segmentadas, aunque se utilizan con menor frecuencia.

Este tipo de mampara no se recomienda para los casos en que existen incondensables disueltos o que puedan desprenderse o en servicios con cambios de fase, ya que no se desfogaría apropiadamente los gases o vapores mencionados al quedar atrapados en la parte superior de la dona.

#### II.2.4.2 MAMPARAS DE ORIFICIO

Este tipo de mamparas se usa raramente, ya que esta formado de un plato circular completo con orificios taladrados alrededor de los tubos con una tolerancia de  $1/16"$  a  $1/8"$  más el diámetro externo de envolvente.

El fluido, que debe ser limpio, paso por la sección anular entre el exterior del tubo y el diámetro taladrado. Este tipo de mampara presenta una gran turbulencia pero muy poco flujo cruzado entre las mamparas.

Se pueden utilizar en condensadores en donde drenan muy bien y los incondensables se pueden ventear por la parte superior, pero su escasa aplicación industrial es debida a que su caída de presión es elevada.

#### II.2.4.3 MAMPARAS LONGITUDINALES

1. Las mamparas longitudinales se utilizan del lado de la envolvente para dividir ésta en dos o mas pasos, o bien, para dar a la coraza la característica del tipo "split".

Para evitar fugas en las mamparas que dividen en pas s la envolvente, los métodos de sellado más comunes, dependiendo del diámetro de la coraza y del servicio, se hacen por medio de soldadura, empaque atornillado, empaque con bandas de sello, - etc. Estas mamparas deben ser del mismo material que el de las mamparas transversales.

#### II.2.4.4 MAMPARAS SEGMENTADAS

Debido a que estas mamparas son las ampliamente usadas en la industria, a continuación se darán algunos criterios para su diseño.

Los puntos mas importantes para el diseño de las mamparas son las proporciones del espaciamiento y corte de la misma al diámetro de la envolvente. Otras consideraciones son:

- A.- La velocidad de flujo no deberá cambiar drásticamente entre el flujo transversal y a través de la ventana.
- B.- Para líquidos, el corte de la ventana de la mampara deberá permanecer entre los límites de 20% a 35% para un comportamiento óptimo. Para gases a baja presión, se pueden tener cortes hasta de un máximo de 40 a 45%, a fin de minimizar la caída de presión.
- C.- Los cortes muy grandes, especialmente si estan en relación a un espaciamiento entre mamparas grande causan un flujo altamente ineficiente con áreas "muertas", y un incremento potencial en el ensuciamiento.
- D.- Una buena práctica de diseño es el espaciamiento entre mamparas mínimo de un 20% del diámetro de la envolvente a un máximo igual al diámetro de la coraza.
- E.- El T.E.M.A. restringe a un máximo de 36 pulgadas para el espaciamiento entre las mamparas, debido al soporte de los tubos.
- F.- Con gases a altas velocidades se utilizan mamparas doblemente segmentadas, generalmente para de-

crecer la caída de presión los espaciamientos no deberán de ser muy pequeños, ya que pueden resultar en un flujo inefectivo. El efecto de partir a la mitad el baffle, es que la velocidad se reduce en esa relación a la caída de presión, consecuentemente se reduce aproximadamente a la cuarta parte de la que se tendría en una mampara segmentada.

G.- Para unidades suficientemente grandes, es posible utilizar incluso mamparas triplemente segmentadas o a la nueva modalidad, de varillas y tiras.

Es obvio que en algunos casos el diseño de la mampara será un compromiso entre varias demandas contradictorias. Por ejemplo, cuando una envolvente crece hasta aproximadamente 100 pulgadas, la selección puede dar lugar a que no se requiera ninguna. Esta y otras restricciones hacen el diseño óptimo de las mamparas difícil y, originan que un diseñador consciente se vea obligado a tratar todas las posibles variaciones incluyendo el cambio de tipo de envolvente ( a "J" o "X" ), etc.

La tabla II.3 resume los tipos de diseño y algunas de sus características.

## DIAMETROS Y CALIBRES DE TUBERIA LISA ESTANDAR

D E	Cobre y Aleaciones de Cobre		Acero al Carbón, Aluminio y Aleaciones de Aluminio		Otras Aleaciones	
	B.W.G. (Minima)	Espesor	B.W.G. (Minima)	Espesor	B.W.G. (Promedio)	Espesor
3/4	18	0.049	16	0.065	18	0.049
	16	0.065	14	0.083	16	0.065
	14	0.083	12	0.109	14	0.083
1	16	0.065	14	0.083	18	0.049
	14	0.083	12	0.109	16	0.065
	12	0.109	10	0.134	14	0.083
1 1/4	14	0.083	14	0.083	16	0.065
	12	0.109	12	0.109	14	0.083
	10	0.134	10	0.134	12	0.109
1 1/2	14	0.083	12	0.109	14	0.083
	12	0.109	10	0.134	12	0.109
2	14	0.083	12	0.109	14	0.083
	12	0.109	10	0.134	12	0.109

TABLA 11.2

## TOLERANCIA ENTRE EL DIAMETRO DE LA ENVOLVENTE Y EL DIAMETRO DE LA MAMPARA

DIAMETRO INTERNO NOMINAL DE ENVOLVENTE EN PULG'S.	TOLERANCIA (DS - DB) EN PULG'S.
8-13	0.100 "
14-17	0.125 "
18-23	0.150 "
24-39	0.175 "
40-54	0.225 "
55 y >	0.300 "

## CARACTERISTICAS DE LOS TIPOS DE DISEÑO

TIPO DE DISEÑO	TUBOS EN U	ESPEJOS FIJOS	CABEZAL FLOTANTE "T"	CABEZAL FLOTANTE "W"	CABEZAL FLOTANTE "S"	CABEZAL FLOTANTE "P"
AUMENTO EN EL COSTO DE I EL MAS ECONOMICO A 5	1	2	3	3	4	5
PREVISION PARA EXPANSION DIFERENCIAL	TUBOS LIBRES PARA EXPANDERSE	JUNTA DE EXPANSION EN LA ENVOLVENTE	CABEZAL FLOTANTE	CABEZAL FLOTANTE	CABEZAL FLOTANTE	CABEZAL FLOTANTE
HAZ REMOVIBLE	SI	NO	SI	SI	SI	SI
CAMBIO DE HAZ FACTIBLE	SI	NO PRACTICO	SI	SI	SI	SI
POSIBILIDAD DE REMPLAZAR TUBOS	UNICAMENTE LOS EXTERNOS	SI	SI	SI	SI	SI
LIMPIEZA INTERNA DE TUBOS	DIFICULTAD EN LIMPIEZA MECANICA, PUEDE REALIZARSE QUIMICAMENTE	SI MECANICA O QUIMICA	SI MECANICA O QUIMICA	SI MECANICA O QUIMICA	SI MECANICA O QUIMICA	SI MECANICA O QUIMICA
ARREGLO DE TUBOS PITCH TRIANGULAR POSIBILIDAD DE LIMPIEZA	UNICAMENTE QUIMICA	UNICAMENTE QUIMICA	UNICAMENTE QUIMICA	UNICAMENTE QUIMICA	UNICAMENTE QUIMICA	UNICAMENTE QUIMICA
ARREGLO DE TUBOS EN PITO CUADRADO POSIBILIDAD DE LIMPIEZA	MECANICA O QUIMICA	UNICAMENTE QUIMICA	MECANICA O QUIMICA	MECANICA O QUIMICA	MECANICA O QUIMICA	MECANICA O QUIMICA
POSIBILIDAD DE UTILIZAR ESPEJOS DOBLES	SI	SI	NO	NO	NO	SI
NUMERO DE PASOS EN LOS TUBOS	CUALQUIER NUMERO PAR	SIN LIMITACIONES	SIN LIMITACIONES (PARA UN SOLO PASO EL CABEZAL FLOTANTE REQUIERE JUNTA ESPECIAL)	LIMITADO A UNO O DOS PASOS	SIN LIMITACIONES (PARA UN PASO EL CABEZAL FLOTANTE REQUIERE JUNTA ESPECIAL)	SIN LIMITACIONES
ELIMINACION DE EMPAQUES	SI	SI	NO	SI	NO	SI

TABLA II.1

1 34 1

### III. GENERALIDADES SOBRE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

En éste capítulo se describen los conceptos básicos de la transferencia de calor así como algunas consideraciones de la diferencia de temperaturas.

#### III.1 ENERGIA TERMICA

La energía térmica se define como una energía en transición y que es una fracción de la energía interna, la cuál se --- transfiere de un cuerpo a otro ( o entre diferentes partes de un cuerpo), entre los cuales existe un gradiente de temperatura (2ª ley de la termodinámica).

Los equipos de transferencia de calor tienen como objetivo proveer del área necesaria para que fluya una cantidad determinada de calor. Dicha área será función de las características de los fluidos que esté separando.

Por otro lado, los sistemas de aislamiento térmico, tienen como finalidad presentar resistencia a la transferencia de calor y se utilizan para evitar pérdidas de calor hacia el medio ambiente.

La energía térmica se transferirá siempre que exista una diferencia de nivel energético, es decir, cualquier diferencia de temperatura será suficiente para generar un flujo de calor -- del medio de mayor temperatura al medio de menor temperatura, -- siendo el flujo variable dependiendo del medio por el que se --- transfiere.

Los mecanismos de transferencia de calor que se describen a continuación permitirán explicar éste fenómeno de transporte. Este planteamiento se resume en la segunda ley de la termodinámica, que expresa que el calor fluirá espontáneamente de puntos de mayor temperatura a puntos de menor temperatura y nunca - en sentido inverso.

### III.1.1 MECANISMO DE CONVECCION

Es un mecanismo de transferencia de calor que opera a nivel macromolecular y que se presenta en fluidos por desplazamiento de masas, debido al cambio de densidad ocasionado por el flujo de calor, es decir, a medida que el fluido en contacto con una fuente de calor, recibe el flujo de ésta y eleva su temperatura - disminuyendo su densidad, se desplazará dejando lugar a que el -- fluido con menor temperatura ocupe el volumen dejado y reciba calor de dicha fuente; éste fenómeno ocasionará un movimiento continuo al que se le llama convección natural. Si por algún medio externo se provoca una mayor velocidad de desplazamiento, se aumentará la transferencia de calor, y esta será una convección forzada.

En equipos de intercambio térmico, se pretende efectuar la mayor transferencia de calor posible, como se mencionó anteriormente, lo que se logra provocando una convección forzada al dar movimiento al fluido con una bomba o compresor y disponiendo de geometrías que den áreas de flujo para velocidades moderadas dentro del cambiador. Reynolds clasificó los regímenes de flujo que se pueden presentar a una fase y que ayudan a cuantificar el fenómeno.

### III.1.2 MECANISMO DE RADIACION

Este mecanismo de transferencia de calor se lleva a cabo entre dos puntos distantes de diferente nivel energético, sin necesidad de un medio físico de transporte y sin que se eleve necesariamente la temperatura del espacio entre los dos puntos.

Este mecanismo opera en virtud de un movimiento ondulatorio en forma semejante a la radiación luminosa; la radiación térmica puede realizarse a través del vacío y de algunos fluidos, siendo en estos últimos, un efecto combinado de radiación y convección de los mismos. Durante algún tiempo se pensó que toda la radiación estaba constituida por ondas electromagnéticas de diferente longitud de onda. Actualmente se explica mejor el fenómeno con la teoría cuántica, no obstante, no se ha establecido total-

mente cual es el agente portador de la energía radiante, ni la verdadera naturaleza de la radiación.

La frecuencia de la radiación depende completamente de la naturaleza de su fuente, por ejemplo, un metal excitado por la incidencia de electrones de alta frecuencia emite rayos X, un metal conductor emite ondas eléctricas cuando una corriente de alta frecuencia pasa a través de él, y un cuerpo a cualquier temperatura (que no sea la temperatura absoluta de  $0^{\circ}\text{K}$ ), emite energía de radiación térmica. La longitud de onda de la radiación se define como la razón entre la velocidad de propagación y la frecuencia. Según la teoría ondulatoria, cuando un cuerpo emite energía, convierte parte de su energía interna en ondas electromagnéticas de vibración transversal a la dirección de propagación de dichas ondas, las cuales se propagan a través del espacio hasta que chocan o inciden en otro cuerpo dónde una parte de la energía se absorbe y convierte en energía interna.

La temperatura de un emisor decrece con la cantidad de energía emitida y permanece constante si genera o recibe energía a la misma velocidad con la que emite.

La manera de cuantificar la contribución de energía por radiación se presenta englobada en un coeficiente ficticio de convección, lo que no hace perder exactitud en los resultados, la ley que rige este mecanismo es la ley de STEFAN-BOLTZMAN.

### III.1.3 MECANISMO DE CONDUCCION

Es un flujo de calor a nivel molecular dentro de la estructura de la materia en fase sólida, aunque también se puede expresar como un mecanismo de transferencia de energía electrónica entre átomos adyacentes a través de la estructura de un cuerpo sólido desde un punto de mayor temperatura a otro punto mas frío. Este mecanismo se presenta en las paredes de recipientes y en el material aislante con que se recubren los intercambiadores, y es la razón por la cuál se seleccionan materiales de muy baja conductividad térmica para que ofrezcan alta resistencia al flujo de calor. La ley que rige éste mecanismo es la propuesta por Joseph Fourier.

Para cada mecanismo de calor se tienen las siguientes ecuaciones:

-- Calor por conducción:

$$Q = k \frac{A \cdot \Delta T}{e} \dots\dots\dots ( 1 )$$

dónde:

- Q = flujo de calor (BTU/hr)
- k = conductividad térmica (BTU/(hr ft<sup>2</sup> °F)/ ft
- A = área de transferencia (ft<sup>2</sup>)
- ΔT = Diferencia de temperaturas (°F)
- e = espesor de la pared (ft)

-- Calor por convección:

$$Q = h \cdot A \cdot \Delta T \dots\dots\dots ( 2 )$$

dónde:

- h = coeficiente de transferencia de calor (BTU/(hr ft<sup>2</sup> °F)
- A = área de la superficie de transferencia (ft<sup>2</sup>)
- ΔT = diferencia de temperaturas de la fuente y el fluido (°F)

-- Calor por radiación:

$$Q = 0.173 \times 10^{-8} \cdot E \cdot A \cdot ((T_1/100)^4 - (T_2/100)^4) \dots\dots\dots ( 3 )$$

en dónde:

- E = potencia emisiva (BTU/(hr ft<sup>2</sup>)
- A = superficie emisora o absorbente (ft<sup>2</sup>)
- T<sub>1</sub> = temperatura absoluta del cuerpo (°R)
- T<sub>2</sub> = temperatura absoluta del otro cuerpo (°R)

En éstas ecuaciones aparece la temperatura como un término común, relacionada con un flujo de calor. Para que éste -- flujo se lleve a cabo, es necesario que existan dos sistemas a temperaturas distintas, en donde el sistema de mayor temperatura se le llama el emisor, y al de menor temperatura, receptor. A la diferencia entre estas dos temperaturas se le llama fuer-

za directriz o potencial térmico.

En la ecuación general de diseño establecida por Fourier se define que el calor transferido es proporcional al área expuesta y al potencial térmico existente entre el emisor y receptor, la constante de proporcionalidad en esta ecuación es el coeficiente global de transferencia de calor (U) :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \dots\dots\dots ( 4 )$$

si se despeja el área, se tiene:

$$A = Q / (U \cdot \Delta T) \dots\dots\dots ( 5 )$$

### III.2 CONSIDERACIONES SOBRE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA

Analizando la ec. 5, se observa que a mayor  $\Delta T$  se tendrá menor área (A) para la transferencia y, sabiendo de antemano que uno de los problemas que encara el diseñador de equipo de transferencia de calor es el aprovechamiento óptimo del potencial térmico de manera práctica y económica, queda clara la importancia que tiene el cálculo adecuado de la  $\Delta T$ .

La determinación de la  $\Delta T$ , involucra la diferencia de temperatura de un fluido caliente que se está enfriando y un fluido frío que se está calentando.

Entre los tipos de intercambiadores de calor, existe un equipo muy sencillo que consta de dos tubos concéntricos. El tubo central manejará un fluido y el anulo formado por el diámetro externo del tubo interno y el diámetro interno del tubo externo conducirá al otro fluido.

Suponiendo que el fluido que se va enfriar (fluido caliente), circula por el anulo, y el fluido que se va a calentar (fluido frío) esta localizado en el tubo interno, cuando los dos fluidos entran por los extremos opuestos del equipo y por ende fluyen en dirección contraria a lo largo de todo el tubo se dice que es un intercambiador de flujo en contracorriente (figura III.1). El otro posible arreglo de corrientes es cuando ambos fluidos viajan en la misma dirección a través del equipo, siendo llamado entonces flujo en paralelo (véase la figura III.2).

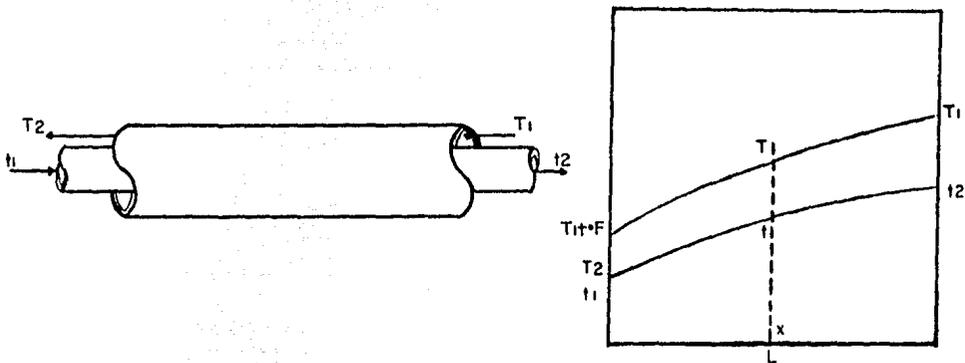


FIGURA III.1 CONTRACORRIENTE

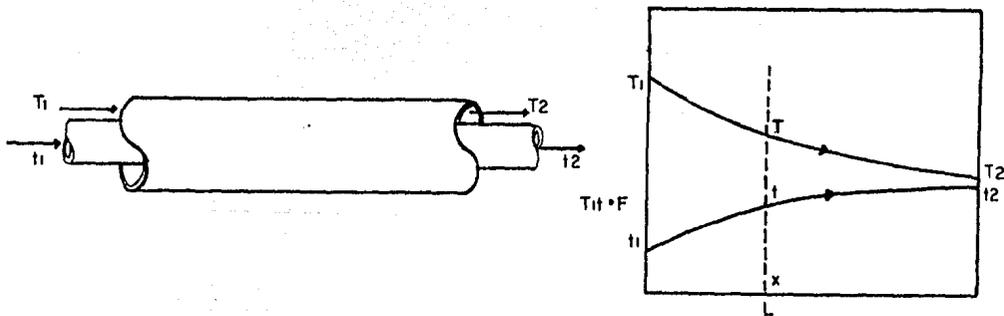


FIGURA III.2 PARALELO

El potencial térmico en cualquiera de los dos arreglos, para una longitud dada, es la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el fluido frío en cada punto del equipo.

$$\Delta T = T - t \dots\dots\dots ( 6 )$$

En donde T se utiliza como la temperatura del fluido caliente y t como la temperatura del fluido frío, el subíndice 1 para la entrada y el 2 para la salida, en ambos casos.

Al referirse al flujo en paralelo (figura III.2), es de notar que a la entrada del intercambiador prevalece una gran fuerza directriz proporcionando una gran transferencia de calor. A medida que los fluidos avanzan a través del cambiador, el potencial de temperatura se vuelve menor de tal modo que la transferencia de calor cae asintóticamente al acercarse a una temperatura límite. El resultado neto de éste tipo de variación en  $\Delta T$  es que el intercambiador es más efectivo por unidad de área de transferencia a la entrada que a la salida. Si se aumenta indefinidamente la longitud del equipo, que representa al área de transferencia, esto no redundaría en una mayor cantidad de calor transferido.

En el caso de flujo a contracorriente (figura III.1), la fuerza directriz es mucho más constante a lo largo de toda la longitud del equipo. El resultado neto es que una unidad de superficie de transferencia de calor, da casi la misma relación de intercambio térmico a través de todo el equipo.

En la nomenclatura usual se utilizan frecuentemente los términos de rango y acercamiento, entendiéndose como rango la diferencia de temperaturas de entrada y salida de un fluido. En el caso del fluido caliente se tiene:

$$\Delta T = T_1 - T_2 \dots\dots\dots ( 7 )$$

y para el caso del fluido frío:

$$\Delta t = t_2 - t_1 \dots\dots\dots ( 8 )$$

El acercamiento tiene dos significados, ya sea que se refiera a equipos en contracorriente pura o en paralelo puro, tal como el caso de tubos concéntricos, o bien en equipos en que se presenten ambos efectos.

Para contracorriente, el acercamiento es la diferencia entre la temperatura de entrada del fluido caliente y la salida del fluido frío.

$$\text{Acercamiento} = T_1 - t_2 \dots\dots\dots ( 9 )$$

o la salida del fluido caliente y la entrada del frío:

$$\text{Acercamiento} = T_2 - t_1 \quad \dots\dots\dots (10)$$

cualquiera que sea menor. Así, un acercamiento muy cerrado significa que una diferencia terminal será muy pequeña.

Para flujo en paralelo, de manera similar se tendrá:

$$\text{Acercamiento} = T_1 - t_1 \quad \dots\dots\dots (11)$$

o

$$\text{Acercamiento} = T_2 - t_2 \quad \dots\dots\dots (12)$$

El otro significado del acercamiento esta implícito en el equipo de transferencia de calor conocido como de "haz tubular y envolvente", y con dos o más pasos por los tubos, lo que implica secciones a contracorriente y en paralelo en el mismo equipo y que será necesario cuantificar como eficiencia. Este caso se explica posteriormente con mayor detalle.

### III.3 DERIVACION DE UNA EXPRESION PARA EL CALCULO DEL POTENCIAL TERMICO

Expresando la ecuación de Fourier como la "ecuación general de diseño" en su forma diferencial:

$$dQ = U ( T - t ) \quad dA \quad \dots\dots\dots (13)$$

es posible encontrar una solución empleando un método de integración gráfica o integración numérica, en donde se toman en cuenta las variaciones de T, t y U a lo largo del equipo. Sin embargo, cualquiera de estos procedimientos resulta tedioso, -- pero se ha visto que bajo ciertas consideraciones y simplificaciones, se puede enfocar el problema y resolverlo de una manera práctica.

#### III.3.1 DIFERENCIA DE TEMPERATURAS

Si el coeficiente U y la diferencia de temperaturas -- (T-t) fuesen constantes en toda la trayectoria del equipo, la ecuación ( 13 ) podría integrarse para obtener:

$$Q = U \cdot ( T - t ) \cdot A$$

Como puede observarse, tanto en la figura III.1 como -

en la III.2, el valor de  $T - t$  es variable y en consecuencia  $U$  es también variable ( $U$  es función también de las temperaturas del fluido). Dependiendo si el flujo es a contracorriente o en paralelo, así será el comportamiento de  $T - t$ .

Si se considerara que existe un valor medio representativo de  $(T - t)$ , también existiría un valor de  $U$  medio. Si estos valores fuesen conocidos o pudieran calcularse, la ecuación (13) podría integrarse para obtener:

$$Q = U_m \cdot (T - t)_m \cdot A$$

de manera que el problema puede replantearse en como calcular  $(T - t)_m$  y  $U_m$ .

### III.3.2 CALCULO DE LA DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURAS

La aplicación conjunta de las ecuaciones de balance de materia y energía y la ecuación de diseño permitirán obtener -- una ecuación que sirva para el cálculo de una  $\Delta T$  media.

Antes deben hacerse las siguientes consideraciones:

- a) El coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), es constante a lo largo de toda la trayectoria.
- b) El sistema opera a régimen permanente.
- c) El calor específico es constante a lo largo de toda la trayectoria, para ambos fluidos.
- d) No hay cambios de fase parciales en el sistema.
- e) Las pérdidas de calor son despreciables.

#### III.3.2.1 DEDUCCION PARA FLUJO EN CONTRACORRIENTE

La figura III.3 ilustra el sistema en análisis, en donde:

$W, w$  : gasto del fluido (lb/hr)

$C_p, c_p$  : calor específico (BTU/lb °F)

$T, t$  : temperaturas (°F)

Las literales mayúsculas se refieren al fluido caliente y las minúsculas al frío.

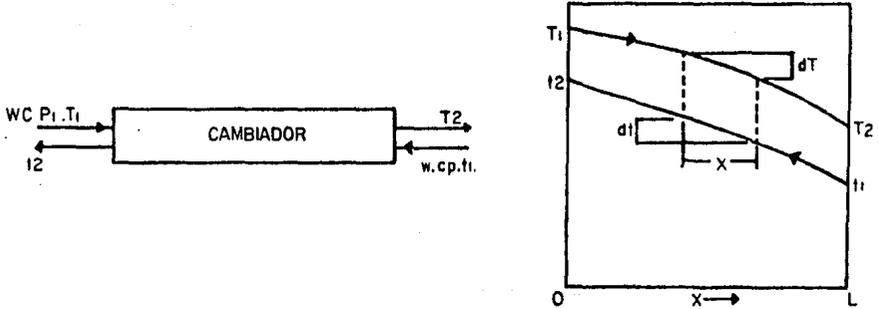


FIGURA III.3 ANALISIS DEL POTENCIAL TERMICO

La ecuación de balance para este caso es:

$$W C_p (T_1 - T_2) = w c_p (t_2 - t_1) \quad \dots \quad (14)$$

expresándola en forma diferencial se tiene:

$$W C_p dT = w c_p dt \quad \dots \quad (15)$$

dividiendo ésta ecuación entre el incremento de longitud  $dx$ , se tiene:

$$W C_p \frac{dT}{dx} = w c_p \frac{dt}{dx} \quad \dots \quad (16)$$

La ecuación (13) expresada en una forma más conveniente es:

$$\frac{dq}{dA} = U (T - t) \quad \dots \quad (17)$$

y, considerando que  $dA = adx$ , en dónde "a" es el área de transferencia por unidad de longitud:

$$\frac{dq}{adx} = - W C_p \frac{dT}{adx} = - w c_p \frac{dt}{adx} \quad \dots \quad (18)$$

Escribiendo la ecuación (15) en forma integral y tomando como límite inferior las condiciones del fluido en el extremo caliente del intercambiador, se tiene:

$$w c_p \int_{T_1}^T dT = w c_p \int_{t_2}^t dt \dots\dots\dots (19)$$

que puede integrarse a :

$$W C_p (T-T_1) = w c_p (t-t_2) \dots\dots\dots (20)$$

y resuelta para T:

$$T = T_1 + \frac{w c_p}{W C_p} (t - t_2) \dots\dots\dots (21)$$

y sustituyendo ésta en la ecuación (17) resulta:

$$\frac{dQ}{a dx} = U [T_1 + (w c_p / W C_p)(t-t_2) - t] \dots (22)$$

con dQ reemplazada por (-w c\_p dt) la ecuación (18) queda como:

$$U a \int_0^L dx = - \int_{t_2}^{t_1} \frac{dt}{T_1 - \frac{w c_p}{W C_p} (t-t_2) - t} \dots\dots\dots (23)$$

integrando:

$$\frac{U a L}{w c_p} = \frac{U A}{w c_p} = \frac{1}{(w c_p / W C_p - 1)} \ln \left[ \frac{T_1 - (w c_p / W C_p) t_2 + (w c_p / W C_p) \frac{1}{T_1}}{T_1 - t_2} \right] \dots\dots\dots (24)$$

de la ecuación (14):

$$\frac{w c_p}{W C_p} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \dots\dots\dots (25)$$

recordando que Q = w c\_p (t\_2 - t\_1):

$$\frac{Q}{U A} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = DMLT = \Delta T \dots\dots\dots (26)$$

dónde DMLT es la media logarítmica de las temperaturas.

### III.3.2.2 DEDUCCION PARA FLUJO EN PARALELO

El análisis para el caso de flujos en paralelo es muy similar, por lo que únicamente se anotará la ecuación:

$$\frac{Q}{U A} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} = DMLT = \Delta T \dots\dots\dots (27)$$

Concluyendo, la diferencia media de temperaturas representativa de la operación del intercambiador de calor, es la diferencia media logarítmica DMLT.

III.3.2.3 CASOS PARTICULARES

Existen algunos problemas en los cuales ni la ecuación (26) ni la (27) tienen aplicación. Estos problemas o casos particulares son los siguientes:

- a) Cuando uno de los fluidos se comporta isotérmicamente (por ejemplo  $T_1 = T_2$ ). En este caso, los términos paralelo y contracorriente no tienen sentido. - Si la corriente caliente esta a una temperatura T:

$$\Delta T = DMLT = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{T - t_2}{T - t_1}} \dots\dots\dots ( 28 )$$

- b) Cuando la diferencia de temperaturas en la terminal caliente es igual a la de la terminal fría en flujo a contracorriente. Si se aplica la ecuación (26) se vuelve indeterminada. Sin embargo, se observa que - esto corresponde a una diferencia de temperatura -- constante en todos los puntos del equipo, por lo -- que la diferencia de temperatura será:

$$\Delta T = T_1 - T_2 = t_2 - t_1 \dots\dots\dots ( 29 )$$

III.3.3 CALCULO DEL COEFICIENTE MEDIO  $U_m$

Para varias condiciones en un intercambiador de calor, la media aritmética de temperaturas de la envolvente y de los - tubos es satisfactoria para la evaluación de las propiedades de los fluidos, las cuales son usadas para determinar el coeficiente total "U". Pero, en algunos casos: ya sea por cálculos preliminares del coeficiente total o porque las propiedades de algun fluido varían marcadamente desde las condiciones de entrada a las de salida, entonces la media aritmética no es satisfactoria para la evaluación de las propiedades. Para este caso, la temperatura propia de cada corriente a la cuál se deben evaluar las propiedades del fluido se llama la temperatura calórica.

En el capítulo siguiente se encuentra definido más ampliamente éste concepto de temperatura calórica.

III.4 POTENCIAL TERMICO EN CAMBIADORES DE HAZ TUBULAR Y ENVOLVENTE

Anteriormente se supuso que el flujo era completamente en paralelo o completamente en contracorriente, pero debido a razones de orden económico y estructural, se ha visto que no es práctico en la mayoría de los casos el tratar de obtener contra corriente o paralelo puro en un intercambiador de haz y envolvente.

En la figura III.4 se muestra un intercambiador de un paso por la envolvente y de dos pasos por los tubos, denominado intercambiador 1-2. Debe notarse que en el primer paso de los tubos su flujo esta en paralelo con el flujo de la envolvente, mientras que en el segundo paso esta en contracorriente con el fluido externo. Esto representa una pérdida en la eficiencia térmica del intercambiador, de aquí que se tenga que considerar un factor de corrección que involucre esta deficiencia en la diferencia de temperatura ponderada.

Para el cálculo de la  $\Delta T$  de intercambiadores 1-2, se evalúa un factor de corrección para la DMLT, calculando ésta en principio bajo la suposición de flujo en contracorriente pura; el factor de corrección se conoce como Ft y se define como:

$$F_t = \frac{\Delta T}{DMLT} \dots\dots\dots ( 30 )$$

Cuando  $f_t = 1$ , indica que la situación es equivalente a flujo en contracorriente y un valor menor representa claramente un castigo para la configuración 1-2, finalmente expresado en un aumento de área del equipo.

El factor Ft es función de dos parámetros que son R y P definidos como sigue:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{\text{Rango del fluido caliente}}{\text{Rango del fluido frio}}$$
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{\text{Rango del fluido frio}}{\text{Diferencia máxima de temperaturas}}$$

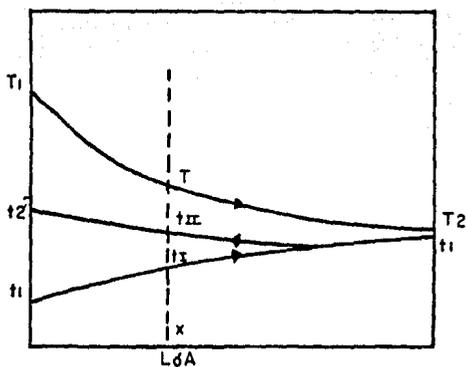
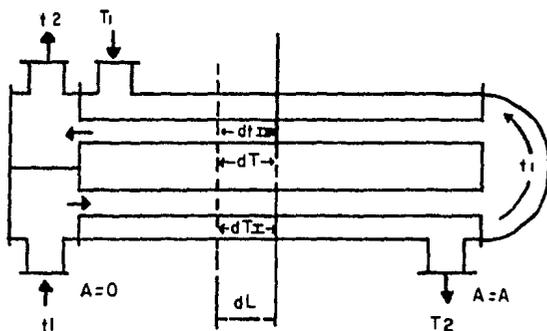


FIGURA III.4 RELACIONES DE TEMPERATURA EN UN EQUIPO 1 - 2

Existen dos maneras de evaluar el factor  $F_t$ :

- 1) Por medio de las siguiente ecuaciones:

$$F_t = \frac{1.4142 (P/(1-P))}{\ln \left[ \frac{2/P - 0.5858}{2/P - 3.4142} \right]} \quad \dots \dots \dots ( 31 )$$

cuando  $r=1$

y cuando  $r \neq 1$  :

$$F_t = \frac{\frac{R^2 + 1}{R - 1} \ln \left[ \frac{1 - P}{1 - PR} \right]}{\ln \frac{2/P - 1 - R + R^2 + 1}{2/P - 1 - R - R^2 + 1}} \quad \dots \dots \dots ( 32 )$$

- 2) En forma gráfica, por medio de la figura - III.5 con los parámetros R y P definidos.

El factor  $F_t$  fue obtenido por Nagle a través de una integración gráfica que dió por resultado que dicho factor para un intercambiador 1-2 se pudiera aplicar para cambiadores 1-4, 1-6 y 1-8 con un error despreciable de ( $\pm 2\%$ ).

Existe una limitación importante en el uso de la figura III.5. Aún cuando cualquier intercambiador que tenga el factor de  $F_t$  arriba del 0 puede operar teóricamente, esto no es cierto en la práctica. La imposibilidad de cumplir con todas las suposiciones empleadas en la derivación de la ecuación del  $F_t$ , puede causar serias discrepancias en su cálculo, dichas suposiciones son las siguientes:

- a) La temperatura del fluido en la coraza está a una temperatura isotérmica promedio en cualquier sección transversal.
- b) El coeficiente de transferencia de calor es constante.
- c) Las pérdidas de calor son despreciables.
- d) El área de calentamiento es cada paso es igual.
- e) La razón de flujo de cada uno de los fluidos es constante.
- f) El calor específico de cada fluido es constante.
- g) No hay cambios de fase en el intercambiador.

Convencionalmente se ha aceptado que ningún intercambiador debe ser diseñado para un  $F_t$  menor de 0.75, pero en la práctica se sugiere que sea igual o mayor de 0.80. Implicando esto un 20% adicional de área por este concepto.

Si se deseara obtener un valor de  $t_2$  más cercano al valor de  $T_2$  al final del paso en paralelo para la figura III.4, se estaría violando una de las reglas del flujo en paralelo, ya que el valor deseado de  $t_2$  sería diferente al derivado, la suposición ignorada sería que dice que la salida de una de las corrientes ( $t_2$ ), no puede alcanzar la salida de la otra,  $T_2$ , sino mediante un área infinita. De acuerdo con esto, no es aconseja-

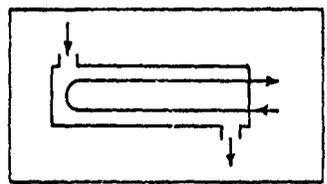
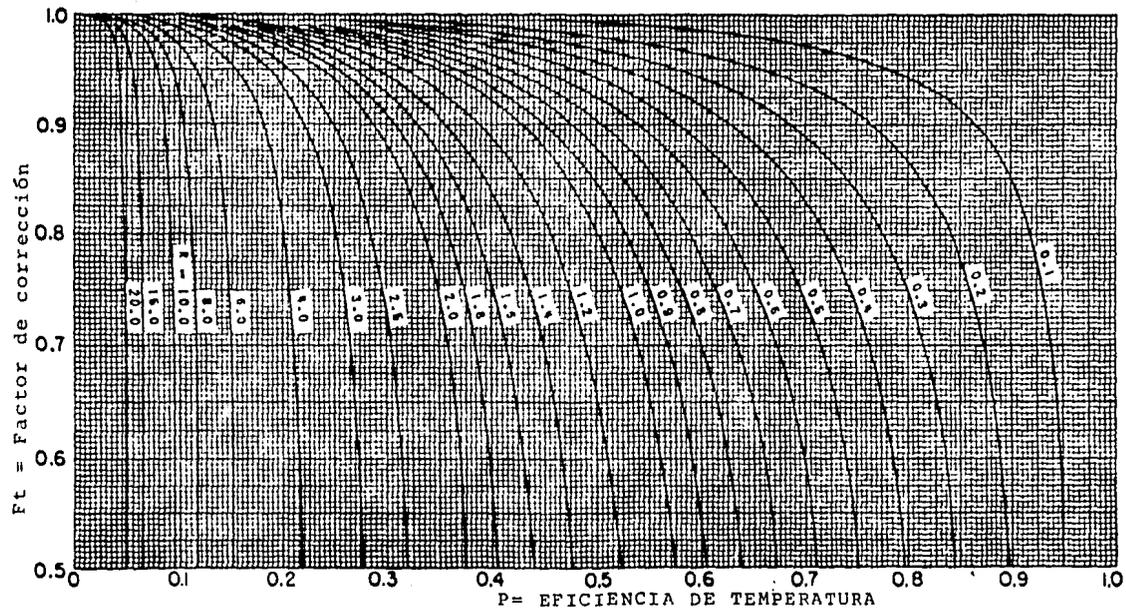


FIGURA III.5  
 FACTOR DE CORRECCION PARA LA DMLT  
 1 paso por la coraza y número par de pasos  
 por los tubos

ble o práctico usar un intercambiador 1-2, cuando el factor de corrección  $F_t$  calculado sea menor de 0.75. En lugar de él, se requiere de algún otro arreglo que se asemeje más al flujo en contracorriente.

