

T
TU263
E4
c.1

T
TJ263
E4
C.1

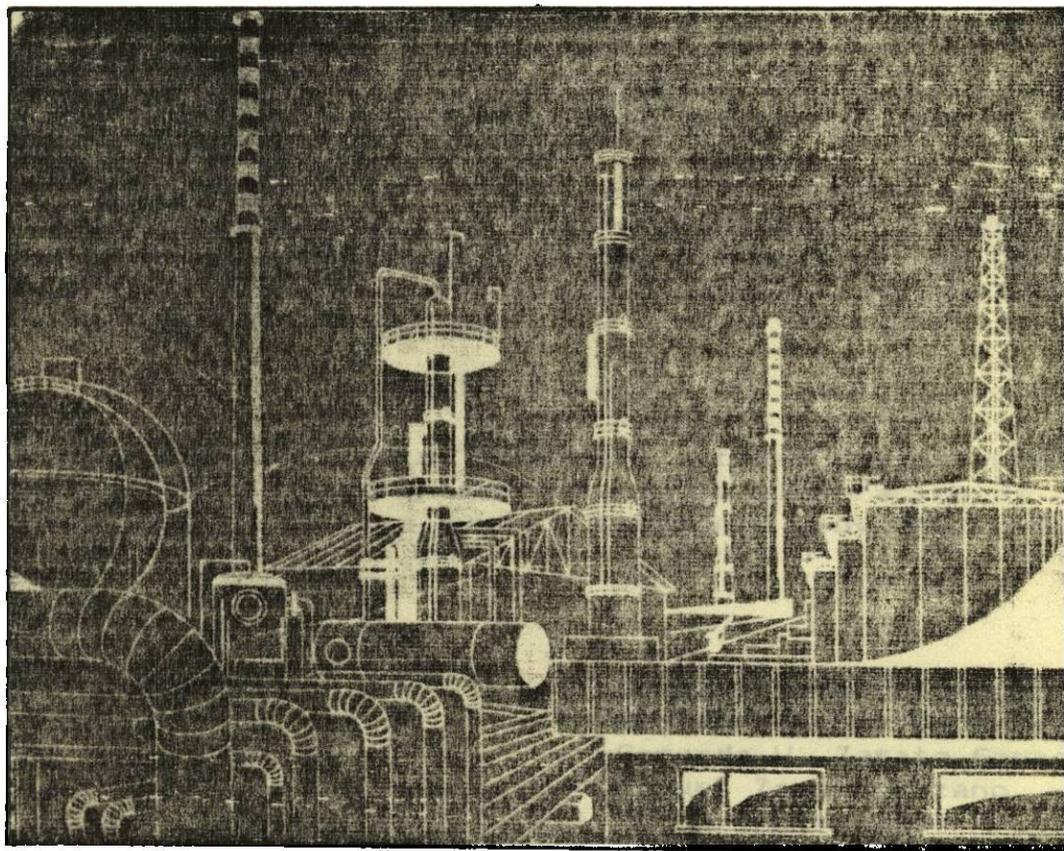


1080076942



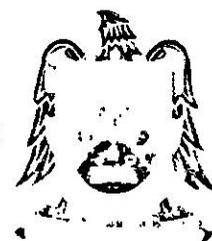
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE SAN LUIS POTOSI
FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

ELABORACION DE UN PAQUETE DE COMPUTO
PARA CAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA
Y TUBOS Y DE DOBLE TUBO.

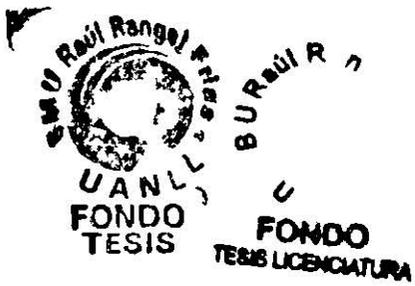


Trabajo Recepcional Que Para Obtener El Título
De INGENIERO QUIMICO Presentan:

Gustavo Saucedo Gómez.
Sigilfredo Torres Chávez.
Gerardo V. Zárate González.
Manuel Zavala Pizano.



T
17263
W4



Dedicamos este trabajo:

A nuestros Padres, hermanos, novias, esposas y amigos.

Agradecemos:

Especialmente al M.C. Jesus Navarro Contreras, por su acertado asesoramiento, así como al Centro de Investigación y al Departamento de Computación de la Facultad de Ciencias Químicas de la UASLP, por las facilidades permitidas durante el desarrollo de este trabajo.

Al personal de estos centros y a todas las personas que intervinieron de manera indirecta en la elaboración de este trabajo, por su valiosa ayuda y constante apoyo recibido.

Gustavo Saucedo Gomez.
Sigilfredo Torres Chavez.
Gerardo V. Zarate Gonzalez.
Manuel Zavala Pizano.

- Abril 1987 -

PROLOGO.

El uso de programas de computación reduce el tedio de muchas técnicas de aproximaciones sucesivas y regenera el interés en el proceso de aprendizaje.

Muchos de los cálculos formales que anteriormente tomaban mucho tiempo a los ingenieros, se harán cada vez más cortos gracias a las computadoras electrónicas.

El uso de una computadora transforma en minutos, lo que antes llevaba meses a un ingeniero, todo esto se traduce en que el tiempo para la ingeniería tiene actualmente varios caminos a seguir que influyen en su desarrollo. Uno de estos caminos es que los problemas complejos que eran resueltos en forma aproximada y quizá solo cualitativamente, en la actualidad pueden ser contestados con gran exactitud.

El presente trabajo computacional tiene como objetivo, el diseñar y calcular termodinámicamente equipos de transferencia de calor de tipo Tubos Concéntricos y Coraza y Tubos.

Se han elaborado trabajos anteriores sobre este tema, sin embargo, el presente se ha llevado a cabo empleando una microcomputadora.

El alcance pretendido era el de incluir también la simulación y el diseño mecánico, así como extender la aplicación del programa de Propiedades al cálculo de propiedades físicas de mezclas binarias, pero no se logró debido a lo extenso del tema y lo ambicioso del proyecto.

Los resultados que se obtienen se ven afectados en su exactitud por el error que se origina en el empleo de métodos gráficos y aproximaciones, no debiendo esperar una concordancia absoluta en los resultados.

INTRODUCCION.

Este trabajo consta de tres paquetes computacionales sobre:

- a) Propiedades físicas de algunos compuestos líquidos puros.
- b) Intercambiadores de calor de Coraza y Tubos
- c) Intercambiadores de calor de Tubos Concentricos

Estos paquetes permitirán al usuario desarrollar las siguientes aplicaciones:

1.- Didácticas. Que permiten al alumno observar los efectos en el equipo por la modificación de algunos parámetros, así como la resolución de problemas que se encuentren dentro de los límites de aplicación.

2.- Diseño. Se obtiene un diseño preliminar (Diseño Térmico) para necesidades específicas.

3.- Análisis o comprobación de un equipo en operación.

En el diseño se requiere la consideración de algunos aspectos importantes como la selección del coeficiente global de transferencia de calor, coeficientes de ensuciamiento y las opciones del menú, que aumentan y disminuyen la caída de presión por los tubos y/o coraza; anillo y/o tubo interno.

El manejo de los programas requerirá de toda la información del equipo como: datos de construcción, tipo de fluidos, temperaturas y flujos en las unidades que se indiquen.

La importancia principal del paquete radica en el ahorro de tiempo que el usuario tendrá al efectuar estos cálculos, ya que resultan tediosos si son efectuados a mano. Lo que permitirá efectuar un diseño óptimo.

El paquete está limitado a su aplicación en las siguientes condiciones:

- 1.- Baffles segmentados 25%, o sin ellos.
- 2.- Fluidos en fase líquida.
- 3.- Número de pasos 1-1, 1-2, 2-4 (En Intercambiadores de Coraza y Tubos).
- 4.- Operación en forma automática a los líquidos que aparecen en el archivo de compuestos dentro de los rangos especificados.

Las demostraciones y desarrollos matematicos de: Diferencia de Temperaturas Media Logaritmica (MLDT); Relacion Fraccionaria entre la Diferencia Verdadera de Temperaturas y MLDT, asi como de las Temperaturas Caloricas, no se tratan en este trabajo, por lo cual se remite al interesado la consulta de las referencias bibliograficas.

Los programas fueron codificados en lenguaje Applesoft Basic, empleando una microcomputadora Apple II plus, aunque es compatible con Iie y Iic.

Este trabajo se encuentra contenido en dos discos flexibles, lo que hace necesario disponer de dos unidades de disco para su desarrollo.

En la organizacion final de este trabajo se realizo a cabo una sintetizacion del mismo, procurando mantener su comprension e interes. Un trabajo mas completo se puede conseguir con el M.C. Jesus Navarro Contreras, Facultad de Ciencias Quimicas, Depto. de Investigacion, UASLP.

CONTENIDO.

Prologo.

Introduccion.

	pag.
CAP. 1. Propiedades.	
1.1 Ecuaciones y Correlaciones Empleadas....	1
1.2 Descripcion del Paquete Computacional....	4
CAP. 2. Intercambiadores de Coraza y Tubos.	
2.1 Descripcion del Equipo.....	7
2.2 Ecuaciones y Correlaciones Empleadas.....	7
2.3 Descripcion del Paquete Computacional....	22
2.4 Resultados del Paquete de Coraza y Tubos.	36
CAP. 3. Intercambiadores de Tubos Concentricos.	
3.1 Descripcion del Equipo.....	52
3.2 Ecuaciones y Correlaciones Empleadas.....	53
3.3 Descripcion del Paquete Computacional....	57
3.4 Resultados del Paquete de T. Concentricos	65
CAP. 4. Conclusiones	80
Bibliografia.....	81
Nomenclatura.....	83
Apendice.....	87

CAPITULO 1: PROPIEDADES.

1.1 ECUACIONES Y CORRELACIONES EMPLEADAS.

Para la transferencia de calor en los intercambiadores de calor de coraza y tubos y tubos concéntricos, se requieren datos de viscosidad, capacidad calorífica, densidad y de conductividad térmica de los fluidos con que se trabaja.

Las constantes de correlación son determinadas por un análisis de datos utilizando una regresión de mínimos cuadrados, comparando datos conocidos y calculados.

Los valores de las constantes de correlación [15,16,17 y 18], para cada propiedad, se encuentran contenidos en archivos de texto en uno de los dos discos flexibles que complementan este trabajo.

Consulte la Nomenclatura al final del trabajo para encontrar el significado de las variables que aparecen en los diferentes capítulos.

VISCOSIDAD.

La correlación para la viscosidad de líquido saturado como una función de temperatura, fue basada sobre la relación:

$$\log \mu = A + B / T + C T + D T^2 \quad (1.1)$$

Ej.: Estimar la viscosidad de líquido saturado del agua a 250 °C.

Se substituyen las constantes de correlación A, B, C y D correspondientes al agua y la temperatura ($T = 250 \text{ }^\circ\text{C} - 523.16 \text{ }^\circ\text{K}$) en la ecuación 1.1 dando:

$$\log \mu = -10.73 + 1828/523.16 + 1.966 \text{ E } 2 (523.16) - 14.66 \text{ E } -6 (523.16)^2$$

$$\log \mu = -0.9654$$

$$\mu = 0.108 \text{ cp.}$$

Los valores comparan favorablemente (0.108 cp vs. 0.109 cp).

CAPACIDAD CALORIFICA.

Las constantes de correlacion para capacidad calorifica de liquidos estan basadas en una serie de expansion de temperatura:

$$C_p = A + B T + C T^2 + D T^3 \quad (1.2)$$

Ej.: Estimar la capacidad calorifica del benceno (C_6H_6) a $20^\circ C$.

Para solucionar este problema, se substituyen las constantes de correlacion correspondientes al benceno:

$A = -1.481$; $B = +15.46 E^{-3}$; $C = -43.70 E^{-6}$; y $D = +44.09 E^{-9}$ y la temperatura ($T = 20^\circ C = 293.16^\circ K$) en la ecuacion 1.2, dando:

$$C_p = -1.481 + 15.46 E^{-3} (293.16) - 43.70 E^{-6} (293.16)^2 + 44.09 E^{-9} (293.16)^3$$

$$C_p = 0.406 \text{ cal/g.}^\circ K.$$

Los valores de los datos y los calculados comparan favorablemente; ($0.406 \text{ cal/g.}^\circ K$ VS. $0.405 \text{ cal/g.}^\circ K$)

DENSIDAD.

Densidades de liquido saturado, como funcion de la temperatura, estan basadas en la siguiente correlacion:

$$\rho_L = A B^{-(1 - T_r)^{2/7}} \quad (1.3)$$

Ej.: Estimar la densidad de liquido saturado del clorobenceno, (C_6H_5Cl) a $50^\circ C$.

Para solucionar este problema, se substituyen las constantes de correlacion para el clorobenceno, ($A = +0.3706$; $B = +0.2708$; $T_c = 359.2^\circ C = 632.4^\circ K$) y la temperatura ($T = 50^\circ C = 323.2^\circ K$) en la ecuacion 1.3, dando:

$$\rho_L = 0.3706 (0.2708)^{-(1 - (323.2/632.4))^{2/7}}$$

$$\rho_L = 1.075 \text{ gr/cm}^3.$$

Los valores de los datos conocidos y los calculados comparan favorablemente; (1.075 gr/cm^3 VS. 1.074 gr/cm^3).

CONDUCTIVIDAD TERMICA.

La conductividad termica de un liquido saturado fue correlacionada como una funcion de temperatura para la relacion:

$$k = A + B T + C T^2 \quad (1.4)$$

Ej.: Estimar la conductividad termica del tolueno liquido ($C_6H_5CH_3$) a $150^\circ C$.

Para solucionar este problema se substituyen las constantes de correlacion para el tolueno, ($A = 485.1$; $B = -53.8 E-2$; $C = -0.59 E-4$) y la temperatura ($T = 150^\circ C = 423.16 \text{ }^\circ K$), en la ecuacion 1.4, dando:

$$k = 485.1 - (53.84 E-2)(423.16) - (0.59 E-4)(423.16)^2$$

$$k = 247 \text{ microcal/s.-cm-}^\circ K.$$

Los valores de datos y los calculados comparan favorablemente; (247 microcal/s.-cm- $^\circ K$ VS. 249).

NOTAS.

El rango de temperatura sobre el cual las constantes de correlacion son validas, cubre el estado de liquido saturado completamente, desde el punto de fusion al punto critico.

Un programa de computadora de minimos cuadrados generalizado (para la minimizacion de las desviaciones entre los valores de datos conocidos y los calculados), fue utilizado efectivamente para procesar los varios miles de puntos de datos.

Las desviaciones absolutas para la viscosidad, en la mayoria de los casos es alrededor de 2-5%.

Para la capacidad calorifica el promedio de las desviaciones es menor que 1-3%.

La variacion promedio en la densidad para todos los compuestos, examinada es 0.55%.

Para la conductividad termica de liquidos, las desviaciones promedio en la mayoria de los casos son menores que 2.5%.

NO SON RECOMENDADOS LOS RESULTADOS DE LAS PROPIEDADES EN LA VECINDAD INMEDIATA DEL PUNTO CRITICO (T_c Y P_c) DE LOS

1.2 DESCRIPCION DEL PAQUETE COMPUTACIONAL.

PROPIEDADES.

Este programa calcula las propiedades en funcion de temperatura, de densidad, viscosidad, capacidad calorifica y conductividad termica para liquidos, ademas de conductividad termica para solidos, unicamente para metales, quedando la opcion abierta para completar las propiedades para solidos y gases.

El programa obtiene los resultados para las propiedades en las siguientes unidades:

viscosidad	(=)	cp	y	kg./hr m;
densidad	(=)	gr cm ³	y	lg. m ³ ;
capac. calorifica	(-)	cal gr. °k	y	kcal/fg. °C;
conduct. termica	(=)	microcal/s. cm °K	y	kcal/hr. m ² -(C/m).

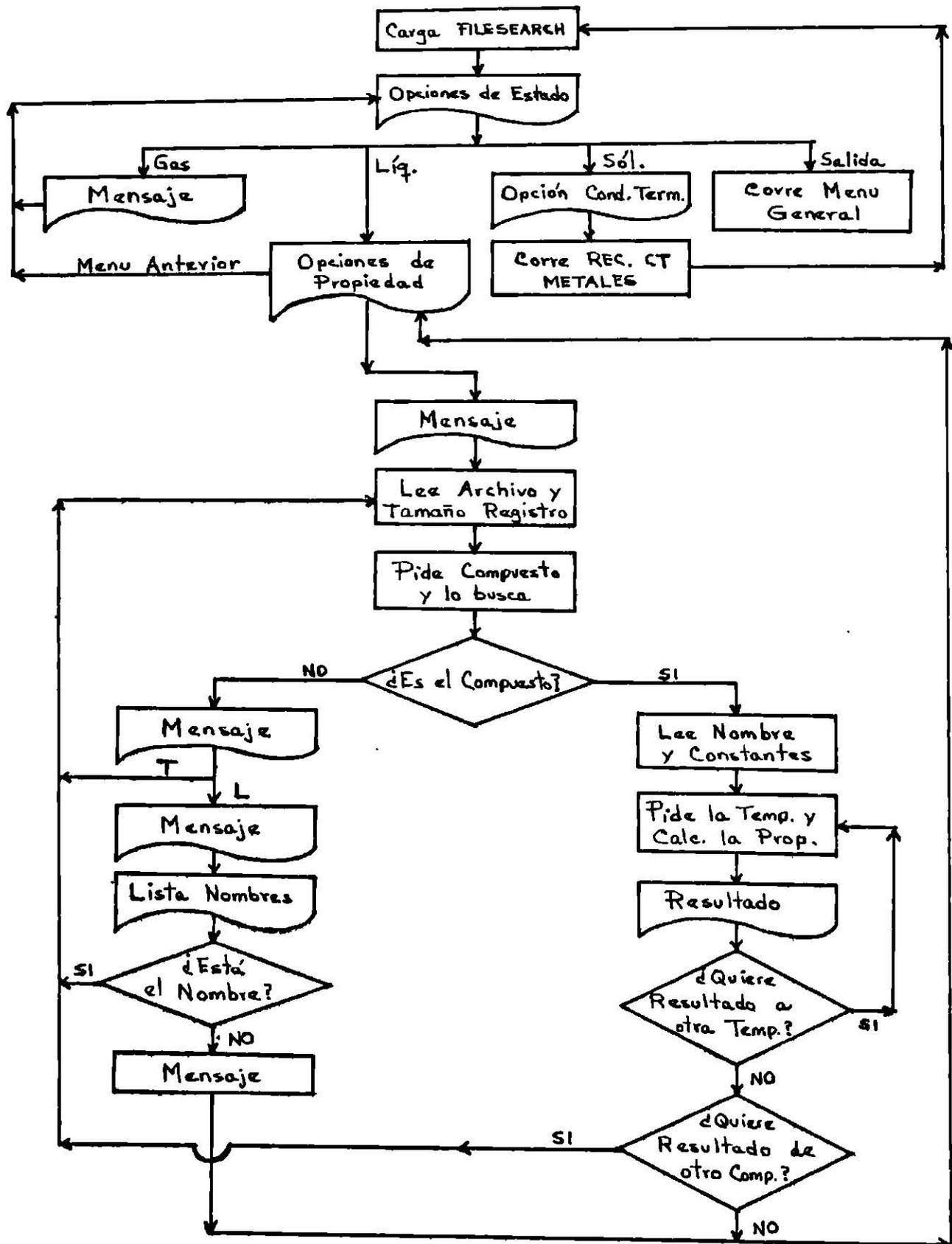
Y emplea para el calculo de dichas propiedades las formulas de las ecuaciones 1.1 a 1.4 mostradas anteriormente.

Este programa de calculo de propiedades es independiente del programa de analisis o diseno del tipo de intercambiador empleado, siendo su proposito el calculo de propiedades, sin que estas tengan relacion con dichos programas.

DESCRIPCION.

1. Carga el programa de busqueda FILESEARCH.
- 2.- Se elige el estado fisico del compuesto.
- 3.- Si se elige el gas aparece un mensaje y retorna al menu anterior; si se elige el solido, presenta un menu con la unica propiedad para este estado, que es la conductividad termica de metales; en el estado liquido se elige la propiedad deseada y continua en el punto siguiente.
4. Lee el nombre del archivo y tamano del registro
- 5.- Pide el nombre del compuesto y lo busca.
- 6.- Al encontrarlo, lee el nombre del compuesto y sus constantes, en los archivos correspondientes.
- 7.- Pide la temperatura a la cual se quiere el valor de la propiedad y se calcula este.
- 8.- Muestra el resultado, constantes, la formula, la temperatura y el nombre del compuesto.
- 9.- Pregunta si quiere el valor de la propiedad del mismo compuesto, pero a otra temperatura diferente.
Si asi lo desea, se continua en el paso No 7.
- 10.- Si ya no se quiere trabajar con el mismo compuesto, el programa pregunta si se quiere t b

Diagrama De Flujo No.1
Propiedades.



con un compuesto diferente. Si el usuario así lo desea el programa continúa en el paso No.4.

- 11.- Si el usuario no desea trabajar con la propiedad que ha estado manejando, el programa retorna a las opciones de propiedades.
- 12.- Cuando no se encuentra el compuesto deseado, el programa muestra las instrucciones necesarias para revisar, si dicho compuesto está contenido en el archivo. Cuando se localiza, el usuario puede regresar al paso No.6.
- 13.- En el caso de que el nombre del compuesto no se encuentre en archivo, se le comunica esto al usuario y el programa retorna al menú de propiedades.

PROP.

Este programa tiene el propósito de buscar en los diferentes archivos de nombres, los nombres de los fluidos con que se van a operar los cambiadores de calor y si están incluidos en estos, guarda los números de los registros que ocupan dichos fluidos, para que posteriormente sean usados por los diversos programas que utilizan las propiedades ya mencionadas.

Si los fluidos no se encuentran incluidos, expone los mensajes necesarios para realizar los siguientes pasos en el programa.

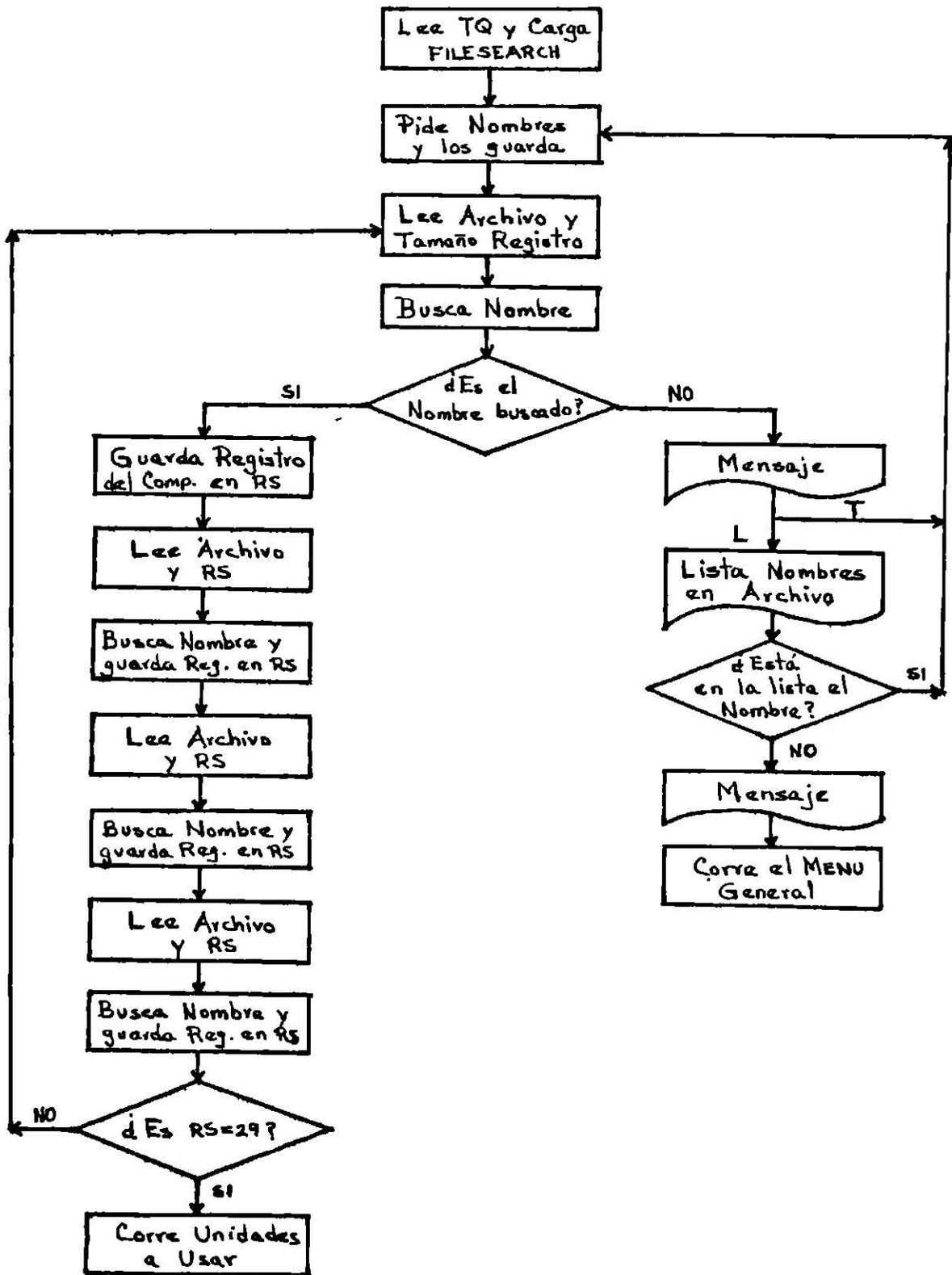
DESCRIPCION.

- 1.- Lee TQ y carga FILESEARCH.
- 2.- Pide los nombres de los fluidos y los almacena.
- 3.- Lee el nombre del archivo y la longitud del registro.
- 4.- Busca el nombre del fluido.
- 5.- Encuentra el nombre del compuesto y guarda sus registros en RS.
- 6.- Realiza los pasos 3,4 y 5 para densidad.
- 7.- Realiza los pasos 3,4 y 5 para capacidad calorífica.
- 8.- Realiza los pasos 3,4 y 5 para conductividad térmica.
- 9.- Pregunta si RS= 29. Si es cierto corre el programa Unidades a Usar. Si no lo es regresa al paso No.3 para continuar con el otro compuesto.
10. Si no se encuentra el nombre del compuesto, presionando la tecla "T" puede buscar el compuesto con otro nombre, o con "L" se obtiene una lista de los compuestos en archivo.
- 11.- Después del listado, el programa pregunta si se encuentra el compuesto en la lista. Si a 1 e ,

se continua en el paso No.2. Si no se encuentra el fluido, se le comunica esto al usuario y se le notifica que el programa no puede trabajar en forma automatica.

12.- Corre el Menu general.

Diagrama De Flujo No.2
Prop.



CAPITULO 2: INTERCAMBIADORES DE CORAZA Y TUBOS.

2.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

DEFINICION.

El intercambiador de calor es un dispositivo en el cual el calor sensible se transmite desde la corriente de un fluido caliente (gas o liquido), hacia la corriente de otro fluido frio sin que se produzca la mezcla de las dos corrientes, debido a que se encuentran separadas por una pared solida.

BASES DE FUNCIONAMIENTO.

La funcion de un intercambiador de calor es recuperar calor entre dos corrientes en un proceso, aumentando la temperatura del fluido frio y disminuyendo la del fluido caliente. A causa de la diferencia de temperatura entre los dos fluidos habra un intercambio de calor a traves de la pared del tubo que los separa.

DESCRIPCION DEL EQUIPO.

A continuacion se muestra la fig. No. 2.1, donde se enumeran algunas de las partes principales de un intercambiador,

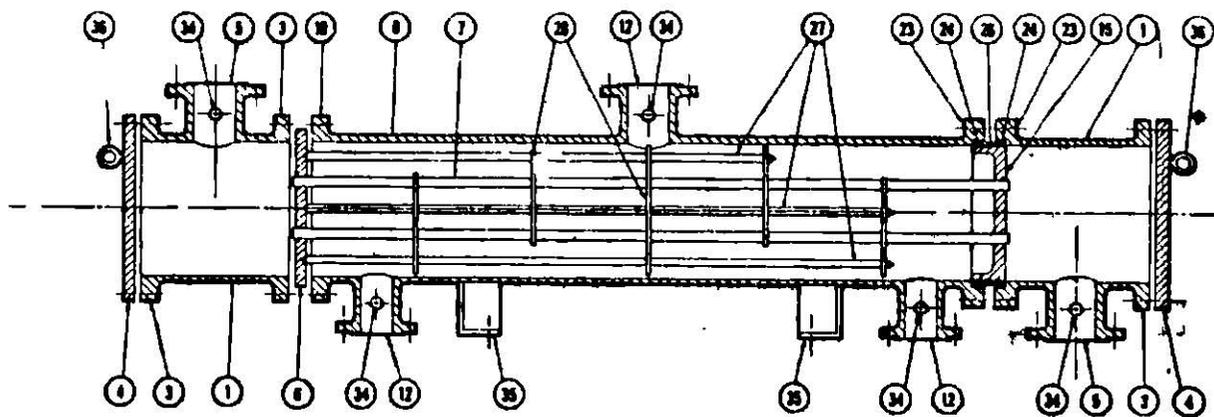
2.2 ECUACIONES Y CORRELACIONES EMPLEADAS.

