



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO Y SELECCION POR COMPUTADORA DE
CAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS.

T E S I S

Que para obtener el título de:

INGENIERO QUIMICO .

P r e s e n t a :

Francisco de Paul Ramírez Elías



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

CLAS TESIS 1978
ABO M. Z. 350 7/11/78 350
FECHA _____
PROC. _____



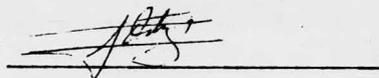
PRESIDENTE: ING. VLADIMIR ESTIVIL RIERA
VOCAL: ING. PABLO BARROETA GONZALEZ
SECRETARIO: ING. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ
1er. SUPLENTE: ING. ROBERTO ANDRADE CRUZ
2° SUPLENTE: ING. RAMON ARNAUD HUERTA

SITIO DONDE SE
DESARROLLO EL TEMA: FACULTAD DE QUIMICA D.F.

SUSTENTANTE: FRANCISCO DE PAUL RAMIREZ ELIAS



ASESOR DEL TEMA: ING. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ



SI LO QUE HAS ESTUDIADO Y
REFLEXIONADO TE HA ENSEÑADO
A SER SOBRIO, HAS APRENDIDO
MUCHO.

A MI HIJA: PAOLA

A MI ESPOSA: YOLANDA

A MIS PADRES: QUE ME HAN IMPULSADO A
SUPERARME

A: MIS HERMANOS, PARIENTES Y
AMIGOS

AGRADEZCO AL ING. JOSE ANTONIO ORTIZ
RAMIREZ SU VALIOSA Y ATINADA DIRECCION
EN LA ELABORACION DE ESTE TRABAJO.

I N D I C E

Página:

INTRODUCCION	1- 3
CAPITULO I - Los Tipos de Cambiadores Compactos	4-21
CAPITULO II - Método de Diseño	22-45
CAPITULO III- Descripción del Programa Principal y Subrutinas	46-79
CAPITULO IV - Aplicaciones	80-95
CAPITULO V - Conclusiones	96-98
APENDICE -	99-151
NOMENCLATURA	152-173
BIBLIOGRAFIA	174-175

I N T R O D U C C I O N

Cuando se diseña un intercambiador de calor de tubos y coraza para determinados servicios, donde se tiene la limitación del espacio que ocupará dicho equipo, debido a los diferentes factores que intervienen en la distribución del equipo de proceso en la planta, nos trae como consecuencia ciertas dificultades para dimensionarlo.

Dichas dificultades se deben principalmente a los fluidos de trabajo (gases) que tienen coeficientes de transferencia de calor muy bajos, resultando del diseño, equipos convencionales de tubos y coraza con grandes dimensiones cuando el calor intercambiado es elevado.

Sin embargo, cuando a las superficies ordinarias de transferencia de calor se le añaden piezas adicionales de metal, estas últimas incrementan la superficie disponible por pie de longitud para transferencia de calor, y a estas piezas adicionales o tiras de metal se les conoce como "aletas".

Los cambiadores de calor que operan con estas superficies extendidas se les denominan "cambiadores compactos".

Estos cambiadores son compactos por tener una area muy grande de transferencia de calor por unidad de volúmen debido a sus "aletas", resultando por eso una ventaja sobre los de tubos lisos y coraza para determinados servicios.

La aplicación práctica que pueden tener estos cambiadores compactos consiste en la substitución de los cambiadores convencionales de tubos y coraza especialmente en aquellos casos en los que las dimensiones de estos equipos rebasen el espacio disponible para localizarlos y sus costos de materiales sean muy elevados.

De acuerdo con la clasificación hecha sobre los cambiadores compactos debido a su funcionamiento, en esta tesis se plantea un método de diseño por computadora para cambiadores de calor compactos del "tipo de transferencia directa", debido a que son los más comunes en su uso y se cuenta ya con una literatura bastante extensa para su aplicación.

Este trabajo está orientado de acuerdo con las geometrías para el tipo de transferencia directa en las superficies de "Placa con Aletas", ya que las demás superficies han sido ya tratadas ampliamente (1).

Las aplicaciones prácticas de los cambiadores de calor compactos incluyen la transferencia de calor entre dos ó más corrientes. Debido a que la información disponible en la literatura abierta es escasa únicamente se analizará el caso de la transferencia de calor entre dos corrientes. También el objeto de esta tesis es dar un criterio al Ingeniero Químico sobre el diseño y selección de cambiadores compactos de acuerdo a la influencia de los diferentes tipos de superficies extendidas, tomando en cuenta su geometría y arreglos de flujo(2).

Debido a la gran variedad de combinaciones de los diferentes tipos de aleta y la gran cantidad de cálculos que se requieren para efectuar el diseño óptimo de este tipo de equipos se propone un algoritmo de cálculo y un programa de computadora que permitan efectuarlo en forma rápida y precisa.

De acuerdo con los diferentes objetivos de esta tesis el contenido de la misma se puede clasificar de la siguiente manera:

CAPITULO I. Los tipos de cambiadores compactos, de acuerdo a su funcionamiento y geometrías.

- CAPITULO II. Método de diseño.
- CAPITULO III. Descripción del programa principal y subrutinas.
- CAPITULO IV. Aplicaciones, al comparar un cambiador de tubos y coraza con el cambiador compacto en dimensiones y costo.
- CAPITULO V. Conclusiones.
- APENDICE. La presentación del listado de computación y sus resultados.
- NOMENCLATURA.
- BIBLIOGRAFIA.

CAPITULO I

LOS TIPOS DE CAMBIADORES COMPACTOS.

Clasificación:

Los cambiadores de calor compactos se clasifican de acuerdo a su funcionamiento en tres tipos:

a) El tipo de transferencia directa de tubos con ó sin aletas y placas con aletas, en el cual dos fluidos que intercambian energía térmica están separados por la superficie de transferencia de calor (ver fig. 1).

b) El tipo de transferencia indirecta, el cual consiste esencialmente de - dos unidades de transferencia directa, acopladas por medio de un líquido - que transfiere calor en ambas unidades (ver fig. 2).

Este líquido circula entre el fluido portador de energía térmica (donde es ta energía es transferida a dicho líquido), y el fluido frío donde la ener gía térmica del líquido se usa para calentarlo.

c) El tipo de flujo periódico, consiste de una matriz de superficie de - - transferencia de calor, así este elemento se desplaza periódicamente de la corriente caliente a la corriente fría. (ver fig. 3).

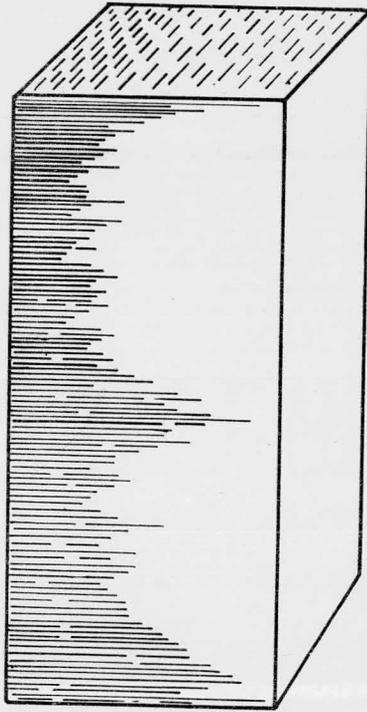
El fluido caliente se enfría a través de la matriz y la matriz se calienta, y en la parte del lado frío del ciclo, el fluido se calienta y la matriz se enfría.

Geometrías

Los diferentes tipos de geometrías que se emplean son los siguientes:

A) En el tipo de transferencia directa se presentan las siguientes geometrías de superficie:

TUBO
CON ALETAS



TIPOS
DE
TRANSFERENCIA
DIRECTA

PLACA CON ALETAS

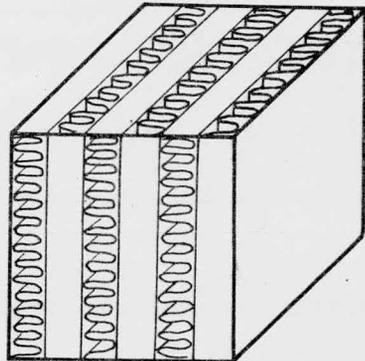
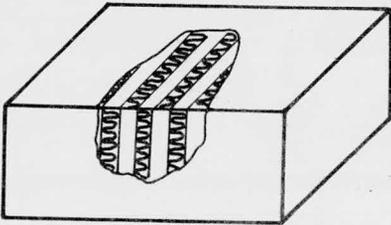
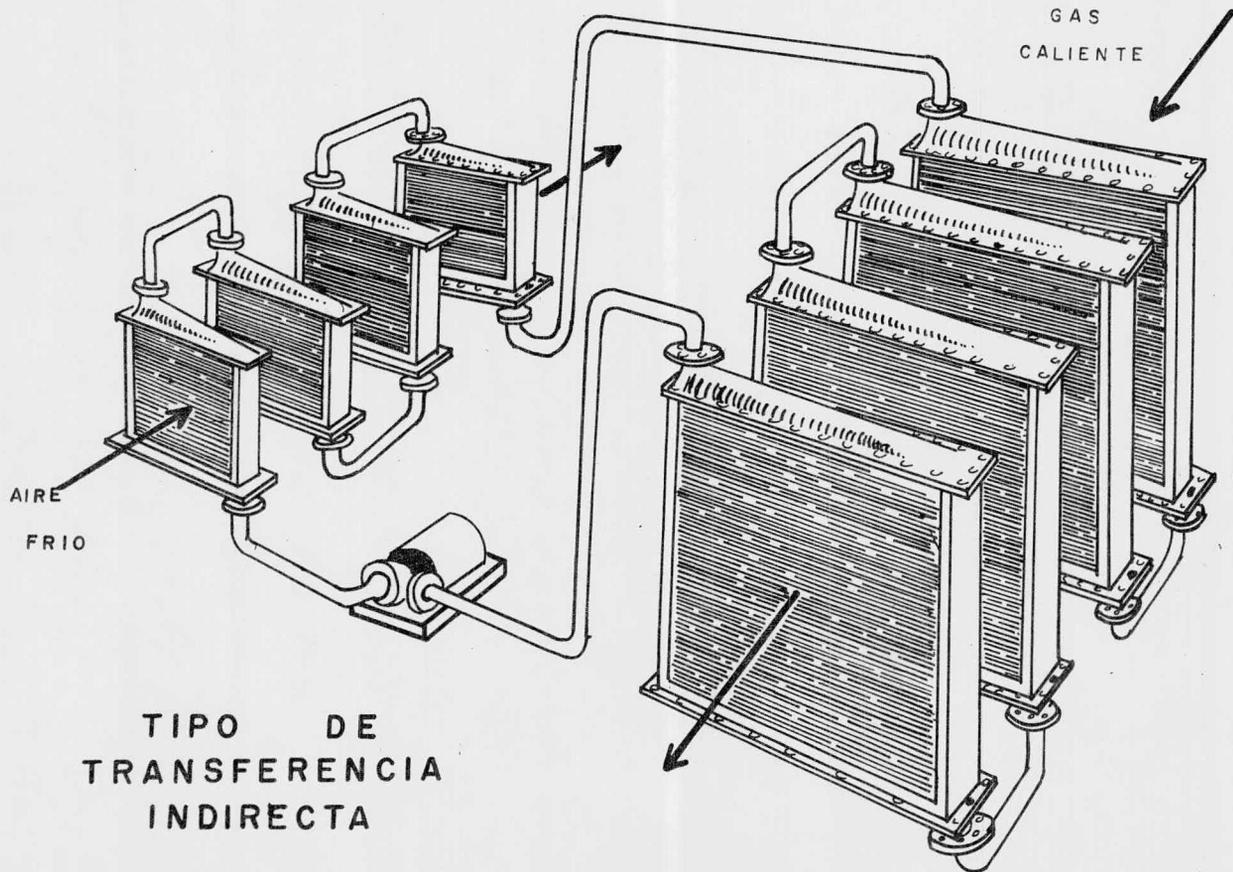
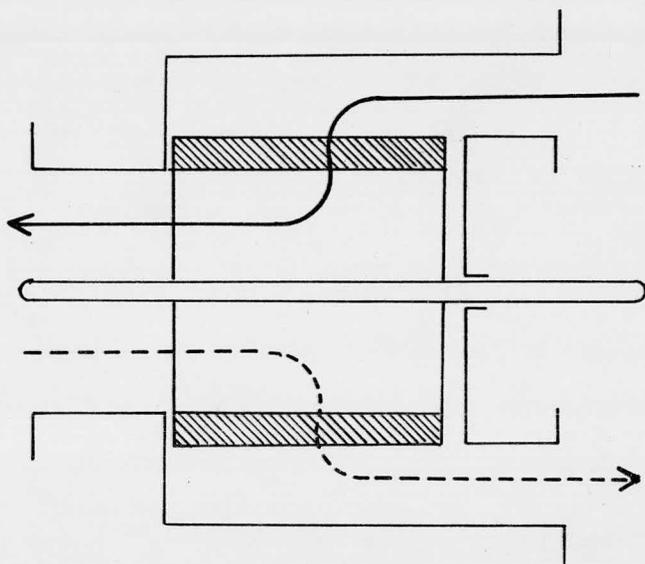


FIG 1



TIPO DE
TRANSFERENCIA
INDIRECTA

FIG 2



TIPO DE FLUJO PERIODICO

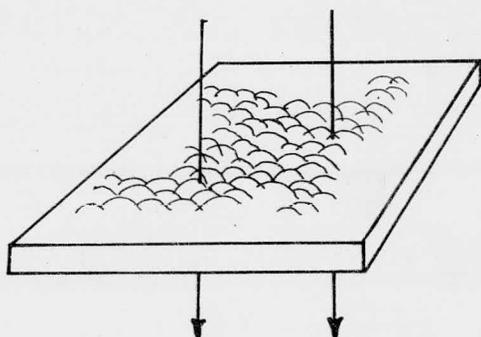


FIG 3

1) Superficies tubulares (ver fig. 4).

I. Interior circular y tubos circulares aplanados.

II. Flujo normal hacia bancos de tubos planos.

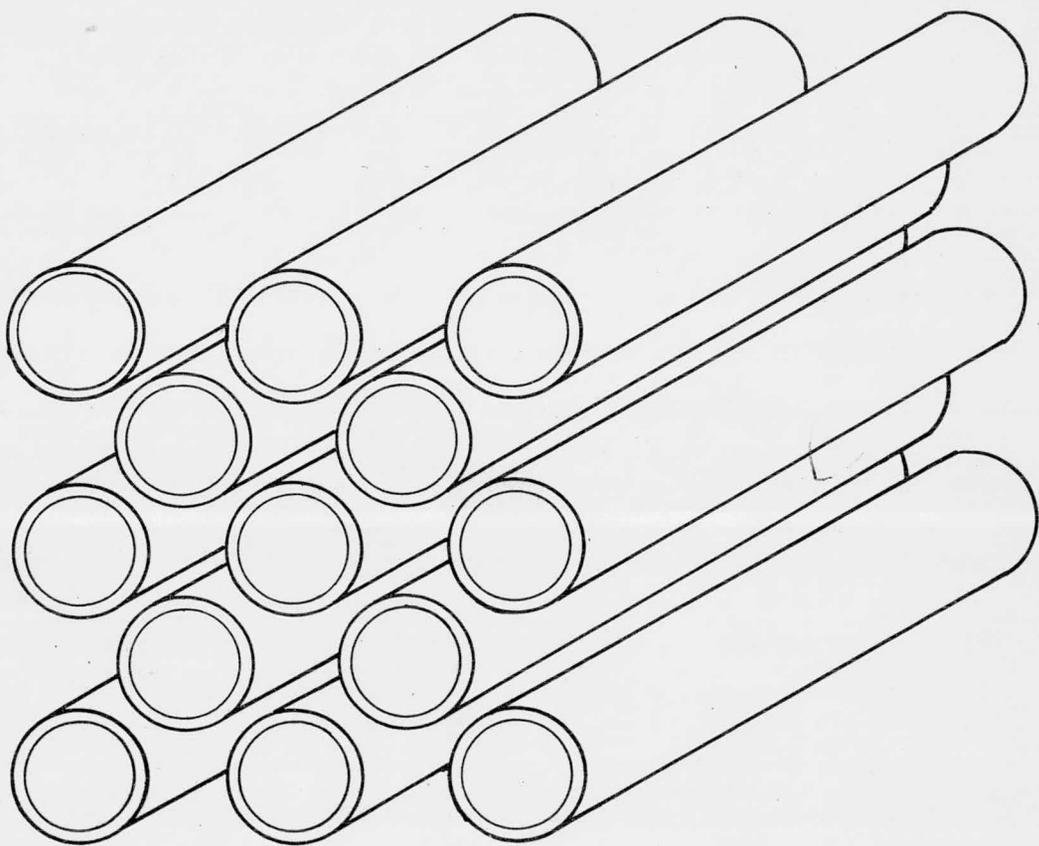
Las superficies tubulares son la forma más simple de superficie compacta de transferencia de calor.

Los datos de prueba han sido obtenidos para flujo tanto por dentro como transversal hacia los bancos de tubos.

Los bancos de tubos pueden formarse usando tubos circulares, tubos aplanados en una forma oval ó con hoyuelos. Este último se usa como un método para limitar la interrupción de la superficie y aumentar la transferencia de calor por conducción sin aumentar la velocidad del fluido cuando el flujo sea transversal hacia los bancos de tubos. El arreglo de los bancos de tubos se ha dispuesto de tal manera que estos están escalonados ó en forma continua.

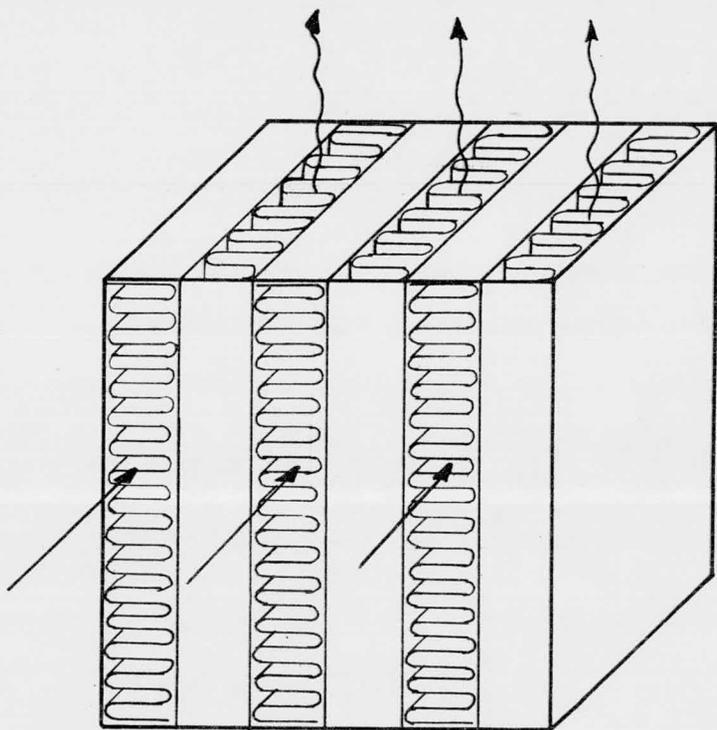
2) Superficies de placa con aletas (ver fig. 5).

Las superficies de placa con aletas son especialmente útiles cuando ambos fluidos en el cambiador de calor son gases, debido a que la superficie extendida puede emplearse sobre ambos lados del fluido. También con estas superficies de placa con aletas es posible lograr una area compacta muy grande ó sea una area mayor de transferencia de calor por unidad de volúmen. Debido a esto se tiene una flexibilidad en el diseño del cambiador de calor ya que los dos lados del fluido son independientes uno del otro y puede escogerse el tipo de superficie extendida que más convenga para cada uno de los fluidos.



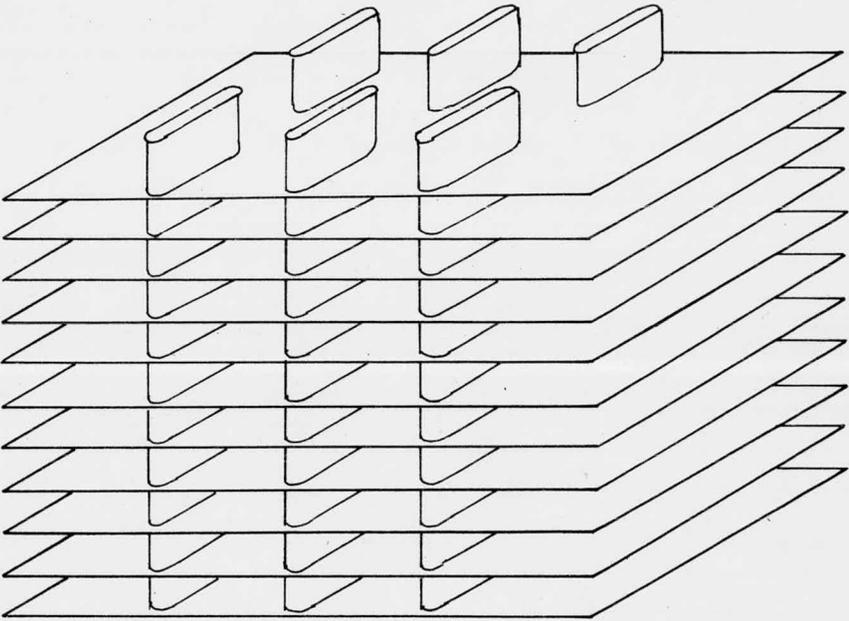
SUPERFICIES TUBULARES

FIG 4



SUPERFICIES DE PLACA CON ALETA

FIG 5



SUPERFICIES DE TUBO CON ALETAS

FIG 6

De acuerdo con la fig. 5 estos cambiadores de placa con aletas constan de varios pasajes múltiples con sus juntas soldadas, producidas al alternarse las placas planas con las aletas, sellándose se estos pasajes a los lados en forma apropiada al arreglo que proveerá las conexiones de entrada y salida para las dos corrientes al final de los pasajes.

Las aletas en este tipo de cambiadores de placa con aletas básicamente cumplen tres funciones:

- 1) La estructural, porque mantiene juntas las dos placas separados que limitan el pasaje a pesar de la presión interna.
- 2) La económica, porque proporciona una superficie extendida de alta eficiencia y barata.
- 3) La transferencia de calor, porque ayuda a la obtención de mejores coeficientes de transferencia de calor.

Las superficies de placa con aletas se han subdividido en aleta plana, aleta persiana, aleta liston, aleta clavija y aleta ondulada. Con la combinación de las diferentes superficies de placa con aletas, de acuerdo con la clasificación de aletas antes mencionadas se forman los tipos de configuraciones de superficie más comunes en uso actualmente.

1. Las superficies de aleta plana se caracterizan por originar una película de fluido continua similar a la obtenida dentro de los tubos circulares. Generalmente no se hace la tentativa de alinear estas aletas antes de soldar la estructura completa para conseguir esta continuidad. Uno de los métodos semidescriptivos de diseño de las

SUPERFICIE DE ALETA PLANA

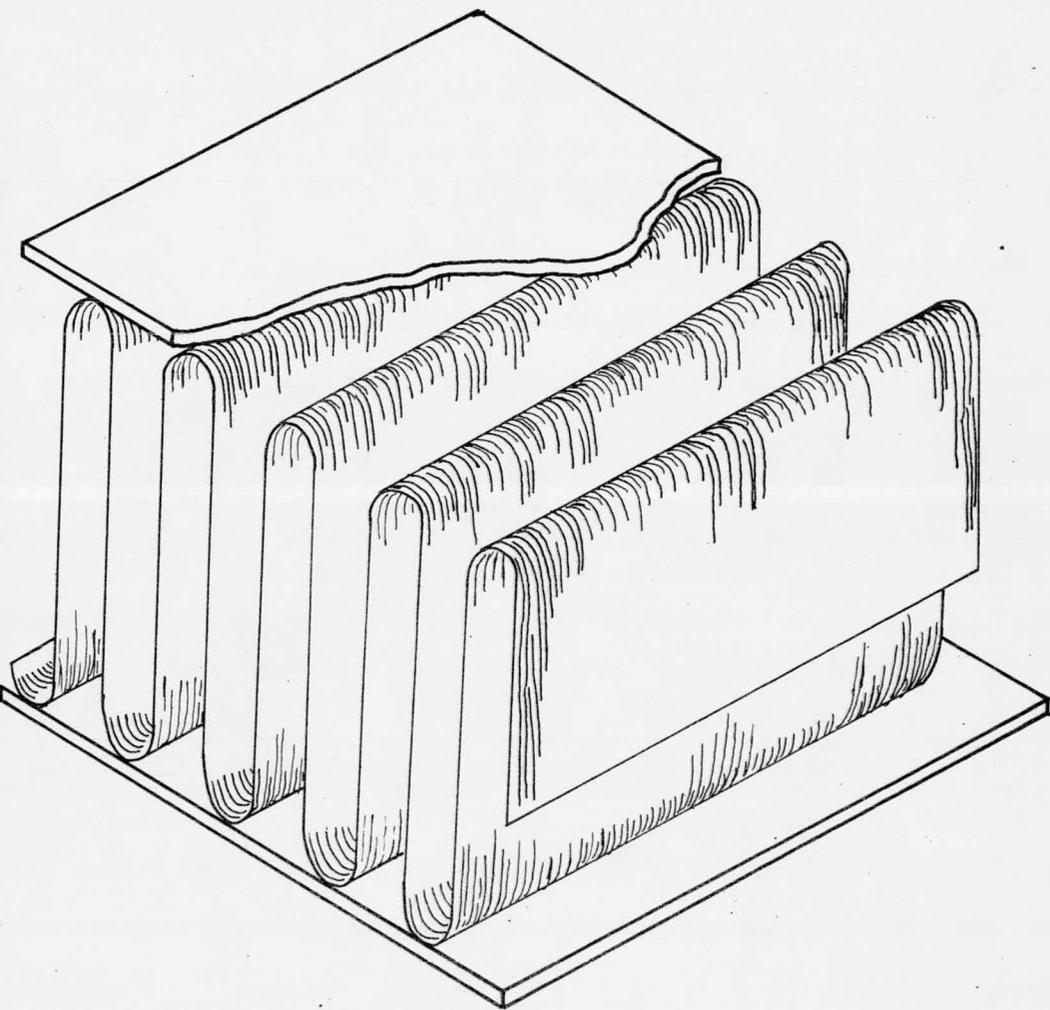
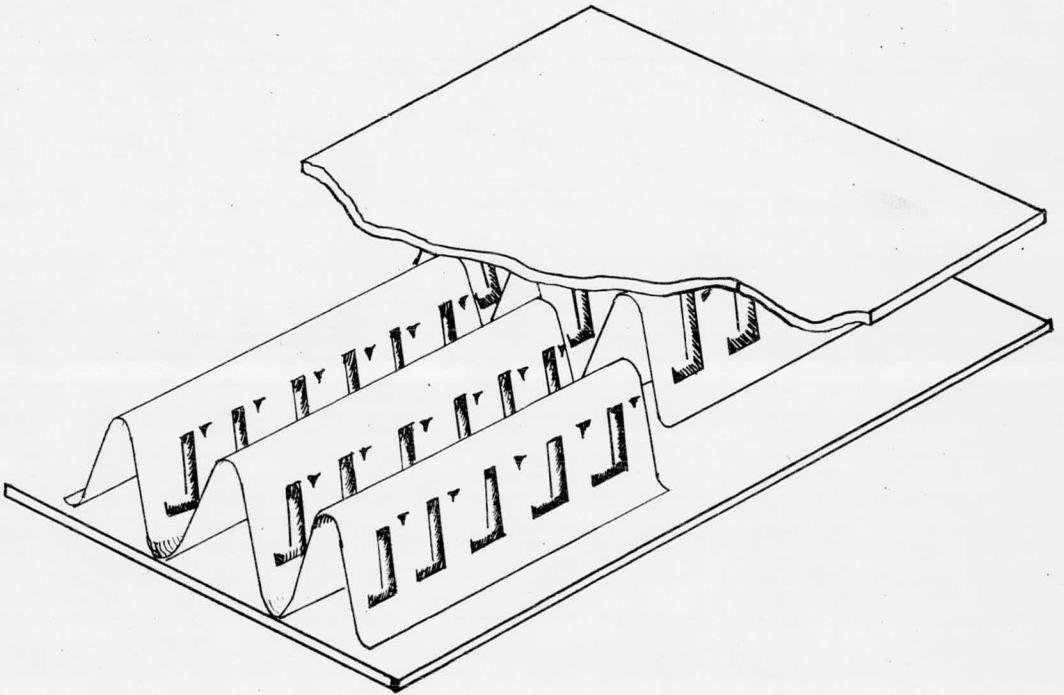


FIG 7



SUPERFICIE DE ALETA PERSIANA

FIG 8

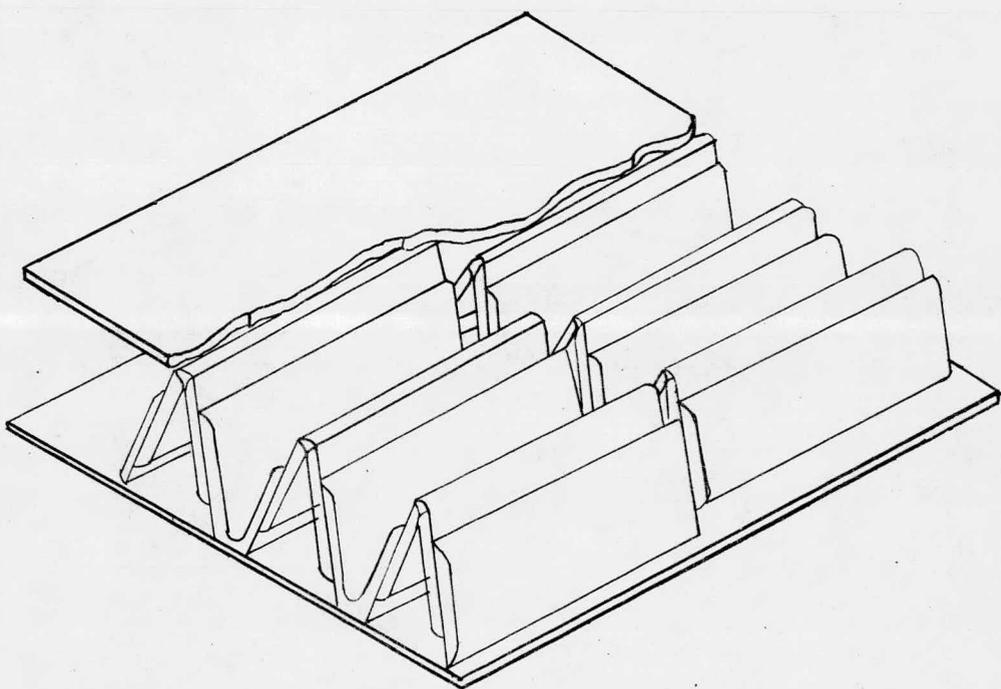
superficies de aleta plana se refiere al número de aletas por pulgada transversal en la dirección del flujo. Así la superficie 9.03 tiene 9.03 aletas por pulgada (ver fig. 7)

II. Las superficies de aleta persiana se caracterizan por tener sus aletas cortadas y dobladas a frecuentes intervalos hacia afuera de la corriente del fluido. El propósito de hacer estas persianas es para romper la capa límite térmica y obtener conducciones más altas de transferencia de calor de las que se tienen con aletas simples bajo las mismas condiciones de flujo (ver fig. 8).

Como regla general se dice que a una mayor interrupción de la capa límite se obtiene también una mayor conducción y aumento en el factor de fricción. Sin embargo, a pesar del aumento del factor de fricción, se observa que tal superficie tiende a requerir menos poder de fricción que la superficie de aleta simple con igual conducción de transferencia de calor, es por esto que a estas superficies de aleta persiana se les denomina de "alto funcionamiento".

Las superficies de aleta persiana son designadas por dos numerales. El primero se refiere a la longitud de la aleta persiana en la dirección del fluido; y el segundo, al número de aletas por pulgada transversal en la dirección del flujo. Así la superficie $3/4 - 11.1$ tiene persianas de $3/4$ de pulgada y 11.1 Aletas por pulgada.

III. Las superficies de aleta listón son similares en principio a las superficies de aleta persiana, la única diferencia es que las secciones cortas de esta aleta están alineadas en la dirección del fluido, con esta configuración es factible tener aletas con flujo muy interrumpido consiguiendo así altas transferencias de calor. La designación para las superficies de aleta listón es la misma que se usa para superficies de aleta persiana (ver fig. 9).