En la figura III.4 se ha mostrado el perfil de temperaturas par el arreglo de boquillas considerado. Si se invierte la disposición de las boquillas de la envolvente, se tendrá el perfil mostrado en la figura III.6. En ambos casos se ha observado que el valor de  $F_t$  es el mismo para iguales temperaturas de entrada y salida.

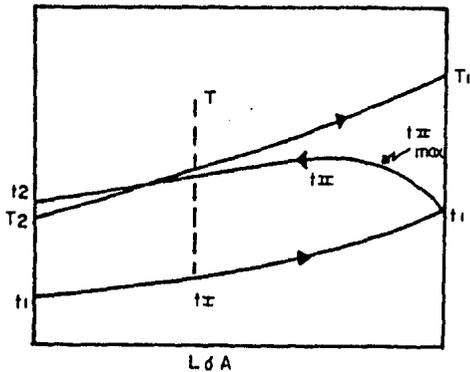
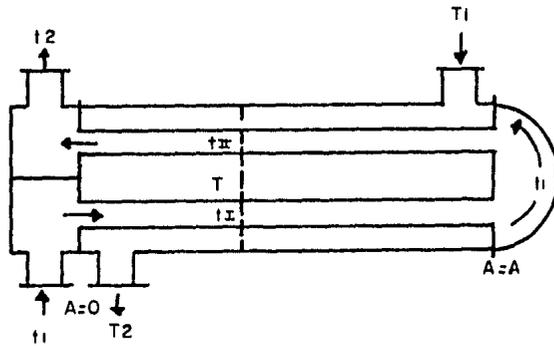


FIGURA III.6 RELACIONES DE TEMPERATURA EN UN EQUIPO 1-2 CON ARREGLO CONVENCIONAL DE BOQUILLAS

Ya que un intercambiador 1-2 es una combinación de pasos entre paralelo y contracorriente, es de esperarse que la salida de una de las corrientes de proceso no pueda aproximarse mucho a la salida de la otra, de hecho, es costumbre en los equipos paralelo-contracorriente llamar a  $T_2 - t_2$  al acercamiento, y si  $t_2$  es mayor que  $T_2$ , entonces  $t_2 - T_2$  se le llama "cruce temperaturas".

### III.4.1 DISPOSICION DE FLUJOS PARA AUMENTAR LA RECUPERACION DE CALOR

Los intercambiadores 1-2 tienen una limitación muy importante para efectuar una recuperación de calor efectiva, es decir, cuando ocurre un cruce de temperatura el valor de  $Ft$  disminuye bruscamente teniendo un pequeño rango en el cual la temperatura del fluido caliente puede descender por abajo de la temperatura de salida del fluido frío. Esto elimina altos niveles de recuperación de calor. El problema se trata de como poder evitar el cruce de temperatura con el consiguiente aumento de la recuperación de calor.

Si se considera un intercambiador similar al 1-2, excepto que esta equipado con un deflector longitudinal (línea gruesa) y el haz de tubos contiene 4 o más pasos con igual superficie de transferencia en cada uno de ellos, como se muestra en la figura III.7.

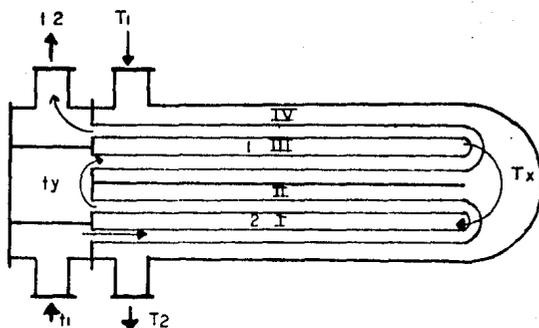


FIGURA III.7 ARREGLOS DE PASOS EN UN EQUIPO 2-4

Un bosquejo generalizado de la temperatura contra la longitud de este intercambiador se muestra en la figura III.8a. En un intercambiador 1-2 operando con idénticas temperaturas al 2-4, se muestra en la figura III.8b.

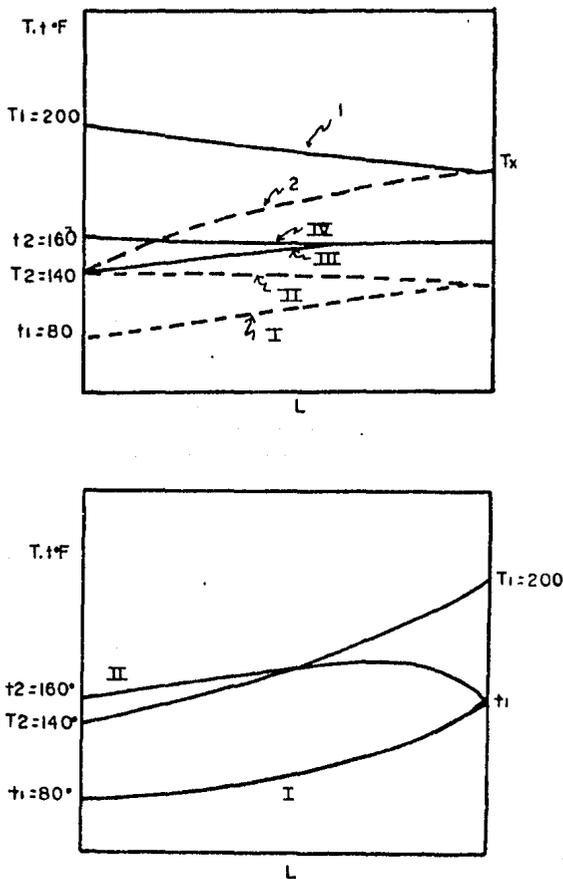


FIGURA III.8 PERFILES PARA ARREGLOS 1-2 y 2-4.

Se puede apreciar que existe un cruce de manera que el fluido caliente que abandona la coraza a  $140^{\circ}\text{F}$  es forzado a pasar sobre tubos que llevan fluido frío calentado a una temperatura de  $160^{\circ}\text{F}$ . Así el fluido de la coraza puede enfriarse en al

gún punto del equipo a menor temperatura que a su salida, y el fluido en los tubos puede calentarse a temperatura superior a la de su salida.

Cuando los dos fluidos están cerca de sus salidas, el flujo de la coraza, que se enfría, en realidad se calienta y el fluido de los tubos se enfría. En un intercambiador esto se llama "recalentar".

Al parecer, un intercambiador 2-4 resulta ser mas efectivo que un intercambiador 1-2, sin embargo, ciertas consideraciones importantes en la fabricación del equipo 2-4 hacen que su uso no sea muy recomendable. la consideración más importante puede ser la colocación del baffle longitudinal que presenta claros, que se traducen en un área de derrame que produce una ineficiencia térmica, ya que el fluido del paso caliente del envolvente no recorre la trayectoria normal de enfriamiento, y se mezcla con fluido del paso frío de la envolvente. Este derrame de fluido de un paso a otro de la envolvente no esta de acuerdo con las consideraciones tomadas para el cálculo del factor Ft.

Regresando a la figura III.8a, se observa que en un intercambiador 2-4 el baffle longitudinal reduce el recalentamiento de tal manera que el fluido de la envolvente a 140°F no esta en contacto nunca con el fluido de tubos a 160°F como ocurriría en un intercambiador 1-2. Según la figura, los pasos por los tubos I y II estan en contacto sólo con el paso 2 de la envolvente, y que los pasos III y IV estan en contacto con el paso 1. Se deduce entonces, que un intercambiador 2-4 puede ser considerado equivalente a dos intercambiadores 1-2 colocados en serie tal y como se muestra en la figura III.9.

Para el cálculo del Ft de un equipo 2-4 o de dos equipos 1-2 colocados en serie se tienen los siguientes métodos:

- 1) Por medio de la siguiente ecuación:

$$F_t = \frac{\left[ \frac{R^2+1}{2(R-1)} \right] \ln((1-P)/(1-PR))}{\ln \left[ \frac{(2/P)-R-1+(2/P)\sqrt{(1-P)(1-PR)}+\sqrt{R^2+1}}{(2/P)-R-1+(2/P)\sqrt{(1-P)(1-PR)}-\sqrt{R^2+1}} \right]} \quad (33)$$

- 2) Utilizando la figura III.10 con los parámetros R y P.

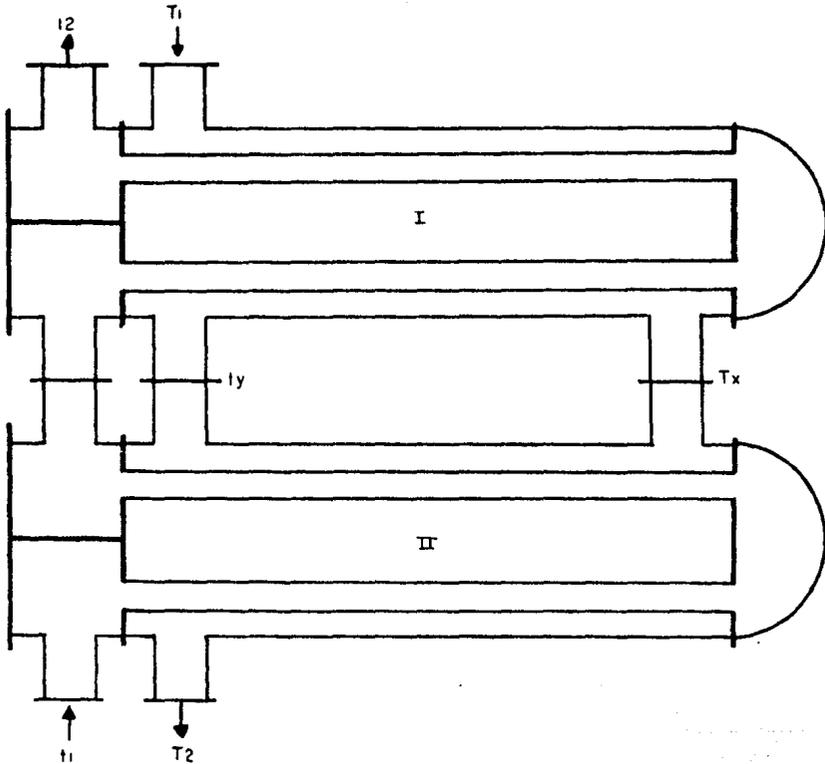


FIGURA III.9 DOS INTERCAMBIADORES 1-2 EN SERIE

En ambos casos, los parámetros R y P corresponden a los definidos anteriormente.

Si el valor de  $F_t$  no es satisfactorio en un intercambiador 2-4, se podrían proponer tres o más intercambiadores en serie, hasta cumplir con el  $F_t$  mínimo deseado.

Para el cálculo del  $F_t$  en el programa que aquí se presenta, se utiliza un algoritmo similar a las ecuaciones pero -- que involucra el número de corazas en serie y el tipo de envolvente. Véase el programa en las subrutinas CFT y FACCOR.

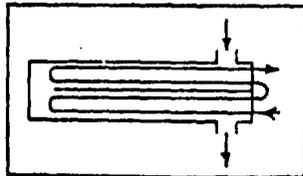
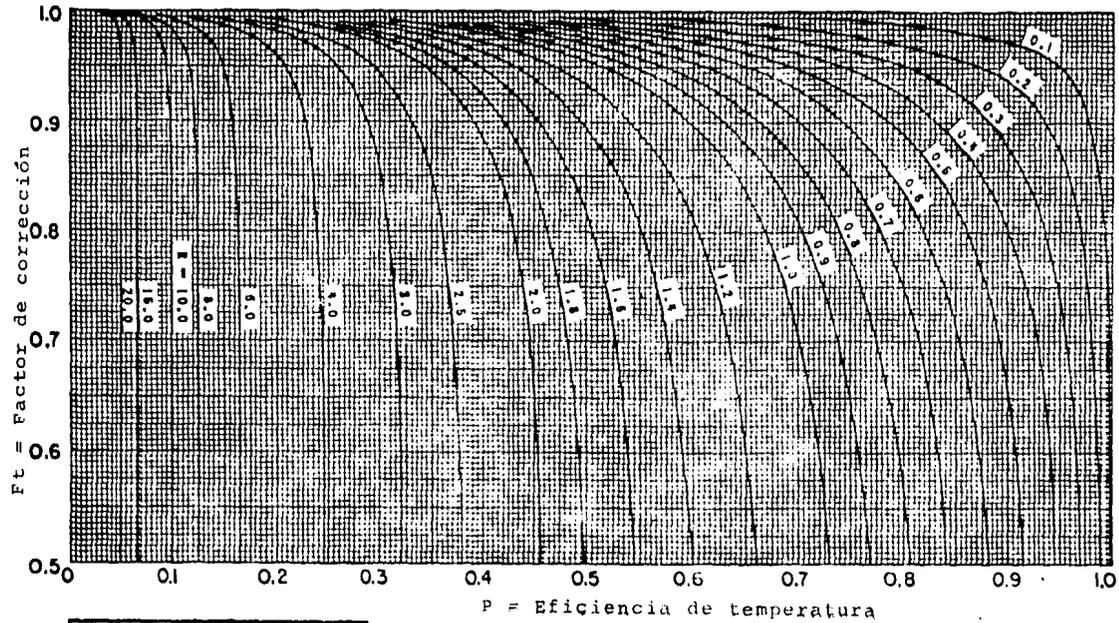


FIGURA III.10  
 FACTOR DE CORRECCION DE LA DMLT  
 2 pasos por la coraza y 4 o mas pasos por  
 los tubos

Para el caso en dónde es necesario efectuar una transferencia de calor y se ha excedido el valor de la caída de presión permisible, se recomienda el uso de intercambiadores de calor del tipo de flujo dividido ("J"). El perfil mostrado en la figura III.11 sería el correspondiente a éste equipo. Nótese que aunque el perfil de temperatura es diferente al del intercambiador 1-2, el Ft en los cuerpos es el mismo, teniendo una ventaja adicional el cuerpo de flujo dividido, que es la reducción de la caída de presión a valores de casi 1/8 de la caída de presión de un intercambiador 1-2. El factor de corrección para este caso se muestra en la figura III.12

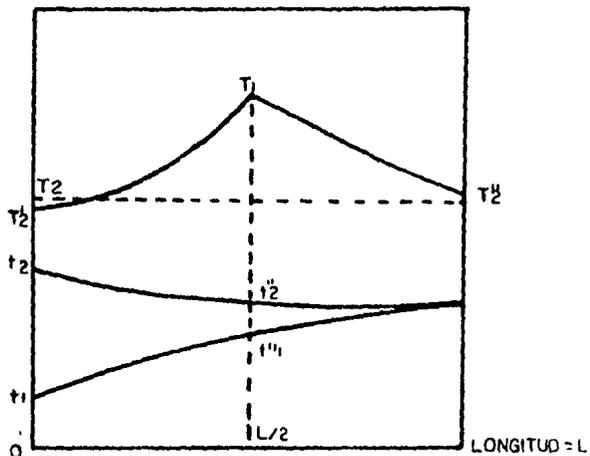
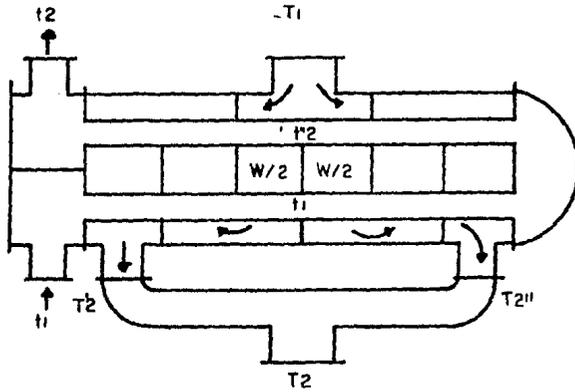


FIGURA III. 11 RELACIONES DE TEMPERATURA EN FLUJO DIVIDIDO

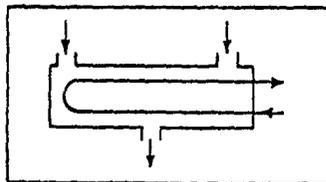
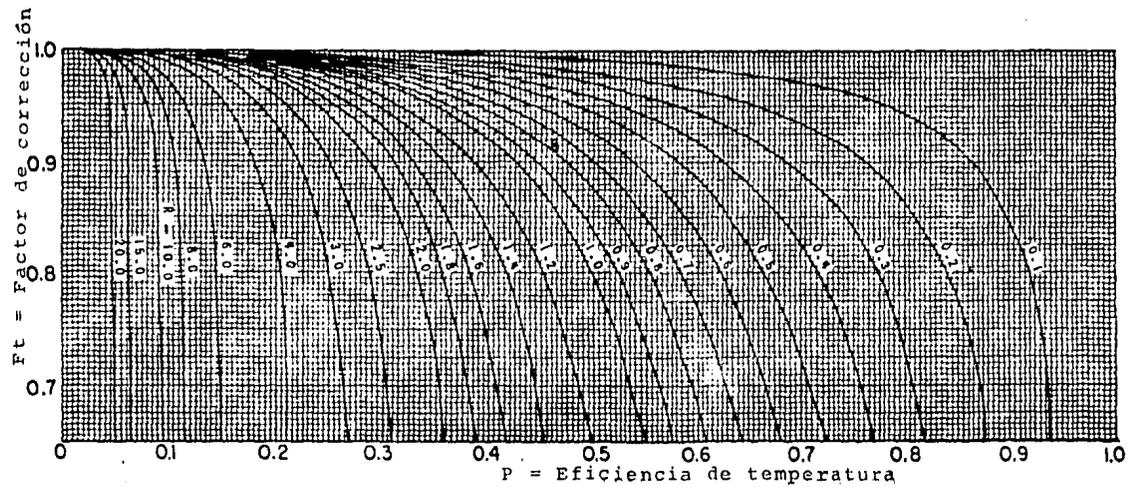


FIGURA III.12  
 FACTOR DE CORRECCION DE LA DMLT  
 Flujo dividido y numero par de pasos por  
 los tubos

Para el caso en d $\acute{o$ nde es necesario efectuar una transferencia de calor y se ha excedido el n $\acute{u}$ mero m $\acute{a}$ ximo de envolventes en serie, (es decir, el valor de  $F_t$  no puede ser aumentado agregando mas cuerpos en serie), del tipo 1-2, se recomienda el uso de intercambiadores tipo flujo "split", que se muestra en la figura III.13 y la gr $\acute{a}$ fica del  $F_t$  se muestra en la figura - III.14.

Con respecto al cuerpo 1-2, el tipo split proporciona un valor de  $F_t$  mayor para las mismas condiciones de operaci $\acute{o}$ n disminuyendo el n $\acute{u}$ mero de envolventes en serie del tipo split.

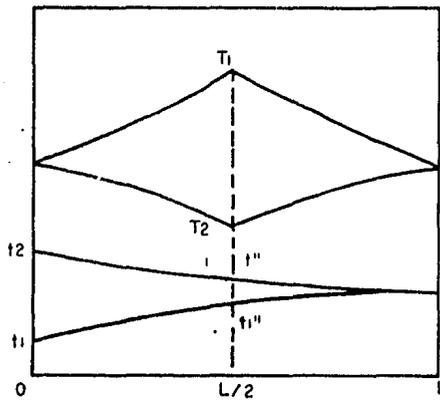
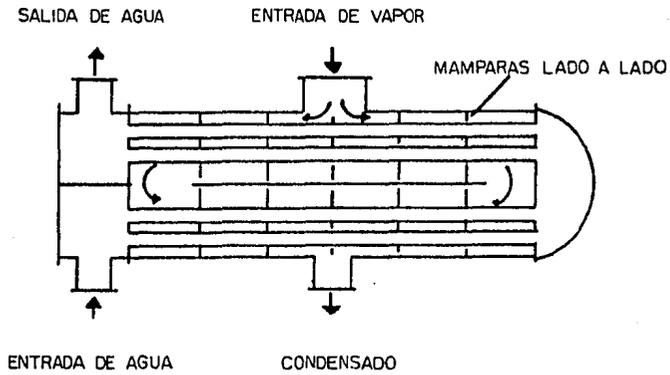


FIGURA III.13 INTERCAMBIADOR 1-2 TIPO  
FLUJO SPLIT

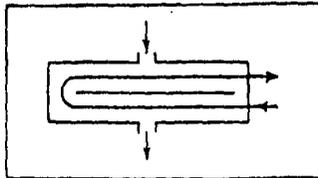
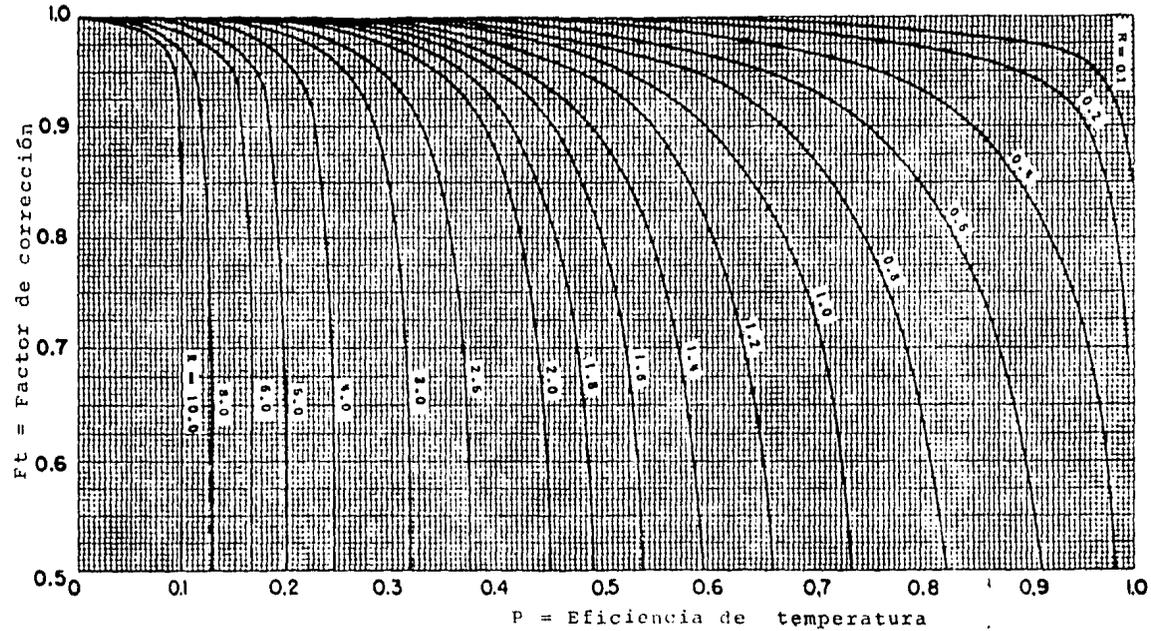


FIGURA III.14

FACTOR DE CORRECCION DE LA DMLT

Flujo partido y 2 pasos por los tubos

IV    M O D E L O    M A T E M A T I C O    D E  
  I N T E R C A M B I A D O R E S    D E  
          C A L O R

En éste capítulo se describen las ecuaciones para el diseño de los intercambiadores de calor de envolvente y haz tubular, así como los algoritmos utilizados en el programa para evaluar los coeficientes de transferencia de calor, caídas de presión de los fluidos, la diferencia media de temperaturas, etc.

El diseño térmico del equipo para la transferencia de calor involucra los diversos tipos de mecanismos para el flujo de calor, como son la conducción, convección y la radiación. - Los intercambiadores de envolvente y tubos involucran primordialmente la convección y la conducción, mientras que en los calentadores y hornos involucran la convección y la radiación.

IV.1    ECUACION GENERAL DE DISEÑO

La transferencia de calor de un fluido a otro a través de una pared metálica es proporcional al coeficiente de transferencia de calor, al área de la pared metálica y a la diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \dots\dots\dots (1)$$

dónde:

Q = Calor transferido (BTU/hr)

U = Coeficiente total de transferencia de calor, basado en el área externa de la superficie metálica (BTU/(hr ft<sup>2</sup> °F)/ft)

A = Área externa de la superficie metálica a través de la cuál se intercambia calor (ft<sup>2</sup>).

$\Delta T$  = Diferencia efectiva de temperaturas entre los fluidos frío y caliente (°F).

Al especificar un intercambiador, el diseñador casi siempre conoce o puede calcular fácilmente, los términos  $Q$  y  $\Delta T$  a partir de las condiciones de proceso. De esta forma, sólo es necesario evaluar el coeficiente  $U$ , con el fin de obtener el valor correcto del área de transferencia.

Debido a que el coeficiente de transferencia de calor  $U$  es función del diseño mecánico del equipo, así como también de las propiedades físicas y térmicas de los fluidos y de los factores de ensuciamiento, se hace necesario el empleo de métodos de prueba y error. De aquí la necesidad de utilizar un programa de computadora para realizar el diseño del equipo.

#### IV.1.2 BALANCE DE CALOR

La cantidad de calor transferido en un intercambiador generalmente se fija por los requerimientos del proceso. Estos determinarán los flujos de los fluidos caliente y frío, temperaturas y entalpías. En caso de que se tengan disponibles los datos necesarios, es conveniente calcular  $Q$  para ambas corrientes con el fin de hacer una comprobación, esto es porque el intercambio de calor se considera que es completo, excepto en aquellos casos cuando las pérdidas de calor a la atmósfera o a otro medio externo son conocidas o previamente planeadas.

Frecuentemente en el caso de condensadores, en donde las pérdidas de calor son deseables, se omite el aislamiento. En cualquier tipo de intercambio de calor, el calor ganado o cedido por un fluido, debe ser considerado con una ganancia equivalente por el segundo fluido, siempre que las pérdidas de calor sean despreciables o se consideran dentro del balance.

En el caso de fluidos que intercambian calor sin efectuarse un cambio de fase en ellos, la cantidad de calor transferido,  $Q$ , se calcula a partir de:

$$Q = W \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \dots\dots\dots (2)$$

y

$$Q = w \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) \dots\dots\dots (3)$$

en donde:

- W = Flujo másico del fluido caliente (lb/hr)
- C<sub>p</sub> = Calor específico del fluido caliente (BTU/lb°F)
- T<sub>1</sub> = Temperatura de entrada del fluido caliente (°F)
- T<sub>2</sub> = Temperatura de salida del fluido caliente (°F)
- w = Flujo másico del fluido frío (lb/hr)
- c<sub>p</sub> = calor específico del fluido frío (BTU/lb °F)
- t<sub>1</sub> = Temperatura de entrada del fluido frío (°F)
- t<sub>2</sub> = Temperatura de salida del fluido caliente (°F)

Los calores específicos de los fluidos se deben evaluar a una temperatura promedio entre la salida y la entrada (véase - también temperaturas calóricas).

Para fluidos que cambian de fase, la determinación de la carga térmica debe hacerse mediante el cálculo de la entalpía de los fluidos a las condiciones de entrada y salida, ya que el calor específico de la fase líquida, difiere grandemente del de la fase vapor. Las ecuaciones para este caso son:

$$Q = W \cdot (H_{1c} - H_{2c}) \dots\dots\dots (4a)$$

$$Q = w \cdot (H_{1f} - H_{2f}) \dots\dots\dots (4b)$$

en dónde:

- H<sub>1c</sub> = Entalpía de entrada del fluido caliente (BTU/lb)
- H<sub>2c</sub> = Entalpía de salida del fluido caliente (BTU/lb)
- H<sub>1f</sub> = Entalpía de entrada del fluido frío (BTU/lb)
- H<sub>2f</sub> = Entalpía de salida del fluido frío (BTU/lb)

Cuando el fluido cambia de fase desde su punto de rocío hasta su punto de burbuja, por ejemplo en los calentadores que utilizan vapor de agua saturado, la ecuación se puede simplificar a :

$$Q = W \cdot \lambda \dots\dots\dots (4c)$$

dónde:

$$\lambda = \text{Calor latente de vaporización (BTU/lb)}$$

IV.1.3 COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Cuando el calor se transmite desde un fluido a otro a través de una pared metálica, debe vencer las siguientes resistencias:

$R_{i0}$  = Resistencia de la película laminar en el interior del tubo ( $^{\circ}f \text{ ft}^2 \text{ hr/BTU}$ ), debida al fluido.

$r_{i0}$  = Resistencia de materiales extraños depositados en el interior del tubo (factor de ensuciamiento).

$r_w$  = Resistencia de la pared metálica.

$R_o$  = Resistencia de materiales extraños depositados en el exterior del tubo (factor de ensuciamiento).

$R_0$  = Resistencia de la película laminar en el exterior del tubo.

La suma de estas resistencias es  $R_t$ , la resistencia total y:

$$U = 1/R_t = \frac{1}{R_{i0} + r_{i0} + r_w + R_o + R_0} \dots (5)$$

Los factores de ensuciamiento  $r_{i0}$  y  $r_o$  deben ser conocidos o estimarse con un criterio práctico basado en los datos de operación. El término  $r_w$  se calcula a partir del espesor y la conductividad térmica de la pared metálica.  $R_{i0}$  y  $R_o$  son funciones de la masa velocidad y de las propiedades físicas de los fluidos y, para evaluarse se utilizan diferentes métodos de acuerdo al tipo de equipo y de la precisión requerida. Dichos métodos están en términos de  $h_{i0}$  y  $h_o$ , en dónde:

$$h_o = 1/R_o \dots (6)$$

$$h_{i0} = 1/R_{i0} \dots (7)$$

Los términos "h" se conocen como los coeficientes de película.

Los términos de resistencia contienen una dimensión de área, ( $\text{ft}^2$ ), que, generalmente se refiere a la superficie en dónde ocurre la resistencia. Pero como dichos términos deben ser sumados para obtener la resistencia total, la dimensión de área de cada término debe referirse a la misma base. Esto racionaliza los términos y los hace entonces aditivos. La norma seguida generalmente, es usar el área externa del tubo como la base para el cálculo y especificación de los intercambiadores. En la nomenclatura usual se indica por el subíndice "io".

En la práctica deben de calcularse dos coeficientes totales, un coeficiente limpio, denominado "U<sub>c</sub>", y un coeficiente de servicio, denominado "U<sub>d</sub>". El coeficiente limpio es aquel que puede esperarse cuando el intercambiador es colocado por primera vez en servicio, antes de que ocurra el ensuciamiento de los tubos.

#### IV.1.4 AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El área de transferencia de calor A, de un intercambiador se establece como la superficie externa de todos los tubos lisos, o el total de la superficie externa aletada de todos los tubos aletados en el haz tubular. Los factores inherentes que forman parte del interior del tubo, tales como la incrustación, el coeficiente de película, etc., deben ser corregidos por conveniencia, a las condiciones externas, para ser consistentes. Cuando no se establece a que área se refiere, convencionalmente se acepta que el área de transferencia de los intercambiadores de calor es el área externa de los tubos.

#### IV.1.5 DIFERENCIA DE TEMPERATURAS

La fuerza directriz del mecanismo de transferencia de calor es la "diferencia efectiva de temperaturas", entre los fluidos caliente y frío. Esta diferencia es llamada  $\Delta T_o$  y puede calcularse a partir de la diferencia real de temperaturas.

Para intercambiadores en donde el flujo de los fluidos caliente y frío es en contracorriente y/o en paralelo,  $\Delta T_o$  es igual a la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas DMLT. Véase en el capítulo anterior el procedimiento para obtener la siguiente fórmula:

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln [(T_1 - t_2) / (T_2 - t_1)]} \dots\dots (8)$$

en donde:

$T_1 - t_2$  = Diferencia de temperaturas en un extremo del intercambiador (valor mayor).

$T_2 - t_1$  = Diferencia de temperaturas en el otro extremo del intercambiador (valor menor).

Casí todos los diseños de intercambiadores se intentan con flujo a contracorriente. Sin embargo, en muchos equipos comerciales, el uso de múltiples pasos por los tubos o de mamparas transversales en la coraza trae como consecuencia que el flujo de los fluidos sea parcialmente a contracorriente y parcialmente en paralelo. Como el flujo en paralelo da una menor DMLT que la de contracorriente, se debe aplicar el factor de corrección  $F_t$  para cuando el equipo tiene dos o mas pasos por los tubos o dos o mas pasos por la coraza o esten colocadas en serie. El factor  $F_t$  de corrección, es una función del diseño particular del equipo. Véase el capítulo III, (Potencial térmico en intercambiadores de haz tubular y envolvente).

#### IV.1.5.1 TEMPERATURA CALORICA

De las suposiciones dadas para la derivación de la DMLT, la que esta sujeta a mayor desviación es la que establece un coeficiente total de transferencia de calor  $U$  constante. Como se dijo anteriormente, el coeficiente de película se calculó para las propiedades del fluido a la media aritmética de las temperaturas entre la salida y entrada. En el intercambio de calor fluido-fluido, el fluido caliente posee una viscosidad a la entrada que aumenta a medida que el fluido se enfría. El fluido frío a contracorriente entra con una viscosidad que disminuye a medida que se calienta. Entonces, como hay una terminal caliente y una fría, los valores de  $h_i$  y  $h_o$  varían a lo largo del tubo para producir una  $U$  mayor en la terminal caliente que en la fría.

Una solución sería tomar en cuenta las variaciones de  $U$  e integrar numéricamente  $dQ$ , el calor transferido sobre longitudes diferenciales de tubería, usando valores promedios de  $U$  de punto a punto en la ecuación diferencial. La suma daría  $Q = U \cdot A \cdot \Delta T$  con poco error, pero sería un método muy tardado, y el aumento en exactitud de los resultados no compensa el esfuerzo.

Colbourn desarrolló un método en el cuál supuso valores variables de U suponiendo una variación lineal de U con la temperatura derivando una expresión de acuerdo para obtener la diferencia real de temperaturas. La razón de la DMLT para U constante y la diferencia verdadera de temperaturas variando U, se usa entonces como la base para establecer un coeficiente total que sea el medio verdadero (calórico) en lugar del medio aritmético.

Para calcular las temperaturas calóricas se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$t_c = t_{c2} + F_c (t_{c1} - t_{c2}) \dots\dots\dots ( 9 )$$

y para el fluido frío:

$$t_f = t_{f1} + F_c (t_{f2} - t_{f1}) \dots\dots\dots ( 10 )$$

dónde  $F_c$ :

$$F_c = \frac{t_f - t_1}{t_2 - t_1} \text{ ó } \frac{t_h - t_1}{t_2 - t_1} \dots ( 11 )$$

dónde:

- $t_c$  = valor calórico del fluido caliente (°F)
- $t_{c1}$  = temperatura de entrada del fluido caliente (°F)
- $t_{c2}$  = temperatura de salida del fluido caliente (°F)
- $t_f$  = valor calórico del fluido frío (°F)
- $t_{f1}$  = temperatura de entrada del fluido frío (°F)
- $t_{f2}$  = temperatura de salida del fluido frío (°F)
- $F_c$  = factor de correccion en función de los coeficientes a la entra y salida.

La relación  $F_c$  se evalúa de los coeficientes totales calculados a las temperaturas del lado frío y del caliente (terminales). Si existe una diferencia apreciable entre el coeficiente  $U_c$  y  $U_f$ , la DMLT no es la verdadera diferencia de temperaturas para contracorriente. Si se retiene la DMLT, debe compensarse utilizando un valor apropiado de U, a una temperatura apropiada, ésta es la temperatura calórica.

En el programa que aquí se presenta, el cálculo de estas temperaturas están descritas en la subrutina TEMCAL.