En esta seccion se presentan resumidas las ecuaciones y correlaciones empleadas en el calculo de los parametros que involucran la transferencia de calor en un intercambiador de coraza y tubos.

ECUACION DE FOURIER.

Es la ecuacion basica en el diseno del equipo.

$$Q = A U (MLDT) F_t \quad (2.1)$$



- | | |
|---|--|
| ✓ 1 Cabezal estacionario canal | 2 Cubierta del cabezal flotador, exterior |
| 2 Cabezal estacionario casquete | 22 Faldón de lamina de cierre tubular del flotador |
| 3 Pestaña de cabezal estacionario canal o casquete | ✓ 23. Bnda del prnqueestopas |
| ✓ 4 Cubierta de canal | ✓ 24 Empaque |
| 5 Tobera de cabezal estacionario | 25 Anillo asquador de empaque |
| ✓ 6 Lámina estacionaria de tubo | ✓ 26 Anillo de cierre hidráulico |
| ✓ 7 Tubos | ✓ 27 Bielas y espaciadores |
| ✓ 8 Casco | ✓ 28 Desviadores transversales o placas de apoyo |
| 9 Cubierta del casco | 29 esviador de choqua |
| ✓ 10 Bnda del casco, extremo del cabezal estacionario | 30 Desviador longitudinal |
| ✓ 11 Bnda del casco, extremo del cabezal posterior | 31 Separacion de paso |
| ✓ 12 Tobera del casco | 32 o exion de ventia |
| 13 Bnda de la cubierta del casco | 33 Conexión de drenaje |
| 14 Junta de expansion | 34 Conexión de instrumentos |
| ✓ 15 Lámina de cierre tubular del flotador | ✓ 35 Albardilla de soporte |
| 16 Cubierta del cabezal flotador | ✓ 36 Talón elevador |
| 17 Bnda del cabezal flotador | 37 Mensura de soporte |
| 18 Dispositivo de apoyo del cabezal flotador | 38 Vertedero |
| 19 Anillo de cizalla dividida | 39 Conexión de nivel de liquido |
| 20 Bnda de apoyo dividida | |

FIG. 2.1

Diagrama esquemático de un intercambiador de calor.

BALANCE DE CALOR.

$$Q_{pc} = G_{mc} C_{pc} (T_{ec} - T_{sc}) \quad (2.2)$$

$$Q_{gf} = G_{mf} C_{pf} (t_{sf} - t_{ef}) \quad (2.3)$$

De la igualacion de las ecuaciones 2.2 y 2.3 se puede determinar alguna variable desconocida, resultando las ecuaciones siguientes:

$$G_{mf} = \frac{G_{mc} C_{pc} (T_{sc} - T_{ec})}{C_{pf} (t_{ef} - t_{sf})} \quad (2.4)$$

$$G_{mc} = \frac{G_{mf} C_{pf} (t_{sf} - t_{ef})}{C_{pc} (T_{ec} - T_{sc})} \quad (2.5)$$

$$T_{sc} = T_{ec} - \frac{G_{mf} C_{pf} (t_{sf} - t_{ef})}{G_{mc} C_{pc}} \quad (2.6)$$

$$T_{ec} = T_{sc} + \frac{G_{mf} C_{pf} (t_{sf} - t_{ef})}{G_{mc} C_{pc}} \quad (2.7)$$

$$t_{sf} = \frac{G_{mc} C_{pc} (T_{ec} - T_{sc})}{G_{mf} C_{pf}} + t_{ef} \quad (2.8)$$

$$t_{ef} = t_{sf} - \frac{G_{mc} C_{pc} (T_{ec} - T_{sc})}{G_{mf} C_{pf}} \quad (2.9)$$

En las ecuaciones 2.1 a 2.3 todas involucran las temperaturas de salida de los fluidos, sin embargo en ocasiones estas son las que nos interesa conocer, de modo que si se conoce U , A , T_{ec} y t_{ef} por prueba y error se podra obtener T_{sc} y t_{sf} , la cual satisface a las tres ecuaciones si simultaneamente. El uso de un concepto denominado como el "Numero de Unidades de Transferencia (NTU)" elimina la dificultad.

Este concepto de Unidades de Transferencia fue inicialmente sugerido por Nusselt y ha sido desarrollado extensivamente por Kays and London.

Para mayor conocimiento de este metodo, vease la referencia No. 14 de la bibliografia.

DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MEDIA LOGARITMICA (MLDT).

En la derivacion de la ecuacion de MLDT se han establecido las siguientes suposiciones:

- 1.- El coeficiente total U es constante en toda la trayectoria.
- 2.- Los Kgs./hr de fluido son constantes.
- 3.- El calor especifico es constante en toda la trayectoria.
- 4.- No hay cambios parciales de fase en el sistema, por ejemplo, vaporizacion o condensacion. La derivacion es aplicable para cambios en el calor sensible y cuando la vaporizacion o condensacion es isotermica en toda la trayectoria.
- 5.- Las perdidas de calor son despreciables.

Bajo tales condiciones las ecuaciones que se obtienen, son:

FLUJO A CONTRACORRIENTE:

$$\Delta t = \frac{(T_{ec} - T_{sc}) (T_{sc} - t_{ef})}{\ln \frac{T_{ec} - T_{sc}}{T_{sc} - t_{ef}}} \quad (2.10)$$

FLUJO EN PARALELO:

$$\Delta t = \frac{(T_{ec} - t_{sf}) (T_{sc} - t_{ef})}{\ln \frac{T_{ec} - t_{sf}}{T_{sc} - t_{ef}}} \quad (2.11)$$

Las ecuaciones 2.10 y 2.11 son representativas para intercambiadores de calor de tubos concentricos o de coraza y tubos, de un paso por los tubos y un paso por la coraza.

Una grafica tipica de temperatura contra longitud para un equipo de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos se muestra en la figura No. 2.2. Respecto al fluido de la coraza, un paso en los tubos esta en contracorriente y el otro en paralelo.

El intercambiador 1-2, es una combinacion de ambos tipos de flujo y la MLDT para contracorriente o paralelo, no puede ser la MLDT para un arreglo contracorriente-paralelo, por lo que es necesario desarrollar una nueva ecuacion para el calculo de la diferencia verdadera de temperaturas efectiva, Δt que reemplace la MLDT en contracorriente.

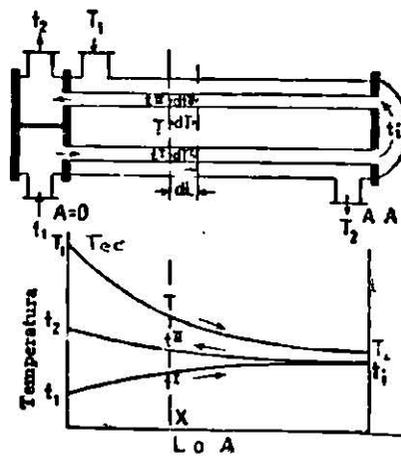


Fig. 2.2

Relacion de temperaturas
en un intercambiador.

NOTA:

Para el calculo de MLDT en intercambiadores de calor de coraza y tubos 1-1, en flujo dividido, vease la referencia No. 13 de la bibliografia.

FACTOR DE CORRECCION Ft.

Como se explico anteriormente la MLDT a contracorriente no es representativa para intercambiadores de calor 1-2, ni mucho menos para 2-4.

En el desarrollo de la nueva ecuacion se ha establecido:

- 1.- La temperatura del fluido en la coraza esta a una temperatura isotermitica promedio, en cualquier seccion transversal.
- 2.- El area de calentamiento en cada paso es igual.
- 3.- Todos los puntos indicados anteriormente para MLDT.

Obteniendo la ecuacion:

$$\left(\frac{UA}{WC}\right)_r = \frac{1}{\sqrt{R^2+1}} - \text{Ln} \frac{(2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2+1}))}{(2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2+1}))} \quad (2.12)$$

Que es la expresion para la diferencia verdadera de temperatura en un intercambiador 1-2 de flujo paralelo-contracorriente.

Si se compara la ecuacion 2.12 con la ecuacion 2.10 se obtiene la relacion fraccionaria entre la diferencia verdadera de temperaturas y MLDT denominada Ft, en este caso para un intercambiador 1 2.

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2+1} \text{ Ln} (1 - S)/(1 - RS)}{(R - 1) \text{ Ln} \frac{(2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2+1}))}{(2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2+1}))}} \quad (2.13)$$

De modo que la ecuacion de Fourier puede escribirse:

$$Q = UA \Delta t = UA Ft (MLDT)_c \quad (2.14)$$

Para reducir la necesidad de calcular Ft de la ecuacion 2.13, en el apendice en las figuras 7.2 y 7.3 aparecen graficados factores de correccion Ft para la MLDT como funciones de R y S.

Cuando R y S se acercan a la posición vertical de la curva es difícil leer el dato y F_t deberá de obtenerse de la ecuación 2.13.

Es costumbre describir cualquier intercambiador que tenga un paso en la coraza y dos o mas números pares en los tubos en flujo "paralelo-contracorriente", como un intercambiador 1-2 y usar F_t de la ecuación 2.13.

Análogos cuestionamientos se tienen para un intercambiador de dos pasos por la coraza y cuatro o mas por los tubos (2-4), cuya ecuación es:

$$F_t = \frac{\left[\sqrt{R^2 + 1} / 2(R - 1) \right] \ln (1 - S) / (1 - RS)}{\ln \frac{2/S - 1 - R + (2/S) \sqrt{(1-S)(1-RS)} + \sqrt{R^2 + 1}}{2/S - 1 - R + (2/S) \sqrt{(1-S)(1-RS)} - \sqrt{R^2 + 1}}} \quad (2.15)$$

$$R = \frac{T_{ec} - T_{sc}}{t_{sf} - T_{ef}} \quad (2.16)$$

$$S = \frac{t_{sf} - t_{ef}}{T_{ec} - t_{ef}} \quad (2.17)$$

TEMPERATURAS MEDIAS ARITMETICAS.

$$MA = \frac{T_{ec} + T_{sc}}{2} - \frac{t_{ef} + t_{sf}}{2} \quad (2.18)$$

$$\Delta T_i = \frac{1/h_i}{1/h_i + (D_i/D_o h_o)} (MA) \quad (2.19)$$

Si la corriente caliente fluye por los tubos, la temperatura de pared se calcula por:

$$T_w = T_{pc} - \Delta T_i \quad (2.20)$$

y si fluye por la coraza:

$$t_w = \Delta T_i + t_{pf} \quad (2.21)$$

Factores de Corrección por Viscosidades:

$$F_{ic} = (\mu_c / \mu_w)^{.14} \quad (2.22)$$

$$\phi_{if} = (\mu_f / \mu_w)^{.14} \quad (2.23)$$

Correccion de los Coeficientes:

$$h_i' = h_i \phi_i \quad (2.24)$$

$$h_o' = h_o \phi_o \quad (2.25)$$

$$\Delta T_i' = \frac{1/h_i'}{1/h_i' + (D_i/D_o h_o')} \quad (MA) \quad (2.26)$$

$$t_w' = \Delta T_i' + t_{pf} \quad (2.27)$$

$$T_w' = T_{pc} - \Delta T_i \quad (2.28)$$

TEMPERATURAS CALDRICAS.

Temperatura de Pared:

$$T_w = S + E/2 \quad (2.29)$$

Donde S = tsf o Tsc y E = Tec o tef dependiendo del arreglo de alimentacion de los fluidos.

Temperaturas de Pelicula Cuando el Fluido Caliente va por los Tubos:

$$T_{fi} = E + 1/2 (T_w - S) \quad (2.30)$$

$$T_{fo} = S + 1/2 (T_w - S) \quad (2.31)$$

$$\Delta T_G = E - S \quad (2.32)$$

$$\Delta T_G = S - E \quad (2.33)$$

Temperaturas de Pelicula Cuando el Fluido Caliente va por la Coraza:

$$T_{fi} = E + 1/2 (T_w - E) \quad (2.34)$$

$$T_{fo} = S + 1/2 (T_w - S) \quad (2.35)$$

$$\Delta T_G = S - E \quad (2.36)$$

$$\Delta T_i = \frac{1/h_i}{1/h_i + (D_i/D_o h_o)} \Delta T_G \quad (2.37)$$

$$\Delta T_i = E - T_w \quad (2.38)$$

$$\Delta T_i = T_w - E \quad (2.39)$$

Coeficientes Globales Puntuales:

$$U(1) \text{ o } U(2) = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_w D_o}{k_m D_m l} + \frac{D_i}{D_o h_o} + R_d} \quad (2.40)$$

$$R_c = \frac{T_{sc} - t_{ef}}{T_{ec} - t_{sf}} \quad (2.41)$$

$$K_c = \frac{U_2 - U_1}{U_1} \quad (2.42)$$

$$F_c = \frac{1/K_c + R/R-1}{1 + (\ln(K_c+1))/\ln R} \quad (2.43)$$

$$T_{cc} = T_{sc} + F_c (T_{ec} - T_{sc}) \quad (2.44)$$

$$T_{cf} = t_{ef} + F_c (t_{sf} - t_{ef}) \quad (2.45)$$

Temperaturas de Pared:

$$T_w = T_{cf} + \frac{h_i}{h_i + h_o} (T_{cc} - T_{cf}) \quad (2.46)$$

$$T_w = T_{cf} + \frac{h_o}{h_i + h_o} (T_{cc} - T_{cf}) \quad (2.47)$$

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141.5}{\text{grav. esp.}} - 131.5 \quad (2.48)$$

MODULOS ADIMENSIONALES MAS COMUNES.

$D G / \mu$, $D \bar{v} / \mu$ Numero de Reynolds

$GmC_p / L k$ Numero de Graetz

$D G m C_p / k$ Numero de Pe let

$C_p \mu / \nu$ Numero de Prandtl

$h / CpGm$	Numero de Stanton
$h D / k$	Numero de Nusselt
$D^3 \rho^2 g \beta \Delta t / \mu^2$	Numero de Grashof

COEFICIENTE INDIVIDUAL DE PELICULA POR EL INTERIOR DE LOS TUBOS, h_i .

Flujo Laminar:

$$h_i = \frac{1.86 k (Nre \ Npr \ Di/L)^{1/3}}{Di} \quad (2.49)$$

Esta ecuacion fue propuesta por Sieder y Tate [23] y presenta una desviacion del 12% para Nre mayores de 100 y menores de 2100. Tambien se dice que es utilizable para cuando la relacion $(Nre \ Npr \ Di/L)$ es mayor de 10. Esta ultima condicion indica que la longitud de los tubos no puede ser tan grande ya que a medida que aumenta la longitud el gradiente de temperatura entre los fluidos tiende a cero.

Flujo de Transicion:

No existe ninguna ecuacion simple para realizar una transicion matematica suave del flujo laminar al turbulento. De entre las relaciones propuestas, la ecuacion de Hausen [1] se ajusta tanto al extremo laminar, como al extremo completamente turbulento, en forma adecuada.

$$h_i = \frac{0.116 k (Nre)^{2/3} - 125 Npr^{1/3} (1 + (Di/L)^{2/3})}{Di} \quad (2.50)$$

Flujo Turbulento:

La ecuacion siguiente [2], dio una desviacion maxima de aproximadamente -10% a +15% para Nre mayores de 10,000.

$$h_i = 0.027 Nre^{0.8} Npr^{1/3} k/Di \quad (2.51)$$

Las ecuaciones 2.49 a 2.51 son aplicables a liquidos organicos, soluciones acuosas y gases; no son conservadoras para el agua.

Para fluidos poco viscosos se propone la ecuacion:

$$h_i = 0.023 k/D_i N_{re}^{0.8} n \quad (2.52)$$

Donde $n=0.4$ para calentamiento y $n=1/3$ para enfriamiento, estas ecuaciones son evaluadas a la temperatura media, valores de $L/D > 60$ y números de Prandtl entre 0.7 y 700.

Para el caso en que el número de Prandtl no se encuentre en este rango, se propone la ecuación [4]:

$$h_i = (7 + 0.025 N_{pr} Cp/k)^{0.8} k/D_i \quad (2.53)$$

Si $L/D < 60$, las ecuaciones anteriores se corrigen con el factor: $(1 + (D_i/L)^{exp .7})$.

INFLUENCIA DE LA LONGITUD-DIAMETRO.

Al penetrar el flujo en el interior de un tubo aumenta el espesor de la capa límite, hasta llenar el tubo; consecuentemente, en esta región el coeficiente local de transferencia de calor, decrece al aumentar x . En el punto en que no hay cambios en el perfil de velocidades, el flujo está completamente desarrollado y el coeficiente local es independiente de la longitud.

El valor de L/D , para el cual el flujo alcanza su desarrollo completo depende del tipo de entrada y del número de Reynolds.

Para el agua se dispone de una ecuación obtenida [1], para el rango de 40°F a 220°F.

$$h_i = 150 (1 + 0.011t)^{0.8} V^{0.2} / D_i \quad (2.54)$$

Donde: V = velocidad en pies/seg.
 D_i = diametro en pulg.
 h_i = Btu/hr-ft²-°F.

Esta ecuación puede ser evaluada a temperatura media aritmética o temperatura calorica.

La ecuación siguiente [19], también es empleada para agua, pero es evaluada a la temperatura de película de los fluidos:

$$h_i = 3344 (1 + 0.0161 t f)^{0.8} V^{0.2} / D \quad (2.55)$$

Donde: V = velocidad en m/seg.
 D_i = diametro en cms.
 h_i = Kcal/hr-m²-°C

COEFICIENTE INDIVIDUAL DE PELICULA POR EL EXTERIOR DE LOS TUBOS, h_o .

Para el agua se dispone de una ecuacion obtenida para el rango de 40°F a 220°F [1]:

$$h_o = 370 (1 + 0.0067 t)^{0.6} V^{0.4} / D_o \quad (2.56)$$

Donde: t = temperatura en °F.
 V = velocidad en pies/seg.
 D_o = diametro externo de los tubos en in.

En el presente trabajo se ha empleado para el agua y otros compuestos la siguiente ecuacion [2]:

$$h_o = 0.36 N_{re}^{0.55} N_{pr}^{1/3} k / D_e \quad (2.57)$$

Estos compuestos pueden ser hidrocarburos, compuestos organicos, soluciones acuosas y gases, cuando el banco de tubos emplea deflectores separados aceptablemente en un rango de N_{re} de 2,000 a 100,000.

La ecuacion tipo Colburn (2.54), se aplica en calentamiento o enfriamiento de fluidos que fluyen normalmente a un banco de tubos circulares de por lo menos 10 hileras de profundidad.

$$\frac{h_o}{C_p G_{max}} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{2/3} = \frac{a}{(D_o G_{max} / \mu)^{0.4}} \quad (2.58)$$

La constante adimensional "a" depende de las siguientes condiciones [1]: $N_{re} > 3,000$ y ,

Tipo de arreglo	Fugas por bypass	a
Triangular	Normal	0.156
Triangular	Con fugas	0.260
Cuadrado	Normal	0.198
Cuadrado	Con fugas	0.330

La constante de transferencia de calor por la coraza es maximizada cuando los efectos de bypass en el banco de tubos es minimizado. El claro entre los baffles y la coraza, prevee zonas de filtracion del fluido por el lado de la coraza.

Este efecto puede incrementar significativamente los requerimientos de superficie, cuando se calienta o se enfria un fluido viscoso.

Para $N_{re} < 3,000$, la (2.58) podria dar resultados con servadores; si se desea mejores resultados, se puede emplear la siguiente ecuacion [1]:

$$\frac{h_o}{CpG_{max}} \left(\frac{Cp \mu^{2/3}}{k} \right) = \frac{a}{(DoG_{max}/\mu) \exp. m} = j \quad (2.59)$$

Esta ecuacion se emplea para $300 > Nre > 100$, donde $m = 0.492$ y "a" tiene los siguientes valores:

Nre	m	Arreglo	Bypass	a
100-300	0.492	Triangular	sin	0.695
100-300	0.492	Triangular	normal	0.416
100-300	0.492	Cuadrado	sin	0.548
100-300	0.492	Cuadrado	normal	0.329
1-100	0.590	Triangular	sin	1.086
1-100	0.590	Triangular	normal	0.650
1-100	0.590	Cuadrado	sin	0.855
1-100	0.590	Cuadrado	normal	0.513

Esta ecuacion se emplea para cuando el intercambiador de calor no tiene baffles segmentados 25%.

$$[1] h_o = A CpGm^{Npr} Nre^{-2/3} / 1.5 \quad (2.60)$$

NUMEROS REYNOLDS:

Numero de Reynolds en funcion de todas las variables:

$$Nrei = \frac{Di \cdot n_p \cdot Gm}{nt \cdot a'} \quad (2.61)$$

$$Nreo = \frac{De \cdot G_{max}}{\mu} \quad (2.62)$$

donde: $G_{max} = \frac{Gm}{a's}$ y $a's = \frac{Dc \cdot C' \cdot B}{Pt}$

DIAMETRO EQUIVALENTE:

Arreglo Triangular.

$$De = \frac{4(1/2 \text{ FT} \times .86 \text{ FT})}{1/2 Do} \quad (2.63)$$

Arreglo Cuadrado:

$$De = \frac{4 (PT^2 - Do^2 / 4)}{Do} \quad (2.64)$$

Intercambiadores sin Deflectores.

No todos los intercambiadores tienen deflectores segmentados 25%, cuando se desea que el fluido pase a través de la coraza con una caída de presión extremadamente pequeña es posible apartarse del uso de los deflectores y usar solamente placas de soporte.

En este caso el número de Reynolds y consecuentemente la caída de presión se deben de calcular en un flujo análogo al del anulo en un intercambiador de tubos concéntricos, pudiendo ser tratado de una manera similar, usando el diámetro equivalente en la distribución del área de flujo y el perímetro húmedo total de la coraza.

$$Nre = De Gs / \mu \quad \text{donde } Gs = Gm / a's \quad \text{y,}$$

$$a's = (\text{área de coraza}) - (\text{área de tubos}) \quad (2.65)$$

$$De = \frac{4 a's}{\text{perímetro húmedo (num.tub.) (per.hum)}} \quad (2.66)$$

CAIDA DE PRESION POR LOS TUBOS.

La ecuación de Fanning puede utilizarse para obtener la caída de presión por los tubos, pero solo se aplica principalmente a un fluido isotérmico[2].

$$\Delta F = \frac{4 f Gm^2 L}{2 g \rho^2 Di} \quad (2.67)$$

Donde ΔF es la caída de presión expresada en metros de líquido; en su lugar se ha empleado:

$$\Delta Pt = \frac{f Gm^2 L np}{5.22 E+10 Di s \rho t} \quad (2.68)$$

Al fluir de un paso a otro por el carrete y el cabezal flotante, el fluido cambia de dirección bruscamente en 180°, aun cuando el área de flujo en el carrete y la cubierta del cabezal no debiera ser mayor que el área de flujo combinada de todos los tubos en un solo paso. El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔPr , llamada pérdida de regreso y se considera cuatro cabezas de velocidad por paso como pérdida.

La pérdida de regreso para cualquier fluido será [2]:

$$\Delta Pr = \frac{4 n p V^2}{2 g s} \quad (2.69)$$

Donde: V = velocidad en m/seg.

La caída de presión total del lado de los tubos ΔPt será:

$$\Delta Pt = \Delta Pt + \Delta Pr \quad (2.70)$$

CAIDA DE PRESION POR LA CORAZA.

La caída de presión a través de la coraza, es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz de tubos entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza.

La ecuación isotérmica para la caída de presión para fluidos que se calientan o se enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es[2]:

$$\Delta Ps = \frac{f G_s D_c (N+1)}{2 g D_e \rho_s} - \frac{f G_s D_s (N+1)}{5.22 E+10 D_e s \rho_s} \quad (2.71)$$

Cuando no existan baffles:

$$\Delta Po = \frac{4 f_o G_m L}{2 g e^2 D_{eq.}} \quad (2.72)$$

FACTORES DE FRICCIÓN.

Sieder y Tate han correlacionado los factores de fricción para los fluidos que se calientan o enfrían en tubos. Estas correlaciones, se emplean para los tubos de intercambiador de calor, así como por el lado de la coraza para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.

Para evitar la consulta directa a estas gráficas los factores de fricción se pueden calcular por las correlaciones siguientes que se obtuvieron por el método de mínimos cuadrados de segundo orden.

$$f_1 \text{ ó } f_0 = e^{A + B \ln Nre + C (\ln Nre)^2} \quad (2.73)$$

Donde las variables A, B y C tienen los siguientes valores:

Tubos.

RANGO	A	B	C
Nre < 1000	-1.7381	-.6433	.0299
Nre < 30,000	-6.0778	-.1862	-.0495
Nre > 30,000	-7.2740	-.02201	.009622

Coraza.

Nre ≤ 50	-1.2635	-.718	-.0425
Nre ≤ 400	+0.065	-1.7331	+0.1329
Nre > 400	-4.4171	-.1901	+0.0001

Las unidades de los factores de fricción son pies² / pulg., por lo que se debe multiplicar por 144 para adimensionar.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

El coeficiente global está relacionado con los coeficientes individuales h_i , h_o , factores de ensuciamiento y la resistencia de la pared del tubo.

Coeficientes Globales Sucios:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{x_w D_o}{k_m D_m} + R_d \text{ Tot.}} \quad (2.74)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_i}{D_o h_o} + \frac{x_w D_i}{k_m D_{m1}} + R_d \text{ Tot.}} \quad (2.75)$$

Coeficientes Globales Limpios:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{x_w D_o}{k_m D_{m1}}} \quad (2.76)$$

En este trabajo las resistencias R_{di} y R_{do} se engloban en un solo valor $R_d T$.

FACTOR DE ENSUCIAMIENTO.

$$R_{clean} = \frac{U_{clean} - U_{design}}{U_c \quad U_d} \quad (2.77)$$

2.3 DESCRIPCION DEL PAQUETE COMPUTACIONAL.

BALANCE DE CALOR.

Este programa tiene la finalidad de obtener el calor perdido y ganado por los fluidos a traves del equipo. Consta de 147 lineas de programacion y se emplea en intercambiadores de coraza y tubos, asi como en tubos concentricos.

En el desarrollo de este programa se requiere de la siguiente informacion (Algunos dato ya alimentados en programas anteriores):

- 1.- Tipo de intercambiador.
- 2.- Modalidad (Diseno o Analisis).
- 3.- Forma de obtencion de las capacidades calorificas.
- 4.- Tipo de flujo.
- 5.- Ubicacion de los fluidos.
- 6.- Temperaturas y flujos.
- 7.- Calores especificos (Cuando no se encuentren en el archivo de propiedades).

El programa presenta las siguiente opciones de acuerdo a los datos de operacion disponibles.

