

2ej
53



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA



METODOLOGIA PARA EL DISEÑO TERMICO INGENIEROS PROFESIONALES
DE EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR FAC. DE QUIMICA

TRABAJO MONOGRAFICO MANCOMUNADO

Que para obtener el titulo de:

INGENIERO QUIMICO

p r e s e n t a n

MARCELA MARTINEZ FARIAS

VICTORIA C. MELKEN KURI



México, D. F.

1986



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

INTRODUCCION

CAPITULO I.....CONCEPTOS TEORICOS

CAPITULO II.....DESCRIPCION DE EQUIPO

CAPITULO III.....METODOLOGIA DE DISEÑO TERMICO

CONCLUSIONES

APENDICE

BIBLIOGRAFIA

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

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

Para el Ingeniero Químico, el estudio de la transferencia de calor y en forma general el transporte de energía a través del intercambio de calor, constituye una de las ramas de la ciencia de más importancia para su formación profesional, debido a que en la práctica se enfrentará a problemas diversos que pueden ser relativamente simples, como el cálculo del espesor óptimo de un aislamiento térmico, o más complicados, como el diseño de un calentador a fuego directo, para cumplir con los requerimientos de energía de un proceso.

El propósito del presente trabajo monográfico consiste en presentar una metodología para el diseño térmico de equipo de transferencia de calor, basada en los desarrollos más recientes para la evaluación de la caída de presión, los coeficientes de transferencia de calor y la determinación del potencial térmico. Esta metodología se integrará mediante un algoritmo de cálculo principal y se apoyará mediante módulos complementarios para evaluación de los tres conceptos señalados, de tal manera que se pueda elaborar un programa de cómputo para diseño de equipo, con el cual el programa principal se desarrolle en base al algoritmo de cálculo y las subrutinas en función de los módulos.

El equipo que será considerado fue seleccionado de acuerdo a la frecuencia con que se presenta su uso en la industria de proceso y comprende:

- . Cambiadores de tubo y envolvente
- . Cambiadores de calor compactos
- . Enfriadores con aire
- . Calentadores a fuego directo

La metodología contempla no solo el intercambio de calor sin cambio de fase, sino que también cubre los casos donde hay condensación, desde un componente puro hasta multicomponentes inmiscibles, ebullición con o sin flujo.

El trabajo está integrado por una primera sección donde se tratan algunos conceptos teóricos, la segunda donde se describen las características de cada tipo de equipo y la tercera correspondiente la metodología de diseño térmico. Se concluye el trabajo con algunas conclusiones relevantes, el apéndice y la bibliografía correspondiente.

C A P I T U L O I**C O N C E P T O S T E O R I C O S**

I.- MECANISMOS DE TRANSFERENCIA

Son tres los mecanismos básicos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

La transferencia de calor, puede llevarse a cabo mediante uno o más dentro de estos tres mecanismos básicos.

i) CONDUCCION.- Cuando se tiene un gradiente de temperatura en un cuerpo, la experiencia ha demostrado que existe una transferencia de energía de la región de alta temperatura hacia la región de baja temperatura. Se dice entonces, que la energía se transfiere por conducción y que la velocidad de transferencia de calor por unidad de área es directamente proporcional al gradiente de temperatura existente en la superficie a través de la cual el calor se transfiere. Por lo tanto:

$$\frac{Q}{A} \sim \frac{\partial T}{\partial X}$$

Insertando la constante de proporcionalidad se tiene:

$$Q = KA \frac{\partial T}{\partial X} \quad \text{----- (1)}$$

En donde:

Q= Velocidad de transferencia de calor

$\frac{\partial T}{\partial X}$ = Gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor

K= Conductividad térmica del material

El signo negativo es introducido de modo que se cumpla el segundo principio de la termodinámica que dice: "el calor debe fluir en forma descendente en la escala de temperatura".

La ecuación (1) es la Ley de Fourier de conducción de calor.

ii) CONVECCION.- Se lleva a cabo mediante un proceso de mezclado, por lo que se tiene la intervenci3n de un contacto f3sico, - al igual que en la conducci3n, para que la transferencia de -- energ3a t3rmica tenga lugar.

Este mecanismo de transferencia es el m3s importante para el di se1o de la mayor3a de los cambiadores de calor.

Para una mejor comprensi3n del mecanismo de transferencia por - convecci3n, es conveniente analizar la figura N31.

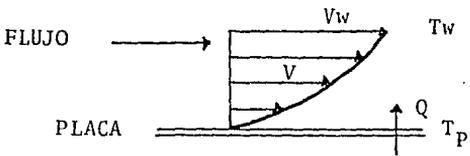


FIGURA 1

El perfil de velocidad del flu3do es como se muestra, reduciendo se desde V_w hasta cero en la placa, debido a la acci3n de la -- viscosidad y a la fricci3n.

El mecanismo de transferencia de calor en la pared, ser3 3nica- mente por conducci3n, ya que la velocidad de la pel3cula de flu3 do cercana a la pared ser3 de cero, por lo tanto se podr3a cal3 cular la transferencia de calor, utilizando la ecuaci3n (1) con la conductividad t3rmica del flu3do y el gradiente de temperatu ra entre el flu3do y la pared. Pero como la velocidad del flu3 do influye sobre el gradiente de temperatura, es necesario el - desarrollo de una expresi3n que involucre no solo el efecto del gradiente de temperatura, sino tambi3n el efecto de la veloci- dad del flu3do, puesto que el gradiente de temperatura depende de la velocidad con que el flu3do se "lleve" el calor.

La Ley de enfriamiento de Newton, expresa el efecto total de la convecci3n por lo que se tiene que:

$$Q = hA (T_p - T_w) \quad \text{-----} \quad (2)$$

Esta ley relaciona la velocidad de transferencia de calor (Q) con la diferencia total de temperatura entre la placa y el fluido, y con el área superficial (A). h es conocido como coeficiente de transferencia de calor por convección, llamado también conductancia de película o coeficiente de película, por su relación con el proceso de conducción en la película estacionaria de fluido en la superficie de la placa. Puede calcularse análiticamente para algunos sistemas y se determina experimentalmente para situaciones complejas.

Se puede afirmar también que: la transferencia de calor por convección, depende de las propiedades térmicas del fluido, como lo son su conductividad térmica, calor específico, densidad y viscosidad, esto es debido a la influencia que la viscosidad tiene sobre el perfil de velocidad y, por lo tanto, sobre la velocidad de transferencia de energía en la región cercana a la pared.

iii) RADIACION.- Es la transferencia de calor mediante la emisión y la absorción de energía, sin que intervenga un contacto físico como el caso de la conducción y la convección.

Se lleva a cabo entre dos puntos distantes y en diferentes niveles energéticos, sin que se eleve necesariamente la temperatura del espacio entre los dos puntos.

De manera semejante a la radiación luminosa, la radiación térmica opera en virtud de un movimiento ondulatorio y puede realizarse a través de vacío y de algunos fluidos, presentandose en estos últimos un efecto combinado de radiación y convección.

Anteriormente se creía que toda radiación estaba constituida por ondas electromagnéticas de diferente longitud, pero actualmente se explica mejor el fenómeno mediante la teoría cuántica, sin embargo, no se ha establecido totalmente cual es el --

agente portador de la energía radiante, ni la verdadera naturaleza de la radiación.

La longitud de onda de la radiación, se define como la razón entre la velocidad de propagación y la frecuencia.

La frecuencia de la radiación, depende totalmente de la naturaleza de su fuente, por ejemplo, un metal conductor emitirá ondas -- eléctricas si una corriente de alta frecuencia pasa a través de él; un metal excitado por la incidencia de electrones de alta frecuencia, emitirá rayos "X", y un cuerpo a cualquier temperatura, - (excepto a la temperatura absoluta de 0°K) emite energía de radiación térmica.

En términos de la teoría cuántica, la radiación es el fenómeno de transporte de energía térmica, en forma discontinua como pequeños corpúsculos de energía llamados "cuantos". Esta energía térmica se origina por el suministro de otros tipos de energía como son: - la eléctrica, la química y la lumínica.

Por lo tanto, la temperatura de un emisor decrece con la cantidad de energía emitida, y permanece constante si recibe energía a la misma velocidad que la emite.

Este mecanismo de transferencia de calor, se rige por la Ley de - Stefan-Boltzmann que expresada en forma general dice:

$$Q = F_e F_g \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \text{ -----(3)}$$

en donde:

T_1, T_2 = Temperatura de los cuerpos.

Q = Calor transferido.

F_e = Factor en función de la emisividad del cuerpo, con respecto a un "cuerpo negro".

F_g = Factor geométrico, considera que no toda la radiación emitida por un cuerpo, es recibida por otro.

σ = Constante de Stefan-Boltzmann.

A = Superficie de transferencia.

COEFICIENTES DE PELICULA

Son los coeficientes de transferencia de calor por convección y su correcta evaluación, es uno de los principales problemas que se presentan para el diseño de equipos de transferencia de calor.

Generalmente, se evalúan mediante el desarrollo de correlaciones del tipo de Nusselt.

Para la resolución de este tipo de problemas, se utiliza la técnica del análisis dimensional. Para un fluido Newtoniano se tendrá:

$$h = f(V, P, M, C_p, K, \text{ Geometría del canal de flujo})$$

Aplicando el análisis dimensional, y considerando que la única dimensión característica del canal de flujo es el diámetro equivalente, se obtiene:

$$\frac{h De}{K} \propto \frac{De V \rho}{\mu}^B \frac{C_p \mu}{K}^C \quad \text{-----(4)}$$

En donde se reconocen los grupos adimensionales usuales:

$$\text{N}^\circ \text{ de Nusselt} = Nu = \frac{h De}{K}$$

$$\text{N}^\circ \text{ de Reynolds} = Re = \frac{De V \rho}{\mu}$$

$$\text{N}^\circ \text{ de Prandtl} = Pr = \frac{C_p \mu}{K}$$

El efecto del gradiente de viscosidad a través del canal de flujo, se considera utilizando el factor adimensional de Sieder y Tate; $\frac{\mu}{\mu_p}^D$ e introduciendo una constante de proporcionalidad (A), se-

tiene:

$$\text{Nu} = A \text{Re}^B \text{Pr}^C \frac{\mu}{\mu_p}^D \quad \text{---} \quad (5)$$

En donde los valores de A, B, C y D se calculan experimentalmente, para cada uno de los diferentes fenómenos y configuraciones geométricas que se presentan en la práctica.

Como los coeficientes de transferencia dependen de las propiedades físicas del fluido, éstas deben ser evaluadas a la temperatura media, excepto que se evalúen a la temperatura de pared.

III. - COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Aplicando la Ley Fourier, a una placa e integrando la ecuación (1), se tiene:

$$Q = \frac{K A}{DX} (T_2 - T_1) \quad \text{---} \quad (6)$$

Considerando que la conductividad térmica es constante. El espesor de la placa es DX, T_1 y T_2 , son las temperaturas de las caras de la placa.

La velocidad de transferencia de calor, puede considerarse como un flujo, y la combinación de la conductividad térmica, espesor del material, y área como una resistencia a este flujo. La temperatura es el potencial o fuerza impulsora del flujo de calor. Con esto la ecuación de Fourier, puede escribirse:

$$\text{Flujo de calor} = \frac{\text{Diferencia de potencial térmico}}{\text{Resistencia térmica}}$$

La cual es una relación muy semejante a la Ley de Ohm, en la teoría de circuitos eléctricos. Esta analogía es útil cuando se tienen que resolver problemas complejos.