#### IV.1.5.2 TEMPERATURA DE PARED

La temperatura de pared del tubo se calcula a partir de las temperaturas calóricas cuando  $h_i$  y  $h_o$  son conocidos. Si el fluido caliente va por fuera de los tubos y se considera la temperatura de la pared externa del tubo igual a la promedio del tubo, entonces para calcular la temperatura de la pared basta con sustituir en la ecuación general de diseño:

$$Q = \Delta T / \Sigma R = \frac{T_c - t_c}{R_o + R_{io}} = \frac{t_w - t_c}{R_{io}} \quad (12)$$

resolviendo para  $t_w$  y reemplazando las resistencias por coeficientes de película:

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \dots\dots (13)$$

6

$$t_w = T_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \dots\dots (14)$$

cuando el fluido caliente va por los tubos;

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_o + h_{io}} (T_c - t_c) \dots\dots (15)$$

6

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_o + h_{io}} (T_c - t_c) \dots\dots (16)$$

La temperatura de la pared del tubo, es utilizada para evaluar la viscosidad y efectuar la correlación corregida para la determinación del coeficiente de película.

#### IV.1.6 FACTORES DE ENSUCIAMIENTO

Las resistencias a la transferencia de calor por ensuciamiento son causadas principalmente por la suciedad, lodo, polímeros y otros depósitos que se forman en las paredes interna y externa del intercambiador mientras esta en servicio. Estos depósitos pueden variar en la naturaleza (quebradiza, gomosa), textura, espesor, conductividad térmica, dificultad de remoción, etc. Aunque cuando el equipo esta recién instalado o limpio, el diseño práctico es prevenir la reducción de la transferencia de calor a través de esos depósitos consideran-

do estas como resistencias al flujo de calor. Estas resistencias o factores de obstrucción no han sido determinados exactamente para muchos fluidos y combinaciones de metal. Para evaluarlos, se deben considerar el rango de temperatura del fluido, el cuál afecta el depósito, la superficie metálica (acero, cobre, níquel, etc.), que afecta la adherencia del depósito y la velocidad del fluido que pasa sobre el depósito el cuál, a una cierta velocidad pudiera remover los depósitos para reducir la incrustación u obstrucción.

Los factores de obstrucción sugeridos por el T.E.M.A. se muestran en la tabla IV.1.

Los factores de obstrucción se aplican como una parte del coeficiente total de transferencia de calor en ambos lados del equipo, utilizando el factor apropiado al material o al fluido. Como regla general no se corrige el factor interno al área externa, debido a que no es conocido un grado de precisión en la medición del factor. Algunas veces solamente un factor se selecciona para representar ambos lados de las películas de resistencia o incrustaciones.

#### IV.1.7 CAIDA DE PRESION

La caída de presión a través de un intercambiador se debe principalmente a dos factores:

- a) La fracción debida al flujo.
- b) Los cambios de dirección del flujo.

El diseño de un intercambiador de calor se basa en un balance económico entre el costo de la superficie del intercambiador y el costo de bombas y compresores. Esto se debe al hecho de que una gran masa-velocidad a través del equipo da un coeficiente alto y un área de transferencia pequeña, pero también da una caída de presión muy grande que hace necesaria una bomba o compresor mas caro.

Para evaluar la caída de presión en un intercambiador es necesario conocer los siguientes parámetros:

- A. Longitud efectiva de los tubos,  $l$  (ft)
- B. Diámetro externo de los tubos,  $d_o$  (pulg)
- C. Diámetro interno de los tubos,  $d_i$  (pulg)
- D. Arreglo geométrico de los tubos, triangular o

cuadrado

- E. Diámetro interno de la coraza,  $D_i$  (pulg)
- F. Diámetro externo del haz tubular,  $D_{ot1}$  (pulg)
- G. Corte de las mamparas,  $l_c$  (%)
- H. Separación entre las mamparas,  $l_s$  (pulg)
- I. Número de franjas de sello por cada lado,  $N_{ss}$

A partir de ésta información geométrica, todos los demás parámetros que se requieren para los cálculos de un intercambiador de calor, pueden ser estimados o calculados.

Sin embargo, si se tiene disponible otra información específica adicional (por ejemplo: claro entre tubos y mampara), se deben usar los valores exactos de tales parámetros con el fin de obtener una mejora en la precisión de los cálculos.

#### IV.1.7.1 CAIDA DE PRESION POR LOS TUBOS

Cuando un fluido incompresible fluye en un tubo horizontal uniforme, con un gasto de masa constante, la presión del fluido disminuye a lo largo de la tubería debido a la fricción; esto, comunmente se llama caída de presión del sistema. La caída de presión por unidad de longitud se expresa como el gradiente de presión  $dp/dl$ , el cuál, se ha encontrado que depende de las siguientes propiedades, tanto del tubo como del fluido: diámetro interno  $d_i$ , velocidad del fluido  $u$ , densidad  $\rho$ , y de la viscosidad  $\mu$  del fluido.

Siguiendo un procedimiento de análisis dimensional, se obtiene la siguiente expresión para la caída de presión en función de las variables antes mencionadas:

$$P = \alpha \frac{G^2}{d_i} \frac{1}{\rho g} \left( \frac{d_i G}{\mu} \right)^{-a} \dots \dots \dots (17)$$

dónde  $\alpha$  y  $-a$  deben evaluarse a partir de datos experimentales,  $G$  es la masa-velocidad, que es igual a  $u \cdot \rho$  y corresponde al flujo de masa por pie cuadrado de área de flujo,  $g$  es la aceleración de la gravedad y  $d_i G / \mu$ , es el número de Reynolds.

La ecuación (17) se puede escribir en forma adimensio-

nal como sigue:

$$f' = \frac{\Delta P \ 2g \ \rho \ d_i}{G^2 \ 1} = \alpha \ (Re)^{-a} \quad (18)$$

dónde f' es uno de los factores adimensionales encontrados en la literatura para designar al factor de fricción.

Sin embargo, a fin de poder hacer combinaciones con otras ecuaciones hidrodinámicas, es conveniente usar un factor de fricción f, definido como:

$$f = f'/4 \quad \dots\dots\dots (19)$$

Cuando se dispone de datos experimentales, es conveniente obtener una correlación graficando f como una función del número de Reynolds y la ecuación convencional de Fanning. La ecuación de Fanning comprende el primero y segundo términos de la ecuación (17) y usualmente se escribe como

$\Delta F = \Delta P / \rho$ , dónde  $\Delta F$  es la caída de presión expresada en pies de líquido o:

$$\Delta F = \frac{4 \ f \ G^2 \ 1}{2 \ g \ \rho^2 \ d_i} \quad \dots\dots\dots (20)$$

La caída de presión en tuberías puede ser calculada a partir de la ecuación anterior, usando un valor apropiado de f, dependiendo del tipo de flujo.

IV.1.7.2 CAIDA DE PRESION POR LA CORAZA

Para evaluar la caída de presión por el lado de la coraza, se puede utilizar una ecuación semejante a la del lado de los tubos pero se obtiene una desviación considerable ya que se calcula un diámetro equivalente de la coraza al de un tubo.

Para obtener resultados mas precisos y considerando que existen fugas de liquido entre las mamparas y los tubos o que algunas corrientes pueden quedar parasitas o simplemente, considerar el corte de los bafles al calcular la velocidad del fluido, se desarrolló el método en la Universidad de Delaware, el cuál considera los siguientes factores, los cuáles pueden ser estimados o calculados a partir de los datos específicos del diseño mecánico:

A. Número total de tubos en el intercambiador,  $N_t$ .  
Si no se conoce por conteo directo sobre el equipo, se obtiene de la tabla de cuenta de tubos, Tabla IV.2, como función del pitch de los tubos y el arreglo geométrico de los mismos.

B. Pitch de los tubos, paralelo al flujo,  $p_p$ , y normal al flujo,  $p_n$ .

Estas cantidades se necesitan sólo con el propósito de estimar otros parámetros. En la figura IV.1 se puede observar el significado físico de éstos parámetros. Para calcular el pitch para cualquier diámetro, se utilizan las siguientes fórmulas:

Arreglo triangular:

$$p_p = 0.86603 \cdot p \quad \dots \quad (21)$$

$$p_n = 0.5 \cdot p \quad \dots \quad (22)$$

Arreglo cuadrado:

$$p_p = p_n = p \quad \dots \quad (23)$$

C. Número de hileras de tubo cruzadas en una sección de flujo normal,  $N_c$ .

Se determina por un conteo sobre el dibujo del equipo o se estima a partir de:

$$N_c = \frac{D_i [1. - 2(l_c/D_i)]}{p_p} \quad \dots \quad (24)$$

D. Fracción total de tubos en flujo normal,  $F_c$ .

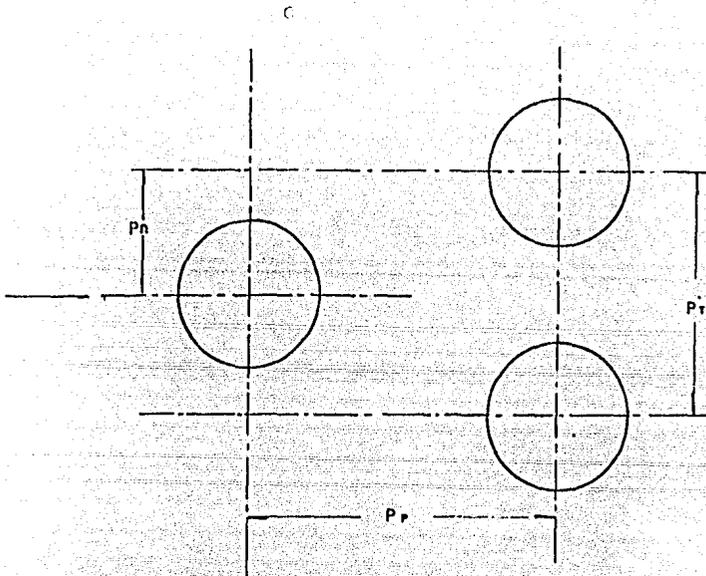
Se calcula a partir de:

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left\{ \pi + 2 \left( \frac{D_i - 2l_c}{D_{otl}} \right) \sin \left[ \cos^{-1} \left( \frac{D_i - 2l_c}{D_{otl}} \right) \right] - 2 \cos^{-1} \left( \frac{D_i - 2l_c}{D_{otl}} \right) \right\} \quad (25)$$

en dónde los ángulos están en radianes.

Así como  $N_c$  representa el número de hileras de tubo cruzadas por el flujo normal,  $F_c$  representa la fracción del total de tubos del intercambiador que es cruzada por el flujo en la misma forma.

E. Número de hileras efectivas en cada ventana cruzadas por el flujo normal,  $N_{cw}$ :



$D_o$	PITCH $P_T$ (")	ARREGLO	$P_r$ (")	$P_n$ (")
0.625	0.812		0.704	0.406
0.750	0.938		0.814	0.469
0.750	1		1.000	1.000
0.750	1		0.707	0.707
0.750	1		0.866	0.500
1.000	1.250		1.250	1.250
1.000	1.250		0.884	0.884
1.000	1.250		1.082	0.625

FIGURA IV.1 ACOTACIONES PARA DIFERENTES ARREGLOS DE TUBOS

$$N_{cw} = \frac{0.8 \cdot l_c}{P_p} \dots\dots\dots ( 26 )$$

F. Número de mamparas,  $N_b$ .

Se calcula a partir de :

$$N_b = \frac{12 \cdot l}{l_s} - 1. \dots\dots\dots ( 27 )$$

Cuando se efectua una simulación sobre el equipo, la mayoría de los casos, la fórmula anterior no funciona porque se han eliminado algunos de los ba fles a la entrada del fluido que recorre la coraza. El programa considera esta anomalía requiriendo el número de baffles, y si no se dispone de éste dato, lo calcula con la forma anterior.

G. Area de flujo normal, considerada en o cerca de la línea central del equipo, para una sección de flujo normal,  $S_m$ . Este parámetro representa el área de flujo normal entre dos mamparas en el eje central del equipo, considerando el área existente - entra el diámetro externo del haz tubular y el diámetro interno de la coraza y el área entre los - claros de los tubos.

Para un arreglo cuadrado se calcula de la siguiente manera:

$$S_m = l_s [D_i - D_{ot1} + \frac{D_{ot1} - d_o}{P_n} (p-d_o)] \quad ( 28 )$$

y para el arreglo triangular:

$$S_m = l_s [D_i - D_{ot1} + \frac{D_{ot1} - d_o}{p} (p-d_o)] \quad ( 29 )$$

H. Fracción de área de flujo normal disponible para flujo by-pass,  $F_{sbp}$ .

Representa la relación entre el área delimitada por el diámetro externo del haz tubular y el diámetro interno de la coraza y el área de flujo normal, calculada segun las ecuaciones (28) y (29).

Esta es el área por la que se puede ir el fluido en flujo by-pass, es decir, no normal a los tubos.

Se estima a partir de:

$$F_{sbp} = \frac{(D_i - D_{ot1}) l_s}{S_m} \dots\dots\dots ( 30 )$$

I. Area de fuga entre tubo y mampara, por una mampara,  $S_{tb}$ . Es el área que queda entre un tubo y la mampara, por la cuál puede fugarse el fluido, sin atravesar los tubos, se estima a partir de:

$$S_{tb} = 0.0245 d_o N_t (1. + F_c) \dots\dots\dots ( 31 )$$

J. Area de fuga entre la coraza y mampara, por una mampara,  $S_{sb}$ .

Si el claro diametral entre coraza y mampara es conocido, tabla II.2, ( $\sigma_{sb}$ ), puede calcularse a partir de:

$$S_{sb} = \frac{\sigma_{sb} D_i}{2} [\pi - \cos^{-1} (1. - 2l_c/D_i) ] \dots ( 32 )$$

Esta área ha sido calculada y se encuentra graficada en la fig. 10-17 de la referencia 1.

K. Area de flujo a través de la ventana,  $S_w$ . Esta área se obtiene como la diferencia entre el área total de la ventana,  $S_{wg}$ , y el área de la ventana ocupada por los tubos,  $S_{wt}$ .

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \dots\dots\dots ( 33 )$$

El valor de  $S_{wg}$  puede estimarse a partir de:

$$S_{wg} = \frac{D_i^2}{4} \left[ \cos^{-1} \left( 1. - 2l_c/D_i \right) - \left( 1. - 2l_c/D_i \right) \sqrt{1. - \left( 1. - 2l_c/D_i \right)^2} \right] \dots\dots\dots ( 34 )$$

El área de la ventana ocupada por los tubos,  $S_{wt}$ , puede calcularse a partir de:

$$S_{wt} = N_t/8 (1. - F_c) \pi d_o^2 \dots\dots\dots ( 34 )$$

L. Diámetro equivalente de la ventana,  $D_w$ .

Se requiere sólo en caso de flujo laminar, definido como  $Re \ 100$ . Se calcula a partir de:

$$D_w = \frac{4 S_w}{\pi N_t (1. - F_c) d_o + D_i \theta} \dots\dots\dots ( 35 )$$

dónde  $\theta$  es el ángulo de corte de las mamparas y esta dado por:

$$\theta = 2 \cos^{-1} ( 1. - 2 l_c/D_i ) \dots\dots\dots ( 36 )$$

El algoritmo del cálculo de la caída de presión por la coraza, se encuentra descrito posteriormente.

#### IV.1.8 COEFICIENTES DE PELICULA

Al definir los coeficientes de película en las ecuaciones (6) y (7), se dijo que estos son evaluados a partir de correlaciones existentes en la literatura. A continuación se presentan los modelos matemáticos generales utilizados para calcular dichos coeficientes, tanto del lado de los tubos ( $h_{i0}$ ) como por la coraza, ( $h_o$ ).

##### IV.1.8.1 COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LOS TUBOS ( $h_i$ )

La cantidad de calor transferido por convección forzada a un fluido incompresible, que viaja por una tubería de diámetro uniforme, con un flujo de masa constante, es función de la velocidad  $u$ , densidad  $\rho$ , calor específico  $c_p$ , conductividad térmica  $k$  y viscosidad  $\mu$  del fluido, así como del diámetro interno del tubo,  $d_i$ .

La velocidad, viscosidad, densidad y el diámetro interno influyen en el espesor de la película del fluido que se forma en la pared del tubo, a través de la cuál, debe ser conducido el calor ;  $k$ , es la conductividad térmica del fluido y el calor específico refleja la variación de la temperatura promedio del fluido. Mediante un análisis dimensional se llega a la siguiente expresión:

$$\frac{h_i d_i}{k} = \alpha \cdot \left( \frac{d_i u \rho}{\mu} \right)^a \cdot \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^b \dots (37)$$

rearrreglando la ecuacion (37) se obtiene la expresión final:

$$h_i = \alpha \frac{k}{d_i} \left( \frac{d_i u \rho}{\mu} \right)^a \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^b \dots (38)$$

en dónde la constante de proporcionalidad y los exponentes - deben ser evaluados a partir de datos experimentales.

#### IV.1.8.2 COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LA CORAZA ( $h_0$ )

Cuando el haz tubular tiene mamparas para dirigir el flujo del lado de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la inferior y viceversa, o de uno a otro lado los coeficientes de transferencia son mayores que para un flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia se originan por el aumento en la turbulencia del fluido.

En el coeficiente de película del lado de la coraza influyen varios factores que no fueron considerados en el cálculo del coeficiente del lado de los tubos y, obviamente, la correlación obtenida para fluidos en los tubos no es aplicable a fluidos sobre haces tubulares con mamparas segmentadas. Sin embargo, el establecimiento del modelo de correlación, se conservó con una estructura similar que para el lado de los tubos.

#### IV.1.9 CAIDA DE PRESION Y VELOCIDADES PERMISIBLES

La selección de la caída de presión óptima involucra consideraciones sobre todo el proceso. Con el propósito de obtener mayores coeficientes de transferencia de calor, es necesario optimizar el arreglo de los fluidos con el fin de lograr altas velocidades (sin introducir problemas de erosión) que permitan utilizar en su totalidad la caída de presión permisible en el sistema, y reducir el ensuciamiento.

Sin embargo, debe considerarse también los costos de operación de bombeo, que en el caso de caídas de presión muy altas, afectarían el costo final del equipo.

La selección de la caída de presión permisible varía entre algunos mm. de Hg, en servicios de alto vacío, hasta varias centenas de libras por pulgada cuadrada en procesos de alta presión. En algunos casos no resulta práctico utilizar toda la caída de presión disponible, ya que al resultar velocidades

elevadas, pueden crear problemas de erosión. Por otra parte, diseñar unidades para caídas de presión pequeñas es a menudo poco económico debido a que las superficies requeridas para cumplir con el servicio se incrementan por los bajos coeficientes de transferencia de calor. Véanse las tablas IV.4 y IV.5.

Para líquidos son recomendables velocidades de flujo en tubos de 3 a 10 pies/seg. En el caso de líquidos pesados es satisfactorio diseñar con velocidades del orden de 3 a 5 pies/seg.

Para gases a presiones cercanas a la atmosférica, las velocidades recomendadas son del orden de 20 a 50 pies/seg. Para rangos de mayor presión se aplica el rango de 10 a 100 - pies/seg.

Cuando el fluido por el lado de los tubos es agua, un parámetro importante es considerar la velocidad. El rango de velocidad recomendable, en términos generales, es de 3 a 8 - pies/seg; arriba de éste rango se presentan problemas de erosión sobre la superficie del tubo, con velocidades menores de 3 pies/seg se tienen problemas de alta incrustación.

## IV.2 ALGORITMOS

### ANALIZADOS

En esta sección se describen los modelos matemáticos que se utilizan en el programa. En algunas partes los algoritmos estarán simplificados en sus ecuaciones, ya que dichas ecuaciones se encuentran descritas completamente en el programa.

IV.2.1 COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO  
DE LOS TUBOS (  $h_{i0}$  )

En la sección IV.1 se planteó la forma general de la correlación para calcular el coeficiente de película en el interior de los tubos, y se dijo que la constante de proporcionalidad y los exponentes de la ecuación (38) son evaluados a partir de datos experimentales. Es por ésta razón que en la literatura se encuentran diferentes correlaciones que han sido obtenidas en base a distintas condiciones de experimentación.

Sieder y Tate, obtuvieron una correlación, tanto para el calentamiento como enfriamiento de varios fluidos, principalmente fracciones de petróleo, en tubos horizontales y verticales, llegando a una ecuación para el flujo laminar ( $Re < 1000$ ) de la forma siguiente:

$$\frac{h_i d_i}{\phi k} = 1.86 \left( \frac{4 W C_p}{k l} \right)^{1/3} \dots\dots\dots ( 39 )$$

dónde  $l$  es la longitud total de la trayectoria de la transferencia de calor. La ecuación (39) da desviaciones medias máximas de  $\pm 12\%$  para  $Re$  de 100 a 2100, excepto para agua. Después del rango de transición, los datos pueden extenderse al flujo turbulento, resultando la siguiente ecuación:

$$\frac{h_i d_i}{\phi k} = 0.027 \left( \frac{d_i u \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \dots\dots\dots ( 40 )$$

Esta ecuación da desviaciones medias máximas de  $+15\%$  hasta  $-10\%$  para números de Reynolds arriba de 10,000.

Kern agregó a las ecuaciones anteriores el término  $\phi = (\mu / \mu_w)^{0.14}$ , que es un factor de corrección para cuando el fluido controlante de la transferencia de calor es muy viscoso, éste término es debido a la diferencia de temperaturas que existen entre la pared del tubo y la temperatura calórica del mismo fluido.

F.W. Lohrisch diseñó un algoritmo para determinar el coeficiente de película para números de Reynolds mayores de 20,000, con una desviación aproximada del  $\pm 3\%$ , y es la ----

siguiente:

$$\frac{h_i}{\phi} = 2360 \frac{(s \Delta P f_l / n)^{0.44} C_p^{0.33} k^{0.67}}{0.54} \quad (41)$$

dónde:

$$f_l = 3.1199 - \ln(1) \dots\dots\dots (42)$$

y

n = número de pasos por los tubos

l = longitud de los tubos (ft)

s = gravedad específica del fluido

$\Delta P$  = caída de presión del fluido por los tubos (PSI)

$\phi$  = factor de corrección por la viscosidad

Las demás variables fueron definidas previamente.

Cuando el fluido en el interior de los tubos, es agua, el coeficiente  $h_i$  se calcula según la siguiente ecuación:

$$h_i = 300 (u \cdot d_i)^{0.8} / d_o \dots\dots\dots (43)$$

Con el fin de seguir la norma establecida en la sección anterior, en la relación a la dimensión de área que tienen los coeficientes de película, el valor de  $h_i$  obtenido, debe de multiplicarse por la relación entre las áreas interna y externa de los tubos, quedando:

$$h_{i0} = h_i \cdot d_i / d_o \dots\dots\dots (44)$$

IV.2.2 COEFICIENTE DE PELICULA DEL  
LADO DE LA CORAZA (  $h_o$  )

A continuación se presenta el método propuesto por el Departamento de Ingeniería Química de la Universidad de Delaware, para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para un fluido en una fase fluyendo por el lado de la coraza.

1. Calcular el número de Reynolds del lado de la coraza que se define como:

$$Re_S = \frac{12 d_o W_s}{\mu S_m} \dots\dots\dots (45)$$

dónde:

- $W_s$  = flujo másico del fluido (lb/hr)
- $\mu$  = viscosidad del fluido (lb/ft-hr)
- $S_m$  = Area de flujo normal, (pulg<sup>2</sup>), ecs (28) y (29).
- $d_o$  = diámetro externo de los tubos, (pulg).

2. Encontrar el factor  $j_i$  para un arreglo de tubos dado y el valor de Reynolds calculado.
3. Calcular el coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal,  $h_s$ :  
$$h_s = j_i C_p \frac{144 W_s}{S_m} \left( \frac{k \mu}{C_p} \right)^{2/3} \phi 0.14 \dots\dots\dots (46)$$
4. Encontrar el factor de corrección por efectos de la configuración de las mamparas,  $J_c$ .  
 $J_c$  es función de  $F_c$  (fracción total de tubos en flujo normal), calculado a partir de la ec. (25).
5. Encontrar el factor de corrección por efectos de fugas en las mamparas,  $J_1$ .  
 $J_1$  es función de la relación entre el área total de fuga en las mamparas ( $S_{sb} + S_{tb}$ ), y el área de flujo normal,  $S_m$ , y la relación entre el área de fuga entre coraza y mampara y el área de fuga total. Las ecuaciones utilizadas en el programa se encuentran en la subrutina DELAWA.
6. Encontrar el factor de corrección por efectos de by-pass en le haz tubular,  $J_b$ .  
 $J_b$  es función de la fracción de área de flujo normal disponible para flujo by-pass,  $F_{sbp}$ , estimada en la ec. (30), y la relación entre el número de franjas de sello por cada lado y el número de hileras cruzadas en una sección de flujo normal,  $N_{ss}/N_c$ .
7. Encontrar el factor de corrección por gradiente de temperatura adverso a números de Reynolds bajos,  $J_r$ . Este factor es igual a 1.0 si el  $Re_S \geq 100$ . Para  $Re_S \leq 20$ , el factor de corrección es plenamente efec

tivo y es función del número total de hileras de tubo cruzadas. Para  $Re_s$  entre 20 y 100 se utiliza una regla de proporción lineal.

8. Calcular el coeficiente de transferencia de calor,  $h_o$ , a partir de la ecuación:

$$h_o = h_s \cdot J_c \cdot J_1 \cdot J_b \cdot J_r \dots\dots\dots (47)$$

Este método, como se mencionó anteriormente, se utiliza para calcular el coeficiente de película de transmisión de calor para una sola fase, del lado de la envolvente y la caída de presión para el mismo lado. Para el cálculo del coeficiente del lado de los tubos se utiliza el método tradicional el cuál es satisfactorio (Kern).

El método de Bell esta basado en un programa de investigación experimental y analítico llevado a cabo por el departamento de ingeniería química de la universidad de Delaware.

En términos generales, éste supone que las características de transferencia de calor y caída de presión en el lado de la envolvente, son iguales a aquellas correspondientes a un banco de tubos ideal en la sección de flujo cruzado del intercambiador, modificado por la distorsión del flujo normal introducido por las mamparas y la presencia de fugas y desviaciones a través de los claros requeridos por la construcción mecánica.

Un banco de tubos ideal es aquel, en el que el flujo es perpendicular a los tubos, pero en la práctica, la dirección real que sigue un fluido dentro de la envolvente, dista mucho de ser la de un banco de tubos ideal, ya que las mamparas no estan íntimamente unidas a los tubos ni a la envolvente, lo que hace que se formen corrientes parásitas, que recorren un camino mas corto, que se traduce en una disminución del coeficiente de película, como consecuencia de un decremento de la velocidad de flujo, y, en una deficiencia en la fuerza directriz (diferencia de temperaturas), que trae consigo una disminución en la transmisión del calor.

Este método ofrece la ventaja de que se pueden cambiar uno o mas parámetros geométricos, para que el intercambiador cumpla con las condiciones requeridas.

#### IV.2.3 CAIDA DE PRESION POR LOS TUBOS

La ecuación (20) puede usarse para obtener la caída de presión en los tubos, pero se aplica principalmente a fluidos isotérmicos. Sieder y Tate han correlacionado los factores de fricción para fluidos que se calientan o enfrían en los tubos. Estas correlaciones se encuentran en el programa, que fueron extraídas de las referencias, la ecuación propuesta es la siguiente:

$$\Delta P_t = 1/10^{10} (W/a_t)^2 \frac{n}{S} \left[ 2.298 \frac{f l}{d_i} + 0.0053 \right] \quad (48)$$

dónde n es el número de pasos por los tubos, l la longitud del tubo y f el factor de fricción. No se tienen las desviaciones de la curva, pero ha sido aceptada por el T.E.M.A.

#### IV.2.4 CAIDA DE PRESION POR LA CORAZA

El método propuesto por Bell para calcular la caída de presión de un fluido de una fase, por el lado de la corza, es el siguiente:

1. Obtener el factor  $f_k$ , partir de las correlaciones obtenidas de las curvas de Bergelin y Grimison, de acuerdo al arreglo de los tubos, triangular o cuadrado.
2. Calcular la caída de presión para una sección ideal de flujo normal,  $\Delta P_{bk}$ , en PSI:

$$\Delta P_{bk} = 0.69 \times 10^{-6} \frac{f_k W^2 N_G}{\rho S_m^2} \left( \frac{M W}{\mu} \right)^{0.14} \quad (49)$$

3. Calcular la caída de presión para una sección ideal de ventana,  $\Delta P_{wk}$ :

Si  $Re_s \geq 100$ :

$$\Delta P_{wk} = 1.73 \times 10^{-7} \frac{W^2 (2 + 0.6 N_{CW})}{S_m S_w \rho} \quad \dots \dots (50)$$

Si  $Re_s < 100$ :

$$\Delta P_{wk} = 0.75 \times 10^{-6} \frac{\mu W}{S_m S_w \rho} \left( \frac{N_{cw}}{P_i - D_o} + \frac{1_s}{D_w^2} \right) + 0.345 \times 10^{-6} \frac{W^2}{S_m S_w \rho} \dots \dots \dots (51)$$

4. Calcular el factor de corrección sobre la caída de presión por efecto de las fugas en las mamparas,  $R_1$ . Se obtiene a partir de las correlaciones obtenidas de las gráficas de las referencias, en función de  $(S_{sb} + S_{tb})/S_m$  y como parámetro  $S_{sb}/(S_{sb}+S_{tb})$ .
5. Encontrar el factor de corrección por by-pass en el haz tubular,  $R_b$ . Este parámetro es función de  $F_{sbp}$  y  $N_{ss}/N_c$ , así como del Reynolds.
6. Calcular la caída de presión a través del lado de la coraza (excluyendo boquillas),  $\Delta P_s$ , a partir de:

$$\Delta P_s = [ (N_b - 1) \Delta P_{bk} R_b + N_b \Delta P_{wk} ] R_1 + 2 \Delta P_{bk} R_b ( 1 + N_{cw}/N_c ) \dots \dots \dots (52)$$

Los valores de  $h_o$  y  $\Delta P_s$  calculados para este método son para intercambiadores limpios y se intentó que fuesen lo mas preciso posibles, y no conservativos (es decir, que varían mucho). Un equipo obstruido o incrustado, generalmente dará menor transferencia de calor, reflejadas como resistencias en la ecuación (5), y altas caídas de presión. Algunos estiman que los efectos de la incrustación sobre la caída de presión se podrían calcular con el método anterior asumiendo depósitos incrustados en las áreas de fugas y de by-pass. La incrustación puede también disminuir el espacio libre entre los tubos e incrementar significativamente la caída de presión en el flujo cruzado.

TABLA IV.1 FACTORES DE OBSTRUCCION

Factores de obstrucción para fluidos industriales

ACEITES:

Gasóleos .....	0.005
Aceite de transformador .....	0.001
Aceite de sello .....	0.001

GASES Y VAPORES

Gas manufacturado .....	0.01
Gas de salida de equipo .....	0.01
Vapor .....	0.0005
Vapor de salida de equipo .....	0.001
Vapores de refrigerantes .....	0.002
Aire comprimido .....	0.002
Organicos industriales de transf. de calor media .....	0.001

LIQUIDOS

Liquidos refirgerantes .....	0.001
Fluidos hidráulicos .....	0.001
Sales fundidas de transf. media ....	0.0005

Factores de obstruccion para corrientes de refineria

GASES Y VAPORES DE UNIDADES DE CRUDO Y DE VACIO

Vapor de torres atmosféricas .....	0.001
Naftas ligeras .....	0.001
Vapores de domo de vacio .....	0.002

LIQUIDOS DE CRUDO Y DE VACIO

Gasolina .....	0.001
Nafta y destilados ligeres .....	0.001
Kerosina .....	0.001
Gasóleo ligero .....	0.002
Gasóleo pesado .....	0.003
Combustóleo pesado .....	0.005
Asfalto y residuo .....	0.010
Crudo (0-199°F y 2-4 ft/s) .....	0.002
Crudo salado (0-199°F y 2-4 ft/s) ..	0.002
Crudo (200-299 y 2-4 ft/s) .....	0.002
Crudo salado (200-299°F y 2-4 ft/s).	0.004

CORRIENTES DE GASOLINAS Y GAS NATURAL

Gas natural .....	0.001
Productos de domo .....	0.001
Aceite empobrecido .....	0.002
Aceite enriquecido .....	0.001
Gases licuados y gasolina natural ..	0.001

Factores de obstrucción para agua

PARA MEDIO DE CALENTAMIENTO HASTA 240°F y TEMPERATURA DEL  
DEL AGUA MENOR A 125°F

Agua de mar .....	0.0005
Agua de proceso (enfriamiento) .....	0.001
Agua potable .....	0.001
Agua de pozo .....	0.002
Destilado o de ciclo de condensado ..	0.0005
Alimentacion tratada a evaporadores	0.001

PARA MEDIO DE CALENTAMIENTO DE 240 a 400°F TEMPERATURA DEL  
AGUA SUPERIOR A 125°F

Agua de mar .....	0.001
Agua de proceso .....	0.002
Agua potable .....	0.002
Agua de rio .....	0.002
Ciclo de condensado .....	0.0005
Alimentación a evaporadores .....	0.001

Factores de obstruccion para corrientes quimicas

GASES Y VAPORES

Gases ácidos .....	0.001
Vapores de solventes .....	0.001
Productos de domo estables .....	0.001

LIQUIDOS

Soluciones caústicas .....	0.002
Aceites vegetales .....	0.003
Soluciones de MEA y DEA .....	0.002
Soluciones de DEG y TEG .....	0.002

TABLA IV.2. NÚMERO DE PASOS POR CORAZA

TUBOS DE 3/4 EN PITCH CUADRADO DE 1"

DIAMETRO INT. CORAZA PULG.	T.E.M.A. PoS				T.E.M.A. U			
	Número de pasos.				Número de pasos			
	1	2	4	6	2	4	6	
8	28	28	16	12	28	24	12	
10	52	48	44	24	52	44	32	
12	80	76	66	56	78	72	70	
13 1/4	104	90	70	80	96	92	90	
15 1/4	136	128	128	114	136	132	120	
17 1/4	184	174	154	160	176	176	160	
19 1/4	222	220	204	198	224	224	224	
21 1/4	289	272	262	260	284	280	274	
23 1/4	345	332	310	308	348	336	328	
25	398	386	366	344	408	392	378	
27	477	456	432	424	480	468	460	
29	554	532	510	496	562	548	530	
31	637	624	588	576	648	636	620	
33	730	712	682	668	748	728	718	
35	828	812	780	760	848	820	816	
37	937	918	882	872	952	932	918	
39	1048	1028	996	972	1056	1044	1020	
42	1224	1200	1170	1140	1244	1224	1212	
45	1421	1394	1350	1336	1436	1408	1398	
48	1628	1598	1548	1536	1640	1628	1602	
54	2098	2048	2010	1992	2108	2084	2068	
60	2585	2552	2512	2476	2614	2584	2558	

TUBOS DE 3/4 EN PITCH TRIANGULAR DE 1"

DIAMETRO INT. CORAZA PULG.	T.E.M.A. L o M				T.E.M.A. PoS				T.E.M.A. U			
	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos			
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6	
8	42	40	26	24	31	26	16	12	32	24	24	
10	73	66	52	44	56	48	42	40	52	48	40	
12	109	102	88	80	88	78	62	68	84	76	74	
13 1/4	136	128	112	102	121	106	94	88	110	100	98	
15 1/4	183	172	146	148	159	148	132	132	152	140	138	
17 1/4	237	228	208	192	208	198	182	180	206	188	182	
19 1/4	295	282	258	248	258	250	228	220	266	248	234	
21 1/4	361	346	318	320	320	314	290	276	330	316	296	
23 1/4	438	416	382	372	400	384	352	336	400	384	356	
25	507	486	448	440	450	442	400	392	472	440	424	
27	592	574	536	516	543	530	488	468	554	528	502	
29	692	668	632	604	645	618	574	556	648	616	588	
31	796	774	732	708	741	716	666	648	744	716	688	
33	909	886	836	812	843	826	780	740	852	818	788	
35	1023	1002	942	920	950	930	878	856	974	932	908	
37	1155	1124	1058	1032	1070	1052	992	968	1092	1056	1008	
39	1277	1254	1194	1164	1208	1184	1122	1098	1224	1108	1148	
42	1503	1466	1404	1372	1408	1378	1314	1296	1434	1388	1350	
48	1984	1936	1870	1828	1887	1842	1768	1740	1894	1844	1794	
54	2519	2466	2380	2352	2399	2366	2270	2244	2426	2368	2326	
60	3095	3058	2954	2928	2981	2940	2832	2800	3006	2944	2884	

TUBOS DE 1" EN PITCH CUADRADO DE 1/4"

DIAMETRO INT. CORAZA PULG.	T.E.M.A. P ó S				T.E.M.A. U		
	Número de Pasos				Número de Pasos		
	1	2	4	6	2	4	6
8	17	12	8	12	14	8	6
10	30	30	18	18	30	24	12
12	52	48	42	24	44	40	32
13 1/4	61	56	52	50	60	48	44
15 1/4	85	78	62	64	80	72	74
17 1/4	108	108	104	96	104	100	100
19 1/4	144	136	130	114	132	132	120
21 1/4	173	166	154	156	172	168	148
23 1/4	217	208	194	192	212	204	198
25	252	240	230	212	244	240	230
27	296	280	270	260	290	284	274
29	345	336	310	314	340	336	328
31	402	390	366	368	400	384	372
33	461	452	432	420	456	444	440
35	520	514	494	484	518	504	502
37	588	572	562	548	584	576	568
39	661	640	624	620	664	644	640
42	776	756	738	724	784	740	750
45	900	882	862	844	902	880	862
48	1029	1018	984	972	1028	1008	1004
54	1310	1296	1268	1256	1320	1296	1284
60	1641	1624	1598	1576	1634	1616	1614

TUBOS DE 1" EN PITCH TRIANGULAR DE 1/4"

DIAMETRO INT. CORAZA PULG.	T.E.M.A. L ó M			T.E.M.A. P ó S			T.E.M.A. U					
	Número de pasos			Número de pasos			Número de pasos					
	1	2	4	6	1	2	4	6	1	2	4	6
8	27	26	8	12	18	14	8	12	14	12	6	6
10	42	40	34	24	33	28	18	18	28	24	24	24
12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40	40
13 1/4	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52	52
15 1/4	106	106	88	92	93	90	78	76	90	80	78	78
17 1/4	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102	102
19 1/4	183	176	180	152	159	152	132	136	152	140	136	136
21 1/4	226	220	204	186	202	192	182	172	196	180	176	176
23 1/4	268	262	236	228	249	238	218	212	242	224	216	216
25	316	302	274	272	291	278	250	240	286	264	246	246
27	375	360	336	324	345	330	298	286	340	320	300	300
29	430	416	390	380	400	388	358	348	400	380	352	352
31	486	482	452	448	459	450	414	400	456	436	414	414
33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486	486
35	645	622	586	576	596	584	548	536	596	572	548	548
37	729	712	662	648	672	668	626	608	668	636	614	614
39	808	792	744	732	756	738	704	692	748	728	700	700
42	947	918	874	868	890	878	834	808	890	856	830	830
45	1095	1068	1022	1000	1035	1008	966	948	1028	992	972	972
48	1241	1220	1176	1148	1181	1162	1118	1092	1180	1136	1100	1100
54	1577	1572	1510	1480	1520	1492	1436	1416	1508	1468	1442	1442
60	1964	1940	1882	1832	1884	1868	1800	1764	1866	1840	1794	1794

T A B L A IV.3

Velocidades recomendadas para diversos fluidos

Para líquidos son recomendables velocidades de flujo en tubos de 3 a 10 pies/seg. En el caso de líquidos pesados es satisfactorio diseñar con velocidades del orden de 3 a 5 pies/seg.