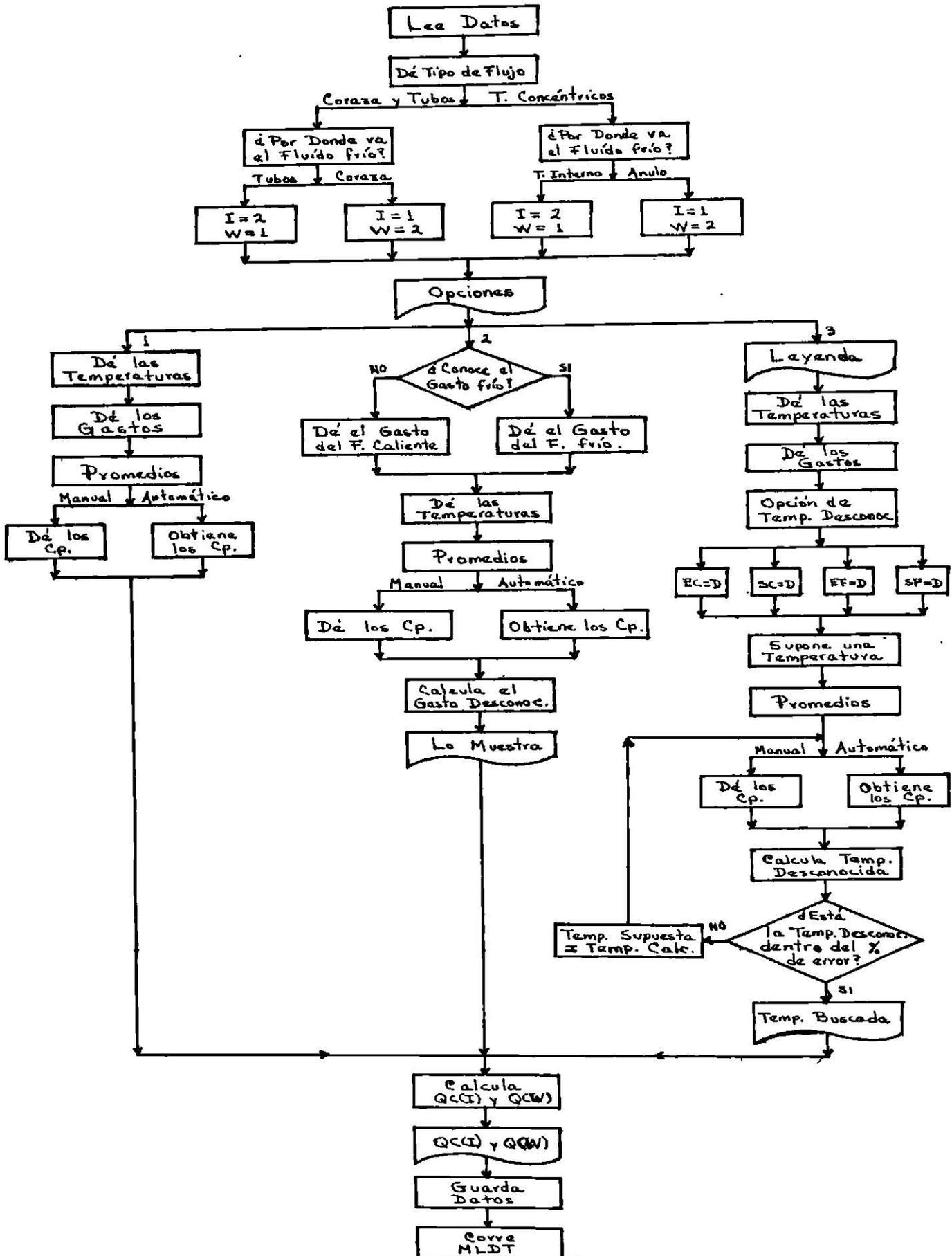
- Opcion 1.- Cuando todos los datos son conocidos.
- Opcion 2.- Cuando se desconoce uno de los gastos masicos.
- Opcion 3.- Cuando se desconoce una de las temperaturas.

DESCRIPCION.

Opcion 1.

- 1.- Se alimentan las temperaturas y gastos masicos de los fluidos.
- 2.- Se calculan promedios aritmeticos de las temperaturas.
- 3.- Si la forma de operar el programa es automatica, se obtendran los calores especificos de los fluidos por el programa PROP., para el fluido caliente primero, y posteriormente para el frio.
- 4.- Se calcula el calor perdido y ganado entre los fluidos.
- 5.- Se presentan y posteriormente se almacenan los resultados.
- 6.- Se inicia el programa siguiente.

Diagrama De Flujo No. 3 Balance De Calor.



Opcion 2.

- 1.- Inicia preguntando cual de los fluido , frio o caliente es el desconocido.
- 2.- Se efectuan los pasos Nos. 2 y 3 de la opcion 1.
- 3.- Se calcula el gasto desconocido con las ecuaciones 2.4 o 2.5 y se muestran los valores obtenidos.
- 4.- Se efectuan los pasos 4 a 6 de la opcion 1.

Opcion 3.

En esta opcion, el calculo de la temperatura desconocida se efectua por un ciclo de iteraciones de prueba y error. Es similar a las opciones 1 y 2, siendo el proceso iterativo siguiente:

- 1.- Para identificar la temperatura desconocida, el usuario debera de teclear la letra "D".
- 2.- En el programa se incluyen las temperaturas iniciales supuestas en base a la temperatura desconocida y del tipo de flujo.
- 3.- Se calcula la temperatura desconocida por las ecuaciones 2.6 a 2.9.
- 4.- Se compara el valor obtenido contra el error absoluto. Si no esta dentro del rango, se toma el ultimo valor, efectuando otro calculo.
- 5.- Si esta dentro del rango, lo presenta y efectua los pasos 4 a 6 de la opcion 1.

DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MEDIA LOGARITMICA.

Este programa tiene la finalidad de obtener la diferencia media logaritmica de temperaturas (MLDT), para patrones de flujo a contracorriente o paralelo, en intercambiadores de calor de tubos concentricos y coraza y tubos.

Previene los casos en que la MLDT pudiera ser cero si los gradientes de temperatura son iguales.

Consta de 43 lineas de programacion. A continuacion se describe la forma de calculo de esta variable con apoyo del diagrama de flujo No. 4 y la hoja de notaciones.

DESCRIPCION.

- 1.- Inicia presentando el nombre d l programa.
- 2.- Se lee del archivo de datos la siguiente informacion: tipo de intercambiador, modalidad de diseno o analisis, banderas de direccionamiento de ub - cion de los fluidos y temperaturas de entrada y salida de los fluidos.

3.- Seguimiento a contracorriente:

1-2-3-4. Este seguimiento es el caso normal o comun en el calculo de la MLDT en el cual las restricciones de los bloques 1,2 y 3 no se cumplen.

1-2-3-5-6. Este seguimiento se lleva a cabo cuando la decision del bloque 3 es afirmativa, es decir, que los gradientes en ambas terminales son iguales. Se advierte esto con la leyenda del bloque 6 y se fija la MLDT igual a D1.

1-2-7-9-10-11-Run Balance. Aunque este y los siguientes seguimientos son poco probable que se presenten, se incluyen debido a que cuando se alimentan incorrectamente las temperaturas o se modifican los patrones de flujo, puedan afectar los gradientes de temperatura.

1-2-7-9-10-Alfa. Este seguimiento se presenta cuando en el patron de flujo actual (contracorriente), se presentan las restricciones de 1 y 2, y se desea probar con el otro tipo de flujo.

1-2-7-B Run Balance. Este seguimiento ocurrira cuando, despues de haber probado los dos modelos de flujo, aun persisten las restricciones de 1 y 2.

4.- Se presenta el valor calculado de MLDT.

5.- Se almacena en el registro 18 el valor calculado de MLDT.

6.- Se corren los programas Ft si la bandera DQ es diferente de cero ; Diseno Tubos Concentricos si TQ\$= "D" ; y/o Analisis Tubos Concentricos si TQ\$= "A".

NOTACIONES.

1.- ¿Es $(T_{ec} - t_{sf}) \leq 0$?

2.- ¿Es $(T_{sc} - t_{ef}) \leq 0$?

3.- ¿Es $(T_{ec} - t_{sf}) - (T_{sc} - t_{ef}) = 0$?

4.- Se calcula MLDT con la ecuacion 2.10.

5.- Se hace $MLDT = (T_{ec} - t_{sf})$.

6,21.- Leyenda "Los gradientes en ambas terminales son iguales, se usara cualquiera como gradiente representativo".

7.- ¿Es la bandera W\$ = contracorriente?

8,12.- Leyenda "Se han probado los dos tipos de flujo, debe cambiar alguna(s) temperatura(s)".

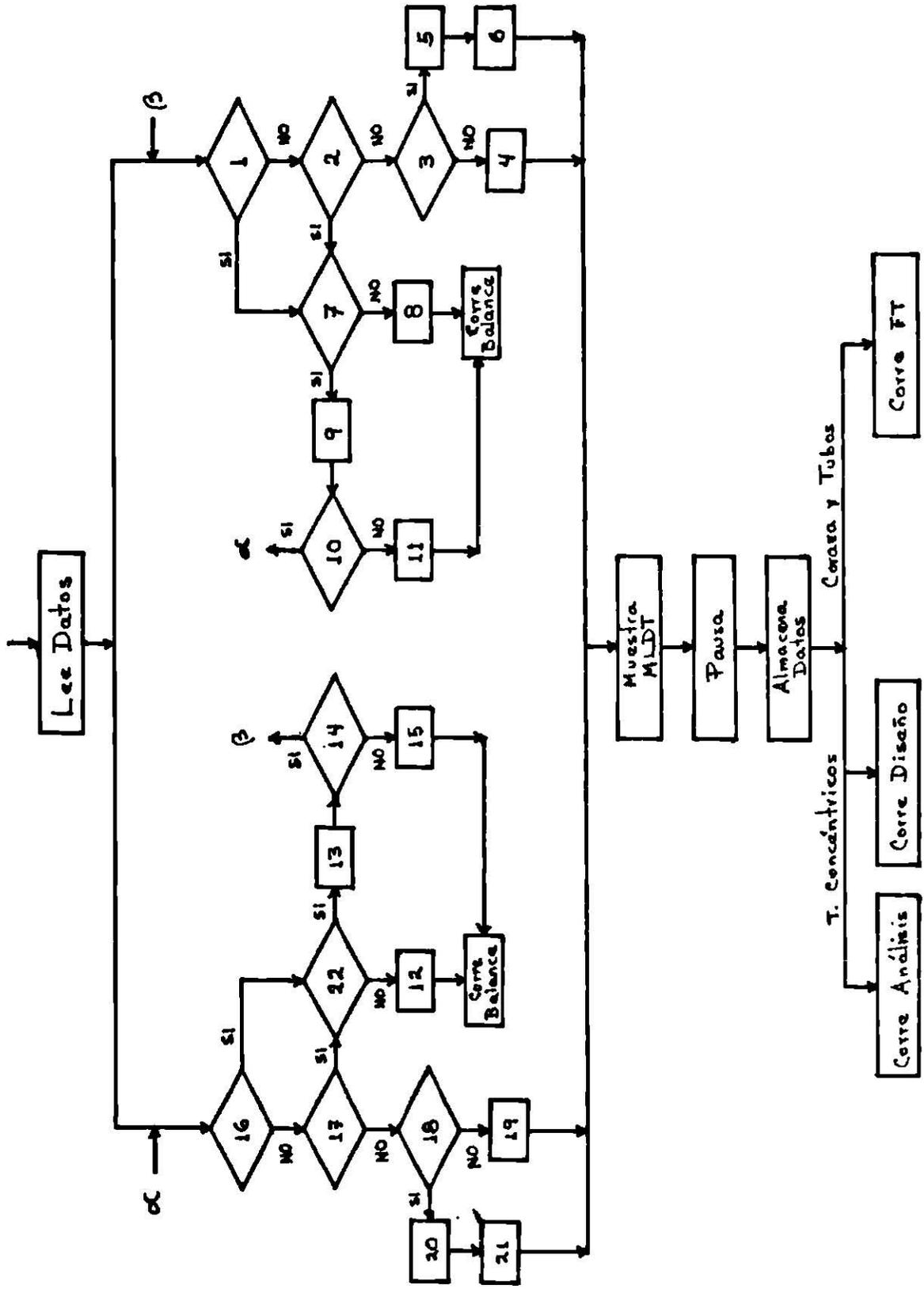
9,13.- Leyenda "La diferencia media logaritmica de temperaturas es cero, debe cambiar el tipo de flujo o alguna temperatura".

10,14.- ¿Desea modificar el tipo de flujo?

11,15.- Leyenda "Corra el programa de Balance de Calor".

16.- ¿Es $(T_{ec} - t_{ef}) \leq 0$?

Diagrama De Flujo No. 4
MLDT.



- 17.- ¿Es $(T_{sc}-t_{sf}) \leq 0$?
- 18.- ¿Es $(T_{ec}-t_{sf}) - (T_{sc}-t_{sf}) - 0$?
- 19.- Se calcula la MLDT con la ecuación 2.11.
- 20.- Se hace la MLDT = $(T_{ec} - t_{sf})$.
- 22.- ¿Es la bandera W* = paralelo?

FACTOR DE CORRECCION, Ft.

Este programa denominado Ft, tiene como objetivo obtener el factor de correccion para la diferencia media logaritmica de temperaturas para el patron de flujo cruzado que se presenta en los intercambiadores de calor de coraza y tubos. Se codifico con 35 lineas de programacion, siendo uno de los programas mas pequenos.

Calcula el factor para los siguientes casos:

- Un paso por coraza y uno por tubos.
- Un paso por coraza y dos por tubos.
- Dos pasos por coraza y cuatro por tubos.
- En arreglos superiores es necesario obtener el dato graficamente para alimentarlo al programa

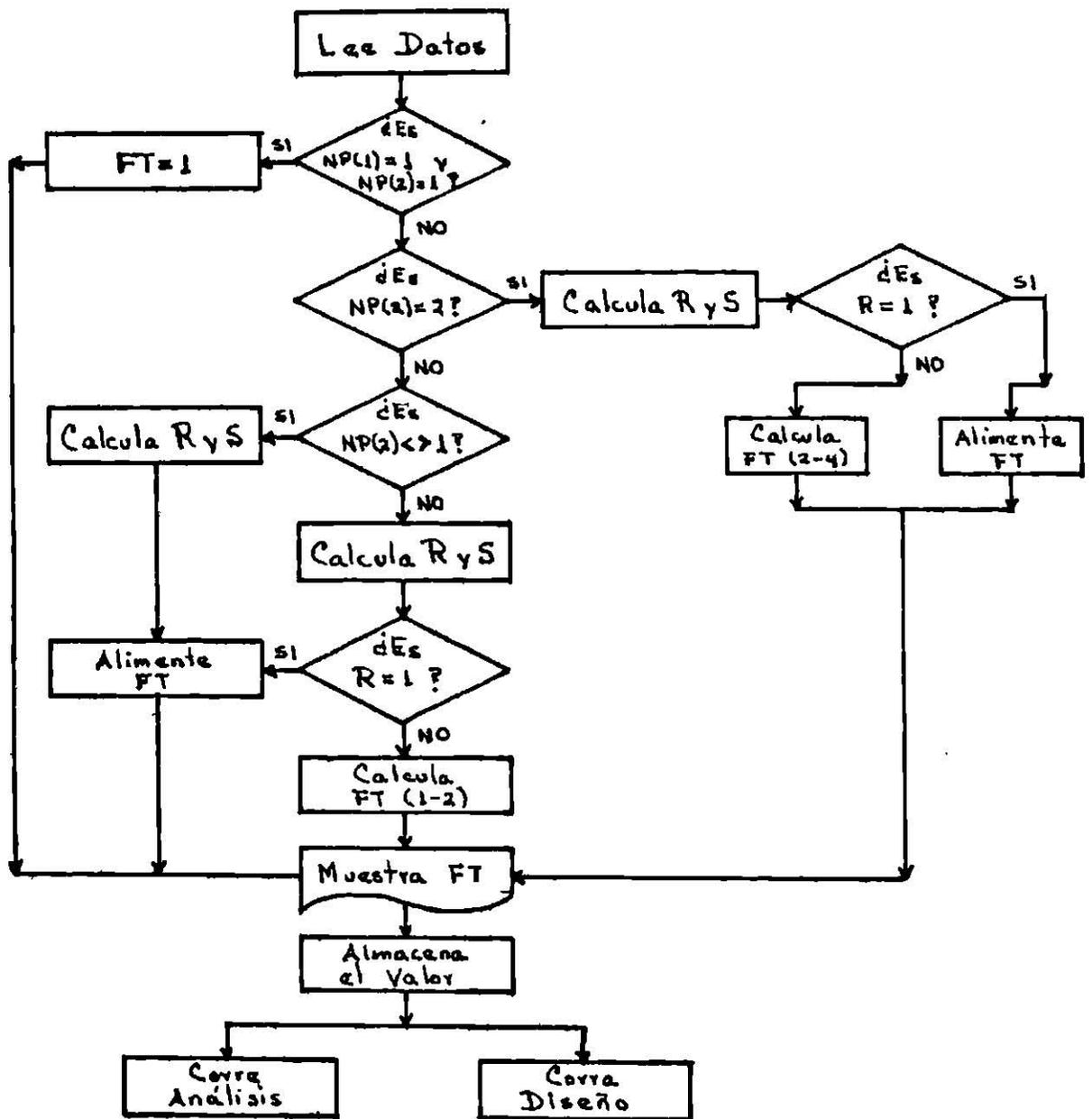
DESCRIPCION.

- Caso a: Se fija Ft igual a 1 si el numero de pasos por los tubos y coraza son uno.
- Caso b: Se presenta cuando se tiene un arreglo 1 2 (Un paso por coraza y dos por tubos); si la razon R (vease ec. 2.16) es igual a 1 debera de alimentar manualmente Ft. Si es $R \neq 1$, se calculara con la ecuacion 2.13.
- Caso c: Se presenta cuando se tiene un arreglo 2 4 (Dos pasos por coraza y cuatro por tubos), y al igual que en el caso b si $R = 1$, debera el usuario de alimentarlo manualmente. Se calcula Ft con la ecuacion 2.15.
- Caso d: Este se presentara cuando no se tiene ninguno de los arreglos anteriores. Como no se dispone de relaciones matematicas para estos casos, el usuario debera de proporcionar este dato.

ANALISIS CORAZA Y TUBOS.

Este programa denominado Analisis Coraza y Tubos, tiene un total de 543 lineas de programacion y es el segundo programa de los que componen el paquete.

Diagrama De Flujo No. 5 FT.



El objetivo primordial es obtener los parametros restantes en el seguimiento normal de calculo del equipo, siendo estos:

- a) Coeficientes individuales de pelicula h_i y h_o .
- b) Coeficiente global de transferencia U .
- c) Caidas de presion por tubos y coraza ΔP_i y ΔP_o .

Enseguida se describe el programa en forma general:

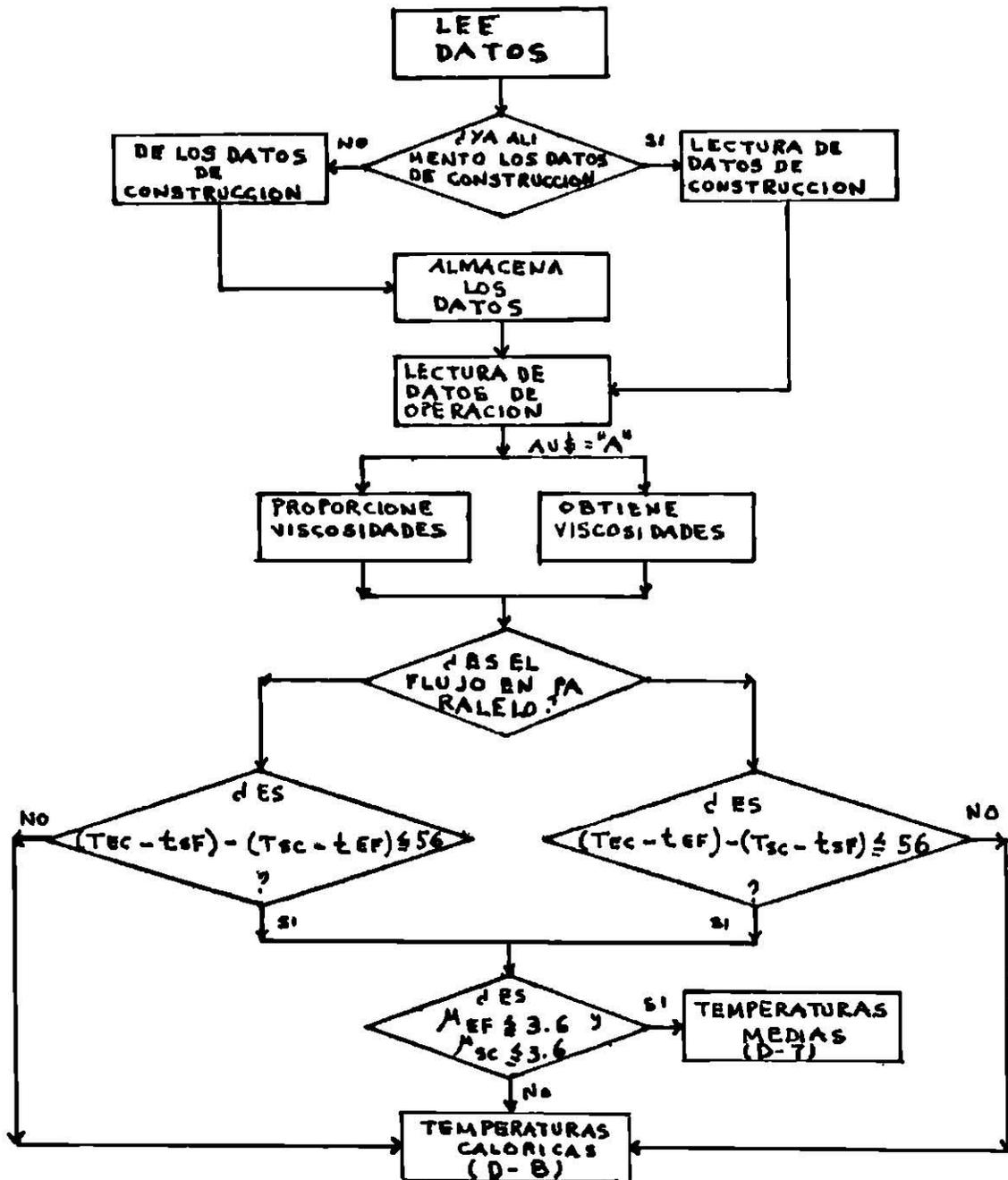
- 1.- Se inicia con la alimentacion de datos de construccion y operacion.
- 2.- Se condicionan los datos de temperatura de los fluidos, asi como las viscosidades del fluido frio al entrar y, del caliente al salir del equipo, contra los rangos establecidos.
- 3.- Si los valores estan dentro del rango, se sigue el metodo denominado Temperaturas Medias Aritmeticas, para la evaluacion de las propiedades fisicas de los fluidos.
- 4.- Si los datos no se ajustan a las restricciones establecidas, se evaluan las propiedades por el metodo denominado Temperaturas Caloricas, el cual puede ser numerico o grafico, este ultimo cuando los fluidos son fracciones del petroleo.
- 5.- Se obtienen los coeficientes individuales de pelicula.
- 6.- Se obtiene el coeficiente global de transferencia
- 7.- Se calcula el area de transferencia y se compara con la existente.
- 8.- Se calculan las caidas de presion
- 9.- Se presenta un resumen de resultados al final del programa que incluye, tanto los que se han obtenido, como los de operacion y construccion.

En cada una de las secciones des ritas e presentan diagramas de flujo mas completos que permiten una mejor comprension del programa.

INICIO.

1. Se inicia con la recepcion de los datos de construccion y operacion del equipo, los cuales son grabados en un archivo denominado Datos de Analisis Coraza y tubos, el cual es susceptible de modificacion.
2. Se obtienen con ayuda del programa PROP. las viscosidades de los fluido (o bien se alimentan, se pueden obtener), a las temperaturas T_{sc} y T_{ef} .
3. Se comparan las viscosidades del punto 2 y las temperaturas con los rangos especificados en la parte final del diagrama de flujo No

Diagrama De Flujo No.6 Inicio.



- 4.- Dependiendo del cumplimiento de los rangos, seguira el metodo denominado Temperaturas Caloricas (D-8) o Temperaturas Medias (D-7).

TEMPERATURAS MEDIAS ARITMETICAS.

Este metodo se ha designado Temperaturas Medias Aritmeticas porque, obtiene propiedades fisicas de los fluidos a la temperatura promedio aritmetico y calcula con estas temperaturas los coeficientes individuales de pelicula, corrigiendolos posteriormente en forma iterativa de acuerdo a la temperatura de pared de los tubos.

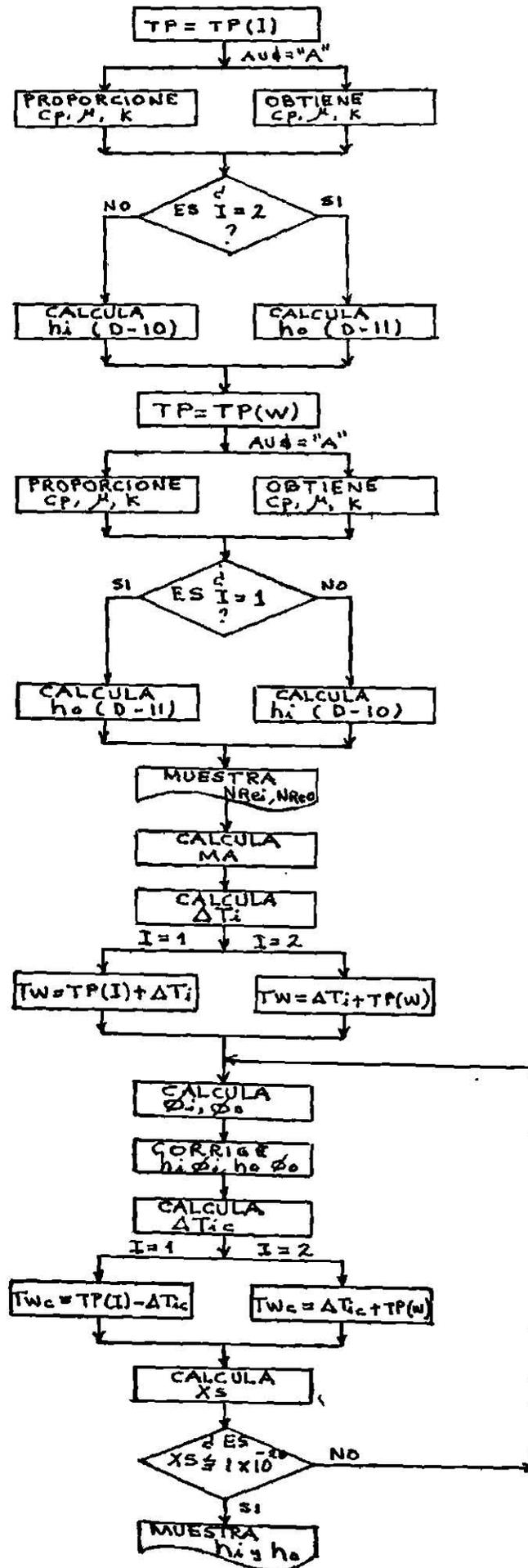
DESCRIPCION.

- 1.- Se obtienen las propiedades fisicas capacidad calorifica, conductividad termica y viscosidad del fluido caliente (o se alimentan), y se calcula el coeficiente de pelicula h_i o h_o , dependiendo de donde este ubicado el fluido.
- 2.- Se efectua el mismo procedimiento anterior pero para el fluido frio.
- 3.- Se calcula la caida global de temperatura M_a (ec. 2.18) y la caida de temperatura a traves de la pelicula interior del tubo ΔT_i (ec. 2.19).
- 4.- Se calculan temperaturas de pared T_w con la ecuacion 2.20 o 2.21.
- 5.- Se corrigen los coeficientes individuales h_i y h_o por los factores 2.22 y 2.23.
- 6.- Se vuelve a calcular la caida de temperaturas $\Delta T_i'$ (ec. 2.26), con los nuevos valores de h_i' y h_o corregidos, asi como las temperaturas de pared T_w' (ecs. 2.27 y 2.28).
- 7.- Se calcula el porcentaje de error X_S entre T_w y T_w' , si es menor al deseado, se muestran los valores calculados como definitivos: T_w' , ϕ_1 , ϕ_o , h_i , h_o y X_S . Se continua con el calculo del coeficiente global U .
- 8.- Si no se cumple el error X_S se tomara el ultimo valor de T_w' y retorna el programa a efectuar otra iteracion (punto 6).

TEMPERATURAS CALORICAS.

El metodo de temperaturas caloricas es un procedimiento desarrollado por Colburn [2], que toma en cuenta la variacion lineal del coeficiente global de transferencia en la forma:

Diagrama De Flujo No. 7
Temperaturas Medias Aritméticas.



$$U = a' (1 + b't)$$

donde a' y b' son constantes características de cada fluido.

En este programa unicamente se incluyen las ecuaciones que conducen a la obtencion de dichas temperaturas. Las deducciones se podran encontrar en la referencia citada.

El metodo esta dividido en numerico y grafico, el primero se aplica para liquidos que no son fracciones del petroleo y el segundo para aquellos que si lo son. Aunque el metodo ha sido aplicado a derivados del petroleo, en este trabajo se ha extendido su aplicacion a mayor diversidad de liquidos inorganicos y organicos.

DESCRIPCION METODO NUMERICO.

- 1.- Se establece el arreglo de temperaturas segun los patrones de flujo de la fig. 2.3.
- 2.- Se obtiene un coeficiente global en la terminal caliente $U(1)$ y otro en la terminal fria $U(2)$.
- 3.- Se obtiene el factor K_c (ec. 2.42).
- 4.- Se calcula R (ec.2.16) y F_c (fraccion calorica, ec.2.43).
- 5.- Se calculan las temperaturas caloricas para el fluido frio y caliente (2.44 y 2.45).
- 6.- Se obtienen propiedades fisicas (capacidad calorifica, conductividad termica y viscosidad), de los fluidos a temperaturas caloricas.
- 7.- Se calculan los coeficientes individuales de pelicula h_i y h_o .
- 8.- Se corrigen los coeficientes individuales por los factores ϕ_i y ϕ_o y se presentan los valores obtenidos.
- 9.- Se prosigue con la siguiente etapa del programa (calculo del coeficiente global U).