SUPERFICIE DE ALETA LISTON

FIG 9

SUPERFICIE DE ALETA CLAVIJA

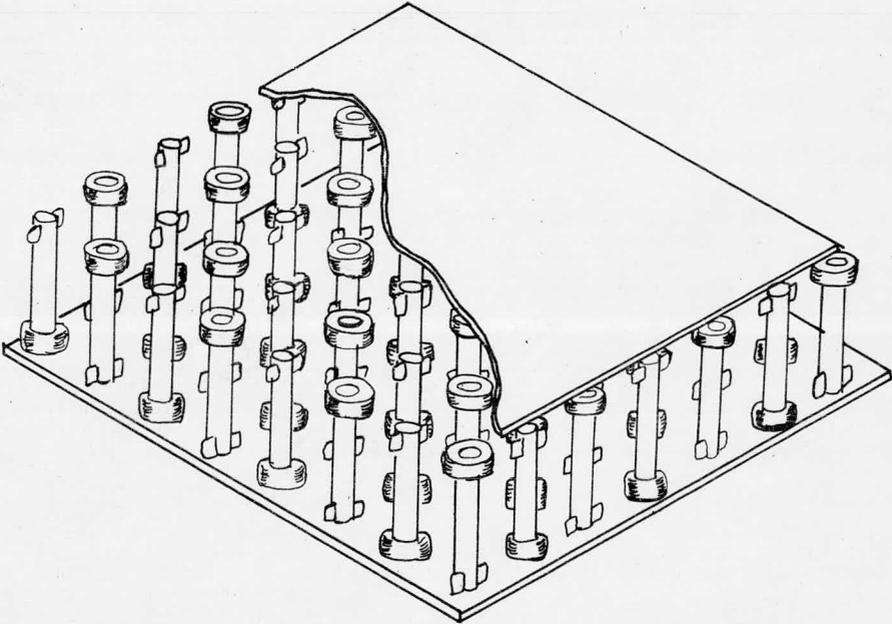


FIG 10

SUPERFICIE DE ALETA ONDULADA

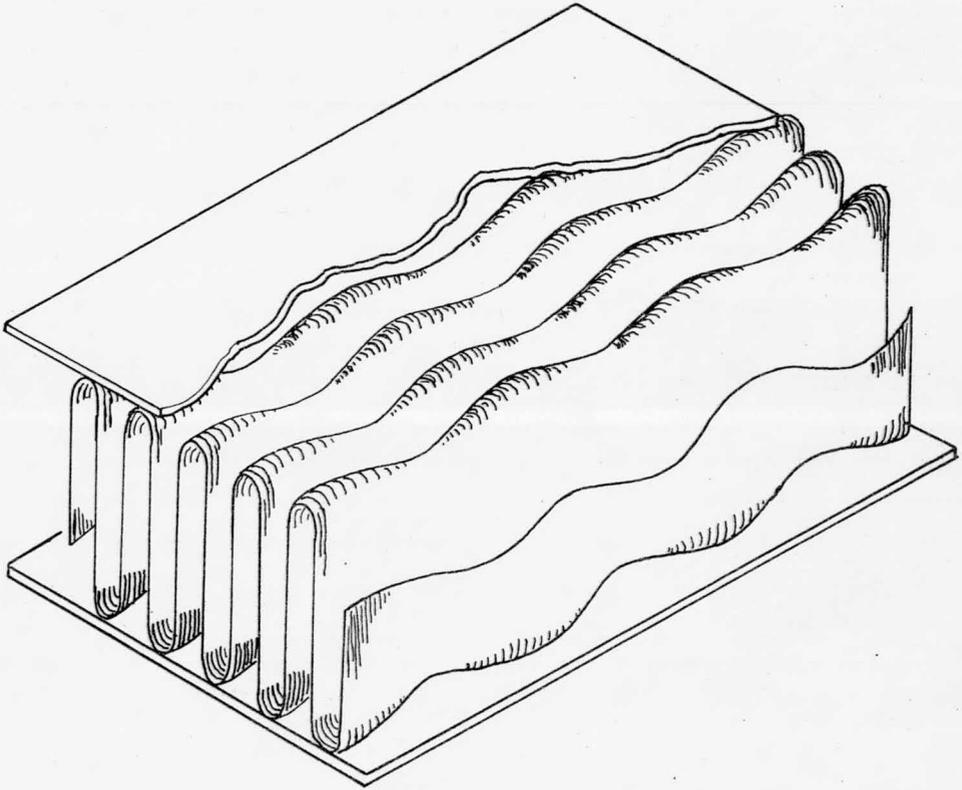


FIG 11

IV. Las superficies de aleta clavija son otro ejemplo del sistema placa con aletas donde el propósito es lograr una alta transferencia de calor manteniendo las capas límites delgadas sobre las aletas, para esto estas clavijas se construyen con alambre de diámetro muy pequeño formando en el flujo una carga asociada por la separación de la capa límite del fluido sobre las clavijas que trae como consecuencia muy elevados factores de fricción que son compensados en la evaluación del diseño final por tener también conducciones muy altas. (ver fig. 10).

V. Las superficies de aleta ondulada son también superficies de "alto funcionamiento", con un funcionamiento similar a las superficies de aleta persiana y aleta listón. El cambio en la dirección del flujo inducido por las ondas de la aleta ocasiona la separación de la capa límite con los efectos similares de la aleta interrumpida. Las superficies de aleta ondulada están designadas por dos numerales dando el primero, el número de aletas por pulgada transversal en la dirección del flujo y el segundo la longitud de onda. Así la superficie 17.8 - 3/8 W tiene 17.8 aletas por pulgada con una onda completa de 3/8 de pulgada (ver fig. 11).

3) Superficies de tubo con aletas (ver fig. 6).

Las superficies de tubo con aletas son comúnmente empleadas cuando uno de los fluidos en el cambiador de calor es un gas y el otro un líquido. Puesto que los gases tienen la característica de operar con conducciones de transferencia de calor más bajas que en los líquidos, entonces se requiere de una mayor superficie de lado del gas para tener un diseño balanceado, este requerimiento es satisfecho por las superficies de tubo con aletas.

Las superficies de tubo con aletas se dividen en tres tipos:

- I. Tubos circulares integrados con aletas circulares en espiral (aleta - transversal).
- II. Tubos circulares con aletas continuas (aleta longitudinal).
- III. Tubos lisos con aletas (aleta discontinua).

Cuando se designan estas superficies con las letras CF se refiere a que son circulares; de otro modo, se asume que son aletas continuas. También se cuenta con dos numerales para designar estas aletas, el primero se refiere el número de aletas por pulgada y el segundo (si lo hay) se refiere al diámetro exterior nominal del tubo en caso de tubos circulares, ó la dimensión del tubo en la dirección del flujo en caso de que sean tubos aplanados.

B) Ya que el tipo de transferencia indirecta consiste esencialmente de dos unidades de transferencia directa acopladas por medio de un líquido, las geometrías de superficies para estas dos unidades serán las de tubo con aletas (explicadas anteriormente) debido a que el líquido acoplado se presenta en ambas unidades por el interior de los tubos y el otro fluido (gas) por el exterior.

C) En las superficies de matriz compacta, sólomente dos tipos de superficies son consideradas:

- 1) La matriz con superficies de pantalla (apiladas en diferentes tamaños).
- 2) La matriz con esferas empaquetadas.

CAPITULO II

METODO DE DISEÑO

El cambiador de placa con aleta se está convirtiendo en un equipo de amplia utilidad para la transferencia de calor, Lo que detiene el desarrollo y uso de este cambiador de calor en el futuro es más que nada la falta de información sobre un diseño básico experimentalmente establecido. Kays y London (2), nos presenta un posible método de diseño que toma en cuenta los datos tabulados de las diferentes superficies extendidas con sus ecuaciones de transferencia de calor y pérdidas por fricción. Este procedimiento difiere al método convencional de diseño de un cambiador de calor de tubos y coraza aunque de hecho esté basado en la misma teoría general de transferencia de calor para conducción y convección de calor, caídas de presión de fluidos, números adimensionales, así como variables que dependen de las propiedades del fluido.

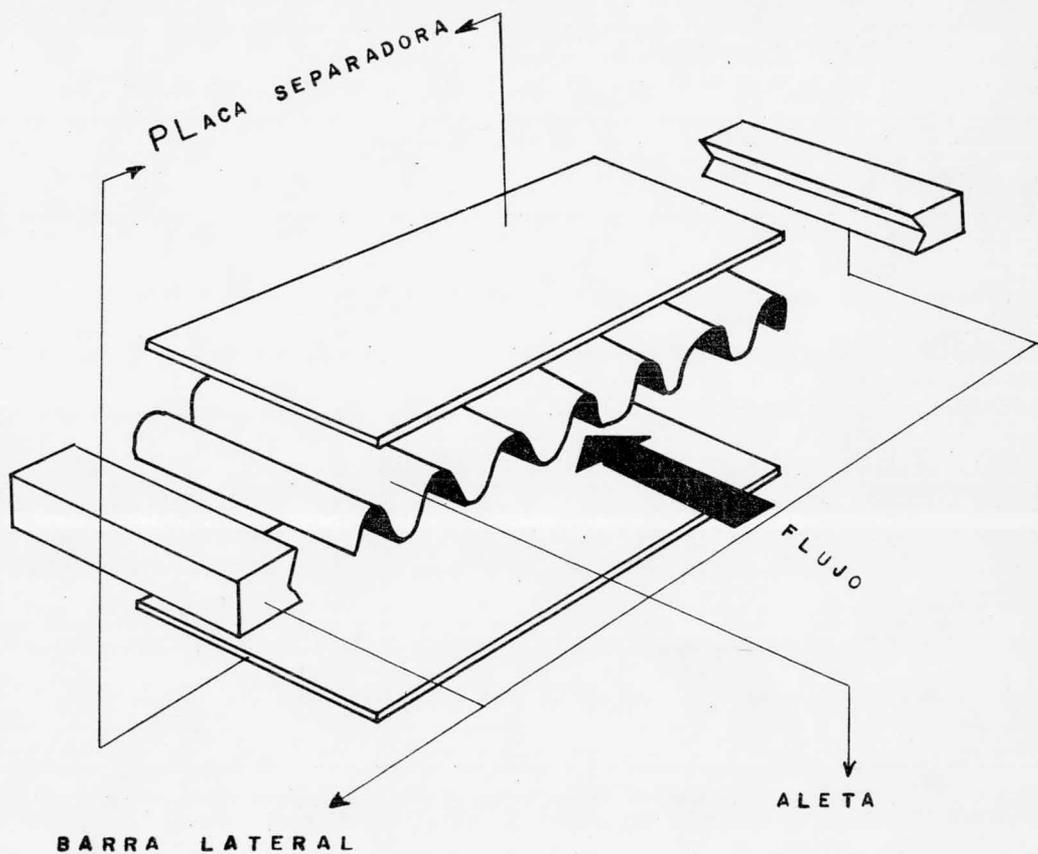
La secuencia de este método de diseño consiste de los siguientes pasos:

- 1) PROPONER EL TIPO Y MEDIDA DE ALETA PARA CADA FLUIDO O LADO DEL CAMBIADOR. **

(Ver tabla 1).

Como generalmente no se tiene una solución única para cualquier problema de diseño, el diseñador deberá usar su juicio y experiencia en este procedimiento de diseño para tratar de hacer el menor número de tanteos debido a los diferentes tipos y medidas de aletas propuestas para ambas corrientes.

Nota: Se establecerá la conveniencia de definir el lado 1 y el lado 2 en estos arreglos de flujo, para identificar más fácilmente la corriente fría y caliente con sus variables.



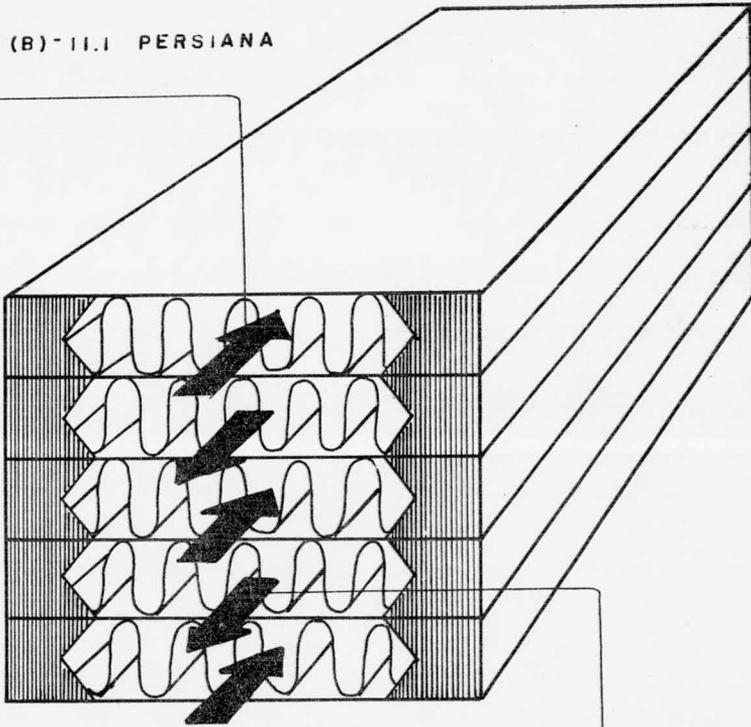
CAMBIADOR DE PLACA CON ALETAS DE

ALUMINIO-BRONCE

FIG 12A

3/8 (B) - II.1 PERSIANA

1



2

3/16 - II.1 P.

FLUJO A CONTRACORRIENTE

FIG 12B

2) ESTABLECER LAS CONDICIONES DE PROCESO REQUERIDAS DE LA SIGUIENTE MANERA:

a) El fluido para cada lado.

b) Los parámetros de operación de ambos fluidos:

W1, W2, T1, T2, t1, t2, PE1, PE2, DPP1, DPP2.

c) Las propiedades físicas promedio de cada fluido en función de su temperatura promedio:

CPM1, CPM2, VISC1, VISC2, COND1, COND2, PM1, PM2.

Para fluido caliente: $T_{prom} = \frac{T1 + T2}{2}$ y fluido frío: $T_{prom} = \frac{t1 + t2}{2}$

d) El tipo de material de fabricación de las placas y aletas con su conductividad (CONAL).

Este tipo de material será de acuerdo con su área de aplicación, por ejemplo, la aleación de aluminio - bronce muestra su mejor ventaja para servicios a bajas temperaturas debido a las excelentes propiedades físicas del aluminio en bajas temperaturas (ver fig. 12 A).

e) El arreglo del flujo para ambas corrientes:

I. Flujo a contracorriente (ver fig. 12 B).

II. Flujo cruzado, con ambos fluidos no mezclados (ver fig. 12 C).

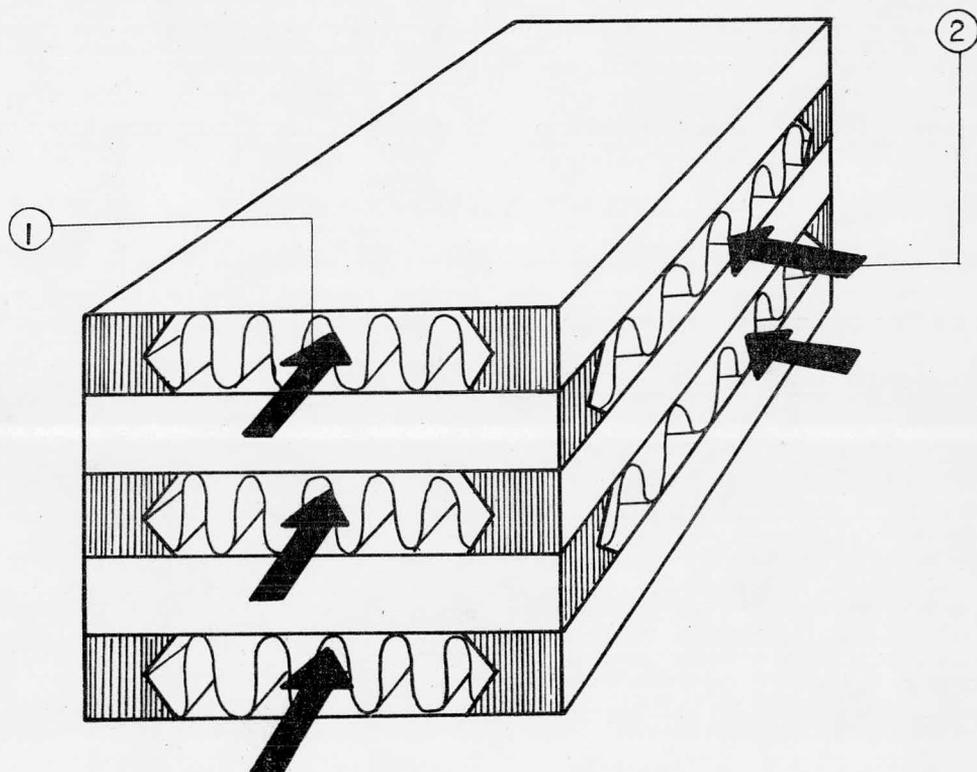
Esta disposición de flujo nos define el criterio para calcular el área frontal, la efectividad de diseño y la forma de reducir las dimensiones del cambiador de acuerdo con los resultados obtenidos en la transferencia de calor y caída de presión para cada fluido.

f) El arreglo geométrico de distribución de los fluidos en los cabezales de entrada y salida (ver fig. 12 D), puede ser de dos formas:

I. Rectangular

II. Triangular

FLUJO CRUZADO



1: CLAVIJA PF - 3

2: CLAVIJA AP - 2

FIG 12 C

LONGITUD RECORRIDA

POR EL FLUIDO

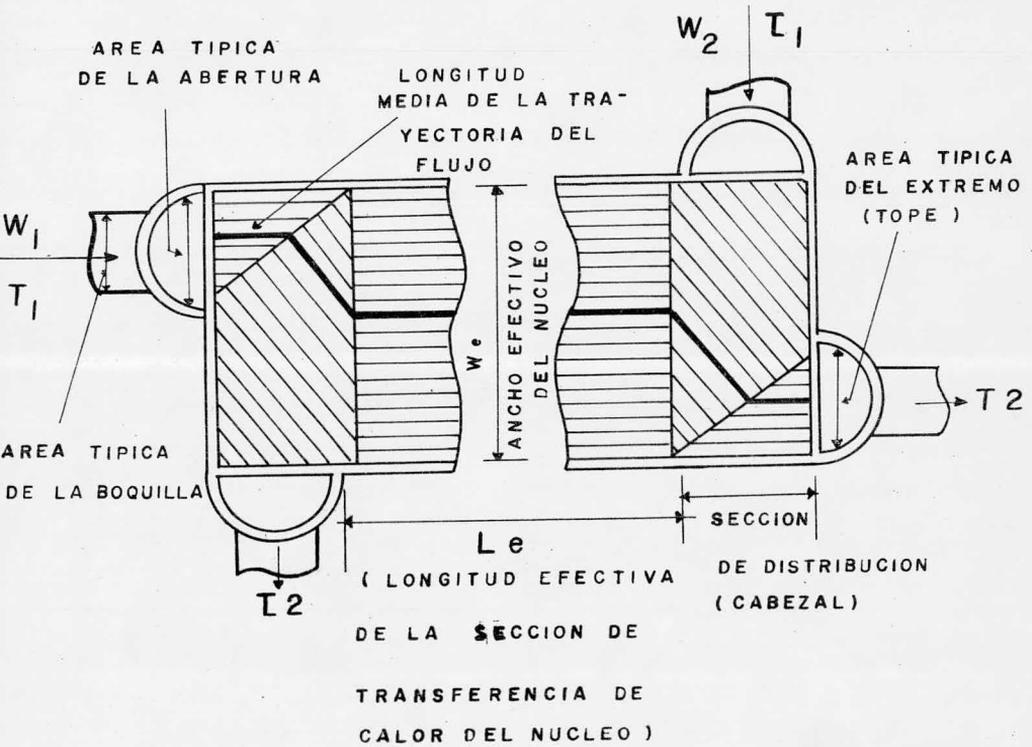


FIG 12 D

Este arreglo geométrico de distribución nos servirá para establecer los coeficientes de pérdidas por fricción en la entrada y salida del cambiador en el cálculo de las caídas de presión para cada fluido (ver fig. 13 y 14).

- g) Dar las dimensiones del núcleo del cambiador de calor compacto: Altura, ancho y largo.

Estas dimensiones son conocidas ó supuestas de acuerdo con el espacio disponible que se tiene para el cambiador de calor en la distribución del equipo de proceso en la planta.

- 3) CALCULAR LA MEDIA LOGARITMICA DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA Y EL CALOR TOTAL TRANSFERIDO.

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} \quad (1)$$

$$\text{DONDE } \Delta t_1 = t_2 - t_1 \text{ Y } \Delta t_2 = t_1 - t_2$$

Los fundamentos de diseño de estos equipos son los mismos que para los intercambiadores de calor de tubos y coraza que parten de la ecuación de Fourier:

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \quad (2)$$

Relacionando esta ecuación con el intercambio total de calor requerido por cada corriente, el resultado es como sigue:

- a) Cuando el lado 1 tiene el fluido caliente,

$$Q = W_1 \cdot c_{pm1} \cdot (t_1 - t_2) \quad (3a)$$

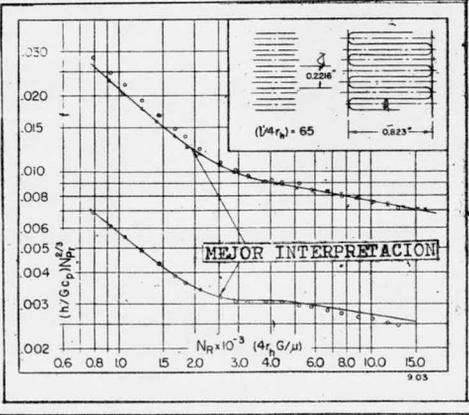
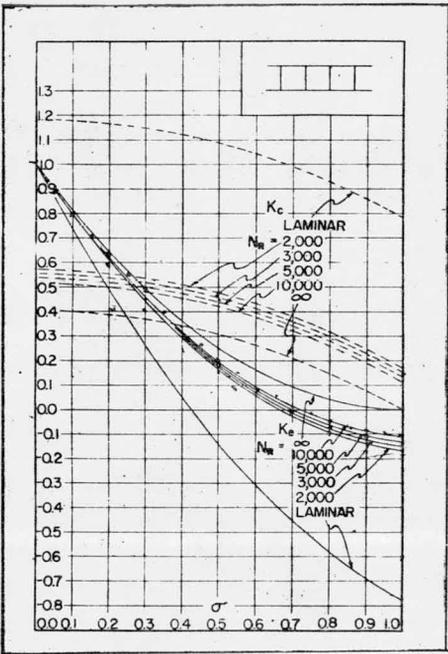
siendo su capacidad térmica la siguiente:

$$Ch = (W_1 \cdot c_{pm1})h \quad (3b)$$

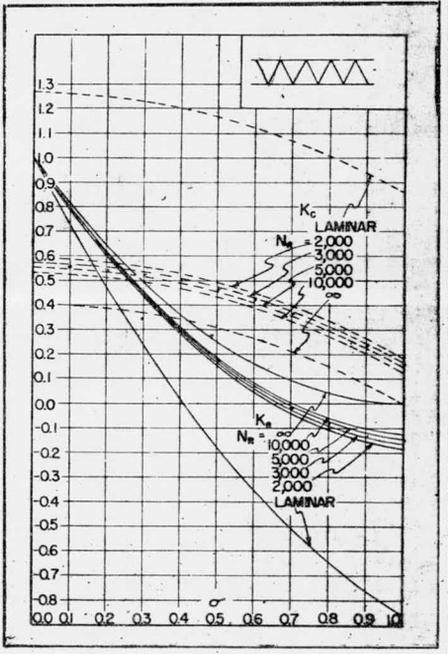
- b) Cuando el lado 2 tiene el fluido frío,

$$Q = W_2 \cdot c_{pm2} \cdot (t_2 - t_1) \quad (4a)$$

F. 13



F. 14



F. 15

ALETA PLANA 9.03

siendo su capacidad térmica la siguiente:

$$C_c = (W_2 \cdot C_{PM2})_c \quad (4b)$$

Si las condiciones son contrarias a las establecidas en a) y b) solamente bastará con invertir los subíndices en las ecuaciones 3 y 4 para obtener lo deseado.

- 4) ENCONTRAR LA RELACION DE LAS CAPACIDADES TERMICAS DE LOS DOS FLUIDOS:

$$CEF = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} \quad (5)$$

Donde C_{min} y C_{max} son respectivamente el más pequeño y el más grande de las dos magnitudes C_h y C_c .

- 5) EL CALCULO DE LA EFECTIVIDAD TEORICA REQUERIDA, SE PUEDE HACER DE DOS MANERAS:

- a) Con el fluido caliente:

$$EFICR = \frac{C_h(T_1 - T_2)}{C_{MIN}(T_1 - T_1)} \quad (6)$$

- b) Con el fluido frío:

$$EFICR = \frac{C_c(t_2 - t_1)}{C_{MIN}(T_1 - T_1)} \quad (7)$$

Donde C_{min} es la más pequeña de las magnitudes C_h y C_c .

- 6) ENCONTRAR UN ESPESOR PARA LAS PLACAS CON EL SIGUIENTE CRITERIO:

- a) La mayor presión de entrada de ambos fluidos se considera la presión de diseño:

$$PE_1 > PE_2 \longrightarrow P_{DIS} = PE_1$$

$$PE_1 < PE_2 \longrightarrow P_{DIS} = PE_2$$

- b) De acuerdo a un valor de presión establecido por códigos de diseño,

se le adicionará un factor de sobrediseño a la presión de diseño:

$$P_{DIS} < 300. \text{ Psia} \longrightarrow P_{DIS} = P_{DIS} + 30. \text{ Psia}$$

$$P_{DIS} > 300. \text{ Psia} \longrightarrow P_{DIS} = P_{DIS} \cdot 1.1$$

- c) Asignar un espesor a las placas en acorde con los diferentes valores de la presión de diseño:

$$\begin{aligned} P_{DIS} < 200. \text{ Psia} &\longrightarrow \text{ESPE} = 0.032'' \\ 200. \leq P_{DIS} \leq 450. &\longrightarrow \text{ESPE} = 0.050'' \\ P_{DIS} > 450. \text{ Psia} &\longrightarrow \text{ESPE} = 0.064'' \end{aligned}$$

Este espesor de placa servirá más adelante para calcular el factor - del area de transferencia de calor para cada tipo de aleta.

- 7) ESCOGER LOS DIFERENTES FACTORES GEOMETRICOS DE LA TABLA I SEGUN CONVenga EN CADA UNO DE LOS PASOS SIGUIENTES DE ACUERDO CON LAS ALETAS PROPUESTAS EN EL PASO 1.
- 8) CALCULO DEL AREA FRONTAL PARA EL LADO DE ENTRADA DE CADA FLUIDO EN FUN- CION DEL ARREGLO DE FLUJO Y LAS DIMENSIONES DEL NUCLEO:

- a) Flujo a contracorriente:

$$A_{fr1} = \text{ALTURA} \cdot \text{Ancho} / 2. \quad (8a)$$

$$A_{fr2} = \text{ALTURA} \cdot \text{Ancho} / 2. \quad (8b)$$

- b) Flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados:

$$A_{fr1} = \text{ALTURA} \cdot \text{Ancho} \quad (9a)$$

$$A_{fr2} = \text{ALTURA} \cdot \text{LARGO} \quad (9b)$$

- 9) CALCULO DEL VOLUMEN TOTAL DEL NUCLEO:

$$\text{VOL MAX} = \text{ALTURA} \cdot \text{Ancho} \cdot \text{LARGO} \quad (10)$$

- 10) CALCULAR EL FACTOR DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LOS 2 LADOS DEL CAMBIADOR SEGUN LAS ALETAS PROPUESTAS EN EL PASO 1.

$$\alpha_1 = b_1^* \cdot \beta_1^* / (b_1^* + b_2^* + 2 \cdot \text{ESPE}) \quad (11a)$$

$$\alpha_2 = b_2^* \cdot \beta_2^* / (b_1^* + b_2^* + 2 \cdot \text{ESPE}) \quad (11b)$$

TABLA I.- SUPERFICIES DE PLACA CON ALETAS .

Nº Total de Aletas	Nº de Aletas por Tipo	Designación de Superficies	Espacio entre Placas ft	E-ft ² /ft ² Area de transf. de calor/vol.	Diámetro Hidráulico 4rh ft	Espesor de Aleta S-in	Area de Aleta/Area Total
A L E T A P L A N A							
1	1	5.3	0.0392	188	0.02016	0.006	0.719
2	2	6.2	0.0337	204	0.01820	0.010	0.728
3	3	9.03	0.0686	244	0.01522	0.008	0.888
4	4	11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
5	5	11.11 (A)	0.0400	312	0.01153	0.008	0.854
6	6	14.77	0.0275	420	0.00848	0.006	0.844
7	7	15.08	0.0348	414	0.00876	0.006	0.870
8	8	19.86	0.0208	561	0.00615	0.006	0.849
A L E T A P E R S I A N A							
9	1	3/8 - 6.06	0.0208	256	0.01460	0.006	0.640
10	2	3/8(a)- 6.06	0.0208	256	0.01460	0.006	0.640
11	3	1/2 - 6.06	0.0208	256	0.01460	0.006	0.640
12	4	1/2(a)- 6.06	0.0208	256	0.01460	0.006	0.640
13	5	3/8 - 8.7	0.0208	307	0.01196	0.006	0.705
14	6	3/8(a)- 8.7	0.0208	307	0.01196	0.006	0.705
15	7	3/16 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
16	8	1/4 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
17	9	1/4(b)- 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
18	10	3/8 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
19	11	3/8(b)- 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
20	12	1/2 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
21	13	3/4 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
22	14	3/4(b)- 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
A L E T A L I S T O N							
23	1	1/4(a)- 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
24	2	3/32 - 12.2	0.0404	340	0.01120	0.004	0.862
25	3	1/8 - 15.2	0.0346	417	0.00868	0.006	0.873
A L E T A O N D U L A D A							
26	1	11.48-3/8w	0.0345	351	0.01060	0.006	0.847
27	2	17.8 -3/8w	0.0345	514	0.00696	0.006	0.892
A L E T A C L A V I J A							
28	1	AP - 1	0.0200	188	0.01444	0.040	0.512
29	2	Ap - 2	0.0332	204	0.01172	0.040	0.686
30	3	PF - 3	0.0625	339	0.00536	0.031	0.834
31	4	PF - 4	0.0418	140	0.0186	0.065	0.704
32	5	PF - 9	0.0425	96.2	0.0297	0.065	0.546

PUNTE DE INFORMACION : (2) KAYS AND LONDON

Este factor nos relaciona el area total de transferencia de un lado del cambiador con el volúmen total del cambiador.

* Factor Geométrico (Tabla 1)

- 11) CALCULO DEL AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA PARA LOS 2 LADOS DEL CAMBIADOR:

$$A_1 = \alpha_1 \cdot VOLMAX \quad (12a)$$

$$A_2 = \alpha_2 \cdot VOLMAX \quad (12b)$$

- 12) CALCULAR EL FACTOR DE AREA LIBRE DE LOS 2 LADOS DEL CAMBIADOR SEGUN LAS ALETAS PROPUESTAS EN EL PASO 1.

$$\sigma_1 = \alpha_1 \cdot r h_1^* \quad (13a)$$

$$\sigma_2 = \alpha_2 \cdot r h_2^* \quad (13b)$$

De donde $rh = \frac{\text{Diametro Hidraulico ó Equivalente}}{4}$.

Este factor nos relaciona el flujo libre con el area frontal de un lado del cambiador, ayuda para calcular el area libre y los coeficientes de pérdidas por fricción en la entrada y salida del cambiador.

* Factor Geométrico (Tabla 1).

- 13) CALCULAR EL AREA LIBRE DE LOS 2 LADOS DEL CAMBIADOR:

$$AC_1 = \sigma_1 \cdot A_{fr1} \quad (14a)$$

$$AC_2 = \sigma_2 \cdot A_{fr2} \quad (14b)$$

- 14) CALCULAR LA MASA VELOCIDAD Y NUMERO DE REYNOLDS PARA LOS 2 LADOS DEL CAMBIADOR:

$$G_1 = \frac{W_1}{AC_1} \quad Y \quad G_2 = \frac{W_2}{AC_2} \quad (15a)$$

$$NRE1 = \frac{4 \cdot r \cdot h1 \cdot G1}{\text{VISC1}} \quad \text{Y} \quad NRE2 = \frac{4 \cdot r \cdot h2 \cdot G2}{\text{VISC2}} \quad (15b)$$

Este número de Reynolds se encuentra basado sobre un diámetro hidráulico δ equivalente.

- 15) CALCULAR LOS FACTORES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y FRICCIÓN DEL FLUJO EN FUNCIÓN DEL NUMERO DE REYNOLDS Y LAS ALETAS PROPUESTAS PARA CADA FLUIDO

EN EL PASO 1:

$$J1 = NST1 \cdot NPr1^{2/3} = \phi_1(NRE1, \text{TIP0 ALETA1}) \quad (16a)$$

$$f1 = \phi_2(NRE1, \text{TIP0 ALETA1})$$

$$J2 = NST2 \cdot NPr2^{2/3} = \phi_1(NRE2, \text{TIP0 ALETA2}) \quad (16b)$$

$$f2 = \phi_2(NRE2, \text{TIP0 ALETA2})$$

Este factor de transferencia de calor (J) involucra el coeficiente de película de convección del fluido dentro de los parámetros adimensionales (curva) que aparece en cada una de las gráficas (representación de los datos de prueba de transferencia de calor y fricción del flujo para el diseño básico), publicadas por Kays y London (2), para diferentes superficies extendidas.

Este factor de fricción también se encuentra dentro de las mismas gráficas en función directa al número de Reynolds.

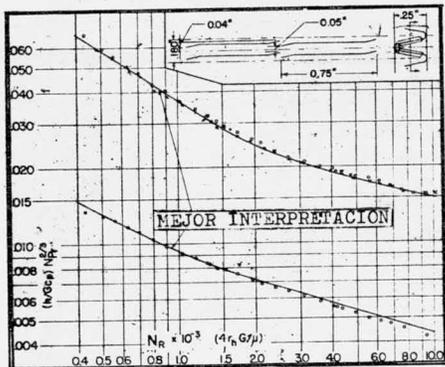
Ver ejemplos en las figuras: 15, 16, 17, 18 y 19.

Estas curvas posteriormente serán representadas por medio de ecuaciones (regresión matemática) para hacer este mismo cálculo por computadora.