Para gases a presiones cercanas a la atmosférica, las velocidades recomendables son del orden de 20 a 50 pies/seg. Para casos de mayor presión se aplica el rango de 10 a 100 pies/seg.

Cuando el fluido por el lado de los tubos es agua, la velocidad recomendable en términos generales es de 3 a 8 pies/seg. Arriba de este rango se presentan problemas de erosión sobre la superficie del tubo, con velocidades menores del rango, se tienen problemas de alta incrustación. En algunos casos es permitido rebasar estos límites para el agua, dependiendo del material del equipo. A continuación se presenta para el agua.

SELECCION DE VELOCIDAD DE AGUA

MATERIAL	VELOCIDAD PERMITIDA pies/seg			
	MINIMA		MAXIMA	
	TUBOS	ENVOLVENTE	TUBOS	ENVOLVENTE
Acero	3	1	8	6
Cobre	3	1	6	6
Admiralty (Cu-Zn)	3	1	8	6
Cu-Ni	3	1	12	6
Cr-Ni(18-8)	3	1	20	6
Aleaciones-Ni	3	1	20	6
Titanio	3	1	20	6

A continuación también se enlistan las velocidades recomendables para gases y vapores en función de su presión así como de otros fluidos.

VELOCIDADES TÍPICAS EN LINEAS DE GAS Y VAPOR

DIAMETRO NOMINAL (pulg)	VAPORES SATURADOS	VAPORES SOBRECALENTADOS	
	AGUA U OTROS PRESION BAJA	AGUA U OTROS COMPUESTOS PRESION MEDIA	PRESION ALTA
	VELOCIDAD (pies/seg)	VEL (pies/seg)	Vel (pies/seg)
2 o menos	45 a 100	40 a 80	30 a 60
3 a 4	50 a 110	45 a 90	35 a 70
6	60 a 120	50 a 120	45 a 90
8 a 10	65 a 125	80 a 160	65 a 125
12 a 14	70 a 130	100 a 190	80 a 145
16 a 18	75 a 135	110 a 210	90 a 160
20 y mayor	80 a 140	120 a 220	100 a 170

VELOCIDADES RECOMENDABLES EN LINEAS DE EQUIPOS

	Velocidad (pies/seg)
Alimentación a rehervidores (líquido)	3 a 7
Descarga de rehervidores (liq-vap)	35 a 45
Condensador de domos (vapor)	25 a 100
Flujo a dos fases	35 a 75
Succión de compresor	75 a 200
Descarga de compresor	100 a 250
Entrada a turbina de vapor	120 a 320
Entrada a turbina de gas	150 a 350

TABLA IV.4 CAIDAS DE PRESION RECOMENDABLES

TIPO DE FLUIDO	CORAZA (PSI)	TUBOS (PSI)
Hidrocarburos: 0.1 a 10 cp	5	10
Hidrocarburos: 10 cp o mayor	10	15
Productos de enfriadores	5	10
Hidrocarburos fase vapor	5	5
Condens. domos (30° rango)	3	3
Condens. domos (isotérmico)	2	2
Condens. domos (atmosférico)	2	2
Agua (3-4 pies/seg)	5	5
Agua (4-6 pies/seg)	10	10
Fluidos efluentes de reacc.	5	3
Líquidos a vaporizar ( 100PSI)	5	10

## V.- APLICACIONES

En este capítulo se presenta el listado del programa codificado en FORTRAN V, y pruebas de confiabilidad de los resultados en dónde se hacen análisis de cada variable calculada, aplicándose a ejemplos previamente seleccionados en los cuales se conocen los resultados.

### V.1 DIAGRAMA DE BLOQUES

En éste programa se unen las opciones de calculo de simulacion y diseño de intercambiadores de calor, debido a que en ambos casos la secuencia de cálculo es muy similar; en el caso de diseño la secuencia se repite iterativamente hasta lograr la convergencia.

A continuación se presenta el diagrama de bloques del programa en donde se muestran las principales cálculos del programa y que son comunes tanto al diseño como a la simulación. Ver figura V.1.

### V.2 BREVE EXPLICACION DE LA SECUENCIA DE CALCULO

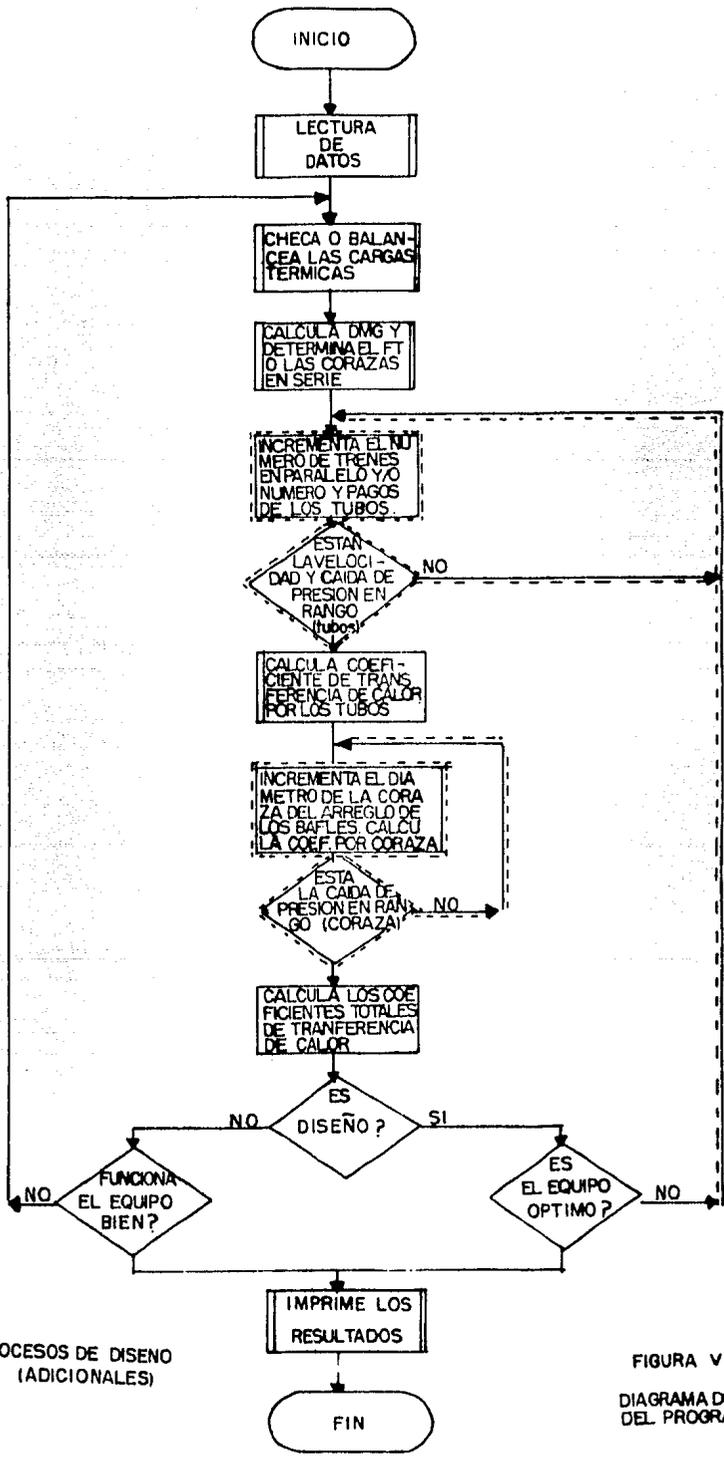
El programa ha sido elaborado tanto para diseñar como simular el comportamiento térmico de los intercambiadores de calor de haz tubular y envolvente y, como se mencionó en el capítulo I, unicamente puede manejar fluidos que no cambian de fase en las condiciones de operación del equipo, a excepción de la condensación del vapor de agua.

El diseño mecánico del equipo debe estar de acuerdo a -- las normas del T.E.M.A. clase "R".

La secuencia de cálculo es la siguiente:

#### 1.- Lectura de los datos

El programa pide los datos que se requieren de -- acuerdo a la opción de cálculo elegida (simulación o -- diseño).



----- PROCESOS DE DISENO (ADICIONALES)

FIGURA V I  
 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA

2.- Balance de calor.

Calcula las cantidades de calor intercambiadas - por los fluidos o las temperaturas de salida del equipo, dependiendo de la opción de cálculo. El balance - de calor tiene una tolerancia máxima de desviación del 20%.

3.- Calculo de DMLT.

Determina la DMLT del equipo en cuestión de acuerdo al número de pasos por los tubos, número de corazas en serie o tipo de coraza. Además determina las temperaturas calóricas del fluido caliente y frío.

4.- Validación de la velocidad y caída de presión.

Si es diseño, valida la velocidad con el número de pasos y tubos que contiene la menor coraza, y la incrementa hasta obtener una velocidad dentro del rango especificado, prosiguiendo con la validación de la caída de presión en los mismos.

Si es simulación, determina la velocidad y caída de presión sin validarla.

5.- Determinación del coeficiente de transferencia por el lado de los tubos.

Determina el coeficiente de acuerdo al tipo de -- fluido, y régimen de flujo.

6.- Determinación del coeficiente de transferencia por el lado de la coraza.

El proceso de diseño principia con el espaciamiento mínimo de los deflectores y el menor corte de los - mismos, con el fin de obtener la mayor turbulencia, aumentando primero el corte hasta el máximo permitido y espaciando mas los baffles hasta obtener una caída de - presión menor a la permitida. Despues determina el coeeficiente de calor para las condiciones mecánicas de los baffles que obtuvo de las iteraciones anteriores.

En la simulación el cálculo del coeficiente es de acuerdo al espaciamiento, número y corte de los baffles directamente, sin iterar.

7.- Determinacion de los coeficientes totales de transferencia.

Calcula el coeficiente total "limpio" en función

de los coeficientes de película calculados anteriormente y, el coeficiente "sucio" o de operación, en función del área del equipo con el cuál se esta iterando en el diseño o con el equipo especificado en la simulación.

#### 8.- Validación del funcionamiento del equipo.

##### a) Diseño.

Cuando el coeficiente de operación es menor que el limpio, determina el factor de obstrucción disponible y lo compara con el requerido, si el disponible es mayor que el requerido prosigue a calcular el área requerida con la obstrucción disponible, de aquí pueden surgir tres diferentes resultados:

- 1) Determinar el área de menor sobrediseño (área requerida para la transferencia/ área de diseño del equipo).
- 2) Determinar el área mínima de diseño del equipo.
- 3) Determinar el menor número de equipos por unidad completa (no. de corazas en serie x no. de trenes en paralelo).

El programa continuará los cálculos hasta encontrar equipos muy sobrediseñados o terminar con el número máximo de iteraciones (función del número máximo de trenes en paralelo).

##### b) Simulación.

Cuando se efectúa la simulación proporcionando todas las condiciones de operación del equipo, el programa determina si el equipo funciona en base a los factores de obstrucción calculados y requeridos, indicará también si el equipo cumple con la caída de presión permisible y temperaturas de salida de los fluidos.

También en la simulación se pueden determinar las temperaturas de salida que se obtendrán en un proceso, obteniendo una desviación máxima de 1% del

área requerida con respecto a la disponible, indicando también las desviaciones con respecto a la caída de presión de los fluidos.

#### 9.- Impresión de los resultados.

En cualquiera de los casos ejecutados en el programa, diseño o simulación, si no se obtuviesen resultados, el programa emitirá mensajes indicando el dato probable que originó el error.

Cuando se efectúa un diseño con el programa, este irá grabando en otro archivo, la secuencia de cálculo para los diferentes equipos calculados y la razón por la cuál no fueron seleccionados para los resultados. Este archivo servirá al usuario para poder corregir las restricciones de su diseño y así mejorar las condiciones de diseño del intercambiador.

### V.3 DATOS REQUERIDOS POR EL PROGRAMA

Los datos de proceso requeridos para los fluidos son los siguientes:

- Flujo másico total (lb/hr)
- Gravedad específica a la temperatura promedio
- Conductividad térmica (BTU/ hr-ft<sup>2</sup>-°F/ft)
- Calor específico (BTU/lb°F)
- Temperaturas de entrada y salida de los fluidos (°F)
- Estado físico del fluido (Líquido, Gas o Vapor de agua)
- Viscosidad del fluido (cp), a dos temperaturas.
- Caída de presión permitida (PSI)
- Factor de obstrucción (hr-ft<sup>2</sup>-°F/BTU)
- Calor latente de vaporización (BTU/lb), únicamente en el caso del vapor de agua saturado.

Se sugiere que estos datos se proporcionen a las temperaturas promedio de proceso, si los fluidos son poco viscosos, o cercanamente a las temperaturas calóricas, si los fluidos son muy viscosos.

Los datos mecánicos del equipo, que deben suministrarse

son los siguientes:

- Longitud de los tubos (ft)
- Arreglo de los tubos: Triangular o cuadrado
- Pitch de los tubos (pulg)
- Diámetro externo de los tubos (pulg)
- Diámetro interno de los tubos (pulg), o BWG del tubo
- Tipo de intercambiador de acuerdo al T.E.M.A.

Si se efectúa una simulación se requieren además los siguientes datos:

- Número de pasos por los tubos
- Número de tubos por coraza
- Diámetro interno de la coraza (pulg)
- Número de trenes en paralelo
- Número de corazas en serie por cada tren en paralelo
- Corte de los deflectores (%)
- Espaciado de los deflectores (pulg)
- Número de deflectores
- Número de franjas de sello

Los dos últimos datos pueden ser o no suministrados, ya que el programa los puede calcular, pero muchas veces por razones mecánicas son alterados estos datos.

Cuando se realiza un diseño de intercambiadores, es aconsejable dar un rango de velocidades recomendadas para el fluido que va por los tubos, aunque el programa cuenta con unas velocidades en las cuales la mayoría de los fluidos se pueden aplicar, el cálculo se hace mas largo, y puede dar resultados diversos al no restringir éste rango.

#### V.4 LISTADO DEL PROGRAMA

A continuación se muestra el listado del programa, el cual está codificado en lenguaje FORTRAN V.

PROGRAM SCC01 (INPUT,OUTPUT,TAPE5=OUTPUT.TAPES)

-----  
C  
C  
C \*\*\* PROGRAMA PARA DISEÑAR O SIMULAR EL COMPORTAMIENTO  
C \*\*\* DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS  
C \*\*\* QUE MANEJEN FLUIDOS QUE NO CAMBIEN DE FASE  
C \*\*\* EXCEPTUANDO AL VAPOR DE AGUA (CONDENSACION).  
C  
C

-----  
C  
C \*\*\* IDENTIFICACION DE VARIABLES:

C \* \* LADO DE LOS TUBOS:

C \* WT = GASTO DEL FLUIDO (LB/HR)  
C \* SGT = GRAVEDAD ESPECIFICA DEL FLUIDO  
C \* CPT = CAPACIDAD CALORIFICA DEL FLUIDO (BTU/LB GF)  
C \* KTT = CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL FLUIDO (BTU/HR FT2 GF)  
C \* T1T = TEMPERATURA DE ENTRADA (GF)  
C \* T2T = TEMPERATURA DE SALIDA (GF)  
C \* MUT = VISCOSIDAD A LA TEMPERATURA CALORICA (LB FT/HR)  
C \* MUTW = VISCOSIDAD @ TEMPERATURA DE PARED (LB FT/HR)  
C \* DPT = CAIDA DE PRESION CALCULADA (PSI)  
C \* DPTM = CAIDA DE PRESION PERMISIBLE (PSI)  
C \* H1O = COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR  
C (BTU/HR FT2 GF)  
C \* IFASET=FASE DEL FLUIDO (LIQ GAS O VAP)  
C \* VT = VELOCIDAD DEL FLUIDO (FT/SEG)  
C \* RET = NO. DE REYNOLDS  
C \* RDT = FACTOR DE OBSTRUCCION (HR FT2 GF/BTU)

C \* \* LADO DE LA CORAZA:

C \* WT = GASTO DEL FLUIDO (LB/HR)  
C \* SGS = GRAVEDAD ESPECIFICA DEL FLUIDO  
C \* CPS = CAPACIDAD CALORIFICA DEL FLUIDO  
C \* KTS = CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL FLUIDO  
C \* MUS = VISCOSIDAD A LA TEMPERATURA CALORICA  
C \* MUSW = VISCOSIDAD A LA TEMPERATURA DE PARED  
C \* T1S = TEMPERATURA DE ENTRADA  
C \* T2S = TEMPERATURA DE SALIDA  
C \* VS = VELOCIDAD DEL FLUIDO  
C \* RES = NO. DE REYNOLDS  
C \* DPS = CAIDA DE PRESION CALCULADA  
C \* DPSM = CAIDA DE PRESION PERMISIBLE  
C \* IFASEC=FASE DEL FLUIDO  
C \* RDS = FACTOR DE OBSTRUCCION  
C \* H0 = COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

C \* \* DATOS MECANICOS:

C \* LT = LONGITUD DE LOS TUBOS (FT)  
C \* BWG = NO. DE ESPESOR DE LOS TUBOS BWG  
C \* ARR = ARREGLO DE LOS TUBOS (TRIANGULAR O CUADRADO)

C \* DOT = DIAMETRO EXTERNO DE LOS TUBOS (PULG)  
C \* DIT = DIAMETRO INTERNO DE LOS TUBOS (PULG)  
C \* PITCH= PITCH DE LOS TUBOS (PULG)  
C \* NT = NUMERO TOTAL DE TUROS  
C \* NPT = NO. DE PASOS POR LOS TUBOS  
C \* DC = DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA (PULG)  
C \* NCS = NO. DE CORAZAS EN SERIE  
C \* NCP = NO. DE CORAZAS EN PARALELO  
C \* NB = NO. DE BAFLES  
C \* E = ESPACIADO DE LOS BAFLES (PULG)  
C \* CB = CORTE DE LOS BAFLES (%)  
C  
C \* \* DATOS DE PROCESO  
C  
C \* Q = CANTIDAD DE CALOR INTERCAMBIADO  
C \* T2F = TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO QUE SE CALIENTA  
C \* T2C = TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO QUE SE ENFRIA  
C \* RIR = FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL CALCULADO  
C \* RID = FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DISPONIBLE  
C \* UD = COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (SUCIO)  
C \* UC = COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (LIMPIO)  
C \* ATT = AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA  
C \* LMTD = DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURA  
C \* DMLT = DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURA (CORREGIDA)

-----  
COMMON /DATS/ WS,SGS,CPS,KTS,RDS,DPSM,MUS,MUSW,VS,KES,DPS,WA  
COMMON /DATT/ WT,SGT,CPT,KTT,ROD,DPTM,MUT,MUTW,VT,RET,DPT,WTO  
COMMON /IMPRES/ ITIT(5),NOMT(20),NOMS(20),IDT,IAGUA,ICFT,ICPT,ITC  
COMMON /PRIN1/ LT,NT,ARR,DIT,DGT,DC,NPT,NCS,NCP,ITTAT,CB,B,PITCH,  
1 IDWG,NB,FNS,NPC  
COMMON /PRIN2/ T1T,T2T,T1S,T2S,IFASEC,IFASET,AOS,BOS,AOT,BOT,T2F,  
1 CVAPT,CVAPS  
COMMON /PRIN3/ Q,UD,UC,RIR,RID,ATT,AR,VMAX,VMIN,DMLT  
COMMON /MEMO/ TC,TF,TW,LMTD,FT,FF,HO,HIO  
DIMENSION DIC(22)  
REAL KTS,KTT,LE,LMTD,LT,MUS,MUSW,MUT,MUTW,NB  
INTEGER ARR  
DATA (DIC(I),I=1,22) / 8.00, 10.00, 12.00, 13.25, 15.25, 17.25, 1  
19.25, 21.25, 23.25, 25.00, 27.00, 29.00, 31.00, 33.00, 35.00, 37.0  
20, 39.00, 42.00, 45.00, 48.00, 54.00, 60.00/  
REWIND 8  
PRINT 500  
NPTM=6  
LDS=22  
NCPMAX=20  
ITMAX=100  
IT=0  
ARMIN=1E8  
AINMIN=2401  
XX=1.5  
CBMAX=0.25  
ITER=1  
I=1  
NCVG=1  
IF (11.EQ.1) GO TO 40  
ITTAT=0

10

SD19=1.5

-----  
-- IDENTIFICACION DEL PROBLEMA --  
-----

```

C PRINT 510
C PRINT 520
C READ 680, IBC
C IF (IBC.EQ.1HD) IBC=1
C IF (IBC.EQ.1HS) IBC=2
C IF (IBC.EQ.1.OR.IBC.EQ.2) GO TO 20
C PRINT 530
C GO TO 10
20 IF (IBC.EQ.1) CALL DATO (IBC,*40)
30 PRINT 540
C PRINT 520
C READ*, IOE
C IF (IOE.EQ.2) IBC=3
C IF (IOE.EQ.1.OR.IOE.EQ.2) CALL DATO (IBC,*40)
C PRINT 530
C GO TO 30

```

-----  
-- IDENTIFICACION DEL FLUIDO CALIENTE

ICC = 1 .... TUBOS  
ICC = 2 .... CORAZA

```

40 ICC=1
C IF (T1S.GT.T1T) ICC=2

```

-----  
-- BALANCE DE CALOR --  
-----

```

C IF (IBC.LE.2) THEN
C CALL CEST (ICC,CPS,CPT,WS,WTO,0,*360)
C ELSE
C IF (T2F.EQ.0.0) T2F = (T1S+T1T) /2.
C IF (ICC.EQ.1) THEN
C T1C = T1T
C T1F = T1S
C T2S = T2F
C ELSE
C T1C = T1S
C T1F = T1T
C T2T = T2F
C ENDIF
C CALL BACA (ICC,CPS,CPT,WS,WTO,0,*50)
C ENDIF

```

-----  
-- CALCULA LA "LMTD" --  
-----

```

50 CALL MEDIA (T1T,T2T,T1S,T2S,ICC,LMTD,DT1,DT2)

```

-----  
-- CALCULA LAS VISCOSIDADES A LAS TEMPERATURAS CALORICAS --  
-----

```

C CALL TEMCAL (ICC,DT1,DT2,SGS,SGT,MUT,MUS,TC,TF)

```

-----  
-- CALCULA EL FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD --  
-----

```

C IF (IFASEC.EQ.3.OR.IFASLT.EQ.3) THEN
C NCS = 1
C FT=1.0
C IF (IBC.EQ.1) GO TO 70

```

```

ELSE
  Y = (T2T-T1T)/(T1S-T1T)
  R = (T1S-T2S)/(T2T-T1T)
ENDIF
IF (IBC.EQ.1) THEN:

```

C -----  
C - - DETERMINA LAS CORAZAS EN SERIE - -  
C -----

```

60 NCS = 0
CALL TITLE (2,ITIT)
NCS = NCS + 1
CALL CFT (X,R,NCS,FT,ITC,NPT,ICC,ICPT,NPC)
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1000) NCS
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1010) FT
IF (FT.LT.0.85) GO TO 60
GO TO 70
ELSE
  WA = WS/NCP
  WT = WTD/NCP
  CALL CFT (X,R,NCS,FT,ITC,NPT,ICC,ICPT,NPC)
  IF (IBC.EQ.2) GO TO 110
  IF (FT.EQ.0) THEN
    T2F = (T2F+T1F) / 2.
    GO TO 40
  ELSE
    GO TO 110
  ENDIF
ENDIF

```

C -----  
C - - DETERMINA LOS TRENES EN PARALELO - -  
C -----

```

70 NCP=0
IUC=0
IF (IFASEC.GE.2) CBMAX=0.45
80 NCP=NCP+1
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1020) NCP
WA=WS/NCP
WT=WTD/NCP
IF (NCP.GT.NCPMAX) GO TO 240

```

C -----  
C - - DETERMINA EL NUMERO DE TUBOS - -  
C -----

```

90 IDS=0
IDS=IDS+1
IF (IDS.GT.LDS) GO TO 80
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1030) DIC(IDS)
NPT=1
IPT=1
IF (NCS.GT.1.OR.ICPT.EQ."U".OR.ITC.EQ."F") NPT = IPT = 2
100 IF (NPT.GT.NPTM) GO TO 90
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1040) NPT
CALL NUMTUB (NT,IDS,IDT,NPT,ARR,ITAT,ICPT)
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1050) NT
110 AT=NT*DIT*DIT*3.1416/(576.*FLOAT(NPT))

```

```
VT=WT/(AT*62.37*SGT*3600.)
IF (IBC.GE.2) GO TO 140
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1060) VT
IF (VT.GE.VMIN) GO TO 130
IF (VT.LE.(0.1*VMIN)) GO TO 80
120 NPT=IPT*2
    IPT=IPT+1
    GO TO 100
130 IF (VT.GT.VMAX) GO TO 90
    NCVG=2
140 RET=300*DIT*VT*62.3*SGT/MUT
C -----
C          - - CALCULA LA CAIDA DE PRESION POR LOS TUBOS - -
C -----
    IF (RET.GT.2100) THEN
        FF=2.271768E-3*RET**(-0.22185586)
    ELSE
        FF=0.4963*RET**(-0.9994)
    ENDIF
    DPT=1.E-10*(WT/AT)**2*NPT/SGT*(2.2980*FF*LT/DIT+0.0053)*NCS
    IF (IFASET.EQ.3) DPT=DPT/2.
    IF (IBC.GE.2) GO TO 150
    CALL TITLE (3,ITIT)
    WRITE (8,1070) RET
    CALL TITLE (3,ITIT)
    WRITE (8,1080) DPT
    IF (DPT.GT.DPTH) GO TO 90
    NCVG=3
C -----
C          - - DETERMINA EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA
C          DE CALOR POR EL LADO DE LOS TUBOS. - -
C -----
150 CALL COHI (IAGUA,IFASET,HIO)
    IF (IBC.GE.2) GO TO 190
C -----
C          - - DETERMINA EL DIAMETRO DE LA CORAZA - -
C -----
    CALL TITLE (3,ITIT)
    WRITE (8,1090) HIO
    DC=DIC(IDS)
    BMAX=DC
    IF (IFASEC.GE.2) BMAX=2.5*DC
    IF (BMAX.GT.(LT*12)) BMAX=LT*12
    BMIN=DC/5.0
    IF (BMIN.LT.2.0) BMIN=2.0
    NBMAX=(LT*12.0/BMIN)-1
    NBMIN=(LT*12.0/BMAX)-1
    NB=NBMAX
160 B=LT*12.0/(NB+1.)
    CD=0.15
C -----
C          - - DETERMINA EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA
C          Y CAIDA DE PRESION POR LA CORAZA - -
C -----
    CALL DELAWA (HO,HIO,AOS,BOS,TC,TF,TW,IFASEC,IBC)
    IF (DPS.LE.DPSM) GO TO 200
170 CB=CB+0.01
    IF (CB.GT.CBMAX) GO TO 180
    CALL DELAWA (HO,HIO,AOS,BOS,TC,TF,TW,IFASEC,IBC)
```

```
IF (DPS.LE.DPSM) GO TO 200
GO TO 170
180 NB=NB-1.
IF (NB.LT.NEMIN) GO TO 120
GO TO 160
190 CALL DELAWA (HO,HIO,AOS,BOS,TC,TF,TW,IFASEC,IBC)
200 MUTW=(AOT*EXP(BOT/TW))*2.42
IF (IFASEC.GE.2) MUTW = AOT+BOT*(TW-460.)
IF (IBC.EQ.1) THEN
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1100) NB
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1110) CB
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1120) DPS
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1130) HO
ENDIF
NCVG=4
HIO=HIO*(MUT/MUTW)**0.14
HO=HO*(MUS/MUSH)**0.14
C -----
C -- AREA DE DISEÑO --
C -----
IF (ICPT.EQ."U") THEN
IF (DOT.EQ.0.75) THEN
LE = LT-0.5-7.4007E-3*NT+8.5791E-6*NT**2.-3.7873E-9*NT**3.
ELSE
LE = LT-0.5-9.2722E-3*NT+1.1895E-5*NT**2.-8.4877E-9*NT**3.
ENDIF
ELSE
LE = LT
ENDIF
ATT=3.1416*NT*NCF*NCS*DOT*LE/12.0
C -----
C -- CORRECCION DE LA LMTD --
C -----
DMLT=LMTD*FT
IF (NPT.EQ.1.AND.NCS.EQ.1) DMLT=LMTD
C -----
C -- COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA SUCIO --
C -----
UD=Q/(ATT*DMLT)
C -----
C -- COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA LIMPIO --
C -----
UC=HIO*HO/(HIO+HO)
RIR= RDT+RDS
RID=(UC-UD)/(UC*UD)
IF (IBC.GE.2) GO TO 210
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1140) UC
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1150) UD
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1160) RID
IF (IUC.EQ.0) THEN
IUC=1
UCPROM=UC
ELSE
```

```
IF (UC.GT.(1.5*UCPROM)) GO TO 120
IUC=IUC+1
UCPROM=(UCPROM*(IUC-1)+UC)/IUC
ENDIF
IF (RID.LT.RIR) GO TO 120
```

C -----  
C - - AREA REQUERIDA - -  
C -----

```
210 UD1=1./((1./UC)+RIR)
NCVG = 5
AR=Q/(UD1*DMLT)
IF (IBC.EQ.1) GO TO 230
IF (IBC.EQ.3) GO TO 220
IF (RID.GT.0) GO TO 330
PRINT 550, UC, UD, ATT, AR
CALL RESUL (IRC,8)
GO TO 360
```

C -----  
C - - DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS DE SALIDA - -  
C -----

```
220 TOL=0.01*ATT
IF (ABS(ATT-TOL-AR).LE.TOL) GO TO 330
IF (IT.EQ.0) TTEM=T2F
FE2=ATT-TOL-AR
CALL REGULA (TTEM,T2F,FE1,FE2,T1C,T1F,TN,IT)
IT=1
TTEM=T2F
T2F=TN
IF (ICC.EQ.2) THEN
T2T=TN
ELSE
T2S=TN
ENDIF
FE1=FE2
ITER=ITER+1
IF (ITER.LT.ITMAX) CALL BACA (ICC,CPS,CPT,WS,WTO,0,*50)
NCVG=6
T2C=T2S
IF (ICC.EQ.1) T2C=T2T
GO TO 340
```

C -----  
C - - DETERMINACION DEL AREA MINIMA PARA LA TRANSFERENCIA - -  
C -----

```
230 CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1170) ATT
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1180) AR
CALL TITLE (3,ITIT)
WRITE (8,1190) ATT/AR*100. - 100.
AINST = DC*NCF
XX1 = ATT/AR
IF (ATT.GE.(SDIS*AR)) GO TO 310
GO TO (240,270,280,290,300) I
240 IF (ATT.GE.ARMIN) GO TO 250
ARMIN=ATT
IDC1=IDS
NCP1=NCF
250 IF (AINST.GT.AINMIN) GO TO 260
AINMIN = AINST
IDC2 = IDS
```

```
NCP2 = NCP
260 IF (XX1.GT,XX) GO TO 120
    XX = XX1
    IDC3 = IDS
    NCP3 = NCP
    GO TO 120
270 IF (ATT.EQ.ARMIN.AND,XX.EQ,XX1) THEN
    CALL RESUL (IBC,5)
    GO TO 330
ELSE
    GO TO 120
ENDIF
280 IF (ATT.NE.ARMIN) GO TO 120
    CALL RESUL (IBC,5)
    IF (IDC1.NE, IDC2.OR,NCP1.NE,NCP2) THEN
        PRINT 570
        I=4
        IDS = IDC2 - 1
        NCP = NCP2
        GO TO 320
    ELSE
        IF (IDC1.NE, IDC3.OR,NCP1.NE,NCP3) THEN
            PRINT 575
            I=5
            IDS = IDC3 - 1
            NCP = NCP3
            GO TO 320
        ENDIF
    ENDIF
    GO TO 330
290 CALL RESUL (IBC,5)
    IF (IDC2.NE, IDC3.OR,NCP2.NE,NCP3) THEN
        IF (IDC1.EQ, IDC3.AND,NCP1.EQ,NCP3) GO TO 330
        I = 5
        IDS = IDC3 - 1
        NCP = NCP3
        GO TO 320
    ENDIF
    GO TO 330
300 IF (XX1.NE,XX) GO TO 120
    CALL RESUL (IBC,5)
    GO TO 330
310 IF (ARMIN.NE,1E8) THEN
    I = 2
    IF (IDC1.NE, IDC2.OR, IDC1.NE, IDC3.OR, IDC2.NE, IDC3) I = 3
    IDS = IDC1 - 1
    NCP = NCP1
ELSE
    IF (NCV0.LT,5) GO TO 350
    GO TO 340
ENDIF
320 WA=WS/NCP
    WT=WTO/NCP
    IUC=0
    GO TO 90
C -----
C      - - IMPRESION DE RESULTADOS - -
C -----
330 IF (IBC.EQ,1) GO TO 360
    CALL RESUL (IBC,5)
```

```
CALL RESUL (IBC,8)
IF (DPS.GT.DPSM) PRINT 620
IF (DPT.GT.DPTM) PRINT 610
IF (IBC.NE.2) GO TO 360
IF (RID.GT.(0.95*RIR).AND.RID.LT.(1.05*RIR)) GO TO 360
PRINT 730, RID,RIR
READ 680, ID
IF (ID.EQ.1HN) GO TO 360
TTANT=T2T
TSANT=T2S
IBC=3
GO TO 40
```

C -----  
C           - - DIAGNOSTICOS DE ERROR - -  
C -----

```
340 PRINT 650
IF (XX1.LE.SDIS) GO TO 350
SDIS=(SDIS-1.)*100.
PRINT 580, SDIS
READ 680, ISD
IF (ISD.EQ.1HN) GO TO 360
PRINT 590
READ*, SDIS
SDIS=SDIS/100.+1.
XX= SDIS
GO TO 70

350 IF (NCVG.EQ.1) PRINT 600
IF (NCVG.EQ.2) PRINT 610
IF (NCVG.EQ.3) PRINT 620
IF (NCVG.EQ.4) PRINT 630
IF (NCVG.EQ.6) PRINT 640, Q,AR,ATT,T1T,T1S,TTEM,T2C

360 PRINT 560
PRINT 520
READ*, NOP
II=0
IF (NOP.EQ.1) GO TO 10
II=1
IF (ID.EQ.1HS.AND.IBC.EQ.3) THEN
    IBC = 2
    T2T = TTANT
    T2S = TSANT
ENDIF
ID = 1HN
IF (NOP.EQ.2) CALL CORDAT (IBC,*10)
REWIND 8
STOP

C
500 FORMAT (1H1,25X,'PROGRAMA PARA EL CALCULO DE INTERCAMBIADORES', /
1,23X,'DE CALOR EN LOS CUALES NO OCURRAN CAMBIOS DE FASE', /,23X,'
2EN LOS FLUIDOS, EXCEPTUANDO AL VAPOR DE AGUA.')
```