DESCRIPCION METODO GRAFICO.

Este metodo se diferencia del numerico unicamente en la forma en que el factor K_c se obtiene de la Fig. 7.1 del apendice, de acuerdo a los ρ_{API} de los fluidos, eligiendo el mayor, lo demas es exactamente igual.

SUBROUTINA DE CALCULO $U(1)$ y $U(2)$.

- 1.- Se calculan las temperaturas de pelicula de los fluidos por las ecuaciones 2.34 y 2.35.
- 2.- Se obtienen las propiedades fisicas capacidad calorifica, conductividad termica y viscosidad de los fluidos a temperatura de pelicula.

Diagrama De Flujo No. 6 Temperaturas Calóricas.

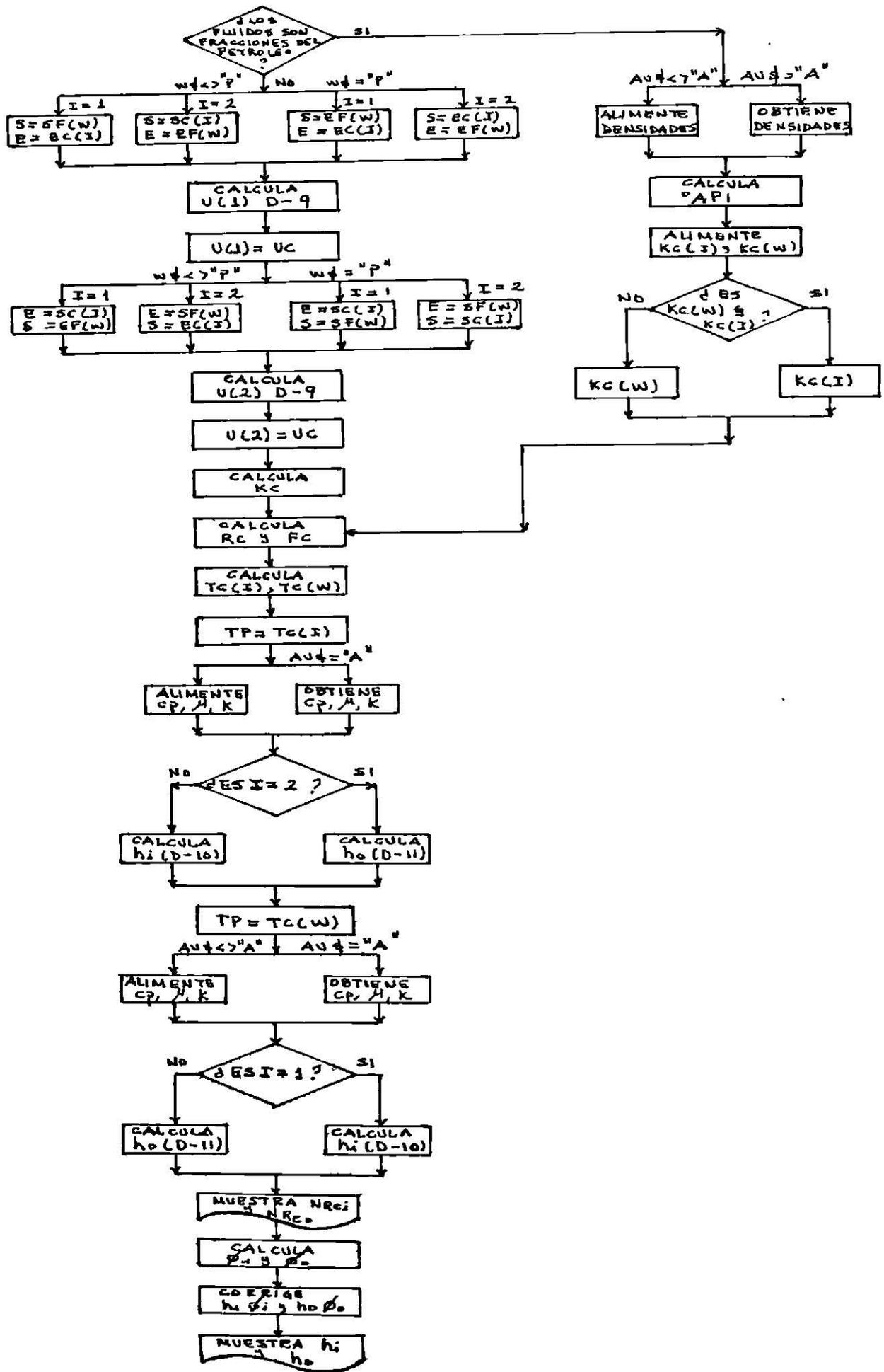


Fig. 2.3

ARREGLO DE TEMPERATURAS "METODO TEMT. CALORICAS"

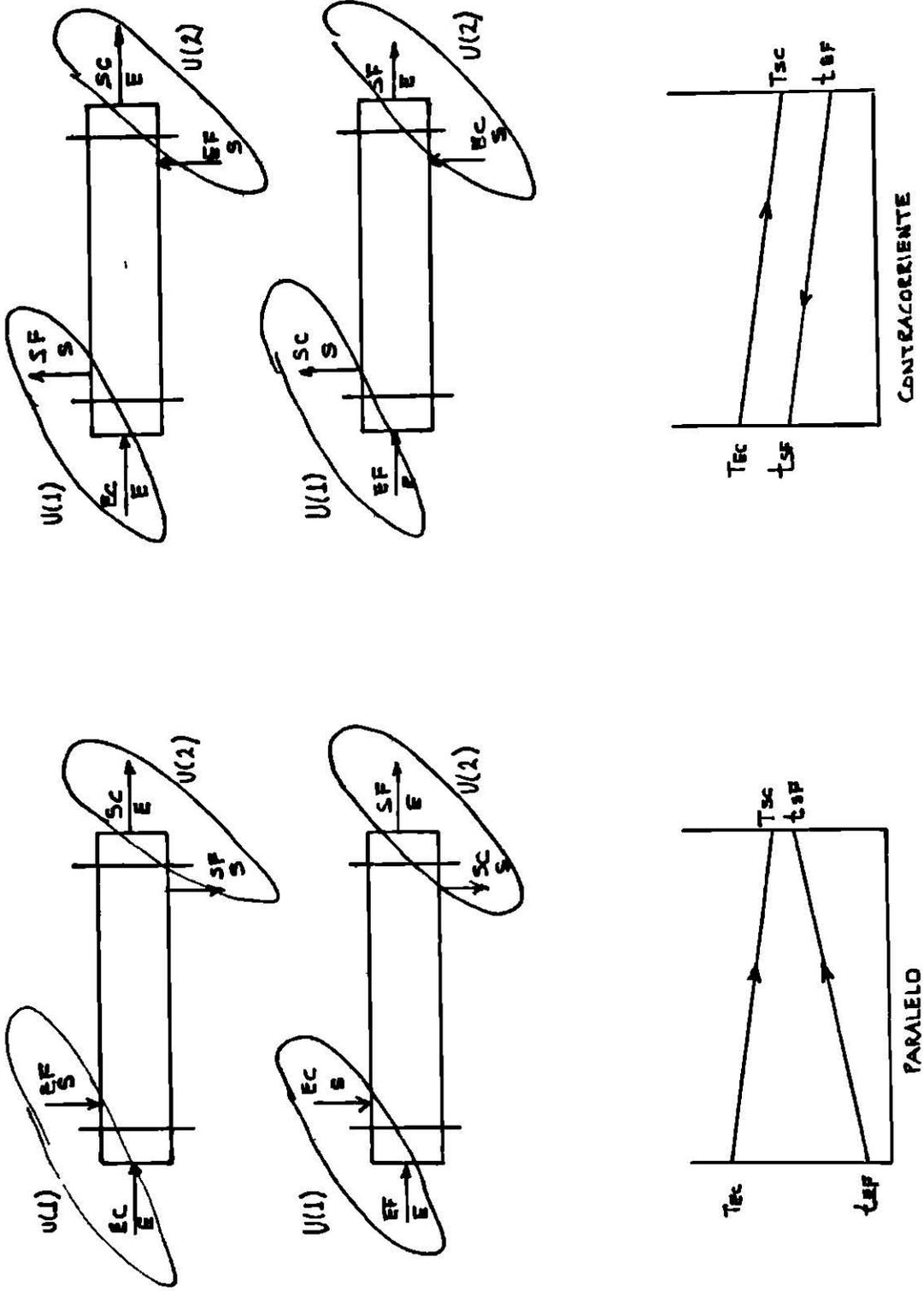
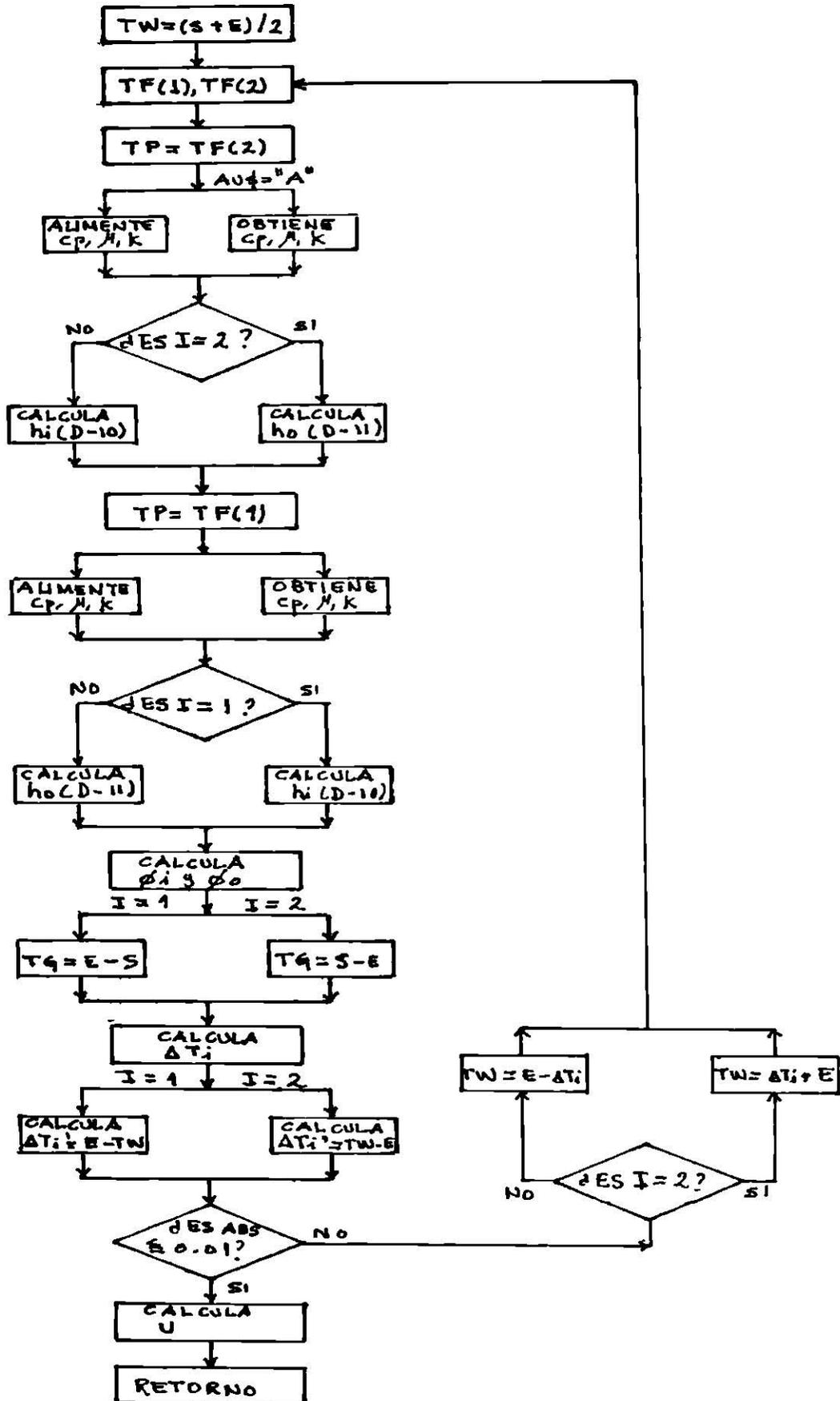


Diagrama De Flujo No.9
Coeficientes Globales Puntuales.



- 3.- Se calculan los coeficientes individuales de película h_i y h_o .
- 4.- Se corrigen de acuerdo con los factores 2.22 y 2.23.
- 5.- Se calcula la caída global de temperaturas ΔT_G (ec. 2.32 o 2.33), y la caída a través de la película ΔT_i (ec. 2.37).
- 6.- Se calcula nuevamente la caída a través de la película pero con las ecuaciones 2.38 o 2.39.
- 7.- Se comparan los valores obtenidos de la ecuación 2.37 y los de las ecuaciones 2.38 o 2.39. Si son diferentes en tan solo 0.1 o menos, se tomarán como valores finales. Se continúa al siguiente punto. Si no lo son se calcula la temperatura de pared y se procede al punto 1.
- 8.- Se calcula el coeficiente global de transferencia U , puntual $U(1)$ y posteriormente $U(2)$.

SUBROUTINA DEL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE PELICULA POR EL INTERIOR DE LOS TUBOS, h_i .

La subrutina del cálculo del coeficiente h_i por el exterior de los tubos, son sin duda una parte importante del programa ya que de estos depende directamente el coeficiente global de transferencia.

En esta subrutina se dispone de las ecuaciones más comunes que se recopilaron de la literatura para los tres regímenes de flujo en convección forzada; incluye dos correlaciones especiales aplicadas cuando el fluido es agua.

Se le ha dado una estructura de modo que respeta las condiciones de aplicación que se establece en la bibliografía.

DESCRIPCION.

- 1.- Se calcula el N_{rei} y el N_{pri} .
- 2.- Si el fluido es agua, se calcula el coeficiente con la ecuación 2.55 a temperatura de película y con la ecuación 2.54 si es a temperatura calórica. Ambos cálculos son efectuados si el N_{rei} está en el rango de 4,800 a 48,000.
- 3.- Para fluidos diferentes de agua en régimen laminar se dispone de la ec. 2.49, la cual es aplicable para $(N_{rei}N_{pri} D_i/L) \geq 100$; si o se cumple esta condición se tiene la opción de terminar o continuar.
- 4.- Para fluidos diferentes de agua en régimen transitorio se emplea la ecuación 2.50 con las opciones de continuar o terminar el programa.
- 5.- Para fluidos diferentes de agua en régimen

turbulento se dispone de las ecuaciones 2.51, 2.52 y 2.53. La ec. 2.51 se aplica para fluidos viscosos (mayores de 1 cp); la ecuacion 2.52 se aplica para $N_{pr} >$ de 0.7 y $<$ de 120 y para fluidos que sufren calentamiento y enfriamiento; la ecuacion 2.53 se aplica cuando no se cumple la condicion del rango del N_{pr} .

NOTACIONES.

- 1.- ¿Es $48,000 > N_{rei} > 4,800$?
- 2.- ¿Es $(N_{rei} N_{pri} D_i/L) \geq 100$?
- 3.- $XZ(7) = 1 + (D_i/L) \exp. 0.7$
- 4.- ¿Es $120 > N_{pri} > 0.7$?

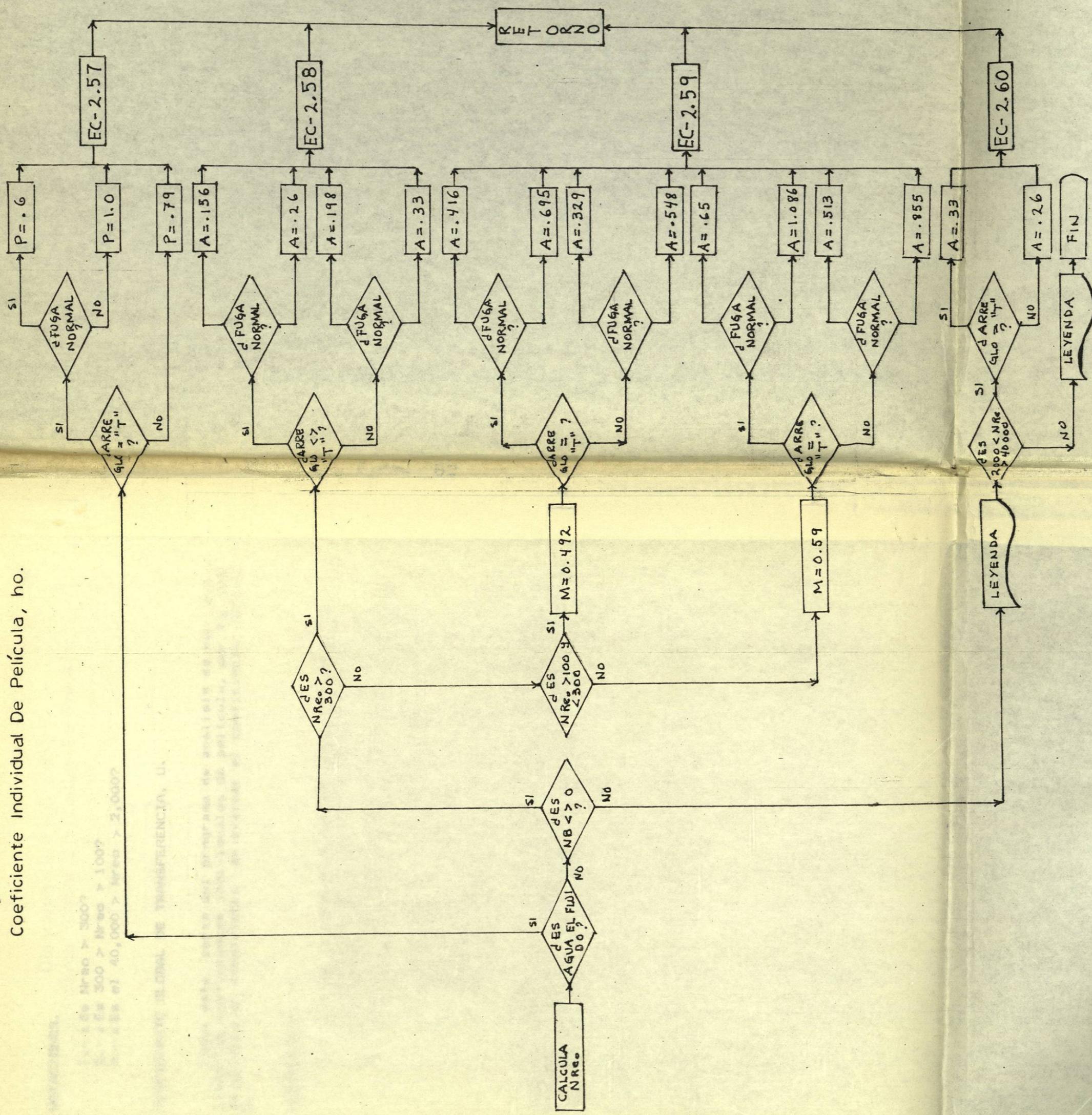
- A) "La ecuacion para agua existente en este programa es para numeros de Reynolds de 4,800 a 48,000"
- B) "No se dispone de una ecuacion exacta para las condiciones que usted alimenta y el coeficiente individual de pelicula puede darle valores muy bajos".
- C) "Se encuentra en regimen de transicion".

SUBROUTINA DEL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE PELICULA POR EL EXTERIOR DE LOS TUBOS, ho.

DESCRIPCION.

- 1.- Se calcula el N_{re} .
- 2.- Para agua se emplea la ecuacion 2.57, donde el factor P toma diferentes valores dependiendo del arreglo o del tipo de fugas.
- 3.- Para $N_{re} > 3,000$ se calcula el coeficiente individual por la ec. 2.58 donde el valor de la constante A tiene diferentes valores, dependiendo del tipo de arreglo de los tubos y de las fugas.
- 4.- Para $100 < N_{re} < 300$ se obtiene el coeficiente individual por la ec. 2.59, donde la constante "m" toma el valor de 0.492. Para N_{re} fuera del rango mencionado se emplea la misma ecuacion pero el valor de la constante $m = 0.59$.
- 5.- Cuando el intercambiador no presenta baffles segmentados se obtiene el coeficiente individual ho por la ec. 2.60, teniendo como condicion que el N_{reo} este dentro del rango de 2,000 a 4,000, si no es cumplida esta condicion se advierte al usuario y debera de correr nuevamente el programa.
- 6.- Despues el calculo de los coeficientes retornar la subrutinas.

Diagrama De Flujo No.11
 Coeficiente Individual De Película, ho.



NOTACIONES.

- 1.- ¿ Es $N_{reo} > 300$?
- 2.- ¿ Es $300 > N_{reo} > 100$?
- 3.- ¿ Es el $40,000 > N_{reo} > 2,000$?

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA, U.

Hasta esta parte del programa de analisis se han evaluado los coeficientes individuales de pelicula, por lo que ya se esta en condiciones de evaluar el coeficiente global U.

DESCRIPCION.

- 1.- Se pide la conductividad del metal de los tubos y se sustituye en la ec. 2.74, para obtener el coeficiente global U.
- 2.- Se calcula el area de transferencia con la ec. 2.1 y se compara con las tres posibilidades siguientes:
 - a) Cuando el area calculada es menor al area de referencia.
 - b) Cuando el area calculada es igual a la de referencia.
 - c) Cuando el area calculada es mayor a la de referencia.

Esta comparacion se hace para dar una idea de cuan diferente pueden ser los valores. Sin embargo se debe de interpretar con criterio, ya que con la informacion alimentada, seria dificil llegar a obtener la misma area de transferencia como la que posea el equipo (caso b).

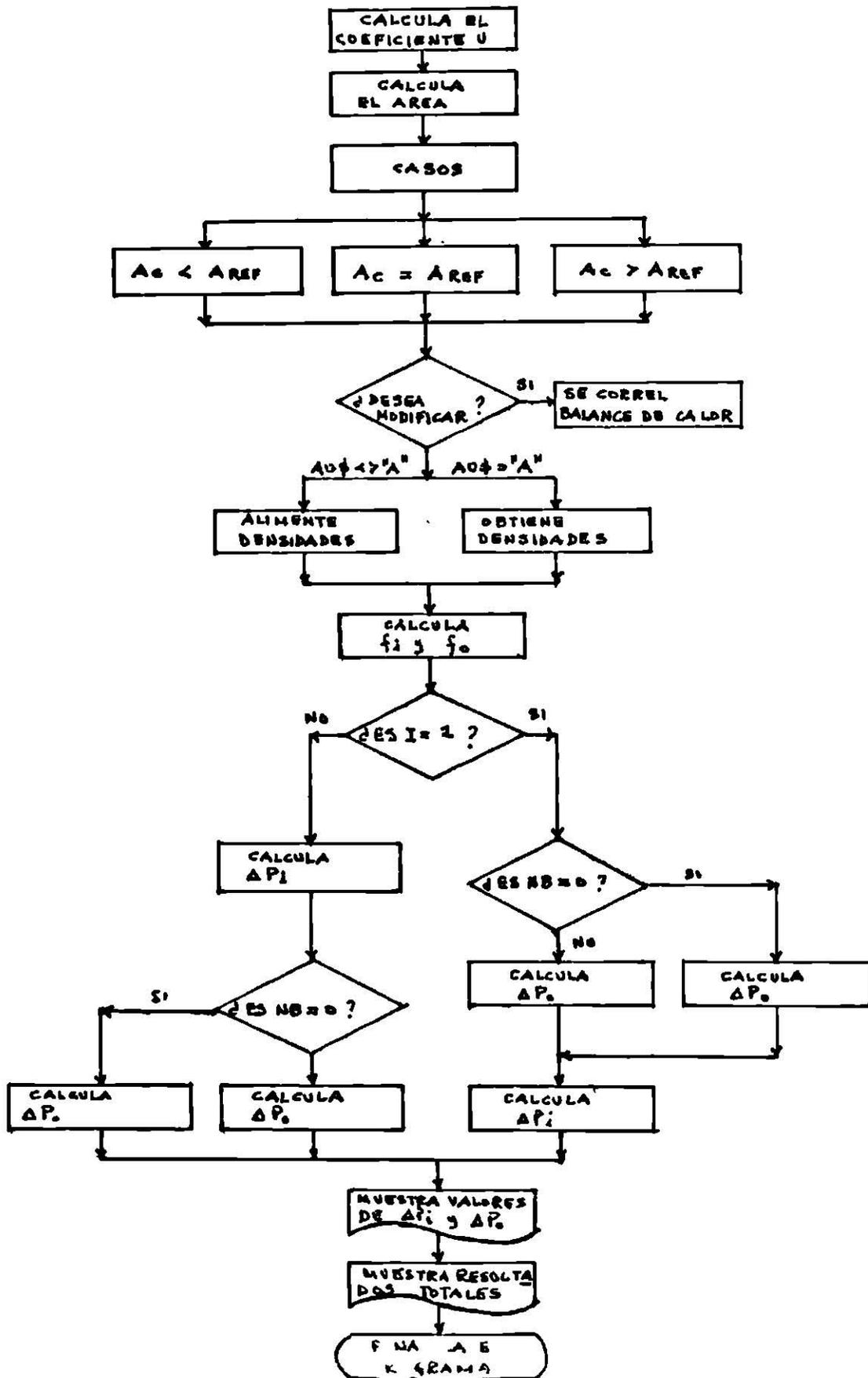
CAIDAS DE PRESION POR TUBOS Y CORAZA.

El calculo de la caida de presion a traves del intercambiador, considera principalmente las perdida en los tubos.

DESCRIPCION.

- 1.- Se obtienen los factores de friccion por los tubos y por la coraza con la ecuacion 2.73, empleando las constantes respectivas segun el valor de los numeros de Reynolds.
- 2.- Se obtienen (o se alimentan), las densidades de los fluidos.

Diagrama De Flujo No.12 Coeficiente Global U y Caídas De Presión.



- 3.- Se calcula la caída de presión por los tubos o por la coraza, dependiendo de la ubicación del fluido caliente. La caída de presión por los tubos, se calcula con la ec. 2.68 y la de la coraza con las ecuaciones 2.71 y 2.72, esta última cuando el intercambiador no presenta baffles segmentados.
- 4.- Se presentan los valores calculados.
- 5.- Se presenta el resumen de datos de construcción y de operación obtenidos en los programas.
- 6.- Finaliza el programa de Análisis.

DISEÑO CORAZA Y TUBOS.

Este programa denominado Diseño de Coraza y Tubos, presenta 47 líneas más que el de Análisis de Coraza y Tubos, siendo el último de los que componen el paquete computacional para coraza y tubos.

El objetivo de este programa es el de obtener el diseño térmico de un intercambiador de coraza y tubos, en base a un procedimiento que está basado en suponer un intercambiador existente, probando y chequeando que los parámetros de diseño sean los adecuados de acuerdo a los datos de construcción y operación que se establecen.

El programa se ha organizado empleando casi en su totalidad el programa de análisis añadiendo, modificando y excluyendo algunas líneas de programación.

Por ejemplo, en Análisis se piden entre otros datos, el número de tubos, el número de pasos, área de transferencia y diámetro de coraza, mientras que estos datos pasan a ser en el diseño las incógnitas que habrá que determinar convincentemente.

DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR.

En un diseño únicamente se conocen condiciones de proceso. Para dimensionar el equipo adecuado, los cálculos se deben hacer de una manera ordenada suponiendo la existencia de un intercambiador y probándolo para un factor de obstrucción y caídas de presión adecuados.

En la ecuación de Fourier $Q = A U (MLDT) Ft$; la carga térmica se determina del balance de calor; el área de transferencia del número, diámetro y longitud de los tubos; MLDT y Ft del arreglo de temperaturas, quedando únicamente de obtener el coeficiente global de transferencia "U", que es calculable de las condiciones de flujo de los fluidos por medio de los coeficientes individuales de película.

El coeficiente de diseño "U" a su vez se relaciona mediante un factor de obstrucción razonable "Uc" que refleja las características de transferencia de los fluidos.

A continuación se presenta el algoritmo de cálculo de un diseño ordinario de un intercambiador, estos pasos ordenados y codificados con las instrucciones y ecuaciones respectivas comprenden el contenido del programa.

Consulte el diagrama de flujo No. 13.

DESCRIPCION.