Si se considera la placa mostrada en la figura N°2, expuesta a un fluido frío F en un lado y un fluido caliente C en el otro lado, - la transferencia de calor se puede expresar de la siguiente manera:

$$Q = h_c A (T_c - T_1) = \frac{K A}{DX} (T_1 - T_2) = h_f A (T_2 - T_f) \quad \text{--(7)}$$

y puede representarse como una serie de resistencias (ver fig.#2)

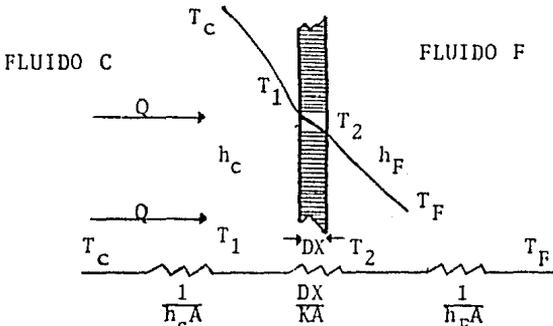


FIGURA 2

De acuerdo a la analogía antes mencionada, la transferencia de calor global, puede calcularse como la relación de la diferencia total de temperaturas, entre la suma de las resistencias térmicas, - o sea:

$$Q = \frac{(T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c A} + \frac{DX}{K A} + \frac{1}{h_f A}} \quad \text{----- (8)}$$

donde $1/h_c A$, representa la resistencia por convección.

La transferencia de calor global combinada por conducción y convección, se expresa frecuentemente en términos de un coeficiente global de transferencia de calor (U), definido por la relación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{DX}{K} + \frac{1}{h_f}} \quad \text{Por lo que: } Q = U A DT \quad \text{----- (9)}$$

Donde A, es el área de transferencia de calor y DT, es la diferencia global de temperaturas, frecuentemente evaluada como la media logarítmica de las diferencias de temperaturas de los fluidos.

Si se considera la resistencia proporcionada por el ensuciamiento del equipo, se tiene:

$$U_S = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{DX}{K} + \frac{1}{h_f} + R_d} \quad \text{----- (10)}$$

en donde R_d , es el factor de ensuciamiento y U_S , es llamado coeficiente sucio, de servicio o de diseño.

IV.- FENOMENOS QUE INVOLUCRA LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

De acuerdo con el fenómeno físico que se presenta durante el intercambio de calor, se ha efectuado la clasificación siguiente, - para facilitar su estudio y el planteamiento en este trabajo.

- A.- SIN CAMBIO DE FASE
- B.- CONDENSACION
- C.- EBULLICION

A.- INTERCAMBIO DE CALOR, SIN CAMBIO DE FASE.

En este caso los fluidos que intercambian calor, permanecen en la misma fase durante todo el proceso de transferencia. En función a lo anterior, el tratamiento específico que se da a los diversos equipos en donde se efectúa el intercambio, ya sea para su diseño, evaluación o análisis durante operación, contempla tres alternativas posibles: Intercambio LIQUIDO - LIQUIDO; Intercambio GAS-GAS; e Intercambio LIQUIDO - GAS.

B.- CONDENSACION.

El fenómeno llamado "condensación", se presenta cuando un fluido que se encuentra por debajo de las condiciones críticas, pasa de-

la fase vapor a la fase líquida. Tomando en cuenta la composición del fluido, se presentan las siguientes posibilidades:

Condensación de:

- i). - un componente puro
- ii). - de multicomponentes miscibles
- iii).- en presencia de incondensables
- iv).- en presencia de inmiscibles

Dependiendo de la cantidad de calor intercambiado, se puede -- presentar una condensación parcial o total del fluido, para ca da una de las posibilidades anteriores.

Existen dos tipos de condensación que son:

- a).- Condensación en forma de gota
- b).- Condensación en forma de película

Los cuales dependen de la afinidad que exista entre la superfi cie y el líquido formado. Si la afinidad es mínima, se presenta en forma de gota, y si es máxima se presenta en forma de pe lícula, siendo el coeficiente de transferencia de calor de este último, de 4 a 8 veces menor que el del tipo (a).

La evaluación del coeficiente, está basada en la teoría de Nusselt, y de sus consideraciones para la condensación en forma de película.

A continuación se presenta una descripción somera de las cuatro posibilidades de condensación que se anunciaron anteriormente. La influencia de cada una de ellas en el diseño de equipos de intercambio de calor, se refleja básicamente en las consideraciones efectuadas en el cálculo de los coeficientes de - transferencia de calor, por lo tanto, en el capítulo correspondiente se harán notar estas consideraciones, según el equipo - del cual se esté presentando su metodología.

- i).- Condensación de un componente puro.

Para un fluido constituido por un componente puro, la condensación se efectuará isotérmicamente, y la evaluación del coeficiente individual de condensación, se hace mediante la ecuación de Nusselt.

ii).- Condensación de Multicomponentes.

Es este el caso más común en las industrias químicas y petroquímicas. Se efectúa, en general, no isotérmicamente con un rango de temperatura más o menos amplio, y tiene además la característica de que la curva de condensación no es uniforme en algunos casos, por lo que se invalida el uso, en su forma convencional, de la diferencia media logarítmica de temperatura.

Así mismo, debido a que los componentes de la mezcla no condensan uniformemente, las propiedades físicas de la película de condensado cambian, y como consecuencia, también cambia el coeficiente de condensación.

iii).- Condensación en presencia de incondensables.

La característica principal de este caso, es que se efectúa -- por medio de un fenómeno simultáneo de transferencia de calor y de masa, mediante un proceso no isotérmico.

A medida que se forma; el condensado se cubre por una mezcla vapor - gas, en la que la concentración del vapor, es menor -- que en el seno de la corriente vapor - gas. Debido a este gradiente, existe una transferencia de masa que, al vencer la resistencia de la película gaseosa, se condensa en la interfase.

En forma simultánea se presenta una transferencia de calor, de la fase gaseosa, hacia la superficie de enfriamiento y a través de la película de gas, por convección y conducción, debido al gradiente de temperatura existente,

La predicción del coeficiente de condensación, se hace a partir de la ecuación de Nusselt, considerando la geometría y la

posición, es decir, si la condensación ocurre dentro o fuera - de tubos, o bien en posición horizontal o vertical. En la predicción del coeficiente, se recomienda también emplear las ecuaciones propuestas por Sherwood y Gilliland, o por Bedingfield, Drew y Powell.

iv.- Condensación en presencia de inmiscibles.

Este caso es uno de los que actualmente requieren de una mayor investigación. Se presenta cuando una mezcla binaria, que no se encuentra a su composición eutéctica, se enfría. El componente en exceso condensará primero, actuando el segundo como - incondensable.

Al continuar la corriente de vapor a lo largo del condensador - y al alcanzar la composición eutéctica, los componentes empiezan a condensar simultáneamente.

El modelo de nucleación controlada de Sykes, y tomando en cuenta el efecto de incondensables, permite efectuar diseños satisfactorios.

C.- EBULLICION.

La ebullición puede definirse, en nuestro caso, como una forma de transferencia de calor que involucra el cambio de la fase - líquido a la fase vapor. La ebullición se comporta en función de la temperatura y de acuerdo con este comportamiento, se establecen los métodos de diseño, de los diversos equipos. Estos métodos contemplan, desde la predicción de coeficientes individuales de ebullición, hasta la del flux de calor y de las variables hidráulicas para el cálculo de las caídas de presión con flujo a dos fases.

Básicamente existen dos tipos de ebullición:

1).- Sin flujo, o de superficie sumergida. Se presenta cuando una superficie caliente, se instala en el seno de un líquido - saturado, y no existe un medio de agitación externo.

2).- Con flujo. Ocurre cuando el líquido saturado, se desplaza sobre la superficie caliente.

En ambos casos, se presentan los mecanismos de transferencia que pueden identificarse en la fig.(3), que representa la relación típica existente entre el flujo de calor por unidad de área ó "flux", y la diferencia de temperaturas entre la superficie de calentamiento y la temperatura de saturación del líquido en ebullición. La fig.(3) es típica para líquidos a ebullición sumergida, y los mecanismos de transferencia marcados son los siguientes:

a).- Transferencia por convección natural (región 1) este se presenta normalmente en sistemas que operan con ΔT_e inferiores a 10 ó 30 °F aproximadamente. En esta región, el líquido en contacto con la superficie caliente es sobrecalentado, por lo que tiende a subir por convección natural, hasta la región de interfase líquido - vapor, el calor de sobrecalentamiento es liberado mediante una vaporización relativamente lenta del líquido, no hay formación de burbujas de vapor en el seno del líquido, y los coeficientes de transferencia de calor son pequeños.

b).- Ebullición por nucleación (región 2). En esta región se forman diversos núcleos de generación de burbujas sobre la superficie de calentamiento, preferentemente en las irregularidades de la misma.

Inicialmente, el líquido es sobrecalentado por contacto directo en la superficie caliente. Una vez formados los núcleos de burbujas, estas crecen rápidamente, y finalmente las fuerzas ascendentes tienden a elevarlas hasta la superficie del líquido. Existen diversas correlaciones propuestas para esta región, las más aceptadas son la de Mc Nelli, y la de Pallen -- Small. ya que son las que más se aproximan a valores experimentales.

c).- Flux máximo (punto 3). Este punto representa el flux máximo de transferencia, la ΔT correspondiente a este punto se denomina ΔT crítica, aquí la formación de vapores es tan elevada que prácticamente la superficie de calentamiento, se encuentra cubierta por el mismo, y esto constituye una resistencia elevada a la transferencia de calor, debida a la cual para una elevación en la ΔT_e se presenta una disminución en el coeficiente de transferencia de calor, y con esto el flujo de calor disminuye.

De lo anterior, se deduce que es conveniente determinar el valor del flux máximo, para un sistema dado y diseñarlo para operar con una carga térmica que provoque un flux menor al máximo y mantener así al sistema trabajando dentro de la región de -- ebullición nucleada.

d).- Zona de transición (región 4). Está caracterizada por -- una operación inestable, en donde el flujo de calor disminuye conforme se incrementa la T hasta el punto de valor mínimo - conocido como de Leinderfrost. Resulta obvio que debe evitarse operar los equipos en esta región.

e).- Ebullición de película (región 5). Se vuelve a lograr un incremento de flux, con el aumento de ΔT una vez rebasado el punto de Leinderfrost. Este régimen se lleva a cabo básicamente por los mecanismos de conducción y radiación de calor, a través de la película de vapor presente, esta se encuentra relativamente estable, en contacto con la superficie de calentamiento. Esta ebullición de película presenta coeficientes de transferencia de calor bajos y ΔT elevadas.

No es recomendable operar los equipos de vaporización en esta zona, ya que los problemas de incrustación se acentúan.

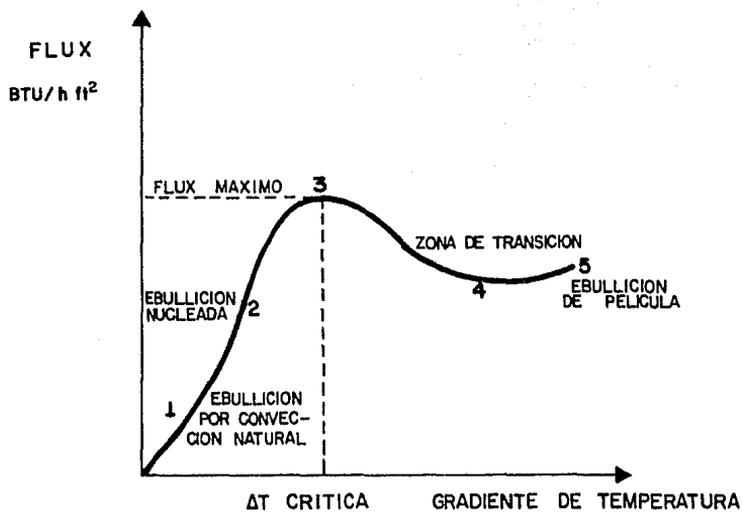


FIGURA 3.— CURVA DE EBULLICION

UNAM	FACULTAD DE QUIMICA
CURVA DE EBULLICION	
TESIS	MARCELA MARTINEZ FARIAS
PROFESIONAL	VICTORIA C. MELKEN KURI

C A P I T U L O I I**D E S C R I P C I O N D E E Q U I P O**

Los equipos de transferencia de calor son actualmente, uno de los equipos de proceso de más importancia en las plantas químicas modernas. Considerando la inversión total en equipo, se encuentra que una parte considerable de esta se destina a los intercambiadores de calor, llegando en ocasiones a ser hasta del 35%.