510 FORMAT (/,5X,'DESEA USTED :', /,5X,'DISENAR EL EQUIPO', /,5X,  
1'SIMULAR UN EQUIPO')

520 FORMAT (/,5X,'INDIQUE OPCION :')

530 FORMAT (/,10X,'OPCION INCORRECTA')

540 FORMAT (/,5X,'TECLEE EL NUMERO DE LA OPCION DESEADA :', /,5X,  
1'1 DIAGNOSTICAR EL COMPORTAMIENTO DEL EQUIPO', /,5X,'2 DETERMINAR L  
2AS MAXIMAS TEMPERATURAS DE SALIDA')

550 FORMAT (/,2X,'EL CAMBIADOR NO FUNCIONA,UC = ',F8.2, 2X,'UD = ',F8.  
12, /, 2X,'AREA DISPONIBLE = ',F6.0,'FT2', /, 2X,'AREA REQUERIDA = ',  
2F6.0,'FT2',)

```
560 FORMAT (5(/),5X,'DESEA USTED: ',// 5X,' 1 NUEVA CORRIDA',/, 5X,  
1' 2 CAMBIAR SUS DATOS',/, 5X,' 3 TERMINAR EL PROGRAMA',//)  
570 FORMAT (//,10X,'SE INTENTARA OTRO ARREGLO CON ',/, 10X,  
1'MENOR NUMERO DE CORAZAS ',//)  
575 FORMAT (//,10X,'SE INTENTARA OTRO ARREGLO CON ',/,10X,  
+' MENOR SOBREDISEÑO')  
580 FORMAT (/, 10X,'EL SOBREDISEÑO PARA ESTE INTERCAM-', /, 10X,'BIADO  
IR ES MAYOR DEL ',F4.0,' %', //, 10X,'DESEA CAMBIAR ESTE PARAMETRO  
2:')  
590 FORMAT (/, 10X,'SOBREDISEÑO MAXIMO PERMITIDO(%)= ')  
600 FORMAT (//,10X,'EL RANGO DE VELOCIDADES EN LOS ', /, 10X, TUBOS ES  
1 MUY PEQUEÑO. ')  
610 FORMAT (//,10X,'LA CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS', /, 10X,'ES MAYO  
IR QUE LA PERMITIDA. ')  
620 FORMAT (//,10X,'LA CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA', /, 10X,'ES MAYO  
IR QUE LA PERMITIDA. ')  
630 FORMAT (/,10X,'LA OBSTRUCCION CALCULADA NO ES MAYOR QUE LA REQUERI  
+DA',/,10X,'DISMINUYA LOS FACTORES DE OBSTRUCCION O UTILICE OTRO ',  
+/,10X,'TIPO DE EQUIPO')  
640 FORMAT (//,10X,'CANTIDAD MAXIMA DE CALOR TRANSFERIDA = ',F12.0, /,  
110X,'AREA REQUERIDA (FT) = ',F10.2, /,10X,'AREA DISPONIBLE (FT) =  
2',F10.2, /,10X,'TEMPERATURA DE ENTRADA POR LOS TUBOS = ',F8.2,' GF  
3 ', /,10X,'TEMPERATURA DE ENTRADA POR LA CORAZA = ',F8.2,' GF', /,  
410X,'TEMPERATURA MAXIMA ALCANZADA DEL ', /,10X,'FLUIDO QUE SE CALI  
SENTA ..... = ',F8.2,' GF', /,10X,'TEMPERATURA MINIMA ALCANZ  
6ADA POR ', /,10X,'EL FLUIDO QUE SE ENFRIA ..... = ',F8.2,' GF  
7')  
650 FORMAT (//,10X,'NO HAY CONVERGENCIA, REVISE SUS DATOS')  
680 FORMAT ( BZ,A1)  
730 FORMAT (/,10X,'LAS TEMPERATURAS DE SALIDA DEL EQUIPO', /,10X,  
1'NO SON LAS INDICADAS',//,10X,'FACTOR DE OBSTRUCCION CALCULADO = '  
2,F7.4, /,10X,'FACTOR DE OBSTRUCCION DISPONIBLE = ',F7.4, /,10X,'DE  
3SEA CONOCER LAS TEMPERATURAS', /,10X,'DE SALIDA ?')  
1000 FORMAT (3X,I3)  
1010 FORMAT (7X,1HI,2X,F5.2)  
1020 FORMAT (2(7X,1HI),2X,I3)  
1030 FORMAT (3(7X,1HI),2X,F5.2)  
1040 FORMAT (4(7X,1HI),3X,I2)  
1050 FORMAT (5(7X,1HI),2X,I4)  
1060 FORMAT (6(7X,1HI),1X,F6.2)  
1070 FORMAT (7(7X,1HI),1X,F7.0)  
1080 FORMAT (8(7X,1HI),1X,F6.2)  
1090 FORMAT (9(7X,1HI),1X,F6.0)  
1100 FORMAT (10(7X,1HI),1X,F6.2)  
1110 FORMAT (11(7X,1HI),1X,F5.2)  
1120 FORMAT (12(7X,1HI),1X,F6.2)  
1130 FORMAT (13(7X,1HI),F7.2)  
1140 FORMAT (14(7X,1HI),F7.2)  
1150 FORMAT (15(7X,1HI),F7.2)  
1160 FORMAT (15(7X,1HI),6X,1HI,F5.4)  
1170 FORMAT (' > > > .5H>>>>,' AREA DE LA UNIDAD = ',F9.2,' FT**2')  
1180 FORMAT (' > > > .5H>>>>,' AREA REQUERIDA = ',F9.2,' FT**2')  
1190 FORMAT (' > > > .5H>>>>,' SOBREDISEÑO = ',F6.2,' %')  
END
```

```
SUBROUTINE AJTKEN(N,X,F,XX,FX)
DIMENSION X(1),F(1),A(5),B(5)
DO 10 I=1,N
B(I) = F(I)
10 A(I) = X(I)-XX
N1 = N-1
DO 30 I=1,N1
J = I+1
DO 20 K=1,N
B(J)=(A(J)*B(I)-A(I)*B(J))/(A(J)-A(I))
J = J+1
IF(J.GE.N+1) GO TO 30
20 CONTINUE
30 CONTINUE
FX = B(N)
RETURN
END
```

SUBROUTINE BACA(ICC,CPS,CPT,WS,WT,D,\*)

C  
:  
C  
C

\* SUBROUTINA QUE CALCULA Y REVISLA LA CANTIDAD TOTAL  
\* DE CALOR INTERCAMBIADO

COMMON/PRIN2/T1T,T2T,T1S,T2S,IFASEC,IFASET,AOS,BOS,AOT,BOT,T2F,  
+ CVAPT,CVAPS

C  
C  
C  
C

\* CALCULA LA TEMPERATURA DEL FLUIDO QUE SE ENFRIA  
\* Y EL CALOR TOTAL TRANSFERIDO(INTERCAMB. EXISTENTE)

10  
20  
30  
40  
50  
60

```
IF(ICC.EQ.2) GO TO 40
Q = WS * CPS * (T2S - T1S)
IF (IFASET.EQ.3) GO TO 30
T2T=T1T- Q/(WT*CPT)
IF(T2T.LT.T1S) GO TO 20
RETURN 1
T2F= T2F - 15.
T2S = T2F
GO TO 10
Q1 = WT * CVAPT
IF(T2S.GT.T1T.OR.Q.GT.Q1) GO TO 20
RETURN 1
Q =WT*CPT*(T2T-T1T)
IF(IFASEC.EQ.3) GO TO 60
T2S=T1S- Q/(WS*CPS)
IF(T2S.LT.T1T) GO TO 50
RETURN 1
T2F = T2F - 15.
T2T = T2F
GO TO 40
Q1 = WS * CVAPS
IF (T2T.GT.T1S.OR.Q.GT.Q1) GO TO 50
RETURN 1
```

C  
C  
C

\* CHEQUEO DEL BALANCE DE CALOR TOTAL

70  
100

```
ENTRY CEST(ICC,CPS,CPT,WS,WT,Q)
QC=WS*CPS*(T1S-T2S)
IF (IFASEC.EQ.3) QC=WS*CVAPS
QC=ABS(QC)
QT=WT*CPT*(T1T-T2T)
IF(IFASET.EQ.3) QT = WT*CVAPT
QT=ABS(QT)
Q=QT
IF(QC.GT.QT) Q=QC
TOL = 0.01 * Q
IF (ABS(QC-QT).GT.(20*TOL)) GO TO 70
IF(ABS(QC-QT).GT.TOL) PRINT 100,QC,QT
RETURN
```

```
70 PRINT 110,QC,QT
RETURN 1
100 FORMAT(///,10X,51(1H*),/
+ 10X,1H*,T61,1H*,/,
+ 10X,1H*, ' AVISO: EL BALANCE DE CALOR NO CHECA',
+ T61,1H*,/,
+ 10X,1H*, ' REVISE SUS DATOS',T61,1H*,/
+ 10X,1H*, ' CALOR POR CORAZA = ',F10.0,' BTU/HR',
+T61,1H*,/,
+ 10X,1H*, ' CALOR POR TUBOS = ',F10.0,T61,1H*,/
```

```
+      10X,1H*,'      EL CALCULO PROSIGUE CON LOS ',T61,1H*,/  
+      10X,1H*,'      MISMOS DATOS',T61,1H*,/,  
+      10X,1H*,T&1,1H*,/,  
+      10X,51(1H*)  
110  FORMAT (///,10X,'EL BALANCE DE CALOR NO CHECA',  
+      /,10X,'DESVIACION MAYOR DEL 20%',  
+      //,10X,'CALOR TRANSFERIDO POR LA CORAZA = ',F10.0,' BTU/HR'  
+, /,10X,'CALOR TRANSFERIDO POR LOS TUBOS = ',F10.0,' BTU/HR')  
END
```

```
SUBROUTINE CENTRA (ITAM,NOM,IDUMY)
DIMENSION NOM (ITAM), IDUMY(ITAM)
NBLAN = 0
  DO 10 I = ITAM,1,-1
    IF (.NOT. NOM(I) .EQ. 1H ) GO TO 20
    NBLAN = NBLAN + 1
10  CONTINUE
20  CAR = ITAM - NBLAN
   IF (CAR .EQ. FLOAT (ITAM)) RETURN
   ICAR = CAR = NBLAN /2.
   B = AMOD (CAR,2.0)
   IF (B .NE. 0.0) ICAR = ICAR + 1
   DO 30 I = 1,ITAM
     IDUMY(I) = NOM(I)
     NOM(I) = 1H
30  CONTINUE
   DO 40 I =1,ITAM-NBLAN
     NOM (I+ICAR) = IDUMY(I)
40  CONTINUE
   RETURN
   END
```

```
SUBROUTINE CFT(X,R,N,FT,ITC,NPT,ICC,ICPT,NPC)
C
C      * SUBROUTINA DE CALCULO DEL FACTOR DE CORRECCION DE LA
C      * TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA FT PARA INTERCAMBIADO.
C      * RES DE FLUJOS EN CONTRACORRIENTE-PARALELO.
C      * (CHEMICAL ENGINEERING OCT.4,1971 PAG.90)
      IF (ITC.EQ.1HG.OR.ITC.EQ.1HU) GO TO 60
      NANT =N
      IF (ITC.EQ.1HF) N = NANT * NPC
      IF(R.EQ.1.)GO TO 10
      RR=((1.-R*X)/(1.-X))*((1./FLOAT(N))
      XX=(1.-RR)/(R-RR)
      GO TO 20
10     XX=X/(N*(1.-X)+X)
20     A=(2./XX)-1.-R
      B=SQRT(R*R+1.)
      IF(A.EQ.B)GO TO 40
      D=(A+B)/(A-B)
      IF(D.LE.0)GO TO 40
      DD=ALOG(D)
      IF(R.EQ.1.)GO TO 30
      FT=((B/(R-1.))*ALOG((1.-XX)/(1.-R*XX)))/DD
      GO TO 50
30     FT=1.414*(XX/(1.-XX))/DD
      GO TO 50
40     FT=0
50     IARREG = 0
      IF (N.EQ.2.AND.NPT.EQ.4) IARREG = 1
      IF (N.EQ.3.AND.NPT.GE.6) IARREG = 2
      IF (N.EQ.4.AND.NPT.GE.8) IARREG = 3
      IF (N.EQ.1.AND.(NPT.EQ.3.OR.NPT.EQ.5)) IARREG = 4
      IF (N.EQ.2.AND.NPT.GE.6) IARREG = 5
      FT1= 0.0
      IF (ITC.EQ.1HX) IARREG = 8
      IF (IARREG.NE.0) CALL FACCOR (IARREG,FT1,ICC)
      FT = AMAX1(FT,FT1)
      N = NANT
      RETURN
60     IARREG = 6
      IF (ICPT.EQ.1HU) IARREG = 7
      CALL FACCOR (IARREG,FT,ICC)
      RETURN
      END
```

SUBROUTINE COHI(IAGUA,IFASET,HIO)

C  
C  
C  
C

\* SUBROUTINA QUE CALCULA EL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE  
\* TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO DE LOS TUBOS (HIO)

REAL KTT,LT,MUT,MUTW,NE  
COMMON/DATT/WT,SGT,CPT,KTT,RDT,DPTM,MUT,MUTW,VT,RET,DPT,WTO  
COMMON/PRINI/LT,NT,ARR,DIT,DOT,DC,NPT,NCS,NCP,ITAT,CB,B,  
+ PITCH,IBWG,NB,FNS,NPC  
IF(IFASET.EQ.3) GO TO 40  
IF(IAGUA.EQ.1) GO TO 20  
IF(RET.LT.2100) GO TO 10

C  
C  
C

\* CALCULO DEL COEFICIENTE PARA FLUJO TURBULENTO

HI=(0.324\*KTT\*RET\*\*0.8/DIT) \* (CPT\*MUT/KTT) \*\* 0.3333  
GO TO 50

C  
C  
C

\* CALCULO DEL COEFICIENTE PARA FLUJO LAMINAR

10  
+33

HI =(22.32\*KTT/DIT)\*((1.27324\*WTO\*NPT/(NT\*NCP)\*CPT)/(KTT\*LT))\*\*0.3  
GO TO 50

C  
C  
C

\* CALCULO DEL COEFICIENTE PARA AGUA LIQUIDA

20

IF(RET.GT.20000) GO TO 30  
HI = 300. \* (VT\*DIT) \*\*0.8/DOT  
GO TO 50

30  
+  
GO TO 50

FL = 3.119999988 - 0.764628367\* ALOG(LT)  
HI = 2360.\*((SGT\*DPT\*FL/NPT)\*\*0.44)\*CPT\*\*0.33\*KTT\*\*0.666  
/(MUT \*\*0.54)  
GO TO 50

C  
C  
C

\* CALCULO DEL COEFICIENTE PARA VAPOR DE AGUA

40  
50  
RETURN  
END

HI=1500.  
HIO=HI\*DIT/DOT  
RETURN  
END

```
SUBROUTINE CORVI(T1,VIS1,T2,VIS2,A,B,IFASE,IAGUA,NC)
C
C   * SUBROUTINA QUE AJUSTA UNA CURVA A LOS DATOS
C   * DE VISCOSIDAD DEPENDIENDO DE LA TEMPERATURA
C
DATA AOA,BOA,ADV,BOV /0.0012968466,3506.427509,0.00562,1.171E-4/
IF (IFASE.EQ.2) GO TO 10
IF (IFASE.EQ.3) GO TO 20
IF (IAGUA.EQ.1.AND.(NC.NE.10.OR.NC.NE.21)) GO TO 30
A = EXP((ALOG(VIS1)-((T2+460.)/(T1+460.))*ALOG(VIS2)))/
+ (1. - (T2 + 460.)/(T1 + 460.))
B = (ALOG(VIS2) - ALOG (A)) * (T2 + 460.)
GO TO 40
10  B = 2.42 *(VIS1 - VIS2)/(T1 - T2)
    A = (2.42 *VIS2) - B *T2
    GO TO 40
20  IF (NC.NE.0) GO TO 10
    A = ADV
    B = BOV
    GO TO 40
30  A = AOA
    B = BOA
40  PRINT 1000
    READ 1010,ISIND
    IF (ISIND.EQ.1HN) RETURN
    PRINT 1020
    READ *, T11
    VIS = ( A * EXP (B / (T11 + 460.)))
    IF (IFASE.GE.2) VIS = A + B*T11
    PRINT 1030,VIS
    GO TO 40
C
1000 FORMAT(/, 5X,'DESEA COMPROBAR EL AJUSTE DE LA VISCOSIDAD ?')
1010 FORMAT( BZ,A1 )
1020 FORMAT(/, 5X,'DE LA TEMPERATURA (GF) :')
1030 FORMAT(/, 5X,'VISCOSIDAD = ',F10.4,' CP ')
END
```

```
SUBROUTINE DATO (IBC,*)
C
C      * SUBROUTINA PARA LECTURA DE DATOS
C
REAL KTS,KTT,LT,NR
INTEGER ARR
COMMON /DAT1/ WT,SGT,CPT,KTT,RDT,DFTM,MUT,MUTW,VT,RET,DPT,WTO
COMMON /DAT3/ WS,SGS,CPS,KTS,RDS,DPSM,MUS,MUSH,VS,RES,DPS,WA
COMMON /PRIN1/ LT,NT,ARR,DIT,DOT,DC,NPT,NCS,NCP,ITTAT,CB,B, PITCH
1,IBWG,NB,FNS,NPC
COMMON /PRIN2/ T1T,T2T,T1S,T2S,IFASEC,IFASET,AOS,BOS,AOT,BOT,T2F,
1CVAPT,CVAPS
COMMON /PRIN3/ Q,UD,UC,RIR,RID,ATT,AR,VMAX,VMIN,DMLT
COMMON /IMPRE/ TIT(5),NOMT(20),NOMS(20),IDT,JAGUA,ICFT,ICPT,ITC
DATA IDG /IHN/
NCD1=0
IBCANT = 0
PRINT 700
READ 710, TIT
IF (IBC.GE.2) GO TO 70
PRINT 720
READ 990, ICFT,ITC,ICPT
IER = 0
10 IF (ICFT.EQ."A".OR.ICFT.EQ."B".OR.ICFT.EQ."C") GO TO 20
PRINT 1230
15 PRINT 725
PRINT 750
READ 910,ICFT
GO TO 10
20 IF (NCD1.EQ.29) GO TO 530
IF (ITC.EQ.1HE.OR.ITC.EQ.1HF.OR.ITC.EQ.1HG.OR.ITC.EQ.1HJ.OR.ITC.
+EQ."X") GO TO 30
PRINT 1230
IER = IER + 1
25 IF (IER.GT.1) THEN
PRINT 730
PRINT 750
ELSE
PRINT 1290
ENDIF
READ 910,ITC
GO TO 20
30 IF (ITC.EQ."F") THEN
PRINT 1300
READ *,NPC
IF (NPC.EQ.1) ITC = 1HE
ENDIF
IF (NCD1.EQ.29) GO TO 530
40 ITTAT = 0
IF (ICPT.EQ.1HL.OR.ICPT.EQ.1HM.OR.ICPT.EQ.1HN) ITTAT = 1
IF (ICPT.EQ.1HP.OR.ICPT.EQ.1HS.OR.ICPT.EQ.1HT) ITTAT=2
IF (ICPT.EQ.1HU) ITTAT=3
IF (ITTAT.NE.0) GO TO 60
PRINT 1230
50 PRINT 760
PRINT 750
READ 910,ICPT
GO TO 40
60 IF (NCD1.EQ.30) GO TO 530
IF (NCD1.LT.0) GO TO 200
```

```
C
      * DATOS DE PROCESO LADO DE LOS TUBOS
C
10  PRINT 770
    READ 780,NOMT
    PRINT 790
    CALL CENTRA (20,NOMT,10UM)
    READ*, WT
    WTO=WT
    PRINT 800
    READ*, SGT
    PRINT 810
    READ*, CPT
    PRINT 820
    READ*, KTT
    PRINT 830
    READ*, T1T
    IF (IBC.EQ.3) GO TO 80
    PRINT 840
    READ*, T2T
80   PRINT 860
    READ*, DPTM
    PRINT 870
    READ*, RDT
90   PRINT 880
    READ 910,IFASET
    IF (IFASET.EQ.1HL) IFASET=1
    IF (IFASET.EQ.1HG) IFASET=2
    IF (IFASET.EQ.1HW) IFASET=3
    IF (IFASET.GE.1.AND.IFASET.LE.3) THEN
    GO TO (110,120,100), IFASET
    ELSE
    PRINT 1230
    GO TO 90
    ENDIF
100  PRINT 890
    READ*, CVAPT
    IF (T1T.EQ.T2T.OR.IBC.EQ.3) GO TO 130
    PRINT 850
    READ*, T1T
    T2T=T1T
    IAGUA=1
    GO TO 130
110  PRINT 900
    READ 910,IFT
    IF (IFT.EQ.1HS) THEN
        IAGUA = 1
        GO TO 130
    ELSE
        IAGUA = 2
    ENDIF
C
      * LLAMA A SUBROUTINA DE AJUSTE DE VISCOSIDAD
C
120  PRINT 920
    READ*, TV1T,V1T
    PRINT 930
    READ*, TV2T,V2T
130  CALL CORVI (TV2T,V2T,TV1T,V1T,AOT,BOT,IFASET,IAGUA,NCDD1)
    IF (NCDD1.EQ.9.OR.NCDD1.EQ.10) GO TO 930
```

\* DATOS DE PROCESO LADO DE LA LORAZA

```
PRINT 840
READ 780,NOMS
PRINT 790
CALL CENTRA (20,NOMS,TDUM)
READ*, WS
PRINT 800
READ*, SGS
PRINT 810
READ*, CPS
PRINT 820
READ*, KTS
PRINT 830
READ*, T1S
IF (IBC.EQ.3) GO TO 140
PRINT 840
READ*, T2S
140 PRINT 850
READ*, DPSM
PRINT 870
READ*, EDS
150 PRINT 880
READ 910, IFASEC
IF (IFASEC.EQ.1H) IFASEC=1
IF (IFASEC.EQ.1H) IFASEC=2
IF (IFASEC.EQ.1HV) IFASEC=3
IF (1FASEC.GE.1.AND.1FASEC.LE.3) THEN
GO TO (170,190,160), IFASEC
ELSE
PRINT 1230
GO TO 150
ENDIF
160 PRINT 890
READ*, CVAPS
IF (T1S.EQ.T2S.OR.1BC.EQ.3) GO TO 190
PRINT 850
READ*, T1S
T2S=T1S
GO TO 150
170 PRINT 900
IAGUA=1
READ 910, IF
IF (IFS.EQ.1HR) IAGUA=2
IF (IAGUA.EQ.1) GO TO 190
* LLAMA A SUBROUTINA PARA AJUSTE DE VISCOSIDAD
PRINT 920
READ*, TV1S,V1S
PRINT 930
READ*, TV2S,V2S
190 CALL CORVI (TV1S,V1S,TV2S,V2S,AOS,BOS,IFASEC,IAGUA,NCD1)
IF (NCD1.EQ.20.OR.NCD1.EQ.21) GO TO 530
* DATOS DE DISEÑO MECANICO
PRINT 950
PRINT 960
```

```
READ*, LT
PRINT 970
READ 910, ARR
PRINT 1000
READ*, PITCH
PRINT 1010
READ*, DOT
PRINT 1020
READ*, DIT
IBWG=DIT
CALL DTUB (IDT,ARR,IBWG,DOT,DIT,PITCH,IBC)
IF (IBC.EQ.1) GO TO 210
PRINT 1030
READ*, NT
PRINT 1040
READ*, NP1
PRINT 720
READ 990, ICFT, ITC, ICFT
NCD1=-1
GO TO 10
100 PRINT 1050
READ*, DC
PRINT 1070
READ*, NCS
PRINT 1080
READ*, NCF
PRINT 1090
READ*, CB
CB=CB/100.
PRINT 1100
READ*, B
PRINT 1105
READ*, NB
PRINT 1110
READ*, FNS
GO TO 230
C
C * VELOCIDAD MINIMA Y MAXIMA EN TUBOS (FT/SEG) PARA DISEÑO
C
210 VMIN=1.0
VMAX=5.0
IF (IFASET.EQ.2) VMAX=VMAX*2.0
IF (IFASET.LT.3) GO TO 220
VMIN=45.
VMAX=100
220 PRINT 1120, VMIN,VMAX
READ 910, IVEL
IF (IVEL.EQ.1HN) GO TO 230
PRINT 1250
READ*, VMIN
PRINT 1260
READ *,VMAX
C
C * CORRECCION DE LOS DATOS
C
230 IF (NCD1.EQ.0.AND.IBCANT.NE.0) GO TO 530
PRINT 1140
READ 910, ICD
IF (ICD.EQ.1HN) RETURN 1
ENTRY CORGAT(IBC,ICOM)
```

```

240 IBCANT=IBC
    IF (IDD.EQ.1HS.AND.IBC.EQ.IBCANT) GO TO 250
    IF (NCD1.EQ.0.AND.IBC.NE.IBCANT) IBCANT=IBC
    PRINT 1150
    READ 910, IDD
    IF (IDD.EQ.1HN) GO TO 250
    PRINT 1160
    IF (IBC.LE.2) PRINT 1170
    IF (IBC.EQ.3) PRINT 1180
    PRINT 1190
    IF (IBC.GE.2) PRINT 1220
    IF (IBC.EQ.1) PRINT 1200
250 PRINT 1210
    READ*, NCD1
    IF (NCD1.GE.0.AND.NCD1.LE.39) GO TO 260
    PRINT 1230
    GO TO 240
260 IF (NCD1.EQ.0) GO TO 630
    IF (IBC.EQ.1.AND.NCD1.LE.32) GO TO 270
    IF (IBC.GE.2.AND.NCD1.LE.30) GO TO 270
    IF (IBC.GE.2.AND.NCD1.GT.30) GO TO 540
    PRINT 1230
    GO TO 240
270 GO TO (280,290,300,310,320,330,340,350,90,120,480,360,370,380,390,
1400,410,420,430,150,180,490,440,460,470,520,450,15,25,50,500,510),
2 NCD1
280 PRINT 790
    READ*, WT
    WTO=WT
    GO TO 530
290 PRINT 800
    READ*, SGT
    GO TO 530
300 PRINT 810
    READ*, CPT
    GO TO 530
310 PRINT 820
    READ*, KTT
    GO TO 530
320 PRINT 830
    READ*, T1T
    GO TO 530
330 IF (IBC.EQ.3) GO TO 550
    PRINT 840
    READ*, T2T
    GO TO 530
340 PRINT 860
    READ*, DPTM
    GO TO 530
350 PRINT 870
    READ*, RDT
    GO TO 530
360 PRINT 790
    READ*, WS
    GO TO 530
370 PRINT 800
    READ*, SGS
    GO TO 530
380 PRINT 810
    READ*, CPS
```

```
GO TO 530
390 PRINT 920
    READ*, KTS
    GO TO 530
400 PRINT 830
    READ*, T1S
    GO TO 530
410 IF (IBC.EQ.3) GO TO 550
    PRINT 840
    READ*, T2S
    GO TO 530
420 PRINT 860
    READ*, DPSM
    GO TO 530
430 PRINT 870
    READ*, RDS
    GO TO 530
440 PRINT 960
    READ*, LT
    GO TO 530
450 PRINT 1020
    READ*, DIT
    IBWG=DIT
    CALL DTUB (IDT,ARR,IBWG,DOT,DIT,PITCH,IBC)
    GO TO 530
460 PRINT 970
    READ 910, ARR
    CALL DTUB (IDT,ARR,IBWG,DOT,DIT,PITCH,IBC)
    GO TO 530
470 PRINT 1000
    READ*, PITCH
    GO TO 530
480 PRINT 890
    READ*, CVAPT
    GO TO 530
490 PRINT 890
    READ*, CVAFS
    GO TO 530
500 PRINT 1250
    READ*, VMIN
    GO TO 530
510 PRINT 1260
    READ*, VMAX
    GO TO 530
520 PRINT 1010
    READ*, DOT
530 PRINT 1240
    READ 910, ICA
    IF (ICA.EQ.1HS) GO TO 240
    PRINT 705
    READ 710,TIT
    IF (IFASET.EQ.3.OR.IFASEC.EQ.3) GO TO 650
    RETURN 1
540 NCD1=NCD1-30
    GO TO (560,570,580,590,600,610,620,640,645) NCD1
550 PRINT 1270
    READ*, T2F
    GO TO 530
560 PRINT 1030
    READ*, NT
```

```
GO TO 530
570 PRINT 1040
  READ*, NPT
  GO TO 530
580 PRINT 1060
  READ*, DC
  GO TO 530
590 PRINT 1070
  READ*, NCS
  GO TO 530
600 PRINT 1080
  READ*, NCP
  GO TO 530
610 PRINT 1090
  READ*, CB
  CB=CB/100.
  GO TO 530
620 PRINT 1100
  READ*, B
  GO TO 530
630 PRINT 1280
  READ*, IBC
  IF (IBC.GE.1.AND.IBC.LE.3) GO TO 695
  PRINT 1230
  GO TO 630
640 PRINT 1110
  READ*, FNS
  GO TO 530
645 PRINT 1105
  READ*, NB
  GO TO 530
650 IF (IFASET.EQ.3.AND.CVAPT.EQ.0) GO TO 660
  IF (IFASEC.EQ.3.AND.CVAPS.EQ.0) GO TO 670
  IF (IFASET.EQ.3.AND.T1T.NE.T2T) GO TO 680
  IF (IFASEC.EQ.3.AND.T1S.NE.T2S) GO TO 690
  RETURN 1
660 PRINT 890
  READ*, CVAPT
  IF (T1T.NE.T2T) GO TO 680
  RETURN 1
670 PRINT 890
  READ*, CVAPS
  IF (T1S.NE.T2S) GO TO 690
  RETURN 1
680 PRINT 850
  READ*, T1T
  T2T=T1T
  RETURN 1
690 PRINT 850
  READ*, T1S
  T2S=T1S
  RETURN 1
695 IF (IBC.GE.2) GO TO 530
  IF (IDT.EQ.0) CALL DTUB (IDT,ARR,IRWG,DOT,DIT,PITCH,IBC)
  NPC = 1
  ITC = 1HE
  IF (VMIN.EQ.0) GO TO 210
  GO TO 530
C
700 FORMAT ( /, 10X, 'DE LOS SIGUIENTES DATOS :', //, 5X, 'NOMBRE E IDEN
```

- 121 -

705 FORMAT ( /,5X,'DE UN TITULO PARA ESTA CORRIDA ...')

710 FORMAT ( BZ,SA10 )

720 FORMAT ( /, 5X,'TIPO DE CAMBIADOR DE ACUERDO AL T.E.M.A. ?')

725 FORMAT ( /,8X,' TIPOS DE CABEZALES DE ENTRADA :'  
 1 /, 8X,'A CUBIERTA Y CANAL REMOVIBLE (ESTACIONARIO)',  
 2 /, 8X,'B CUBIERTA INTEGRAL "RONETE" (ESTACIONARIO) ',  
 3/, 8X,'C CANAL INTEGRAL CON ESPEJO Y CUBIERTA REMOVIBLE')

730 FORMAT ( /, 8X,' TIPOS DE CORAZA :'  
 1 /,8X,'F DOS O MAS PASOS POR LA CORAZA',/,8X,'G FLUJO PARTIDO',  
 2'(BAFLE LONG.)', /,8X,'J FLUJO DIVIDIDO')

740 FORMAT (/,10X,'EL PROGRAMA SOLO DISEÑA CON /,10X,'CORAZA TIPO "  
 IE".'

750 FORMAT ( /,5X,'INDIQUE OPCION :')

760 FORMAT ( /,8X,' TIPOS DE CABEZAL DE SALIDA :',/,8X,'L" ESPEJO Y  
 IAL ESTAC. COMO "A"', /,8X,'M ESPEJO FIJO Y CABEZAL ESTAC. COMO "B"  
 2',/,8X,'N ESPEJO FIJO Y CABEZAL ESTAC. COMO "C"',/,8X,  
 3'P CABEZAL FLOTANTE EMFACADO ',/,8X,'S CABEZAL FLOTANTE DE ARRASTR  
 4E',/,8X,'T CABEZAL FLOTANTE APOYADO ',  
 5 /, 8X,'U TUBOS EN FORMA DE "U" '

770 FORMAT ( /, 15X,'DATOS DEL FLUIDO POR LOS TUBOS', /, 5X,'NOMBRE  
 IDEL FLUIDO :')

780 FORMAT ( BZ,20(A1) )

790 FORMAT ( /, 5X,'GASTO (LB/HR) ?')

800 FORMAT ( /, 5X,'GRAVEDAD ESPECIFICA ?')

810 FORMAT ( /, 5X,'CALOR ESPECIFICO (BTU/LB- $^{\circ}$ F) ? '

820 FORMAT ( /, 5X,'CONDUCTIVIDAD TERMICA (BTU/LB-FT- $^{\circ}$ F) ? '

830 FORMAT ( /, 5X,'TEMPERATURA DE ENTRADA (GF) ?')

840 FORMAT ( /, 5X,'TEMPERATURA DE SALIDA (GF) ?')

850 FORMAT ( /,5X,'TEMPERATURA DE CONDENSACION ?')

860 FORMAT ( /, 5X,'CALDA DE PRESION PERMISIBLE (PSI) ? '

870 FORMAT ( /, 5X,'FACTOR DE OBSTRUC. (GF-FT<sup>2</sup>-LB/BTU) ? '

880 FORMAT ( /,5X,'FASE DEL FLUIDO :')

890 FORMAT ( /,5X,'CALOR LATENTE DE CONDENS. (BTU/LB) : '

900 FORMAT ( /, 5X,'EL FLUIDO ES AGUA (SI O NO) :')

910 FORMAT ( BZ,A1 )

920 FORMAT ( /,8X,'AJUSTE DE VISCOSIDADES ',/,5X,'DAR LOS DATOS SIGUIE  
 INTES SEPARADOS POR COMAS : ' /,5X,'TEMP. 1 (GF), VISCOSIDAD 1 (CP)  
 2 :')