- 1.- Se inicia con la alimentación de datos de diseño.
- 2.- Se calcula el área inicial de transferencia "A" por medio de la ecuación 2.1.
- 3.- Se transforma el área calculada en número de tubos requeridos de acuerdo a las dimensiones del tipo de tubos que se eligieron.
- 4.- Se modifica el número de tubos de acuerdo a la disposición de arreglo de tubos en los espejos, empleando las tablas Nos. 7.1 y 7.2.
- 5.- Se alimenta el diámetro de coraza.
- 6.- Se ajusta el área de transferencia de acuerdo a la modificación de tubos.
- 7.- Se obtiene el coeficiente global de transferencia U que corrige el valor tentativo alimentado inicialmente en el punto 1.
- 8.- Se calcula el Nrei (por los tubos) y la velocidad en los tubos y se muestran los valores calculados.
- 9.- Se obtiene el factor de fricción por los tubos, empleando la ec. 2.73.
- 10.- Se calcula la caída de presión de los tubos ΔP_1 , con la ec. 2.68; se muestra el valor obtenido.
- 11.- Se compara el valor calculado con el valor máximo requerido de presión; si el valor calculado es mayor del requerido, se presenta el siguiente menú de alternativas que el usuario deberá de emplear para disminución de la pérdida de presión; si es menor, continuar al siguiente punto.

Opciones:

- a) Acortando la longitud de los tubos.
- b) Disminuyendo el número de pasos por los tubos.
- c) Aumentando el diámetro.
- d) Disminuyendo el valor tentativo de "U".

La toma de cualquier decisión conduce al programa al punto 1.

- 12.- Se pregunta si la caída de presión ΔP_1 es menor de la mínima requerida; si esto es así se presenta el siguiente menú de alternativas que el usuario deberá de emplear para aumentar la ΔP_1 :

Opciones:

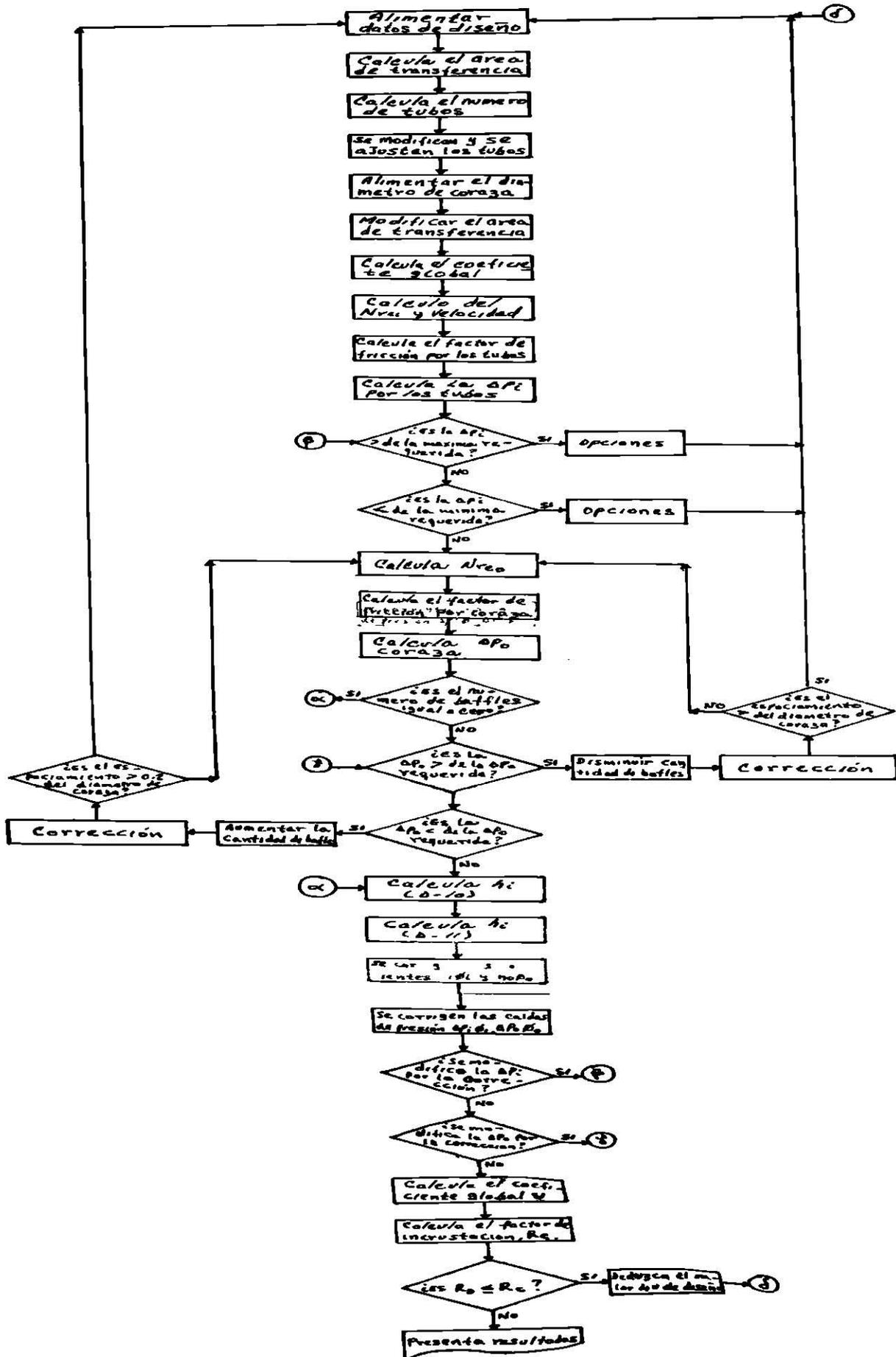
- a) Aumentando la longitud de los tubos.
- b) Aumentando el numero de pasos.
- c) Disminuyendo el diametro.
- d) Aumentando el coeficiente global "U".

La toma de cualquier decision conduce al programa al punto 1.

- 13.- Se calcula la velocidad lineal por los tubos.
- 14.- Se calcula el Nreo (por la coraza); si el intercambiador tiene bafles segmentados se obtendra con la ec. 2.62, 2.63 o 2.64 ; si no los tiene con la ec. 2.62 y 2.66.
- 15.- Se muestra el valor de Nreo calculado.
- 16.- Se calcula el factor de friccion por la coraza con la ec. 2.73.
- 17.- Se calcula la ΔP_o (por la coraza) con la ec. 2.71 si presenta bafles segmentados; si no los tiene se obtendra con la ec. 2.72 ; se muestra el valor calculado.
- 18.- Si el numero de bafles es igual a cero, continuar en el punto 26.
- 19.- Se compara la ΔP_o del punto 17 con el maximo requerido; si es menor continuar en el punto 22; si es mayor se advierte que la ΔP_o es mayor de la minima requerida por lo cual debe disminuir la cantidad de bafles; ir al punto 1 para la correccion y retornar.
- 20.- Se pregunta si el espaciamiento de los bafles es mayor del diametro de coraza; si es asi se advierte que el espaciamiento ha sobrepasado el limite recomendado, debera aumentar el coeficiente global "U"; continuar en el punto 1.
- 21.- Si la decision del punto 20 fue negativa, continuar en el punto 14.
- 22.- Se pregunta si ΔP_o es menor del valor minimo requerido; si es negativa la decision continuar en el punto 26.
- 23.- Se anuncia que la caida de presion es menor de la minima permitida, aumentar el numero de bafles; ir al punto 1 para corregir y retornar.
- 24.- Se pregunta si el espaciamiento de los bafles es mayor de 0.2 Dc; si es afirmativa la decision, continuar en el punto 14.
- 25.- Se advierte que el espaciamiento ha sobrepasado el limite recomendado y debera de aumentar el valor tentativo de "U"; retornar al punto 1.
- 26.- Se calcula el coeficiente individual de pelicula por el interior de los tubos h_i .
- 27.- Se calcula el coeficiente individual de pelicula por el exterior de los tubos h_o .
- 28.- Se corrigen los coeficientes individuales h_i y h_o por los metodos iterativos de temperaturas medias o caloricas, dependiendo del metodo seguido (vease

- programa de Analisis).
- 29.- Se corrigen las caidas de presion ΔP_i y ΔP_o por los factores de viscosidad μ_1 y μ_o respectivamente.
 - 30.- Se checa que las caidas de presion ΔP_i y ΔP_o se encuentren dentro de los rangos maximos y minimos; si ΔP_i se modifico, continuar en el punto 11; si ΔP_o se modifico, continuar en el punto 19.
 - 31.- Se calcula el coeficiente global "U" (denominado U clean o limpio), con la ec. 2.75.
 - 32.- Se obtiene el factor de incrustacion total R_c con la ec. 2.77.
 - 33.- Se compara el factor de obstruccion total R_d (de diseno), con el factor R_c (calculado); si R_d es menor o igual a R_c , reducir el valor tentativo de "U"; retornar al punto 1.
 - 34.- Se presenta un resumen de resultados de:
 - a) Datos de construccion.
 - b) Datos de operacion.
 - c) Resultados de operacion.
 - 35.- Se termina el programa.

Diagrama De Flujo No. 13 Diseño.



2.4 RESULTADOS DEL PAQUETE DE CORAZA Y TUBOS.

Esta seccion incluye cinco problemas resueltos con el paquete computacional descrito, con el fin de apoyar la veracidad de los programas desarrollados.

Estos problemas han sido sustraídos de los capitulos 7 y 11 de la referencia 2 de la bibliografia y se corroboran con los resultados que obtiene el autor.

Los problemas son:

- 1.- Intercambiador para Kerosena-Aceite Crudo.
- 2.- Intercambiador para Agua destilada-Agua cruda.
- 3.- Intercambiador para una solucion de $K_3PO_4-H_2O$.
- 4.- Prueba experimental en el intercambiador de la Facultad de Ciencias Quimicas (UASLP).
- 5.- Diseno de un intercambiador para Strawoil-Nafta.

Los problemas 1,3 y 5 se han corrido en forma -manual- por no tenerse informacion de estos fluidos en el paquete de propiedades.

Asi mismo los problemas del 1 al 4 se han solucionado por la modalidad de analisis.

Cada problema presenta tres secciones:

- a) Enunciado. Donde se plantea la utilidad a ciertas condiciones de servicio.
- b) Recopilacion y resumen de datos e informacion necesaria para el programa.
- c) Solucion. Presentada en forma de tablas que contienen los parametros primordiales de la operacion del equipo, asi, como las respuestas a las condiciones planteadas en el inciso a.

El problema No. 4, por ser corrida experimental no se plantea enunciado, presentandose unicamente la tabla de Resumen de datos obtenidos en la corrida del equipo.

En el problema No. 5, se efectuan dos tentativas, debido a que en la primera no se cumple el requisito de Rc Factor de Obstruccion-.

PROBLEMA No. 1: Intercambiador de Kerosena-Aceite Crudo.

19,867 Kg/hr de una Kerosena de 42 °API salen del fondo de una columna de destilacion a 198.9 °C y deben de enfriarse a 93.3 °C, mediante 67,585 Kg/hr de un crudo de 34 °API que vienen de un tanque de almacenamiento a 37.7 °C y se calienta a 76.6 °C; se permite una caida de presion de 0.7 Kgf./cm² en ambas corrientes y, de acuerdo a las tablas, un factor de obstruccion de 0.00061 m²-hr-°C/Kcal sera adecuado.

Se dispone para este servicio de un intercambiador de 0.54 m de diametro que tiene 158 tubos de 0.0254 m de diametro externo, 13 BWG de 4.87 m de longitud arreglados en cuadro de 0.032 m de paso. Los tubos estan arreglados en cuatro pasos y los deflectores estan espaciados 0.127 m.

- ¿Sera adecuado el intercambiador?
- ¿Cual es el factor de obstruccion?

RESUMEN DE DATOS.
Problema No. 1

Concepto	Tubos	Coraza	Unidades
Datos Generales.			
Tipo de intercambiador	coraza y tubos		
Modalidad	analisis		
Operacion del prog.	Manual		
Flujo	cruzado.		
Balace de calor	opcion 1		
Ubicacion de fluidos	Ac.Crudo	Kerosena	
Datos de Operacion.			
Temp. entrada	37.8	198.9	°C
Temp. salida	76.7	93.3	°C
Gastos masicos	67,646	19,885	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal./@ t. °C	.49/56.9	.604/146.1	Kcal/Kg. °C
Visc./@ t. °C.	16.2/37.8	2.41/93.3	Kg./hr m.
Cond. cal./@ t. °C			
Dens./@ t. °C	860	820	Kg/m ³
Cond.metal/@ t. °C	327		Kcal/hr m ² °C/m
Datos de Construccion.			
Diam. externo	0.0254		m
Diam. interno	0.0206		m
Diam. medio log.	0.023		m
Espesor de pared	0.0024		m
Longitud	4.8768		m
Area de flujo	3.323E-4		m ²
Numero de:	158 tubos	38 bafles	
Claro entre tubos	0.00635		m
Dist. centro-centro	0.03175		m
Numero de pasos	4	1	
Arreglo tubos.	cuadrado		
Espaciado-bafles		0.127	m
Fugas		s/f	
Area de Transf. (Ao)	61.502		m ²
Fact. de obst. tot.	0.00061		m ² hr-°C/tcal

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.
Problema No. 1

Parametro	Referencia	Programas	Unidades	% de Error
Qc	1,285,200	1,259,926	Kcal/hr	2.00
Qf	1,285,200	1,289,400	Kcal/hr	-0.32
MLDT	84.7	84.5	°C	0.23
Ft	0.905	0.89	Adim.	1.68
Tcc	137.8	137.1	°C	0.51
Tcf	53.9	53.9	°C	-
Nrei	8,220	8,425	Adim.	-2.43
Nreo	25,300	25,707	Adim.	-1.58
hic	590	800.6	Kcal/hr-m ² -°C	-26.30
hoc	790	966.8	Kcal/hr-m ² -°C	-18.28
Two	102	99.4	°C	2.54
Uc	338.3	388.4	Kcal/hr-m ² -°C	-12.9
Ud	272	313.9	Kcal/hr-m ² -°C	-15.40
Rd	0.00061	0.00061	hr-m ² -°C/Kcal	0.00
Ac0	61.5	54.5	m ²	12.84
ΔPi	0.647	0.73	Kgf/cm ²	-11.37
ΔPo	0.246	0.266	Kgf/cm ²	-7.51

RESPUESTA:

Se notara que se obtiene un factor de obstruccion de 0.00061 requerido para lograr un periodo de mantenimiento razonable.

La caida de presion por los tubos es ligeramente mayor (4.3%) a la minima permitida por lo cual se puede considerar normal dentro del % de error normal del programa.

La caida de presion por la coraza es satisfactoria ya que no excede la maxima permitida, por lo cual se puede esperar que el intercambiador sea satisfactorio para el servicio destinado.

PROBLEMA No.2: Intercambiador de Agua destilada-Agua cruda.

79,378 Kg/hr de agua destilada entran a un intercambiador a 33.9 °C y salen a 29.4 °C; el calor debe ser transferido a 127,005 Kg/hr de agua cruda proveniente de una fuente de suministro a 23.9 °C y salen del intercambiador a 26.7 °C. Se permite una caída de presión de 0.7 Kg/cm² en ambas corrientes y se prevee un factor de obstrucción de 0.0001 hr-m²-°C/Kcal para el agua destilada y 0.000307 hr-m²-°C/Kcal para agua cruda, cuando la velocidad de los tubos excede de 1.829 m/seg.

Se dispone para este servicio de un intercambiador de 0.387 m de diametro interno que contiene 160 tubos de 0.01905 m de diametro externo y 18 BWG de 4.876 m de longitud arreglados en forma triangular con paso de 0.238 m; el haz de tubos esta arreglado en dos pasos y los deflectores estan espaciados 0.3848 m.

¿Es adecuado el intercambiador?.

RESUMEN DE DATOS.
Problema No. 2

Concepto	Tubos	Coraza	Unidades
Datos Generales.			
Tipo de intercambiador	coraza y tubos		
Modalidad	analisis		
Operacion del prog.	automatico		
Flujo	cruzado		
Balace de calor	opcion 1		
Ubicacion de fluidos	H ₂ O Cruda	H ₂ O dest.	
Datos de Operacion.			
Temp. entrada	23.9	33.9	°C
Temp. salida	26.7	29.4	°C
Gastos masicos	127,005	79,379	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t. °C	1	1	Kcal/Kg.°C
Visc. /@ t. °C	3.38/25	2.88/32	Kg/hr-m
Cond. cal/@ t. °C	0.53/25	0.538/32	Kcal/hr-m-°C
Dens. /@ t. °C	997/25	995/32	Kg/m ³
Cond.metal/@ t.°C	329.9/25		Kcal/hr-m ² °C/m
Datos de Construccion.			
Diam. externo	0.01905		m
Diam. interno	0.01656	0.387	m
Diam. medio log.	0.01777		m
Espesor de pared	0.00124		m
Longitud	4.8768		m
Area de flujo	2.16E-4		m ²
Numero de:	160 tubos	15 bafles	
Claro entre tubos	0.004763		m
Dist. centro-centro	0.0238		m
Numero de pasos	2	1	
Arreglo tubos.	triangular		
Espaciado-bafles		0.3048	m
Fugas		s/f	
Area de Transf. (A _o)	46.64		m ²
Factor de obstrucc.	0.000307	0.00010	hr-m ² °C/kcal

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.
Problema No. 2

Parametro	Referencia	Programa	Unidades	% de Error
Qc	352,800	353,235	Kcal/hr	-0.12
Qf	352,800	353,076	Kcal/hr	-0.07
MLDT	6.33	6.35	°C	-0.31
Ft	0.945	0.946	Adim.	-0.10
Tmc	31.67	31.66	°C	0.00
Tmf	25.28	25.28	°C	0.00
Nrai	36,400	36,885	Adim.	-1.31
Nrao	16,200	16,259	Adim.	-0.36
hi	5,638	6,626	Kcal/hr-m ² -°C	-14.90
ho	4,930	4,886	Kcal/hr-m ² -°C	0.90
Tw		28.57		-
Uc	2,621	2,644.10	Kcal/hr-m ² -°C	-0.88
Ud	1,264	1,262	Kcal/hr-m ² -°C	-0.03
Rd	0.00041	0.00041	hr-m ² -°C/Kcal	-0.00
Aco	46.64	46.56	m ²	0.17
ΔPi	0.52	0.55	Kgf/cm ²	-5.45
ΔPo	0.54	0.48	Kgf/cm ²	12.50

RESPUESTA:

Observese que el coeficiente global de transferencia Ud en este problema es 5 veces mayor al del problema 1 (Kerosena-Ac.Crudo), esto se debe a las excelentes propiedades termicas del agua.

Tambien se puede observar que se cumplen satisfactoriamente las condiciones de factor de obstruccion, al obtenerse un valor de 0.00041.

Asi mismo las caidas de presion de ambas corrientes son menores de 0.7 Kg/cm²., por lo cual el intercambiador resulta satisfactorio.

PROBLEMA No. 3: Enfriador de solución K_3PO_4 Agua.

9,144 Kg/hr de una solución de K_3PO_4 al 30%, de gravedad específica a 48.8 °C ($s = 1.3$), debe enfriarse de 65.5 °C a 32.2 °C, usando agua de pozo de 20 °C a 32.2 °C. Se permiten caídas de presión de 0.7 Kgf/cm² en las dos corrientes y se requiere un factor total de obstrucción de 0.00041.

Se dispone para este servicio de un intercambiador 1-2 de 0.254 m de diámetro interno que tiene 52 tubos de 0.01905 m de diámetro externo, de 16 BWG y 4.876 m de longitud arreglados en cuadro de 0.0254 m de paso. El haz de tubos es arreglado para dos pasos y los deflectores espaciados 0.0508 m.

¿Será adecuado el intercambiador?.

RESUMEN DE DATOS.
Problema No. 3

Concepto	Tubos	Coraza	Unidades
Datos Generales.			
Tipo de intercambiador	coraza y tubos		
Modalidad	analisis		
Operacion del prog.	manual		
Flujo	cruzado		
Balace de calor	opcion 1		
Ubicacion fluidos	Agua	K_3PO_4	
Datos de operacion.			
Temp. entrada	20.0	65.6	°C
Temp. salida	32.2	32.2	°C
Gastos masicos	18,869	9,144	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t. °C			
Visc. /@ t. °C			
Cond. cal/@ t. °C			
Dens. /@ t. °C			
Cond.metall/@ t. °C			
Datos de construccion.			
Diam. externo	0.01905		m
Diam. interno	0.01575	0.2545	m
Diam. medio log.	0.01735		m
Espesor de pared	0.001651		m
Longitud	4.8768		m
Area de flujo	1.94E-4		m ²
Numero de:	52 tubos	95 baffles	
Claro entre tubos	0.00635		m
Dist. centro-centro	0.0254		m
Numero de pasos	2	1	
Arreglo	cuadrado		
Espaciado-baffles		0.0508	m
Fugas		s/f	
Area de transf. (A _o)	15.17		m ²
Factor de obst. tot.	0.00041		hr-m ² -°C/Kcal

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.
Problema No. 3

Parametro	Referencia	Programa	Unidades	% de Error
Qc	230,580	231,413	Kcal/hr	-0.35
Qf	230,580	230,414	Kcal/hr	0.07
MLDT	21.06	21.08	°C	0.00
Ft	0.81	0.80	Adim.	1.25
Tcc	48.90	45.90	°C	6.50
Tcf	26.11	25.00	°C	4.40
Nrai	17,900	17,903	Adim.	0.00
Nrao	15,750	15,705	Adim.	0.28
h _{ic}	3,232	3,988	Kcal/hr-m ² -°C	-18.95
h _{oc}	2,724	3,212	Kcal/hr-m ² -°C	-15.19
T _w	-	34.32	°C	
U _c	1,479	1627.33	Kcal/hr-m ² -°C	-16.80
U _d	893.4	970.0	Kcal/hr-m ² -°C	-8.57
R _d	0.00041	0.000416	hr-m ² -°C/Kcal	-0.00
A _{co}	15.17	13.94	m ²	8.82
ΔP _i	0.162	0.146	Kgf/cm ²	10.95
ΔP _o	0.668	0.709	Kgf/cm ²	-5.78

RESPUESTA:

El intercambiador es adecuado ya que se obtiene un factor de obstruccion R_d de 0.000416.

La caída de presión por los tubos ΔP_i es menor de 0.7 Kgf/cm².

La caída de presión por la coraza ΔP_o sobrepasa ligeramente el valor máximo permitido por lo cual se puede considerar satisfactorio dentro de los límites de error del programa.

RESUMEN DE DATOS.
Problema No. 4

Concepto	Tubos	Coraza	Unidades
Datos Generales.			
Tipo de intercambiador.	coraza y tubos		
Modalidad	analisis		
Operacion del prog.	automatico		
Flujo	cruzado		
Balace de calor	opcion 1		
Ubicacion de fluidos	Agua	Agua	
Datos de Construccion.			
Temp. entrada	27	82	°C
Temp. salida	39	65	°C
Gastos masicos	3,321	2,637	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Capac. cal/@ t. °C			
Visc. /@ t. °C			
Cond. cal/@ t. °C			
Dens. /@ t. °C			
Cond.metal/@ t. °C			
Datos de Construccion.			
Diam. externo	0.01587		m
Diam. interno	0.0144	0.1023	m
Diam. medio log.	0.01512		m
Espesor de pared	0.00071		m
Longitud	0.90		m
Area de flujo	1.62E-4		m ²
Numero de tubos	17 tubos	7 baffles	
Claro entre tubos	0.00419		m
Dist. centro-centro	0.01994		m
Numero de pasos	1	1	
Arreglo	triangular		
Espaciado-baffles		0.112	
Fugas		s/f	
Area de transf.(Ao)	0.763		m ²
Factor de obstruc.	0	0	

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.
Problema No. 4

Parametro	Programa	Unidades
Qc	44,829	Kcal/hr
Qf	39,852	Kcal/hr
MLDT	40.44	'C
Ft	1.00	Adim.
Tcc	73.18	'C
Tcf	32.78	'C
Nrei	6,171	Adim.
Nreo	9,320	Adim.
hic	1,851	Kcal/hr-m ² -°C
hoc	3,573	Kcal/hr-m ² -°C
Tw	43.49	'C
Uc	1,142.7	Kcal/hr-m ² -°C
Ud	1,139	Kcal/hr-m ² -°C
Rd	0.000028	hr-m ² -°C/Kcal
Aco	0.86	m ²
ΔPi	0.0105	Kgf/cm ²
ΔPo	0.59E-4	Kgf/cm ²

RESPUESTA:

En esta corrida experimental con el intercambiador de calor del Laboratorio de la Facultad de Ciencias Químicas se puede observar que se opera por debajo de sus condiciones normales dando Numeros de Reynolds bajos (Regimen de Transición) y consecuentemente coeficientes individuales de película (hi y ho) y caídas de presión también bajas.

Para lograr parametros adecuados es necesario aumentar los gastos masicos de los fluidos.

PROBLEMA No. 5: Diseño de un Intercambiador Strawoil-Nafta.

13,529 Kg/hr de un Aceite Ligero de 35 °API a 171.1 °C se usan para precalentar 46,762 kg/hr de una Nafta de 48 °API de 93.3 °C a 110 °C. La viscosidad del aceite es de 5.0 cp. a 37.7 °C y 2.3 cp. a 98.8 °C; la viscosidad de la Nafta es 1.3 cp. a 37.7 °C y 0.54 cp. a 98.8 °C. Se permite una caída de presión de 0.7 Kg/cm².

Debido a que el aceite tiende a depositar residuos considere un factor combinado de obstrucción de 0.00102 hr-m²/°C/Kcal y use un arreglo en cuadro. La práctica en la planta es emplear tubos de 3/4 " DE. de 16 BWG con 16 pies de longitud siempre que sea posible.

Dimensione un equipo para estas necesidades.

RESUMEN DE DATOS.
Problema No. 5

Concepto	Tubos	Coraza	Unidades
Datos Generales.			
Tipo de intercambiador.	coraza y tubos		
Modalidad	diseno		
Operacion del prog.	manual		
Flujo	contracorriente		
Balace de calor	opcion 3		
Ubicacion fluidos	Nafta	Strawoil	
Datos de Operacion.			
Temp. entrada	93.3	171.1	°C
Temp. salida	110.0	desc.	°C
Gastos masicos	46,762	13,529	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t. °C			
Visc. /@ t. °C			
Cond. cal/@ t. °C			
Dens. /@ t. °C			
Cond.metal/@ t. °C			
Datos de Diseno.			
Diam. externo	0.01905		m
Diam. interno	0.01574	determinar	m
Diam. medio log.	0.01734		m
Espesor de pared	0.00165		m
Longitud	4.8768		m
Area de flujo	1.948E-4		m ²
Numero de:	determin.	55 bafles	
Clare entre tubos	6.35E-3		m
Dist. centro-centro	0.0254		m
Numero de pasos	2	1	
Arreglo	cuadrado		
Espaciado-bafles		0.087	m
Fugas		s/f	
Area de transf. (Ao)	determin.		m ²
Factor de obst. tot.	0.000102		hr-m ² -°C/Kcal
Caida de presion max.	0.7	0.7	Kgf/cm ²
Caida de presion min.	0.1	0.1	Kgf/cm ²
Coef.global de Diseno	342		Kcal/hr-m ² -°C

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.
Problema No. 5

Parametro	Unidades	Referencia	Prueba #1	Prueba #2
Tsc	°C	115.55	115.36	115.36
Qpc	Kcal/hr	435,960	437,318	437,318
Qgf	Kcal/hr	435,960	437,318	437,318
MLDT	°C	38.50	38.32	38.32
Ft	Adim.	0.885	0.876	0.876
Tcc	°C	138	138	138
Tcf	°C	100	100	100
A(inicial)	m ²	37.44	38.09	44.44
No.tubos	pz	129	129.9	151.46
Ajuste	pz	124	124	166
Diam. cor.	m	0.3874	0.3874	0.4382
A(modif.)	m ²	36.23	36.19	48.44
Ud(modif.)	Kcal/hr-m ² -°C	353	360	268.89
Nrei	Adim.	31,300	31,331.7	23,404.42
fi	pie ² /pulg ²	0.0002	0.000432	0.0003505
ΔPi	Kgf/cm ²	0.148	0.2637	0.1539
v̄(tubos)	m/seg		1.4737	1.10
Dequiv.	m	0.241	0.024	0.024
Nreo	Adim.	7,000	5,329.17	5,066.2
fo	pie ² /pulg ²	0.00225	0.002365	0.00238
ΔPo	Kgf/cm ²	0.366	0.4197	0.3797
Npri	Adim.		8.8523	8.8523
hi	Kcal/hr-m ² -°C	1,605.52	1,685.35	1,334.57
Npro	Adim.		37.6	37.6
ho	Kcal/hr-m ² -°C	634.4	687.59	606.91
Tw	°C		127.0	126.1
hi	Adim.		1.016	1.01558
hi/fo	Kcal/hr-m ² -°C	1,327.3	1,712.44	1,355.36
fo	Adim.		0.9958	0.9954
ho/fo	Kcal/hr-m ² -°C	634.4	684.7	604.13
Uc	Kcal/hr-m ² -°C	430.6	461.44	392.45
Rc	hr-m ² -°C/Kcal	0.000512	0.0006106	0.0011708
Rd	hr-m ² -°C/Kcal	0.00102		
U(supuesta)	Kcal/hr-m ² -°C	293	293	-

RESPUESTA:

La primera prueba se desecha por no lograr el valor de factor de obstrucción R_d deseado (0.00061 VS. 0.0010).