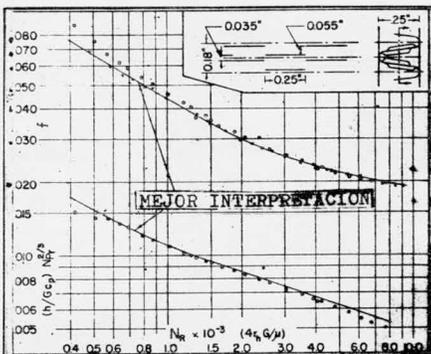
- 16) CALCULAR LOS COEFICIENTES DE PELICULA POR CONVECCION PARA CADA FLUIDO:

$$NPr1 = \left(\frac{\text{VISC1} \cdot CPM1}{\text{COND1}} \right)^{2/3} \quad (17a)$$

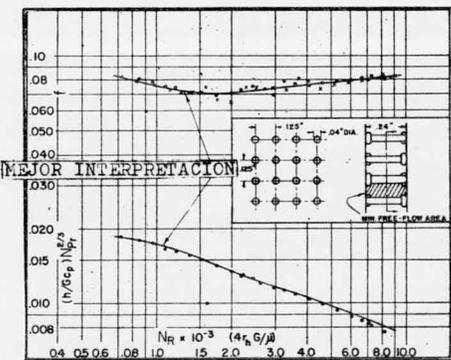
$$h1 = \frac{J1 \cdot G1 \cdot CPM1}{NPr1^{1/3}}$$



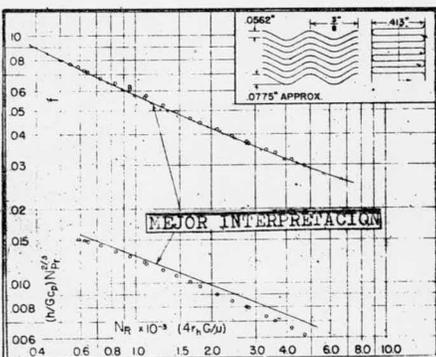
F. 16 ALETA PERSI MA
3/4-11.1



ALETA LISTON **F. 17**
1/4 (s)- 11.1



F. 18 ALETA CLAVIJA AF-1



ALETA ONDULADA **F. 19**
17.8- 3/8 W

$$NPr_2 = \left(\frac{VISC_2 \cdot CPM_2}{COND_2} \right)^{2/3} \quad (17b)$$

$$h_2 = \frac{J_2 \cdot G_2 \cdot CPM_2}{NPr_2^{2/3}}$$

El número de prandtl (NPr) también se puede dar directamente como propiedad física promedio del fluido.

17) CALCULAR LA EFECTIVIDAD DE ALETA PARA LOS DOS LADOS DEL CAMBIADOR.

$$m\ell_1 = \frac{b_1^*}{2} \sqrt{\frac{2 \cdot h_1}{CONAL \cdot S_1^*}} \quad (18a)$$

$$m\ell_2 = \frac{b_2^*}{2} \sqrt{\frac{2 \cdot h_2}{CONAL \cdot S_2^*}}$$

Este producto $m\ell$ es adecuado solamente cuando las aletas son de lámina delgada y el arreglo de los pasajes va alternado con una corriente fría y una corriente caliente es por esto que $\ell = b/2$ (la mitad de la altura de la aleta) es la distancia máxima a lo largo de la cual el calor tendrá que ser transferido, ya que la mitad del calor de la corriente caliente va a cada lado por estar la aleta extendida de pared a pared.

$$\eta_{f1} = \frac{TAN H (m\ell_1)}{(m\ell_1)} \quad (18b)$$

$$\eta_{f2} = \frac{TAN H (m\ell_2)}{(m\ell_2)}$$

La efectividad de aleta es consecuencia de la menor cantidad de calor - transferida por unidad de area en una aleta que en una superficie no extendida (principal) al descender la temperatura. A pesar de que se puede pensar que esto sea un efecto térmico, sería más conveniente aplicar una corrección a la "h" calculada que al "MLDT".

* Factor geométrico (Tabla I).

18) CALCULAR LA EFECTIVIDAD DE SUPERFICIE PARA LOS DOS LADOS DEL CAMBIADOR:

$$\eta_{o1} = 1 - F A C E F 1^* (1 - \eta_{f1}) \quad (19a)$$

$$\eta_{o2} = 1 - F A C E F 2^* (1 - \eta_{f2}) \quad (19b)$$

Esta efectividad de superficie es debido a que los gradientes de temperatura a través de la superficie de las aletas dentro del fluido reduce la temperatura efectiva de la superficie extendida (total), y como consecuencia esta efectividad es menor que la unidad. Si la superficie no extendida (principal) es empleada solamente en uno u otro lado, ambas efectividades de superficie son la unidad. Entonces η_o es un promedio ponderado - del 100% de efectividad de la superficie principal y menos del 100% - de la superficie de aleta (η_f).

* Factor geométrico (Tabla 1).

19) CALCULAR EL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE ACUERDO CON EL MAYOR VALOR DE LOS COEFICIENTES DE PELICULA POR CONVECCION:

a) si $h_1 > h_2$

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{\eta_{o1} h_1} + \frac{1}{A_2 \eta_{o2} h_2} + R_d \quad (20a)$$

b) si $h_1 < h_2$

$$\frac{1}{U_2} = \frac{1}{A_1 \eta_{o1} h_1} + \frac{1}{\eta_{o2} h_2} + R_d \quad (20b)$$

c) si $h_1 = h_2$, debemos analizar C_{min} .

1) Si $C_{min} = W_1 C_{PM1}$ (Lado 1)

Entonces, el coeficiente total de transferencia de calor será calculado igual al inciso (a).

11) Si $C_{min} = W_2 C_{PM2}$ (Lado 2)

Entonces, el coeficiente total de transferencia de calor será calculado igual al inciso (b).

El análisis de C_{\min} se debe a que el fluido que tiene la capacidad térmica menor es el que mejor beneficia a obtener un coeficiente total de transferencia de calor más alto, porque mantiene el mismo trabajo del intercambio de calor con el otro fluido permaneciendo constante el área y el potencial de temperatura (Ecuación 2).

El coeficiente total de transferencia de calor omite la resistencia de la pared por tener un valor muy pequeño, pero se modifica al agregarse una resistencia adecuada a ensuciamientos (R_d) ó incrustación.

Este factor toma en cuenta que estas superficies no son fáciles de limpiar y que sólomente se pondrán fluidos limpios a que recorran el núcleo. Por lo tanto la resistencia a impurezas nominalmente tolerables son menores ó iguales a 0,001.

20) CALCULAR EL NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CAMBIADOR EN FUNCION DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR CALCULADO:

a) Si U_1 es la requerida:

$$NTU_1 = \frac{A_1 \cdot U_1}{C_{\min}} \quad (21a)$$

b) Si U_2 es la requerida:

$$NTU_2 = \frac{A_2 \cdot U_2}{C_{\min}} \quad (21b)$$

El NTU, es una expresión adimensional que corresponde a una medida indirecta del tamaño del cambiador de calor.

Dada la forma en que intervienen la "A" y la "U" dentro de la expresión NTU, implica que para lograr un número grande unidades de transferencia (y por consiguiente una efectividad alta), en función del área de transferencia de calor (A) se asentuarán los costos en términos del capital, espacio y peso, ó en función del coeficiente total de transferencia de calor (U) incrementando las pérdidas por fricción para obtener resistencias más bajas de las películas de convección.

- 21) CALCULAR LA EFECTIVIDAD DE DISEÑO DEL CAMBIADOR DE CALOR COMPACTO EN FUNCION DE LO SIGUIENTE:

$$EFICC = f(NTU, CEF, \text{arreglo de flujo})$$

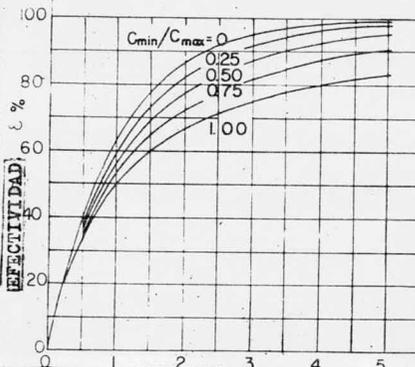
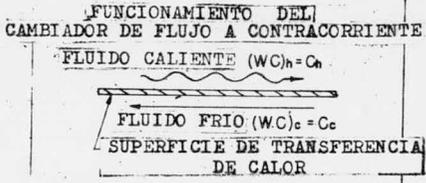
Las relaciones de efectividad - NTU son descritas para diferentes arreglos en (2), siendo los arreglos de flujo a contracorriente y flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados los que nos interesan en el diseño de estos cambiadores de placa con aletas (ver figs. 20 y 21).

En las figuras 20 y 21 se observan varias para diferentes valores de la relación de proporción de capacidades térmicas (CEF), en donde la curva con CEF = 0.0 es la que nos dá valores mayores de efectividad para un determinado valor de NTU. Generalmente, para cambiadores de placa con aletas donde ambos fluidos son gases, sus aplicaciones (un regenerador en una turbina de gas) dan valores de CEF = 1.0 ó aproximados a 1. ($C_{hg} \approx C_{aire}$).

Estas relaciones de efectividad - NTU demuestran su carácter asintótico para una relación dada de proporción de capacidades térmicas. Cuando el

F. 20

FUNCIONAMIENTO DEL CAMBIADOR A CONTRACORRIENTE



No. DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA $NTU_{max} = AU/C_{min}$

TABLA IIA

La efectividad (E) como una función de la relación de las capacidades térmicas (C_{min}/C_{max}) y número de unidades de transferencia de calor (NTU). E para relación de las capacidades térmicas indicadas.

NTU	C _{min} /C _{max} .				
	0	0.25	0.50	0.75	1.00
0	0	0	0	0	0
0.25	0.221	0.215	0.209	0.205	0.200
0.50	0.395	0.378	0.362	0.347	0.333
0.75	0.528	0.502	0.476	0.452	0.429
1.00	0.632	0.598	0.565	0.532	0.500
1.25	0.713	0.674	0.625	0.598	0.556
1.50	0.777	0.725	0.691	0.645	0.600
1.75	0.825	0.764	0.727	0.667	0.625
2.00	0.865	0.823	0.774	0.722	0.667
2.50	0.918	0.880	0.832	0.776	0.714
3.00	0.950	0.919	0.874	0.817	0.750
3.50	0.970	0.945	0.905	0.848	0.778
4.00	0.982	0.962	0.927	0.873	0.800
4.50	0.989	0.974	0.944	0.893	0.818
5.00	0.993	0.982	0.957	0.909	0.833
∞	1	1	1	1	1

Esta línea da las magnitudes de la E contra NTU asintóticas.

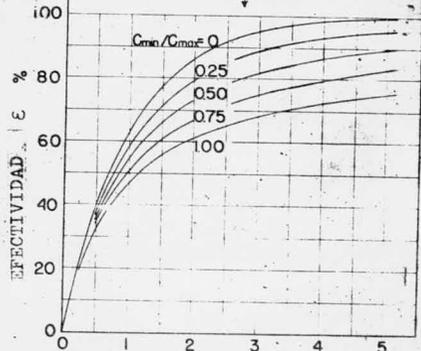
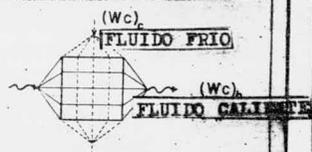
CAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS NO MEZCLADOS.

La efectividad (E) como una función de la relación de las capacidades térmicas (C_{min}/C_{max}) y número de unidades de transferencia de calor (NTU). E para relación de las capacidades térmicas indicadas.

NTU	C _{min} /C _{max}				
	0	0.25	0.50	0.75	1.00
0	0	0	0	0	0
0.25	0.221	0.215	0.208	0.204	0.199
0.50	0.393	0.374	0.357	0.341	0.327
0.75	0.528	0.495	0.467	0.437	0.412
1.00	0.632	0.587	0.546	0.511	0.477
1.25	0.713	0.659	0.610	0.565	0.522
1.50	0.777	0.715	0.657	0.606	0.565
1.75	0.825	0.750	0.700	0.643	0.590
2.00	0.865	0.797	0.732	0.671	0.613
2.50	0.918	0.851	0.782	0.715	0.652
3.00	0.950	0.888	0.819	0.750	0.680
3.50	0.970	0.920	0.848	0.775	0.703
4.00	0.982	0.930	0.870	0.800	0.732
4.50	0.989	0.946	0.888	0.815	0.737
5.00	0.993	0.959	0.900	0.820	0.750
∞	1	1	1	1	1

Esta línea da las magnitudes de la E contra NTU asintóticas.

CAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS NO MEZCLADOS.



No. DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA $NTU_{max} = AU/C_{min}$

TABLA IIB

F. 21

NTU es pequeño la efectividad del cambiador es baja, y cuando el NTU es grande la efectividad se aproxima asintóticamente al límite (100% para $NTU \approx \infty$) impuesto por la disposición del flujo y las consideraciones termodinámicas.

De acuerdo con el arreglo de flujo, la efectividad se calcula de la siguiente manera:

a) Flujo a contracorriente:

$$E_{FICC} = \frac{1 - e^{-NTU(1-CEF)}}{1 - CEF \cdot e^{-NTU(1-CEF)}} \quad (22)$$

Esta ecuación matemática es la representación analítica del conjunto de curvas de la fig. 20.

b) Flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados:

Para este arreglo de flujo la solución analítica es compleja, los resultados gráficos fueron obtenidos con una nueva ecuación de transferencia de calor para flujo cruzado. Como dicha ecuación no está desarrollada en (2), la efectividad se calcula por interpolación de los valores presentados en tabla y gráfica (Tabla II-B y figura 21) por Kays y London (2).

22) CALCULAR LOS VOLUMENES ESPECIFICOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL CAMBIADOR PARA CADA FLUIDO:

a) Si el lado 1 es para el fluido caliente:

$$VE1 = \frac{1546 \cdot (T1 + 460)}{PM1 \cdot (PE1 \cdot 144)} \quad (23a)$$

$$PS1 = PE1 - DPP1$$

$$VS1 = \frac{1546 \cdot (T2 + 460)}{PM1 \cdot (PS1 \cdot 144)} \quad (23b)$$

b) Si el lado 2 es para el fluido frío:

$$VE2 = \frac{1546 \cdot (T1 + 460)}{PM2 \cdot (PE2 \cdot 144)} \quad (23c)$$

$$PS2 = PE2 - DPP2$$

$$VS2 = \frac{1546 \cdot (t_2 + 460)}{PM2 \cdot (PS2 - 144)} \quad (23d)$$

Si las condiciones son inversas a la establecida en los incisos a y b, solamente se rectificaran las temperaturas de entrada y salida para cada lado.

Los volúmenes específicos se pueden calcular también con la densidad de entrada y salida (propiedad física promedio de cada fluido), ya que la densidad es el inverso al volumen específico.

23) CALCULAR EL VOLUMEN ESPECIFICO MEDIO PARA CADA FLUIDO:

$$VM1 = \frac{VE1 + VS1}{2} \quad (24a)$$

$$VM2 = \frac{VE2 + VS2}{2} \quad (24b)$$

24) CALCULAR LOS COEFICIENTES DE PERDIDAS POR FRICCIÓN EN LA ENTRADA Y SALIDA DEL CAMBIADOR (CABEZALES DE DISTRIBUCION) PARA CADA FLUIDO (Ver fig. 13 y 14):

a) Para el lado 1:

Los valores de $KC1$ y $KE1$ están en función del arreglo geométrico de distribución, $NRE1$ y $OS1$.

b) Para el lado 2:

Los valores de $KC2$ y $KE2$ están en función del arreglo geométrico de distribución, $NRE2$ y $OS2$.

Las familias de curvas que se tienen en las figuras 13 y 14 para dife

rentes valores del número de Reynolds, se hicieron una sola curva promedio para darnos una ecuación general (regresión matemática) y así - obtener diferentes valores de KC y KE por computadora.

Este promedio se basa en el rango promedio de valores del número de Reynolds con que operan estos cambiadores compactos de placa con aletas.

25) CALCULAR LA CAIDA DE PRESION TOTAL (NUCLEO Y CABEZALES) PARA CADA FLUIDO:

a) Para el fluido del lado 1:

$$\frac{DP_1}{PE_1} = \frac{G_1^2 \cdot VE_1}{2g_c \cdot PE_1} \left[(KC_1 + 1 - \sigma_1^2) + 2 \cdot \left(\frac{VS_1}{VE_1} - 1 \right) + \left(\frac{f_1 \cdot \text{Recflu}_1 \cdot VM_1}{\pi h_1 \cdot VE_1} \right) - \left(1 - \sigma_1^2 - KE_1 \right) \left(\frac{VS_1}{VE_1} \right) \right] \quad (25a)$$

b) Para el fluido del lado 2:

$$\frac{DP_2}{PE_2} = \frac{G_2^2 \cdot VE_2}{2g_c \cdot PE_2} \left[(KC_2 + 1 - \sigma_2^2) + 2 \cdot \left(\frac{VS_2}{VE_2} - 1 \right) + \left(\frac{f_2 \cdot \text{Recflu}_2 \cdot VM_2}{\pi h_2 \cdot VE_2} \right) - \left(1 - \sigma_2^2 - KE_2 \right) \left(\frac{VS_2}{VE_2} \right) \right] \quad (25b)$$

Donde Recflu es la distancia recorrida por el fluido dentro del nucleo y está determinada por las dimensiones del cambiador para cada arreglo de flujo de la siguiente manera:

I) Para flujo a contracorriente:

$$\text{Recflu}_1 = \text{Largo} \quad \text{y} \quad \text{Recflu}_2 = \text{Largo}$$

II) Para flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados:

$$\text{Recflu}_1 = \text{Largo} \quad \text{y} \quad \text{Recflu}_2 = \text{Ancho}$$

(ver figs. 12b, 12c, 12d).

26) CALCULAR LA CAIDA DE PRESION DEL NUCLEO PARA CADA LADO:

a) Para el lado 1:

$$DP1 = f1 \cdot \frac{G1^2}{2gc} \cdot VM1 \cdot \frac{Recflu1}{rh1} \quad (26a)$$

b) Para el lado 2:

$$DP2 = f2 \cdot \frac{G2^2}{2gc} \cdot VM2 \cdot \frac{Recflu2}{rh2} \quad (26b)$$

La relación de $Recflu/rh$ viene de la definición de diámetro hidráulico

$$\frac{4rh}{Recflu} = \frac{4Ac}{A} \text{ para estos cambiadores de transferencia directa.}$$

Esta secuencia de cálculo es únicamente para las dos aletas propuestas en el paso 1. Estos 26 pasos se repetirán en forma iterativa tomando las diferentes combinaciones de aletas hasta encontrar el par de aletas que proporcione un diseño óptimo.

Una solución con tales características exige, para el caso de los cambiadores de calor, del uso de la computadora, si la demanda y tiempo disponible para los cálculos son exigentes. Por supuesto que lo anterior no impide hacer cálculos a mano, siempre y cuando se tenga presente las consecuencias naturales en cuanto a la precisión y efectividad del resultado, así como al tiempo requerido para resolver dicho problema.

CAPITULO III

DESCRIPCION DEL PROGRAMA PRINCIPAL Y SUBRUTINAS

Una de las herramientas más importantes de la programación es el diagrama de flujo, que permite al programador planear la secuencia de las operaciones dentro de un programa previo a su escritura. En un problema de diseño, aunque moderadamente complejo, las interrelaciones dentro del programa resultan difíciles de esclarecer en nuestra mente sin alguna representación visual. El diagrama de flujo nos suministra esta ayuda.

Cuando se plantea este diseño, tendremos siempre que decidir qué modelo matemático es el que representa mas satisfactoriamente el problema físico en cuestión y considerar después, la técnica más adecuada que nos lleve a la solución del diseño.

El propósito de este capítulo es la de explicar brevemente la técnica descrita en el diagrama de flujo para solucionar el diseño y selección de cambiadores de calor compactos por computadora.

Descripción del Programa Principal.

Este programa principal podemos dividirlo en 4 etapas de acuerdo con su contenido:

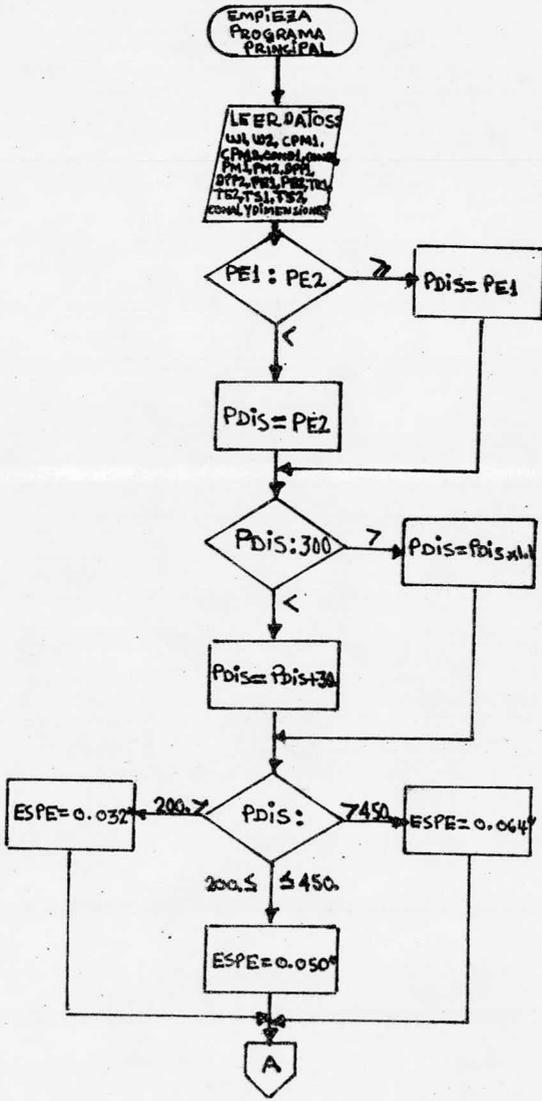
1) Los tres bloques de datos:

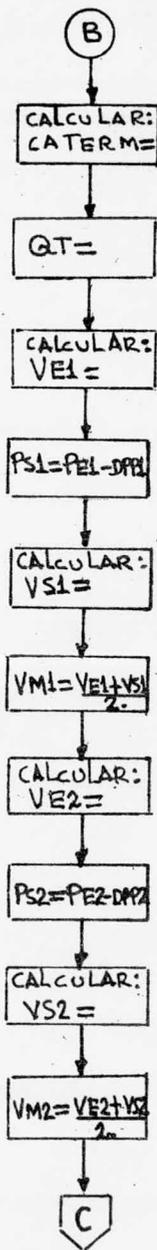
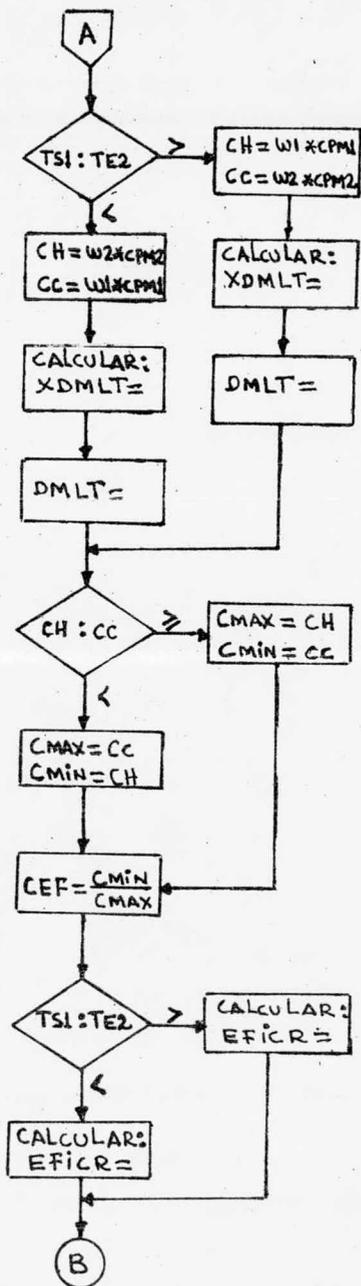
- a) COMMON/SECT1/ corresponde a los datos de factores geométricos para diferentes aletas (Tabla I).
- b) COMMON/EFCIA/ son los datos de la Tabla II-B ó fig. 21, para interpolar y calcular la efectividad en el arreglo de flujo cruzado con la función FUN2.

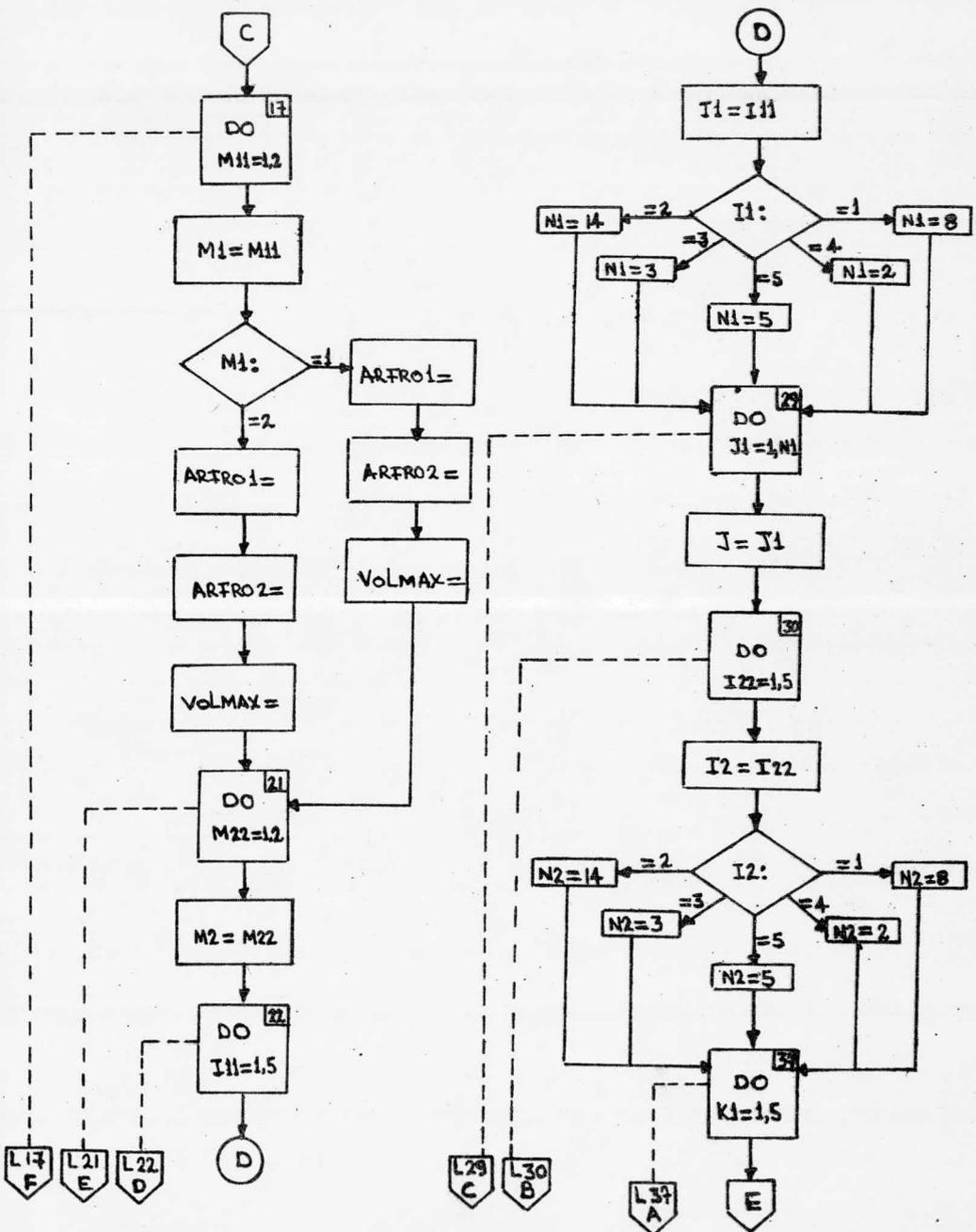
- c) COMMON/DAT02/ son los nombres y designaciones de las diferentes medidas de aletas para usarlos en la escritura de los resultados finales.
- 2) La lectura de las condiciones de proceso (datos); y calcular las variables de diseño que permanecen constantes para ambos lados del cambiador durante el procedimiento de diseño sin importar el arreglo de flujo y - las diferentes aletas que se traten posteriormente. Como se estableció anteriormente (ver fig. 12B) lado 1 y 2 para los diferentes arreglos de flujo, cualquier lado puede ser para el fluido caliente ó frío. Por lo - tanto este procedimiento de cálculo para algunas variables de diseño toma en cuenta estas dos posibilidades.
- 3) La serie de proposiciones de Iteración (D0) que ayudan a calcular las diferentes combinaciones posibles de aletas en el diseño para ambos lados del cambiador con diferentes arreglos de flujo y geometrías de los cabezales de entrada y salida. Así como hacer también la selección de los -- cambiadores de calor compactos que cumplan con los límites permitidos en la efectividad y caídas de presión de los dos lados del cambiador.

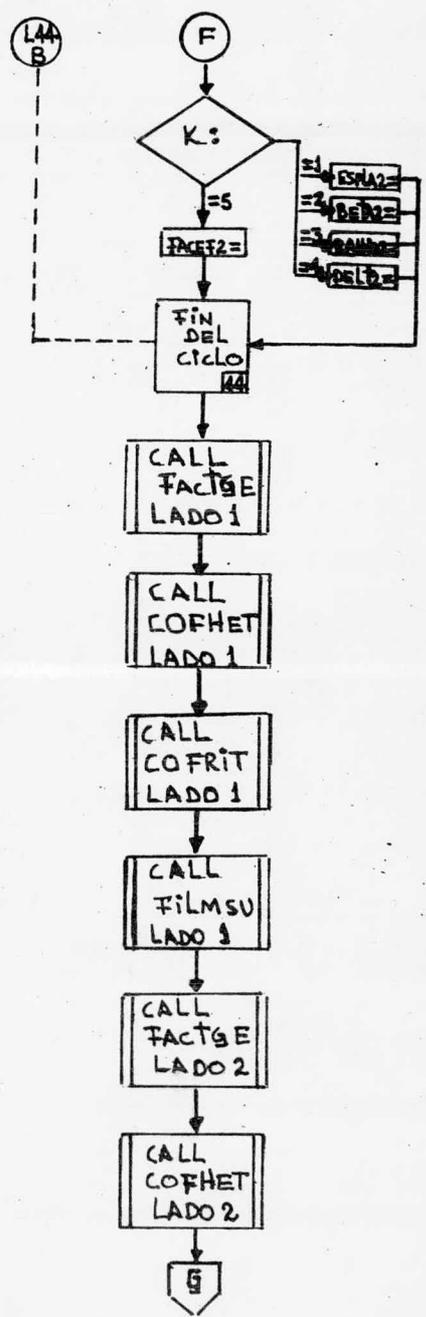
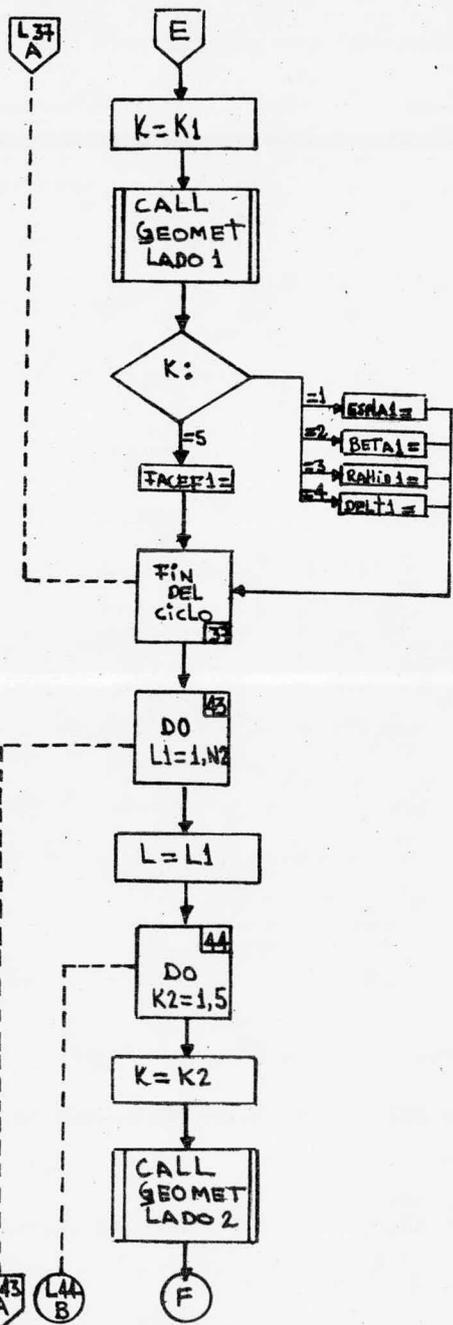
Las proposiciones de Iteración son seis:

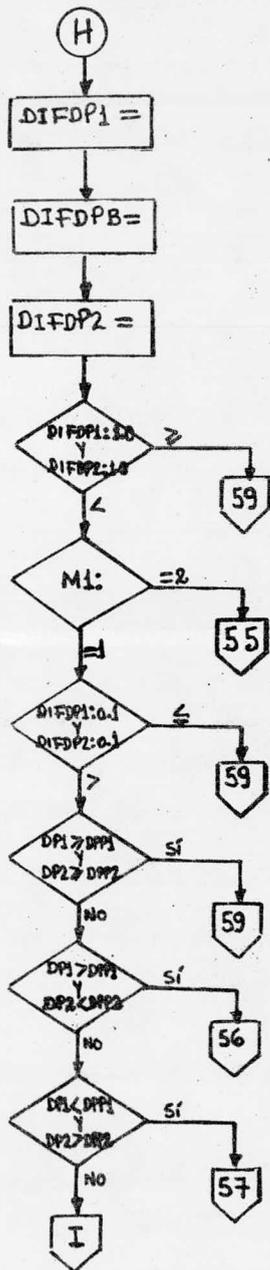
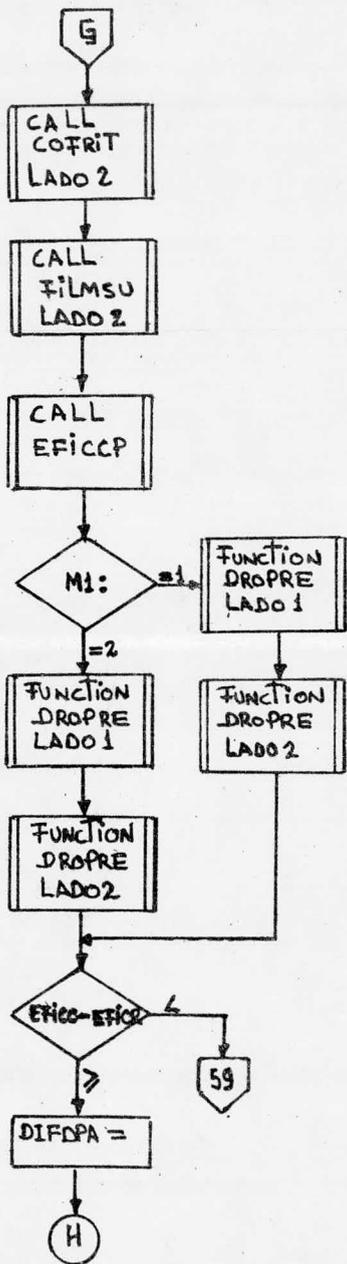
- a) La primera nos establece la secuencia de cálculo del diseño y selección de los diferentes cambiadores de calor compactos que resulten para cada arreglo de flujo (contracorriente y cruzado). El diferente - arreglo de flujo implica calcular las áreas frontales y las caídas de presión para cada lado con diferentes criterios de acuerdo con las dimensiones del cambiador.