930 FORMAT ( /, 5X,'TEMP. 2 (GF), VISC. 2 (CP) :')

940 FORMAT ( /, 15X,'DATOS DEL FLUIDO POR LA CORAZA', /, 5X,'NOMBRE  
 IDEL FLUIDO :')

950 FORMAT ( /, 15X,'DATOS DEL DISEÑO MECANICO', /, 5X,'LADO TUBOS  
 1: '

960 FORMAT ( /, 5X,'LONGITUD DE LOS TUBOS (FT) ?')

970 FORMAT ( /, 5X,'EL ARREGLO ES CUADRADO O TRIANGULAR: '

990 FORMAT (BZ,3(A1))

1000 FORMAT ( /, 5X,'PITCH (PULG) ?')

1010 FORMAT ( /, 5X,'DIAMETRO EXTERNO (PULG) ?')

1020 FORMAT ( /, 5X,'DIAM. INTERNO (PULG) O BWG ?')

1030 FORMAT ( /, 5X,'NO. DE TUBOS POR CORAZA ?')

1040 FORMAT ( /, 5X,'NO. DE PASOS POR LOS TUBOS ?')

1050 FORMAT ( /, 5X,'LADO DE LA CORAZA :',/, 5X,'DIAMETRO DE LA CORAZA  
 1 (PULG) ?')

1060 FORMAT ( /, 5X,'DIAMETRO DE LA CORAZA (PULG) ?')

1070 FORMAT ( /, 5X,'NO. DE CORAZAS EN SERIE ?')

1080 FORMAT ( /, 5X,'NO. DE CORAZAS EN PARALELO ?')

1090 FORMAT ( /, 5X,'CORTE DE LOS BAFLES (%) ?')

1100 FORMAT ( /, 5X,'ESPACIADO DE LOS BAFLES (PULG) ?')

1105 FORMAT ( /, 5X,'NUMERO DE BAFLES ?')

- 1110 FORMAT ( /, 5X, 'NO. DE FAJAS DE SELLO ?')
  - 1120 FORMAT ( /, 5X, 'LAS VELOCIDADES DE DISEÑO MIN.Y MAX.', /, 5X, 'DE  
IL FLUIDO EN LOS TUBOS SON: ', /, 5X, 'VMIN = ', F8.3, ' FT/S VMAX = '  
2, F8.3, ' FT/S', //, 5X, 'DESEA CAMBIAR ESTOS DATOS (SI O NO): ')
  - 1140 FORMAT ( /, 5X, 'DESEA ALGUN CAMBIO EN SUS DATOS ?')
  - 1150 FORMAT ( /, 5X, 'DESEA EL DESPLEGADO DE LAS OPCIONES DE LOS CAMBIOS  
+ ?')
  - 1160 FORMAT ( /, 15X, ' OPCIONES DE CAMBIO', /, 5X, ' 0 OPCION DE CALCULO  
1', /, 5X, ' TUBOS :', T38, ' CORAZA :', /, 5X, ' 1 FLUJO TOTAL', T41, '12'  
2, /, 5X, ' 2 GRAVEDAD ESPECIFICA', T41, '13', /, 5X, ' 3 CALOR ESPECIF  
3ICO', T41, '14', /, 5X, ' 4 CONDUCTIVIDAD TERMICA', T41, '15', /, 5X, '  
45 TEMPERATURA DE ENTRADA', T41, '16')
  - 1170 FORMAT ( 5X, ' 6 TEMPERATURA DE SALIDA', T41, '17')
  - 1180 FORMAT ( 5X, ' 8 TEMP. APROX. SALIDA', T41, '17')
  - 1190 FORMAT ( 5X, ' 7 CAIDA DE PRESION PERM.', T41, '18', /, 5X, ' 9 FACTO  
IR DE OBSTRUCCION', T41, '19', /, 5X, ' 9 FASE DEL FLUIDO', T41, '20', /  
2, 5X, '10 VISCOSIDAD DEL FLUIDO', T41, '21', /, 5X, '11 CALOR LATENTE  
3DE CONDS.', T41, '22', /, 5X, '23 LONGITUD DE LOS TUBOS', /, 5X, '24 A  
ARREGLO DE LOS TUBOS', /, 5X, '25 PITCH DE LOS TUBOS', /, 5X, '26 DIA  
SMETRO EXTERNO DEL TUBO', /, 5X, '27 DIAMTERO INTERNO DEL TUBO', /  
65X, '28 TIPO DE CAPEZAL DE ENTRADA', /, 5X, '29 TIPO DE CORAZA', /, 5X,  
7'30 TIPO DE CAREZAL DE SALIDA')
  - 1200 FORMAT ( 5X, '31 VELOCIDAD MIN. EN TUBOS', /, 5X, '32 VELOCIDAD MA  
1X. EN TUBOS')
  - 1210 FORMAT ( /, 5X, 'DE EL NUMERO DEL CAMBIO DESEADO :')
  - 1220 FORMAT ( 5X, '31 NUMERO TOTAL DE TUBOS', /, 5X, '32 NO. DE PASOS P  
10R LOS TUBOS', /, 5X, '33 DIAMETRO DE LA CORAZA', /, 5X, '34 NUMERO  
2DE CORAZAS EN SERIE', /, 5X, '35 NUMERO DE TRENES EN PARALELO', /  
35X, '36 CORTE DE LOS BAFLES', /, 5X, '37 ESPACIADO DE LOS BAFLES', /  
4, 5X, '38 NO. DE FAJAS DE SELLO', /, 5X, '39 NUMERO DE BAFLES')
  - 1230 FORMAT ( /, 10X, 'OPCION INCORRECTA')
  - 1240 FORMAT ( /, 5X, 'DESEA HACER OTRO CAMBIO ?')
  - 1250 FORMAT ( /, 5X, 'VELOCIDAD MINIMA (FT/SEG) ?')
  - 1260 FORMAT ( /, 5X, 'VELOCIDAD MAXIMA (FT/SEG) ?')
  - 1270 FORMAT ( /, 5X, 'TEMPERATURA APROXIMADA A LA SALIDA ?')
  - 1280 FORMAT ( /, 5X, 'OPCIONES DE CALCULO', /, 5X, ' 1 DISEÑO DEL EQUIPO'  
1, /, 5X, ' 2 SIMULACION (DIAGNOSTICO) . /, 5X, ' 3 SIMULACION (DET.  
2TEMPS. SALIDA)', //, 5X, 'INDIQUE OPCION :')
  - 1290 FORMAT ( /, 5X, 'TIPO DE CORAZA ?')
  - 1300 FORMAT ( /, 5X, 'NO. DE PASOS POR LA CORAZA ?')
- END



GO TO 90  
50 IF (RES.GT.100) GO TO 70  
JI=0.8031207\*RES\*\*(-0.62517576  
GO TO 90  
70 IF (RES.GT.1000) GO TO 80  
JI=0.31131581\*RES\*\*(-0.42748756)  
GO TO 90  
80 JI=0.10294656\*RES\*\*(-0.25771698)  
90 PRAND=(KTS/(CPS\*MUS))\*\*(2./3.)  
HK=JI\*CPS\*144\*WA\*PRAND/SM  
IF (1FASEC,EG.3) HK=1500.  
IF (FC.GE.0.9) GO TO 100  
JC=0.51396429+0.95285714\*FC-0.26785714\*FC\*FC  
GO TO 110  
100 JC=-17.528758+40.531753\*FC-21.982725\*FC\*FC  
110 SX=(SSB+STB)/SM  
SZ=SSB/(SSB+STB)  
IF (SX.LE.0.15) GO TO 120  
JL=(0.89956599-0.090280257\*SZ-0.029224503\*SZ\*SZ)-(0.44718367+0.515  
167348\*SZ-0.10938776\*SZ\*SZ)\*SX  
GO TO 130  
120 JL=(0.98893775-0.14630334\*SZ+0.0010650058\*SZ\*SZ)-(1.8488971+1.50619  
16\*SZ+0.30892091\*SZ\*SZ)\*SX+(4.9703214+3.3352247\*SZ+1.415882\*SZ\*SZ)\*  
2SX\*SX  
130 NCCW=NC+NCW  
IF (RES.GE.100) GO TO 150  
JRI=1.3200051\*NCCW\*\*(-0.17354752)-(0.1455281\*NCCW\*\*(-0.15354501))\*  
1ALOG(NB)  
IF (RES.LE.20) GO TO 140  
JR=(-0.24546031+0.1234127\*RES+1.111125E-6\*RES\*RES)+(1.2439213-0.0  
112314213\*RES-1.2626287E-6\*RES\*RES)\*JRI  
GO TO 160  
140 JR=JRI  
GO TO 160  
150 JR=1.0  
160 IF (FNS.NE.0..AND.1BC.GE.2) GO TO 170  
FNS=1.0  
IF (NC.GT.5.) FNS=NC/5.  
170 NSS1=FNS/NC  
CALL INTER (NSS1,FBP,JB,RB,RES)  
HO=HK\*JC\*JL\*JB\*JR  
C  
C \* CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION  
C  
IF (ARR.EG.1HC) GO TO 240  
IF (PITCH.LE.0.8126) GO TO 210  
IF (PITCH.LE.0.9376) GO TO 180  
IF (PITCH.LE.1.0001) GO TO 210  
180 IF (RES.GT.100.) GO TO 190  
FK=0.0093170795+49.996708/RES  
GO TO 320  
190 IF (RES.GT.1000.) GO TO 200  
FK=0.13071889+45.112817/RES  
GO TO 320  
200 FK=0.29611736-0.016984691\*ALOG(RES)  
GO TO 320  
210 IF (RES.GT.100.) GO TO 220  
FI=70.959433\*RES\*\*(-1.0065167)  
GO TO 320  
220 IF (RES.GT.1000.) GO TO 230

FK=0.20716431+48.564235/RES  
GO TO 320  
130 FK=0.52353609\*RES\*\*(-0.1708717)  
GO TO 320  
240 IF (PITCH.GT.1.0001) GO TO 280  
IF (RES.GT.100.) GO TO 250  
FK=43.903315\*RES\*\*(-0.99402533)  
GO TO 320  
250 IF (RES.GT.1000.) GO TO 260  
FK=0.024745976+38.79132/RES  
GO TO 320  
260 IF (RES.GT.3000.) GO TO 270  
FK=0.079638873+5.4587398E-5\*RES-8.0958419E-9\*RES\*RES  
GO TO 320  
270 FK=0.45354523\*RES\*\*(-0.12142576)  
GO TO 320  
280 IF (RES.GT.100.) GO TO 290  
FK=57.613078\*RES\*\*(-1.0121999)  
GO TO 320  
290 IF (RES.GT.1000.) GO TO 300  
FK=0.099696919+45.564523/RES  
GO TO 320  
300 IF (RES.GT.4000.) GO TO 310  
FK=0.10129768+5.199681E-5\*RES-6.249043E-9\*RES\*RES  
GO TO 320  
310 FK=0.85435832\*RES\*\*(-0.17063384)  
320 TW=TF+(HD/(HI0+HD))\*(TC-TF)+460.0  
MUSW=(AOS\*EXP(BOS/TW))\*2.42  
IF (IFASEC.GE.2) MUSW=AOS+BOS\*(TW-460.)  
PBK=6.9E-7\*FK\*WA\*WA\*NC/(62.37\*SGS\*SM\*SM)\*(MUSW/MUS)\*\*0.14  
IF (RES.LT.100.) GO TO 330  
PWK=1.73E-7\*WA\*WA\*(2.+0.6\*NCW)/(62.37\*SGS\*SM\*SW)  
GO TO 340  
330 PWK=(7.5E-7\*MUS\*WA/(62.37\*SGS\*SM\*SW))\*(NCW/(PITCH-DOT))+B/(DW\*DW)  
1)+3.45E-7\*WA\*WA/(62.27\*SGS\*SM\*SW)  
340 IF (SX.LE.0.2) GO TO 350  
RL=0.73008508-0.25322797\*SZ-(0.56622428+0.62878322\*SZ)\*SX  
GO TO 360  
350 RL=0.99044082+0.014416327\*SZ-0.031673463\*SZ\*SZ-(3.76+3.8697143\*SZ)  
1)\*SX+(9.6+10.628571\*SZ)\*SX\*SX  
360 PPS=((NB-1.)\*PBK\*RB+NB\*PWK)\*RL+2.\*PBK\*R1.+NCW/NC  
PPS=PPS\*NCS  
IF (IFASEC.EQ.3) PPS=PPS/2.  
ITC.EQ.1HF) WA=WA/NPC  
IF (ITC.EQHG.OR. ITC.EQ.1HJ) EQ.1HU) NB=NB\*2.  
RETURN  
END

SUBROUTINE DTUB (IDT,ARR,BWG,DOI,DIT,PITCH,IBC

C  
C  
C

\* SUBROUTINA QUE DETERMINA EL DIAM. INT. O EL BWG DE LO

```
INTEGER ARR,BWG
DIMENSION DOTT(3), XWG(14), PP(2)
DATA DOTT/0.75,0.75,1.0/, PP/0.9375,1.0,1.25/
DATA XWG /0.130,0.165,0.148,0.134,0.120,0.109,0.095,0.083,0.072,
10.065,0.058,0.049,0.042,0.035/
IF (BWG.LT.7) GO TO 80
ET=XWG(BWG-6)
IF (IBC.GE.2) GO TO 40
IF (ARR.EQ.1HC) GO TO 50
10 DO 20 I = 1,3
K=I
20 IF(ABS(PITCH - PP(I)).LE.0.005) GO TO 30
PRINT 130, (PP(I),I=1,3)
READ*, PITCH
GO TO 10
30 IDT=K
PITCH=PP(IDT)
DIT=DOTT(IDT)
40 DIT=DOT-2.*ET
RETURN
50 DO 60 I = 2,3
K=I-1
60 IF(ABS(PITCH - PP(I)).LE.0.005) GO TO 70
PRINT 140, (PP(I),I=2,3)
READ*, PITCH
GO TO 30
70 IDT=K
PITCH=PP(IDT+1)
DIT=DOTT(IDT+1)
DIT=DOT-2.*ET
RETURN
80 ET=(DOT-DIT)/2.
IF (ET.GT.XWG(1)) GO TO 110
IF (ET.LT.XWG(14)) GO TO 120
DO 90 I = 1,13
IF (ET.LE.XWG(I).AND.ET.GT.XWG(I+1)) GO TO 100
90 CONTINUE
BWG=0
RETURN
100 BWG=I+6
RETURN
110 BWG=7
RETURN
120 BWG=20
RETURN
C
130 FORMAT (/, 5X,'EL PITCH ESTA INCORRECTO',/,
1 5X,'EL PROGRAMA SOLAMENTE DISENA',/,
2 5X,'EN ARREGLO TRIANGULAR LOS',/,
3 5X,'SIGUIENTES VALORES ',/,
4 5X,3(F6.4,3X),/,
5 5X,'DE UN VALOR CORRECTO DEL PITCH : ')
140 FORMAT (/, 5X,'EL PITCH ESTA INCORRECTO',/,
1 5X,'EL PROGRAMA SOLAMENTE DISENA',/,
2 5X,'EN ARREGLO CUADRADO LOS',/,
3 5X,'SIGUIENTES VALORES : ',/)
```

4  
5  
END

5X,2(F6.4,5X),/,  
5X, DE UN VALOR CORRECTO DEL PITCH :

```
SUBROUTINE FACCOR (IARREG,FT,ICC)
  DIMENSION A1(4,4), A2(4,4), A3(4,4), A4(4,4), A5(4,4), A6(4,4), A7
  1(4,4), A8(4,4), A9(4,4)
  COMMON /PRIN2/ T1T,T2T,T1S,T2S,DUMY(9)
  DATA A1/-1.2965,-0.11729,-0.16326,-0.048146 ,9.1688,0.6988,0.9074
  1,0.2372,-21.004,-1.4148,-1.5142,-0.37868 ,16.309,0.94804,0.76082,0
  2.2136/
  DATA A2/-3.6006,-0.52822,-0.44903,0.80711,19.748,2.6098,1.8762 ,
  14.1927,-35.816,-4.2545,-2.4031,7.1151,21.842,2.2891,0.90851 , -3.93
  253/
  DATA A3/-3.3041,-0.74829,1.0919,1.2228,16.886,3.2433,-5.7481, 6.
  12778,-28.656,-4.5158,9.9940,10.539,16.335,1.9943,-5.7404, -5.8749.
  DATA A4/-0.84306,0.0013086,-0.17684,-0.029619,7.784,-0.066101 ,1.
  12991,0.069014,-22.513,0.23441,-2.8705,0.13082,23.545, -0.213,1.972
  26,-0.33058/
  DATA A5/-1.1783,0.054329,-0.35228,-0.081002,7.8604,-0.20701, 1.93
  109,0.66807,-16.494,0.23581,-3.5512,-1.5531,12.348, -0.073743,2.026
  23,1.0702/
  DATA A6/-0.40477,0.22111,-0.10313,-0.033245,3.8927,-1.8657 ,0.765
  172,0.29962,-10.893,5.1861,-1.7279,-0.82201,12.016 , -4.8783,1.3113,
  20.69689/
  DATA A7/-1.112,0.24036,0.20756,0.35627,10.559,-2.0834, -1.947, 2.
  19091,-31.525,5.8535,6.0288,7.72,33.262, -5.591,-5.9175,-6.5989/
  DATA A8/0.21496,-1.2655,0.35061,-0.015219,-0.90395,7.6934 , -2.112
  19,-0.343588,0.78293,-14.963,4.1931,1.3686,0.93874 ,9.3106,-2.7199,
  2-1.2233/
```

```
=====
C      ESTA SUBRUTINA CALCULA EL FACTOR DE CORRECCION FT PARA MODIFICAR
C      LA LMTD.
C      RECIBE COMO PARAMETRO UN INDICE DE ARREGLO (IARREG)
C      1 ES ARREGLO 2-4
C      2 ES ARREGLOS 3-6
C      3 ES ARREGLOS 4-8
C      4ES ARREGLOS 1-3
C      5 ES ARREGLO 2-6
C      6 ES FLUJO DIVIDO TUBOS RECTOS
C      7 ES FLUJO DIVIDO TUBOS EN "U"
C      8 ES FLUJO CRUZADO
C
=====
IF (ICC.EQ.2) THEN
  TCO = T2S
  TCI = T1S
  TFO = T2T
  TFI = T1T
ELSE
  TCO = T2T
  TCI = T1T
  TFI = T1S
  TFO = T2S
ENDIF
P=(TCI-TCO)/(TCI-TFI)
Q=(TFO-TFI)/(TCI-TFI)
R=P/Q
GAMMA=(P-Q)/ALOG((1.-Q)/(1.-P))
GO TO (10,30,50,70,90,110,130,150), IARREG
10 DO 20 I = 1,4
   DO 20 K = 1,4
   A9(I,K)=A1(I,K)
20 CONTINUE
GO TO 170
```

```
30 DO 40 I = 1,4
   DO 40 K = 1,4
   A9(I,K)=A2(I,K)
40 CONTINUE
   GO TO 170
50 DO 60 I = 1,4
   DO 60 K = 1,4
   A9(I,K)=A3(I,K)
60 CONTINUE
   GO TO 170
70 DO 80 I = 1,4
   DO 80 K = 1,4
   A9(I,K)=A4(I,K)
80 CONTINUE
   GO TO 170
90 DO 100 I = 1,4
   DO 100 K = 1,4
   A9(I,K)=A5(I,K)
100 CONTINUE
   GO TO 170
110 DO 120 I = 1,4
   DO 120 K = 1,4
   A9(I,K)=A6(I,K)
120 CONTINUE
   GO TO 170
130 DO 140 I = 1,4
   DO 140 K = 1,4
   A9(I,K)=A7(I,K)
140 CONTINUE
   GO TO 170
150 DO 160 I = 1,4
   DO 160 K = 1,4
   A9(I,K)=A8(I,K)
160 CONTINUE
170 IF (ABS(R-1.) .LE. 0.05) GO TO 190
   SUM=0.0
   DO 180 I = 1,4
   DO 180 K = 1,4
   SUM=SUM+A9(I,K)*(1.-GAMMA)**K*SIN(2.*I*ATAN(R))
180 CONTINUE
   FT=1.-SUM
   GO TO 210
190 SUM=0.0
   DO 200 I = 1,4
   DO 200 K = 1,4
   SUM=SUM+A9(I,K)*Q**K*SIN(3.1416*I/2.)
200 CONTINUE
   FT=1.-SUM
210 RETURN
   END
```

```
SUBROUTINE INTER(ANSS,FSSBP,AJB,RC,RES)
DIMENSION ANS(6),FXLT1(6),EXGE1(6),EXLT2(6),EXGE2(6),B(2),C(2),
IX(2)
DATA ANS/0,0,0,05,0,1,0,167,0,3,0,5/
DATA EXLT1/0.58232,0.31176,0.23526,0.17833,0.07913,0.0/
DATA EXGE1/0.54053,0.29246,0.21756,0.15433,0.07913,0.0/
DATA EXLT2/1.88622,1.0487,0.80687,0.56502,0.3026,0.0/
DATA EXGE2/1.6067,0.88715,0.65492,0.49687,0.25975,0.0/
IEX=0
DO 10 I=1,6
IX = I
IF(ANSS-ANS(I))30,20,10
10 CONTINUE
20 IEX=1
IEC=IX
GO TO 40
30 IEC=IX-1
40 IF(RES-100.)50,90,90
50 I=1
60 B(I)=10.**(-EXLT1(IEC)*FSSBP)
C(I)=10.**(-EXLT2(IEC)*FSSBP)
IF(IEX)80,80,70
70 AJB=B(I)
RB=C(I)
RETURN
80 IF(I.EQ.2) GO TO 130
I=2
IEC=IEC+1
GO TO 60
90 I=1
100 B(I)=10.**(-EXGE1(IEC)*FSSBP)
C(I)=10.**(-EXGE2(IEC)*FSSBP)
IF(IEX)120,120,110
110 AJB=B(I)
RB=C(I)
RETURN
120 IF(I.EQ.2) GO TO 130
I=2
IEC=IEC+1
GO TO 100
130 X(1)=ANS(IEC-1)
X(2)=ANS(IEC)
CALL AITKEN(2,X,B,ANSS,AJB)
CALL AITKEN(2,X,C,ANSS,RB)
RETURN
END
```

SUBROUTINE MEDIA(T1T,T2T,T1S,T2S,ICC,LMTD,DT1,DT2)

C  
C  
C  
C

\* SUBROUTINA QUE CALCULA LA MEDIA LOGARITMICA  
\* DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS (LMTD)

```
REAL LMTD
IF(ICC.EQ.1) THEN
  DT2=T1T-T2S
  DT1=T2T-T1S
ELSE
  DT2=T1S-T2T
  DT1=T2S-T1T
ENDIF
LMTD=(DT2-DT1)/ALOG(DT2/DT1)
RETURN
END
```

SUBROUTINE NUMTUB(TUBOS, IDS, IDI, NFI, AFR, ITIAT)

C  
C  
C  
C  
C

\* SUBROUTINA QUE DETERMINA EL NO. DE TUBOS EN CORAZAS DE  
\* UN SOLO PASO (TIPO \*E\* DEL T.E.M.A) Y CABEZALES POSTERIORES  
\* DEL TIPO \*L\*, \*M\*, \*F\*, \*S\* Y \*U\*.

INTEGER TUBOS

DIMENSION NTTLM(66,4),NTTFS(66,4),NTTU(66,3)

DIMENSION NTCPS(44,4),NTCU(44,3)

DATA(NTTLM(I,J),J=1,4),I=1,66)/

+ 64, 48, 34, 24, 42, 40, 26, 24, 27, 26, 8, 12, 85, 72, 52, 50,  
+ 73, 66, 52, 44, 42, 40, 34, 24,122,114, 94, 96,109,102, 88, 80,  
+ 64, 66, 52, 44,151,142,134,112,136,123,112,102, 31, 74, 62, 56,  
+204,192,166,168,183,172,146,148,106,106, 88, 92,264,254,228,220,  
+237,228,208,192,147,134,124,114,332,326,290,280,295,282,258,248,  
+183,176,150,152,417,396,364,349,361,346,318,320,226,220,204,186,  
+495,478,430,420,438,416,382,372,268,262,236,228,579,554,512,488,  
+507,486,448,440,316,302,274,272,676,648,602,584,592,574,526,516,  
+375,360,322,324,735,752,704,688,692,668,632,604,430,416,390,380,  
+909,878,814,792,776,774,732,708,495,482,452,448,1035,1002,944,920,  
+909,886,836,812,579,554,520,504,1164,1132,1062,1036,1023,1002,942,  
+920,645,622,586,576,1304,1270,1200,1168,1155,1124,1058,1032,729,  
+712,662,643,1460,1422,1338,1320,1277,1254,1194,1164,908,792,744,  
+732,1703,1664,1578,1552,1503,1436,1404,1372,947,918,874,868,1960,  
+1918,1830,1800,1726,1690,1622,1588,1095,1068,1022,1000,242,2196,  
+2106,2060,1964,1936,1870,1828,1241,1220,1176,1148,2861,2604,2682,  
+2660,2519,2466,2380,2352,1577,1572,1510,1480,3527,3476,3360,3300,  
+3095,3058,2954,2928,1964,1940,1882,1832/  
DATA(NTTFS(I,J),J=1,4),I=1,66)/

+ 34, 32, 16, 18, 31, 26, 16, 12, 18, 14, 8, 12, 60, 62, 52, 44,  
+ 56, 48, 42, 40, 33, 28, 16, 13,109, 96, 78, 68, 88, 78, 62, 56,  
+ 51, 48, 42, 44,126,120,106,100,121,106, 94, 88, 73, 68, 52, 44,  
+183,168,146,136,159,148,132,132, 93, 90, 78, 76,237,228,202,192,  
+208,198,182,180,126,122,112,102,297,286,258,248,258,250,228,220,  
+159,152,132,136,372,356,324,316,320,314,290,276,202,192,182,172,  
+450,430,392,376,400,384,352,336,249,238,216,212,518,498,456,444,  
+450,442,400,392,291,278,250,240,618,602,548,532,543,530,498,468,  
+345,330,298,288,729,708,650,624,645,618,574,554,400,388,356,348,  
+843,812,744,732,741,716,666,648,459,450,414,400,962,934,868,840,  
+843,826,760,740,526,514,484,464,1090,1064,990,972,950,930,878,856,  
+596,584,548,536,1233,1196,1132,1100,1070,1052,992,968,872,668,626,  
+608,1365,1346,1266,1244,1209,1184,1122,1096,756,736,704,692,1611,  
+1580,1498,1464,1409,1378,1314,1296,890,878,834,308,1475,1834,1736,  
+1708,1635,1608,1536,1504,1035,1008,968,948,2132,2100,1998,1964,  
+1887,1842,1768,1740,1181,1162,1118,1092,2730,2684,2574,2536,2399,  
+2366,2270,2244,1520,1492,1436,1416,3395,3346,3228,3196,2981,2940,  
+2832,2800,1884,1858,1800,1764/  
DATA(NTTU(I,J),J=1,3),I=1,66)/

+ 32, 24, 24, 32, 24, 24, 14, 12, 6, 64, 52, 52, 52, 48, 40,  
+ 28, 24, 24, 98, 88, 78, 84, 76, 74, 52, 40, 40,126,116,108,  
+110,100, 98, 84, 56, 52,180,160,148,152,140,136, 90, 80, 78,  
+238,224,204,206,188,182,122,112,102,298,280,262,266,248,234,  
+152,140,136,370,352,334,330,316,296,196,180,176,456,428,408,  
+400,384,356,242,224,216,534,500,474,472,440,424,286,264,246,  
+628,600,570,554,528,502,340,320,300,736,696,668,648,616,588,  
+400,380,352,846,812,780,744,716,688,456,436,414,978,928,904,  
+852,816,788,526,504,486,1100,1050,1008,974,932,908,596,572,548,  
+1233,1200,1152,1092,1056,1008,668,636,614,1390,1336,1290,1224,  
+1180,1146,748,728,700,1632,1568,1524,1434,1388,1350,890,856,830,  
+1882,1820,1770,1652,1304,1560,1028,992,972,2152,2092,2044,1894.

```
+1844,1794,1180,1136,1100,2748,2680,2628,2426,2368,2326,1508,1460
+1442,3420,3340,3286,3006,2944,2884,1886,1840,1780
DATA(NTCPS(1,J),J=1,4),I=1,44)
+ 28, 26, 16, 12, 17, 12, 8, 12, 52, 48, 44, 24, 30, 30, 16, 18.
+ 80, 76, 66, 56, 52, 48, 42, 34, 104, 90, 70, 80, 61, 56, 52, 50.
+136,128,128,114, 85, 78, 62, 64,181,174,154,160,108,108,104, 96.
+222,220,204,198,144,136,130,114,289,272,262,260,173,166,154,156,
+345,332,310,308,217,208,194,192,398,386,366,344,252,240,230,212,
+477,456,432,424,296,280,270,260,554,532,510,496,345,336,310,314,
+637,624,588,576,402,390,366,368,730,712,682,668,461,452,432,420.
+828,812,780,760,520,514,494,484,937,918,882,872,588,572,562,548,
+1048,1028,996,972,661,640,624,620,1224,1200,1170,1140,
+776,756,738,724,1421,1394,1350,1336,900,882,862,844,
+1628,1598,1548,1536,1028,1016,984,972,2096,2048,2010,1992,
+1310,1296,1268,1256,2585,2552,2512,2476,1641,1624,1598,1576/
DATA(NTCU(1,J),J=1,3),I=1,44)/
+ 28, 24, 12, 14, 8, 6, 52, 44, 32, 30, 24, 12,
+ 78, 72, 70, 44, 40, 32, 96, 92, 90, 60, 48, 44,
+ 136, 132, 120, 80, 72, 74, 176, 176, 160, 104, 100, 100,
+ 224, 224, 224, 132, 132, 120, 284, 280, 274, 172, 168, 148,
+ 348, 336, 328, 212, 204, 198, 408, 392, 378, 244, 240, 230,
+ 480, 468, 460, 290, 284, 274, 562, 548, 530, 340, 336, 328,
+ 646, 636, 620, 400, 384, 372, 748, 728, 718, 456, 444, 440,
+ 848, 820, 816, 518, 504, 502, 952, 932, 918, 584, 576, 566,
+1056,1044,1020, 664, 644, 640,1244,1224,1212, 764, 748, 750,
+1436,1408,1398, 902, 880, 862,1640,1628,1602,1028,1008,1004,
+2108,2084,2068,1320,1296,1284,2614,2584,2558,1634,1616,1614/
10 IF(ITTAT.EQ.3)GO TO 30
K=NPT
IF(NPT.LE.2)GO TO 40
IF(NPT.LE.4)GO TO 20
K=4
GO TO 40
20 K=2
GO TO 40
30 K=NPT/2
40 L=3
IF(ARR.EQ.1HC)L=2
I=(IDS-1)*L+IDT
IF(ARR.EQ.1HC)GO TO 80
GO TO(50,60,70)ITTAT
50 NT=NTTLM(I,K)
GO TO 120
60 NT=NTTPS(I,K)
GO TO 120
70 NT=NTTU(I,K)
GO TO 120
80 GO TO(90,100,110)ITTAT
90 PRINT 1000
READ 1010,ICPT
ITTAT = 2
IF(ICPT.EQ.1HU) ITTAT = 3
GO TO 10
100 NT=NTCPS(I,K)
GO TO 120
110 NT=NTCU(I,K)
120 TUBOS=NT
1000 FORMAT(/,10X,'EL PROGRAMA NO DISENA INTERCAMBIADORES
+ /,10X,'DEL TIPO "L","M" O "N" CON ARREGLO
+ /,10X,'EN CUADRO.
```

```
+ /,10X,'DE UN NUEVO TIPO DE CABEZAL POSTERIOR
+ /,10X,'SEGUN LAS SIGUIENTES OPCIONES :
+ /,10X,'"P","S","T" O "U" .
+ /,10X,'INDIQUE OPCION :')
1010 FORMAT( BZ,A1 )
RETURN
END
```

```
SUBROUTINE REGULA (T1, T2, FE1, FE2, TT1, TT2, TN, IT)
  IF (IT EQ 0) THEN
    TN = T2+10.
  ELSE
    TN = T2-FE2/(FE2-FE1)*(T2-T1)
  ENDIF
  IF (TN.LE.TT2) TN = (T2+TT2)*0.5
  IF (TN.GE.TT1) TN = (T2+TT1)*0.5
  RETURN
END
```

C  
C  
C

\* SUBROUTINA PARA IMPRESION DE RESULTADOS

```

REAL KTS, KTT, LT, MUS, MUT, NB, LMTD, MUTW, MUSW
COMMON/DATS/WS, SGS, CPS, KTS, RDS, DPBM, MUS, MUTW, VS, RES, DPS, WA
COMMON/DATT/WT, SGT, CPT, KTT, RDT, DPTH, MUT, MUTW, VT, RET, DPT, WTO
COMMON/PRIN1/ LT, NT, ARR, DIT, DOT, DC, NPT, NCS, NCP, ITAT, CB, B,
+ PITCH, IBWG, NB, FNS, NPC
+ COMMON/PRIN2/T1T, T2T, T1S, T2S, IFASEC, IFASET, AUS, BOS, AOT, BOT, T2F,
+ CVAPT, CVAPS
COMMON/PRIN3/Q, UD, UC, RIR, RID, ATT, AR, VMAX, VMIN, DMLT
COMMON/IMPRES/TIT(5), NOMT(20), NOMS(20), IIDT, IAGUA, ICFT, ICPT, ITC
COMMON /MEMO/ TC, TF, TW, LMTD, FT, FF, HO, HIO
IF (IOP.EQ.1) THEN
  ANOM = 10H DISEÑO
ELSE
  ANOM = 10HSIMULACION
ENDIF
WRITE (N,500) ANOM
CALL DATE(FECHA)
CALL TIME(HORA)
WRITE (N,510) FECHA, HORA
WRITE (N,740)
WRITE (N,520) TIT
NCPU = NCP * NCS
WRITE (N,530) DC, LT*12., ICFT, ITC, ICPT, NCS, NCP, NCPU
WRITE (N,540) ATT, AR, ATT/NCPU, AR/NCPU
WRITE (N,740)
WRITE (N,550)
WRITE (N,560)
WRITE (N,570) NOMS, NOMT
WRITE (N,580) WS, WTO
IF(IFASET.GE.2) GO TO 10
VAPT = 0.0
ALIT=WTO
GO TO 20
10 ALIT = 0.0
VAPT=WTO
20 IF(IFASEC.GE.2) GO TO 30
VAPC = 0.0
ALIC = WS
GO TO 40
30 ALIC = 0.0
VAPC = WS
40 WRITE (N,590) VAPC, VAPT, ALIC, ALIT
IF(NCP.GT.1) WRITE (N,595) WA, WT
WRITE (N,600) SGS, SGT
WRITE (N,610) MUS/2.42, MUT/2.42
WRITE (N,620) CPS, CPT
WRITE (N,630) KTS, KTT
IF(IFASET.EQ.3.OR. IFASEC.EQ.3) WRITE (N,635) CVAPS, CVAPT
WRITE (N,640) T1S, T1T
WRITE (N,650) T2S, T2T
IF (ITC.EQ.1HE) IPC = 8H 1
IF (NPC.EQ.2) IPC = 8H 2
IF (NPC.EQ.3) IPC = 8H 3
IF (NPC.EQ.4) IPC = 8H 4
IF (NPC.EQ.5) IPC = 8H 5
IF (NPC.EQ.6) IPC = 8H 6

```

```

IF (NPC.EQ.7) IPC = 8H 7 - 137 -
IF (ITC.EQ.1HG) IPC = 8H PARCIDO
IF (ITC.EQ.1HJ) IPC = 8H DIVIDIDO
IF (ITC.EQ.1HX) IPC = 8H CRUZADO
WRITE (N,660) IPC,NFT
WRITE (N,670) VS,VT
WRITE (N,675) DPSM,DPTM
WRITE (N,680) DPS,DPT
WRITE (N,690) RDS,ROT
WRITE (N,740)
WRITE (N,700) Q,DMLT
WRITE (N,710) UD,UC
WRITE (N,740)
IF (ARR.EQ.1HC) THEN
  TARR = 10HCUADRADO
ELSE
  TARR = 10HTRIANGULAR
ENDIF
WRITE (N,720) NT,LT,TARR,DOT,IBWG,PITCH
CBB = CB * 100
WRITE (N,730) NB,B,CBB
WRITE (N,740)
IF (N.EQ.8) RETURN
WRITE (8,750) ITIT
WRITE (8,760) TC,TF,TW-460.,LMTD,FT
WRITE (8,770) MUS/2.42,MUT/2.42,MUSW/2.42,RES,RET
WRITE (8,780) FF,VS,VT,DPS,DPT
WRITE (8,790) HO,HIO,RIR,RID
500 FORMAT(1HI,22X,'UNIVERSIDAD NACIONAL',
+/,24X,'AUTONOMA DE MEXICO',
+ //,29X,'-FACULTAD DE QUIMICA-',
+ /,31X,'INGENIERIA QUIMICA',
+ //,25X,'CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR',
+ /,35X,A10,/,30X,'RESULTADOS',
+ /,30X,10(2H-))
510 FORMAT(/,15X,'FECHA = ',A10,15X,'HORA = ',A10)
520 FORMAT(/,8X,'UNIDAD DE SERVICIO:',/,24X,5A10)
530 FORMAT(/,11X,'TAMANO:',F5.2,'X',F7.2,' IN',T47,'TIPO:',3(A1
+),2X,'HORIZONTAL',/,11X,'ARREGLO DE CORAZAS:',I3,'S-',I3,'P'
+,T47,'CORAZAS POR UNIDAD:',I3)
540 FORMAT(11X,'AREA TOTAL (F12):',T47,'AREA/CORAZA:',
+ /,11X,'(DIS./EFEC) = ',F7.0,'/',F7.0,T47,'(DIS./EFEC) =
+',F7.0,'/',F7.0)
550 FORMAT(T34,1HI,8X,'--- DATOS DE PROCESO ---',T76,1HI)
560 FORMAT(33X,1HI,7X,'CORAZA',7X,1HI,7X,'TUBOS',
+T76,1HI,/,33X,1HI,7X,6(1H-),7X,1HI,7X,5(1H-),8X,1HI)
570 FORMAT(2X,'FLUIDO CIRCULANTE',14X,1HI,20(A1),
+ 1HI,20(A1),1HI,/,T34,1HI,2(20(1H-),1HI))
580 FORMAT(2X,'GASTO TOTAL (LB/HR)',12X,1HI,1X,F12.0,7X,1HI,
+ 1X,F12.0,7X,1HI,/,T34,1HI,2(20(1H-),1HI))
590 FORMAT(2X,'VAPOR (LB/HR)',18X,1HI,1X,F12.0,7X,1HI,1X,F12.0
+ 7X,1HI,/,T34,1HI,2(20(1H-),1HI),/
+ 2X,'LIQUIDO (LB/HR)',16X,1HI,1X,F12.0,7X,1HI,1X,
+ F12.0,7X,1HI,/,T34,1HI,2(20(1H-),1HI))
595 FORMAT(2X,'GASTO POR TREN EN PARALELO',5X,1HI,1X,F12.0,7X,
+ 1HI,1X,F12.0,7X,1HI,/,T34,1HI,2(20(1H-),1HI))
600 FORMAT(2X,'GRAVEDAD ESPECIFICA',12X,1HI,9X,F9.5,2X,1HI,9X,
+ F9.5,2X,1HI,/,T34,1HI,2(20(1H-),1HI))
610 FORMAT(2X,'VISCOSIDAD (CP)',16X,1HI,10X,F8.5,2X,1HI,10X,
+ F8.5,2X,1HI,/,T34,1HI,2(20(1H-),1HI))