No se lograría ventaja alguna invirtiendo las corrientes, es decir ubicar a la Nafta por la coraza y el aceite Strawoil por los tubos ya que el gasto de este último es el menor y tiene una viscosidad mayor, lo que provocaría un menor coeficiente individual al que presenta actualmente, por ser el coeficiente individual controlante.

Tampoco se pueden usar cuatro pasos por los tubos ya que aproximadamente duplicando estos se duplicaría la velocidad masica y daría ocho veces más la caída de presión del lado de los tubos excediendo por lo tanto a la caída de presión permisible.

Resulta que el intercambiador es pequeño, el valor supuesto del coeficiente global U_d debe reducirse, procediéndose a la prueba no. 2, la cual cumple satisfactoriamente las condiciones de R_d y Caídas de presión (consultar Tabla Comparativa del Problema No.5).

CAPITULO 3: INTERCAMBIADORES DE TUBOS CONCENTRICOS.

3.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

CONSTRUCCION.

Los materiales de construccion pueden variar dependiendo de los fluidos que se van a procesar. Se construyen generalmente con tuberia normal de acero o hierro.

Los intercambiadores mas comunes tienen como partes principales: dos juegos de tubos concentricos, dos tees conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U (Fig. 3.1).

A la unidad se le llama horquilla y la longitud efectiva es la distancia en cada rama sobre la que ocurre la transferencia de calor y excluye la prolongacion del tubo interior despues de la seccion de intercambio.

La longitud de cada seccion esta generalmente limitada a las longitudes estandard de los tubos; asi que, si se requiere una superficie apreciable para la transferencia de calor, se emplean frecuentemente los llamados bancos o secciones. Segun los pasos requeridos y las necesidades de operacion, se pueden arreglar en serie (Fig. 3.2) y serie-paralelo (Fig. 3.3). En un intercambiador tipico de esta clase, la tuberia interior puede ser de 1 1/4 in., y la exterior de 2 1/2 in.

VENTAJAS.

Se puede ensamblar en cualquier taller de plomeria a partir de partes estandard proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo, en longitudes efectivas de 12, 15 y hasta 20 pies. Su mayor uso es donde la superficie total de transferencia requerida es pequena de 9.3 a 18 mt o menos.

DESVENTAJAS.

No es util, cuando se requiere un area demasiado grande y las velocidades de flujo no pueden tratarse facilmente en pocos tubos, por lo que requieren de varios pasos, utilizando tubos concentricos en paralelo, ocupando asi demasiado espacio.

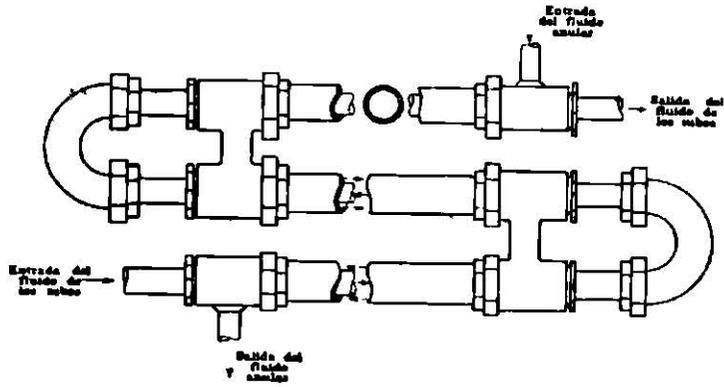


FIG. 3.1 Cambiador con tubuladura doble

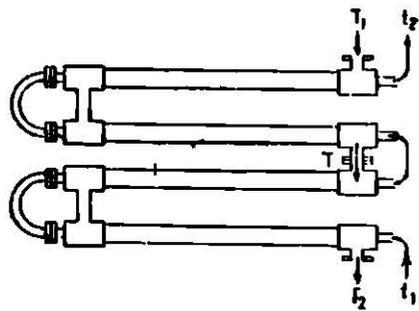


FIG. 3.2 Intercambiadores de doble tubo en serie

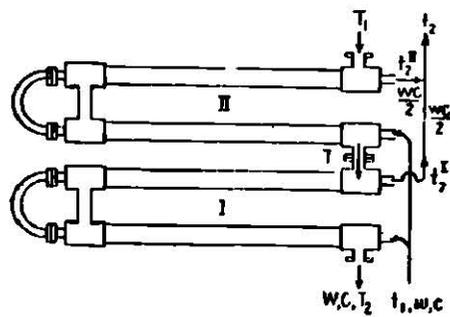


FIG. 3.3 Arreglo serie-paralelo

El tiempo y gastos requeridos para desarmarlos y hacerles limpieza periodica, son muy altos comparados con otro tipo de equipo.

APLICACIONES.

Generalmente en: tubos de caldera, condensadores, refrigerantes, evaporadores, calefaccion con vapor o agua caliente, etc.

3.2 ECUACIONES Y CORRELACIONES EMPLEADAS.

Las ecuaciones que han sido empleadas en este programa de Intercambiadores de calor de Tubos Concentricos, son comunes a las empleadas en el calculo de los parametros en equipos de Coraza y tubos. Estas comprenden desde la obtencion del balance energetico de los fluidos, la diferencia de temperaturas media logaritmica, metodo de temperatura aritmetica, metodo de temperaturas caloricas y subrutina de calculo del coeficiente individual de pelicula h_i (incluyendo sus limitaciones de aplicacion), para lo cual se remite al lector consultar el capitulo 2, seccion 3. En este capitulo se presentan solamente aquellas que son diferentes.

Ecuacion de Fourier para Intercambiadores de Doble Tubo:

$$Q = A U (MLDT) \quad (3.1)$$

Longitud Total de Transferencia:

$$LT = A / \pi D_o \quad (3.2)$$

Numero de Horquillas:

$$NH = LT / 2 L \quad (3.3)$$

COEFICIENTE INDIVIDUAL DE PELICULA POR EL ANULO, h_o .

Numero de Reynolds:

$$Nre_o = \frac{4 G_m}{\pi D_o \mu} = \frac{G_m D_e}{\mu} \quad (3.4)$$

Diametro Equivalente para Transferencia de Calor:

$$De = \frac{Da^2 - Do^2}{Do} \quad (3.5)$$

Regimen Laminar.

Si el $Nre \leq 200$ [24], se emplea la ecuacion:

$$ho = 0.86 \frac{k}{De} Nre^{0.43} Npr^{0.3} \quad (3.6)$$

Si el $Nre \leq 2,100$ [24], se emplea la ecuacion:

$$ho = \frac{k}{De} (0.35 + 0.47 Nre^{0.54}) Npr^{0.3} \quad (3.7)$$

Tambien puede estimarse el coeficiente individual de pelicula ho , por la ecuacion de Chen, Hawkins y Solberg [1].

$$(Nnu)_{am} = 1.02 Nre^{0.45} Npr^{0.5} \left(\frac{De}{L}\right)^{0.4} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{0.8} Ngr^{0.05} \quad (3.8)$$

Regimen de Transicion.

En este regimen se ha empleado la ecuacion de Hausen (2.50), que se ajusta tanto al extremo laminar como al extremo completamente turbulento, en forma adecuada.

Regimen Turbulento.

Para rangos de diametro $D_1 / D_2 > 0.2$, se recomienda la ecuacion de Monrad y Pelton [1], tanto para el flujo de entrada como el de salida del tubo.

$$ho = 0.02 Nre^{0.8} Npr^{1/3} \left(\frac{Da}{Do}\right)^{0.53} \frac{k}{Do} \quad (3.9)$$

Si no se cumple la relacion $D_1 / D_2 > 0.2$, se emplea la ecuacion:

$$h_o = 0.029 C_p \left(\frac{4 B_m}{\pi (D_a^2 - D_o^2)} \right)^{-0.2} N_{re}^{-2/3} N_{pr}^{0.15} (D_a/D_o) \quad (3.10)$$

Cuando es agua el fluido que va por el anulo, se dispone de una correlacion especifica para un rango de 40°F a 200°F.

$$h_o = 370 (1 + 0.0067 t)^{0.6} V^{0.4} / D_o \quad (3.11)$$

donde: V = en pies/seg.
 D_o = en pulg.

FACTOR DE FRICCION POR EL TUBO INTERNO.

Para la region de flujo laminar ($N_{re} \leq 2,100$), se considera la ecuacion de Haugen-Poiseuille [2], para el calculo del factor de friccion de Fanning.

$$f_i = 16 / D_B / \mu \quad (3.12)$$

Para fluidos dentro de tubos a regimen turbulento ($N_{re} \geq 2,100$), el factor de friccion viene dado por Drew, Koo y Mc.Adams [2], con $\pm 5\%$ de error para tubos de hierro.

$$f_o = 0.0014 + 0.125 / (D_B / \mu)^{0.32} \quad (3.13)$$

Para aceros comerciales, Wilson, Mc.Adams y Seltzer [2], dan la siguiente ecuacion con $\pm 10\%$ de error.

$$f_o = 0.0035 + 0.264 / (D_B / \mu)^{0.42} \quad (3.14)$$

FACTOR DE FRICCION POR EL ANULO.

En los calculos de caida de presion, la friccion no solamente se origina por la resistencia del tubo exterior, sino tambien es afectada por la superficie exterior del tubo interior. El perimetro humedo total es $\pi (D_2 + D_1)$.

Para obtener el factor de friccion por el anulo, se reemplaza "D", en las ecuaciones 3.12 a 3.14 por diametro equivalente (ecuacion 3.15).

CAIDA DE PRESION POR EL TUBO INTERNO.

La caída de presión por el tubo interior se calcula por la ecuación 2.67.

Usando un valor apropiado de factor de fricción por medio de las ecuaciones 3.12 a 3.14.

Es costumbre permitir una caída de presión de 5 a 10 lbf/pulg para un intercambiador o batería de intercambiadores que desempeñen el mismo servicio en un proceso, excepto donde el flujo es por gravedad.

CAIDA DE PRESION POR EL ANULO.

Como se hizo referencia en el factor de fricción por el anulo, el diametro equivalente para la caída de presión viene dada por:

$$De' = \frac{4 \text{ (Area de flujo)}}{\text{perimetro humedo de friccion}} = \frac{4 \pi (D_2^2 - D_1^2)}{4 \pi (D_2 + D_1)}$$

$$De' = (D_2 - D_1) \quad (3.15)$$

Esto conduce al resultado anomalo de que el numero de Reynolds para las mismas condiciones de flujo, G , D y μ son diferentes para transferencia de calor y caída de presión, puesto el De (ec. 3.5) debe estar sobre 2,100 y De' (ec. 3.15) queda abajo de 2,100.

Actualmente ambos Nre deberan considerarse unicamente aproximados, puesto que la distincion exacta entre flujo laminar y turbulento a un $Nre = 2,100$ no es completamente valida en el anulo.

$$\Delta F = \frac{4 f_0 G^2 L}{2 g \rho^2 De'} \quad (3.16)$$

CAIDAS DE PRESION EN RETORNOS Y ENTRADAS-SALIDAS DEL EQUIPO.

La caída de presión obtenida de las ecuaciones 2.67 y 3.16 no incluye la caída de presión cuando el flujo entra o sale de los intercambiadores. Para los tubos interiores, de equipos conectados en serie, la pérdida de entrada es usualmente despreciable, pero para los anulos puede ser importante.

La caída de presión permitida de una cabeza de velocidad $V^2/2g'$ por horquilla, ordinariamente es suficiente.

3.3 DESCRIPCION DEL PAQUETE COMPUTACIONAL.

ANALISIS TUBOS CONCENTRICOS.

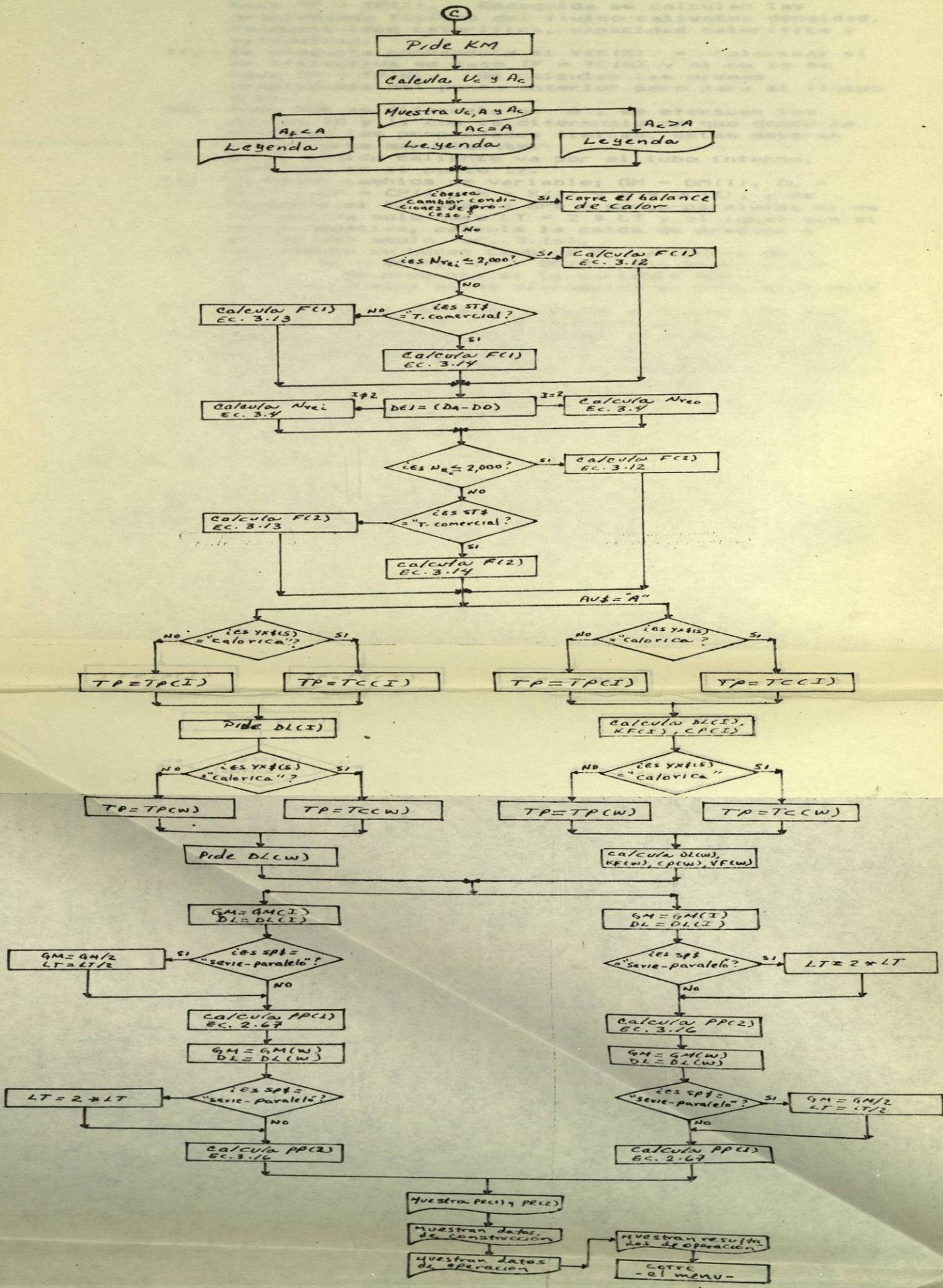
Este programa consta de 517 lineas de programacion y es similar en cierta parte, al de coraza y tubos, ya que son identicos los procedimientos y diagramas de flujo Nos. 6,7,8 y 9, por lo que se procede con la descripcion del diagrama de flujo No. 14 y que es la subrutina de calculo del factor de friccion y caida de presion por el anulo y tubo interno.

Para ayudar en la comprension de la siguiente descripcion, vease el diagrama de flujo No. 14.

DESCRIPCION.

- 1.- Se pide la conductividad calorifica del metal del tubo interno. Se calcula el coeficiente global de transferencia U_c (ec. 2.76) y el area de transferencia A_c (ec. 3.1) y se presentan dichos valores.
- 2.- Se comparan valores de area calculada, menor, igual o mayor que el area real que presenta el equipo, mostrandose una leyenda aclaratoria para cada caso.
- 3.- Se pregunta si se desea cambiar las condiciones de proceso; si es afirmativa se corre el programa "Balance de Calor", empezando nuevamente en esta parte del programa.
- 4.- Si la decision del punto anterior es negativa, se pregunta si el N_{rei} es menor o igual a 2,000; si es afirmativa se calcula el factor de friccion f_i (ec. 3.12) y se continua en el punto 6.
- 5.- Si la decision del punto 4 es negativa, se pregunta: Es la bandera $ST\$ = T$. Comercial?. Si es negativa calcula el factor de friccion f_i (ec. 3.13) y si es afirmativa lo calcula con la ecuacion 3.14.
- 6.- Se hace $DE1 = (D_a - D_o)$ y se calcula el N_{rei} y N_{reo} (ec. 3.4).
- 7.- Se pregunta si el N_{re} por el anulo es menor o igual a 2,000; si es afirmativa se calcula el factor de friccion f_o (ec. 3.12) y continua en el punto 9.
- 8.- Si es negativa, se pregunta si la bandera $ST\$ = T$. Comercial; si es afirmativa se calcula f_o (ec. 3.14) y si no lo es con ec. 3.13.
- 9.- Si $AU\$$ es diferente de "A", se continua en el punto 12.
- 10.- Se pregunta si $YX\$(5) =$ calorica; si es

Diagrama de Flujo y Caídas De Presión
Factor De Fricción y Caídas De Presión



- afirmativa se hace $TP = TC(I)$ y si no lo es se hace $TP = TP(I)$. Enseguida se calculan las propiedades físicas del fluido caliente: densidad, conductividad calorífica, capacidad calorífica y viscosidad.
- 11.- Se pregunta nuevamente si $YX(5) = \text{calorica}$; si es afirmativa se hace $TP = TC(W)$ y si no lo es hace $TP = TP(W)$. Se calculan las mismas propiedades del punto anterior pero para el fluido frío.
 - 12.- Como AU es diferente de "A", se efectúan los puntos 10 y 11 con la diferencia de que donde se calculan las propiedades físicas, estas deberán alimentarse manualmente.
 - 13.- Si el fluido caliente va por el tubo interno, continúa en el punto 17.
 - 14.- Se hacen cambios de variable; $GM = GM(I)$, $DL = DL(I)$, $CP = CP(I)$, $K = K(I)$ y $V = VC(I)$, y se pregunta si la bandera $SP = \text{serie-paralelo}$; si es afirmativa solo hace $LT = 2 * LT$ y al igual que si fuera negativa, calcula la caída de presión a través del anulo (ec. 3.16).
 - 15.- Nuevamente se hacen cambios de variable; $GM = GM(W)$, $DL = DL(W)$, $CP = CP(W)$, $K = KF(W)$ y $V = VF(W)$. Se pregunta si la variable $SP = \text{serie-paralelo}$; si es afirmativo se hace $GM = GM/2$ y $LT = LT/2$.
 - 16.- Se calcula la caída de presión a través del tubo interno (ec. 2.67) y se continúa en el punto 18.
 - 17.- Como el fluido caliente va por el tubo interno, se efectúan los puntos del 14 al 16 con la diferencia de que primero se calcula la caída de presión por el tubo interno (punto 16) y después por el anulo (punto 14).
 - 18.- Se muestran los valores calculados de caída de presión, datos de construcción, datos de operación y resultados de operación.
 - 19.- Se corre el menú general.

METODO DE CALCULO DE HI .

Para un mejor entendimiento, consulte el diagrama de flujo No. 15, que representa el método de cálculo del coeficiente individual de película por el tubo interno (hi) y que se realiza en forma de una subrutina del programa principal.

DESCRIPCION.

- 1.- Se inicia preguntando si la bandera $SP = \text{serie-paralelo}$; si es afirmativa a $GM = GM/2$ y se

- procede al calculo de N_{rei} y N_{pri} ; si es negativa se calcula directamente N_{rei} y N_{pri} .
- 2.- Se pregunta si el fluido con el que se trabaja es agua; si no lo es, continua en el punto 6.
 - 3.- Como es afirmativa, se pregunta si el N_{rei} es mayor o igual a 4,800 y menor o igual a 48,000. Si no se encuentra dentro de este rango, se muestra un mensaje el cual indica que la ecuacion para agua existente en este programa, es aplicable solo dentro del rango antes mencionado.
 - 4.- Se pregunta si se desea continuar; si no lo desea se corre el programa de Balance de Calor, en donde puede modificar el valor de algunas variables y continua preguntando si la bandera $YX(5) <>$ pelicula; si es negativa la decision se calculara h_i (ec. 2.55) y retorna al programa principal que llamo a esta subrutina.
 - 5.- Si es afirmativa, se pregunta si la bandera $YX(5) =$ calorica; si lo es hace $TP = TC(1)$ y calcula h_i (ec. 2.54) y si no lo es calcula directamente h_i (ec. 2.54) y retorna al programa principal.
 - 6.- Se pregunta si el N_{rei} es $\leq 2,100$; si es negativa la decision continua en el punto 9.
 - 7.- Si es afirmativa, se pregunta si se cumple la condicion: $(N_{rei} * N_{pri} * Di/LT) \geq 100$; si es afirmativa se calcula h_i (ec.2.49) y retorna. Pero si no lo es, muestra una leyenda dando a conocer que no se tiene una ecuacion exacta que sea aplicable a las condiciones alimentadas, originando esto que se obtengan valores de h_i muy bajos.
 - 8.- Se pregunta si desea continuar; si es negativa, se corre el Balance de Calor, donde puede hacer algunas variaciones para que el metodo continúe por un camino adecuado; pero si es afirmativa se calcula h_i (ec. 2.49) y retorna al programa principal.
 - 9.- Se pregunta si $N_{rei} \leq$ a 10,000; si es negativa la decision continua en el punto 11, pero si es afirmativa la respuesta, aparece un mensaje indicando que se encuentra en regimen de transicion y que si desea continuar.
 - 10.- Si no lo desea, se comienza ahora desde el Balance de Calor. Si decide continuar, la subrutina realiza el calculo de h_i (ec. 2.50) y posteriormente regresa al programa principal que llamo a la subrutina.
 - 11.- Mediante el bloque de decision anterior se determina el otro estado de flujo que existe, siendo este el de regimen turbulento. Ahora se pregunta si la viscosidad del fluido es 3.6 Kg./m-hr (que es el valor de referencia del agua).
 - 12.- Si no es menor el valor de la viscosidad, se calcula h_i (ec. 2.51) y retorna al programa principal. Si la viscosidad del fluido es menor

que la del agua, se llega a un bloque de decision, con la comparacion de LT/DI es \geq a 60. En el caso de que sea la respuesta afirmativa, la variable $XZ(7)$ toma el valor de la unidad y efectua el calculo de hi (ec. 2.53) y regresa al programa principal.

- 13.- En el otro caso, cuando la comparacion es negativa, la variable $XZ(7)$ se iguala a $(1 + (DI/LT) \wedge 0.7)$ y continua con otra decision aritmetica, comparando el numero de Prandtl, verificando si se encuentra en el rango de 0.7 a 120. Al no encontrarse dentro del rango procede al calculo de hi (ec. 2.53) y retorna al programa principal.
- 14.- Por el contrario, al encontrarse dentro del rango mencionado; se pregunta si $I = 1$, si lo es calcula hi (ec. 2.52) y retorna. Si es diferente de 1 procede al calculo de hi (ec. 2.52) y regresa al programa principal.

Finaliza aqui la subrutina del calculo del coeficiente individual (hi), resultando que es identica para los calculos de analisis y diseno de cambiadores de tubos concentricos, a diferencia unicamente que en el diseno se anade un bloque mas de decision que es acerca de la forma del arreglo, si es serie-paralelo, el cual dependiendo de la respuesta, afectara a LT y su manejo.

CALCULO DEL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE PELICULA POR EL EXTERIOR DEL TUBO INTERNO, ho .

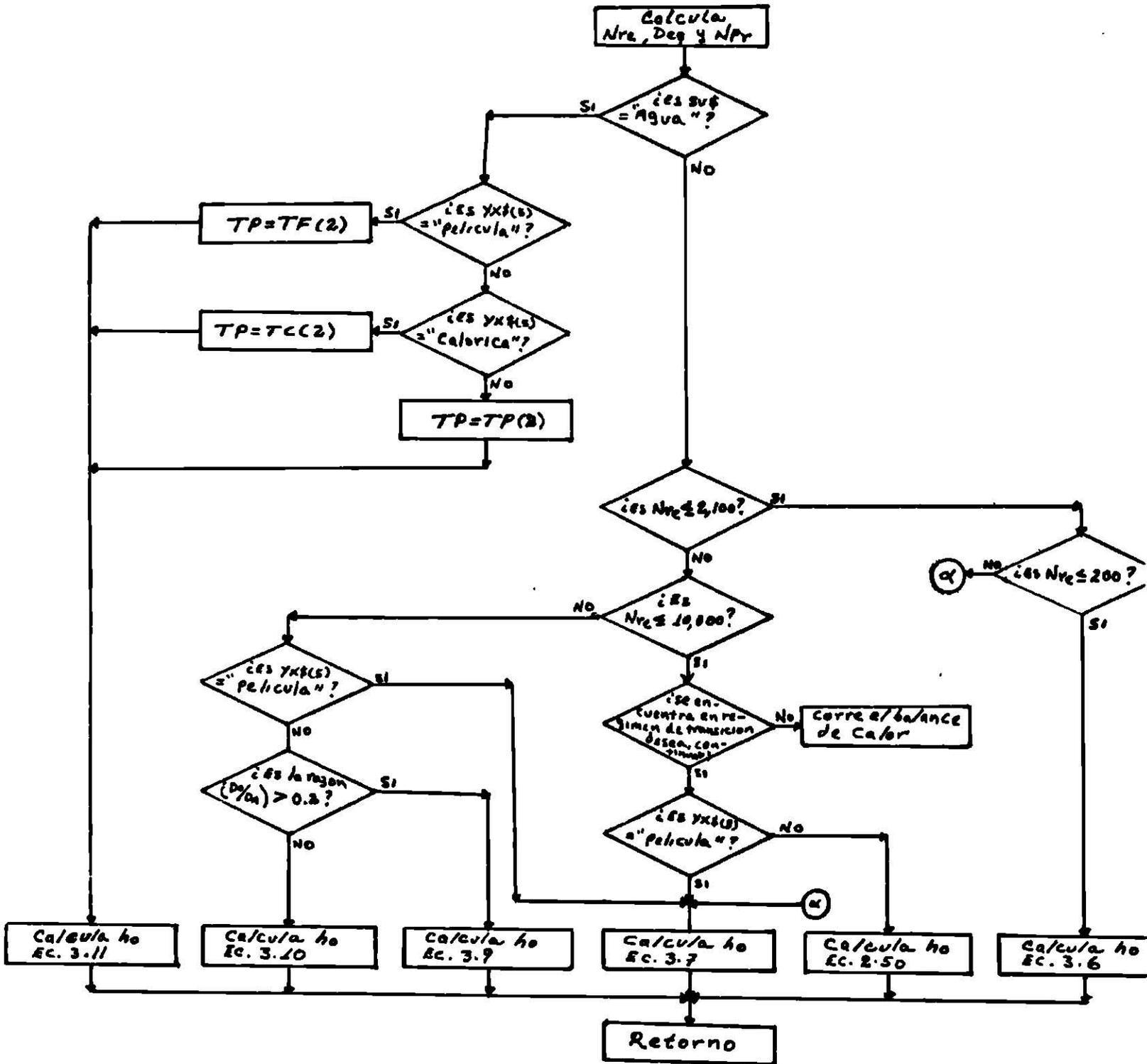
A continuacion se describe el funcionamiento del programa en base al diagrama No. 16, el cual se ha dividido en cuatro partes para mayor entendimiento.

DESCRIPCION.

Parte I.

- 1.- Se inicia calculando el N_{reo} , Deq y el N_{pr} por el anulo, con los datos ya anteriormente alimentados.
- 2.- Se pregunta si el fluido que se maneja por el anulo es agua; si no lo es continua en la Parte II.
- 3.- Como el fluido que se maneja es agua; se pregunta si $YX(5) =$ pelicula; si la respuesta es afirmativa hace cambio de variable $TP = TF(2)$ y calcula ho por medio de la ecuacion 3.11.
- 4.- Si la respuesta es negativa; se pregunta si $YX(5) =$ calorica.
- 5.- Si $YX(5) =$ calorica, hace $TP = TC(2)$ y calcula ho

Diagrama De Flujo No.16
 Coeficiente Individual De Pelicula, ho.



por la ecuacion 3.11, si no lo es hace $TP = TP(2)$ y calcula h_o por la ecuacion 3.11.

Parte II.