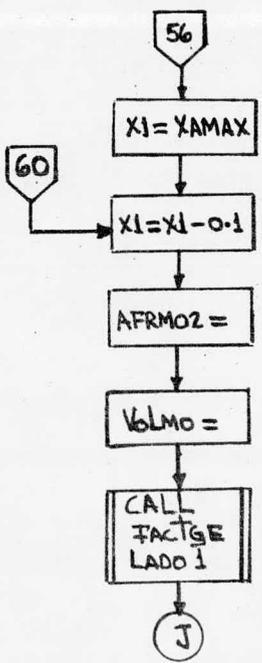
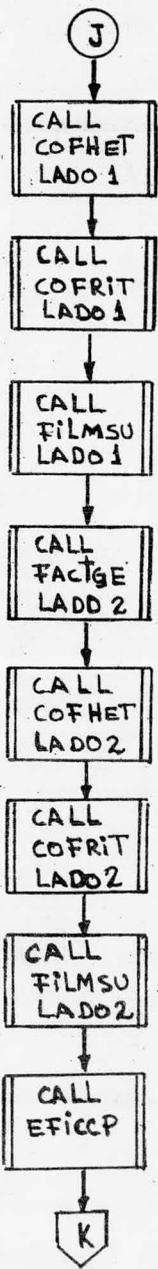
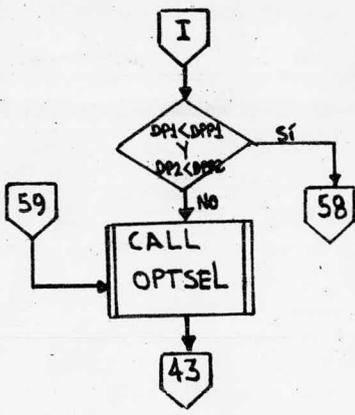


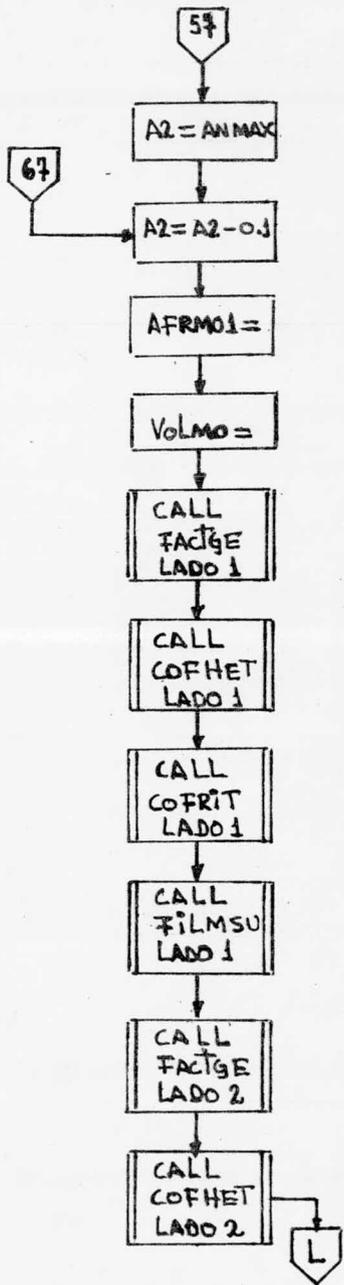
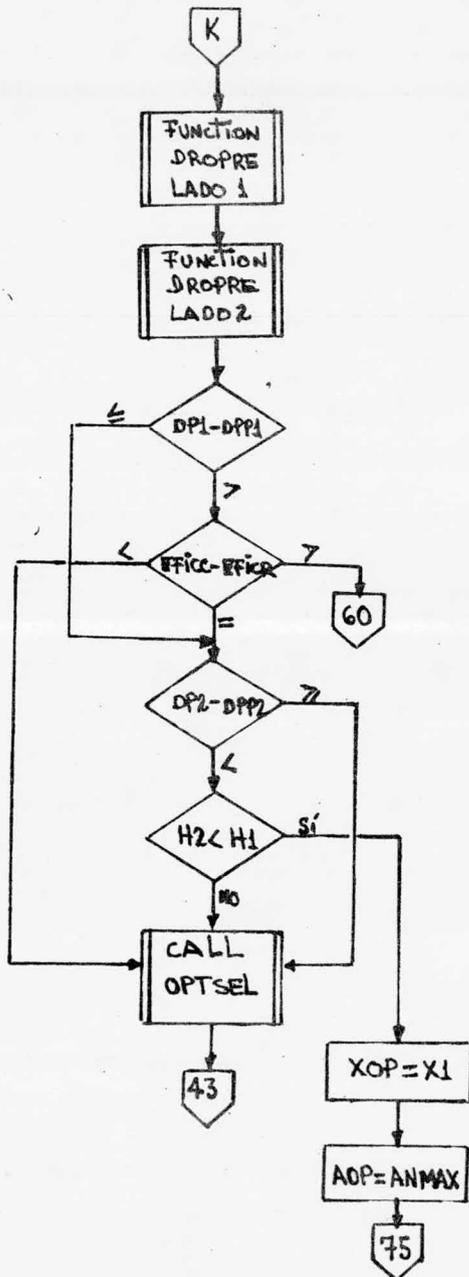


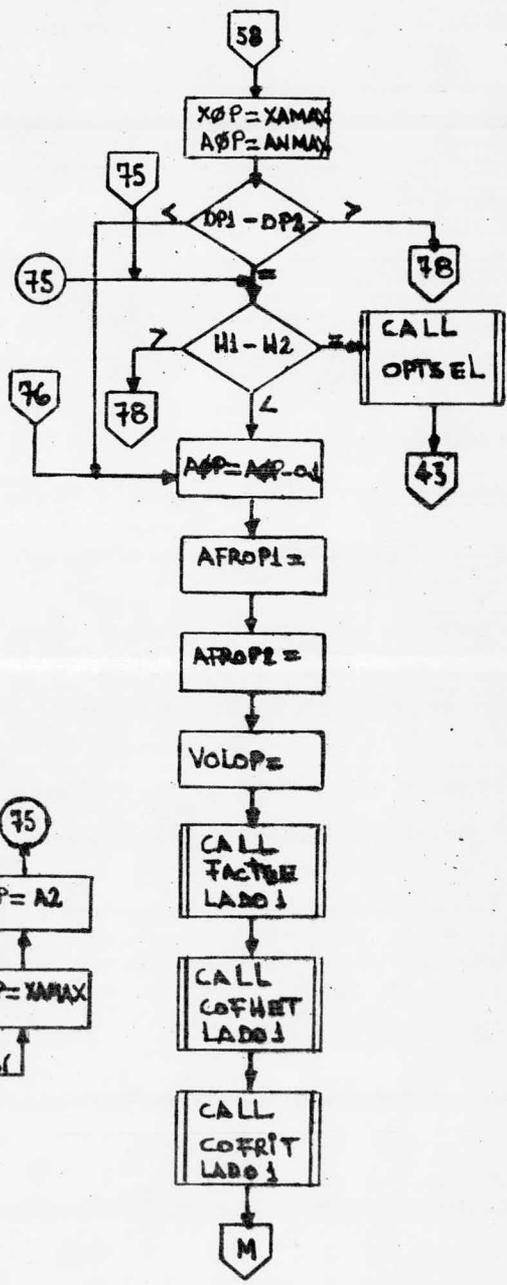
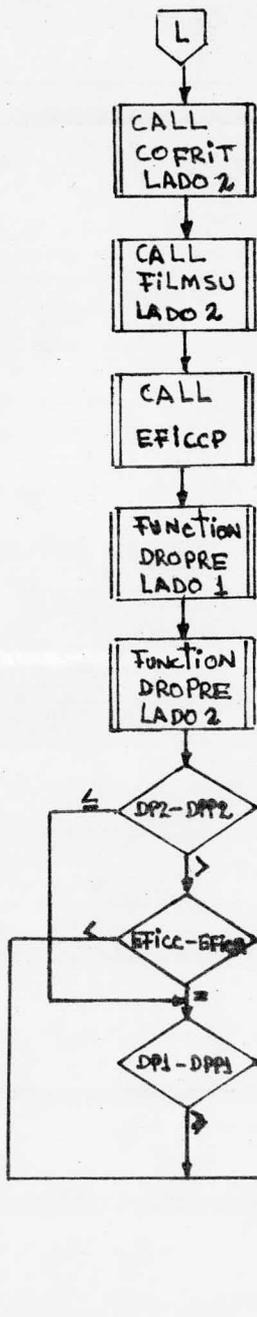


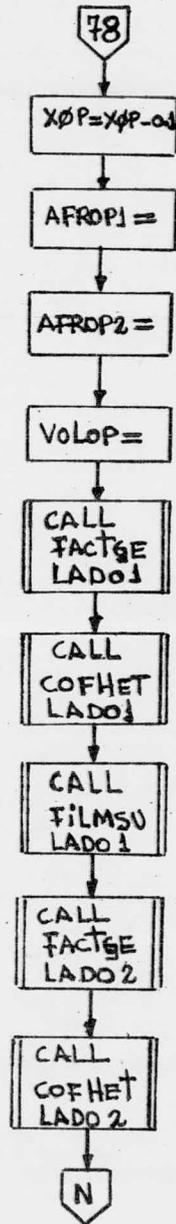
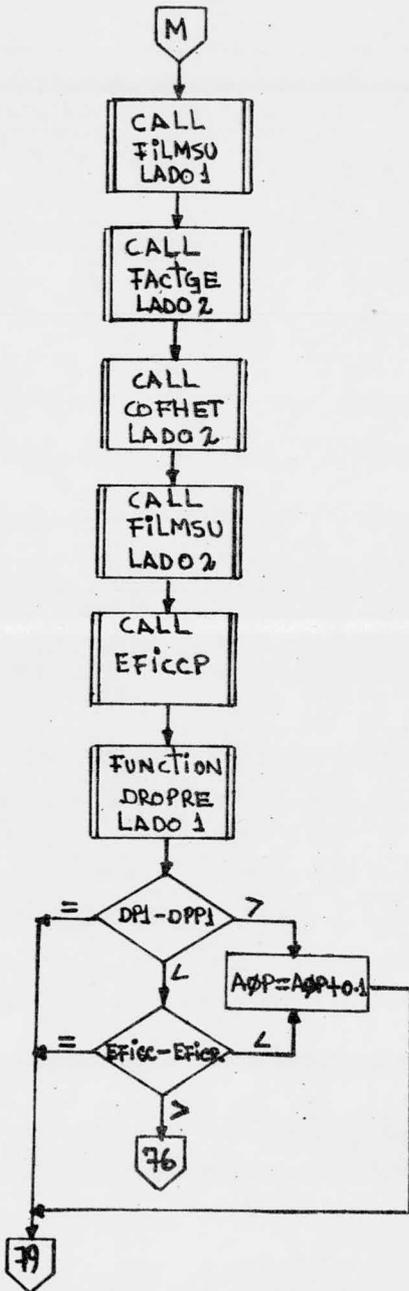


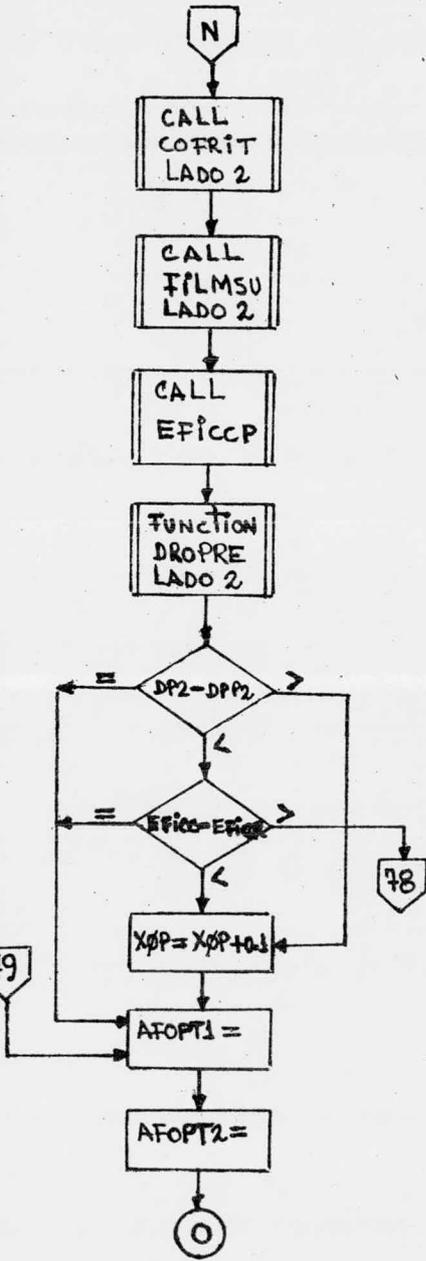


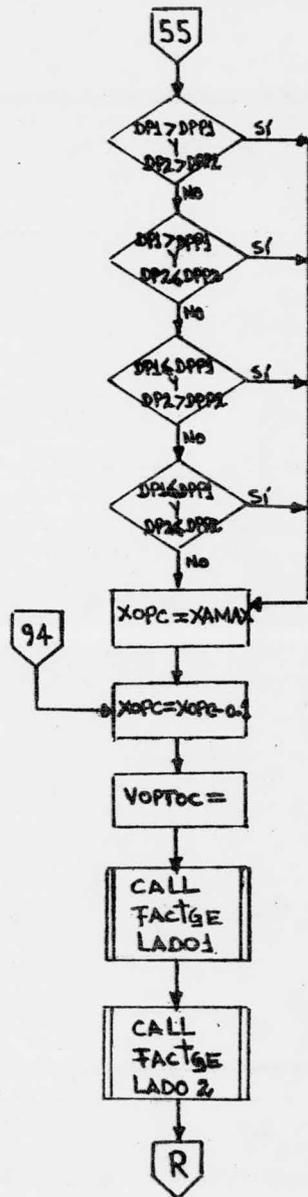
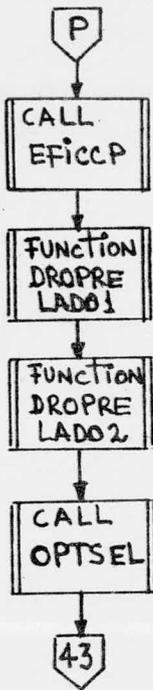


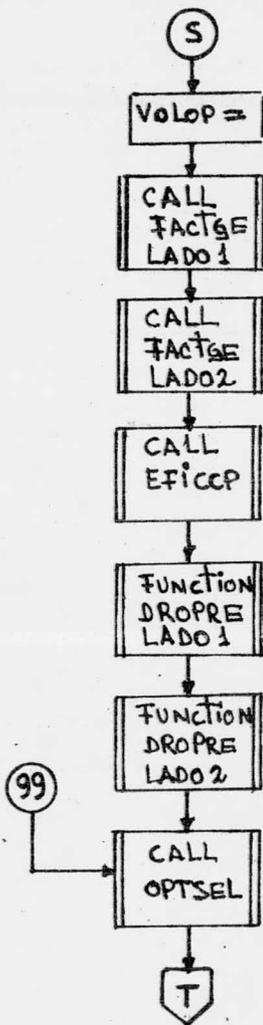
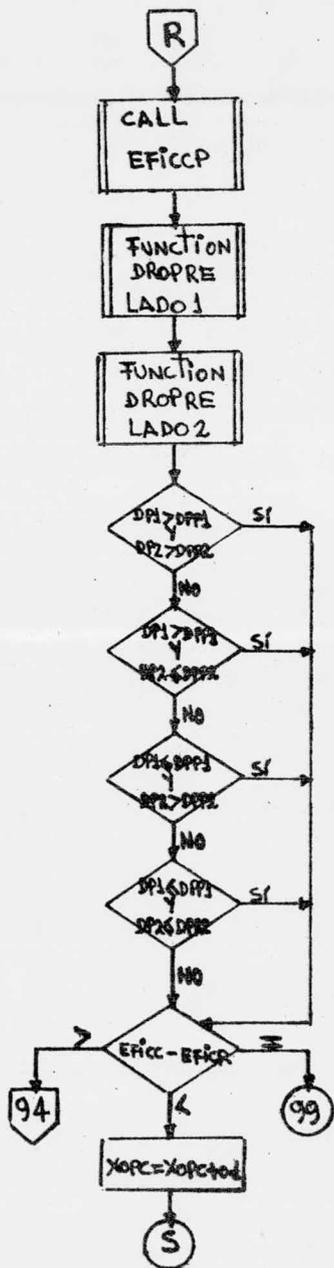


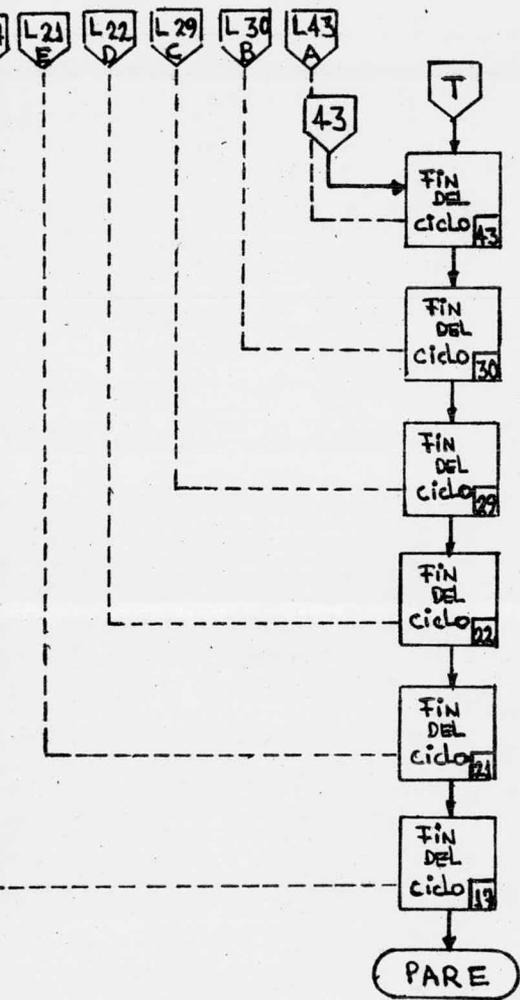












La selección de estos cambiadores en función de sus caídas de presión es diferente también para cada arreglo de flujo para poder reducir - sus dimensiones de ancho y largo en busca de un diseño más óptimo en espacio y costo que cumpla con los requerimientos de transferencia - de calor y caídas de presión.

- b) La segunda se refiere a los diferentes arreglos geométricos de los - cabezales de entrada y salida para calcular las caídas de presión.
- c) La tercera establece los diferentes tipos de aletas del lado 1 y su - relación con el número de aletas de medidas diferentes para cada tipo de aleta.
- d) La cuarta va dando las diferentes medidas de aletas para cada tipo de aleta del lado 1.
- e) La quinta establece los diferentes tipos de aletas del lado 2 y su re- lación con el número de aletas de medidas diferentes para cada tipo de aleta.
- f) La sexta va dando las diferentes medidas de aletas para cada tipo de - aleta del lado 2.

De la iteración tercera a la sexta se establecen todas las combinacio- nes posibles de aletas de los dos lados, para lograr el cálculo y aná- lisis de 1024 casos diferentes de cambiadores compactos de placa con - aletas.

También se tienen dos iteraciones cortas internas (37 y 44 en el dia- grama de flujo, ver Apéndice), que contienen una subrutina de geome- tría para relacionar los diferentes valores de las iteraciones de tipo y medida de aleta con un valor para cada factor geométrico diferente

en ambos lados del cambiador.

Las diferentes subrutinas son llamadas una ó varias veces en el programa principal para calcular las variables de los lados 1 y 2 que se requieran en los diferentes pasos del método de diseño descrito en el -- Cap. II.

La primera selección que se hace en el programa principal una vez terminados los 26 pasos del método de diseño para una pareja de aletas -- consiste en lo siguiente:

a) Si la efectividad de diseño es menor que la teórica requerida, este cambiador de calor compacto es rechazado por no permitir la transferencia de calor necesaria.

b) Si la diferencia de la caída de presión calculada en el cambiador de calor compacto menos la caída de presión permitida es igual ó mayor que 1.0 para los dos lados, también es rechazado por tener una caída de presión más alta a la máxima requerida.

- 4) La optimización y selección de los cambiadores de calor de placa con aletas con una efectividad mayor que la teórica requerida. Esta optimización se lleva a cabo con la disminución de las caídas de presión que son mayores ó menores que la permitida en cualquiera de los dos lados del cambiador, estando la disminución en función de reducir las dimensiones de ancho ó largo del cambiador de acuerdo con el arreglo de flujo que se trate.

La selección se hace con aquellos cambiadores que cumplan con la efectividad y caídas de presión en ambos lados dentro de los límites permitidos --

después de reducir sus dimensiones. La manera de reducir las dimensiones del cambiador para cumplir con las caídas de presión en el flujo cruzado requiere del siguiente criterio:

- a) Si la caída de presión en el lado 1 es mayor que la permitida, debemos reducir el largo para que disminuya en relación directa la caída de presión. El área frontal de este lado permanece fija, sin modificarse por consiguiente la masa velocidad, el número de Reynolds y el coeficiente de película por convección.

Sin embargo, en el lado 2, el área frontal sí disminuye, y hace que aumente el valor de la masa velocidad y el número de Reynolds. Al tener un valor más alto la masa velocidad, también aumentará en relación directa el coeficiente de película por convección y la caída de presión, aunque permanezca constante el ancho del cambiador ó la distancia recorrida por el fluido 2.

La efectividad de diseño calculada para el cambiador de calor disminuye también porque las áreas totales de transferencia de calor de ambos lados son menores por reducirse el volumen total de este cambiador de calor y modificar su valor el coeficiente total de transferencia de calor.

- b) Si la caída de presión en el lado 2 es mayor que la permitida, debemos reducir el ancho y los efectos serán iguales y contrarios a los establecidos en el inciso "a".
- c) Si las caídas de presión son mayores en los dos lados que las permitidas la optimización del diseño no procede.

d) Si las caídas de presión son menores que las permitidas en ambos lados, se reduce la distancia recorrida del fluido que tenga mayor caída de presión para obtener así un mayor margen de reducir el volumen ocupado por el cambiador de calor sin exceder las caídas de presión permitidas al aumentar la presión del lado opuesto el fluido con menor caída de presión. Si las caídas de presión de ambos lados son iguales ó se pretende por segunda ocasión seguir reduciendo las dimensiones sin que esto ocasione el efecto contrario de aumentar la caída de presión del lado que anteriormente se disminuyó. Se deberá disminuir el area frontal del fluido con mayor coeficiente de película con esto se logra descender la efectividad calculada hasta la efectividad requerida manteniendo las caídas de presión dentro de lo permitido con el fin de obtener una reducción en espacio y costo. La disminución de la efectividad está limitada por la efectividad requerida por el equipo.

Si el flujo es a contracorriente la reducción del cambiador de calor compacto se hace de la siguiente manera: Como se tiene una longitud de flujo común que mantiene las areas frontales constantes e iguales para ambos fluidos, las caídas de presión mayores o menores para los dos fluidos serán reducidas al disminuir el largo del cambiador de calor, afectando solamente una menor efectividad la reducción del volumen total, que trae como consecuencia areas totales de transferencia de calor más pequeñas.

Descripción de Subrutinas

Subrutina Geomet - Localiza en un bloque de datos y entrega los diferentes fac

tores geométricos de las aletas al programa principal, de acuerdo con el tipo y medida de aleta que se trate.

Subrutina Factge - Calcula las variables de algunos pasos del método de diseño para ambos lados del cambiador de calor, como son: CAVOLT, CARFRO, CARTOT, GTO, SNRE, CC Y CE.

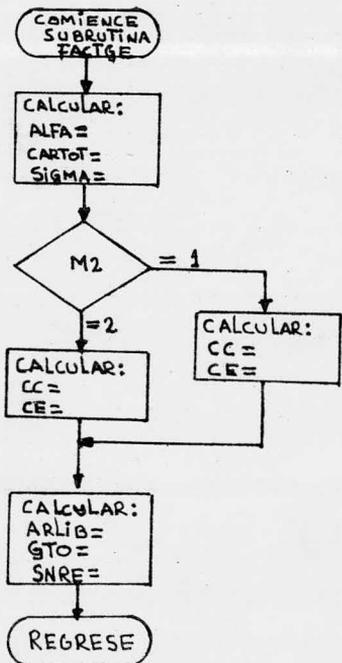
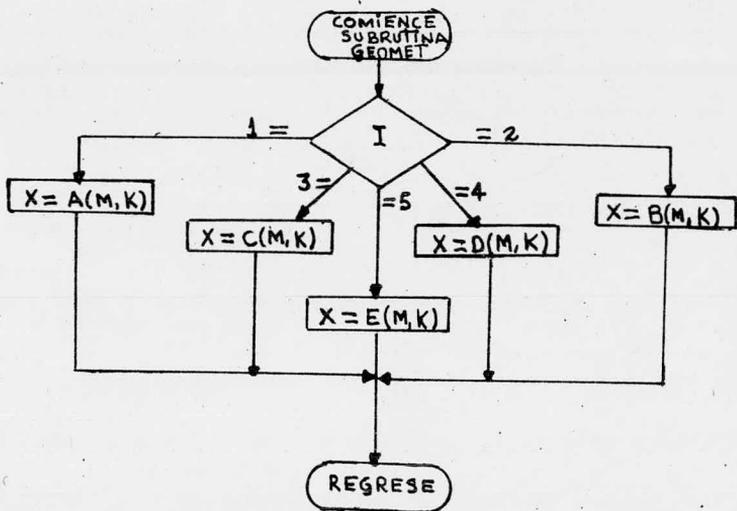
Subrutina Cofhet - Calcula el factor de transferencia de calor para los diferentes tipos y medidas de aletas de los dos lados del cambiador en función del número de Reynolds, de acuerdo con las ecuaciones matemáticas que representan los resultados gráficos de los datos de prueba obtenidos.(2)

Subrutina Cofrit - Calcula el factor de fricción del flujo para los diferentes tipos y medidas de aletas de los dos lados del cambiador en función del número de Reynolds, de acuerdo con las ecuaciones matemáticas que representan los resultados gráficos de los datos de prueba obtenidos.

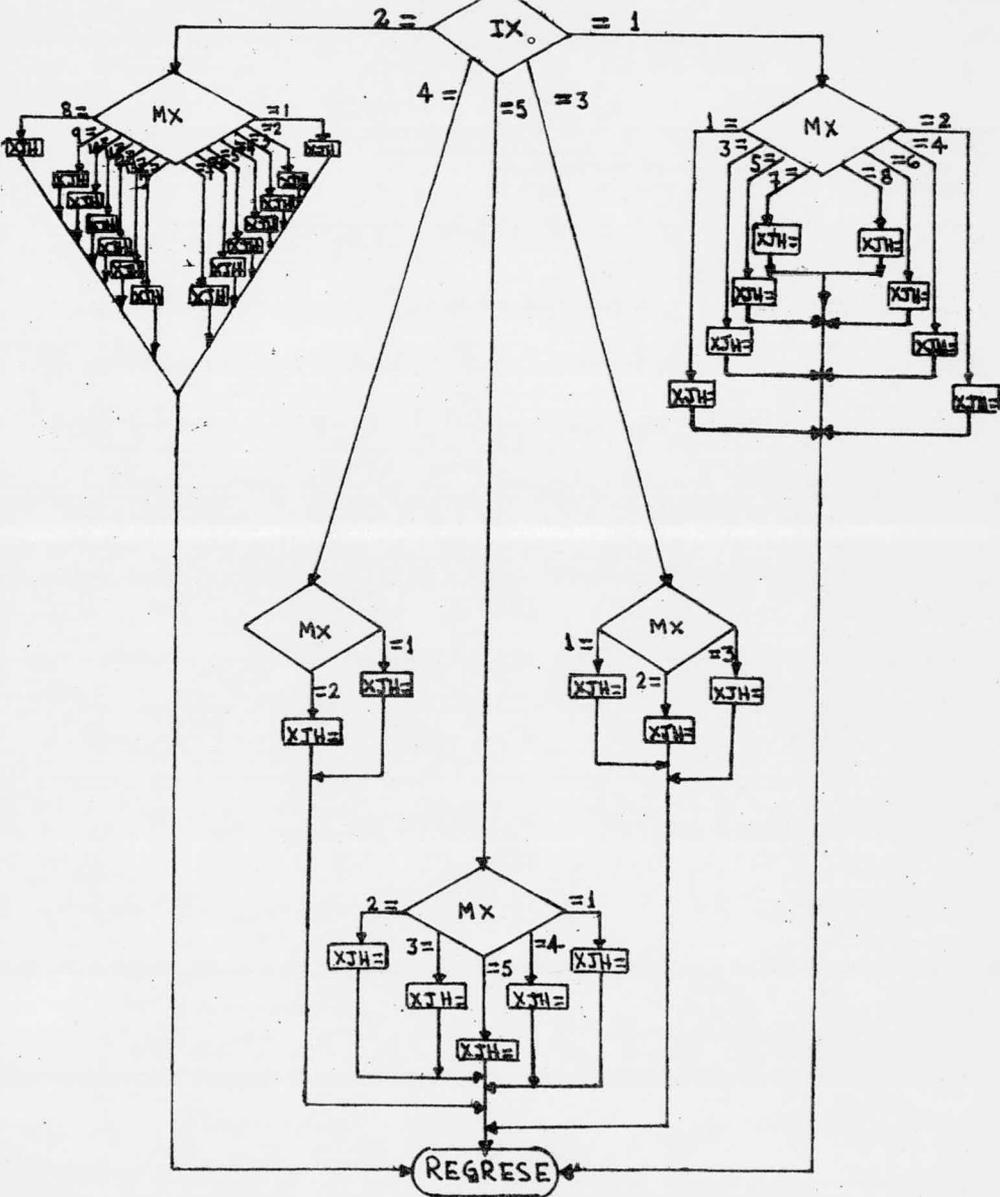
Subrutina Filmsu - Calcula los coeficientes de película y las efectividades de superficie para los dos fluidos.

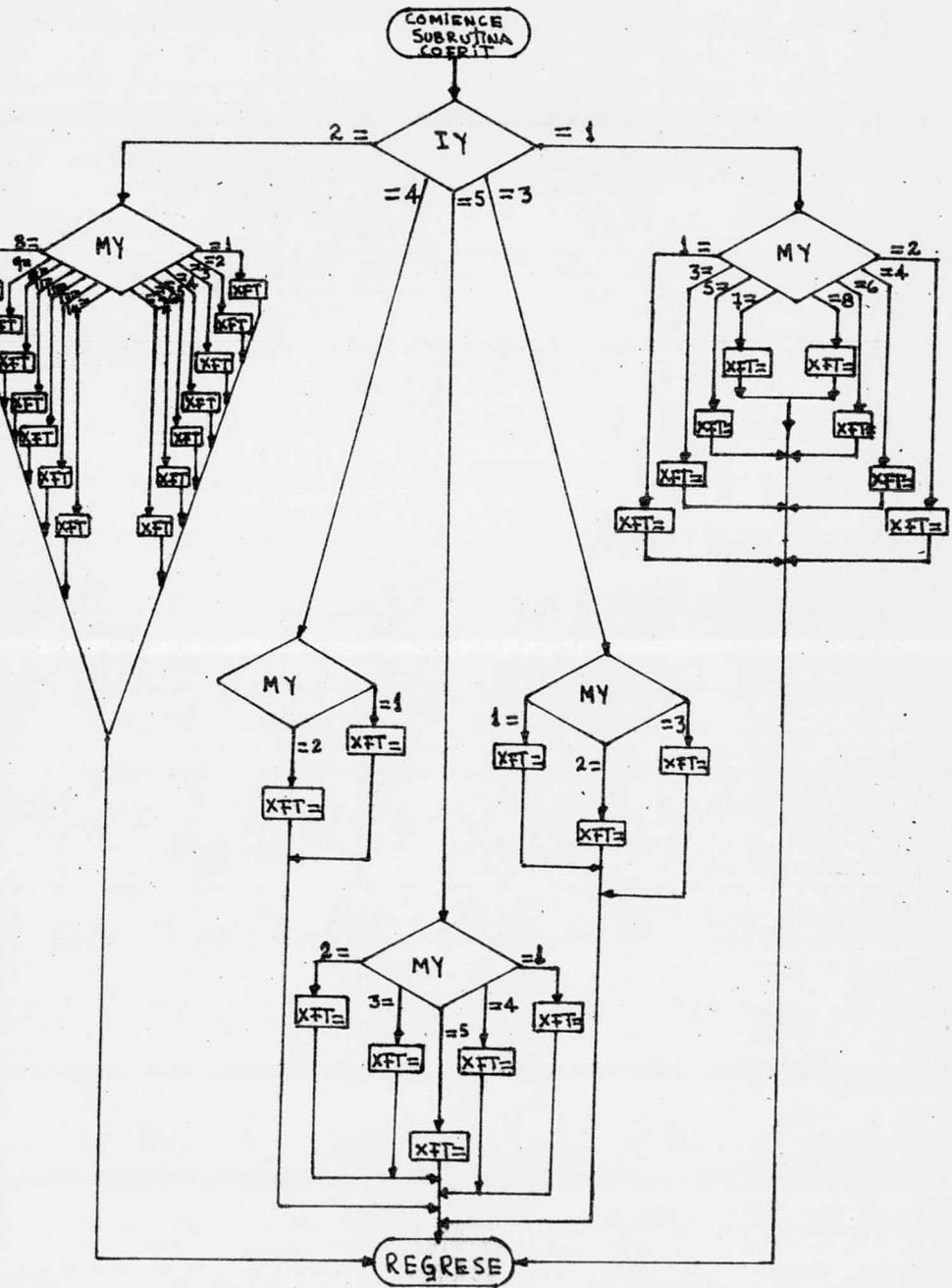
Subrutina Eficcp - Calcula el coeficiente total de transferencia de calor y la efectividad de diseño del cambiador de calor compacto.