```

```

620 FORMAT( 2X, 'CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)' , 4, 1H, 9X, F9.5, 2)
+
1H, 9X, F9.5, 2X, 1H, /T34, 1H, 2(20(1H-), 1H))
630 FORMAT( 2X, 'CONduc. TERMICA(BTU/HR.FT.GF)' , 3X, 1H, 9X, F9.5,
+
2X, 1H, 9X, F9.5, 2X, 1H, /T34, 1H, 2(20(1H-), 1H))
635 FORMAT( 2X, 'CALOR LATENTE DE CONDS.(BTU/LB)' , 1H, 8X, F10.5,
+
2X, 1H, 8X, F10.5, 2X, 1H, /T34, 1H, 2(20(1H-), 1H))
640 FORMAT( 2X, 'TEMPERATURA ENT.(GF)' , 5X, 1H, 9X, F9.5, 2Y,
+
1H, 9X, F9.5, 2X, 1H, /T34, 1H, 2(20(1H-), 1H))
650 FORMAT( 2X, 'TEMPERATURA SAL.(GF)' , 5X, 1H, 9X, F9.5, 2X,
+
1H, 9X, F9.5, 2X, 1H, /T34, 1H, 2(20(1H-), 1H))
660 FORMAT( 2X, 'NUMERO DE PAGOS' , 5X, 1H, 8X, A6, 4Y,
+
1H, 9X, I3, 8X, 1H, /T34, 1H, 2(20(1H-), 1H))
670 FORMAT( 2X, 'VELOCIDAD (FT/SEG)' , 5X, 1H, 9X, F9.5, 2Y,
+
1H, 9X, F9.5, 2X, 1H, /T34, 1H, 2(20(1H-), 1H))
675 FORMAT( 2X, 'CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSI)' , 1H, 10X, F8.5, 2
+X
1H, 10X, F8.5, 2X, 1H, /T34, 1H, 2(20(1H-), 1H))
680 FORMAT( 2X, 'CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSI)' , 1H, 10X, F8.5, 2
+X
1H, 10X, F8.5, 2X, 1H, /T34, 1H, 2(20(1H-), 1H))
690 FORMAT( 2X, 'FAC.DE OBSTRUc.(GF.FT.HR/BTU)' , 2X, 1H, 9X, F9.5,
+
2X, 1H, 9X, F9.5, 2X, 1H)
700 FORMAT( /, 2X, 'CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR)' , F12.0, 6X,
+
'DMLT CORREGIDO (GF)' , F8, 2)
710 FORMAT( /, 2X, 'COEF.DE TRANS.SUCIO' , 5X, F7.2, 15X,
+
'LIMPIO' , F7.2, /)
720 FORMAT( /, 2X, 'NUM. DE TUBOS:' , I4,
+
5X, 'LONGITUD :', F4.0, ' FT',
+
6X, 'ARREGLO:' , A10,
+
//, 2X, 'DIAM. EXT.:' , F6.4,
+
6X, 'BWG:' , I3,
+
15X, 'PITCH :', F6.4)
730 FORMAT( /, 2X, 'NO. DE BAFLES:' , F4.0,
+
5X, 'ESPACIADÓ :', F6.2, ' IN',
+
3X, 'CORTE BAFLES :', F5.2, ' %', /)
740 FORMAT( 2X, 76(1H-))
750 FORMAT (/, 25X, SA10)
760 FORMAT(5(/), 20X, 'MEMORIA DE CALCULO' , //, 10X, 'TEMPERATURA CALORICA
1 CALIENTE =', F10.2, ' GF' , /, 10X, 'TEMPERATURA CALORICA FRIA =',
2T40, F10.2, ' GF' , /, 10X, 'TEMPERATURA DE PARED =', T40, F10.2, ' GF'
+/10X, 'LMTD LIMPIA =', T40, F9.2, /10X, 'FACTOR DE CORRECCION =', T40
+, F9.4)
770 FORMAT (/, 44X, 'CORAZA', T65, ' TUBOS', /, 10X, 'VISCOSIDAD A TC (CP)'
1, T40, F9.3, T60, F9.3, /10X, 'VISCOSIDAD A TW (CP)', T40, F9.3, T60, F9.3, /
210X, 'NO DE REYNOLDS', T40, F9.0, T60, F9.0)
780 FORMAT (10X, 'FACTOR DE FRICCION', T60, F9.6, /, 10X, 'VELOCIDAD (FT/
1S)', T40, F9.4, T60, F9.4, /10X, 'CAIDA DE PRESION PSI', T40, F9.2, T60, F9
+.2)
790 FORMAT (10X, 'COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA', T40, F9.2, T60, F9.2, //,
110X, 'FACTOR DE INCRUS. REQUERIDO =', T40, F9.6, /, 10X, 'FACTOR DE I
+NCRUS. DISPONIBLE =', T40, F9.6)
RETURN
END

```



TC = ANAX1 (TC1, TCS).  
RETURN  
END

```

SUBROUTINE TITLE (IFLAG,ITIT) - 141 -
DIMENSION ITIT(5)
GO TO (10,20,30) IFLAG
10 IPAGE = IPAGE+1
WRITE (8,100) IPAGE
ILIN = 2
RETURN
20 IPAGE = IPAGE +1
WRITE (8,110) IPAGE,ITIT
ILIN = 6
RETURN
30 IF (ILIN.GT.60) THEN
    IPAGE = IPAGE + 1
    ILIN = 6
    WRITE (8,110) IPAGE,ITIT
ELSE
    ILIN = ILIN + 1
ENDIF
RETURN
100 FORMAT (1H1,T100,'PAGINA NO. ',I4.4)
110 FORMAT (1H1,T60,'-- MEMORIA DE CALCULO --',T100,'PAGINA NO. ',I4.4,
+,,,T45,S(A10),,,,
+ ' NCS FT NCP DC NPT NT VEL REYT
+ DPT HIO NB CB DPS HO UC UD RID'
+)
END

```

## V.5 APLICACIONES

A continuación se presentan tres ejemplos, seleccionados de la literatura y una aplicación real, en los cuales se muestra la flexibilidad al usar el programa para cambiar de opción de cálculo, así como, el análisis de las desviaciones que presentan los resultados del sistema aquí propuesto. Con estos ejemplos no se cubren la totalidad de las aplicaciones del sistema, únicamente son demostraciones de su uso.

Los ejemplos se describen brevemente a continuación:

### EJEMPLO I :

Se efectúa la simulación de un enfriador de aceite, - en un equipo de dos pasos por la coraza, comparándose con el equipo obtenido en la literatura. Posteriormente se diseña el mismo ejemplo con corazas de un sólo paso por la coraza, en estos resultados se analizan los cambios de algunas variables al eliminarse el bafle intermedio del equipo.

### EJEMPLO II :

En éste ejemplo se sigue la secuencia presentada en el ejemplo 11.5 del Kern ( ); se efectúa la simulación en un equipo de un solo paso por la coraza de un enfriador de gases de combustión y posteriormente en un equipo de coraza de flujo dividido. Los resultados se comparan con los reportados en la literatura.

### EJEMPLO III :

Este es un ejemplo tomado de la práctica profesional, en el cuál se diseña una unidad de intercambio de calor donde los fluidos tienen fijas sus temperaturas y flujos. El sistema diseña éste equipo y los resultados se comparan con los obtenidos por un bufete de ingeniería.

### V.5.1 ENUNCIADOS DE LOS PROBLEMAS

En general, los resultados obtenidos presentan desvia

ciones que son debidos a los diferentes metodos utilizados - tanto en la literatura como en el sistema computacional.

A continuacion se describen los problemas.

#### V.5.1.1 CALCULO DE UN ENFRIADOR DE ACEITE 2-4.

Enunciado del problema 8.1 del Kern.

"Un aceite de 33.5 API tiene una viscosidad de 1 cp a 180°F y 2 cp a 100°F. 49600 lb/hr de aceite salen de la columna de destilación a 358°F y es usado en un proceso de absorción a 100°F. El enfriamiento será alcanzado mediante agua de 90°F a 120°F. La caída de presión permitida es de 10 PSI en ambas corrientes con un factor de obstrucción combinado de 0.004. Se dispone para este servicio de un intercambiador de 35 plg - de diámetro interno, teniendo 454 tubos de 1 plg de diámetro - externo, 11 BWG y 12 pies de largo y estan colocados en un -- arreglo en cuadro de 1½ plg de paso. El haz de tubos esta arreglado para seis pasos y los deflectores son de corte vertical espaciados 7 plg. El deflector longitudinal esta soldado a la coraza.- ¿es necesario usar un intercambiador 2-4? ¿El intercambiador de que se dispone llena los requerimientos?"

A continuación se muestra la corrida del sistema.

- 144 -  
PROGRAMA PARA EL CALCULO DE INTERCAMBIADORES  
DE CALOR EN LOS CUALES NO OCURRAN CAMBIOS DE FASE  
EN LOS FLUIDOS, EXCEPTUANDO AL VAPOR DE AGUA.

DESEA USTED :  
DISEÑAR EL EQUIPO  
SIMULAR UN EQUIPO

INDIQUE OPCION : SIMULAR

TECLEE EL NUMERO DE LA OPCION DESEADA :  
1 DIAGNOSTICAR EL COMPORTAMIENTO DEL EQUIPO  
2 DETERMINAR LAS MAXIMAS TEMPERATURAS DE SALIDA

INDIQUE OPCION : 1

DE LOS SIGUIENTES DATOS :

NOMBRE E IDENTIFICACION DEL CAMBIADOR : ENFRIADOR DE ACEITE 2-4("F") EJ 8.1 KERN

DATOS DEL FLUIDO POR LOS TUBOS

NOMBRE DEL FLUIDO : AGUA

GASTO (LB/HR) ? 233000

GRAVEDAD ESPECIFICA ? 1.0

CALOR ESPECIFICO (BTU/LB- $^{\circ}$ F) ? 1.0

CONDUCTIVIDAD TERMICA(BTU/LB-FT- $^{\circ}$ F) ? 0.36

TEMPERATURA DE ENTRADA ( $^{\circ}$ F) ? 90.0

TEMPERATURA DE SALIDA ( $^{\circ}$ F) ? 120.0

CAIDA DE PRESION PERMISIBLE (PSI) ? 10.0

FACTOR DE OBSTRUC.( $^{\circ}$ F-FT<sup>2</sup>-LB/BTU) ? 0.002

FASE DEL FLUIDO : LIQUIDO

EL FLUIDO ES AGUA (SI O NO) : SI

DESEA COMPROBAR EL AJUSTE DE LA VISCOSIDAD ? NO

DATOS DEL FLUIDO POR LA CORAZA

NOMBRE DEL FLUIDO : ACEITE

GASTO (LB/HR) ? 47600.0

GRAVEDAD ESPECIFICA ? +0.8575

CALOR ESPECIFICO (BTU/LB- $^{\circ}$ F) ? 0.545

CONDUCTIVIDAD TERMICA(BTU/LB-FT- $^{\circ}$ F) ? 0.07357

TEMPERATURA DE ENTRADA ( $^{\circ}$ F) ? 358.0

TEMPERATURA DE SALIDA (GF) ? 100.0  
CAIDA DE PRESION PERMISIBLE (PSI) ? 10.0  
FACTOR DE OBSTRUC. (GF-FT<sup>2</sup>-LB/BTU) ? 0.002

FASE DEL FLUIDO : LIQUIDA

EL FLUIDO ES AGUA (SI O NO) : NO

AJUSTE DE VISCOSIDADES  
DAR LOS DATOS SIGUIENTES SEPARADOS POR COMAS :  
TEMP. 1 (GF), VISCOSIDAD 1 (CP) : 100.0,2.0

TEMP. 2 (GF), VISC. 2 (CP) : 180,1.0

DESEA COMPRAR EL AJUSTE DE LA VISCOSIDAD ? NO

DATOS DEL DISEÑO MECANICO

LADO TUBOS :

LONGITUD DE LOS TUBOS (FT) ? 12.0

EL ARREGLO ES CUADRADO O TRIANGULAR: CUADRADO

PITCH (PULG) ? 1.25

DIAMETRO EXTERNO (PULG) ? 1.0

DIAM. INTERNO (PULG) O BUG ? 11

NO. DE TUBOS POR CORAZA ? 454

NO. DE PASOS POR LOS TUBOS ? 6

TIPO DE CAMBIADOR DE ACUERDO AL T.E.M.A. ? AFS

NO. DE PASOS POR LA CORAZA ? 2

LADO DE LA CORAZA :

DIAMETRO DE LA CORAZA (PULG) ? 38.00 35.00

NO. DE CORAZAS EN SERIE ? 1

NO. DE CORAZAS EN PARALELO ? 1

CORTE DE LOS BAFLES (X) ? 25.

ESPACIADO DE LOS BAFLES (PULG) ? 7.0

NUMERO DE BAFLES ? 40.

NO. DE FAJAS DE SELLO ? 0.0

DESEA ALGUN CAMBIO EN SUS DATOS ? NO

- 146 -  
 UNIVERSIDAD NACIONAL  
 AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA-  
 INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
 SIMULACION

R E S U L T A D O S  
 -----

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.30.

UNIDAD DE SERVICIO:

ENFRIADOR DE ACEITE 2-4 ("F"). EJ. 8.1 KERN

TAMANO: 35.00X 144.00 IN

TIPO: AFS HORIZONTAL

ARREGLO DE CORAZAS : 1 S - 1 P CORAZAS POR UNIDAD : 1

AREA TOTAL (FT2) :

AREA/CORAZA :

(DIS./EFEC) = 1426./ 1553.

(DIS./EFEC) = 1426./ 1553.

	I	--- DATOS DE PROCESO ---	I
	I	CORAZA I TUBOS	I
	I	----- I -----	I
FLUIDO CIRCULANTE	I	ACEITE I AGUA	I
	I	----- I -----	I
GASTO TOTAL (LB/HR)	I	49600. I 233000.	I
	I	----- I -----	I
VAPOR (LB/HR)	I	0. I 0.	I
	I	----- I -----	I
LIQUIDO (LB/HR)	I	49600. I 233000.	I
	I	----- I -----	I
GRAVEDAD ESPECIFICA	I	.85750 I 1.00000	I
	I	----- I -----	I
VISCOSIDAD (CP)	I	1.15603 I .70171	I
	I	----- I -----	I
CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)	I	.54500 I 1.00000	I
	I	----- I -----	I
CONDUC.TERMICA(BTU/HR.FT.GF)	I	.07357 I .36000	I
	I	----- I -----	I
TEMPERATURA ENT.(GF)	I	358.00000 I 90.00000	I
	I	----- I -----	I
TEMPERATURA SAL.(GF)	I	100.00000 I 120.00000	I
	I	----- I -----	I
NUMERO DE PASOS	I	2 I 6	I
	I	----- I -----	I
VELOCIDAD (FT/SEG)	I	1.51414 I 4.35329	I
	I	----- I -----	I
CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSI)	I	10.00000 I 10.00000	I
	I	----- I -----	I
CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSI)	I	1.75008 I 7.63528	I
	I	----- I -----	I
FAC.DE OBSTRUC.(GF.FT.HR/BTU)	I	.00200 I .00200	I

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR)      6990000.      DMLT CORREGIDO (GF)      66.82

COEF.DE TRANS.SUCIO      73.35      LIMPIO      92.20

---

NUM. DE TUBOS: 454	LONGITUD : 12. FT	ARREGLO: CUADRADO
DIAM. EXT.: 1.0000	BUG: 11	PITCH :1.2500
NO. DE BAFLES: 40.	ESPACIADO : 7.00 IN	CORTE BAFLES :25.00 %

---

LAS TEMPERATURAS DE SALIDA DEL EQUIPO  
NO SON LAS INDICADAS

FACTOR DE OBSTRUCCION CALCULADO = .0028  
FACTOR DE OBSTRUCCION DISPONIBLE = .0040  
DESEA CONOCER LAS TEMPERATURAS  
DE SALIDA ? SI

- 148 -  
 UNIVERSIDAD NACIONAL  
 AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA-  
 INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
 SIMULACION

R E S U L T A D O S  
 -----

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.30.

UNIDAD DE SERVICIO:

ENFRIADOR DE ACEITE 2-4 ("F"). EJ. B.1 KERN

TAMANO: 35.00X 144.00 IN	TIPO: AFS HORIZONTAL
ARREGLO DE CORAZAS : 1 S - 1 P	CORAZAS POR UNIDAD : 1
AREA TOTAL (FT2) :	AREA/CORAZA :
(DIS./EFEC) = 1426./ 1409.	(DIS./EFEC) = 1426./ 1409.

	I	I	
--- DATOS DE PROCESO ---			
	CORAZA	TUBOS	I
	---	---	I
FLUIDO CIRCULANTE	ACEITE	AGUA	I
	I	I	I
GASTO TOTAL (LB/HR)	49600.	233000.	I
VAPOR (LB/HR)	0.	0.	I
LIQUIDO (LB/HR)	49600.	233000.	I
GRAVEDAD ESPECIFICA	.85750	1.00000	I
VISCOSIDAD (CP)	1.10802	.69943	I
CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)	.54500	1.00000	I
CONDOC.TERMICA(BTU/HR.FT.GF)	.07357	.36000	I
TEMPERATURA ENT.(GF)	358.00000	90.00000	I
TEMPERATURA SAL.(GF)	102.60382	119.63034	I
NUMERO DE PASOS	2	6	I
VELOCIDAD (FT/SEG)	1.51414	4.35329	I
CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSI)	10.00000	10.00000	I
CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSI)	1.74645	7.63196	I
FAC.DE OBSTRUC.(GF.FT.HR/BTU)	.00200	.00200	I

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR)	6903870.	DMLT CORREGIDO (GF)	72.13
COEF.DE TRANS.SUCIO	67.10	LIMPIO	93.27



OPCIONES DE CALCULO

- 1 DISENO DEL EQUIPO
- 2 SIMULACION (DIAGNOSTICO)
- 3 SIMULACION (DET. TEMPS. SALIDA)

INDIQUE OPCION : 1

LAS VELOCIDADES DE DISENO MIN.Y MAX.  
DEL FLUIDO EN LOS TUBOS SON:

VMIN = 1.000FT/S VMAX = 5.000FT/S

DESEA CAMBIAR ESTOS DATOS (SI O NO): SI

VELOCIDAD MINIMA (FT/SEG) ? 3.0

VELOCIDAD MAXIMA (FT/SEG) ? 5.0

DESEA HACER OTRO CAMBIO ? NO

DE UN TITULO PARA ESTA CORRIDA ... DISENO CON CORAZA DE UN PAAAAASSSSSSSSOO

- 151 -  
 UNIVERSIDAD NACIONAL  
 AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA-  
 INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
 DISENO

R E S U L T A D O S

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.31.

UNIDAD DE SERVICIO:

DISENO CON CORAZA DE UN PASO. EJ. 8.1 KERN.

TAMANO: 29.00X 144.00 IN                      TIPO: AES HORIZONTAL  
 ARREGLO DE CORAZAS : 2 S - 1 P CORAZAS POR UNIDAD : 2  
 AREA TOTAL (FT2) :                              AREA/CORAZA :  
 (DIS./EFEC) = 1948./ 1837.                      (DIS./EFEC) = 974./ 919.

	I	--- DATOS DE PROCESO ---	I
	I	CORAZA                      I                      TUBOS	I
	I	-----	I
FLUIDO CIRCULANTE	I	ACEITE                      I                      AGUA	I
	I	-----	I
GASTO TOTAL (LB/HR)	I	49600.                      I                      233000.	I
	I	-----	I
VAPOR (LB/HR)	I	0.                      I                      0.	I
	I	-----	I
LIQUIDO (LB/HR)	I	49600.                      I                      233000.	I
	I	-----	I
GRAVEDAD ESPECIFICA	I	.85750                      I                      1.00000	I
	I	-----	I
VISCOSIDAD (CP)	I	1.15603                      I                      .70171	I
	I	-----	I
CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)	I	.54500                      I                      1.00000	I
	I	-----	I
CONDUC.TERMICA(BTU/HR.FT.GF)	I	.07357                      I                      .36000	I
	I	-----	I
TEMPERATURA ENT.(GF)	I	358.00000                      I                      90.00000	I
	I	-----	I
TEMPERATURA SAL.(GF)	I	100.00000                      I                      120.00000	I
	I	-----	I
NUMERO DE PASOS	I	1                      I                      4	I
	I	-----	I
VELOCIDAD (FT/SEG)	I	1.06599                      I                      4.25031	I
	I	-----	I
CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSI)	I	10.00000                      I                      10.00000	I
	I	-----	I
CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSI)	I	1.07729                      I                      9.73553	I
	I	-----	I
FAC.DE OBSTRUC.(GF.FT.HR/BTU)	I	.00200                      I                      .00200	I

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR)                      6990000.                      DHLT CORREGIDO (GF)                      66.82

COEF.DE TRANS.SUCIO                      53.71                      LIMPIO                      73.74

---

NUM. DE TURDOS: 310	LONGITUD : 12. FT	ARREGLO: CUADRADO
DIAM. EXT.: 1.0000	BUG: 11	PITCH :1.2500
NO. DE BAFLES: 23.	ESPACIADO : 6.00 IN	CORTE BAFLES :15.00 %

---

DESEA USTED:

- 1 NUEVA CORRIDA
- 2 CAMBIAR SUS DATOS
- 3 TERMINAR EL PROGRAMA

INDIQUE OPCION : 3

V.5.1.2 CALCULO DE UN ENFRIADOR DE GAS  
DE COMBUSTION DE FLUJO  
DIVIDIDO

Enunciado del problema 11.5 del Kern:

"10500 pcm (41300 lb/hr) de gas de chimenea (peso molecular = 30), a 2 PSIG y 250 °F deben enfriarse a 125°F con una caída de presión permisible de 1.0 PSI. El enfriamiento se efectuará con agua de 80 a 100 °F y con una caída de presión permisible de 10 PSI. Se considerara un factor total de obstrucción de 0.005 con una velocidad mínima razonable del agua. La práctica industrial usa tubos de 1 plg de diámetro externo de 14 BWG, en arreglo en cuadro para todos los servicios, y debido a que algunas veces es difícil cumplir con los requisitos de la caída de presión en los enfriadores, no se especifica la longitud del tubo."

A continuación se muestra la corrida del programa.

- 154 -  
PROGRAMA PARA EL CALCULO DE INTERCAMBIADORES  
DE CALOR EN LOS CUALES NO OCURRAM CAMBIOS DE FASE  
EN LOS FLUIDOS, EXCEPTUANDO AL VAPOR DE AGUA.

DESEA USTED :  
DISEÑAR EL EQUIPO  
SIMULAR UN EQUIPO

INDIQUE OPCION : SIMULAR

TECLEE EL NUMERO DE LA OPCION DESEADA :  
1 DIAGNOSTICAR EL COMPORTAMIENTO DEL EQUIPO  
2 DETERMINAR LAS MAXIMAS TEMPERATURAS DE SALIDA

INDIQUE OPCION : 1

DE LOS SIGUIENTES DATOS :

NOMBRE E IDENTIFICACION DEL CAMBIADOR : ENFRIADOR DE GAS EJ 11.5 KERN COREMA "E"

DATOS DEL FLUIDO POR LOS TUBOS

NOMBRE DEL FLUIDO : AGUA

GASTO (LB/HR) ? 64500.0

GRAVEDAD ESPECIFICA ? 1.0

CALOR ESPECIFICO (BTU/LB-GF) ? 1.0

CONDUCTIVIDAD TERMICA(BTU/LB-FT-GF) ? 0.36

TEMPERATURA DE ENTRADA (GF) ? 80.0

TEMPERATURA DE SALIDA (GF) ? 100.0

CAIDA DE PRESION PERMISIBLE (PSI) ? 10.0

FACTOR DE OBSTRUCC.(GF-FT<sup>2</sup>-LB/BTU) ? 0.003

FASE DEL FLUIDO : LIQUIDO

EL FLUIDO ES AGUA (SI O NO) : SI

DESEA COMPROBAR EL AJUSTE DE LA VISCOSIDAD ? NO

DATOS DEL FLUIDO POR LA CORAZA

NOMBRE DEL FLUIDO : GAS DE CHIMENEA

GASTO (LB/HR) ? 41300.0

GRAVEDAD ESPECIFICA ? 0.0012

CALOR ESPECIFICO (BTU/LB-GF) ? 0.25

CONDUCTIVIDAD TERMICA(BTU/LB-FT-GF) ? 0.015

TEMPERATURA DE ENTRADA (GF) ? 1250.0

TEMPERATURA DE SALIDA (GF) ? 125.0

CAIDA DE PRESION PERMISIBLE (PSI) ? 1.0

FACTOR DE OBSTRUC.(GF-FT<sup>2</sup>-LB/BTU) ? 0.002

FASE DEL FLUIDO : GAS

AJUSTE DE VISCOSIDADES  
DAR LOS DATOS SIGUIENTES SEPARADOS POR COMAS :  
TEMP. 1 (GF), VISCOSIDAD 1 (CP) : 185.5 0.0206

TEMP. 2 (GF), VISC. 2 (CP) : 225.0 0.0214

DESEA COMPROBAR EL AJUSTE DE LA VISCOSIDAD ? NO

DATOS DEL DISEÑO MECANICO

LADO TUBOS :

LONGITUD DE LOS TUBOS (FT) ? 12.0

EL ARREGLO ES CUADRADO O TRIANGULAR: CUADRADO

PITCH (PULG) ? 1.25

DIAMETRO EXTERNO (PULG) ? 1.0

DIAM. INTERNO (PULG) O BWG ? 14

NO.DE TUBOS POR CORAZA ? 358

NO. DE PASOS POR LOS TUBOS ? 8

TIPO DE CAMBIADOR DE ACUERDO AL T.E.M.A. ? AES

LADO DE LA CORAZA :

DIAMETRO DE LA CORAZA (PULG) ? 31.0

NO.DE CORAZAS EN SERIE ? 1

NO.DE CORAZAS EN PARALELO ? 1

CORTE DE LOS BAFLES (%) ? 25

ESPACIADO DE LOS BAFLES (PULG) ? 28.8

NUMERO DE BAFLES ? 4

NO. DE FAJAS DE SELLO ? 0

DESEA ALGUN CAMBIO EN SUS DATOS ? NO

- 156 -  
 UNIVERSIDAD NACIONAL  
 AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA-  
 INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
 SIMULACION

R E S U L T A D O S  
 -----

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.46.

UNIDAD DE SERVICIO:

ENFRIADOR DE GAS. EJ. 11.5 KERN CORAZA "E"

TAMANO: 31.00X 144.00 IN                      TIPO: AES HORIZONTAL  
 ARREGLO DE CORAZAS : 1 S - 1 P CORAZAS POR UNIDAD : 1  
 AREA TOTAL (FT2) :                              AREA/CORAZA :  
 (DIS./EFEC) = 1125./ 639.                      (DIS./EFEC) = 1125./ 639.

	I	--- DATOS DE PROCESO ---	I	I
	I	CORAZA	I	TUBOS
	I	-----	I	-----
	I	GAS DE CHIMENEA	I	AGUA
	I	-----	I	-----
FLUIDO CIRCULANTE	I		I	I
GASTO TOTAL (LB/HR)	I	41300.	I	64500.
VAPOR (LB/HR)	I	41300.	I	0.
LIQUIDO (LB/HR)	I	0.	I	64500.
GRAVEDAD ESPECIFICA	I	.00120	I	1.00000
VISCOSIDAD (CP)	I	.02089	I	.74409
CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)	I	.25000	I	1.00000
CONduc.TERMICA(BTU/HR.FT.GF)	I	.01500	I	.36000
TEMPERATURA ENT.(GF)	I	250.00000	I	80.00000
TEMPERATURA SAL.(GF)	I	125.00000	I	100.00000
NUMERO DE PASOS	I	1	I	8
VELOCIDAD (FT/SEG)	I	123.61435	I	1.69211
CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSI)	I	1.00000	I	10.00000
CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSI)	I	4.64016	I	1.64488
FAC.DE OBSTRUC.(GF.FT.HR/BTU)	I	.00200	I	.00300

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR)      1290625.                      DMLT CORREGIDO (GF)      81.79

COEF.DE TRANS.SUCIO      14.03                              LIMPIO      28.19

-----  
NUM. DE TUBOS: 358      LONGITUD : 12. FT      ARREGLO: CUADRADO  
DIAM. EXT.: 1.0000      BWG: 14      PITCH :1.2500  
NO. DE BAFLES: 4.      ESPACIADO : 28.80 IN      CORTE BAFLES :25.00 Z  
-----

LA CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA  
ES MAYOR QUE LA PERMITIDA.

LAS TEMPERATURAS DE SALIDA DEL EQUIPO  
NO SON LAS INDICADAS

FACTOR DE OBSTRUCCION CALCULADO = .0358  
FACTOR DE OBSTRUCCION DISPONIBLE = .0050  
DESEA CONOCER LAS TEMPERATURAS  
DE SALIDA ? NO

DESEA USTED:

- 1 NUEVA CORRIDA
- 2 CAMBIAR SUS DATOS
- 3 TERMINAR EL PROGRAMA

INDIQUE OPCION : 2

DESEA EL DESPLEGADO DE LAS OPCIONES DE LOS CAMBIOS ? NO

DE EL NUMERO DEL CAMBIO DESEADO : 29

TIPO DE CORAZA ? J

DESEA HACER OTRO CAMBIO ? SI

DESEA EL DESPLEGADO DE LAS OPCIONES DE LOS CAMBIOS ? NO

DE EL NUMERO DEL CAMBIO DESEADO : 32

NO. DE PASOS POR LOS TUBOS ? 12

DESEA HACER OTRO CAMBIO ? SI

DESEA EL DESPLEGADO DE LAS OPCIONES DE LOS CAMBIOS ? NO

DE EL NUMERO DEL CAMBIO DESEADO : 31

NO. DE TUBOS POR CORAZA ? 340

DESEA HACER OTRO CAMBIO ? NO

DE UN TITULO PARA ESTA CORRIDA ...

ENFRIADOR DE GAS. E.J. 11.5 KERN CORAZA "J"

UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA-  
INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
SIMULACION

RESULTADOS

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.46.

UNIDAD DE SERVICIO:

ENFRIADOR DE GAS. EJ. 11.5 KERN CORAZA "J"

TAMANO: 31.00X 144.00 IN

TIPO: AJS HORIZONTAL

ARREGLO DE CORAZAS : 1 S - 1 P CORAZAS POR UNIDAD : 1

AREA TOTAL (FT2) :

AREA/CORAZA :

(DIS./EFEC) = 1068./ 902.

(DIS./EFEC) = 1068./ 902.

	--- DATOS DE PROCESO ---		
	CORAZA	TUBOS	
	GAS DE CHIMENEA	AGUA	
FLUIDO CIRCULANTE			
GASTO TOTAL (LB/HR)	41300.	64500.	
VAPOR (LB/HR)	41300.	0.	
LIQUIDO (LB/HR)	0.	64500.	
GRAVEDAD ESPECIFICA	.00120	1.00000	
VISCOSIDAD (CP)	.02089	.74409	
CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)	.25000	1.00000	
CONDUC.TERMICA(BTU/HR.FT.GF)	.01500	.36000	
TEMPERATURA ENT.(GF)	250.00000	80.00000	
TEMPERATURA SAL.(GF)	125.00000	100.00000	
NUMERO DE PASOS	DIVIDIDO	12	
VELOCIDAD (FT/SEG)	61.80717	2.67253	
CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSI)	1.00000	10.00000	
CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSI)	.74784	5.78215	
FAC.DE OBSTRUC.(GF.FT.HR/BTU)	.00200	.00300	

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR) 1290625. DMLT CORREGIDO (GF) 82.30

COEF.DE TRANS.SUCIO 14.68 LIMPIO 19.05

-----

NUM. DE TUBOS: 340	LONGITUD : 12. FT	ARREGLO: CUADRADO
DIAM. EXT.: 1.0000	BUG: 14	PITCH :1.2500
NO. DE BAFLES: 4.	ESPACIADO : 28.80 IN	CORTE BAFLES :25.00 X

-----

LAS TEMPERATURAS DE SALIDA DEL EQUIPO  
NO SON LAS INDICADAS

FACTOR DE OBSTRUCCION CALCULADO = .0156  
FACTOR DE OBSTRUCCION DISPONIBLE = .0050  
DESEA CONOCER LAS TEMPERATURAS  
DE SALIDA ? SI

- 161 -  
 UNIVERSIDAD NACIONAL  
 AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA-  
 INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
 SIMULACION

R E S U L T A D O S  
 - - - - -

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.46.

UNIDAD DE SERVICIO:

ENFRIADOR DE GAS. EJ. 11.5 KERN CORAZA "J"

TAMANO: 31.00X 144.00 IN

TIPO: AJS HORIZONTAL

ARREGLO DE CORAZAS : 1 S - 1 P CORAZAS POR UNIDAD : 1

AREA TOTAL (FT2) :

AREA/CORAZA :

(DIS./EFEC) = 1068./ 1056.

(DIS./EFEC) = 1068./ 1056.

	I	---	DATOS DE PROCESO	---	I
	I	CORAZA	I	TUBOS	I
	I	----	I	----	I
FLUIDO CIRCULANTE	I	GAS DE CHIMENEA	I	AGUA	I
	I	-----	I	-----	I
GASTO TOTAL (LB/HR)	I	41300.	I	64500.	I
	I	-----	I	-----	I
VAPOR (LB/HR)	I	41300.	I	0.	I
	I	-----	I	-----	I
LIQUIDO (LB/HR)	I	0.	I	64500.	I
	I	-----	I	-----	I
GRAVEDAD ESPECIFICA	I	.00120	I	1.00000	I
	I	-----	I	-----	I
VISCOSIDAD (CP)	I	.02083	I	.73792	I
	I	-----	I	-----	I
CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)	I	.25000	I	1.00000	I
	I	-----	I	-----	I
CONDOC.TERMICA(BTU/HR.FT.GF)	I	.01500	I	.36000	I
	I	-----	I	-----	I
TEMPERATURA ENT.(GF)	I	250.00000	I	80.00000	I
	I	-----	I	-----	I
TEMPERATURA SAL.(GF)	I	117.51667	I	101.20760	I
	I	-----	I	-----	I
NUMERO DE PASOS	I	DIVIDIDO	I	12	I
	I	-----	I	-----	I
VELOCIDAD (FT/SEG)	I	61.80717	I	2.67253	I
	I	-----	I	-----	I
CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSI)	I	1.00000	I	10.00000	I
	I	-----	I	-----	I
CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSI)	I	.74784	I	5.77571	I
	I	-----	I	-----	I
FAC.DE OBSTRU.C.(GF.FT.HR/BTU)	I	.00200	I	.00300	I

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR)      1367890.      DMLT CORREGIDO (GF)      74.43

COEF.DE TRANS.SUCIO      17.21      LIMPIO      19.06

---

NUM. DE TUBOS: 340	LONGITUD : 12. FT	ARREGLO: CUADRADO
DIAM. EXT.: 1.0000	BUG: 14	PITCH :1.2500
NO. DE BAFLES: 4.	ESPACIADO : 28.80 IN	CORTE BAFLES :25.00 %

---

DESEA USTED:

- 1 NUEVA CORRIDA
- 2 CAMBIAR SUS DATOS
- 3 TERMINAR EL PROGRAMA

INDIQUE OPCION : 3

V.5.1.3 DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR TOMADO  
DE LA PRACTICA

Este es un ejemplo que fue tomado de los resultados de un bufete de ingeniería (I.M.P.), en este caso se hace una comparación de los resultados que arroja el sistema con los obtenidos por el I.M.P.

El enunciado del problema es el siguiente:

Se requiere diseñar una unidad de intercambio de calor para el crudo salado proveniente de un tren de precalentamiento con una temperatura de 80°F y se desean llevar las 154860 lb/hr hasta 126°F para entrar en la desaladora; el fluido de calentamiento será el crudo desalado proveniente de éste equipo el -- cuál tiene 170°F de temperatura y se enfriará hasta 120°F. La cantidad de crudo desalado es de 139373 lb/hr.

La caída de presión permisible es de 15 PSI para cada fluido y un factor de obstrucción de 0.003.

El equipo diseñado por el I.M.P. es el siguiente:

Tamaño: 41 - 288 " Tipo: AES Horizontal

Arreglo: 2S - 1P

El crudo salado va por el lado de los tubos y el desalado por el lado de la coraza; el numero de tubos por unidad es de 680 de 1 plg de 12 BWG de espesor y de 24 pies de largo con arreglo de 1½ de espaciamiento.

El corte de los baffles es de 16% separados 8.57" para un total de 30.