- 6.- Como el fluido manejado por el anulo no es agua; se pregunta si el $N_{re} \leq 2,100$. Si es negativa se continua en la Parte III.
- 7.- Como es afirmativa; se pregunta si el $N_{re} \leq 200$.
- 8.- Si es ≤ 200 calcula h_o , por medio de la ec. 3.6.
- 9.- Si no lo es calcula h_o , por medio de la ec. 3.7.

Parte III.

- 10.- Como el N_{re} no es $\leq 2,100$; se pregunta si el $N_{re} \leq 10,000$; si la respuesta es afirmativa continua en la Parte IV.
- 11.- Como es negativa. Se pregunta si $YX\% = \text{pelicula}$.
- 12.- Si $YX\% = \text{pelicula}$, calcula h_o por medio de la ecuacion 3.7.
- 13.- Si $YX\%$ no es igual a Pelicula; se pregunta si la razon $(D_o/D_a) > 0.2$.
- 14.- Si la respuesta es afirmativa calcula h_o por la ecuacion 3.9.
- 15.- Si la respuesta es negativa, calcula h_o por la ecuacion 3.10.

Parte IV.

- 16.- Como el $N_{re} \leq 10,000$, escribe una leyenda "Se encuentra en regimen de transicion", Desea continuar?
- 17.- Si no lo desea se van a borrar los datos calculados y se corre el programa de Balance de Calor.
- 18.- Si lo desea, se pregunta si $YX\% = \text{pelicula}$.
- 19.- Si es afirmativa, se calcula h_o por medio de la ecuacion 3.7.
- 20.- Si es negativa, se calcula h_o por medio de la ecuacion 2.50.

NOTA:

Despues de cada calculo de h_o , retorna la subrutina.

DISEÑO TUBOS CONCENTRICOS.

Este programa consta de 523 lineas de programacion y muestra algunos de los parametros que son importantes para el diseno.

Es en gran parte igual que el de Analisis de Tubos Concentricos, evitandose por esta razon repetir el comienzo de este programa, pero para tener una idea completa, se deben de tener en cuenta los diagramas de flujo del Nos. 6 al 9 con 15 y 16 junto con sus explicaciones.

Este programa comienza en la parte que no ha sido explicada y que es diferente al Analisis y para un mejor entendimiento, se aconseja valerse de la consulta del diagrama de flujo No. 17 que corresponde a esta parte del programa.

Teniendo en cuenta lo dicho anteriormente, esta parte es la continuacion del diagrama de flujo No. 8.

DESCRIPCION.

- 1.- Se comienza en el punto en que el programa pide la conductividad termica del metal. Se calculan los coeficientes globales de transferencia de calor, el calculado (ec. 2.76) y el de diseno (ec. 2.74), y ademas, el area calculada (3.1), la longitud total (ec. 3.2) y el numero de horquillas (ec. 3.3).
- 2.- Se realiza una decision aritmetica que utiliza el valor de NH, que sirve para tomar el numero de horquillas entero y no fraccional. Se calcula la longitud total (ec. 3.3), AR (ec. 3.2), la U de diseno (ec. 3.1) y RD1 (ec. 2.77).
- 3.- Se compara si RD1 es igual o mayor que RD; si la decision es negativa se obtiene un mensaje que indica que el factor de obstruccion de referencia es mayor que el calculado, por lo que se recomienda disminuir uno o ambos gastos y despues corre el Balance de Calor.
- 4.- Si es afirmativa, se pregunta si el numero de Reynolds en el tubo interno es menor o igual que 2,000. Si resulta menor, calcula F(1) (ec. 3.12), y continua en el punto 6.
- 5.- Si resulta mayor que 2,000, se pregunta si ST\$ es igual a T. Comercial, si es afirmativa, se calcula F(1) (ec. 3.14) y si no lo es se calcula con la (ec. 3.13).
- 6.- Se calcula DE1 y teniendo en cuenta que si I tiene un valor de 2, calcula el numero de Reynolds por el anulo (ec. 3.4), de otra manera si I tiene un valor diferente de 2, calcula el numero de Reynolds por el tubo interno (ec. 3.4).
- 7.- Se pregunta si el numero de Reynolds es menor o igual a 2,000, si es afirmativa, se calcula F(2) (ec. 3.12) y continua en el punto 9.
- 8.- Si la decision es negativa, se pregunta si ST\$ = T. Comercial; si es cierto lo anterior, calcula

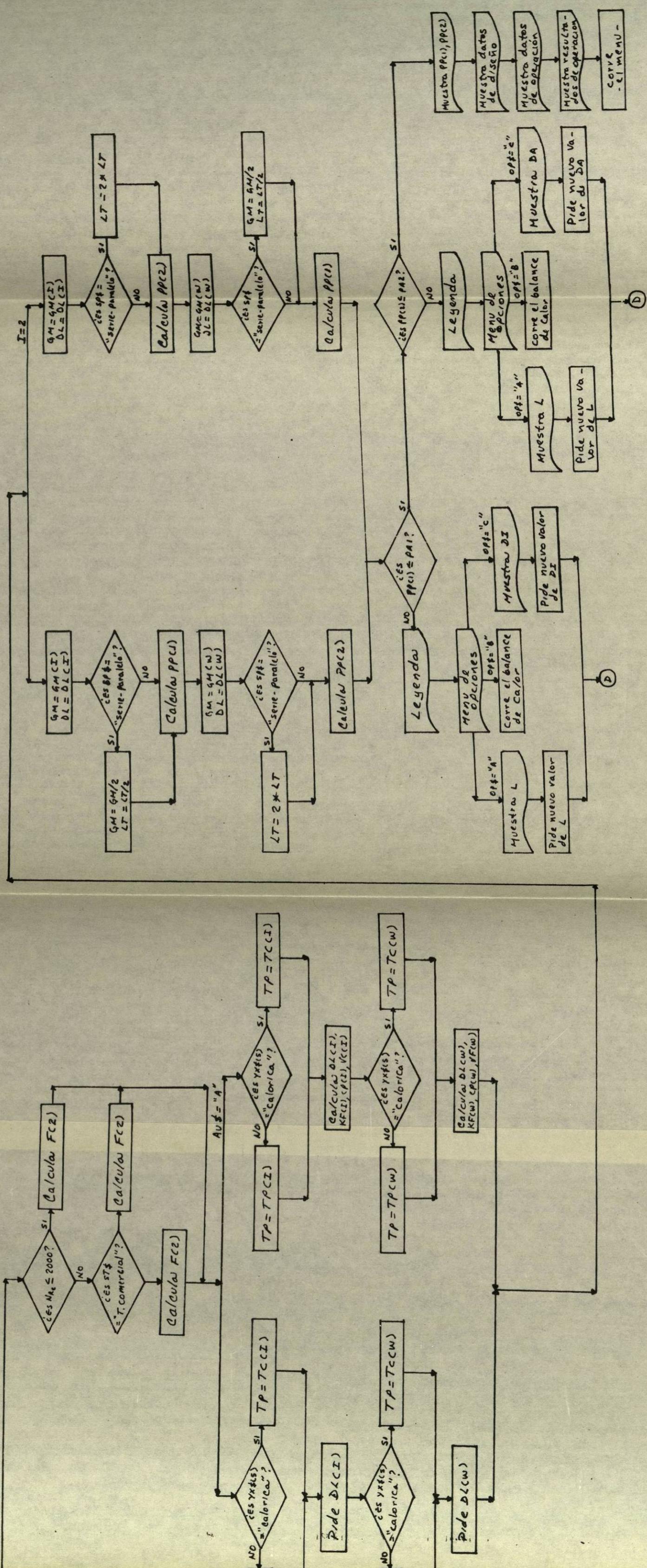
- F(2) (ec. 3.14), pero si no es cierto, lo hace con la (ec. 3.13).
- 9.- Se continua con el procedimiento, solo que ahora se realiza de dos formas; manual y automatica. Se explica en forma manual, agregando las diferencias que existen en la forma automatica.
 - 10.- Si el metodo es por temperatura calorica TP toma el valor de la 1er. temperatura calorica, pero si el metodo es por las temperaturas promedio, toma el valor promedio de las temperaturas del fluido. Enseguida segun la forma de operacion se piden o se calculan $DL(I)$, $KF(I)$, $CP(I)$ y $VC(I)$. Se divide nuevamente en los dos metodos de temperatura calorica y la promedio y toma TP el valor correspondiente. Posteriormente se piden o se calculan $DL(W)$, $KF(W)$, $CP(W)$ y $VF(W)$.
 - 11.- Se unen los metodos y se vuelve a dividir en dos partes; cuando $I=2$ y cuando $I < 2$. En ambos casos $GM = GM(I)$ y $DL = DL(I)$.
 - 12.- Se pregunta si es SP\$ = serie-paralelo, si es afirmativa; para $I = 2$ hace $LT = 2 * LT$ y calcula la caida de presion por el anulo (ec. 3.16) y si es negativa se calcula directamente $PP(2)$ con la misma ecuacion. Para I diferente de 2 si SP\$ = serie-paralelo, hace $GM = GM/2$ Y $LT = LT/2$ y calcula la caida de presion por el tubo interno (ec. 2.67) y si es diferente de serie-paralelo, calcula directamente $PP(1)$.
 - 13.- Se hace $GM = GM(W)$ y $DL = DL(W)$ para el fluido frio y se pregunta nuevamente si SP\$ = serie-paralelo. Cualquiera que sea la respuesta se hacen los calculos con las ecuaciones y en la misma forma que en el punto anterior.
 - 14.- Se juntan nuevamente los dos caminos y se pregunta si la caida de presion calculada, es menor o igual a la de referencia, si es afirmativa continua en el punto 17.
 - 15.- Como es negativa la decision, se presenta una leyenda, dando a conocer esto y enseguida se presenta un menu de opciones para disminuir este valor y que dice: A) Disminuyendo la longitud, B) Disminuyendo el gasto, y C) Aumentando el diametro.
 - 16.- Si la opcion elegida es A), presenta la longitud actual y pide el nuevo valor de L, pasando despues a la parte senalada en el diagrama No. 6 y vuelve a correr el programa para obtener los nuevo resultados, con este nuevo valor de L. Si la opcion es B) el programa corre el Balance De Calor, y si la opcion es C, se muestr el l actual del diametro DI) y pide el n i el diametro, teniendo q e er ma r q e l anterior, p ra pode ob r ar la variaci e l caida d p esion con e te nuevo d y

parte del diagrama No. 6.

- 17.- Como la caída de presión en el tubo interno es menor a la de referencia, se pregunta si la caída de presión por el anulo es menor que la caída de presión de referencia; si es negativa, procede de la misma manera que para la caída de presión por el tubo interno, hasta que sea menor a la de referencia.
- 18.- Si es afirmativa la decisión del punto anterior, se muestran los valores finales de las caídas de presión y enseguida aparecen en la pantalla los datos de diseño, como son: DI, DO, XW, L, AF, PA1, RA, DA y PA2. Enseguida se muestran los datos de operación, como son: SU\$(1), SU\$(2), EC(I), EF(W), SC(I), SF(W), GM(1) y GM(2).
- 19.- Se presiona RETURN y aparece la última pantalla del programa y que contiene los resultados de operación que son: QC(I), QF(W), HI, HO, NR(1), NR(2), PP(1), PP(2), NH, RD1, UC, UD y AC.

Al presionar RETURN el corre el programa llamado MENU que es donde comienza el paquete computacional.

Diagrama De Flujo No.17
Diseño De Tubos Concentricos.



3.4 RESULTADOS DEL PAQUETE DE TUBOS CONCENTRICOS.

A continuacion se presentan cuatro problemas resueltos por medio del paquete computacional. Los problemas 1,3 y 4 fueron seleccionados del capitulo No. 6 de la referencia No. 2 de la bibliografia y el problema 2 fue una prueba experimental con un intercambiador de calor ya existente.

Los problemas son los siguientes:

- 1.- Intercambiador de Ortoxileno-Alcohol butilico.
- 2.- Intercambiador de Agua-Agua. Prueba experimental en el intercambiador de calor del Laboratorio de Ingenieria Quimica de la Facultad de Ciencias Quimicas, UASLP.
- 3.- Intercambiador de Benceno-Tolueno.
- 4.- Intercambiador de Aceite Lubricante-Aceite crudo.

Los problemas 1 y 2 fueron corridos por la modalidad de analisis, y el 3 y 4 por la de diseno.

Los datos, asi como los resultados de cada problema e presentan en forma de tablas, debido a que asi es mas asequible, para que el lector pueda comprobar y hacer las comparaciones convenientes, ya que se presenta el valor obtenido por estos metodos y el valor que se obtiene en la referencia.

El problema No. 2 no presenta enunciado ya que fue una corrida experimental, presenta solamente la tabla de resumen de datos y tabla de resultados.

A continuacion se presenta el enunciado y enseguida la tabla de datos generales del problema, pero transformados en las unidades que se usan en este paquete.

PROBLEMA No.1: Intercambiador de Ortoxyleno Alcoh. butilic

Ortoxyleno procedente de un tanque de almacenamiento que esta a 100°F debe calentarse a 150°F enfriando 18,000 Lb/h de alcohol butilico de 170 a 140 °F. Disponibles para este proposito hay cinco horquillas de 20 pies cuyos anulos y tubos estan colocados en serie.

Los intercambiadores son de 3 por 2 plg. IPS.

- a) Cual es el factor de obstruccion?
- b) Cuales las caidas de presion?
- c) Si las corrientes calientes y frias en (a) se cambian con respecto al anulo y al tubo interior. Como justifica esto o refuta su decision inicial respecto a donde colocar la corriente caliente?

RESUMEN DE DATOS.
Problema No. 1

Concepto	T.interno	Anulo	Unidades
Datos Generales			
Tipo	tubos concentricos		
Modalidad	analisis		
Operacion del prog.	automatico		
Flujo	contracorriente		
Arreglo			
Mat. const. t. int.	t. comercial		
Balance de calor	oprion 2		
Ubicacion fluidos	Butanol	D Xileno	
Datos de operacion.			
Temp. entrada	76.67	37.78	°C
Temp. salida	60.00	65.55	°C
Gastos masicos	8164.8	4901.23	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t °C			
Visc. /@ t. °C			
Cond. cal/@ t. °C			
Dens. /@ t. °C			
Cond.metal/@ t. °C			
Datos de construccion.			
Diam. interno	0.0525		m
Diam. externo	0.0604		m
Diam. medio log.	0.05636		m
Espesor de pared	.00395		m
Long. transf. p. paso	6.096		m
Area flujo secc. int.	.00216		m ²
Area de transf.		10.7936	m ²
Diam. int. del t. ext.		0.0779	m
Factor de obstruc.tot.			
Numero horquillas.		5	

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.
Problema No. 1

Parametro	1er. Caso	2o. Caso	Unidades
Qc	-54,442.8865	-81,664.32	Kcal/hr
Qf	54,442.8865	81,664.32	Kcal/hr
MLDT	16.03473	16.03473	°C
Tmc	68.335	68.335	°C
Tmf	51.665	51.665	°C
Nrei	118,571.39	59731.4	Adim.
Nreo	20,622.47	48346.91	Adim.
hi	1822.12	1085.9	Kcal/hr-m ² °C
ho	567.146	969.5	Kcal/hr m ² °C
Tw			
Ud	399.262	454	Kcal/hr m ² °C
Ac	8.5039	11.2	m ²
ΔPi	.13567	0.056	Kgf/cm ²
ΔPo	.39725	0.913	Kgf/cm ²
Rd	.0001101		
NH	5	5	

RESPUESTA:

a) El factor de obstruccion es de 0.0001101 hr-m²-°C/Kcal.

b) Caidas de presion ΔPi = 0.135 Kg/cm² y ΔPo = 0.39725 kg/cm².

c) Invirtiendo las corrientes de los fluidos se podra observar que la razon de transferencia es 50% mayor, el numero de Reynolds por el tubo interno disminuye y consecuentemente el coeficiente individual de pelicula hi; el numero de Reynolds por el anulo aumenta mas del 50% mejorandose el coeficiente individual de pelicula, trayendo como consecuencia un mejor coeficiente global de transferencia Ud

En resumen se tendra una mejor transferencia de calor invirtiendo las corrientes de los fluidos, sin embargo esta mejora se debe de estimar contra el aumento de caida de presion del 230% por el anulo al invertir la ubicacion de los fluidos.

RESUMEN DE DATOS
 Problema No 2
 1a. corrida.

Concepto	T.interno	Anulo	Unidades
Datos Generales.			
Tipo	tubos concentricos		
Modalidad	analisis		
Operacion del prog.	automatico		
Flujo	paralelo		
Arreglo	normal		
Mat. const. t. int.	acero al carbon		
Balance de calor	opcion 1		
Ubicacion fluidos	Agua	Agua	
Datos de Operacion.			
Temp. entrada	83.5	27.5	°C
Temp. salida	69.0	42.0	°C
Gastos masicos	1577.26	1469.51	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t. °C			
Visc. /@ t. °C			
Cond. cal/@ t. °C			
Dens /@ t. °C	979.247636/76.25	1019/34.75	kg/m ³
Cond.metal/@t. °C			
Datos de Construccion.			
Diam. interno	0.0157988		m
Diam. externo	0.02133		m
Diam. medio log.	0.018428965		m
Espesor de pared	0.0027686		m
Long. transf. p. paso	2.13		m
Area flujo secc. int.	0.000196129		m ²
Area de transf.		0.5711	m ²
Diam. int. del t. ext.		0.035052	m
Factor de obstruc.tot.		0.00041	hr-m ² °C/Kcal
Numero horquillas		2	Adim.

RESUMEN DE DATOS.
 Problema No. 2
 1a. corrida

Concepto	T.interno	Anulo	Unidades
Datos Generales.			
Tipo	tubos concentricos		
Modalidad	analisis		
Operacion del prog.	automatico		
Flujo	contracorriente		
Arreglo	normal		
Mat. const. t. int.	acero al carbon		
Balance de calor	opcion 1		
Ubicacion fluidos	Agua	Agua	
Datos de Operacion.			
Temp. entrada	88	29	°C
Temp. salida	61	50	°C
Gastos masicos	1141.46	1462.3	t g/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t °C			
Visc. /@ t °C			
Cond. cal/@ t °C			
Dens. /@ t °C	981/74.5	1014/39.5	Kg/m ³
Datos de Construccion.			
Diam. interno	0.0157988		m
Diam. externo	0.021336		m
Diam. medio log.	0.018428965		m
Espesor de pared	0.0027686		m
Long. trans. p. paso	2.13		m
Area flujo secc. int.	0.000196129		m ²
Area de transf.		0.5711	m ²
Diam. int. del t. ext.		0.035052	m
Factor de obstruc. tot.		0.00041	hr-m ² -°C/t cal
Numero horquillas		2	Adim.

RESUMEN DE DATOS.
 Problema No. 2
 2a. corrida

Concepto	T.interno	Anulo	Unidades
Datos Generales.			
Tipo	tubos concentricos		
Modalidad	an lisis		
Operacion del prog.	automatico		
Flujo	paralelo		
Arreglo	normal		
Mat. const. t. int.	acero al carbon		
Balance de calor	opcion 1		
Ubicacion fluidos	Agua	Agua	
Datos de Operacion.			
Temp. entrada	84.5	29.0	°C
Temp. salida	57.5	41.5	°C
Gastos masicos	1177.66	2283.66	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t. °C			
Visc. /@ t. °C			
Cond. cal/@ t. °C			
Dens. /@ t. °C	984/71	1018/35.25	Kg/m ³
Cond.metal/@t.°C			
Datos de Construccion.			
Diam. interno	0.0157988		m
Diam. externo	0.021336		m
Diam. medio log.	0.018428965		m
Espesor de pared	0.0027686		m
Long. transf. p.paso	2.13		m
Area flujo secc.int.	0.000196129		m ²
Area de transf.		0.5711	m ²
Diam. int. del t.ext.		0.035052	m
Factor de obstruc.tot.		0.00041	hr-m ² -°C/Kcal
Numero horquillas		2	Adim.

RESUMEN DE DATOS.
 Problema No. 2
 2a. corrida

Concepto	T.interno	Anulo	Unidades
Datos Generales.			
Tipo	tubos concentricos		
Modalidad	analysis		
Operacion del prog.	automatico		
Flujo	contracorriente		
Arreglo	normal		
Mat. const. t. int,	acero al carbon		
Balance de calor	opcion 1		
Ubicacion fluidos	Agua	Agua	
Datos de Operacion.			
Temp. entrada	86	30	'C
Temp. salida	57	43.5	'C
Gastos masicos	1138.62	2207.82	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t. 'C			
Visc. /@ t. 'C			
Cond. cal/@ t. 'C			
Dens. /@ t. 'C	984/71.5	1017/36.75	kg/m ³
Cond.metal/@ t.'C			
Datos de construccion.			
Diam. interno	0.0157988		m
Diam. externo	0.021336		m
Diam. medio log.	0.018428965		m
Espesor de pared	0.0027686		m
Long. trans. p.paso	2.13		m
Area flujo sec. int.	0.000196129		m ²
Area de transf.		0.5711	m ²
Diam. int. del t. ext.		0.035052	m
Factor obtruc. tot.		0.00041	hr-m ² 'C/kcal
Numero Horquillas		2	Adim.

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.
Problema No. 2

PARAM.	PAQUETE COMPUTACIONAL				UNIDADES
	1a. CORRIDA		2a. CORRIDA		
	Paralelo	Contrac.	Paralelo	Contrac.	
Qc	-21307.895	-39482.1	-61658.82	-64026.78	Kcal/hr
Qf	21307.895	30708.3	28545.75	29805.57	Kcal/hr
MLDT	41.5	34.91412	35.254413	34.166013	'C
Nrei	-	48101.26	69188.807	68698.924	Adim.
Nreo	-	35617.84	51232.662	50869.915	Adim.
hi	-	4939.729	7056.3330	6868.2302	Kcal/hr-m ² °C
ho	-	3022.707	3940.0514	3864.0182	Kcal/hr-m ² °C
U	-	911.1812	1065.5927	1054.0956	Kcal/hr-m ² °C
Ac	-	0.965272	0.7598655	0.8276051	m ²
ΔPi	-	0.25007	0.55813	0.52320	Kgf/cm ²
ΔPo	-	0.00701	0.01517	0.01422	Kgf/cm ²
Rd	-	0.00041	0.00041	0.00041	hr-m ³ °C/Kcal
NH	-	2	2	2	Adim.

RESPUESTA:

Este problema presenta las corridas experimentales en el intercambiador de tubos concéntricos del Laboratorio de Ing. Química de la Facultad de Ciencias Químicas.

Se efectuaron dos corridas y en cada una se cambió el tipo de flujo, es decir en paralelo y en contracorriente, además en la segunda corrida se incrementó el gasto másico del fluido frío que se ubicó por el anulo.

En la tabla comparativa de la parte superior se puede comprobar que la rapidez de transferencia es mayor cuando se opera el equipo en contracorriente, manteniéndose constantes los demás parámetros.

PROBLEMA No. 3: Intercambiador de Benceno-Tolueno.

Se desea calentar 9,820 Lb/hr de Benceno frio de 80 a 120 °F usando Tolueno caliente que se enfria de 160 a 100 °F. Las gravedades especificas a 68 °F son 0.88 y 0.87, respectivamente. A cada corriente se le asignara un factor de obstruccion de 0.001 y la caida de presion permitida para cada corriente es de 10.0 Lb/plg².

Se dispone de ciert numero de horquilla de 20 pies de longitud de 2 por 1 1/4 plg. IPS. ¿Cuántas horquillas se requieren?

RESUMEN DE DATOS.
Problema No. 3

Concepto	T.interno	Anulo	Unidades
Datos Generales.			
Tipo	tubos concentricos		
Modalidad	diseno		
Operacion del prog.	manual		
Flujo	contracorriente		
Arreglo	normal		
Mat. const. t. int.	t. comercial		
Balance de calor	opcion 2		
Ubicacion fluidos	Benceno	Tolueno	
Datos de Operacion.			
Temp. entrada	26.67	71.11	°C
Temp. salida	48.89	37.78	°C
Gastos masicos	4454.352		Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t. °C	0.421/37.78	0.439/54.44	Kcal/Yg. C
Visc. /@ t. °C	0.61/26.67	0.49/37.78	cp
Cond. cal/@ t. °C			Kcal/Yg-m ² °C/m
Dens. /@ t. °C			Kg/m ³
Cond.metal/@ t. °C			Kcal/hr-m ² °C/m
Datos de Construccion.			
Diam. interno	0.035052		m
Diam. externo	0.042164		m
Diam. medio log.	0.038498576		m
Espesor de pared	0.003556		m
Long. transf. p. paso	6.096		m
Area flujo secc. int.	0.00096774		m ²
Presion max.	0.7031	0.7071	Kg/m ²
Area de transf.			
Diam. int. del t. ext		0.052502	m
Factor de obstruc.		0.000205	hr-m ² °C/Kcal
Numero horquillas		?	

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.
Problema No. 3

Parametro	Referencia	Paquete Comp.	Unidades	%Error
Gm (desc.)	2847.762916	2845.57406	kg/hr	0.077
Qc	41668.09654	41654.0425	Kcal/hr	0.034
Qf	41668.09654	41654.0425	Kcal/hr	0.034
MLDT	16.0283419	16.0287419	°C	0
Tmc	54.44	54.44	°C	0
Tmf	37.78	37.78	°C	0
Nrei	86430.88997	88053.7561	Adim.	1.84
Nreo	58262.05	60663.052	Adim.	3.95
hi	1624.8749	1517.79	Kcal/hr-m ² -°C	7.05
ho	1357.4265	1231.05	Kcal/hr-m ² -°C	10.26
Ud	561.04362	523.514634	Kcal/hr-m ² -°C	7.168
Ac	4.6336	4.96409097	m ²	-6.66
ΔPi	0.2333	0.27833	Kgf/cm ²	-2.11
ΔPo	0.5160961531	0.68829	Kgf/cm ²	-25.0
Rd	0.000205	0.0003	hr-m ² -°C/Kcal	-32.7
NH	3	3	Adim.	

RESPUESTA:

Se requieren tres horquillas de 6.10 m de longitud en serie.

PROBLEMA No. 4: Intercambiador de Ac. Lubricante-Ac. Crudo.

6,900 Lb/hr de un Aceite Lubricante de 26 °API deben enfriarse de 450 a 350 °F por 72,500 Lb/hr de un Aceite Crudo de 34 °API. El aceite crudo se calentara de 300 a 310 °F.

El factor de obstruccion sera de 0.003 para cada corriente, y la caida de presion permitida en cada una de ellas sera de 10 Lb/plg².

Se dispone de cierto numero de horquillas de 20 pies de 3 por 2 plg. IPS. Cuantas deberan usarse, y que arreglo debera hacerse?. Para el aceite lubricante las viscosidades son 1.4 cp. a 500 °F, 3.0 a 400 °F y 7.7 a 300 °F.

RESUMEN DE DATOS.
Problema No. 4

Concepto	T.interno	Anulo	Unidades
Datos Generales.			
Tipo	tubos concentricos		
Modalidad	diseno		
Operacion del prog.	manual		
Flujo	contracorriente		
Arreglo	?		
Mat. const. t. int.	t.comercial		
Balance de calor	opcion 1		
Ubicacion fluidos	Ac.Crudo	Ac. Lubric.	
Datos de Operacion.			
Temp. entrada	148.89	232.22	°C
Temp. salida	154.44	176.67	°C
Gastos masicos	32885.45	3129.79	Kg/hr
Propiedades Fisicas.			
Cap. cal/@ t. °C	0.585/151.665	0.62/204.445	
Visc. /@ t. °C	0.8/148.89	7.7/176.67	
Cond. cal/@ t. °C			
Cond.metal/@ t. °C			
Datos de Construccion.			
Diam. interno	0.052502		m
Diam. externo	0.060452		m
Diam. medio log.	0.056384		m
Espesor de pared	0.003975		m
Long. transf. p. paso	6.096		m
Area flujo secc.int.	0.002161		m ²
Presion max.	0.7031	0.7031	Kgf/cm ²
Area de transf.			
Diam. int. del t. ext.		0.077927	m
Factor de obstruc.tot.	0.000205	0.000205	hr-m ² °C/Kcal
Numero horquillas		?	

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.
Problema No. 4

Parametro	Referencia	Paquete Comp.	Unidades	%Error
Qc	107803.79	107793.093	Kcal/hr	0.00992
Qf	106877.7	106770.835	Kcal/hr	0.1001
MLDT	48.56406	48.5640583	°C	
Tcc	198.1	198.11609	°C	
Tcf	151.0	151.0322679	°C	
Nrei	133453.0	133452.738	Adim.	
Nreo	6103.663	6103.66779	Adim.	
hi	1928.72	1806.36	Kcal/hr-m ² -°C	
ho	222.1	223.553	Kcal/hr-m ² -°C	
Ud	155.322	154.350866	Kcal/hr-m ² -°C	
Ac	14.17	14.2438896	m ²	
ΔPi	0.59413	0.59413	Kg/cm ²	
ΔPo	0.41443	0.41463	Kg/cm ²	
Rd	0.000205			
NH	B	B	Adim.	