De acuerdo a la clasificación que se hizo en este trabajo, se presenta en este capítulo una descripción detallada de las principales características de los equipos considerados en este trabajo - así como sus ventajas y desventajas principales.

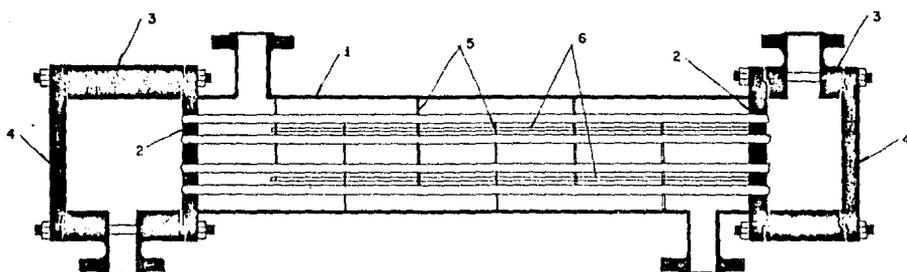
I.- INTERCAMBIADORES DE HAZ Y ENVOLVENTE.

A excepción de cuando se requiere enfriamiento con aire, estos intercambiadores constituyen la principal opción para los diseñadores en la mayoría de los servicios debido a su gran versatilidad.

Son capaces de manejar adecuadamente casi cualquier flujo, carga-térmica y caída de presión que se requiera en un servicio debido a que se puede disponer de un amplio rango de formas y tamaños en sus partes constitutivas como longitud de tubos, diámetro y espaciamiento entre ellos, número y espaciamiento de mamparas, etc.

La principal desventaja que presentan este tipo de equipos es que, una vez construidos resulta casi imposible modificarlos en caso de que ocurra un cambio no previsto en las condiciones del proceso que provoca que el intercambiador no cumpla con el servicio -- que se requiere.

Las partes esenciales de un intercambiador de haz y envolvente se muestran en la fig. #1, y son: la envolvente ó coraza (1), equipada con dos entradas y que tienen dos cabezales de tubos ó espejos (2) a ambos lados, dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4).- Los tubos están equipados con deflectores horizontales en el lado de la envolvente (5).



INTERCAMBIADOR TUBULAR DE CABEZAL FIJO
FIGURA 1

- 1.- ENVOLVENTE O CORAZA
- 2.- ESPEJOS O CABEZALES DE TUBOS
- 3.- CARRETES } CABEZALES
- 4.- TAPAS }
- 5.- DEFLECTORES
- 6.- ESPACIADORES (sopores de deflectores)

DEFLECTORES.- Existen varios tipos de deflectores usados en los intercambiadores de calor, los más comunmente empleados son los segmentados los cuales son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la coraza.- Se conocen también como deflectores con 25% de corte. Pueden -- ser arreglados para flujo "arriba" y "abajo" o rotarse 90° para flujo "lado con lado", este último es aconsejable cuando fluye a través de la envolvente una mezcla líquido-gas (fig.#2).

El espaciado de deflectores es la distancia de centro a centro - entre dos deflectores y no debe ser mayor a una distancia igual al diámetro interior de la coraza, ni menor a una distancia ---- igual al 1/5 del diámetro interior. Se mantienen firmemente mediante espaciadores que no son mas que pasadores atornillados a un cabezal de tubos o espejo.

Es claro que los deflectores se utilizan para originar turbulencia en el fluido que va por la envolvente y obtener así, coeficientes de transferencia de calor más altos.

Otro tipo de deflectores también usados son los de disco, corona y de orificio (fig.#3).

TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR.- Se conocen también como tubos para condensador y no deben confundirse con tubos de acero ú otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro.

El diámetro exterior de este tipo de tubos es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Se encuentran disponibles en varios metales como son: acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, cobre-niquel 70-30, aluminio-bronze, aluminio y aceros inoxidables. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared definidos con el calibrador Birmingham para alambre o calibrador BWG del tubo. En el apéndice de este trabajo se anexa una tabla con las dimensiones y características de -

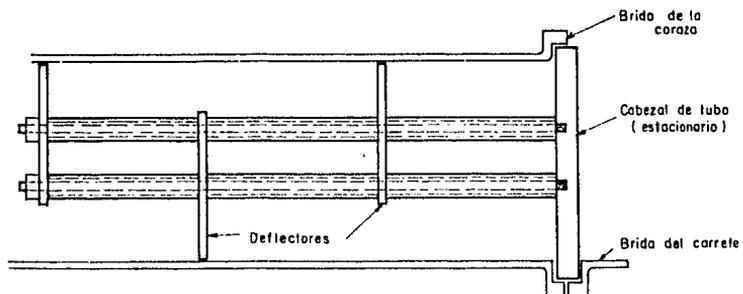
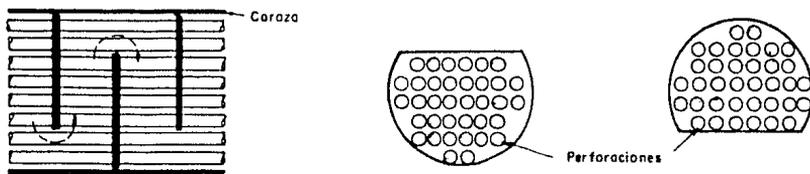


FIG. 2 ESPACIADOR DE DEFLECTOR (AUMENTADO)



DETALLE DE DEFLECTOR SEGMENTADO

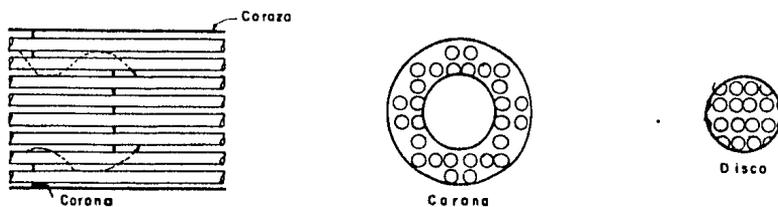
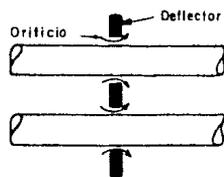
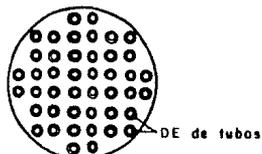


FIG. 3 DEFLECTOR DE DISCO Y CORONA



(a) Detalle



(b) Deflector

DEFLECTOR DE ORIFICIO

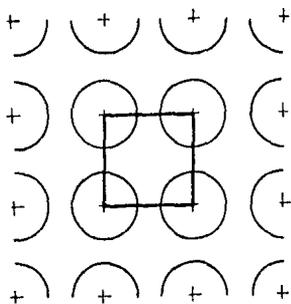


FIG. 4 (a) ARREGLO EN CUADRO

$3/4"$ DE ; PT = $1"$

$1"$ DE ; PT = $1 1/4"$

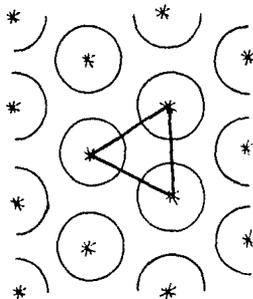


FIG. 4 (b) ARREGLO TRIANGULAR

$3/4"$ DE ; PT = $15/16"$

$3/4"$ DE ; PT = $1"$

$1"$ DE ; PT = $1 1/4"$

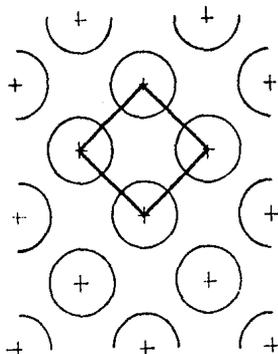


FIG. 4 (c) ARREGLO EN CUADRO ROTADO

$3/4"$ DE ; PT = $1"$

$1"$ DE ; PT = $1 1/4"$

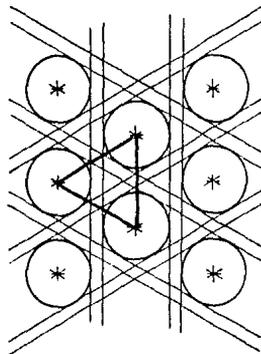


FIG. 4 (d) ARREGLO TRIANGULAR CON ESPACIOS PARA LIMPIEZA

$3/4"$ DE ; PT = $15/16"$

$3/4"$ DE ; PT = $1"$

$1"$ DE ; PT = $1 1/4"$

los tubos que generalmente están disponibles de los cuales los de 3/4 y 1 pulgada de diámetro son los más usados en el diseño de intercambiadores. (tabla 4 del apéndice).

Los tubos no pueden colocarse muy cerca uno del otro, ya que -- una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejos.

La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura y a la fecha son casi estandar. Los tubos se colocan en arreglos triangular o cuadrado. El espaciado en cuadrado facilita la limpieza externa y provoca caída de presión pequeña cuando el fluido fluye en la dirección mostrada en la figura #4, se indican además en esta fig. las características de cada arreglo y las dimensiones más comunes para cada uno.

ENVOLVENTES.- De hasta 12 pulgadas de diámetro se fabrican de tubo de acero, de más de 12 y hasta 24 pulgadas el diámetro exterior real y el nominal es el mismo. El espesor para estos -- rangos es de 3/8 de pulgada lo que permite presiones de operación en el lado de la envolvente de hasta 300 libras por pulgada cuadrada. Las envolventes mayores de 24 pulgadas se fabrican rolando placa de acero. En el apéndice de este trabajo se anexan las tablas 1 y 2 que contienen los diámetros de coraza o envolvente recomendables según el número de tubos, arreglo y -- servicio.

Son tres los principales tipos de construcción de intercambiadores de haz y envolvente:

- i).- ESPEJOS FIJOS
- ii).- TUBOS EN "U"
- iii).- CABEZAL FLOTANTE

i) ESPEJOS FIJOS.- Tienen tubos rectos que se aseguran en ambos extremos mediante espejos que van soldados a la envolvente. Por lo regular, los espejos se extienden más allá de la envolvente y son utilizados también como bridas para sujetar los cabezales --del lado de tubos. Cuando se trata de cabezales tipo CoN, estos pueden soldarse al espejo.

En este tipo de intercambiadores se logra dar cabida a un mayor número de tubos en una envolvente dada ya que el espacio necesario entre el haz de tubos y la envolvente es mínimo.

Por el lado de tubos se tiene acceso para mantenimiento y reemplazo, pero en el lado de la envolvente no es posible la limpieza exterior de tubos de manera mecánica, por lo que es recomendable que por este lado circulen fluidos relativamente limpios, para que una limpieza química periódica sea suficiente para mantenerlos en servicio. Pueden manejarse fluidos peligrosos en la envolvente, ya que no hay posibilidades de fuga al exterior.

Si un tubo resulta averiado, es frecuente que se pongan tapones metálicos en ambos lados, pues el tratar de removerlo podría ocasionar que se rompa dentro de la envolvente y el problema se haga mayor, así puede ahorrarse tiempo y esfuerzo.

Al manejarse servicios con grandes diferencias de temperatura en los fluidos o en operaciones cíclicas, se puede presentar un problema debido a la expansión diferencial entre los tubos y la envolvente, causada por las diferencias de longitud que se presentan por la expansión térmica, esto solo puede resolverse utilizando alguno de los diferentes tipos de juntas de expansión.

Los equipos de espejos fijos se utilizan principalmente en servicios en los que el fluido de la envolvente no es muy sucio, como vapor refrigerante, gases, Dowtherm, algunas aguas de enfriamiento y corrientes limpias de proceso.

ii) TUBOS EN "U".- En estos equipos, los tubos se doblan hasta formar una "U", de tal forma que ambos extremos puedan sujetarse con un solo espejo. Con este arreglo, se soluciona el problema de la expansión diferencial ya que los tubos tienen libertad para moverse independientemente.