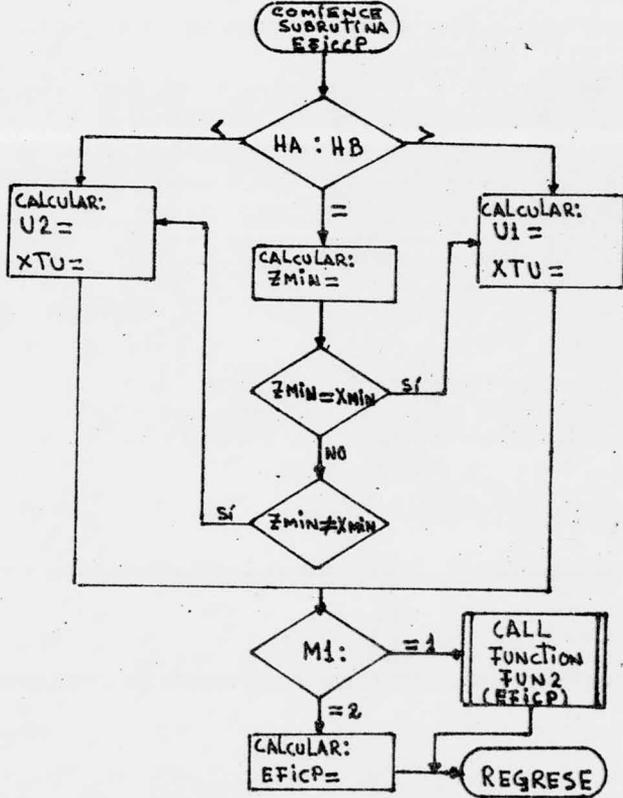
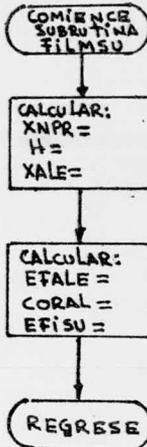
Subrutina Optsel - Calcula el costo del material de placas y aletas en la fabricación del cambiador con una ecuación desarrollada que toma en cuenta las dimensiones del equipo, las áreas de transferencia de calor y factores geométricos - para los dos fluidos; también calcula el coeficiente total de transferencia de calor referido al área total de transferencia de calor para cada lado; selecciona, ordena y escribe en orden decreciente y ascendente la efectividad de diseño y costo del material de fabricación de los cambiadores de placa con aletas.

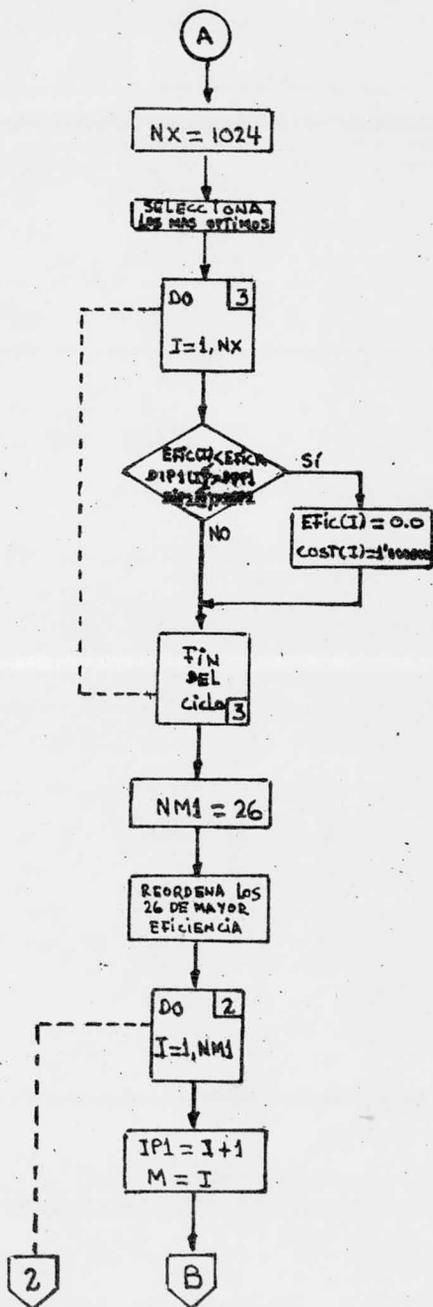
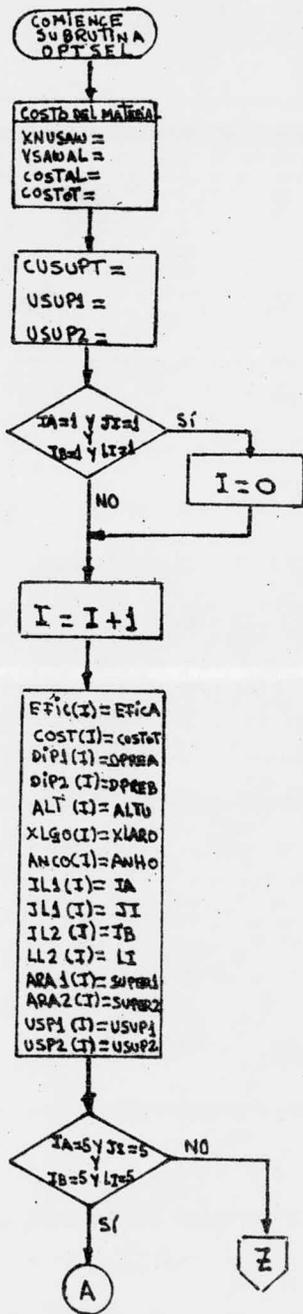


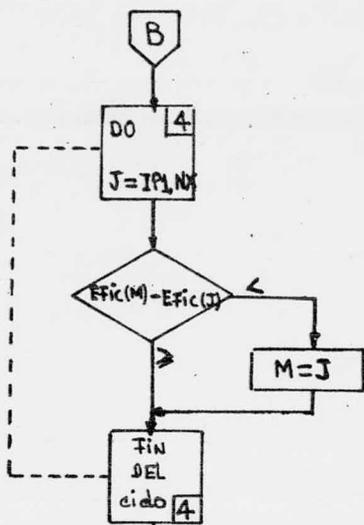
COMPTENCE
SUBROUTINA
COTINET











```

ITEMP = Efic(I)
Efic(I) = Efic(M)
Efic(M) = ITEMP
ITEMP = cost(I)
cost(I) = cost(M)
cost(M) = ITEMP

ITEMP = DIP1(I)
DIP1(I) = DIP1(M)
DIP1(M) = ITEMP

ITEMP = DIP2(I)
DIP2(I) = DIP2(M)
DIP2(M) = ITEMP

ITEMP = ALT(I)
ALT(I) = ALT(M)
ALT(M) = ITEMP

ITEMP = X1G0(I)
X1G0(I) = X1G0(M)
X1G0(M) = ITEMP

ITEMP = ANCO(I)
ANCO(I) = ANCO(M)
ANCO(M) = ITEMP

ITEMP = IL1(I)
IL1(I) = IL1(M)
IL1(M) = ITEMP
  
```

D

2

```

ITEMP = JL1(I)
JL1(I) = JL1(M)
JL1(M) = ITEMP

ITEMP = IL2(I)
IL2(I) = IL2(M)
IL2(M) = ITEMP

ITEMP = LL2(I)
LL2(I) = LL2(M)
LL2(M) = ITEMP

ITEMP = ARA1(I)
ARA1(I) = ARA1(M)
ARA1(M) = ITEMP

ITEMP = ARA2(I)
ARA2(I) = ARA2(M)
ARA2(M) = ITEMP

ITEMP = USP1(I)
USP1(I) = USP1(M)
USP1(M) = ITEMP

ITEMP = USP2(I)
USP2(I) = USP2(M)
USP2(M) = ITEMP
  
```

FIN DEL ciclo 2

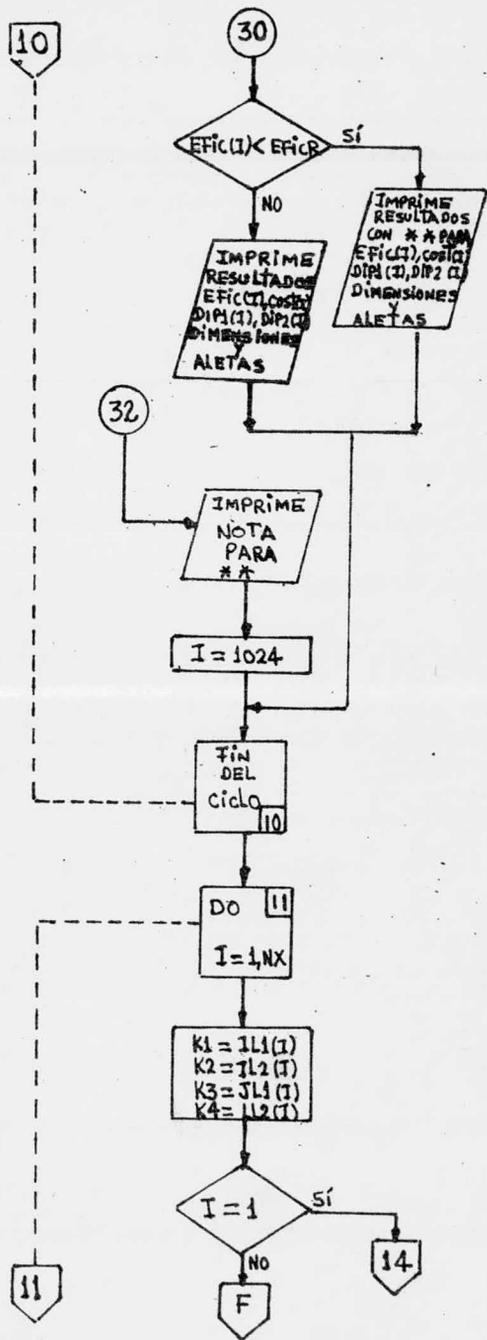
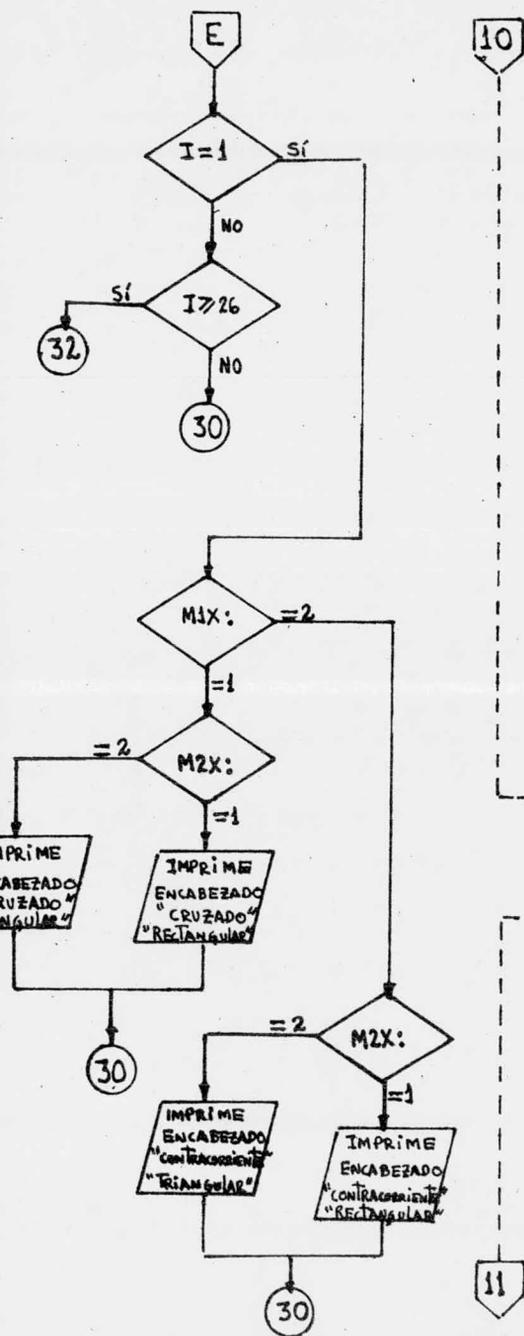
IMPRIME RESULTADOS:
Efic R.
QT, DMLT

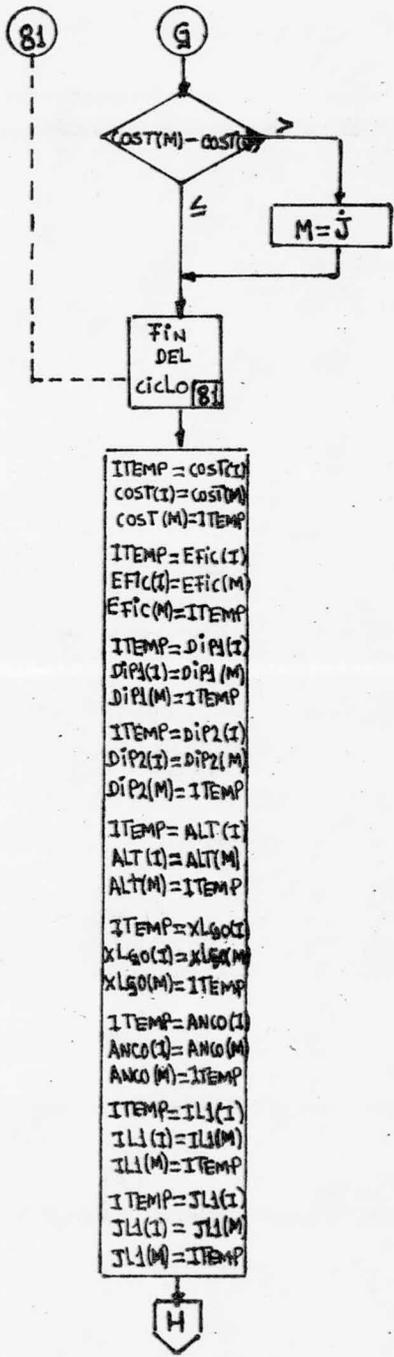
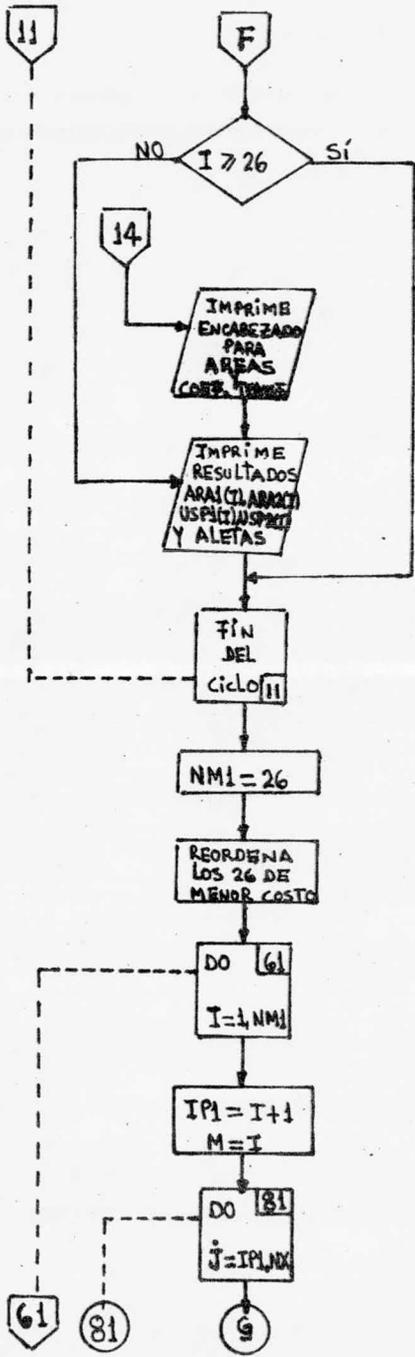
DO 10
I = 1, NX

K1 = IL1(I)
K2 = IL2(I)
K3 = JL1(I)
K4 = LL2(I)

10

E





61

H

```

ITEMP=IL2(I)
IL2(I)=IL2(M)
IL2(M)=ITEMP

ITEMP=LL2(I)
LL2(I)=LL2(M)
LL2(M)=ITEMP

```

```

FIN
DEL
Ciclo 61

```

```

DO 110
I=1,NX

```

```

K1=IL1(I)
K2=IL2(I)
K3=JL1(I)
K4=LL2(I)

```

```

I=1

```

```

I >= 26

```

132

130

```

MIX: =2

```

I

J

110

J

I

```

M2X: =2

```

```

IMPRIME
ENCABEZADO
"CRUZADO"
"RECTANGULAR"

```

```

IMPRIME
ENCABEZADO
"CRUZADO"
"TRIANGULAR"

```

130

```

M2X: =2

```

```

IMPRIME
ENCABEZADO
"CRUZADO"
"RECTANGULAR"

```

```

IMPRIME
ENCABEZADO
"CRUZADO"
"TRIANGULAR"

```

130

```

EFIC(I) < EFICR

```

```

IMPRIME
RESULTADOS
COST(I), EFIC(I)
DIP1(I), DIP2(I)
DIMENSIONES
ALETAS

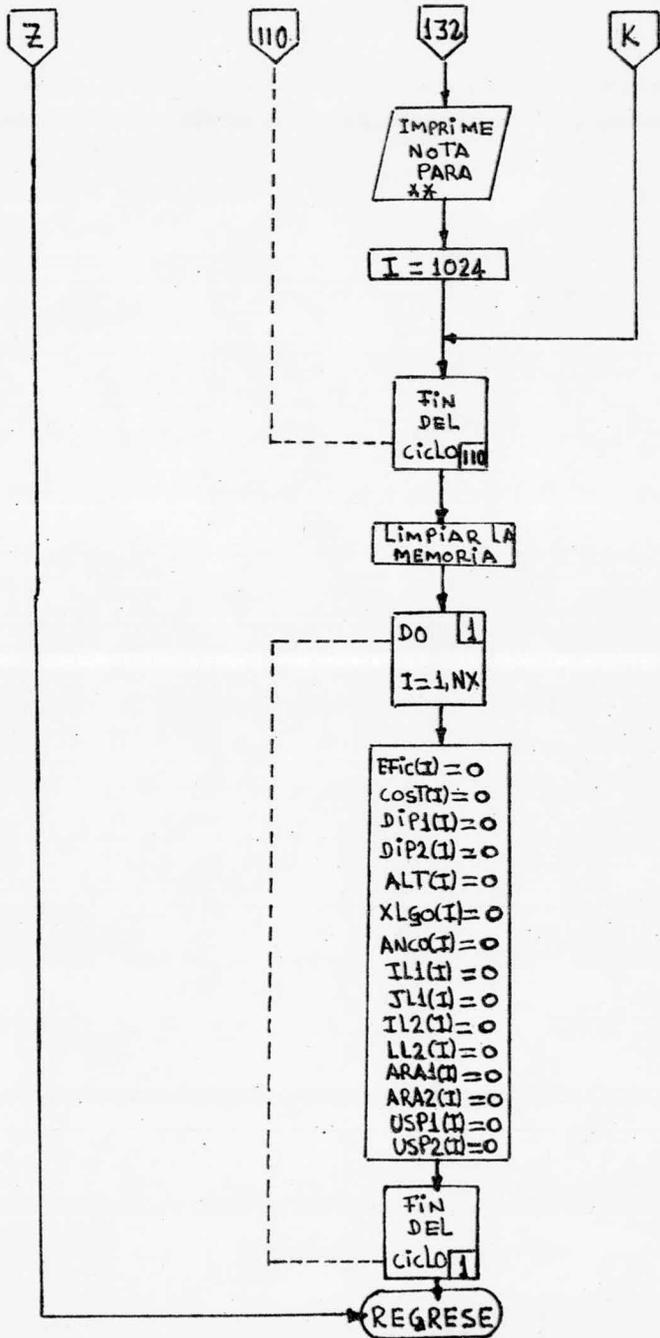
```

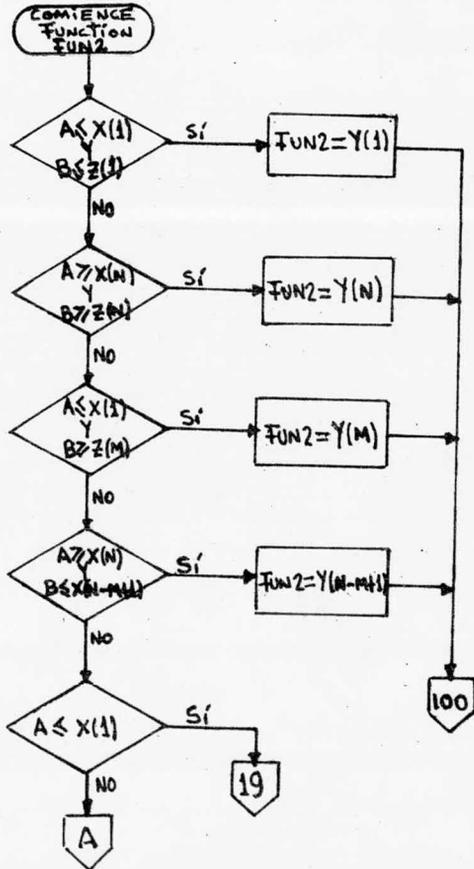
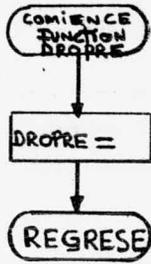
```

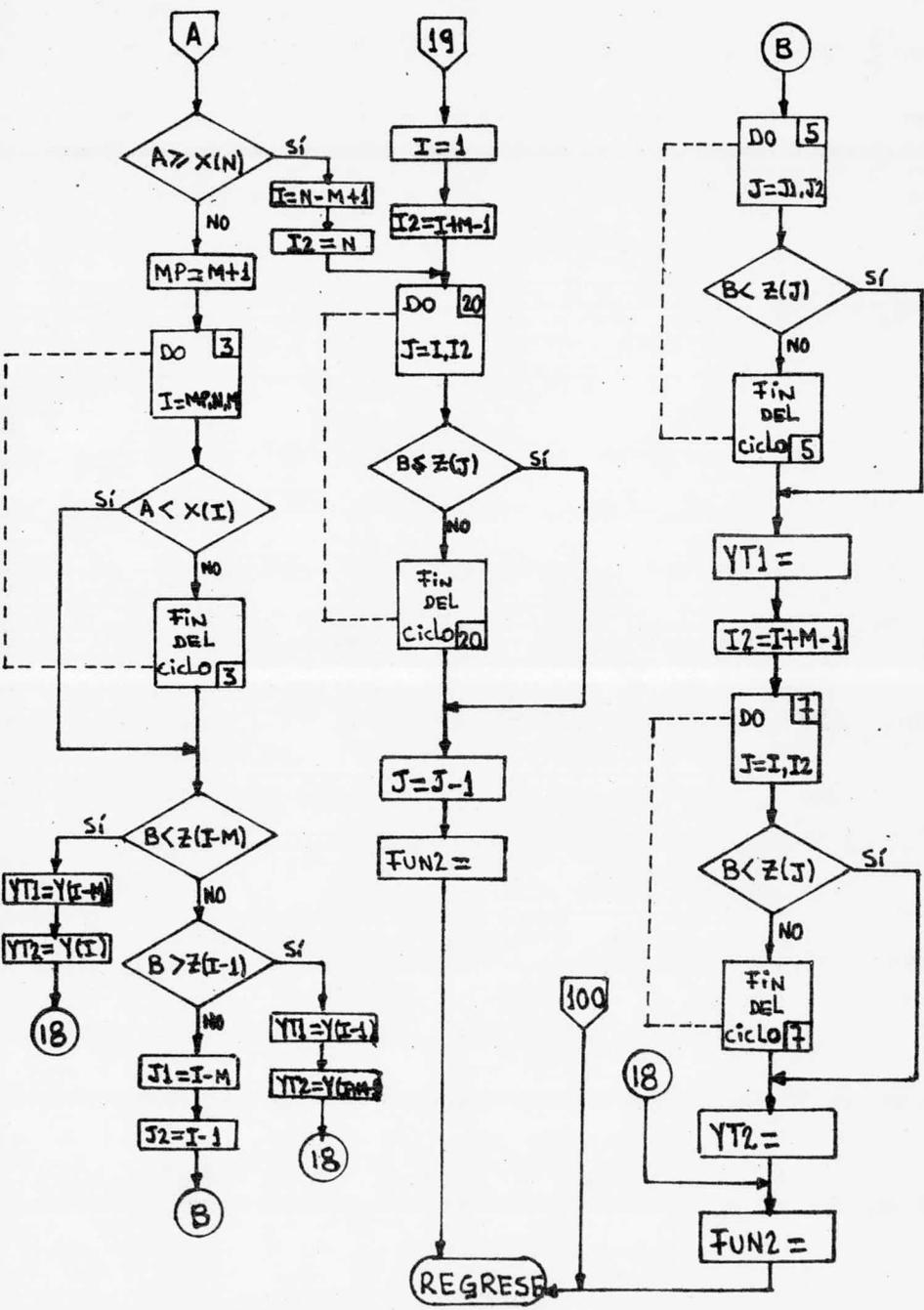
IMPRIME
RESULTADOS
CON ** PARA
COST(I), EFIC(I)
DIP1(I), DIP2(I)
DIMENSIONES
ALETAS

```

K







Función Drope - Calcula las caídas de presión para los dos lados del cambiador.

Función Fun2 - Calcula la efectividad de diseño para el arreglo de flujo cruzado con ambos fluidos no mezclados; interpolando los datos de su ecuación gráfica que se encuentran en un bloque de datos.



CAPITULO IV

APLICACIONES

Este capítulo trata de la aplicación del método de diseño y selección de cambiadores compactos por computadora, para ilustrar el funcionamiento de el programa propuesto.

Las aplicaciones de estos cambiadores compactos del tipo placa con aletas incluyen calentamiento y enfriamiento de gases, separación de un gas, purificación y licuefacción de un gas.

Se ha considerado representativo aplicarlo como regenerador en el enfriamiento del gas de escape de una turbina de gas en un ciclo regenerativo (ver fig. 22).

Una manera de aumentar la eficiencia de una turbina de gas de ciclo simple, sería recapturando parte del calor que contiene el gas de escape y usarlo para precalentar el aire que sale del compresor, antes de que entre a la cámara de combustión. Esto se puede hacer añadiendo un regenerador dentro del ciclo, donde el regenerador es un intercambiador de tubo y coraza.

Esta alternativa de usar como regenerador un cambiador compacto del tipo placa con aletas ó un intercambiador de tubo y coraza, plantea el análisis que puede servir para dar un mejor punto de comparación, ya que el objetivo del presente capítulo es demostrar las ventajas de usar el de placa con aletas.

El análisis se plantea con los siguientes pasos:

- 1) Se establecieron las condiciones de proceso para demostrar la utilidad del programa de computación de cambiadores de calor compactos, ver la Tabla III.

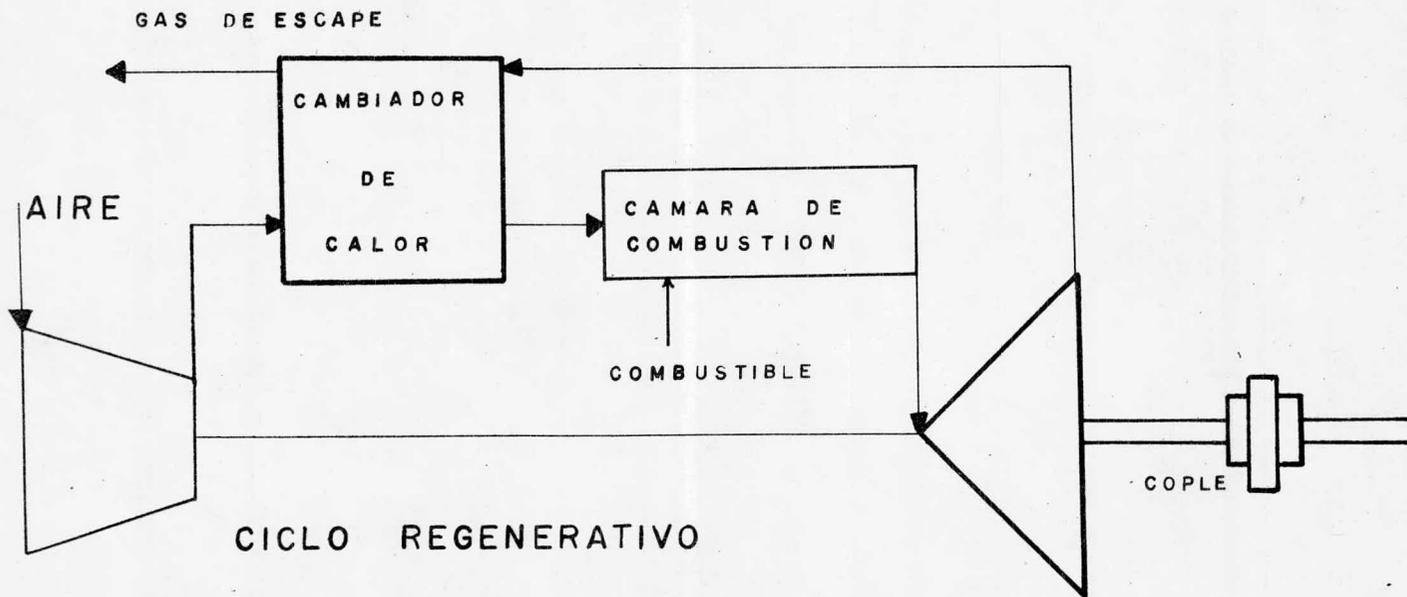


FIG 22

TABLA III

Parámetros de Operación y características del equipo	Intercambiador de placa con aletas		Intercambiador de Tubo y Coraza	
	LADO 1	LADO 2	TUBO	CORAZA
Fluido Caliente lb/hr	_____	Gases de combustión 196,000	Gases de combustión 196,000	_____
Fluido Frío lb/hr	Aire 193,000	_____	_____	Aire 193,000
Temperaturas °F	Entrada: 359. Salida: 681.	Entrada: 805. Salida: 461.	Entrada: 805 Salida: 461	Entrada: 359 Salida: 681.
Presión de Entrada lb/in ²	13.2	14.9	14.9	13.2
Caídas de Presión permitidas lb/in ²	0.5	0.5	10.0	10.0
Peso Molecular del Gas lb/lb mol.	144.	144.	_____	_____
Calor Específico Promedio BTU/ (lb °F)	0.251	0.259	0.259	0.251
Viscosidades Promedio lb/ (hr ft)	0.069	0.073	0.073	0.069
Conductividad del Gas BTU/ (hr ft ² °F/ft)	0.0625	0.063	0.063	0.0625
Densidad Promedio lb/ft ³	0.3565	0.3625	0.3625	0.3565
Material del Equipo	Aleación de Acero para Alta Temp.	Aleación de Acero para alta Temp.	Acero BWG16	Acero
Conductividad del material BTU/(hrft ² °F/ft)	12.0	12.0	_____	_____
Dimensiones del Equipo	Altura Máxima -. 7.5 ft Longitud Máxima- 6.0 ft Ancho Máximo- 3.0 ft		Longitud de tubos 12-20 ft Diámetro ext. tubo 3/4" Arreglo Triangular 15/16" DS/B: 1-5; h/DS:0.46-0.16 El haz de tubos con dos pasos.	
Factor de Obstrucción	0.001		0.001	

- 2) Diseño del intercambiador de tubo y coraza por el método de K.J. BELL. Ver en el apéndice, la memoria de cálculo.
- 3) Diseño y selección de cambiadores de calor compactos de placa con aletas. Ver en el Apéndice el listado del programa principal de computación con los resultados obtenidos.
- 4) La presentación y comparación de los resultados obtenidos en los pasos 2 y 3. Ver la tabla IV. Para los cambiadores de calor de placa con aletas se tomará el resultado de mayor efectividad calculada para cada diferente arreglo de flujo y geometrías de distribución del flujo en los cabezales.