La DMLT es de 39.6°F y el coeficiente total limpio es de 11.45 BTU/Hr-ft<sup>2</sup>°F y de 10.72 el de servicio.

Las propiedades físicas de los crudos se tomaran de la hoja de datos de diseño del equipo.

La corrida del programa se encuentra a continuación.

En este ejemplo tambien se muestra la secuencia de calculo seguida para el diseño del equipo, donde se puede observar la discriminacion del programa para encontrar el equipo óptimo que arrojara como resultado.

PROGRAMA PARA EL CALCULO DE INTERCAMBIADORES  
DE CALOR EN LOS CUALES NO OCURRAN CAMBIOS DE FASE  
EN LOS FLUIDOS, EXCEPTUANDO AL VAPOR DE AGUA.

DESEA USTED :  
DISENAR EL EQUIPO  
SIMULAR UN EQUIPO

INDIQUE OPCION : DISENAR

DE LOS SIGUIENTES DATOS :

NOMBRE E IDENTIFICACION DEL CAMBIADOR : PRECALENTADOR DE CRUDO DISENADO POR I.N.P.

TIPO DE CAMBIADOR DE ACUERDO AL T.E.N.A. ? AES

DATOS DEL FLUIDO POR LOS TUBOS

NOMBRE DEL FLUIDO : CRUDO SALADA

GASTO (LB/HR) ? 154860.

GRAVEDAD ESPECIFICA ? 0.848

CALOR ESPECIFICO (BTU/LB- $^{\circ}$ F) ? 0.49

CONDUCTIVIDAD TERMICA (BTU/LB-FT- $^{\circ}$ F) ? 0.07765

TEMPERATURA DE ENTRADA ( $^{\circ}$ F) ? 80.0

TEMPERATURA DE SALIDA ( $^{\circ}$ F) ? 126.0

CAIDA DE PRESION PERMISIBLE (PSI) ? 15.0

FACTOR DE OBSTRUC. ( $^{\circ}$ F-FT<sup>2</sup>-LB/BTU) ? 0.003

FASE DEL FLUIDO : LIQUIDO

EL FLUIDO ES AGUA (SI O NO) : NO

AJUSTE DE VISCOSIDADES  
DAR LOS DATOS SIGUIENTES SEPARADOS POR COMAS :

TEMP. 1 ( $^{\circ}$ F), VISCOSIDAD 1 (CP) : 80.0,8.98

TEMP. 2 ( $^{\circ}$ F), VISC. 2 (CP) : 126,5.4

DESEA COMPROBAR EL AJUSTE DE LA VISCOSIDAD ? NO

DATOS DEL FLUIDO POR LA CORAZA

NOMBRE DEL FLUIDO : CRUDO DESHIDRATADO

GASTO (LB/HR) ? 139373

GRAVEDAD ESPECIFICA ? 0.8365

CALOR ESPECIFICO (BTU/LB- $^{\circ}$ F) ? 0.498

CONDUCTIVIDAD TERMICA (BTU/LB-FT- $^{\circ}$ F) ? 0.0765

TEMPERATURA DE ENTRADA (GF) ? 170.0  
TEMPERATURA DE SALIDA (GF) ? 120.0  
CAIDA DE PRESION PERMISIBLE (PSI) ? 15.0  
FACTOR DE OBSTRUC.(GF-FT<sup>2</sup>-LB/BTU) ? 0.003  
FASE DEL FLUIDO : LIQUIDA  
EL FLUIDO ES AGUA (SI O NO) : NO

AJUSTE DE VISCOSIDADES  
DAR LOS DATOS SIGUIENTES SEPARADOS POR COMAS :  
TEMP. 1 (GF), VISCOSIDAD 1 (CP) : 170.0,2.08

TEMP. 2 (GF), VISC. 2 (CP) : 120.0,3.8

DESEA COMPROBAR EL AJUSTE DE LA VISCOSIDAD ? NO

DATOS DEL DISEÑO MECANICO

LADO TUBOS :

LONGITUD DE LOS TUBOS (FT) ? 24.0

EL ARREGLO ES CUADRADO O TRIANGULAR: CUADRADO

PITCH (PULG) ? 1.25

DIAMETRO EXTERNO (PULG) ? 1.0

DIAM. INTERNO (PULG) O BWS ? 12

LAS VELOCIDADES DE DISEÑO MIN.Y MAX.  
DEL FLUIDO EN LOS TUBOS SON:

VMIN = 1.000FT/S VMAX = 5.000FT/S

DESEA CAMBIAR ESTOS DATOS (SI O NO): SI

VELOCIDAD MINIMA (FT/SEG) ? 1.0

VELOCIDAD MAXIMA (FT/SEG) ? 3.0

DESEA ALGUN CAMBIO EN SUS DATOS ? NO

UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA-  
INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
DISEÑO

RESULTADOS

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.07.

UNIDAD DE SERVICIO:

PRECALENTADOR DE CRUDO DISEÑADO POR I.N.P.

TAMANO: 39.00X 288.00 IN

TIPO: AES HORIZONTAL

ARREGLO DE CORAZAS : 2 S - 1 P CORAZAS POR UNIDAD : 2

AREA TOTAL (FT2) :

AREA/CORAZA :

(DIS./EFEC) = 7791./ 7625.

(DIS./EFEC) = 3896./ 3812.

	--- DATOS DE PROCESO ---	
	CORAZA	TUBOS
	CRUDO DESHIDRATADO	CRUDO SALADO
FLUIDO CIRCULANTE		
GASTO TOTAL (LB/HR)	139373.	154860.
VAPOR (LB/HR)	0.	0.
LIQUIDO (LB/HR)	139373.	154860.
GRAVEDAD ESPECIFICA	.83650	.84800
VISCOSIDAD (CP)	2.84733	7.03949
CALOR ESPECIFICO (BTU/LB.GF)	.49800	.49000
CONduc.TERMICA (BTU/HR.FT.GF)	.07650	.07765
TEMPERATURA ENT. (GF)	170.00000	80.00000
TEMPERATURA SAL. (GF)	120.00000	126.00000
NUMERO DE PASOS	1	6
VELOCIDAD (FT/SEG)	1.71243	2.35984
CAIDA DE PRESION PERMITIDA (PSI)	15.00000	15.00000
CAIDA DE PRESION CALCULADA (PSI)	5.92482	7.37067
FAC.DE OBSTRUC. (GF.FT.HR/BTU)	.00300	.00300

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR) 3490544. DMLT CORREGIDO (GF) 39.58

COEF.DE TRANS.SUCIO 11.32 LIMPIO 12.43

-----  
NUM. DE TUBOS: 620      LONGITUD : 24. FT      ARREGLO: CUADRADO  
DIAM. EXT.: 1.0000      BWG: 12      PITCH :1.2500  
NO. DE BAFLES: 35.      ESPACIADO : 8.00 IN      CORTE BAFLES :15.00 %  
-----

SE INTENTARA OTRO ARREGLO CON  
MENOR SOBREDISEÑO

- 168 -  
 UNIVERSIDAD NACIONAL  
 AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA  
 INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
 DISENO

R E S U L T A D O S  
 -----

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.07.

UNIDAD DE SERVICIO:

PRECALENTADOR DE CRUDO DISENADO POR I.M.P.

TAMANO: 42.00X 288.00 IN

TIPO: AES HORIZONTAL

ARREGLO DE CORAZAS : 2 S - 1 P CORAZAS POR UNIDAD : 2

AREA TOTAL (FT2) :

AREA/CORAZA :

(DIS./EFEC) = 9274./ 9079.

(DIS./EFEC) = 4637./ 4540.

	--- DATOS DE PROCESO ---		
	CORAZA	TUBOS	
	-----	-----	
FLUIDO CIRCULANTE	I CRUDO DESHIDRATADO	I CRUDO SALADO	I
	I-----I	I-----I	I
GASTO TOTAL (LB/HR)	I 139373.	I 154860.	I
	I-----I	I-----I	I
VAPOR (LB/HR)	I 0.	I 0.	I
	I-----I	I-----I	I
LIQUIDO (LB/HR)	I 139373.	I 154860.	I
	I-----I	I-----I	I
GRAVEDAD ESPECIFICA	I .83650	I .84800	I
	I-----I	I-----I	I
VISCOSIDAD (CP)	I 2.84733	I 7.03949	I
	I-----I	I-----I	I
CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)	I .49800	I .49000	I
	I-----I	I-----I	I
CONDOC.TERMICA(BTU/HR.FT.GF)	I .07650	I .07765	I
	I-----I	I-----I	I
TEMPERATURA ENT.(GF)	I 170.00000	I 80.00000	I
	I-----I	I-----I	I
TEMPERATURA SAL.(GF)	I 120.00000	I 126.00000	I
	I-----I	I-----I	I
NUMERO DE PASOS	I 1	I 4	I
	I-----I	I-----I	I
VELOCIDAD (FT/SEG)	I 1.50177	I 1.32168	I
	I-----I	I-----I	I
CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSSI)	I 15.00000	I 15.00000	I
	I-----I	I-----I	I
CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSSI)	I 4.05497	I 2.50239	I
	I-----I	I-----I	I
FAC.DE OBSTRUC.(GF.FT.HR/BTU)	I .00300	I .00300	I

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR)      3490544.      DMLT CORREGIDO (GF)      39.58

CDEF.DE TRANS.SUCIO      9.51      LIMPIO      10.32

-----  
NUM. DE TUBOS: 738      LONGITUD : 24. FT      ARREGLO: CUADRADO  
DIAM. EXT.: 1.0000      BWG: 12      PITCH :1.2500  
NO. DE BAFLES: 33.      ESPACIADO : 8.47 IN      CORTE BAFLES :15.00 %  
-----

DESEA USTED:

- 1 NUEVA CORRIDA
- 2 CAMBIAR SUS DATOS
- 3 TERMINAR EL PROGRAMA

INDIQUE OPCION : 2

DESEA EL DESPLEGADO DE LAS OPCIONES DE LOS CAMBIOS ? NO

DE EL NUMERO DEL CAMBIO DESEADO : 0

OPCIONES DE CALCULO

- 1 DISENO DEL EQUIPO
- 2 SIMULACION (DIAGNOSTICO)
- 3 SIMULACION (DET. TEMPS. SALIDA)

INDIQUE OPCION : 2

DESEA HACER OTRO CAMBIO ? SI

DESEA EL DESPLEGADO DE LAS OPCIONES DE LOS CAMBIOS ? NNNNNNN

DE EL NUMERO DEL CAMBIO DESEADO : 31

NO. DE TUBOS POR CORAZA ? 680

DESEA HACER OTRO CAMBIO ? SI

DESEA EL DESPLEGADO DE LAS OPCIONES DE LOS CAMBIOS ? NO

DE EL NUMERO DEL CAMBIO DESEADO : 36

CORTE DE LOS BAFLES (%) ? 16

DESEA HACER OTRO CAMBIO ? SI

DESEA EL DESPLEGADO DE LAS OPCIONES DE LOS CAMBIOS ? NO

DE EL NUMERO DEL CAMBIO DESEADO : 37

ESPACIADO DE LOS BAFLES (PULG) ? 8.57

DESEA HACER OTRO CAMBIO ? SI - 170 -

DESEA EL DESPLEGADO DE LAS OPCIONES DE LOS CAMBIOS ? NO

DE EL NUMERO DEL CAMBIO DESEADO : 39

NUMERO DE BAFLES ? 30

DESEA HACER OTRO CAMBIO ? NO

DE UN TITULO PARA ESTA CORRIDA ... SIMULACION DEL EQUIPO DEL I.M.P.

- 171 -  
 UNIVERSIDAD NACIONAL  
 AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA-  
 INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
 SIMULACION

R E S U L T A D O S

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.07.

UNIDAD DE SERVICIO:  
 SIMULACION DEL EQUIPO DEL I.M.P.

TAMANO: 42.00X 288.00 IN                      TIPO: AES HORIZONTAL  
 ARREGLO DE CORAZAS : 2 S - 1 P CORAZAS POR UNIDAD : 2  
 AREA TOTAL (FT2) :                              AREA/CORAZA :  
 (DIS./EFEC) = 8545./ 8775.                      (DIS./EFEC) = 4273./ 4388.

	--- DATOS DE PROCESO ---			
	CORAZA		TUBOS	
	I	I	I	I
FLUIDO CIRCULANTE	I	CRUDO DESHIDRATADO	I	CRUDO SALADO
GASTO TOTAL (LB/HR)	I	139373.	I	154860.
VAPOR (LB/HR)	I	0.	I	0.
LIQUIDO (LB/HR)	I	139373.	I	154860.
GRAVEDAD ESPECIFICA	I	.83650	I	.84800
VISCOSIDAD (CP)	I	2.84733	I	7.03949
CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)	I	.49800	I	.49000
CONDUC.TERMINA(BTU/HR.FT.GF)	I	.07650	I	.07765
TEMPERATURA ENT.(GF)	I	170.00000	I	80.00000
TEMPERATURA SAL.(GF)	I	120.00000	I	126.00000
NUMERO DE PASOS	I	1	I	4
VELOCIDAD (FT/SEG)	I	1.48435	I	1.43441
CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSI)	I	15.00000	I	15.00000
CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSI)	I	3.75694	I	2.74548
FAC.DE OBSTRUC.(GF.FT.HR/BTU)	I	.00300	I	.00300

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR)      3490544.                      DHLT CORREGIDO (GF)      39.97

COEF.DE TRANS.SUCIO                      10.22                      LIMPIO                      10.58

-----  
NUM. DE TUBOS: 680      LONGITUD : 24. FT      ARREGLO: CUADRADO  
DIAM. EXT.: 1.0000      BWG: 12      PITCH :1.2500  
NO. DE BAFLES: 30.      ESPACIADO : 8.57 IN      CORTE BAFLES :16.00 %  
-----

LAS TEMPERATURAS DE SALIDA DEL EQUIPO  
NO SON LAS INDICADAS

FACTOR DE OBSTRUCCION CALCULADO = .0034  
FACTOR DE OBSTRUCCION DISPONIBLE = .0060  
DESEA CONOCER LAS TEMPERATURAS  
DE SALIDA ? SI

- 173 -  
 UNIVERSIDAD NACIONAL  
 AUTONOMA DE MEXICO

-FACULTAD DE QUIMICA-  
 INGENIERIA QUIMICA

CALCULO DE CAMBIADORES DE CALOR  
 SIMULACION

R E S U L T A D O S  
 - - - - -

FECHA = 84/12/11.

HORA = 09.17.07.

UNIDAD DE SERVICIO:

SIMULACION DEL EQUIPO DEL I.M.P.

TAMANO: 42.00X 288.00 IN                      TIPO: AES HORIZONTAL  
 ARREGLO DE CORAZAS : 2 S - 1 P CORAZAS POR UNIDAD : 2  
 AREA TOTAL (FT2) :                              AREA/CORAZA :  
 (DIS./EFEC) = 8545./ 8421.                      (DIS./EFEC) = 4273./ 4211.

	I	I	I
	---	DATOS DE PROCESO	---
	I	CORAZA	I TUBOS
	I	-----	I -----
FLUIDO CIRCULANTE	I	CRUDO DESHIDRATADO	I CRUDO SALADO
	I	-----	I -----
GASTO TOTAL (LB/HR)	I	139373.	I 154860.
	I	-----	I -----
VAPOR (LB/HR)	I	0.	I 0.
	I	-----	I -----
LIQUIDO (LB/HR)	I	139373.	I 154860.
	I	-----	I -----
GRAVEDAD ESPECIFICA	I	.83650	I .84800
	I	-----	I -----
VISCOSIDAD (CP)	I	2.83575	I 7.07693
	I	-----	I -----
CALOR ESPECIFICO(BTU/LB.GF)	I	.49800	I .49000
	I	-----	I -----
CONDOC.TERMICA(BTU/HR.FT.GF)	I	.07650	I .07765
	I	-----	I -----
TEMPERATURA ENT.(GF)	I	170.00000	I 80.00000
	I	-----	I -----
TEMPERATURA SAL.(GF)	I	120.64158	I 125.14752
	I	-----	I -----
NUMERO DE PASOS	I	1	I 4
	I	-----	I -----
VELOCIDAD (FT/SEG)	I	1.48435	I 1.43441
	I	-----	I -----
CAIDA DE PRESION PERMITIDA(PSI)	I	15.00000	I 15.00000
	I	-----	I -----
CAIDA DE PRESION CALCULADA(PSI)	I	3.76019	I 2.75607
	I	-----	I -----
FAC.DE OBSTRUC.(GF.FT.HR/BTU)	I	.00300	I .00300

CALOR INTERCAMBIADO (BTU/HR)    3425857.                      DMLT CORREGIDO (GF)    40.83

COEF.DE TRANS.SUCIO                      9.82                      LIMPIO                      10.60

---

NUM. DE TUBOS: 680	LONGITUD : 24. FT	ARREGLO: CUADRADO
DIAM. EXT.: 1.0000	BWG: 12	PITCH :1.2500
NO. DE BAFLES: 30.	ESPACIADO : 8.57 IN	CORTE BAFLES :16.00 %

---

DESEA USTED:

- 1 NUEVA CORRIDA
- 2 CAMBIAR SUS DATOS
- 3 TERMINAR EL PROGRAMA

INDIQUE OPCION : 3

PRECALENTADOR DE CRUDO DISEÑADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	REYT	DPT	HTO	NB	CB	DPS	HO	UC	UD	RID
1																
I	.72															
2																
I	.94															
I		1														
I			8.00													
I				2												
I					I	12										
I					I		40.64									
I			10.00													
I				2												
I					I	30										
I					I		16.26									
I			12.00													
I				2												
I					I	48										
I					I		10.16									
I			13.25													
I				2												
I					I	56										
I					I		8.71									
I			15.25													
I				2												
I					I	78										
I					I		6.25									
I			17.25													
I				2												
I					I	108										
I					I		4.52									
I			19.25													
I				2												
I					I	136										
I					I		3.59									
I			21.25													
I				2												

PRECALENTADOR DE CRUDO DISENADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	REYT	DPT	HIO	NB	CB	DPS	HO	UC	UD	RID
I	I	I	I	I	I	166										
I	I	I	I	I	I	2.94										
I	I	I	I	I	I		2137.									
I	I	I	I	I	I			5.10								
I	I	I	I	I	I				55.							
I	I	I	I	I	I					40.00						
I	I	I	I	I	I						.24					
I	I	I	I	I	I							14.72				
I	I	I	I	I	I								151.01			
I	I	I	I	I	I									41.53		
I	I	I	I	I	I										42.28	
I	I	I	I	I	I											I****
I	I	I	I	I	I											
I	I	I	I	I	4											
I	I	I	I	I	I	154										
I	I	I	I	I	I	6.33										
I	I	I	I	I	I						23.25					
I	I	I	I	I	2											
I	I	I	I	I	I	208										
I	I	I	I	I	I	2.34										
I	I	I	I	I	I		1706.									
I	I	I	I	I	I			2.44								
I	I	I	I	I	I				14.							
I	I	I	I	I	I					43.00						
I	I	I	I	I	I						.24					
I	I	I	I	I	I							14.98				
I	I	I	I	I	I								145.30			
I	I	I	I	I	I									13.18		
I	I	I	I	I	I										33.74	
I	I	I	I	I	I											I****
I	I	I	I	I	4											
I	I	I	I	I	I	194										
I	I	I	I	I	I	5.03										
I	I	I	I	I	I						25.00					
I	I	I	I	I	2											
I	I	I	I	I	I	240										
I	I	I	I	I	I	2.03										

PRECALENTADOR DE CRUDO DISEÑADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	REYT	DPT	H10	NB	CB	DPS	HO	UC	UD	RID
I	I	I	I	I	I	I	1478.									
I	I	I	I	I	I	I	I	2.06								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	13.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	47.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.24					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	14.92				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	138.07			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.56		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	29.24	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I****
I	I	I	I	I	4											
I	I	I	I	I	I	230										
I	I	I	I	I	I	I	4.24									
I	I	I	27.00	I												
I	I	I	I	I	2											
I	I	I	I	I	I	280										
I	I	I	I	I	I	I	1.74									
I	I	I	I	I	I	I	I	1267.								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.72							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	50.00					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.24				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	14.86			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	131.97		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.94	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	25.07
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I****
I	I	I	I	I	4											
I	I	I	I	I	I	270										
I	I	I	I	I	I	I	3.61									
I	I	I	29.00	I												
I	I	I	I	I	2											
I	I	I	I	I	I	336										
I	I	I	I	I	I	I	1.45									
I	I	I	I	I	I	I	I	1056.								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.39							

PRECALENTADOR DE CRUDO DISEÑADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	REYT	DPT	H10	NB	CB	DPS	HO	UC	UD	FID
I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	48.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.10					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	14.73				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	126.34			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.25		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	20.34	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	*****
I	I	I	I	4												
I	I	I	I	I	310											
I	I	I	I	I	I	3.15										
I	I	I	31.00	I												
I	I	I	I	2												
I	I	I	I	I	390											
I	I	I	I	I	I	1.25										
I	I	I	I	I	I	I	910.									
I	I	I	I	I	I	I	I	1.10								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	45.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.37				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	116.81			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	10.64		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	13.00	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	*****
I	I	I	I	4												
I	I	I	I	I	364											
I	I	I	I	I	I	2.67										
I	I	I	I	I	I	I	1079.									
I	I	I	I	I	I	I	I	5.70								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	14.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	45.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.11					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.70				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	113.74			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	*****

PRECALENTADOR DE CRUDO DISEÑADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	REYT	DPT	HID	NB	CB	DPS	HQ	UC	UD	UD	UD
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	19.10
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.....
I	I	I	I	6	I	368											
I	I	I	I	I	I	3.90											
I	I	I	33.00	I	I												
I	I	I	I	2	I	452											
I	I	I	I	I	I	1.00											
I	I	I	I	I	I	I	785.										
I	I	I	I	I	I	I	I	1.00									
I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	42.00							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.15						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	10.14					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	107.74				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	10.1.			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	15.53		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.....	
I	I	I	I	4	I	43.											
I	I	I	I	I	I	I	2.26										
I	I	I	I	I	I	I	I	1643.									
I	I	I	I	I	I	I	I	I	4.66								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	14.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	42.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.14					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	10.34				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	109.00			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.63		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	18.20	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.....	
I	I	I	I	6	I	420											
I	I	I	I	I	I	I	3.40										
I	I	I	5.00	I	I	I											

- 179



PRECALENTADOR DE CRUDO DISEÑADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	REYT	DPT	HIO	NR	CB	DPS	HO	UC	UD	RID
I	I	I	I	6												
I	I	I	I	I	548											
I	I	I	I	I	I	2.67										
I	I	I	I	I	I	I	1942.									
I	I	I	I	I	I	I	I	8.56								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	14.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	37.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	7.15				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	94.62			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	13.01		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.31	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.0013
I	I	I	39.00													
I	I	I	I	2												
I	I	I	I	I	640											
I	I	I	I	I	I	.76										
I	I	I	I	4												
I	I	I	I	I	624											
I	I	I	I	I	I	1.56										
I	I	I	I	I	I	I	1137.									
I	I	I	I	I	I	I	I	3.03								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	35.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	5.91				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	38.14			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.05		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.35	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	*****
I	I	I	I	6												
I	I	I	I	I	620											
I	I	I	I	I	I	2.36										
I	I	I	I	I	I	I	1717.									
I	I	I	I	I	I	I	I	7.37								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	14.							

PRECALENTADOR DE FLUIDO DISEÑADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	REYT	DPT	HIO	NB	CB	DPS	HO	UC	UG	9/D
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	35.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I		.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	5.9				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	88.29			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.43		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.32	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.0073
>>>>>>	AREA DE LA UNIDAD =			7791.17	FT**2											
>>>>>>	AREA REQUERIDA =			7624.87	FT**2											
>>>>>>	SOBREDISEÑO =			2.18	%											
I	I	I	42.00													
I	I	I	I	2												
I	I	I	I	I	756											
I	I	I	I	I	I	.65										
I	I	I	I	4												
I	I	I	I	I	738											
I	I	I	I	I	I	1.3										
I	I	I	I	I	I	I	962									
I	I	I	I	I	I	I	I	2.50								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	11							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	33.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	4.05				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	76.13			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	10.3		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	9.51	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.0073
>>>>>>	AREA DE LA UNIDAD =			9274.00	FT**2											
>>>>>>	AREA REQUERIDA =			9079.36	FT**2											
>>>>>>	SOBREDISEÑO =			2.14	%											
I	I	I	I	6												
I	I	I	I	I	724											
I	I	I	I	I	I	2.0										
I	I	I	I	I	I	I	1470									
I	I	I	I	I	I	I	I	6.1								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	13							

PRECALENTADOR DE CRUDO DISEÑADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	FEYT	DPT	HIO	NB	CB	DPS	HO	UC	UD	RID
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	33.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	4.00				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	76.56			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.64		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	9.60	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.0172
>>>>>>	AREA DE LA UNIDAD =			9098.07 FT**2												
>>>>>>	AREA REQUERIDA =			8106.94 FT**2												
>>>>>>	SOBREDISEÑO =			12.23 %												
I	I	I	45.00													
I	I	I	I	2												
I	I	I	I	I	862											
I	I	I	I	I	I	.55										
I	I	I	I	4												
I	I	I	I	I	862											
I	I	I	I	I	I	1.10										
I	I	I	I	I	I	I	823.									
I	I	I	I	I	I	I	I	2.10								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	31.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	3.20				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	69.91			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	9.70		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	8.14	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.0202
>>>>>>	AREA DE LA UNIDAD =			10832.24 FT**2												
>>>>>>	AREA REQUERIDA =			9577.30 FT**2												
>>>>>>	SOBREDISEÑO =			13.10 %												
I	I	I	I	6												
I	I	I	I	I	844											
I	I	I	I	I	I	1.70										
I	I	I	I	I	I	I	1261.									
I	I	I	I	I	I	I	I	5.1.								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.							

PRECALENTADOR DE CRUDO DISENADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	REYT	DPT	HIO	NB	CB	DFS	HO	UC	UD	RID
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	31.00	.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	3.24				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	70.35			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.00		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	8.35	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.0273
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
>>>>> AREA DE LA UNIDAD =				10606.04	FT**2											
>>>>> AREA REQUERIDA =				8547.68	FT**2											
>>>>> SOBREDISEÑO =				24.08	%											
I	I	I	48.00													
I	I	I	I	2												
I	I	I	I	I	1016											
I	I	I	I	I	I	.48										
I	I	I	I	4												
I	I	I	I	I	984											
I	I	I	I	I	I	.98										
I	I	I	I	6												
I	I	I	I	I	972											
I	I	I	I	I	I	1.51										
I	I	I	I	I	I	I	1095.									
I	I	I	I	I	I	I	I	4.35								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	12.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	29.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	2.55				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	64.88			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	10.43		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	7.22	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.0427
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
>>>>> AREA DE LA UNIDAD =				12214.54	FT**2											
>>>>> AREA REQUERIDA =				8981.86	FT**2											
>>>>> SOBREDISEÑO =				35.99	%											
I	I	I	54.00													
I	I	I	I	2												
I	I	I	I	I	1296											

PRECALENTADOR DE CRUDO DISENADO POR I.M.P.

NCS	FT	NCP	DC	NPT	NT	VEL	REYT	DPT	HIO	NB	CB	DPS	HO	UC	UD	RID
I	I	I	I	I	I	I	.38									
I	I	I	I	I	4											
I	I	I	I	I	I	1268										
I	I	I	I	I	I	.77										
I	I	I	I	I	6											
I	I	I	I	I	I	1256										
I	I	I	I	I	I	1.16										
I	I	I	I	I	I	I	848.									
I	I	I	I	I	I	I	I	3.26								
I	I	I	I	I	I	I	I	I	11.							
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	25.00						
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	.15					
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.55				
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	55.51			
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	9.46		
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	5.59	
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	1.0733

>>>>> AREA DE LA UNIDAD = 15783.40 FT\*\*2  
>>>>> AREA REQUERIDA = 9849.85 FT\*\*2  
>>>>> SOBREDISENO = 60.24 %

## V.6 ANALISIS DE LOS RESULTADOS

Para los casos analizados, el sistema computacional se comporta muy similar en los resultados, debido a que se obtienen las mismas conclusiones que en la literatura para cada problema. Existen ligeras variaciones en algunos valores debidos, por una parte, a cantidades exactas utilizadas por la computadora, y por otra lado, a desviaciones debidas a los diferentes métodos utilizados entre el sistema y los casos analizados.

A continuación se analizan cada uno de los resultados obtenidos por el sistema.

### V.6.1 ANALISIS DE LOS RESULTADOS DEL EJEMPLO I

Al efectuarse la simulación con los datos originales, el programa indica que la incrustación calculada (0.0028), es menor que la requerida (0.004), indicando que el equipo funciona pero no correctamente, para lo cual se le indica que determine las temperaturas que se obtendrán a la salida de cada una de las corrientes; cómo estas temperaturas difieren muy poco de las reportadas en la literatura, se concluye lo mismo que en la literatura: El intercambiador es satisfactorio.

La diferencia mas significativa en éste ejemplo, es la obtenida para la incrustación calculada, la cuál se determina con los coeficientes totales, de diseño y de servicio, en donde el coeficiente de diseño es función, entre otras variables, del coeficiente individual de transferencia de calor; el coeficiente de película para el lado de la coraza es calculado por el método de Bell, mientras que en la literatura por el de Kern, la diferencia de estos métodos es que Kern da coeficientes altos y caídas de presión también altas, mientras que el de Bell da coeficientes bastante aproximados a los experimentales en la mayoría de los casos. En éste ejemplo existe también una gran diferencia en la caída de presión por el lado de la coraza (1.75 psi vs 7.0 psi).

Este ejemplo se aprovecho también para diseñar con el programa un equipo con coraza tipo "E" que cumpliera con las condiciones del proceso. Las conclusiones son las siguientes:

- La caída de presión por la coraza se disminuye al eliminarse el baffle longitudinal, aún cuando se ve disminuido el diámetro interno de la coraza.
- Se requiere de mayor área (para equipos comerciales), para la transferencia de calor, que también es debido a la menor turbulencia del fluido por la coraza ya que su velocidad es menor.
- En este caso aumentó la caída de presión por los tubos aún cuando se disminuyeron los pasos entre ellos, pero también disminuyeron el número total de los mismos.

#### V.6.2 ANALISIS DE LOS RESULTADOS DEL EJEMPLO II

En este caso se sigue la secuencia indicada en la literatura; se efectúa primero una simulación en un equipo con coraza tipo "E" y, posteriormente sobre un equipo con coraza de flujo dividido, coraza tipo "J". Se hace notar que en el ejemplo de la literatura el factor de corrección de la DMLT es el mismo para ambos casos, mientras que el sistema computacional obtiene dos factores diferentes de acuerdo al tipo de coraza.

Para la primera simulación el sistema concluye que en la literatura, el equipo queda muy sobrediseñado y la caída de presión por la coraza no cumple con los requisitos.

Al efectuarse la simulación con el otro tipo de coraza, también se obtienen resultados similares a los reportados, encontrándose diferencias en la caída de presión por la coraza así como en el coeficiente total limpio, por lo que se obtiene también un factor de obstrucción calculado mayor que el reportado. - En esta ocasión también se le indica al sistema que determine las temperaturas que tendrán los fluidos al salir del equipo, obteniéndose un mayor intercambio de calor de casi el 5%.

En este caso no se efectuó el diseño de la unidad debido a que el sistema diseña únicamente con corazas tipo "E".

### V.6.3 ANALISIS DE LOS RESULTADOS DEL EJEMPLO III

En este ejemplo se comparan los diseños obtenidos tanto por el sistema computacional aquí presentados con el obtenido por un bufete de ingeniería; así mismo se puede apreciar en la memoria de cálculo elaborada por el sistema, como se discriminan los diferentes tamaños de equipos y como se obtienen los óptimos.

En este caso el sistema arroja dos resultados, siendo diferentes equipos, para los cuales el proceso requerido se cumple; uno de ellos posee la menor área de diseño mientras que el otro posee el menor sobrediseño. De acuerdo a éste criterio el equipo diseñado por el bufete queda en un lugar intermedio.

La razón por la que el sistema obtiene dos equipos diferentes es el criterio de convergencia del diseño, esto es, elige la menor área de diseño en el cuál el equipo cumple las condiciones de proceso, escoge otro más en el cuál exista el menor sobrediseño y otro más que contenga la menor área de instalación (menor número de equipos por unidad de transferencia de calor), y si estos criterios se aplican en diferentes equipos desplegará cada uno de ellos, y por el contrario, estos se aplican al mismo equipo, se obtiene un sólo resultado. - Este criterio se aplicó al sistema debido a las diferentes normas que se aplican en las compañías.

De los resultados obtenidos por el sistema, se observa que la diferencia en el sobrediseño es despreciable, 2.14% para el de menor sobrediseño y 2.18 para el menor área de diseño, pero si existe una diferencia notable en cuanto al área total de diseño. ( 9274 vs 7791 ft\*\*2). , lo cuál económicamente es considerable. Al comparar éstas áreas con la obtenida por el bufete, se observa que se obtuvo un equipo de menor tamaño en casi 300 ft\*\*2, sin embargo, al simularse el equipo diseñado por el IMP en el sistema, éste indicó que ese equipo funciona pero que no tiene sobrediseño, y al determinarse las temperaturas que tendrían los fluidos a la salida, se encontró que son muy similares a las requeridas por el proceso.

Obviamente este análisis está sujeto a las diferencias en los métodos utilizados tanto para el cálculo de los coefi-

-cientos de película como de la convergencia del diseño, así -- como de la tabla de cuenta de tubos utilizada. Si se comparan el número de tubos obtenidos por el sistema para una coraza de 42" y 4 pasos es de 738 vs 638 obtenidos por el bufete se encuentra una razón por la que el bufete utilizó ese equipo.

#### V.7 CONCLUSIONES

El sistema computacional aquí presentado puede ser utilizado por el estudiante de ingeniería para conocer el comportamiento de los intercambiadores de calor de coraza y tubos, ya que como se mostro en los ejemplos, coincide cercanamente en los resultados y se puede concluir lo mismo que en la literatura, además su forma conversacional permite guiarlo para obtener resultados.

Este sistema ha sido sometido a diversas pruebas además de las mostradas en el presente trabajo, actualmente se ha implantado en diversos centros de trabajo de PEMEX debido a que se han obtenido buenos resultados en equipos de campo.

Al obtenerse resultados muy similares en el diseño con los de un bufete de prestigio, remarca la confiabilidad de este sistema para utilizarse a nivel profesional.

Este sistema se diseñó tanto para la simulación como para el diseño de intercambiadores de calor, porque las ecuaciones utilizadas para ambos casos son similares, lo que varía es la secuencia del cálculo.

No existen limitaciones en cuanto al uso de los tipos de fluidos, ya que pueden ser muy viscosos, o muy ligeros, o pesados o tener cualquier característica de flujo, esto es, laminar o turbulento; excepto que no deben cambiar de fase, aunque se incluye al vapor de agua al cuál si se le considera el cambio de fase de vapor a líquido.

Tampoco existen limitaciones mecánicas para un equipo que se desea simular, puede ser de cualquier longitud, cualquier número de pasos por los tubos o cualquier tipo de coraza, excepto la tipo "K", cualquier corte de mamparas, diámetros internos y externos de los tubos o corazas, etc. pero únicamente res

tringe a que el arreglo de los tubos sea cuadrado o triangular.

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

- 1.- BELL, K.J. "Bulletin No. 5 Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchangers", University of Delaware Engineering - experimental station, Jan (1963).
- 2.- Colburn, A.P., "Mean temperature Difference and Heat Transfer coefficient in liquid heat exchangers", Ind. Engng. Chem. 35 873-877 (1933).
- 3.- Donahue, D.A. "Heat transfer and Pressure drop in - heat exchangers", Ind. Engng. Chem. 41 2499-2511 (1949)
- 4.- Kern, Donald, Q. "Procesos de transferencia de calor", C.E.C.S.A. México (1978).
- 5.- Kernighan, Brianw & Plauzer, "Elementos de estilo de programacion", Ed. DIANA. México (1980).
- 6.- Mc Adams, W.M. "heat transmission", Mc-Graw-Hill, 3rd. edn. (1954).
- 7.- Perez Carbajal y Campusano, Ma teresa. "Curso de diseño térmico de cambiadores de calor y condensadores de superficie", Instituto mexicano del Petróleo, México (1980).
- 8.- Perry, Robert, H. et al, "Chemical Engineers' Handbook" Fifth edition. McGraw-Hill. (1973).
- 9.- Rohsenow, W.M. & Harnett, J.P., "Handbook of Heat transfer" McGraw-Hill, (1973).

- 10.- "Shell and Tube exchanger design", Boletines de Hydrocarbon Processing (1976).
- 11.- Sieder, E.N. & Tate, G.E., "Heat transfer and pressure drop in liquids in tubes", Ind. Engng. Chem. 28 1429-1435 (1936).
- 12.- T.E.M.A. "Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association", 6th Edition (1978).