Aún cuando el haz de tubos puede ser removido, la limpieza interior y exterior de los tubos es difícil, especialmente en los tubos internos en los que el radio de la "U" es pequeño, por lo que se hace necesario el uso de mecanismos sofisticados para darles mantenimiento. Por esto es preferible usar fluidos relativamente limpios.

El reemplazo de los tubos puede realizarse fácilmente solo con los tubos exteriores, los internos son inaccesibles. El diámetro más pequeño al cual se puede doblar un tubo sin deformar el diámetro exterior en un dobléz en "U", es de tres a cuatro veces el diámetro exterior de el tubo. Lo que significa que normalmente es necesario omitir algunos tubos en el centro del haz dependiendo de la distribución.

Pueden instalarse deflectores de la manera convencional en arreglos tubulares cuadrados o triángulares.

El cabezal de retorno es sustituido por una tapa que va soldada a la envolvente, con lo cual se disminuye considerablemente el número de juntas en un equipo, lo que resulta de gran utilidad para servicios a altas presiones de trabajo.

Los intercambiadores de tubos en "U" son usados frecuentemente para calentar fluidos viscosos como aceites pesados o melasas que necesitan bombearse desde sus tanques de almacenamiento. Para reducir los costos de bombeo y facilitar este, el intercambiador se introduce en el fondo del tanque con la envolvente abierta en un extremo, así el fluido circula por el exterior de los tubos, se reduce su viscosidad y entonces facilita el trabajo a la bomba.

iii) CABEZAL FLOTANTE .- El haz de tubos está formado por tubos rectos que se sujetan en ambos extremos mediante espejos. Uno - de los espejos está sujeto a la envolvente mediante pernos, mien- tras que el otro puede moverse libremente dentro de la envolven- te.

A este cabezal, se atornilla un casquete de cabezal flotante y - la coraza se cierra mediante un bonete.

El haz de tubos puede removerse con suma facilidad del equipo lo que hace posible la inspección, mantenimiento y reemplazo cuando sea necesario, de los tubos. Debido a esta facilidad de limpie- za, este tipo de equipo puede usarse cuando se manejen servicios sucios o incrustantes.

La desventaja de usar un cabezal flotante es de simple geometría, ya que para asegurar la tapa del cabezal flotante es necesario - atornillarla dentro de la envolvente y esto requiere el uso de - espacio donde sería posible insertar más tubos, además, ocasiona una canalización de flujo no deseable entre el banco de tubos y - la coraza. Pueden presentarse fugas del fluido a través del em- paque del cabezal flotante.

Debido a la diversidad de sus características de construcción, - este tipo de equipo es el más caro entre los de tubos y envolvente, pero esta misma variedad ocasiona que siempre pueda seleccionarse alguno que satisfaga las necesidades de mantenimiento, tempe- raturas y presiones de operación.

En la fig.#5 se presenta la clasificación del tipo de intercam- biadores de tubos y envolvente de acuerdo a TEMA, seguida del -- enunciado de las principales características de los cabezales de admisión, tipos de envolventes y cabezales de retorno que se pre sentan en esta figura.

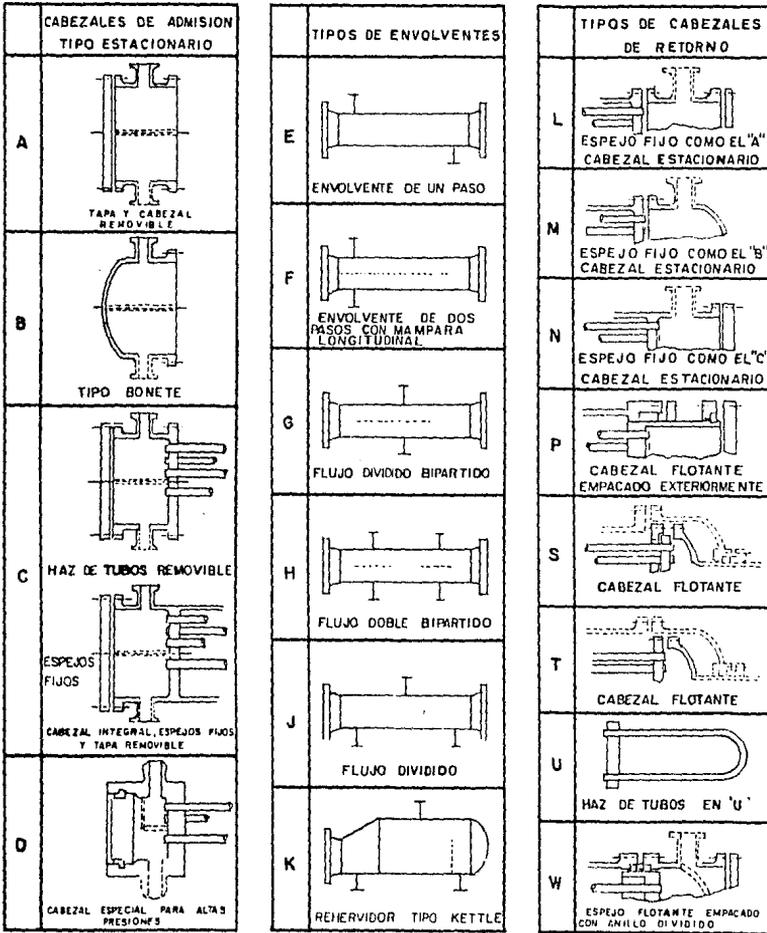


FIGURA No. 5 CLASIFICACION DEL TIPO DE INTERCAMBIADORES DE TUBO Y ENVOLVENTE DE ACUERDO A TEMA.

CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LOS CABEZALES DE ADMISION DE LA FIGURA 5.

TIPO A.- Es el más versátil y el más caro. Solo requiere quitar la tapa para limpiar los tubos. Util para fluidos sucios.

TIPO B.- Es más económico, pero como es de una sola pieza se requiere removerlo totalmente para realizar el mantenimiento.- Para fluidos limpios preferentemente (llamado también bonete).

TIPO C.- Este cabezal va soldado al espejo. Las maniobras de inspección o reentubado se dificultan por la presencia de las placas de partición. Se usa en servicios limpios.

TIPO D.- El canal va integrado al espejo. Económico para presiones de operación superiores a 900 psi.

CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LOS TIPOS DE ENVOLVENTE DE LA FIGURA 5.

TIPO E.- Es el más simple y económico, de aplicación más general. El fluido circula en un solo paso.

TIPO F.- Tiene un baffle longitudinal unido al espejo, obligando al fluido a circular en dos pasos aumentando su velocidad.

TIPO G.- Tiene un baffle longitudinal y además una placa circular en la parte central de la envolvente, que divide el flujo en dos partes.

TIPO H.- Equivalente a dos envolventes tipo G en paralelo.

TIPO J.- Equivale a dos envolventes tipo E en paralelo; tiene una boquilla de entrada y dos de salida cuando el flujo tiene un volumen mayor a la salida o viceversa.

TIPO K.- Es el rehervidor tipo Kettle, se hará una descripción detallada de ellos en la clasificación de ebullición.

La parte superior produce el volúmen necesario para la salida - del vapor producido en servicios de ebullición.

CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LOS CABEZALES DE RETORNO DE LA - FIGURA 5.

TIPO L.- Equivale al tipo A.

TIPO M.- Equivale al tipo B.

TIPO N.- Equivale al tipo C.

TIPO P.- Tiene espejo flotante empacado exteriormente. Puede - presentar problemas de fugas al exterior.

TIPO S.- Tiene un cabezal flotante sujeto al espejo por una - contrabrida. Para sacar el haz de tubos se requiere quitar la tapa de la envolvente y el cabezal flotante.

TIPO T.- El cabezal flotante va sujeto directamente al espejo, lo que permite sacar el haz fácilmente. El espacio entre el - haz y la envolvente es grande.

TIPO U.- Se usa una tapa unida a la envolvente.

TIPO W.- Es un espejo flotante empacado internamente. Como - no puede llevar placas de participación solo admite dos o un - paso.

Se presentan también, en figuras subsecuentes, diagramas de los diferentes tipos de intercambiadores de calor de haz y envolvente más utilizados así como una tabla comparativa de los tres tipos de construcción de intercambiadores mencionados.

DESIGNACION DEL TAMAÑO Y TIPO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE HAZ Y ENVOLVENTE.- La asociación de fabricantes de intercambiadores tubulares (TEMA), ha establecido una forma para designar a los intercambiadores de calor de tubos y envolvente mediante números y letras que es la que se presenta a continuación:

1) TAMAÑO.- El tamaño de la envolvente y el haz de tubos se indica por medio de números que describen el diámetro de la envolvente y la longitud de los tubos como sigue:

a) DIAMETRO.- El diámetro nominal es el diámetro interno de la envolvente en pulgadas, redondeando al entero más cercano. En los rehervidores tipo Kettle, el diámetro nominal será el diámetro del cabezal de entrada seguido del diámetro de la envolvente redondeados los dos al entero más próximo.

b) LONGITUD.- La longitud del tubo en pulgadas es la longitud nominal. Para tubos rectos es la longitud total real. Para tubos en "U", la longitud se toma como la longitud recta desde la punta del tubo hasta la tangente de la curvatura.

2) TIPO.- El tipo de cambiador se indica por letras que describen el cabezal estacionario, la envolvente (se omite cuando se trata solo del haz de tubos) y el cabezal de retorno, en ese orden como se indica en los ejemplos siguientes:

A) Intercambiador de cabezal flotante de anillo dividido, con canal removible y cubierta, envolvente de un paso, diámetro interno de 23 1/4" con tubos de 16 pies de longitud.

TAMAÑO: 23-192

TIPO: AES

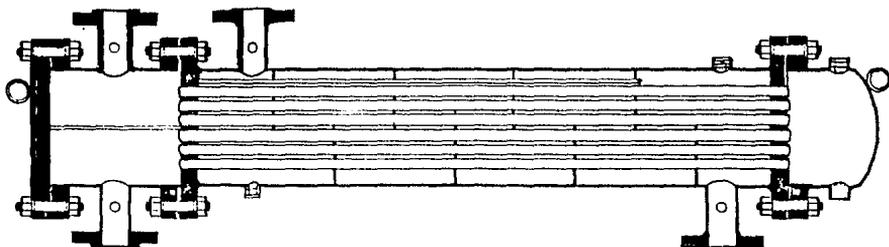


FIGURA No 6 INTERCAMBIADOR TIPO AEM DE ESPEJOS FIJOS,
DOS PASOS, CABEZAL DE ENTRADA CON TAPA RE-
MOVIBLE.

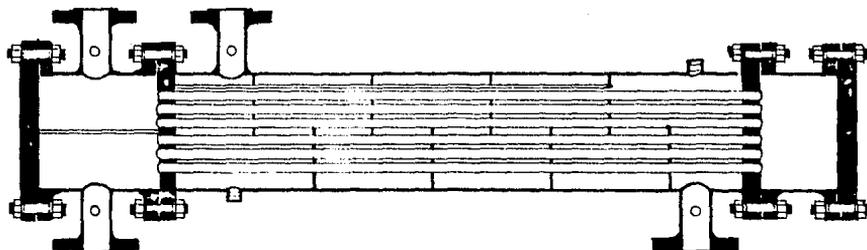


FIGURA No. 7 INTERCAMBIADOR TIPO AEL, DE ESPEJOS FIJOS,
DOS PASOS.