ANALISIS DE RESULTADOS DE LA TABLA IV

En el intercambiador de placa con aletas se observó lo siguiente:

- 1) Que para cada arreglo de flujo (contracorriente ó cruzado) no existe diferencia de un mismo lado en los resultados entre las dos geometrías de entrada y salida del fluido en los cabezales (rectangular ó triangular) con respecto a sus tipos y medidas de aletas, coeficiente total de transferencia de calor y superficie total de transferencia de calor. Así como también en los valores de efectividad calculada, dimensiones y volumen ocupado por el cambiador de calor. Esto se debe a que la regresión matemática de las familias de curvas de las figuras 13 y 14 resultan con ecuaciones parecidas, obteniéndose valores muy cercanos, es decir la diferencia entre las caídas de presión de un mismo lado serán pequeñas en el orden de las diez milésimas. Por lo anterior la reducción del cambiador de calor (dimensiones) con el fin de cumplir con las caídas de presión permitidas de cada lado serán iguales entre los dos ti-

TIPOS DE INTERCAMBIADORES VARIABLES DE DISEÑO	INTERCAMBIADOR DE PLACA CON Δ LETAS								INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA	
	FLUJO CONTRACORRIENTE				FLUJO CRUZADO				2 PARALELO-3 SERIE	
	ENTRADA RECTANGULAR		ENTRADA TRIANGULAR		ENTRADA RECTANGULAR		ENTRADA TRIANGULAR		TUBO	CORAZA
	Lado 1	Lado 2								
Descripción de Superficie y Arreglo de % Envuente	Aleta Persiana de $\frac{3}{8}(B)-11.1$	Aleta Persiana de $\frac{3}{16}-11.1$	Aleta Persiana de $\frac{3}{8}(B)-11.1$	Aleta Persiana de $\frac{3}{16}-11.1$	Aleta Clavija de PF-3	Aleta Clavija de $\Delta P-2$	Aleta Clavija de PF-3	Aleta Clavija de $\Delta P-2$	2 pasos $\frac{3}{4}$ Ext. $\frac{3}{4}$ BWG 16 Arreglo Te. angular $15/16$	1 paso B = 32.83" h = 16.74"
Flujo de Calor, BTU/hr	15,598,646.		15,598,646.		15,598,646.		15,598,646.		15,598,646.	
Coefficiente Total de Transferencia de Calor $ft^2 BTU/(hr)(ft^2)(^{\circ}F)$	27.02	27.02	27.02	27.02	5.33	16.69	5.33	16.69	4.65	
Superficie Total de Transferencia de Calor, ft^2	5,125.73	5,125.73	5,125.73	5,125.73	25,956.85	8,297.37	25,956.85	8,297.37	32,584.07 (1)	
Caidas de Presión, lb/in^2	0.14904	0.17156	0.14910	0.17166	0.49304	0.23344	0.49304	0.23345	3.777	9.26
Efectividad Calculada	0.82042		0.82042		0.85767		0.85767		—————	
DMLT, °F	112.6		112.6		112.6		112.6		112.6	
Dimensiones ft	Largo = 1.40 Ancho = 3.00 Alto = 7.50	Largo = 5.50 Ancho = 3.00 Alto = 7.50	2,305 tubas por coraza de 12' largo	DS = 43 $\frac{1}{4}$ " Cabezales = 2' Largo = 16.0 Ancho = 12.30 Alto = 18.30						
Volumen Ocupado, ft^3	31.50		31.50		123.75		123.75		3 601.44	

(1) Referida al Area Externa de los Tubos.

pos de entrada y salida para un mismo arreglo de flujo dando por ello los resultados anteriormente descritos.

Diferencias en los resultados de un mismo lado entre el flujo a contracorriente y el flujo cruzado:

En la superficie total de transferencia de calor se debe:

- a) Diferentes tipos y medidas de aletas cada lado. Esto trae como consecuencia diferentes valores de los factores geométricos de las aletas que afectan los resultados en el factor del area de transferencia de calor y la superficie total de transferencia de calor de un lado.

En ambos lados resultaron ser aletas de "alto funcionamiento".

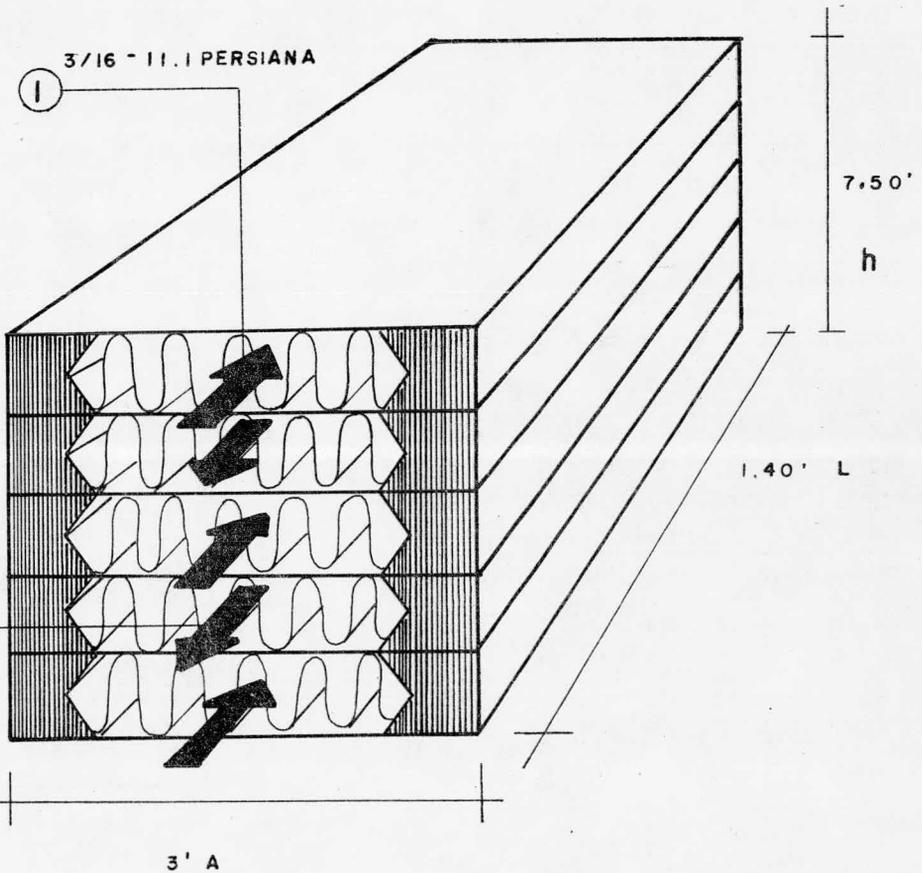
- b) El volúmen ocupado por el cambiador de calor. La disminución de este volúmen para poder cumplir con la caída de presión permitida de un fluido tiene dos criterios a seguir:

- 1) Para el flujo cruzado es necesario disminuir la distancia recorrida por el fluido (dimensión del cambiador) de mayor caída de presión que la permitida, ocasionando con ello una disminución del area frontal del otro fluido, y por consiguiente una mayor masa velocidad y número de Reynolds. Esto trae como resultado un aumento en el coeficiente de película y caída de presión que posiblemente haga disminuir para ese lado su distancia recorrida si sobrepasa la caída de presión permitida, siendo este aumento de caída de presión una limitación para reducir el volúmen ocupado.

- 2) Mientras que en el flujo a contracorriente los dos fluidos tienen en común la misma arca frontal y distancia recorrida por ambos fluidos, la disminución del volúmen ocupado para cumplir con la caída de presión

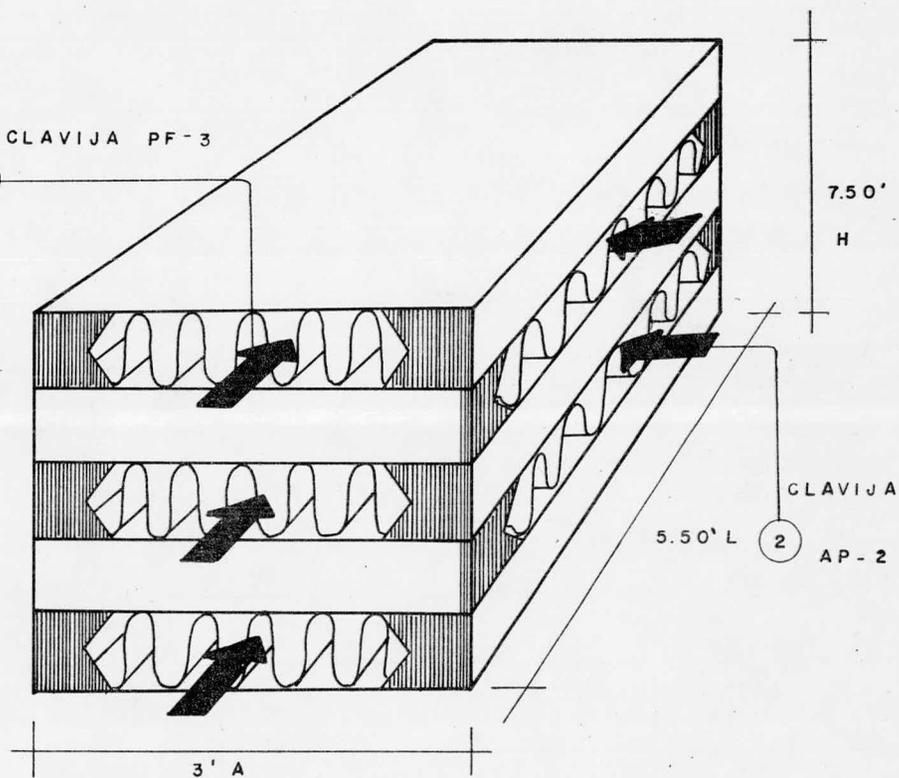
permitida de un fluido, no afectará en nada al coeficiente de película del otro fluido por no variar su área frontal y su caída de presión resultara ser menor. Por lo anterior se observa (ver fig. 23-A) que el flujo a contracorriente es más eficiente para optimizar su volumen ocupado sin aumentar las caídas de presión en ambos lados, ya que la superficie total de transferencia de calor está en función del volumen ocupado su valor resulta ser menor en el flujo a contracorriente.

- B) En el coeficiente total de transferencia de calor se debe a que la relación del coeficiente total de transferencia de calor con la superficie total de transferencia de calor será complementaria para obtener un flujo de calor constante. Es decir a menor valor de la superficie total de transferencia de calor se tendrá mayor valor del coeficiente total de transferencia de calor se tendrá mayor valor de coeficiente total de transferencia de calor.
- C) En las caídas de presión se debe a que en el flujo a contracorriente no hay una limitación por caídas de presión, porque al disminuir la de un fluido disminuye también la del otro fluido, es por esto que la distancia común recorrida por ambos fluidos es muy corta y sus caídas de presión menores.
- D) En la efectividad calculada se debe: A que la efectividad calculada en el arreglo de flujo a contracorriente tendrá mayor ventaja para ajustarse desde valores altos hasta el límite de la efectividad requerida por la mayor reducción de su volumen ocupado al disminuir también las caídas de presión para ambos fluidos, mientras que en el flujo cruzado -- se tiene la limitación por su efecto inverso en las caídas de presión.



FLUJO A CONTRACORRIENTE

FIG 23 A



FLUJO CRUZADO

FIG 23A

de ambos fluidos y por ello es más difícil disminuir su volumen ocupado desde su eficiencia calculada hasta una eficiencia requerida, razón por la cual su valor resultó ser mayor en la tabla IV.

E) En las dimensiones y volumen ocupado por el cambiador de calor los resultados fueron menores en el flujo a contracorriente como consecuencia de lo explicado en los anteriores incisos.

3) Diferencias en los resultados entre el intercambiador de tubo y coraza y el de Placa con aletas:

a) El coeficiente total de transferencia de calor resultó ser menor en el intercambiador de tubo y coraza, por esto su superficie total de transferencia de calor también fue mayor que la del intercambiador de placa con aletas. Esta superficie quedó distribuida en un arreglo 2 paralelo - 3 serie (ver figs. 23-B y 23-C) en donde las dimensiones y volumen ocupado por los 6 cambiadores 1-2 resultaron ser mucho mayores que cualquiera de los cambiadores de placa con aletas.

Si tomamos como referencia el 100% del volumen ocupado (135 pies³) por el intercambiador de placa con aletas de acuerdo con las dimensiones originales del problema dadas para su cálculo y diseño, encontramos un ahorro ó disminución del espacio ocupado con los resultados obtenidos en el intercambiador de placa con aletas siendo 76% menos de volumen en el flujo a contracorriente y 8% en el flujo cruzado. En cambio en el intercambiador de tubo y coraza su volumen ocupado resultó ser 26 veces mayor al de referencia.

Lo anterior indica que cuando se busca el servicio de un intercambiador de calor para gases donde se puede cumplir y optimizar el espacio ocupa-

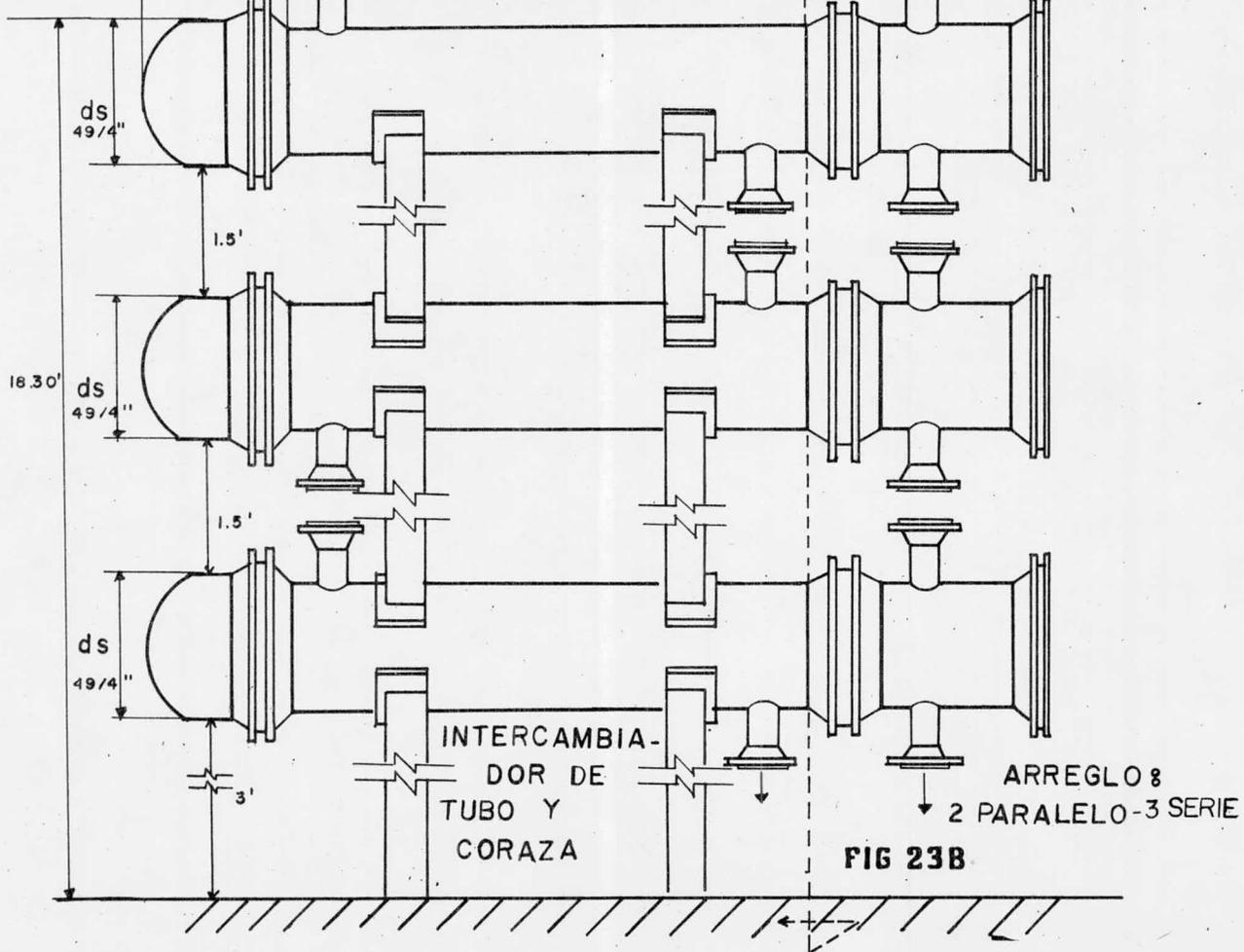


FIG 23B

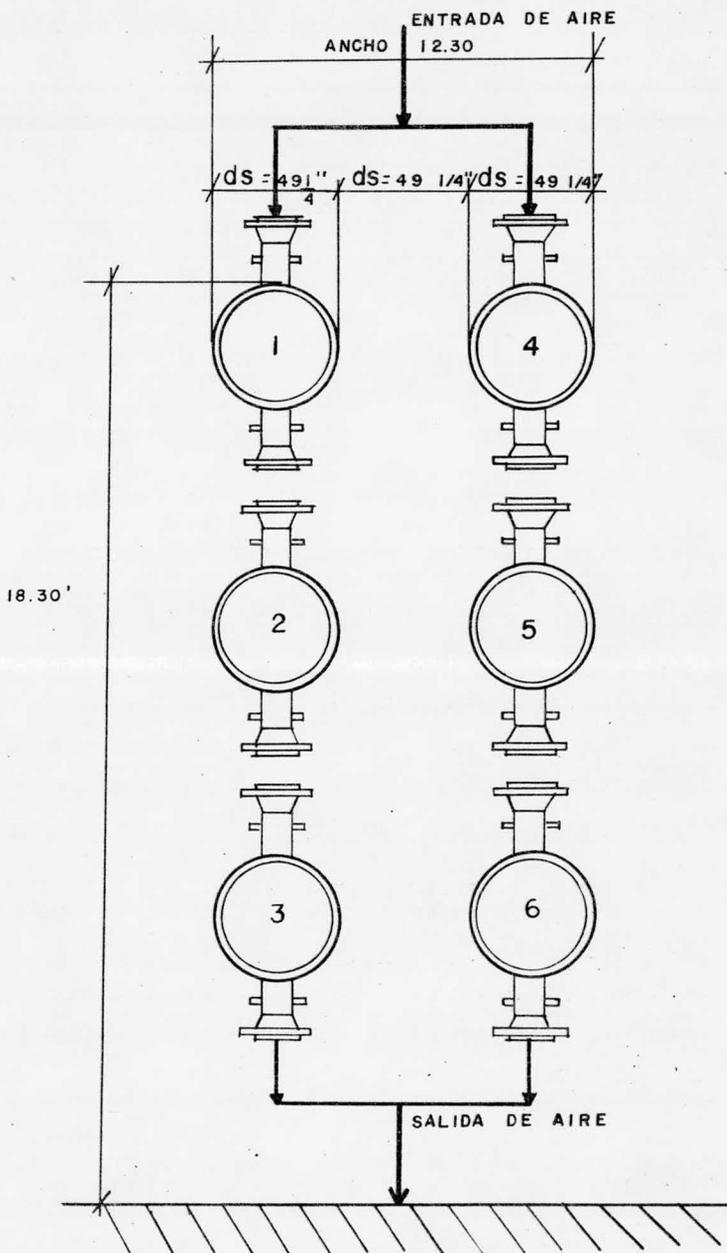


FIG 23 C

do dentro de la planta, resulta el de placa con aletas el más recomendable.

- b) Las caídas de presión en el cambiador de tubo y coraza están dentro de las permitidas pero sus valores son mayores a los de placa con aletas porque toman en cuenta los seis cambiadores 1-2 que componen el arreglo 2 paralelo-3 serie. Sin embargo, tomando solamente para un cambiador la caída de presión del lado de los tubos en su tramo recto resulta mayor que cualquiera de los cambiadores de placa con aletas de la tabla IV. Estas caídas de presión tan pequeñas en los cambiadores de placa con aletas tienen la ventaja de tener los fluidos una circulación natural - sin tener que requerir de un servicio de bombeo para cumplir con los requerimientos hidráulicos del sistema ni elevar los costos por requerir de dos equipos en paralelo.

La selección de la alternativa más adecuada se hace desde un punto de vista general, que incluye razones técnicas y económicas. Las técnicas ya fueron ampliamente analizadas en los anteriores incisos, faltando sólamente las económicas.

No se cuenta actualmente con suficiente información para calcular el costo total de fabricación de un intercambiador de placa con aletas, sin embargo se estructuró una fórmula donde se calcula el costo del material con que se fabrica dicho equipo en función de su volumen ocupado, de acuerdo con las siguientes variables:

- 1) El tipo de material y su precio por pie³.
- 2) La superficie total de transferencia de calor para cada fluido.
- 3) El espesor de la placa.
- 4) Las dimensiones del cambiador de calor.

5) El tipo de aleta para cada fluido y sus factores geométricos.

Una vez calculado el costo del material empleado, se puede aproximar el costo total si suponemos en forma conservadora que el 25% de los costos directos e indirectos lo integra la materia prima (material de fabricación). De acuerdo con lo anterior, si tomamos los costos que resultaron en los cambiadores de mayor efectividad calculada según la tabla IV (ver Apéndice con hojas de resultados), tenemos que el cambiador para flujo a contracorriente resultó con un costo total de - - \$316,450.00 y el de flujo cruzado con \$3'891,120.00. También dentro de la selección y optimización de cambiadores de calor compactos se presentaron en las hojas de resultados del algoritmo de cálculo el ordenamiento ascendente de los cambiadores de menor costo en el material empleado y todos ellos resultaron con un costo menor a los de la tabla IV, cumpliendo además con una eficiencia calculada mayor a la requerida. Sin embargo, sólo se tomarán los de mayor eficiencia calculada para efecto de comparar los costos totales entre los cambiadores de placa con aletas con el de tubo y coraza. Para el cálculo del costo total en los cambiadores de tubo y coraza se tomó como costo unitario \$ 10.00 - dólares por pie cuadrado de superficie total de transferencia de calor siendo este factor empírico un resultado promedio de diferentes cotizaciones. El costo total al tipo de cambio actual resultó ser de - - - - \$ 7'363,000.00 para los seis cambiadores 1-2 en el arreglo 2 paralelo-3 serie.

Es evidente que las razones económicas para seleccionar al cambiador de calor de placa con aletas son sobradas ya que existe una diferencia muy

grande en los precios, quedando así un mayor margen para aumentar el precio, debido a una rectificación razonable en el porcentaje antes su puesto de participación de los materiales de fabricación en la integración del costo total. Un aumento en el precio del cambiador de flujo a contracorriente queda todavía por debajo del precio que tiene el cambia dor de tubo y coraza, este análisis económico demuestra el ahorro en la inversión con la adquisición de estos intercambiadores de calor de Placa con Aletas.

CAPITULO V

CONCLUSIONES

Se elaboró un método de diseño mediante el cual se pueden obtener las dimensiones de un cambiador de calor compacto y seleccionar el tipo de aletas que mejor satisfaga las necesidades de operación del equipo.

Tomando en cuenta que el método aquí propuesto está basado en el trabajo experimental realizado por los señores Kays y London se anticipa que tiene alta confiabilidad. Sin embargo se sugiere que se implemente en el laboratorio de la Facultad de Química este tipo de equipos para corroborar el método propuesto.

Es conveniente resaltar las ventajas que presenta el tipo de cambiador compacto de Placa con Aletas con respecto a los cambiadores de calor convencionales especialmente en aquellos casos en donde el coeficiente de transferencia de calor sea demasiado pequeño, ya que para un mismo servicio, ocupa menor espacio y sus caídas de presión resultan ser menores.

Tomando en cuenta las características geométricas de las superficies extendidas en el cambiador compacto, únicamente se recomienda su empleo cuando los fluidos que se manejen sean limpios con el fin de minimizar los problemas de mantenimiento.

Debido a la complejidad que involucra el plantear un método de diseño para cambiadores de calor compactos con más de dos corrientes y por el tiempo que se requiere para su implementación, no se cubrió en el presente trabajo, por lo que se sugiere que en trabajos posterio-

res se desarrolle aprovechando el método propuesto en esta tesis.

APENDICE

DATA DATA
19.86
/8 (A)
/8 (B)
/4 (S)
17.8
3/8W
PLANA
ERSTIANA
"CLAVIJA"
ON
NDULADA
"CLAVIJA"

DATA DATA
19.86
/8 (A)
/8 (B)
/4 (S)
17.8
3/8W
PLANA
ERSTIANA
"CLAVIJA"
ON
NDULADA
"CLAVIJA"

```

FUNCTION DRUPRE (XG,XVENTA,XKC,XSIGMA,XVESAL,XFRICT,RECFLU,
1XVEMED,XRAHID,XKE,PEX)
C LA CONSTANT 1.20185856E+11 ES LA TRANSFORMACION DE UNIDADES Y 2.*GC;
DROPRE=((XG**2.*XVENTA)/(PEX*1.20185856E+11))*(XKC+1.-XSIGMA**2);
12.*(XVESAL/XVENTA)-1.)+(XFRICT*RECFLU*XVEMED/(XRAHID*XVENTA))-1.
2.-XSIGMA**2.-XKE)*(XVESAL/XVENTA))
RETURN
END

```

```

000055055 C START OF SEGMENT 015
000055060 C 015-000010
000055065 C 015-000020
000055070 C 015-000030
000055075 C 015-000040
000055080 C 015-000050
000055085 C 015-000060
000055090 C 015-000070
000055095 C 015-000080
000055098 C 015-000090
SEGMENT 015 IS 001C LONG

```


FORMAT SEGMENT IS 0057 LONG
START OF SEGMENT 017
SEGMENT 017 IS 0034 LONG

NO ERRORS DETECTED. NUMBER OF CARDS = 1058.
COMPILATION TIME = 121 SECONDS ELAPSED. 19.27 SECONDS PROCESSING.
TOTAL STACK SIZE = 28 CARDS. FILE SIZE = 140 WORDS. ESTIMATED CORE STORAGE REQUIREMENT = 4685 WORDS.
TOTAL PROGRAM CODE = 2762 WORDS. ARRAY STORAGE = 618 WORDS.
NUMBER OF PROGRAM SEGMENTS = 28. NUMBER OF LINK SEGMENTS = 308.
PROGRAM CODE FILE = (1081)TESIS)FRANCISCO ON PACK, COMPILER COMPILED ON 06/07/77

1.93E+5, 1.76E+5, 0.251, 0.259, 0.009, 0.073, 0.0625, 0.063, 12.0, 144.0, 144.0, 0.5, 0.5, 359.0, 681.0, 805.0, 461.0, 7.5,
6.0, 13.2, 14.9,

LFICD=0.8083

GT= 15598640.0

DMLT=112.0





TABLA DE RESULTADOS PARA FLUJO CRUZADO CON ENTRADA RECTANGULAR (M2=1) CONSIDERANDO LA EFICIENCIA MAYOR

EFICIENCIA	COSTO	CAIDA DE PRESION LADO 1	CAIDA DE PRESION LADO 2	ALTURA	LARGO	ANCHO	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
0.85767	772779.9	0.49304	0.23344	7.50	5.50	3.00	CLAVIJA	PF=3	CLAVIJA	AP=2
0.83310	891843.0	0.49099	0.15837	7.50	4.90	3.00	CLAVIJA	PF=3	CLAVIJA	PF=4
0.81150	219663.2	0.13641	0.08653	7.50	4.40	3.00	ONDULADA	11.48 = 3/8W	PERSIANA	3/16 = 11.1
0.81153	654728.3	0.09392	0.10281	7.50	6.00	3.00	PLANA	15.08	CLAVIJA	AP=2
0.81143	414169.5	0.20425	0.22295	7.50	3.30	3.00	PERSIANA	3/16 = 11.1	CLAVIJA	AP=2
0.81132	608357.4	0.32448	0.22771	7.50	3.30	3.00	CLAVIJA	AP=2	CLAVIJA	AP=1
0.81123	439270.6	0.14777	0.19806	7.50	3.50	3.00	LISTON	1/4(S)= 11.1	CLAVIJA	AP=2
0.81121	232300.9	0.16582	0.06809	7.50	3.70	3.00	PLANA	14.86	ONDULADA	17.8 = 3/8W
0.81112	575363.1	0.45166	0.13677	7.50	3.90	3.00	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	PF=3
0.81103	209093.1	0.14985	0.05027	7.50	3.70	3.00	PERSIANA	3/16 = 11.1	LISTON	1/4(S)= 11.1
0.81100	701172.5	0.38617	0.17262	7.50	3.80	3.00	CLAVIJA	PF=4	CLAVIJA	PF=4
0.81085	220394.9	0.10753	0.04558	7.50	3.90	3.00	LISTON	1/4(S)= 11.1	LISTON	1/4(S)= 11.1
0.81084	414169.5	0.33350	0.12959	7.50	3.30	3.00	CLAVIJA	AP=2	PERSIANA	1/4(B)= 11.1
0.81082	214734.0	0.11467	0.05206	7.50	3.80	3.00	PERSIANA	3/8(B)= 11.1	PERSIANA	3/8(B)= 11.1
0.81080	533162.4	0.22900	0.12840	7.50	3.80	3.00	CLAVIJA	PF=4	PERSIANA	1/4(B)= 11.1
0.81078	439270.6	0.35354	0.09812	7.50	3.50	3.00	CLAVIJA	AP=2	PERSIANA	3/8 = 11.1
0.81075	216373.9	0.24408	0.05782	7.50	4.10	3.00	PERSIANA	1/4 = 11.1	LISTON	1/8 = 15.2
0.81075	414169.5	0.18898	0.22295	7.50	3.30	3.00	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	AP=2
0.81074	197781.4	0.13038	0.08207	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4 = 11.1	PERSIANA	3/16 = 11.1
0.81074	207430.1	0.21552	0.07173	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4(B)= 11.1	ONDULADA	17.8 = 3/8W
0.81071	226920.8	0.18848	0.05276	7.50	4.30	3.00	LISTON	1/4(S)= 11.1	LISTON	1/8 = 15.2
0.81068	237337.6	0.10551	0.05328	7.50	4.20	3.00	PERSIANA	3/4(B)= 11.1	PERSIANA	1/4 = 11.1
0.81066	690431.6	0.21209	0.25187	7.50	3.60	3.00	CLAVIJA	PF=4	CLAVIJA	AP=1
0.81066	547193.0	0.24234	0.09683	7.50	3.90	3.00	PERSIANA	3/8 = 11.1	CLAVIJA	PF=4
0.81066	269975.9	0.20987	0.03977	7.50	4.90	3.00	PERSIANA	1/2(A)= 6.06	ONDULADA	17.8 = 3/8W

* LA EFICIENCIA 0.0 Y EL COSTO 100000.0 INDICAN QUE LA EFICIENCIA CALCULADA ES MENOR QUE LA REAL O LAS CAIDAS DE PRESION SON MAYORES QUE LAS PERMITIDAS

AREA DE
TRANSFERENCIA
CALOR LADO 1

COEF. TOTAL
TRANSF. CALOR
LADO 1

AREA DE
TRANSFERENCIA
CALOR LADO 2

COEF. TOTAL
TRANSF. CALOR
LADO 2

TIPO DE
ALETA
LADO 1

DESIGNACION
SUPERFICIE
LADO 1

TIPO DE
ALETA
LADO 2

DESIGNACION
SUPERFICIE
LADO 2



25956.85	5.33	8297.37	16.69	CLAVIJA	PF-3	CLAVIJA	AP-2
21310.32	6.50	5886.06	23.53	CLAVIJA	PF-3	CLAVIJA	PF-4
19778.93	7.00	12468.26	11.11	ONDULADA	11.48 - 3/8W	PERSIANA	3/16 = 11.1
26530.76	5.22	12471.74	11.10	PLANA	15.08	CLAVIJA	AP-2
9550.16	14.49	8478.56	16.33	PERSIANA	3/16 = 11.1	CLAVIJA	AP-2
8594.48	16.11	4771.33	29.02	CLAVIJA	AP-2	CLAVIJA	AP-1
1135.32	13.66	8992.41	15.40	LISTON	1/4(S) = 11.1	CLAVIJA	AP-2
1626.98	8.64	24350.11	5.69	PLANA	19.86	ONDULADA	17.8 = 3/8W
7557.34	18.32	20981.39	6.60	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	PF-3
13510.58	10.22	13540.58	10.22	PERSIANA	3/16 = 11.1	LISTON	1/4(S) = 11.1
5027.13	24.61	5627.43	24.61	CLAVIJA	PF-4	CLAVIJA	PF-4
14270.83	9.70	14278.83	9.70	LISTON	1/4(S) = 11.1	LISTON	1/4(S) = 11.1
8478.56	16.33	9550.16	14.49	CLAVIJA	AP-2	PERSIANA	1/4(B) = 11.1
13912.70	9.95	13912.70	9.95	PERSIANA	3/8(B) = 11.1	PERSIANA	3/8(B) = 11.1
7367.56	18.80	9610.57	14.41	CLAVIJA	PF-4	PERSIANA	1/4(B) = 11.1
8972.41	15.40	10135.32	13.66	CLAVIJA	AP-2	PERSIANA	3/8 = 11.1
11599.32	11.94	21923.20	6.32	PERSIANA	1/4 = 11.1	LISTON	1/8 = 15.2
9556.16	14.49	8478.56	16.33	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	AP-2
12814.33	10.81	12814.33	10.81	PERSIANA	1/4 = 11.1	PERSIANA	3/16 = 11.1
16281.31	13.57	23697.83	5.84	PERSIANA	1/4(R) = 11.1	ONDULADA	17.8 = 3/8W
12164.82	11.38	22992.63	6.02	LISTON	1/4(S) = 11.1	LISTON	1/8 = 15.2
15377.20	9.01	15377.20	9.01	PERSIANA	3/4(B) = 11.1	PERSIANA	1/4 = 11.1
7663.00	19.61	4538.09	30.51	CLAVIJA	PF-4	CLAVIJA	AP-1
9863.48	14.04	7561.45	18.31	PERSIANA	3/8 = 11.1	CLAVIJA	PF-4
9685.53	14.30	32255.38	4.29	PERSIANA	1/2(A) = 6.06	ONDULADA	17.8 = 3/8W



TABLA DE RESULTADOS PARA FLUJO CRUZADO CON ENTRADA TRIANGULAR (M2=2) CONSIDERANDO EL COSTO MENOR

COSTO	EFICIENCIA	CAIDA DE PRESION LADO 1	CAIDA DE PRESION LADO 2	ALTURA	LARGO	ANCHO	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
192130.5	0.00078	0.13785	0.08660	7.50	3.40	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
192130.5	0.00078	0.13785	0.08660	7.50	3.40	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
192130.5	0.00078	0.12057	0.08660	7.50	3.40	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
192130.5	0.00078	0.12057	0.08660	7.50	3.40	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
197771.1	0.01074	0.13039	0.08208	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
197771.1	0.01025	0.14186	0.07508	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
197771.1	0.01018	0.13039	0.07508	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
197771.1	0.01033	0.13039	0.07464	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
197771.1	0.01025	0.13024	0.07508	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
203432.3	0.00806	0.14586	0.05981	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
203432.3	0.00956	0.14586	0.05764	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
203432.3	0.00853	0.13400	0.05764	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
203432.3	0.00880	0.13392	0.05981	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
203432.3	0.00956	0.13392	0.05764	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
203432.3	0.00826	0.13392	0.05291	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	LISTON	1/4(S)- 11.1
203432.3	0.00998	0.11323	0.07791	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
203432.3	0.00840	0.11323	0.07123	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
203432.3	0.00953	0.11323	0.07076	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
203432.3	0.01033	0.10874	0.07791	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
203432.3	0.00877	0.10874	0.07123	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
203432.3	0.00992	0.10874	0.07076	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
203432.3	0.00893	0.09941	0.07791	7.50	3.60	3.00	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
203432.3	0.00848	0.09941	0.07076	7.50	3.60	3.00	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
207430.1	0.01007	0.23120	0.07174	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	ONDULADA	17.8 - 3/8M
207430.1	0.00953	0.21410	0.07174	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	ONDULADA	17.8 - 3/8M