RESPUESTA:

Se deben emplear ocho horquillas de 6.10 m de longitud.

Como no es recomendable manejar el flujo de 32 885 Kg/hr por el anulo o tubo interno, por presentar ambos areas de flujos muy pequenas (1.91 E-3 y 2.16 E 3 m² respectivamente), se debera emplear un arreglo serie paralelo (vease fig. 3.3) para dividir el flujo.

Las horquillas se podran montar por cuestiones de espacio en dos bancos paralelos de cuatro horquillas cada uno, conectando los anulos y tubos en serie.

CAPITULO 4: CONCLUSIONES.

En este trabajo se preparo un paquete de programas para el diseno termico de intercambiadores de calor de los tipos siguientes:

- * coraza y tubos (1:1, 1:2, 2:4, etc.),
- * doble tubo (tubos concentricos).

En el caso de liquidos el programa puede proporcionar automaticamente los datos de propiedades, si las sustancias estan incluidas en el banco de datos de propiedades. Para gases y mezclas, se puede incrementar el banco de datos, pero existe la alternativa de alimentacion manual de los datos.

Las alternativas de diseno y analisis pueden condensarse en un solo programa, puesto que comparten varias secuencias de calculo, que pueden implementarse en la forma de subrutinas.

Los programas fueron pensados de manera que un usuario no-experto pueda obtener un diseno operativo, pero el diseno optimo del equipo requiere de experiencia en la manipulacion de los parametros del intercambiador de calor.

Se trato de incluir las correlaciones mas especificas disponibles en la literatura, y la seleccion de la ecuacion apropiada es hecha por el programa. De modo similar, el ΔT promedio adecuado es calculado por el programa, dependiendo de los valores de los ΔT en los extremos del intercambiador.

La continuacion natural de este trabajo, es el diseno mecanico, incluyendo todas las especificaciones y los planos correspondientes.

Los resultados numericos obtenidos con el paquete fueron comprobados con 9 casos, y presentan diferencias maximas del orden de un 10%. Sin embargo, cuando los metodos de solucion de la literatura y el programa coinciden, la concordancia fue completa, dentro de los limites determinados por la exactitud manejada en forma manual y por la computadora.

BIBLIOGRAFIA.

- 1.- John H. Perry, Manual del Ingeniero Quimico, McGraw Hill Co., 5a. Edicion, Mexico, Jul (1982).
- 2.- Donald Q. Kern, Procesos de Transferencia de Calor Compañia Editorial Continental, S.A., 14a. Impresion, Mexico, Marzo (1980).
- 3.- Peters Timmerhaus, Plant Design and Economics for Chemical Engineers, McGraw Hill Kogakusha, LTD, 2a. Edicion, Tokyo.
- 4.- William H. Mc.Adams, Transferencia de Calor, McGraw Hill Co., 3a. Edicion, Mexico, Mayo (1978).
- 5.- Mc. Cabe & Smith, Operaciones Basicas de la Ingenieria Quimica, Ed. Reverte, Espana, (1978).
- 6.- Chemical Engineering, pags. 14-36, Jan.26, (1970).
- 7.- Chemical Engineering, p. 60 to 67, June 1, (1970).
- 8.- Chemical Engineering, p. 37 to 43, Aug.19, (1974).
- 9.- Chemical Engineering, p. 9 to 13 and 109 to 113, July 5, (1976).
- 10.- Chemical Engineering, p. 169 to 177, September 12, (1977).
- 11.- Chemical Engineering, p. 97 to 98, July 30, (1979).
- 12.- Chemical Engineering, p. 111 to 116, September 24, (1979).
- 13.- Chemical Engineering, February 20, (1984).
- 14.- W.M. Kays and A.L. London, Compact Heat Exchangers, Mc.Graw Hill Co.
- 15.- Joseph W. Miller, Jr., Gordon R. Schorr and Carl L. Yaws., Chemical Engineering, p. 157 to 159, Nov. 22, (1976).
- 16.- Joseph W. Miller, Jr., Gordon R. Schorr and Carl L. Yaws., Chemical Engineering, p. 129 to 131, Oct. 25, (1976).
- 17.- Praful N. Shah and Carl L. Yaws, Chemical Engineering, p. 131 to 133, Oct. 25, (1976).
- 18.- Joseph W. Miller, Jr., James J. McGinley and Carl L. Yaws, Chemical Engineering, p. 133 to 135, Oct. 25, (1976).
- 19.- John H. Perry, Manual del Ingeniero Quimico, McGraw Hill Co., 3a. Edicion, Mexico, (1979).
- 20.- Robert C. Reid, John M. Prausnitz, Thomas K. Sherwood, The Properties Of Gases and Liquids, McGraw-Hill Book Co., 3a. Edicion, New York, (1977).
- 21.- Jose A. Manrique, Transferencia de Calor, Ed. HARLA, Mexico, (1981).
- 22.- Warren M. Rohsenow & James P. Hartnett, Handbook of Heat Transfer, Ed. McGraw-Hill, Inc., New York, (1973).
- 23.- J.P. Holman, Transferencia de Calor, CECSA, 1a. Edicion, Mexico, (1979).

- 24.- Joaquin Ocon Garcia, Gabriel Tojo Barreiro, Problemas de Ingenieria Quimica (Operaciones Basicas), Ed. Aguilar, 3a. Edicion, Tomo I, Madrid, (1980).

NOMENCLATURA.

A	Area total de transferencia en m^2 .
Aoc	Area de transferencia exterior calculada, m^2 .
A, B, C, D	Constantes de correlacion características del compuesto quimico.
AC, Ac	Area calculada en m^2 .
AF, a'	Area de flujo de seccion interior en m^2 .
a's	Area de flujo por la coraza.
AR	Area requerida en m^2 .
AU\$	Indica si la forma de operar el programa es automatica o manual.
a	Variable fija usada para corregir el coeficiente individual de pelicula HO .
B	Espaciado de los bafles en m.
C	Claro entre los tubos en m.
Cp	Capacidad calorifica de liquido saturado en $cal/g.^{\circ}K$.
CP	Capacidad calorifica en $Kcal/Kg.^{\circ}C$.
CP(I), Cpc	Capacidad calorifica del fluido caliente en $Kcal/Kg.^{\circ}C$.
CP(W), Cpf	Capacidad calorifica del fluido frio en $Kcal/Kg.^{\circ}C$.
CQ	Variable que determina el tipo de cambiador con el que se va a trabajar.
DA, Da	Diametro interno del tubo externo en m.
De	Diametro equivalente para transferencia de calor en m.
DE1	Diam. equivalente para flujo de fluidos en m.
DC, Dc	Diametro de coraza en m.
DI, Di	Diametro interno del tubo interno o de los tubos en m.
ρ_L	Densidad de liquido saturado en gr/cm^3 .
DL, ρ	Densidad de los fluidos en Kg/m^3 .
DL(I)	Densidad del fluido caliente en Kg/m^3 .
DL(W)	Densidad del fluido frio en Kg/m^3 .
DO, Do, D _L	Diametro externo del tubo interno o de los tubos en m.
Dml	Diametro medio logaritmico.
D1	Diferencias de temperaturas ($T_{ec}-t_{sf}$) o ($T_{ec}-t_{ef}$);
E	Variable auxiliar para hacer cambios en las temperaturas.
EC(I)	Temperatura de entrada del fluido caliente en $^{\circ}C$.
EF(W)	Temperatura de entrada del fluido frio en $^{\circ}C$.
f _i	Factor de friccion por el tubo interno o tubos.
F(2), fo	Factor de friccion por el lado del anulo o coraza.
Fc	Factor de correccion de la temperatura calorica.
μ_{ic}	Factor de correccion por las viscosid de del

	fluido caliente.
β_{if}	Factor de correccion por las viscosidades del fluido frio.
Ft	Factor de correccion de la MLDT.
g, g'	Constante de la gravedad, m/seg ² .
GM, Gm, G	Gasto masa, en Kg/hr.
GM(1)	Gasto masa por los tubos, Kg/hr.
GM(2), Gs	Gasto masa por la coraza, Kg/hr.
GM(I), Gmc	Gasto masa del fluido caliente, Kg/hr.
Gmf	Gasto masa del fluido frio, Kg/hr.
HI, hi	Coefficiente individual de pelicula referido a la pared interna, Kcal/hr-m ² -°C.
hi', hic	Coefficiente individual de pelicula interno corregido.
HO, ho	Coefficiente individual de pelicula referido a la pared externa en Kcal/hr-m ² -°C.
ho', hoc	Coefficiente individual de pelicula externo corregido.
I	Indica que el fluido es el caliente y por donde circula este.
j	Ordenada dimensional del factor de Colburn.
k	Conductividad termica de liquido saturado en microcal/s.-cm.-°K.
K	Conductividad termica en Kcal/hr-m ² -(°C/m).
Kc	Factor calorico (U1-U2)/U1, adimensional.
KF(I)	Conductividad termica del fluido caliente, Kcal/hr-m ² -(°C/m).
KF(W)	Conductividad termica del fluido frio, Kcal/hr-m ² -(°C/m).
Km	Conductividad termica del metal, Kcal/hr-m ² -(°C/m).
L	Longitud de un tubo o longitud de transferencia por paso, m.
LT	Longitud total de transferencia, m.
m	Variable de valor fijo usada para corregir el coeficiente individual de pelicula HO.
MA	Diferencia media aritmetica de temperatura, °C.
MLDT	Diferencia media logaritmica de temperatura, °C.
N	No. de cruces de flujo dentro de la coraza.
n	Exponente en la ecuacion del calculo de HI.
NH	Numero de horquillas.
Nnu	Numero de Nusselt.
Ngz	Numero de Grashof.
Npri	Numero de Prandtl por los tubos.
NR(1), Nrei	Numero de Reynolds del fluido que circula por los tubos o el tubo interno.
NR(2), Nreo	Numero de Reynolds del fluido que circula por la coraza o el anulo.
nt	Numero de tubos.
P	Variable fija utilizada para la correccion del coeficiente individual de pelicula HO.
PA1	Presion maxima permitida por el tubo interno, Kg/cm ² .

PA2	Presion maxima permitida por el anulo, Kg/cm ² .
PP(1), P _i	Caída de presión por el tubo interno o tubos, en Kg/cm ² .
PP(2), P _o	Caída de presión por el anulo o la coraza, Kg/cm ² .
PT, p _t	Dist. de centro a centro entre dos tubos, m.
QC(I), Q _c	Cantidad de calor total cedido por el fluido caliente, Kcal/hr.
Q _{pc}	
QF(W), Q _F	Cantidad de calor total ganado por el fluido frio, Kcal/hr.
Q _{gf}	
R	Grupo temperatura, (T ₁ -T ₂)/(t ₂ -t ₁), Adim.
R _c	Factor total de incrustacion calculado, hr-m ² -(°C/m)/Kcal.
RD, R _d	Factor total de incrustacion dado como referencia, hr-m ² -(°C/m)/Kcal.
R _{di} , R _{do} , R _{dt}	Factor total de incrustacion interno, externo y total.
RD ₁	Factor total de incrustacion requerido, hr m ² -(°C/m)/Kcal.
RS	Contiene el numero del registro en el archivo "D" en donde se guarda el numero del registro del nombre del fluido elegido.
S	Variable auxiliar para hacer cambios de temperatura.
s	Gravedad especifica.
SC(I)	Temperatura de salida del fluido caliente en °C.
SF(W)	Temperatura de salida del fluido frio, °C.
SP\$	Bandera que indica si el arreglo de cambiadores de doble tubo estan en serie-paralelo.
SU\$(1)	Nombre del fluido que va por el interior del tubo interno o tubos.
SU\$(2)	Nombre del fluido que va por el anulo o por la coraza.
ST\$	Bandera para indicar si el material de construccion de los tubos es del tipo comercial.
T	Temperatura en °K.
T _c	Temperatura critica en °K.
TC(I), T _{cc}	Temperatura calorica del fluido caliente, °C.
TC(W), T _{cf}	Temperatura calorica del fluido frio, °C.
TC(1)	Temperatura calorica por el tubo interno o en los tubos, °C.
TC(2)	Temperatura calorica por el anulo o coraza, °C.
T _{ec}	Temperatura de entrada del fluido caliente.
t _{ef}	Temperatura de entrada del fluido frio.
TF(2)	Temperatura de pelicula por el anulo o por la coraza en °C.
TG	Diferencia aritmetica de temperatura, °C.
TI, T _i	Caída de temperatura a traves del fluido interior, °C.
TP	Variable auxiliar para mostr r en p talla la

	temperatura deseada.
TP(I),Tpc	Temperatura promedio del fluido caliente, °C.
TP(W),Tpf	Temperatura promedio del fluido frio, °C.
TQ	Variable auxiliar para trabajar con cambiadores de tubo concentrico.
TQ\$	Determina si se va a realizar el analisis o el diseno del cambiador.
Tr	Temperatura reducida (T/Tc).
Tsc	Temperatura de salida del fluido caliente.
tsf	Temperatura de salida del fluido frio.
TW	Temperatura de pared, °C.
UC	Coefficiente global de transferencia de calor limpio, Kcal/hr-m ² -°C.
UD	Coefficiente global de transferencia de calor de diseno, Kcal/hr-m ² -°C.
U(1)	Coefficiente global de transferencia de calor puntual para uno de los extremos, Kcal/hr-m ² -°C.
U(2)	Coefficiente global de transferencia de calor puntual para el otro extremo, Kcal/hr-m ² -°C.
μ	Viscosidad de liquido saturado en cp.
ν	Viscosidad, Kg/m-hr.
VC(I), μ_c	Viscosidad del fluido caliente, Kg/m-hr.
VF(W), μ_f	Viscosidad del fluido frio, Kg/m-hr.
\bar{v}	Velocidad en el interior de los tubos, m/seg.
XW	Espesor de pared, m.
XS	% de error en la temperatura de pared.
XZ(7)	Factor de correccion para el coeficiente individual de pelicula HI.
YX\$(5)	Bandera para dirigir el procedimiento de calculo (temp. promedio, temp. calorica y temp. de pelicula).

APENDICE.

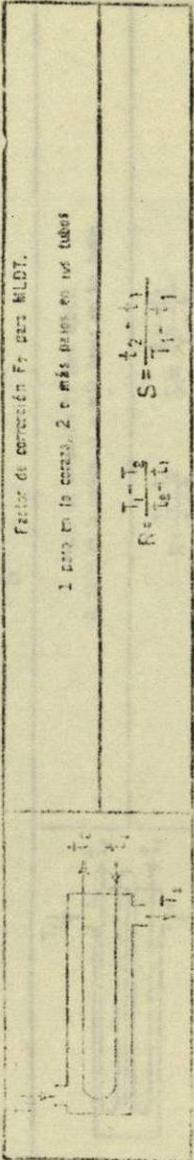
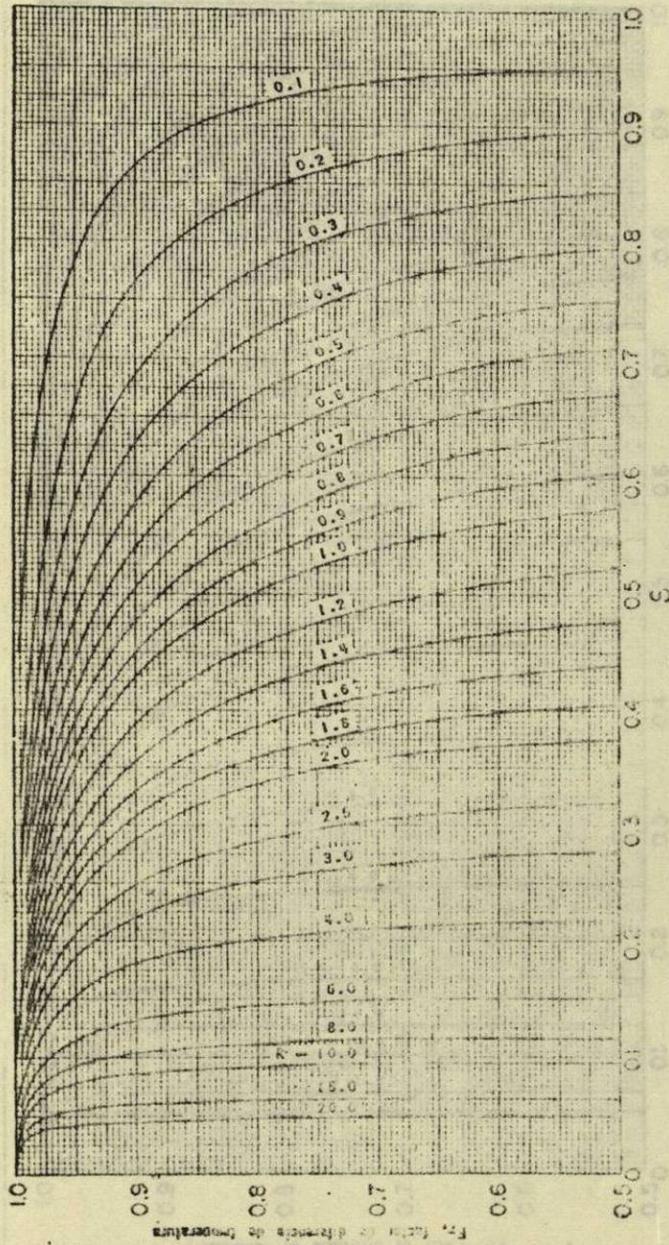


FIG. 18 Factor de corrección MLDI para intercambiadores 1-9. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

Fig. 7.2

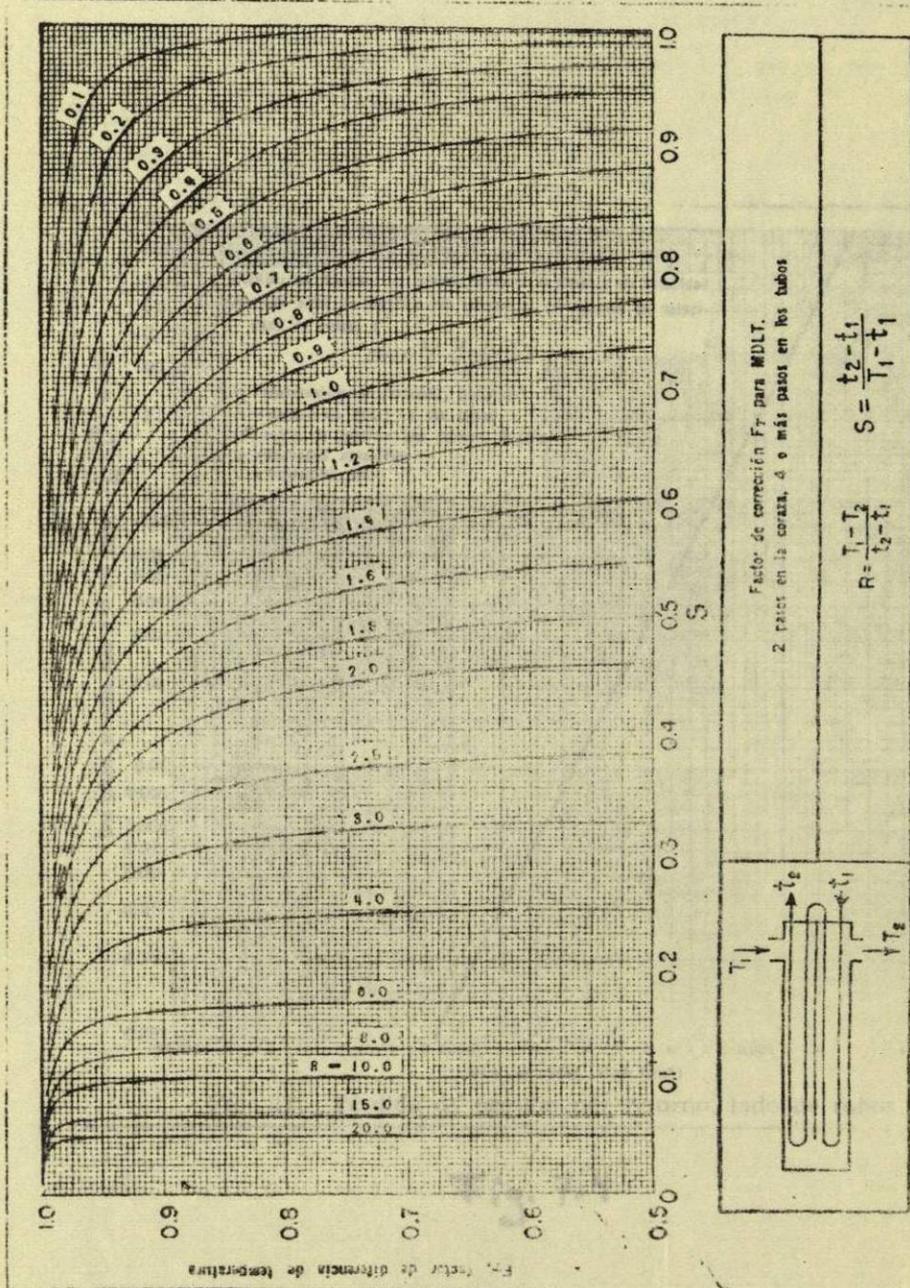


Fig. 13 Factores de corrección MLDT para intercambiadores 2-4. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association 2a. ed., New York, 1949)

Fig. 7.3

Tabla 8. DISPOSICIÓN DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). (Continúa) ARREULO TRIANGULAR

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1/2" p/g					Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1" p/g				
Coraza DI. p/g	1-P	2-P	4-P	8-P	Coraza DI. p/g	1-P	2-P	4-P	8-P
1/2	10	22	44	88	1/2	10	22	44	88
3/4	15	30	60	120	3/4	15	30	60	120
1	20	40	80	160	1	20	40	80	160
1 1/4	25	50	100	200	1 1/4	25	50	100	200
1 1/2	30	60	120	240	1 1/2	30	60	120	240
2	40	80	160	320	2	40	80	160	320
2 1/2	50	100	200	400	2 1/2	50	100	200	400
3	60	120	240	480	3	60	120	240	480
3 1/2	70	140	280	560	3 1/2	70	140	280	560
4	80	160	320	640	4	80	160	320	640
4 1/2	90	180	360	720	4 1/2	90	180	360	720
5	100	200	400	800	5	100	200	400	800
5 1/2	110	220	440	880	5 1/2	110	220	440	880
6	120	240	480	960	6	120	240	480	960
6 1/2	130	260	520	1040	6 1/2	130	260	520	1040
7	140	280	560	1120	7	140	280	560	1120
7 1/2	150	300	600	1200	7 1/2	150	300	600	1200
8	160	320	640	1280	8	160	320	640	1280
8 1/2	170	340	680	1360	8 1/2	170	340	680	1360
9	180	360	720	1440	9	180	360	720	1440
9 1/2	190	380	760	1520	9 1/2	190	380	760	1520
10	200	400	800	1600	10	200	400	800	1600

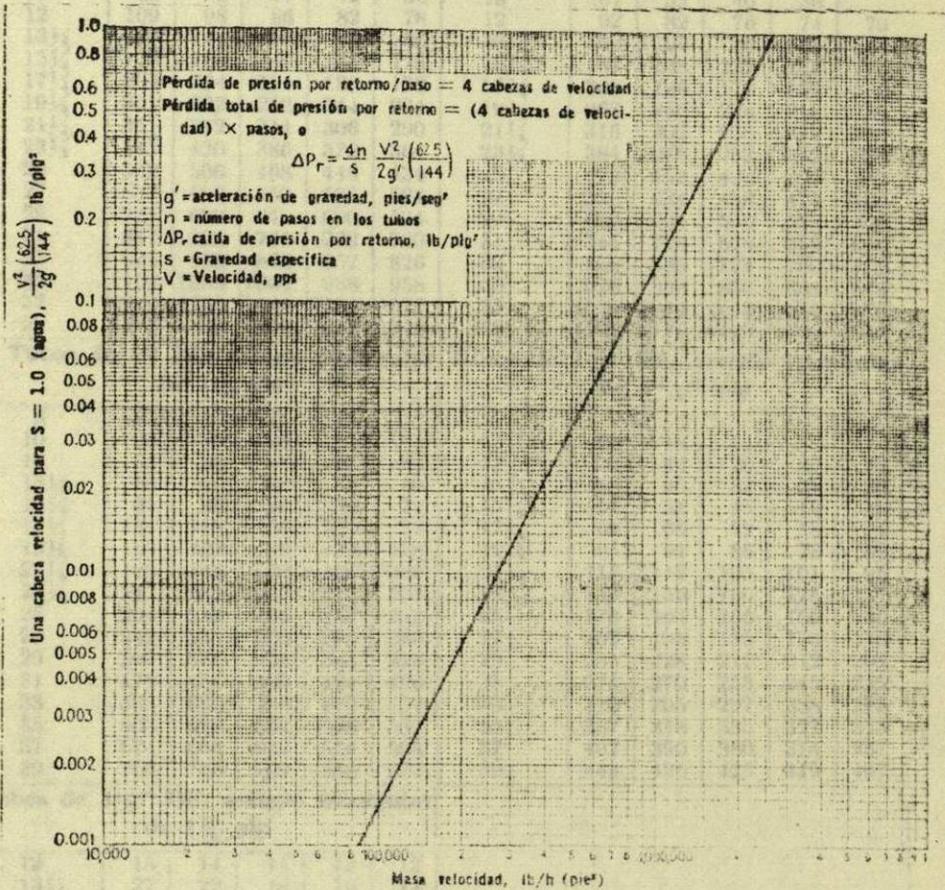


Fig. 27. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos

Fig. 7.4

Tabla 7.1

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS. (Continúa). ARREGLO TRIANGULAR

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 15/16 plg						Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 1/4	127	114	96	90	86	13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078
Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg						Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 9/16" plg					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13 1/4	68	66	58	54	50	15 1/4	54	51	45	42	38
15 1/4	91	86	80	74	72	17 1/4	69	66	62	58	54
17 1/4	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19 1/4	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21 1/4	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23 1/4	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	316	31	275	270	255	245	235
31	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						
Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 7/8 plg											
12	18	14	14	12	12						
13 1/4	27	22	18	16	14						
15 1/4	36	34	32	30	27						
17 1/4	48	44	42	38	36						
19 1/4	61	58	55	51	48						
21 1/4	76	72	70	66	61						
23 1/4	95	91	86	80	76						
25	115	110	105	98	95						
27	136	131	125	118	115						
29	160	154	147	141	136						
31	184	177	172	165	160						
33	215	206	200	190	184						
35	246	238	230	220	215						
37	275	268	260	252	246						
39	307	299	290	284	275						

Table 7.1

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo en cuadro de 1 plg						Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{4}$ plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	82	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 $\frac{1}{4}$	97	90	82	76	70	13 $\frac{1}{4}$	61	56	52	48	44
15 $\frac{1}{4}$	137	124	116	108	108	15 $\frac{1}{4}$	81	76	68	68	64
17 $\frac{1}{4}$	177	166	158	150	142	17 $\frac{1}{4}$	112	112	96	90	82
19 $\frac{1}{4}$	224	220	204	192	188	19 $\frac{1}{4}$	138	132	128	122	116
21 $\frac{1}{4}$	277	270	246	240	234	21 $\frac{1}{4}$	177	166	158	152	148
23 $\frac{1}{4}$	341	324	308	302	292	23 $\frac{1}{4}$	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

Tubos de $\frac{1}{4}$ " DE, arreglo en cuadro de $\frac{19}{16}$ plg						Tubos de $\frac{1}{2}$ " DE, arreglo en cuadro de $\frac{17}{8}$ plg					
10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	13 $\frac{1}{4}$	22	22	16	16	
13 $\frac{1}{4}$	32	30	30	22	22	15 $\frac{1}{4}$	29	29	25	24	22
15 $\frac{1}{4}$	44	40	37	35	31	17 $\frac{1}{4}$	39	39	34	32	29
17 $\frac{1}{4}$	56	53	51	48	44	19 $\frac{1}{4}$	50	48	45	43	39
19 $\frac{1}{4}$	78	73	71	64	56	21 $\frac{1}{4}$	62	60	57	54	50
21 $\frac{1}{4}$	96	90	86	82	78	23 $\frac{1}{4}$	78	74	70	66	62
23 $\frac{1}{4}$	127	112	106	102	96	25	94	90	86	84	78
25	140	135	127	123	115	27	112	108	102	98	94
27	166	160	151	146	140	29	131	127	120	116	112
29	193	188	178	174	166	31	151	146	141	138	131
31	226	220	209	202	193	33	176	170	164	160	151
33	258	252	244	238	226	35	202	196	188	182	176
35	293	287	275	268	258	37	224	220	217	210	202
37	334	322	311	304	293	39	252	246	237	230	224
39	370	362	348	342	336						

Tabla 7.2

ECR
MIA