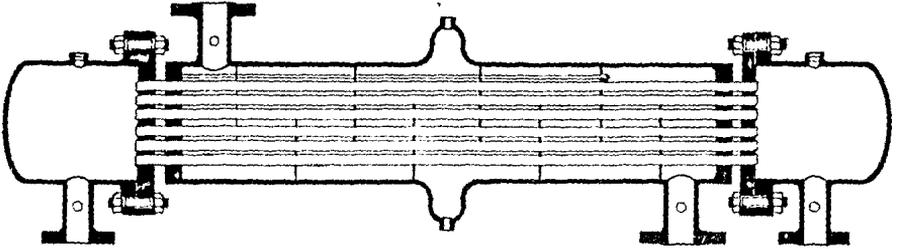


FIGURA No. 8 INTERCAMBIADOR TIPO BEM, CON DOBLE ESPEJO FIJO Y JUNTA DE EXPANSION. UN PASO.

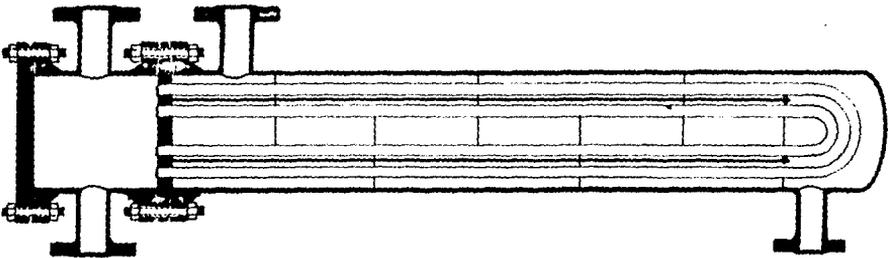


FIGURA No. 9 INTERCAMBIADOR CON TUBOS EN "U"

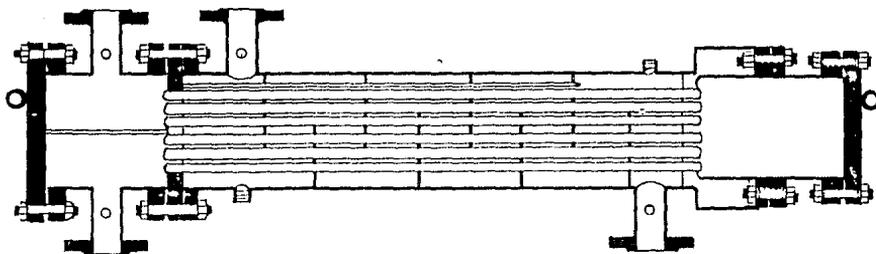


FIGURA No.10 INTERCAMBIADOR TIPO AEP, CABEZAL FLOTANTE EXTERNO.

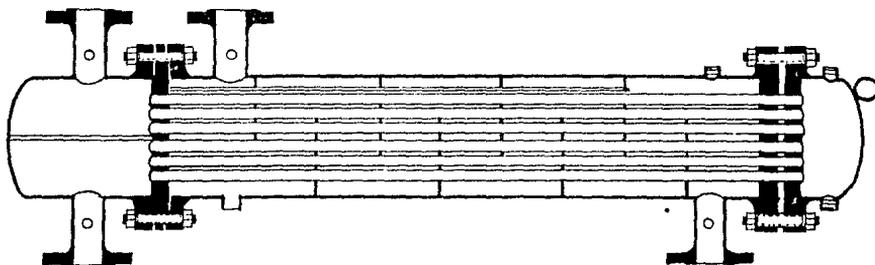


FIGURA No. 11 INTERCAMBIADOR BEW, CON ESPEJO FLOTANTE EMPACADO INTERNAMENTE.

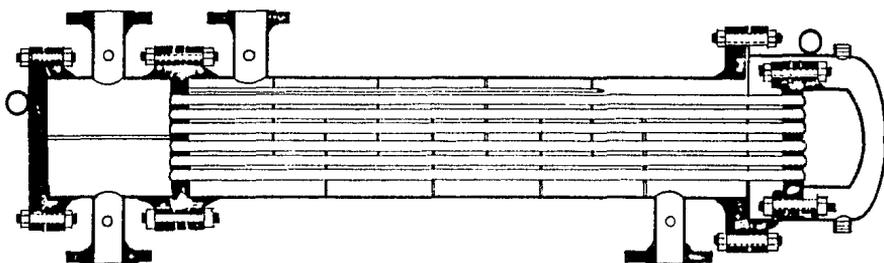
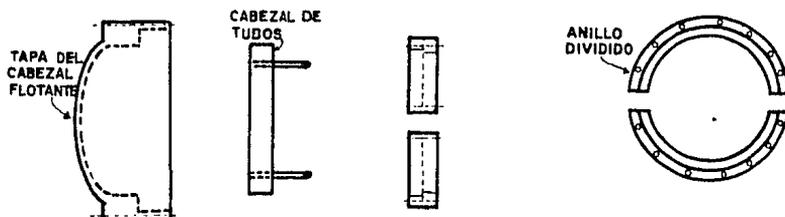


FIGURA No.12 INTERCAMBIADOR TIPO AES, DE CABEZAL FLOTANTE, DE ANILLO DIVIDIDO, CABEZAL DE ENTRADA CON TAPA REMOVIBLE Y DOS PASOS POR TUBOS.



ENSAMBLE DE ANILLO ABRAZADERA DIVIDIDO

TABLA COMPARATIVA DE LOS PRINCIPALES INTERCAMBIADORES DE TUBOS Y ENVOLVENTE

TIPO	ESPEJOS FIJOS	TUBOS EN U	C.F TIPO W	C.F TIPO S	C.F TIPO P	C.F TIPO T
Costo relativo	2	1	3	5	4	5
Expansión diferencial	Junta de expansión	Tubos con mov. libre	Cabezal flotante	Cabezal flotante	Cabezal flotante	Cabezal flotante
Haz de tubos removible	no	si	si	si	si	si
Cambio del haz de tubos	No es practico	si	si	si	si	si
Cambio de tubos	si	Sólo los más externos	si	si	si	si
Limpieza química	si	si	si	si	si	si
Limpieza mecánica interna	si	Difícil	si	si	si	si
Limpieza mecánica externa	no	<input type="checkbox"/> si <input type="checkbox"/> no	<input type="checkbox"/> si <input type="checkbox"/> no	<input type="checkbox"/> si <input type="checkbox"/> no	<input type="checkbox"/> si <input type="checkbox"/> no	<input type="checkbox"/> si <input type="checkbox"/> no
No. de pasos	Sin límite práctico	Cualquier número par	Uno o dos	Sin límite práctico	Sin límite práctico	Sin límite práctico
Fluidos manejados	Fluidos limpios	Principalmente fluidos limpios	Aquellos cuya fuga exterior sea tolerable	Puede manejar fluidos sucios	Aquellos cuya fuga al exterior sea tolerable	Puede manejar fluidos sucios
Rangos de operación	Rangos y dif. de temp pequeños	Altas temp. y presiones	Hasta 375° F hasta 300° psi	Más alto que C.F tipo P	Hasta 600° F hasta 600 psi	Más alto que C.F tipo P

Tubos en arreglo cuadrado

Tubos en arreglo triangular

B) Intercambiador de tubos en "U" con cabezal estacionario de tipo bonete, envolvente de flujo dividido, diámetro interior de 19" con tubos de 7 pies de longitud recta.

TAMAÑO: 19-84

TIPO: BGU

C) Rehervidor tipo Kettle de cabezal flotante con cabezal estacionario integral al espejo, con diámetro de 23" y diámetro de la envolvente de 37", con tubos de 16 pies de longitud.

TAMAÑO: 23/37-192

TIPO: CKT

Como se apreció en el diagrama general, dentro de este tipo de equipos se considerarán a los rehervidores de torres dentro del fenómeno de ebullición (grupo IB, caso 2), lo anteriormente expuesto en este capítulo es también aplicable a estos equipos pero debido al fenómeno de ebullición para el cual se diseñan es importante establecer ó indicar las principales ventajas y desventajas de estos equipos así como consideraciones que se hacen en este trabajo para su diseño térmico.

Las consideraciones principales que deben tomarse en cuenta para la selección de un tipo de rehervidor son las siguientes:

- 1.- Mínima área posible para la transferencia de calor.
- 2.- Limitación de espacio y requerimientos de tubería para la interconexión del equipo.
- 3.- Facilidad de mantenimiento en los tubos.
- 4.- Porcentaje de vaporización requerida.
- 5.- Facilidad de mantenimiento en la envolvente.
- 6.- Comportamiento ante el fenómeno de incrustación.
- 7.- Tiempo de residencia permisible del fluido.
- 8.- Estabilidad de operación.
- 9.- Costos de operación.

La selección, sin embargo, dependerá en buena parte del criterio y experiencia del diseñador, ya que es posible que un servicio - dado de vaporización pueda ser cubierto satisfactoriamente por - varios tipos de rehervidores.

Existen tres tipos de rehervidores de tubo y coraza.

- A.- Termosifones
- B.- Tipo Kettle
- C.- De circulación forzada

TERMOSIFONES.

En este tipo de equipos el mecanismo de ebullición es con flujo, este se mantiene por la diferencia de densidades entre el líquido que fluye hacia el rehervidor y la mezcla a dos fases que re gresa a la torre.

Presentan ciertas características y limitaciones que conviene -- señalar:

- 1.- No deben emplearse para el caso de vaporizaciones de mezclas en las que la diferencia entre las temperaturas de "burbuja" y de "rocío" sea muy apreciable, es decir mayor a un cuarto- de la LMTD.
- 2.- Al salir del termosifón los vapores a una temperatura mayor- que el líquido producto de la columna de destilación, no se- tiene un equilibrio entre estas corrientes, por lo que no se ob- tiene una vaporización equivalente al 100% de un plato teóri- co en el proceso de separación.
- 3.- Es necesario contar con una altura hidrostática de líquido a la entrada del termosifón que permanezca más ó menos constante , esto para evitar fluctuaciones en la operación.

Los termosifones se dividen a su vez en horizontales y vertica-- les.

a) TERMOSIFON VERTICAL. (figs.13a y c)

Estos equipos llevan el fluido que vaporiza por el lado interno de los tubos, normalmente se acoplan a la columna de destilación, -- economizando con ello los requerimientos por concepto de cimentaciones, estructuras y espacio requerido. Se permite la instalación de cuatro equipos de este tipo como máximo por cada columna, - lo que limita la capacidad de área de transferencia en estas unidades.

VENTAJAS:

- 1.- Requerimiento mínimo de tubería.
- 2.- Altos coeficientes de transferencia.
- 3.- Bajo tiempo de residencia del fluido en la zona de calentamiento.
- 4.- No se incrusta fácilmente.
- 5.- Económicos.

DESVENTAJAS:

- 1.- Limitación en la superficie de transferencia.
- 2.- Impropio para fluidos viscosos.
- 3.- Requiere alturas del faldón de la columna elevadas.
- 4.- La tasa de recirculación está limitada por la hidráulica del sistema.
- 5.- Vaporizaciones no mayores al 30% en peso.

b) TERMOSIFON HORIZONTAL. (figs.13b y d)

La vaporización ocurre del lado de la coraza, localizando las boquillas centralmente (tipo "split") usando una mampara longitudinal ó también "doble split" (fig.14), cuyo diseño lleva dos mamparas longitudinales, esto obliga al fluido a recorrer la superficie de transferencia en ambos sentidos y proporciona una operación eficiente.