** LA EFICIENCIA 0.0 Y EL COSTO 1000000.0 INDICAN QUE LA EFICIENCIA CALCULADA ES MENOR QUE LA REAL O LAS CAIDAS DE PRESION SON MAYORES QUE LAS PERMITIDAS

EFICR=J.8083

QT= 15598646.0

DMLT=112.6





TABLA DE RESULTADOS PARA FLUJO CIRCULAR CON ENTRADA TRIANGULAR (M2=2) CONSIDERANDO LA EFICIENCIA MAYOR

EFICIENCIA	COSTO	CAIDA DE PRESION LADO 1	CAIDA DE PRESION LADO 2	ALTURA	LARGO	ANCHO	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
0.85767	972779.9	0.49304	0.23345	7.50	5.50	3.00	CLAVIJA	PF-3	CLAVIJA	AP-2
0.83310	891895.0	0.49090	0.15838	7.50	4.90	3.00	CLAVIJA	PF-3	CLAVIJA	PF-4
0.81150	213663.2	0.13642	0.08655	7.50	4.40	3.00	ONDULADA	11.48 = 3/8W	PERSIANA	3/16 = 11.1
0.81153	654724.3	0.09394	0.10282	7.50	6.00	3.00	PLANA	15.08	CLAVIJA	AP-2
0.81183	414169.5	0.20426	0.22297	7.50	3.30	3.00	PERSIANA	3/16 = 11.1	CLAVIJA	AP-2
0.81132	604357.4	0.32449	0.22774	7.50	3.30	3.00	CLAVIJA	AP-2	CLAVIJA	AP-1
0.81125	839275.0	0.19778	0.19808	7.50	3.50	3.00	LISTON	1/4(S) = 11.1	CLAVIJA	AP-2
0.81121	232371.9	0.16582	0.06810	7.50	3.70	3.00	PLANA	19.86	ONDULADA	17.8 = 3/8W
0.81112	575263.1	0.45163	0.13679	7.50	3.90	3.00	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	PF-3
0.81103	207333.1	0.14986	0.05029	7.50	3.70	3.00	PERSIANA	3/16 = 11.1	LISTON	1/4(S) = 11.1
0.81100	741172.5	0.38617	0.17263	7.50	3.80	3.00	CLAVIJA	PF-4	CLAVIJA	PF-4
0.81085	220381.9	0.10754	0.04559	7.50	3.90	3.00	LISTON	1/4(S) = 11.1	LISTON	1/4(S) = 11.1
0.81084	414169.5	0.33351	0.12961	7.50	3.30	3.00	CLAVIJA	AP-2	PERSIANA	1/4(B) = 11.1
0.81082	214734.0	0.11469	0.05208	7.50	3.80	3.00	PERSIANA	3/8(B) = 11.1	PERSIANA	3/8(B) = 11.1
0.81060	637162.4	0.22401	0.12842	7.50	3.80	3.00	CLAVIJA	PF-4	PERSIANA	1/4(B) = 11.1
0.81073	432275.0	0.35355	0.09815	7.50	3.50	3.00	CLAVIJA	AP-2	PERSIANA	3/8 = 11.1
0.81075	216273.0	0.24409	0.05783	7.50	4.10	3.00	PERSIANA	1/4 = 11.1	LISTON	1/8 = 15.2
0.81075	414169.5	0.18899	0.22297	7.50	3.30	3.00	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	AP-2
0.81074	197781.4	0.13039	0.08208	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4 = 11.1	PERSIANA	3/16 = 11.1
0.81074	207450.1	0.21552	0.07174	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4(B) = 11.1	ONDULADA	17.8 = 3/8W
0.81071	226920.6	0.18849	0.05277	7.50	4.30	3.00	LISTON	1/4(S) = 11.1	LISTON	1/8 = 15.2
0.81068	237337.6	0.10553	0.05330	7.50	4.20	3.00	PERSIANA	3/4(B) = 11.1	PERSIANA	1/4 = 11.1
0.81066	690431.0	0.21210	0.25188	7.50	3.60	3.00	CLAVIJA	PF-4	CLAVIJA	AP-1
0.81060	547175.0	0.24235	0.09685	7.50	3.90	3.00	PERSIANA	3/8 = 11.1	CLAVIJA	PF-4
0.81060	269975.9	0.20988	0.03977	7.50	4.90	3.00	PERSIANA	1/2(A) = 6.06	ONDULADA	17.8 = 3/8W

** LA EFICIENCIA 0.0 Y EL COSTO 1000000.0 INDICAN QUE LA EFICIENCIA CALCULADA ES MENOR QUE LA REAL O LAS CAIDAS DE PRESION SON MAYORES QUE LAS PERMITIDAS

AREA DE TRANSFERENCIA CALOR LADO 1	COEF. TOTAL TRANSF. CALOR LADO 1	AREA DE TRANSFERENCIA CALOR LADO 2	COEF. TOTAL TRANSF. CALOR LADO 2	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
25950.85	5.33	8297.37	16.69	CLAVIJA	PF-3	CLAVIJA	AP-2
21310.82	6.50	5880.06	23.53	CLAVIJA	PF-3	CLAVIJA	PF-4
19778.93	7.00	12468.26	11.11	ONDULADA	11.48 = 3/8W	PERSIANA	3/16 = 11.1
26530.06	5.22	12471.74	11.10	PLANA	15.08	CLAVIJA	AP-2
9556.16	14.49	8478.56	16.33	PERSIANA	3/16 = 11.1	CLAVIJA	AP-2
8594.48	16.11	4771.33	29.02	CLAVIJA	AP-2	CLAVIJA	AP-1
10135.32	13.66	8992.41	15.40	LISTON	1/4(S) = 11.1	CLAVIJA	AP-2
16020.98	8.64	24356.11	5.69	PLANA	19.86	ONDULADA	17.8 = 3/8W
7559.34	18.32	20981.39	6.60	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	PF-3
13546.58	10.22	13546.58	10.22	PERSIANA	3/16 = 11.1	LISTON	1/4(S) = 11.1
5627.43	24.61	5627.43	24.61	CLAVIJA	PF-4	CLAVIJA	PF-4
14278.83	9.70	14278.83	9.70	LISTON	1/4(S) = 11.1	LISTON	1/4(S) = 11.1
8478.56	16.33	9556.16	14.49	CLAVIJA	AP-2	PERSIANA	1/4(B) = 11.1
13912.70	9.95	13912.70	9.95	PERSIANA	3/8(B) = 11.1	PERSIANA	3/8(B) = 11.1
7367.56	18.80	9610.57	14.41	CLAVIJA	PF-4	PERSIANA	1/4(B) = 11.1
8992.41	15.40	10135.32	13.66	CLAVIJA	AP-2	PERSIANA	3/8 = 11.1
11599.02	11.94	21923.20	6.32	PERSIANA	1/4 = 11.1	LISTON	1/8 = 15.2
9556.16	14.49	8478.56	16.33	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	AP-2
12814.33	10.81	12814.33	10.81	PERSIANA	1/4 = 11.1	PERSIANA	3/16 = 11.1
10201.31	13.57	23697.83	5.84	PERSIANA	1/4(B) = 11.1	ONDULADA	17.8 = 3/8W
12164.82	11.38	22992.63	6.02	LISTON	1/4(S) = 11.1	LISTON	1/8 = 15.2
15377.20	9.01	15377.20	9.01	PERSIANA	3/4(B) = 11.1	PERSIANA	1/4 = 11.1
7063.00	19.61	4538.09	30.51	CLAVIJA	PF-4	CLAVIJA	AP-1
9863.48	14.04	7561.45	18.31	PERSIANA	3/8 = 11.1	CLAVIJA	PF-4
9685.53	14.30	32255.38	4.29	PERSIANA	1/2(A) = 6.06	ONDULADA	17.8 = 3/8W





TABLA DE RESULTADOS PARA FLUJO CRUZADO CON ENTRADA RECTANGULAR (M2=1) CONSIDERANDO EL COSTO MENOR

COSTO	EFICIENCIA	CAIDA DE PRESION LADO 1	CAIDA DE PRESION LADO 2	ALTURA	LARGO	ANCHO	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
192130.5	0.80878	0.13784	0.08658	7.50	3.40	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
192130.5	0.80943	0.13784	0.07882	7.50	3.40	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
192130.5	0.80978	0.12656	0.08658	7.50	3.40	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
192130.5	0.80943	0.12656	0.07882	7.50	3.40	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
197781.4	0.81174	0.13038	0.08207	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
197781.4	0.81025	0.14184	0.07506	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
197781.4	0.80918	0.13038	0.07506	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
197781.4	0.81033	0.13038	0.07462	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
197781.4	0.81025	0.13023	0.07506	7.50	3.50	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
203432.3	0.80886	0.14585	0.05979	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
203432.3	0.80956	0.14585	0.05762	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
203432.3	0.80853	0.13405	0.05762	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
203432.3	0.80886	0.13390	0.05979	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
203432.3	0.80956	0.13390	0.05762	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
203432.3	0.80826	0.13390	0.05289	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	LISTON	1/4(S)- 11.1
203432.3	0.80999	0.11322	0.07790	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
203432.3	0.80940	0.11322	0.07121	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
203432.3	0.80953	0.11322	0.07075	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
203432.3	0.81039	0.10873	0.07790	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
203432.3	0.80879	0.10873	0.07121	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
203432.3	0.80792	0.10873	0.07075	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
203432.3	0.80893	0.09939	0.07790	7.50	3.60	3.00	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
203432.3	0.80848	0.09939	0.07075	7.50	3.60	3.00	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
207430.1	0.81009	0.23125	0.07173	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	ONDULADA	17.8 - 3/8W
207430.1	0.80953	0.21409	0.07173	7.50	3.60	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	ONDULADA	17.8 - 3/8W

** LA EFICIENCIA 0.0 Y EL COSTO 1000000.0 INDICAN QUE LA EFICIENCIA CALCULADA ES MENOR QUE LA REAL O LAS CAIDAS DE PRESION SON MAYORES QUE LAS PERMITIDAS

EFICR=0.8083

QT= 15598646.0

DMLT=112.6



TABLA DE RESULTADOS PARA FLLJC CONTRACORRIENTE CON ENTRADA RECTANGULAR CONSIDERANDO LA EFICIENCIA MAYOR

EFICIENCIA	COSTO	CAIDA DE PRESION LADO 1	CAIDA DE PRESION LADO 2	ALTURA	LARGO	ANCHO	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
0.82042	79112.5	0.14904	0.17156	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	3/8(B) ₂ = 11.1	PERSIANA	3/16 = 11.1
0.82035	79112.5	0.19320	0.13115	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	3/16 = 11.1	PERSIANA	3/8(B) = 11.1
0.82032	181973.1	0.15324	0.32468	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	3/8 = 11.1	CLAVIJA	AP=1
0.82029	191497.0	0.13555	0.32468	7.50	1.40	3.00	PLANA	19.86	CLAVIJA	AP=1
0.82025	97835.5	0.13968	0.12205	7.50	1.40	3.00	PLANA	19.86	PLANA	19.86
0.81964	181973.1	0.37177	0.13484	7.50	1.40	3.00	CLAVIJA	AP=1	PERSIANA	3/8 = 11.1
0.81961	181973.1	0.14467	0.32468	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	3/8(B) ₂ = 11.1	CLAVIJA	AP=1
0.81954	79112.5	0.18676	0.11723	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	1/4(B) ₂ = 11.1	LISTON	1/4(S) = 11.1
0.81950	81903.7	0.17366	0.17258	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	3/8(A) ₂ = 8.7	PERSIANA	1/4 = 11.1
0.81947	191497.0	0.37177	0.11843	7.50	1.40	3.00	CLAVIJA	AP=1	PLANA	19.86
0.81935	84763.4	0.13851	0.12544	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	1/2 = 11.1	LISTON	1/4(S) = 11.1
0.81928	79112.5	0.13344	0.16503	7.50	1.40	3.00	LISTON	1/4(S) = 11.1	PERSIANA	1/4(B) = 11.1
0.81923	84763.4	0.14247	0.12155	7.50	1.50	3.00	LISTON	1/4(S) ₂ = 11.1	PERSIANA	1/2 = 11.1
0.81907	210458.8	0.35847	0.30713	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	PF=4
0.81907	210458.8	0.34604	0.31876	7.50	1.50	3.00	CLAVIJA	PF=4	PERSIANA	1/4 = 11.1
0.81902	181973.1	0.37177	0.12728	7.50	1.40	3.00	CLAVIJA	AP=1	PERSIANA	3/8(B) = 11.1
0.81897	81903.7	0.20650	0.15330	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	3/16 = 11.1	PERSIANA	3/8(A) = 8.7
0.81893	90414.3	0.14813	0.14955	7.50	1.60	3.00	PERSIANA	3/4 = 11.1	PERSIANA	3/8(B) = 11.1
0.81888	81903.7	0.17366	0.18365	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	3/8(A) = 8.7	PERSIANA	3/16 = 11.1
0.81888	224489.4	0.27490	0.32743	7.50	1.60	3.00	LISTON	1/4(S) = 11.1	CLAVIJA	PF=4
0.81888	81903.7	0.19959	0.13083	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	1/4(B) ₂ = 11.1	PERSIANA	3/8 = 8.7
0.81870	81903.7	0.14913	0.17665	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	3/8 = 8.7	PERSIANA	1/4(B) = 11.1
0.81837	92191.1	0.21497	0.17774	7.50	1.60	3.00	ONDULADA	17.8 = 3/8W	PERSIANA	3/4(B) = 11.1
0.81827	90525.0	0.12526	0.19528	7.50	1.70	3.00	PERSIANA	1/2 = 6.06	PERSIANA	1/4 = 11.1
0.81827	84483.5	0.18361	0.21589	7.50	1.70	3.00	ONDULADA	11.48 = 3/8W	LISTON	1/4(S) = 11.1

** LA EFICIENCIA 0.0 Y EL COSTO 1000000.0 INDICAN QUE LA EFICIENCIA CALCULADA ES MENOR QUE LA REAL O LAS CAIDAS DE PRESION SON MAYORES QUE LAS PERMITIDAS



AREA DE TRANSFERENCIA CALOR LADO 1	COEF. TOTAL TRANSF. CALOR LADO 1	AREA DE TRANSFERENCIA CALOR LADO 2	COEF. TOTAL TRANSF. CALOR LADO 2	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
5125.73	27.02	5125.73	27.02	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	3/16 = 11.1
5125.73	27.02	5125.73	27.02	PERSIANA	3/16 = 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
5214.66	26.56	2568.53	53.91	PERSIANA	3/8 = 11.1	CLAVIJA	AF-1
7971.18	17.37	2568.53	53.91	PLANA	19.86	CLAVIJA	AF-1
7835.25	17.67	7835.25	17.67	PLANA	19.86	PLANA	19.86
2568.53	53.91	5214.66	26.56	CLAVIJA	AF-1	PERSIANA	3/8 = 11.1
5214.66	26.56	2568.53	53.91	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	CLAVIJA	AF-1
5125.73	27.02	5125.73	27.02	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	LISTON	1/4(S)- 11.1
4594.01	30.14	5491.86	25.22	PERSIANA	3/8(A)- 8.7	PERSIANA	1/4 = 11.1
2568.53	53.91	7971.18	17.37	CLAVIJA	AF-1	PLANA	19.86
5491.86	25.22	5491.86	25.22	PERSIANA	1/2 = 11.1	LISTON	1/4(S)- 11.1
5125.73	27.02	5125.73	27.02	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
5491.86	25.22	5491.86	25.22	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	1/2 = 11.1
3793.64	36.50	2908.25	47.62	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	PF-4
2908.25	47.62	3793.64	36.50	CLAVIJA	PF-4	PERSIANA	1/4 = 11.1
2568.53	53.91	5214.66	26.56	CLAVIJA	AF-1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
5491.86	25.22	4594.01	30.14	PERSIANA	3/16 = 11.1	PERSIANA	3/8(A)- 8.7
5857.28	23.64	5857.28	23.64	PERSIANA	3/4 = 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
4594.01	30.14	5491.86	25.22	PERSIANA	3/8(A)- 8.7	PERSIANA	3/16 = 11.1
4046.55	34.22	3102.13	44.64	LISTON	1/4(S)- 11.1	CLAVIJA	PF-4
5491.86	25.22	4594.01	30.14	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8 = 8.7
4594.01	30.14	5491.86	25.22	PERSIANA	3/8 = 8.7	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
10532.37	13.15	4533.91	30.54	ONDULADA	17.8 = 3/8W	PERSIANA	3/4(B)- 11.1
4341.01	31.99	6224.10	22.25	PERSIANA	1/2 = 6.06	PERSIANA	1/4 = 11.1
7641.86	18.12	4817.28	28.75	ONDULADA	11.48 = 3/8W	LISTON	1/4(S)- 11.1



TABLA DE RESULTADOS PARA FLUJO CONTRACORRIENTE CON ENTRADA TRIANGULAR CONSIDERANDO EL COSTO MENOR

COSTO	EFICIENCIA	CAIDA DE PRESION LADO 1	CAIDA DE PRESION LADO 2	ALTURA	LARGO	ANCHO	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
72966.5	0.81137	0.11279	0.13274	7.50	1.80	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	LISTON	3/32 - 12.2
72966.5	0.81176	0.13239	0.13274	7.50	1.80	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	LISTON	3/32 - 12.2
72966.5	0.80863	0.14946	0.38464	7.50	1.80	3.00	LISTON	3/32 - 12.2	PERSIANA	3/16 - 11.1
72966.5	0.81165	0.14946	0.36862	7.50	1.80	3.00	LISTON	3/32 - 12.2	PERSIANA	1/4 - 11.1
72966.5	0.81201	0.14946	0.38533	7.50	1.80	3.00	LISTON	3/32 - 12.2	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73222.2	0.81089	0.30146	0.26939	7.50	2.30	3.00	LISTON	3/32 - 12.2	LISTON	3/32 - 12.2
73461.0	0.81137	0.17996	0.15957	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
73461.0	0.81257	0.17996	0.14998	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81395	0.17996	0.15351	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73461.0	0.80879	0.17996	0.12936	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
73461.0	0.81274	0.16972	0.15957	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
73461.0	0.81344	0.16972	0.14998	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81483	0.16972	0.15351	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73461.0	0.80965	0.16972	0.12936	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
73461.0	0.80825	0.16972	0.12204	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
73461.0	0.81115	0.17397	0.15957	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
73461.0	0.81165	0.17397	0.14998	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81027	0.17397	0.15351	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73461.0	0.81137	0.17397	0.12936	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
73461.0	0.81135	0.17397	0.12204	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
73461.0	0.80826	0.14724	0.15957	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
73461.0	0.80965	0.14724	0.14998	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81167	0.14724	0.15351	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73461.0	0.80866	0.13895	0.14998	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81027	0.13895	0.15351	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1

** LA EFICIENCIA 0.0 Y EL COSTO 1000000.0 INDICAN QUE LA EFICIENCIA CALCULADA ES MENOR QUE LA REAL O LAS CAIDAS DE PRESION SON MAYORES QUE LAS PERMITIDAS

EFICR=0.8083

QT= 15598646.0

DMLT=112.6



TABLA DE RESULTADOS PARA FLUJO CONTRACORRIENTE CON ENTRADA TRIANGULAR CONSIDERANDO LA EFICIENCIA MAYOR

EFICIENCIA	COSTO	CAIDA DE PRESION LADO 1	CAIDA DE PRESION LADO 2	ALTURA	LARGO	ANCHO	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
0.82000	79112.5	0.14910	0.17166	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	3/8(P)- 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
0.82035	79112.5	0.19325	0.13124	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
0.82032	181973.1	0.15330	0.32479	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	CLAVIJA	AP-1
0.82029	191497.0	0.13561	0.32479	7.50	1.40	3.00	PLANA	19.86	CLAVIJA	AP-1
0.82025	97035.5	0.13973	0.12216	7.50	1.40	3.00	PLANA	19.86	PLANA	19.86
0.81964	181973.1	0.37179	0.13494	7.50	1.40	3.00	CLAVIJA	AP-1	PERSIANA	3/8 - 11.1
0.81961	181973.1	0.14472	0.32479	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	CLAVIJA	AP-1
0.81954	79112.5	0.18681	0.11733	7.50	1.40	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	LISTON	1/4(S)- 11.1
0.81950	81943.7	0.17372	0.17268	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	3/8(A)- 8.7	PERSIANA	1/4 - 11.1
0.81947	191497.0	0.37179	0.11854	7.50	1.40	3.00	CLAVIJA	AP-1	PLANA	19.86
0.81935	84763.4	0.13850	0.12554	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	1/2 - 11.1	LISTON	1/4(S)- 11.1
0.81929	79112.5	0.13350	0.16513	7.50	1.40	3.00	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	1/4(H)- 11.1
0.81923	84763.4	0.14253	0.12165	7.50	1.50	3.00	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	1/2 - 11.1
0.81917	210453.8	0.35847	0.30723	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	CLAVIJA	PF-4
0.81917	210453.8	0.34010	0.31887	7.50	1.50	3.00	CLAVIJA	PF-4	PERSIANA	1/4 - 11.1
0.81912	181973.1	0.37179	0.12738	7.50	1.40	3.00	CLAVIJA	AP-1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
0.81897	81943.7	0.20055	0.15340	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/8(A)- 8.7
0.81893	90444.3	0.14818	0.14965	7.50	1.60	3.00	PERSIANA	3/4 - 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
0.81889	81943.7	0.17372	0.18375	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	3/8(A)- 8.7	PERSIANA	3/16 - 11.1
0.81884	724481.4	0.27497	0.32753	7.50	1.60	3.00	LISTON	1/4(S)- 11.1	CLAVIJA	PF-4
0.81883	81943.7	0.19965	0.13093	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8 - 8.7
0.81879	81943.7	0.14918	0.17675	7.50	1.50	3.00	PERSIANA	3/8 - 8.7	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
0.81837	99171.1	0.21502	0.17785	7.50	1.60	3.00	ONDULADA	17.8 - 3/8W	PERSIANA	3/4(H)- 11.1
0.81827	90523.0	0.12532	0.19532	7.50	1.70	3.00	PERSIANA	1/2 - 6.00	PERSIANA	1/4 - 11.1
0.81827	81483.5	0.18365	0.21001	7.50	1.70	3.00	ONDULADA	11.48 - 3/8W	LISTON	1/4(S)- 11.1

** LA EFICIENCIA 0.0 Y EL COSTO 1000000.0 INDICAN QUE LA EFICIENCIA CALCULADA ES MENOR QUE LA REAL O LAS CAIDAS DE PRESION SON MAYORES QUE LAS PERMITIDAS

AREA DE TRANSFERENCIA CALOR LADO 1	COEF. TOTAL TRANSF. CALOR LADO 1	AREA DE TRANSFERENCIA CALOR LADO 2	COEF. TOTAL TRANSF. CALOR LADO 2	TIPO DE ALETA LADO 1	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESIGNACION SUPERFICIE LADO 2
5125.73	27.02	5125.73	27.02	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	3/16 = 11.1
5125.73	27.02	5125.73	27.02	PERSIANA	3/16 = 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
5214.66	26.56	2568.53	53.91	PERSIANA	3/8 = 11.1	CLAVIJA	AF=1
7971.18	17.37	2568.53	53.91	PLANA	19.86	CLAVIJA	AF=1
7835.25	17.67	7835.25	17.67	PLANA	19.86	PLANA	19.86
2568.53	53.91	5214.66	26.56	CLAVIJA	AF=1	PERSIANA	3/8 = 11.1
5214.66	26.56	2568.53	53.91	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	CLAVIJA	AF=1
5125.73	27.02	5125.73	27.02	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	LISTON	1/4(S)- 11.1
4594.01	30.14	5491.86	25.22	PERSIANA	3/8(A)- 8.7	PERSIANA	1/4 = 11.1
2568.53	53.91	7971.18	17.37	CLAVIJA	AF=1	PLANA	19.86
5491.86	25.22	5491.86	25.22	PERSIANA	1/2 = 11.1	LISTON	1/4(S)- 11.1
5125.73	27.02	5125.73	27.02	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
5491.86	25.22	5491.86	25.22	LISTON	1/4(S)- 11.1	PERSIANA	1/2 = 11.1
3793.64	36.50	2908.25	47.62	PERSIANA	1/4 = 11.1	CLAVIJA	PF=4
2908.25	47.62	3793.64	36.50	CLAVIJA	PF=4	PERSIANA	1/4 = 11.1
2568.53	53.91	5214.66	26.56	CLAVIJA	AF=1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
5491.86	25.22	4594.01	30.14	PERSIANA	3/16 = 11.1	PERSIANA	3/8(A)- 8.7
5857.98	23.64	5857.98	23.64	PERSIANA	3/4 = 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
4594.01	30.14	5491.86	25.22	PERSIANA	3/8(A)- 8.7	PERSIANA	3/16 = 11.1
4046.55	34.22	3102.13	44.64	LISTON	1/4(S)- 11.1	CLAVIJA	PF=4
5491.86	25.22	4594.01	30.14	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8 = 8.7
4594.01	30.14	5491.86	25.22	PERSIANA	3/8 = 8.7	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
10532.37	13.15	4533.91	30.54	ONDULADA	17.8 = 3/8W	PERSIANA	3/4(B)- 11.1
4341.01	31.90	6224.10	22.25	PERSIANA	1/2 = 6.06	PERSIANA	1/4 = 11.1
7641.86	18.12	4817.28	28.75	ONDULADA	11.48 = 3/8W	LISTON	1/4(S)- 11.1





TARLA DE RESULTADOS PARA FLLJO CONTRACORRIENTE CON ENTRADA RECTANGULAR CONSIDERANDO EL COSTO MENOR

COSTO	EFICIENCIA	CAIDA DE PRESION LADO 1	CAIDA DE PRESION LADO 2	ALTURA	LARGO	ANCHO	TIPO DE ALETA LADO 1	DESTINACION SUPERFICIE LADO 1	TIPO DE ALETA LADO 2	DESTINACION SUPERFICIE LADO 2
72960.5	0.81937	0.41278	0.13268	7.50	1.80	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	LISTON	3/32 - 12.2
72960.5	0.81176	0.43238	0.13268	7.50	1.80	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	LISTON	3/32 - 12.2
72966.5	0.80963	0.14943	0.38453	7.50	1.80	3.00	LISTON	3/32 - 12.2	PERSIANA	3/16 - 11.1
72966.5	0.81065	0.14943	0.36851	7.50	1.80	3.00	LISTON	3/32 - 12.2	PERSIANA	1/4 - 11.1
72960.5	0.81201	0.14943	0.38522	7.50	1.80	3.00	LISTON	3/32 - 12.2	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73222.2	0.81080	0.30140	0.26930	7.50	2.30	3.00	LISTON	3/32 - 12.2	LISTON	3/32 - 12.2
73461.0	0.81187	0.17990	0.15947	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
73461.0	0.81257	0.17990	0.14988	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81395	0.17990	0.15341	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73461.0	0.80879	0.17990	0.12926	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/16 - 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
73461.0	0.81274	0.16966	0.15947	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
73461.0	0.81347	0.16966	0.14988	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81483	0.16966	0.15341	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73461.0	0.81965	0.16966	0.12926	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
73461.0	0.80895	0.16966	0.12194	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4 - 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
73461.0	0.81115	0.17392	0.15947	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
73461.0	0.81485	0.17392	0.14988	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81621	0.17392	0.15341	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73461.0	0.81144	0.17392	0.12926	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8 - 11.1
73461.0	0.81035	0.17392	0.12194	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	1/4(B)- 11.1	PERSIANA	3/8(B)- 11.1
73461.0	0.80946	0.14718	0.15947	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	3/16 - 11.1
73461.0	0.80965	0.14718	0.14988	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81102	0.14718	0.15341	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8 - 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1
73461.0	0.80966	0.13889	0.14988	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	1/4 - 11.1
73461.0	0.81023	0.13889	0.15341	7.50	1.30	3.00	PERSIANA	3/8(B)- 11.1	PERSIANA	1/4(B)- 11.1

** LA EFICIENCIA 0.0 Y EL COSTO 1000000.0 INDICAN QUE LA EFICIENCIA CALCULADA ES MENOR QUE LA REAL O LAS CAIDAS DE PRESION SON MAYORES QUE LAS PERMITIDAS

MEMORIA DE CALCULO

POR

METODO DE K. J. BELL

Para calcular un cambiador de coraza y tubos sin cambio de fase.

fluido frio: Aire _____ Lodo 1 _____ Coraza

fluido caliente: Haces de Combustion _____ Lodo 2 _____ Tubos

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{805 - 461}{681 - 359} = 1.06$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_1} = \frac{681 - 359}{805 - 359} = 0.72$$

FT = 0.85 PARA 3 CAMBIADORES 1-2 EN SERIE

$$DMLT = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{LN} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{22}{\text{LN} \frac{124}{102}} = 112.64$$

CONTRACORRIENTE:

FLUIDO CALIENTE	-	FLUIDO FRIO	
805	-	681	= 124 (ΔT_2)
461	-	359	= 102 (ΔT_1)
			<u>22 ($\Delta T_2 - \Delta T_1$)</u>

Suponer $U_s = 5.0$ y calcular:

$$A_s = \frac{Q \times S.D.}{U_s \times DMLT \times FT} = \frac{15,598,646 \times 1}{5 \times 112.64 \times 0.85} = 32,584.07$$

$$A_s = 32,584.07$$

$$Q = W_1 \times CPM_1 \times (T_2 - T_1) = 193,000 \times 0.251 \times 322. = 15,598,646.$$

S.D. = 1 (Factor de sobrediseño)

Se buscareá diseñar un cambiador de calor con una "calentada" igual a la "U respuesta" y caídas de presión máximas de 10 lb/in² para tubos y coraza. Se propone 2 corrientes en paralelo con 1 serie de 3 cambiadores 1-2 por corriente (6 cambiadores 1-2 en total).