Estos equipos requieren de cimentación individual, por lo que ocupan un espacio relativamente grande, pero por otro lado, se hacen

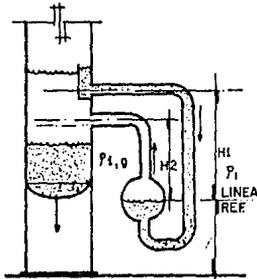


FIGURA 13a HORIZONTAL

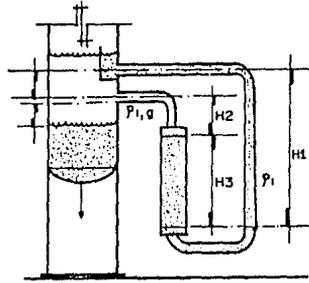


FIGURA 13c VERTICAL

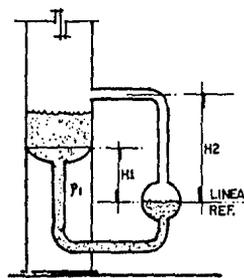


FIGURA 13b HORIZONTAL

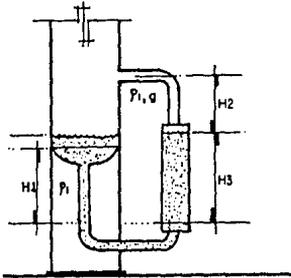


FIGURA 13d VERTICAL

FIGURA 13.- REHERVIDORES DE CIRCULACION NATURAL

UNAM	FACULTAD DE QUIMICA
REHERVIDORES	
TESIS	MARCELA MARTINEZ FARIAS
PROFESIONAL	VICTORIA G. MELKEN KURI

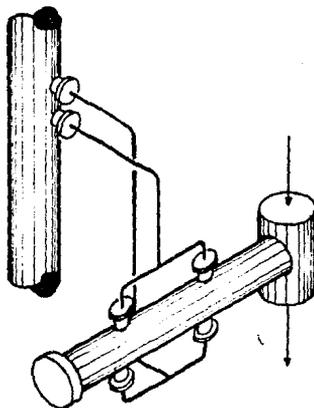


FIGURA 14 - TERMOSIFON HORIZONTAL "DOBLE SPLIT"

UNAM	FACULTAD DE QUIMICA
TERMOSIFON	
TESIS	MARCELA MARTINEZ FARIAS
PROFESIONAL	VICTORIA C. MELKEN KURI

necesarios cuando se requieren áreas de transferencia elevadas. - Los costos por concepto de estructuras, cimentaciones, tubería de interconexión, etc. Pueden ser elevados, pero se tiene la ventaja de contar con un diseño hidráulico más flexible que en el caso de un termosifón vertical.

VENTAJAS:

- 1.- Coeficientes de transferencia razonablemente altos.
- 2.- Área de transferencia ilimitada.
- 3.- Bajo tiempo de residencia en la zona de calentamiento.
- 4.- Fácil acceso para mantenimiento.
- 5.- No se incrusta fácilmente.
- 6.- Se pueden manejar medios de calentamiento con características incrustantes.
- 7.- Se pueden lograr recirculaciones elevadas.

DESVENTAJAS:

- 1.- Requiere de mayor espacio para su instalación.
- 2.- Se necesita más tubería de interconexión.
- 3.- Impropio para fluidos viscosos.
- 4.- Su uso se limita a vaporizaciones no mayores del 30% en peso.

B) TIPO KETTLE. (figs.15 y 16a,b)

Se usan cuando se necesitan altos porcentajes de vaporización, máximo el 80% en peso. El mecanismo de ebullición es de superficie sumergida ("Pool Boiling"), la ebullición se efectúa en la envoltura.

La superficie de calentamiento se encuentra permanentemente sumergida en el seno del líquido que se está vaporizando por lo que se presenta el mecanismo de ebullición por nucleación.

El nivel del líquido dentro del rehervidor es mantenido mediante una mampara ó vertedor. La separación entre el producto de fondos y la fase vapor se efectúa dentro del rehervidor y el produc-

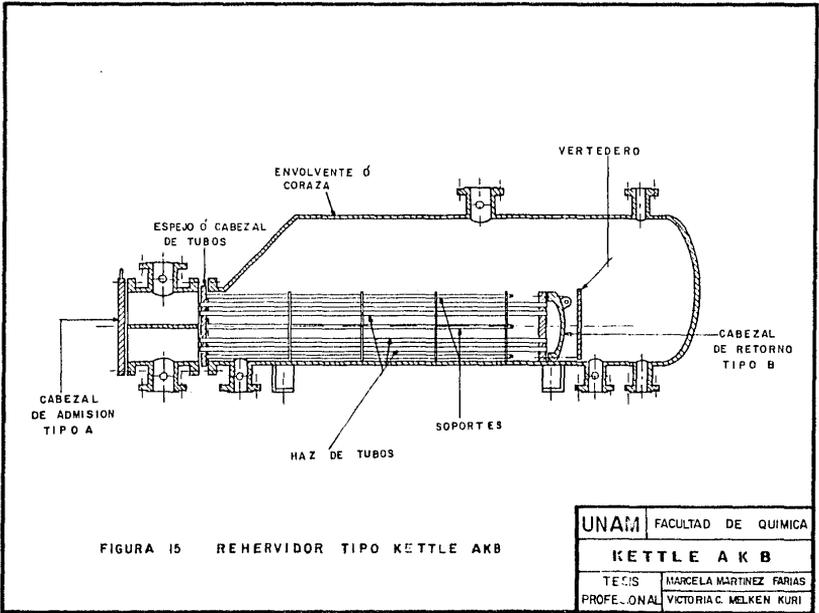


FIGURA 15 REHERVIDOR TIPO KETTLE AKB

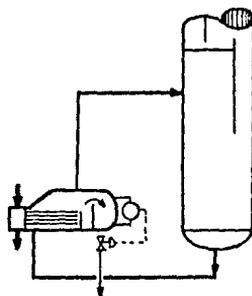


FIGURA 16a.—CIRCUITO TIPO KETTLE

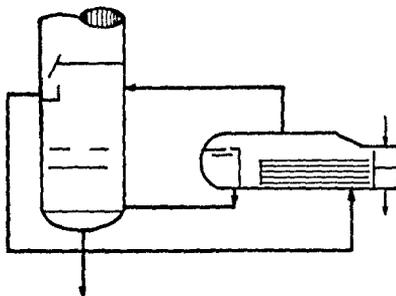


FIGURA 16b.—CIRCUITO TIPO KETTLE MODIFICADO .

UNAM	FACULTAD DE QUIMICA
CIRCUITOS TIPO KETTLE	
TESIS	MARCELA MARTINEZ FARIAS
PROFESIONAL	VICTORIA C. MELKEN KURI

to de fondos es retirado a través del Kettle.

Generalmente no se ensucia tan rápidamente como los termosifones, pero a causa del tamaño de su coraza es más caro, especialmente - en servicios donde las condiciones de presión y corrosión requieren un mayor espesor ó aleaciones especiales.

VENTAJAS:

- 1.- Recomendado para vaporizaciones elevadas (hasta 80% en peso).
- 2.- Permite un nivel bajo en el faldón de la torre.
- 3.- Mantenimiento relativamente fácil.
- 4.- Equivale a un plato teórico en la vaporización.
- 5.- Diseño simple y operación confiable.
- 6.- Puede utilizarse medio de calentamiento con características--
incrustantes.
- 7.- Presenta un volúmen de separación de vapores, lo que simplifi-
ca el diseño de la torre.

DESVENTAJAS:

- 1.- Equipo relativamente costoso y voluminoso.
- 2.- Se dispone de poco volúmen de residencia en el espacio separa-
do por el vertedor.
- 3.- Requiere estructuras y cimentaciones relativamente costosas.
- 4.- Inadecuado para vaporizar fluidos incrustantes.
- 5.- Tiende a permitir acumulación de sólidos.
- 6.- Transferencias de calor relativamente bajas, debido al meca--
nismo de convección natural.
- 7.- Tiempo de residencia elevado en la zona de vaporización.

C) DE CIRCULACION FORZADA.

Este tipo de vaporizadores emplea agentes externos que aumentan la velocidad del fluido, tales como bombas ó agitadores. Su empleo es necesario cuando se manejan fluidos viscosos que provocarían una operación deficiente en circulación natural ó para manejar fluidos incrustantes evitando así la formación de depósitos - en el rehervidor.

Pueden ser rehervidores de haz y envolvente ó calentadores a fuego directo siendo en estos últimos en los que más se aplica.

Es frecuente su uso en aquellos casos en que la caída de presión haría impráctica la recirculación natural, como en el caso de los calentadores a fuego directo en los que las pérdidas de presión son elevadas.

Este tipo de equipos no se considera en el presente trabajo, pero se incluyen sus principales ventajas y desventajas como una referencia.

VENTAJAS:

- 1.- Necesario para fluidos viscosos.
- 2.- Adecuado para servicios incrustantes.
- 3.- Se puede controlar perfectamente la recirculación deseada.
- 4.- Operable a vaporizaciones muy bajas.
- 5.- No requiere una altura de faldón de la columna de destilación demasiado alta.
- 6.- Coeficientes de transferencia elevados.

DESVENTAJAS:

- 1.- Costo de la bomba y auxiliares.
- 2.- Incremento en costos de operación.
- 3.- Mantenimiento frecuente al sistema de bombeo.
- 4.- Peligro de fugas del fluido vaporizado por los conductos de la bomba.

II.- CAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS.

Se les llama "compactos" por tener un área de transferencia de calor muy grande por unidad de volúmen, esto es debido a sus "aletas".

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

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

- 1.- DE TRANSFERENCIA DIRECTA.- De tubos con ó sin aletas y placas con aletas, en el cual dos fluidos que intercambian energía térmica están separados por la superficie de transferencia de calor.
- 2.- DE TRANSFERENCIA INDIRECTA.- Consiste esencialmente de dos unidades de transferencia directa, acoplados por medio de un líquido que transfiere calor en ambas unidades.
- 3.- DE FLUIDO PERIODICO.- Formado por una matriz de superficie de transferencia de calor, este elemento se desplaza periódicamente de la corriente caliente a la corriente fría.

En este trabajo se presentan los de tipo de transferencia directa, de placas con aletas y para dos corrientes de proceso, por lo tanto nos limitaremos a la descripción de estos equipos.

CAMBIADORES DE PLACAS CON ALETAS.

Son especialmente útiles cuando ambos fluidos en el cambiador de calor son gases, debido a que la superficie extendida puede emplearse sobre ambos lados del fluido. También es posible lograr-

un área compacta muy grande ó sea mayor área de transferencia por unidad de volúmen. Se tiene flexibilidad en el diseño, ya que ambos lados del fluido son independientes uno del otro y puede escogerse el tipo de superficie que más convenga para cada uno de los fluidos.

Los cambiadores de placas con aletas constan de varios pasajes -- múltiples con sus juntas soldadas, producidas al alternarse las - placas planas con las aletas, sellandose estos pasajes a los la- dos en forma apropiada al arreglo que proveerá las conexiones de entrada y salida para las dos corrientes al final de los pasajes. (ver figura 17).

Existen dos tipos de arreglo del flujo; flujo a contracorriente - (fig. 18) y flujo cruzado, con ambos fluidos no mezclados (fig.-- 19). El tipo de arreglo que se va a manejar debe ser fijado por el Ingeniero que diseña ó pueden analizarse las dos posibilidades de diseño y elegir la que mejor convenga a las limitaciones fijadas del proyecto.

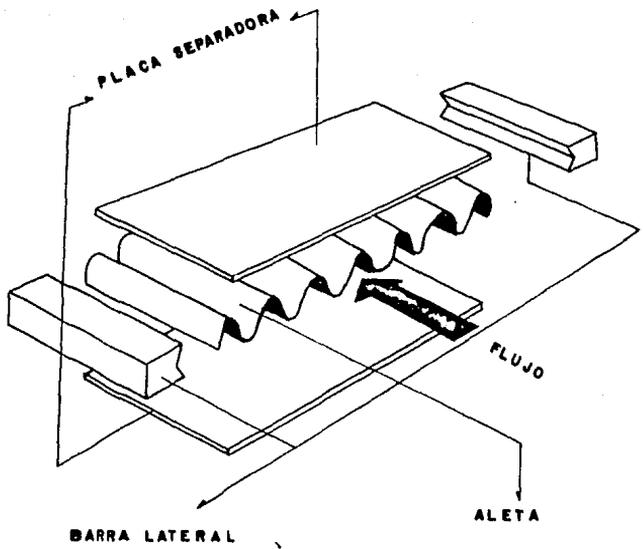
Las superficies de placas con aletas se han dividido en aleta plana, persiana, listón, clavija y ondulada. Combinando estas se -- forman los tipos de configuración de superficies más comunes en - uso actualmente.

a) SUPERFICIES DE ALETA PLANA. (fig.20)

Se caracterizan por originar una película de fluido continua similar a la obtenida dentro de los tubos circulares. La designación de la superficie en la tabla 9 del apéndice indica el número de - aletas por pulgada en la dirección del flujo o sea que la superficie 6.2 tiene 6.2 aletas por pulgada.

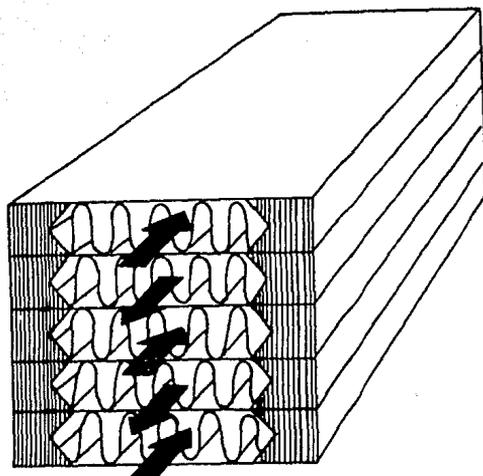
b) SUPERFICIES DE ALETA PERSIANA. (fig.21)

Estas superficies tienen sus aletas cortadas y dobladas a frecuen- tes intervalos hacia afuera de la corriente del fluido. Esto es- con el fin de romper la capa límite térmica y obtener conduccio- nes más altas de transferencia de calor, se les denomina también - de "alto funcionamiento".



CAMBIADOR DE PLACA CON ALETAS DE ALUMINIO-BRONCE

FIGURA 17



FLUJO A CONTRACORRIENTE

FIGURA 18

FLUJO CRUZADO

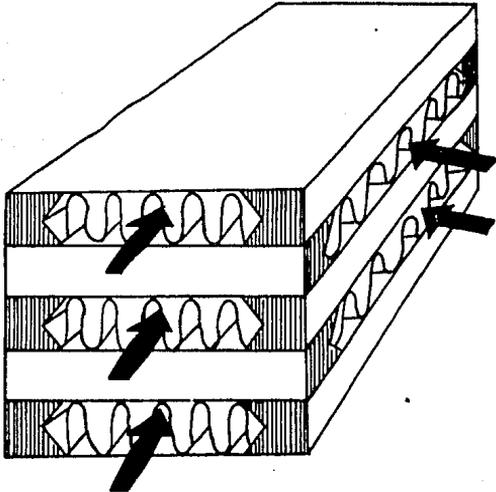


FIGURA 19

SUPERFICIE DE ALETA PLANA

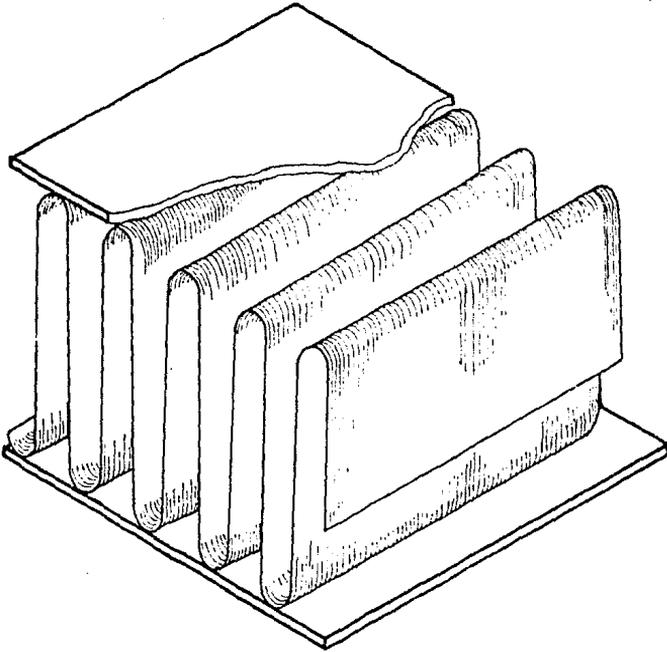


FIGURA 20

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

c) SUPERFICIES DE ALETA LISTON. (fig.22)

Son similares en principio a las superficies de aleta persiana, - la única diferencia es que las secciones cortas de esta aleta están alineadas en la dirección del fluido, con esta configuración es factible tener flujo muy interrumpido consiguiendo así alta -- transferencia de calor. La designación para las superficies es - la misma que para las superficies de aleta persiana.

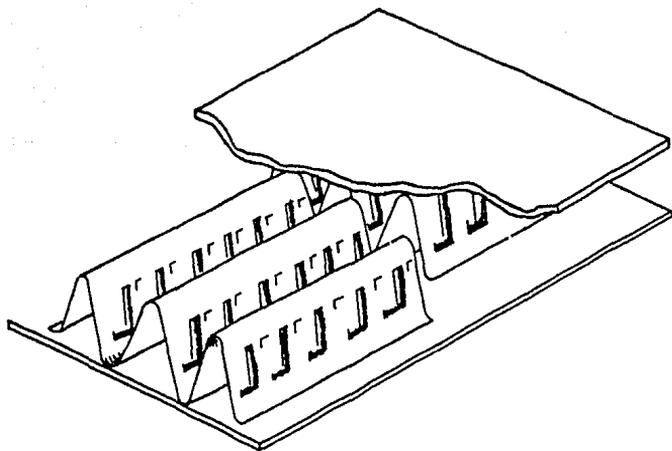
d) SUPERFICIES DE ALETA ONDULADA. (fig.23)

Son también superficies de "alto funcionamiento", trabajan en forma similar a las superficies de aleta persiana y aleta listón. El cambio en la dirección del flujo es inducido por las ondas de la aleta, ocasionando la separación de la capa límite, con los efectos similares de la aleta interrumpida.

La superficie está designada por dos numerales, el primero indica el número de aletas por pulgada transversal en la dirección del - flujo y, el segundo, la longitud de onda. Por lo tanto, la superficie 17.8-3/8 W tiene 17.8 aletas por pulgada con una onda completa de 3/8 de pulgada.

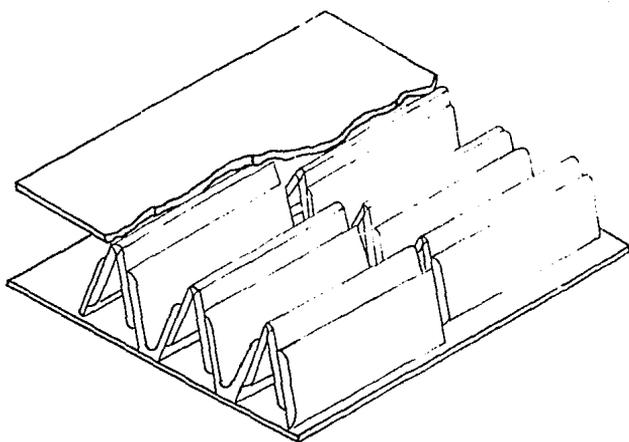
e) SUPERFICIES DE ALETA CLAVIJA. (fig.24)

Tienen la misma finalidad que las anteriores. Se construyen con alambre de diámetro muy pequeño, formando en el flujo una carga - asociada por la separación de la capa límite sobre las clavijas - que trae como consecuencia muy elevados factores de fricción que son compensados en el diseño por tener también conducciones muy - altas.



SUPERFICIE DE ALETA PERSIANA

FIGURA 21



SUPERFICIE DE ALETA LISTON

FIGURA 22

SUPERFICIE DE ALETA ONDULADA

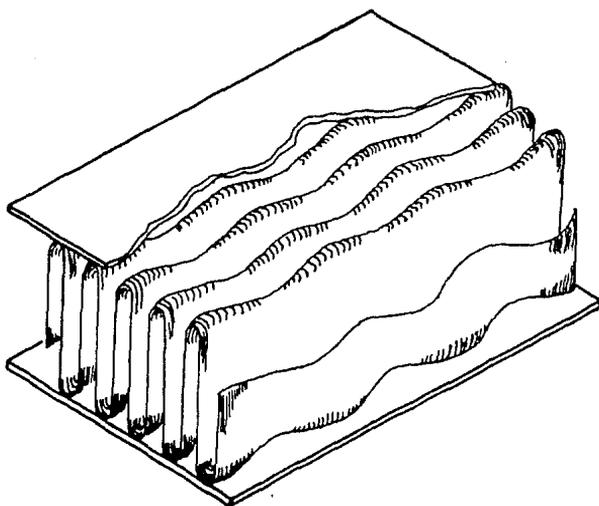


FIGURA 23

SUPERFICIE DE ALETA CLAVIJA

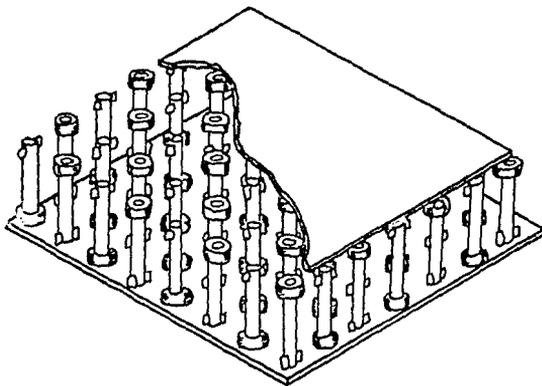


FIGURA 24

III.- INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS CON AIRE.

La dificultad para obtener agua como medio de enfriamiento para los fluidos de proceso, es un problema que tiende a ser cada día más grave, motivo por el cual se ha multiplicado el uso de cambiadores de calor enfriados con aire para enfriar líquidos utilizando aire a condiciones ambientales como medio de enfriamiento, -- sustituyendo el uso de agua como tal.

El desarrollo de este tipo de cambiadores ha permitido la localización de plantas en zonas desérticas o áreas donde no hay ríos próximos. además de reducir los costos de operación en plantas industriales, principalmente en las refinerías de petróleo, ya que cada vez resulta más costoso el obtener agua suficiente para cumplir con los requerimientos del proceso.

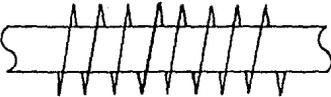
El aire es físicamente estable y no corrosivo (excepto en zonas de aire contaminado que son poco frecuentes) y no existe límite superior para su temperatura de salida, mientras que el agua si presenta restricciones en este aspecto ya que como se sabe tiene un punto de evaporación, a condiciones normales, de 100 grados -- centígrados.

DESCRIPCION DE LOS CAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS CON AIRE (CCEA).

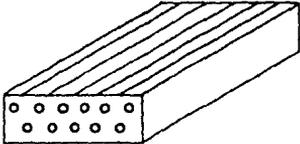
El aire pasa a través de un banco de tubos de superficie extendida (tubos aletados), dentro de los cuales circula el fluido de -- proceso que reduce su temperatura, de acuerdo a las necesidades -- requeridas, teniendo como límite una temperatura cercana a la de bulbo seco del aire. El aire es impulsado a través del banco de tubos mediante ventiladores.

Un CCEA consta de: una sección de tubos aletados, normalmente en posición horizontal (en ocasiones en forma de "V" ó "A" fig.25a, b c.), conectados a sus respectivos cabezales; una estructura de -- sustentación de acero con una cámara y anillo para el ventilador; uno o varios ventiladores de flujo axial con su impulsor, así como diversos accesorios tales como: persianas, protectores del ventilador, tirantes y protectores contra granizo.