CALCULO LADO DE TUBOS (3) :

$$N^{\circ}T = \frac{AS}{a/pie \times L} = \frac{32,584.07}{0.1963 \times 12.} = \frac{13,832.}{6} = 2,305. \frac{\text{Tubos}}{\text{Por Coraza}}$$

$N^{\circ}T = 2,305.$

$L = 12'$

Ø TUBO EXT. 3/4"
DE BWS 16

$a/pie = 0.1963$ $a^2 = 0.302$
 $Di = 0.05166$
 $Do = 0.75$

ARREGLO TRIANGULAR
CON (Pitch) 15/16"

$$A_f = \frac{N^{\circ}T \times a^2}{144 \times m} = \frac{2,305. \times 0.302}{144 \times 2} = 2.417$$

$m = 2$ (numero de pasos en los tubos)

$$GT = \frac{W_2}{A_f} = \frac{98,000.}{2.417} = 40,546.13$$

$$= \frac{196,000.}{2} = 98,000.$$

$$N^{\circ}Re = \frac{Di \times GT}{\mu \times 2.42} = \frac{0.05166 \times 40,546.13}{0.073 \times 2.42} = 11,856.$$

De Fig. $\rightarrow f = 0.00025$

$$\Delta P_{\text{Tubos}} = \frac{f \times (G)^2 \times L \times m}{5.22 \times 10^{10} \times D_i \times 5.9 \times \phi t} = \frac{0.00025 \times (40,546.13)^2 \times 12 \times 2 \times 62.4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.05166 \times 0.3625}$$

= 1.0

$$\Delta P = 0.6296 \times 6. = 3.77$$

De Fig. $\rightarrow J_H = 62.$

$$h_{io} = \frac{J_H \times K_2}{D_i} \left[\frac{C_{P2} \times \mu_2 \times 2.42}{K_2} \right]^{0.33} \times \frac{D_i}{D_o}$$

$$h_{io} = \frac{62. \times 0.063}{0.05166} \left[\frac{0.259 \times 0.073 \times 2.42}{0.063} \right]^{0.33} \times \frac{0.05166}{0.75}$$

$$h_{io} = 4.78$$

CALCULO LADO DE LA CORAZA (4):

$$OTL = 48.53$$

$$OTL = D_s - D_o ; \quad D_s = OTL + D_o$$

$$D_s = 48.53 + 0.75$$

$$D_s = 49.28$$

$$D_s = 49 \frac{1}{4} \quad \text{PARA 2,305. TUBOS POR CORAZA}$$

$DS/B = 1.5 ; h/DS = 0.34 \leftarrow \text{De Tablos.}$

$B = 32.83 \quad h = 16.74$

$NC = \frac{DS [1 - 2(lc/DS)]}{Pp} = \frac{49.28 [1 - 2(0.34)]}{0.814} = 19.37$

$p \leftarrow \text{De Fig.}$

$lc = h \therefore lc/DS = 0.34 \quad NC = 19.37$

$\text{Fig. con } lc/DS \rightarrow Fc = 0.42$

$Ncw = \frac{0.8 \times h}{Pp} = \frac{0.8 \times 16.74}{0.814} = 16.45$

$S_{mm} = B [DS - otL + \frac{otL - D_o}{P'} (P' - D_o)]$

$P' \leftarrow \text{De Fig.}$

$S_{mm} = 32.83 [49.28 - 48.53 + \frac{48.53 - 0.75}{0.938} (0.938 - 0.75)]$

$S_{mm} = 339.01$

$F_{bp} = \frac{(DS - otL) B}{S_{mm}} = \frac{(49.28 - 48.53) \times 32.83}{339.01}$

$F_{bp} = 0.0726$

$st_b = 0.3926 [2 \times Tol \times D_o + Tol^2] \times N_o \times (1 + Fc)$

$st_b = 0.3926 [2 \times 0.01562 \times 0.75 + (0.01562)^2] \times 2,305 \times (1 + 0.42)$

$18'' \rightarrow Tol = \frac{1}{64} = 0.01562$

$st_b = 30.42$

$$s_{wt} = \frac{N_{ot} t}{8} \times (1 - f_c) \times \pi \times D_o^2$$

$$s_{wt} = \frac{2,305 \times (1 - 0.42) \times 3.1416 \times (0.75)^2}{8}$$

$$s_{wt} = 295.31$$

$$S_w = S_{wg} - s_{wt} = 600 - 295.31 = 304.69$$

$$S_w = 304.69$$

De Fig.
 $\cos l_c / D_s \quad \gamma \quad D_s \rightarrow S_{wg} = 600.$

$$N^{\circ} Re = \frac{12 \times D_o \times \omega_j}{\mu \times 2.42 \times S_m \times N_{cp}} = \frac{12 \times 0.75 \times 193,000}{0.069 \times 2.42 \times 339.01 \times 2}$$

$$N^{\circ} Re = 15,342.36$$

$$f_k = 0.17 \leftarrow \text{De Fig.}$$

$$\omega_j = 193,000$$

$$N_{cp} = 2 \text{ (# CAMB. EN PARALELO)}$$

$$\Delta P_{bk} = \frac{0.69 \times 10^{-6} \times f_k \times \omega^2 \times N_c}{\rho_1 \times S_m^2}$$

$$\omega^2 = \frac{193,000}{2} = 96,500.$$

$$\Delta P_{bk} = \frac{0.69 \times 10^{-6} \times 0.17 \times (96,500)^2 \times 19.37}{0.3565 \times (339.01)^2}$$

$$\Delta P_{bk} = 0.5164$$

$$\Delta P_{wk} = \frac{1.73 \times 10^{-7} \times \omega^2 \times (2 + 0.6 N_{cw})}{S_m \times S_w \times \rho_1}$$

$$\Delta P_{wk} = \frac{1.73 \times 10^{-7} \times (96,500)^2 \times (2 + 0.6 \times 16.45)}{339.01 \times 304.69 \times 0.3565} = 0.5193$$

$$\Delta PWK = 0.5193$$

$$N_b = \frac{12 \times (L-2)}{B} - 1.$$

$$N_b = \frac{12(12-2)}{32.83} - 1. = 2.655$$

De Fig \rightarrow $S_{sb} = 16.5$

$$RL = 0.57 \left\{ \begin{array}{l} \text{DE Fig.} \left\{ \begin{array}{l} \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} = \frac{16.5 + 30.42}{339.01} = 0.1384 \\ \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} = \frac{16.5}{16.5 + 30.42} = 0.3516 \end{array} \right. \end{array} \right.$$

NSS = Numero de fojas de rollo

na DS > 48" NSS = 6

$$\left. \begin{array}{l} \frac{NSS}{NC} = \frac{6}{19.37} = 0.3097 \\ F_{bp} = 0.0726 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{DE Fig.} \\ R_b = 0.96 \end{array}$$

$$\Delta PT = [(N_b - 1)(\Delta PBK)R_b + N_b \times \Delta PWK] RL + 2 \Delta PBK \times R_b \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right)$$

$$\Delta PT = [(2.655 - 1) \times 0.5164 \times 0.96 + 2.655 \times 0.5193] \times 0.57 + 2 \times 0.5164 \times 0.96 \times \left(1 + \frac{16.45}{19.37}\right)$$

$$\Delta PT = 3.08 \times 3 = 9.26$$

$$\Delta PT = 9.26$$

$$J_k = 0.2307 \times Re^{-0.3522}$$

$$J_k = 0.2307 \times (15,342.36)^{-0.3522}$$

$$J_k = 0.00774$$

$$h_k = J_k \times C_{p1} \times \frac{144 \times W'}{S_m} \left[\frac{K_1}{C_{p1} \mu \times 2.42} \right]^{2/3}$$

$$h_k = 0.00774 \times 0.251 \times \frac{144 \times 96,500}{339.01} \left[\frac{0.0625}{0.251 \times 0.069 \times 2.42} \right]^{2/3}$$

$$h_k = 103.93$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{N_{ss}}{N_c} = 0.3097 \\ F_{bp} = 0.0726 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{DE} \\ \text{Fig.} \\ J_b = 0.985 \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} = 0.1384 \\ \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} = 0.3516 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{DE} \\ \text{Fig.} \\ J_l = 0.78 \end{array}$$

$$\text{DE Fig.} \\ \text{COW } F_c = 0.42 \rightarrow J_c = 0.87$$

$$h_s = h_k \times J_b \times J_c \times J_l$$

$$h_s = 103.93 \times 0.985 \times 0.87 \times 0.78$$

$$h_s = 69.46$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_{io}} + R_d} = \frac{1}{\frac{1}{69.46} + \frac{1}{4.78} + 0.001} = 4.65$$

$$R_d = 0.001$$

$$U_{\text{calculator}} = 4.65$$

Los costes de prueba resultaron ser menores de 10 lb/in².

Para tubos : 3.77 lb/in²

En la coraza : 9.26 lb/in²

La "U calculada" = 4.65 se aproxima a la "U requerida" = 5.0

Lo que se propone de 2 Paralelos - 3 serie (1-2) como arreglo, cumple satisfactoriamente para los fines que se buscan en esta tesis, de comparar el espacio ocupado por un cambiador de coraza y tubos con un cambiador de Placa con aletas.

NOMENCLATURA

CAMBIADORES DE PLACA CON ALETASCapítulo II - Método de Diseño

A1,A2	Superficie de transferencia de calor para cada lado, pies ² .
AC1,AC2,	Area libre de flujo para cada lado, pies ² .
AFR1,AFR2	Area frontal para cada lado, pies ² .
Altura,	Dimensiones del cambiador, pies
Ancho,	Dimensiones del cambiador, pies
b1,b2,	Espacio entre placas ó altura de aleta, para cada lado, pies
Cc,	Capacidad térmica del fluido frio, BTU/(hr)(°F)
Ch,	Capacidad térmica del fluido caliente, BTU/(hr)(°F)
CEF,	Relación de capacidades térmicas de ambos fluidos, Adimensional.
Cmax	El mayor valor de capacidad térmica de los dos fluidos, BTU/(hr) (°F).
Cmin	El menor valor de capacidad térmica de los dos fluidos, BTU/(hr)(°F).
CONAL,	Conductividad térmica del material de placa y aletas, BTU/(hr)(pie ²)(°F/pie).
COND1,COND2,	Conductividad térmica de cada fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F/pie)
CPM1,CPM2,	Calor específico promedio para cada fluido, BTU/(lb)(°F).
DP1,DP2	Caída de presión calculada para cada fluido lb/plg ² .
DPP1,DPP2,	Caídas de presión permitidas para cada fluido, lb/plg. ²
EFICC,	Efectividad calculada del cambiador, Adimensional.

EFICR,	Efectividad requerida del cambiador, Adimensional.
ESPE,	Espesor de placa, plg.
f1, f2,	Factor de fricción para cada fluido, Adimensional.
FACEF1, FACEF2,	Relación de Area de aleta entre Area Total para cada fluido, Adimensional.
G1, G2,	Masa Velocidad de cada fluido, lb/(hr)(pie ²)
gc,	Aceleración de la gravedad, pie/seg. ²
h1, h2	Coefficiente de película para cada fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F).
J1, J2,	Factor de transferencia de calor para cada fluido, Adimensional.
KC1, KC2,	Coefficientes de pérdidas por fricción en la entrada del cabezal en el cambiador para cada fluido, Adimensional.
KE1, KE2,	Coefficientes de pérdidas por fricción en la salida del cabezal en el cambiador para cada fluido, Adimensional.
Largo,	Dimensiones del cambiador, pies.
MLDT,	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F.
NRE1, NRE2,	Número de Reynolds para cada fluido, Adimensional.
NPr1, NPr2,	Número de Prandtl para cada fluido, Adimensional.
NSt1, NSt2,	Número de Stanton para cada fluido, Adimensional.
NTU1, NTU2	Número de unidades de transferencia de calor para cada lado del cambiador, Adimensional.
PDIS,	Presión de diseño, lb/plg. ²
PE1, PE2,	Presión de entrada para cada fluido, lb/plg. ²
PM1, PM2	Peso molecular de cada fluido, lb/lb mol.
PS1, PS2,	Presión de salida para cada fluido, lb/plg. ²
Q,	Flujo de calor en el cambiador, BTU/hr

R,	Constante universal de los gases; $R=1546$ (lb/plg. ²)(pie ³)/(°R)(lb mol).
Rd,	Factor de obstrucción, (hr)(pie ²)(°F)/BTU
Recflu	Distancia recorrida por el fluido dentro del nucleo del cambiador, pies.
rh1, rh2,	Radio hidráulico de aletas para cada fluido, pies.
T1, T2,	Temperatura de entrada y salida del fluido caliente °F.
t1, t2,	Temperaturas de entrada y salida del fluido frio, °F.
TANH,	Tangente Hiperbolica
U1, U2,	Coefficiente total de transferencia de calor para cada lado del cambiador, BTU/(hr)(pie ²) (°F).
VE1, VE2	Volúmen específico de entrada de cada fluido, pies ³ /lb.
VISC1, VISC2	Viscosidades promedio de cada fluido, centi- poises X 2.42 = lb/(pie)(hr).
VM1, VM2	Volúmen específico promedio de cada fluido, pies ³ /lb.
VS1, VS2,	Volúmen específico de salida de cada fluido, pies ³ /lb.
VOLMAX	Volúmen del cambiador de calor, pies ³ .
W1, W2,	Gasto de cada fluido, lb/hr
α 1, α 2,	Factor de superficie de transferencia de calor para cada fluido, pies ² /pies ³ .
β 1, β 2,	Relación de Area de Transferencia de calor en- tre Volúmen entre placas, para cada fluido, pies ² /pies ³ .
S 1, S 2,	Espesor de aleta para cada fluido, plg.
η s1, η s2,	Efectividad de Aleta para cada fluido, Adimen- sional.

$\eta_0^1, \eta_0^2,$

Efectividad de superficie para cada fluido,
Adimensional.

 $\sigma_1, \sigma_2,$

Factor de Area libre para cada fluido, Adimen
sional.

PROGRAMA PRINCIPAL

A(8,5)	Bloque de datos físicos para las aletas planas.
ALMAX	Altura del cambiador, pies
ANMAX, A2, AOP	Ancho del cambiador, pies
ARFR01, ARFR02; AFRM01, AFRM02; AFROP1, AFROP2; AFOPT1, AFOPT2.	Area frontal para cada lado, pies ² .
ART0T1, ART0T2; ART0X1, ART0X2; ART0Y1, ART0Y2; ART0Z1, ART0Z2; ART0P1, ART0P2.	Superficie de transferencia de calor para cada lado, pies ² .
B(14,5)	Bloque de datos físicos para las aletas persiana
BETA1, BETA2,	Relación de Area de Transferencia de calor entre volúmen entre placas, para cada fluido, pies ² /pies ³ .
C(3,5),	Bloque de datos físicos para las aletas listón.
CATERM,	Flujo de calor, BTU/hr
CC,	Capacidad térmica del fluido frio BTU/(hr)(°F)
CC1, CC2	Coefficiente de pérdidas por fricción en la entrada del cabezal en el cambiador para cada fluido, Adimensional.
CE1, CE2,	Coefficiente de pérdidas por fricción en la salida del cabezal en el cambiador para cada fluido, Adimensional.
CEF,	Relación de capacidades térmicas de ambos fluidos, Adimensional.
CH	Capacidad térmica del fluido caliente, BTU/(hr)(°F).
CMAX,	El mayor valor de capacidad térmica de los dos fluidos, BTU/(hr)(°F).
CMIN	El menor valor de capacidad térmica de los dos fluidos, BTU/(hr)(°F).

CONAL,	Conductividad térmica del material, BTU/(hr)(pie ²)(°F/pie)
COND1, COND2,	Conductividad térmica de cada fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F/pie).
COFHET	Nombre de subrutina que calcula el factor de transferencia de calor para cada fluido
COFRIT	Nombre de subrutina que calcula el factor de fricción para cada fluido.
CPM1, CPM2,	Calor específico promedio para cada fluido, BTU/(lb)(°F).
CUATRO(14,5)	Bloque de datos sobre las medidas de aletas del lado 2.
D(2,5)	Bloque de datos físicos para las aletas ondulada
DATOS2,	Nombre del COMMON de los bloques de datos que dan nombres y medidas de aletas.
DELTA1, DELTA2,	Espesor de aleta para cada fluido, plg.
DMLT,	Valor absoluto de la media logarítmica de la diferencia de temperatura °F.
DOS(14,5)	Bloque de datos sobre las medidas de aletas del lado 1.
DP1, DP2,	Caída de presión para cada fluido, lb/plg ² .
DPP1, DPP2,	Caídas de presión permitidas para cada fluido lb/plg. ² .
DROPRE,	Nombre de la función que calcula la caída de presión de cada fluido.
E(5,5)	Bloque de datos físicos para las aletas clavija
EFASU1, EFASU2; EFAXU1, EFAXU2; EFAYU1, EFAYU2; EFAZU1, EFAZU2,	Efectividad de superficie para cada fluido, Adimensional.
EFICC,	Efectividad calculada del cambiador, Adimensional.
EFICR,	Efectividad requerida del cambiador, Adimensional.

EFICCP,	Nombre de subrutina que dá el resultado de la efectividad calculada del cambiador.
EFCIA,	Nombre del COMMON de los bloques de datos que dan por interpolación la efectividad de diseño en flujo cruzado.
EFFEC(130)	Bloque de datos sobre los diferentes valores de efectividades de diseño en flujo cruzado para una relación dada de capacidades térmicas y número de unidades de transferencia de calor.
ESPE,	Espesor de placa, plg.
ESPLA1, ESPLA2	Espacio entre placas ó altura de aleta, para cada lado, pies.
FACEF1, FACEF2,	Relación de Area de aleta entre Area total para cada fluido, Adimensional.
FACTGE	Nombre de subrutina que calcula la superficie de transferencia de calor y número de Reynolds para cada fluido.
FILMSU,	Nombre de subrutina que calcula el coeficiente de película por convección y efectividad de superficie para cada fluido.
G1, G2	Masa velocidad de cada fluido, lb/(hr)(pie ²)
GEOMET	Nombre de subrutina que asigna las propiedades físicas de las aletas para cada fluido.
H1, H2,	Coficiente de película para cada fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F)
I1, I2,	Asigna los diferentes tipos ó nombres de aletas para cada fluido.
J,	Asigna las medidas de los diferentes tipos de aletas para el fluido del lado 1.
K,	Asigna cualquiera de las cinco propiedades físicas de las aletas que están en la tabla 1, para cada fluido.
L,	Asigna las medidas de los diferentes tipos de aletas para el fluido del lado 2.
M1,	Asigna el tipo de arreglo del flujo que se dispuso para intercambiar calor (cruzado ó <u>contra corriente</u>)
M2,	Asigna el tipo de arreglo geométrico en los

	cabezales de entrada y salida del flujo en el cambiador (triangular ó rectangular)
MNTU(130),	Bloque de datos sobre los diferentes valores del número de unidades de transferencia de calor para calcular la efectividad de diseño para flujo cruzado.
N1, N2,	El número de aletas por tipo con medidas diferentes para cada fluido.
OPTSEL	Nombre de subrutina que selecciona y reordena las mejores efectividades calculadas.
PDIS,	Presión de diseño, lb/plg. ²
PE1, PE2,	Presión de entrada para cada fluido, lb/plg. ²
PM1, PM2,	Peso molecular de cada fluido, lb/lb mol.
PS1, PS2,	Presión de salida para cada fluido, lb/plg. ²
QT,	Valor absoluto del flujo de calor, BTU/hr
RAHID1, RAHID2,	Radio hidráulico de aletas para cada fluido, pies
REL(130),	Bloque de datos sobre los diferentes valores de relaciones de capacidades térmicas para calcular la efectividad de diseño para flujo cruzado.
SECT1,	Nombre del COMMON de los Bloques de datos físicos de los diferentes tipos de aletas
SIGMA1, SIGMA2,	Factor de area libre para cada fluido, Adimensional.
TE1, TE2,	Temperatura de entrada para cada fluido, °F.
TRES(5),	Bloque de datos sobre los nombres de aletas del lado 2.
TS1, TS2,	Temperatura de salida para cada fluido, °F.
UNO(5)	Bloque de datos sobre los nombres de aletas del lado 1.
VE1, VE2,	Volúmen específico de entrada de cada fluido, pies ³ /lb.

VISC1, VISC2,	Viscosidades promedio de cada fluido, centipoises X 2.42 = lb/(pie)(hr)
VM1, VM2,	Volúmen específico promedio de cada fluido, pie ³ /lb.
VOLMAX, VOLMO, VOLOP, VOLOPT, VOPTOC	Volúmen del cambiador de calor, pies ³ .
VS1, VS2,	Volúmen específico de salida de cada fluido, pie ³ /lb.
W1, W2,	Gasto de cada fluido lb/hr.
XAMAX, X1, XOP, XOPC	Largo del cambiador, pies
XDMLT,	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F.
XF1, XF2,	Factor de fricción para cada fluido, Adimensional.
XJH1, XJH2,	Factor de transferencia de calor para cada fluido, Adimensional.
XNRE1, XNRE2,	Número de Reynolds para cada fluido, Adimensional.

SUBROUTINA GEOMET

A	Bloque de datos físicos para las aletas planas.
B	Bloque de datos físicos para las aletas persiana
C	Bloque de datos físicos para las aletas listón
D	Bloque de datos físicos para las aletas ondulada
E	Bloque de datos físicos para las aletas clavija
I	Asigna de acuerdo a su valor los diferentes tipos ó nombres de aletas.
K	Asigna de acuerdo con su valor las cinco propiedades físicas de las aletas.
M	Asigna de acuerdo a su valor las diferentes medidas de aletas que tiene cada tipo de aleta.
X	Es el valor real de la propiedad física que se trate.

SUBROUTINA FACTGE

ALFA	Factor de superficie de transferencia de calor $\text{pies}^2/\text{pies}^3$.
ARLIB	Area libre de flujo, pies^2 .
BETA	Relación de area de transferencia de calor entre volumen entre placas para cada fluido, $\text{pies}^2/\text{pies}^3$.
CC	Coefficiente de pérdidas por fricción en la entrada del cabezal en el cambiador de calor, Adimensional.

CE	Coefficiente de pérdidas por fricción en la salida del cabezal en el cambiador de calor, Adimensional.
CARFRO	Area frontal, pies ²
CARTOT	Superficie de transferencia de calor del fluido, pies ² .
CAVOLT	Volúmen del cambiador de calor, pies ³
ESPLAA	Espacio entre placas para el lado 1, pies
ESPLAB	Espacio entre placas para el lado 2, pies
ESPPA	Espesor de placa, plg.
GTO	Masa velocidad del fluido, lb/(hr)(pie ²)
M2	Asigna de acuerdo con su valor el tipo de arreglo geométrico en la entrada y salida del flujo en los cabezales del cambiador.
RAHID	Radio hidráulico de la aleta, pies
SIGMA	Factor de Area libre, Adimensional.
SNRE	Número de Reynolds, Adimensional.
VESC	Viscosidad promedio del fluido, centipoises X 2.42 = lb/(pie)(hr)
WTO	Gasto del fluido, lb/hr

SUBROUTINA COFHET

CNRE	Número de Reynolds, Adimensional.
IX	Asigna de acuerdo a su valor los diferentes tipos o nombres de aletas.
MX	Asigna de acuerdo a su valor las diferentes medidas de aletas que tiene cada nombre de aleta distinto.
XJH	Factor de transferencia de calor, Adimensional.

SUBROUTINA COFRIT

CANRE	Número de Reynolds, Adimensional.
IY	Asigna de acuerdo a su valor los diferentes tipos o nombres de aletas.
MY	Asigna de acuerdo a su valor las diferentes medidas de aletas que tiene cada nombre de aleta distinto.
XFT	Factor de fricción, Adimensional.

SUBROUTINA FILMSU

COND	Conductividad térmica del fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F/pie)
CONAL	Conductividad térmica del material de placa y aletas, BTU/(hr)(pie ²)(°F/pie)
CPM	Calor específico promedio del fluido, BTU/(lb)(°F)
CORAL	Efectividad de la aleta, Adimensional.
DELT	Espesor de aleta, plg.
EFALE	Variable intermedia (m^2), Adimensional.
EFISU	Efectividad de la superficie, Adimensional.
ESPLA	Espacio entre placas, pies.
FACEF	Relación de area de aleta entre area total para cada fluido, Adimensional.
GTI	Masa velocidad, lb/(hr)(pie ²)
H	Coefficiente de película del fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F)
VISC	Viscosidad promedio del fluido, lb/(pie)(hr)
XNPR	Número de Prandtl, Adimensional.
XALE	Variable intermedia (m), 1/pies ² .

ZJH	Factor de transferencia de calor, Adimensional.
SUBROUTINA EFICCP	
ARTOC1	Superficie de transferencia de calor lado 1, pies ²
ARTOC2	Superficie de transferencia de calor lado 2, pies 2
CPMA	Calor especifico promedio del fluido del lado 1, BTU/(lb)(°F)
EFASUA	Efectividad de la superficie del lado 1, Adimensional.
EFASUB	Efectividad de la superficie del lado 2, Adimensional.
EFPEC	Bloque de datos sobre los diferentes valores de efectividades calculadas en flujo cruzado (Para hacer la interpolación).
EFICP	Efectividad calculada del cambiador, Adimensional.
FUN2	Nombre de la función para encontrar la efectividad calculada por interpolación en flujo cruzado.
HA	Coefficiente de película del fluido del lado 1, BTU/(hr)(pie ²)(°F)
HB	Coefficiente de película del fluido del lado 2, BTU/(hr)(pie ²)(°F)
M1	Asigna de acuerdo a su valor el tipo de arreglo del flujo que se dispuso para intercambiar calor.
MNTU	Bloque de datos sobre los diferentes valores de números de unidades de transferencia de calor para encontrar la efectividad calculada en flujo cruzado.
REL	Bloque de datos sobre los diferentes valores de relaciones de capacidades térmicas para encontrar la efectividad calculada en flujo cruzado.

U1	Coefficiente total de transferencia de calor para el lado 1, $\text{BTU}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$.
U2	Coefficiente total de transferencia de calor para el lado 2, $\text{BTU}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$
WA	Gasto del fluido del lado 1, lb/hr .
XEF	Relación de capacidades térmicas de ambos fluidos, Adimensional.
XMIN,ZMIN	El menor valor de capacidad térmica de los dos fluidos, $\text{BTU}/(\text{hr})(^\circ\text{F})$
XTU	Número de unidades de transferencia de calor, Adimensional.

SUBROUTINA OPTSEL

ALTU,ALT(1)	Altura del cambiador, pies
ANHO,ANCO(1)	Ancho del cambiador, pies
COSTAL	Costo unitario del material de fabricación para placas y aletas \$ (pesos)/kg.
COSTOT,COST(1),	Costo total del material en la fabricación del cambiador de calor \$ (pesos).
CUSUPT	Relación del flujo de calor entre la media logarítmica de la diferencia de temperatura, $\text{BTU}/(\text{hr})(^\circ\text{F})$
DMLT	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, $^\circ\text{F}$.
DPREA,DIP1(1)	Caída de presión calculada del fluido del lado 1, lb/plg^2 .
DPREB,DIP2(1)	Caída de presión calculada del fluido del lado 2, lb/plg^2 .
DPP1	Caída de presión permitida para el fluido del lado 1, lb/plg^2 .
DPP2	Caída de presión permitida para el fluido del lado 2, lb/plg^2 .
EFICA,EFIC(1)	Efectividad calculada del cambiador, Adimensional.

EFICR	Efectividad requerida del cambiador, Adimensional.
ESPEX	Espesor de placa, plg.
ESPL1	Espacio entre placas ó altura de aleta del lado 1, pies
ESPL2	Espacio entre placas ó altura de aleta del lado 2, pies
FACEX1	Relación de area de aleta entre area total para el fluido del lado 1, Adimensional.
FACEX2	Relación de area de aleta entre area total para el fluido del lado 2, Adimensional.
I	SubÍndice para almacenar en la memoria las variables de cada uno de los 1024 casos diferentes de cambiadores de placa con aletas de diferente arreglo de flujo.
IA, IL1(I),K1,	Asigna de acuerdo a su valor los diferentes nombres de aletas para el lado 1.
IB, IL2(I),K2,	Asigna de acuerdo a su valor los diferentes nombres de aletas para el lado 2.
J1, JL1(I),K3	Asigna de acuerdo a su valor las medidas de los diferentes tipos de aletas del lado 1.
L1, LL2(I),K4	Asigna de acuerdo a su valor las medidas de los diferentes tipos de aletas del lado 2.
M1X	Asigna de acuerdo a su valor el tipo de arreglo de flujo que se dispuso trabajar.
M2X	Asigna de acuerdo a su valor el tipo de arreglo geométrico en los cabezales de entrada y salida del flujo.
NX	Número total de cambiadores de placa con aletas diferentes (1024) calculados para cada arreglo de flujo.
NM1	La cantidad de cambiadores de placa con aletas de mayor eficiencia que se ordenarán en forma decreciente.
QT,	Flujo de calor en el cambiador, BTU/hr

SUPER1,ARA1(1)	Superficie de transferencia de calor para el lado 1, pies ² .
SUPER2,ARA2(1)	Superficie de transferencia de calor para el lado 2, pies ² .
USUP1,USP1(1)	Coefficiente total de transferencia de calor requerido para el lado 1, BTU/(hr)(pie ²)(°F)
USUP2,USP2(1)	Coefficiente total de transferencia de calor requerido para el lado 2, BTU/(hr)(pie ²)(°F)
VSAWAL	Volúmen del material de fabricación del cambiador, pies ³ .
XELT1	Espesor de aleta para el lado 1, plg.
XELT2	Espesor de aleta para el lado 2, plg.
XLARO,XLGO(1)	Largo del cambiador, pies.
XNUSAW	Cantidad total de sandwiches en el cambiador de calor (Juegos completos de una aleta del lado 1 con un aleta del lado 2 con dos placas alternadas).

FUNCTION DROPRE

DROPRE	El valor de la caída de presión calculada del fluido, lb/plg. ²
RECFLU	Distancia recorrida por el fluido dentro del nucleo del cambiador, pies.
PEX	Presión de entrada para cada fluido, lb/plg. ²
XFRICT	Factor de fricción para cada fluido, Adimensional.
XG	Masa velocidad de cada fluido, lb/(hr)(pie ²)
XKC	Coefficientes de pérdidas por fricción en la entrada del cabezal en el cambiador, para cada fluido, Adimensional.
XKE	Coefficientes de pérdidas por fricción en la salida del cabezal en el cambiador, para cada fluido, Adimensional.

XRAHID	Radio hidráulico de aletas para cada fluido, pies.
XSIGMA	Factor de área libre para cada fluido, Adimensional.
XVEMED	Volúmen específico promedio de cada fluido, pies ³ /lb.
XVENTA	Volúmen específico de entrada de cada fluido, pies ³ /lb.
XVESAL	Volúmen específico de salida de cada fluido, pies ³ /lb.

FUNCTION FUN2

A	Número de unidades de transferencia de calor requeridas en el diseño, Adimensional.
B	Relación de capacidades térmicas de ambos fluidos requerida en el diseño, Adimensional.
FUN2	El valor de la efectividad calculada por interpolación para flujo cruzado, Adimensional.
N	La cantidad de datos almacenados en cada bloque.
M	La forma de agregar los datos en los bloques de acuerdo al número de curvas diferentes (XEF) que relacionan el número de unidades de transferencia con la efectividad calculada.
X	Bloque de datos sobre los diferentes valores de números de unidades de transferencia de calor para encontrar las efectividades calculadas en flujo cruzado.
Y	Bloque de datos sobre los diferentes valores de las efectividades calculadas en flujo cruzado.
Z	Bloque de datos sobre los diferentes valores de proporción de capacidades térmicas que relacionan el número de unidades de transferencia con la efectividad calculada.

CAMBIADORES DE CORAZA Y TUBOS

- TUBOS -

a'	Area de flujo por tubo, plg. ²
Af,	Area de flujo, pies ²
As,	Superficie total de transferencia de calor, referida al area externa de los tubos, pies ² .
cp2	Calor especifico del fluido, BTU/(lb)(°F)
Di	Diámetro interior del tubo, pies
Do	Diámetro exterior del tubo, plg.
f	Factor de fricción del fluido, Adimensional.
FT	Factor de diferencia de temperatura, Adimensional.
GT	Masa velocidad del fluido, lb/(hr)(pie ²)
hio	Coefficiente de película del fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F).
JH	Factor de transferencia de calor del fluido, Adimensional.
K2	Conductividad térmica del fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F/pie)
L	Longitud de los tubos, pies
DMLT	Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °F.
n	Número de pasos en los tubos.
N ² t	Número de tubos para cada coraza.
N ² Re	Número de Reynolds, Adimensional.
S.G.	Gravedad específica, Adimensional.
T1, T2,	Temperatura de entrada y salida del fluido caliente, °F.

$t_1, t_2,$	Temperatura de entrada y salida del fluido frío, °F.
U_s	Coefficiente total de transferencia de calor supuesto para el cambiador, BTU/(hr)(pie ²)(°F)
W_2	Gasto del fluido, lb/hr.
ϕt	Razón de viscosidad, Adimensional.
μ_2	Viscosidad del fluido, centipoises X 2.42 = lb/(pie)(hr)
ΔP	Caída de presión total a través de los tubos, lb/plg. ²

- CORAZA -

B	Distancia entre mamparas, plg.
cp_1	Calor específico del fluido, BTU/(lb)(°F)
Do	Diámetro exterior del tubo, plg.
Ds	Diámetro interno de la coraza, plg.
F_{bp}	Fracción del área del flujo cruzado disponible para by-pass.
F_c	Fracción de tubos en la sección de flujo cruzado.
f_k	Factor de fricción del fluido, Adimensional.
hk	Coefficiente de película ideal del fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F)
hs	Coefficiente de película real del fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F)
J_k	Factor de transferencia de calor del fluido, Adimensional.
J_b	Factor de corrección por flujo en by-pass.
J_c	Factor de corrección por el efecto de la configuración de la mampara.
J	Factor de corrección por fugas en la mampara.

K1	Conductividad térmica del fluido, BTU/(hr)(pie ²)(°F/pie).
l _c	Longitud de corte de la mampara, plg.
N _b	Número de mamparas.
N _c	Número de hileras en la sección de flujo cruzado.
N _{cw}	Número de hileras de tubos en la sección de la ventana.
N _{ss}	Número de tiras de sello colocadas en la envoltura con el fin de disminuir las áreas de fugas entre la envoltura y el haz de <u>t</u> ubos.
N ^o t	Número de tubos para cada coraza.
OTL	Diámetro del haz de tubos, plg.
P'	Valor del Pitch de acuerdo al arreglo, plg.
P _p	Distancia horizontal entre tubos de acuerdo al arreglo, plg.
Q	Flujo de calor, BTU/hr.
R _b	Factor de corrección por el by-pass del haz de tubos.
R _d	Factor de obstrucción, (hr)(pie ²)(°F)/BTU
RL	Factor de corrección por el efecto de derrame de las mamparas.
S _m	Área de flujo cruzado para arreglos triangulares, plg. ²
S _{sb}	Área de fuga mampara-coraza, plg. ²
S _{tb}	Área de fuga tubo-mampara, plg. ²
S _w	Área de flujo en la ventana ocupada por los tubos, plg. ²
S _{wg}	Área de la ventana de la mampara, plg. ²
S _{wt}	Área de la ventana de la mampara ocupada por los tubos, plg. ²

U	Coefficiente total de transferencia de calor calculado para el cambiador, BTU/(hr)(pie ²)(°F).
W1	Gasto del fluido, lb/hr.
μ	Viscosidad del fluido, centipoises X 2.42 = lb/(pie)(hr).
ρ	Densidad del fluido, lb/pie ³
ΔP_{bk}	Caída de presión para la sección ideal del flujo cruzado, lb/plg. ²
ΔP_{wk}	Caída de presión para una sección ideal de la ventana, lb/plg. ²
ΔP_T	Caída de presión total a través de la coraza (excluyendo las pérdidas en las boquillas), lb/plg. ²

BIBLIOGRAFIA

1. CASTRO SEPTIEN ENRIQUE
Diseño y Optimización de un Sistema de Enfriamiento Combinado para
Corrientes de Proceso.
Tesis Profesional.
UNAM 1975.
2. KAYS, WILLIAM M. AND LONDON A.L.
Compact Heat Exchangers
McGraw-Hill 1964, Segunda Edición
3. CATALOGO SOBRE CAMBIADORES DE PLACA CON ALETAS.
Marca South Wind.
4. KERN Q. DONALD
Procesos de Transferencia de Calor.
CECSA 2a. Impresión.
Abril 1969.
5. PERRY H.R. & CHILTON, H.C.
Chemical Engineer's Handbook
McGraw-Hill, 5th. Edition 1974.
6. ORGANICK J.E.
Fortran IV
Fondo Educativo Interamericano.
7. SHICK WILLIAM / MERZ, JR. CHARLES J.
Fortran For Engineering.
McGraw-Hill, 1972.
8. MCCRACKEN DANIEL D.
Programación Fortran.
Editorial Limusa 1973.



Impresiones Lupita

MEDICINA No. 25

FRACC. COPILCO UNIVERSIDAD

CIUDAD UNIVERSITARIA, D. F.

TEL. 548-49-79