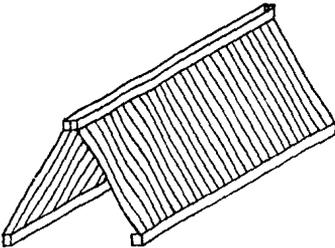
FIGURA 25



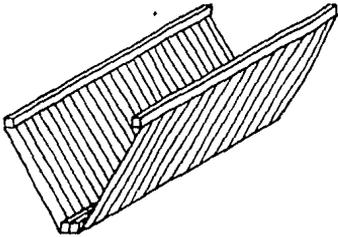
a) TUBO ALETADO



b) HAZ DE TUBOS
HORIZONTAL



c) HAZ DE TUBOS EN
FORMA DE "A"



d) HAZ DE TUBOS EN
FORMA DE "V"

La transferencia de calor es esencialmente en contracorriente, - puesto que el fluido caliente entra por la parte superior del -- banco de tubos y fluye hacia abajo a través de los pasos sucesivos. En la fig.26 se muestran los principales componentes de un enfriador con aire.

Dependiendo de la posición de los ventiladores, los CCEA se clasifican en:

A).- TIRO FORZADO (fig.26a)

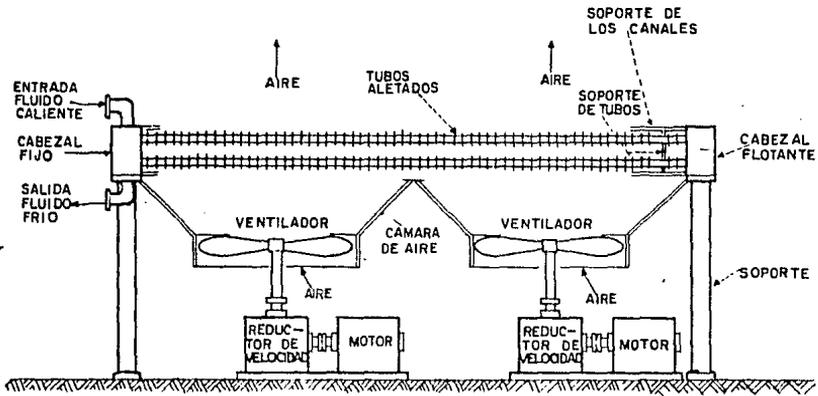
B).- TIRO INDUCIDO (fig.26b)

A) TIRO FORZADO.- El ventilador está colocado debajo del haz de tubos y empuja el aire a través de ellos. Es recomendable cuando se necesita enfriar corrientes de proceso demasiado calientes, provocando que la temperatura de salida del aire sea tan -- elevada que podría dañar el ventilador.

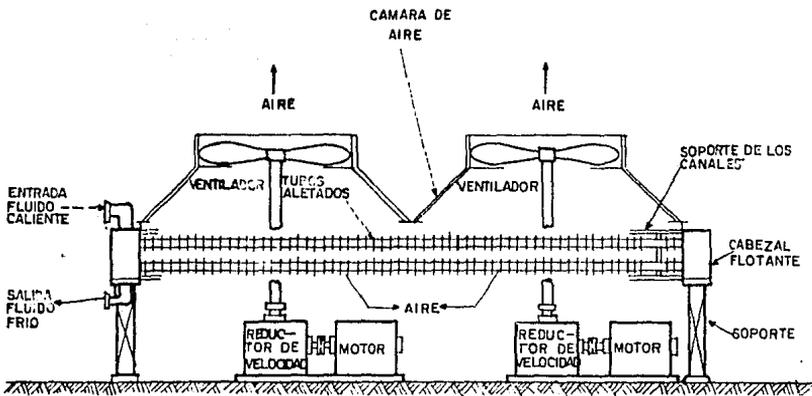
El tiro forzado permite arreglos más económicos y convenientes - cuando es necesario combinar en una unidad un determinado número de acciones, pues el ventilador se localiza cercano al nivel de piso y se disminuyen los costos de estructura.

Las unidades de tiro forzado se diseñan principalmente para manejar un volúmen de aire constante, el cual es mayor conforme aumenta la temperatura y, como el aire es manejado por el ventilador antes de pasar a través del banco de tubos, su temperatura - y volúmen son menores por lo que se requiere menor potencia en - el ventilador para servirlo, que la que se necesitaría con una - unidad de tiro inducido para mover una misma cantidad de aire.

Con esto aparentemente se tiene un ahorro en el costo de los ventiladores al requerir menos potencia, pero este ahorro se cancela en la práctica ya que, debido al diseño mecánico, en los equipos de tiro forzado se requieren diámetros menores del ventilador, por lo que se necesitará mayor potencia en estos.



a) TIRO FORZADO



b) TIRO INDUCIDO

FIGURA 26

B) TIRO INDUCIDO.- Provocan una mejor distribución del flujo de aire, ya que la velocidad de éste cercana al banco de tubos es relativamente baja. Debido a que la velocidad de salida del aire es de 2 a 3 veces mayor que en tiro forzado, es menos probable la recirculación de aire caliente en las unidades de tiro inducido, hecho que es de vital importancia cuando la diferencia entre la temperatura de salida del fluido y la de entrada del aire es pequeña.

Otras ventajas del tiro inducido son: este diseño permite la instalación de el equipo sobre otro equipo mecánico como tuberías o cambiadores de haz y envolvente; en servicios en los que cambios súbitos de temperatura causan trastornos y pérdidas del producto, el tiro inducido es mejor puesto que la mayor parte de la superficie de transferencia se encuentra protegida contra granizo, lluvia, --nieve o el calor del sol.

TUBOS ALETADOS.

Proporcionan una superficie extra de transferencia de calor que --ayuda a compensar la deficiencia que presenta el aire para la ---transferencia de calor.

Los efectos que deben considerarse en la selección del tipo de tubo aletado son:

- 1) ESPESOR PROMEDIO DE LAS ALETAS.- Determina el flujo de calor a través de la aleta, así como la estructura rígida relativa.
- 2) FORMA DE LA ALETA.- Da la eficiencia y la fuerza estructural.
- 3) METODO DE LA UNION DE LA ALETA.- Determina la cantidad de superficie de la aleta en contacto con la superficie externa del tubo, lo cual nos da el flujo de calor entre el tubo y el material de la aleta.
- 4) TEXTURA DEL CONTORNO Y SUPERFICIE DE LA ALETA.- Controla la resistencia al flujo del aire.

Térmicamente, la aleta óptima será aquella que proporcione los coeficientes de transferencia más altos para la mínima cantidad de metal, lo que sucede cuando se tiene un flujo de calor constante en cualquier sección de la aleta.

Los tipos de aleta de uso comercial y sus temperaturas de operación se muestran en la figura (27).

El rango de longitud de tubos utilizado va de 6 a 50 ft., con un ancho de estructura de 4 a 30 ft. El uso de tubos más largos proporciona un costo menor comparado con usar tubos cortos, generalmente las dimensiones máximas se limitan por el problema de transporte a las plantas.

Generalmente se tiene un arreglo triangular de 2 a $2\frac{1}{2}$ pulgadas -- del haz de tubos, con 3 a 8 hileras de tubos aletados, siendo 4 hileras lo más típico.

El rango utilizado de diámetro nominal de tubos es de $\frac{5}{8}$ de pulgada a $1\frac{1}{2}$ pulgadas, con aletas de $\frac{1}{2}$ pulgada de altura, distribuidas en 7 a 11 aletas por pulgada de longitud de tubo, obteniéndose así un área extendida de 8 a 30 veces la que se tendría con tubos lisos.

Por experiencia en el diseño de este tipo de enfriadores, se ha determinado que la dimensión óptima del diámetro de tubos es de 1 pulgada, con aletas de $\frac{1}{2}$ pulgada ó $\frac{5}{8}$ de pulgada de altura y de 9 a 10 aletas por pulgada de longitud de tubo, por lo cual en este trabajo se presenta una tabla con los parámetros geométricos necesarios para el diseño de los CCEA con tubos y aletas de estas características y de acuerdo con la metodología presentada (fig.- 33 en el apéndice).

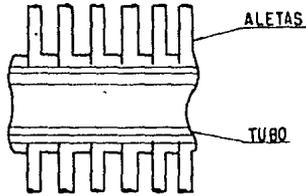
CABEZALES.

Los más comunmente empleados son los siguientes:

ALETAS DE USO COMERCIAL Y TEMPERATURAS DE OPERACION

FIGURA 27

i) Tipo L

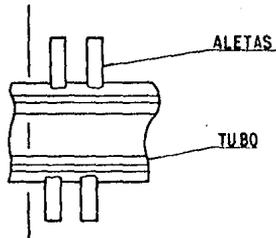


Temperaturas hasta de 130°C.

ii) Tipo G

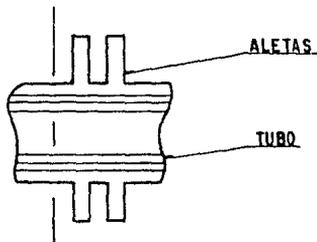
iii) Tipo G modificada

(Embedded fins)



Temperaturas hasta de 400°C.

v) Tipo bidental (extruded fins)



Temperaturas hasta de 285°C

- 1) TIPO CAJA FORJADA.- Tienen tornillos que taponan ambos extremos de los tubos, cada uno tiene sus tornillos, lo que proporciona acceso individual a cada tubo para mantenimiento y limpieza.

Son comunes para presiones de diseño de 3000 psi.máximo.(fig.-28b).

- 2) TIPO PLACA CUBIERTA.- Se ilustra en la figura 28a. Este tipo de cabezal utiliza empaques, es necesario quitar la placa para obtener acceso a los tubos, se emplea en servicios poco incrustantes.

Es más costoso e impráctico a presiones arriba de 400 psi.

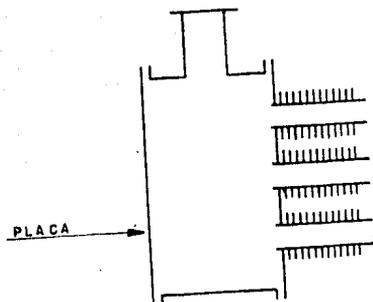
VENTILADORES.

El diámetro del ventilador puede ser de 3 a 28 ft., sin embargo, -14 ó 16 ft. es el diámetro máximo comunmente usado, con una velocidad de 12,000 pies por minuto, o menos. Regularmente se utilizan dos ventiladores. Los CCEA son diseñados para trabajar con temperaturas de aire caliente (verano), las variaciones en la temperatura del aire debidas a los cambios de estación, pueden producir un sub-enfriamiento que puede no ser deseable y que se corrige variando la cantidad de aire que fluye a través del haz de tubos.

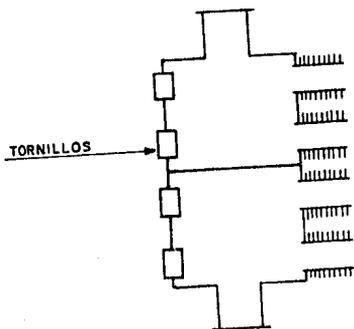
Este puede lograrse utilizando, en los ventiladores, motores múltiples, de dos velocidades, accionadores hidráulicos de velocidad variable o ventiladores de arreglo de flujo automático, o bien, -colocando rejillas de ventilación en la superficie del haz de tubos.

La selección de cualquiera de estas opciones queda en menos del diseñador siempre y cuando el nivel de enfriamiento sea de importancia en el proceso para el cual se diseña el enfriador.

FIGURA 28



a) CABEZAL TIPO DE PLACA CUBIERTA



b) CABEZAL TIPO CAJA FORJADA

Comparando a los CCEA con los cambiadores que utilizan agua como medio de enfriamiento, se obtiene lo siguiente:

VENTAJAS.

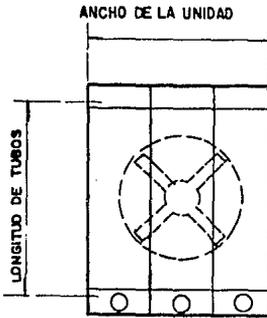
- 1.- Eliminan la contaminación química.
- 2.- Pueden colocarse junto a equipo de proceso sin necesidad de tubería adicional.
- 3.- Costos de operación más bajos.
- 4.- Reducción de los costos de mantenimiento, ya que el aire difícilmente corroe o ensucia los tubos aletados.
- 5.- Se pueden enfriar corrientes con niveles de temperatura bastante elevados sin tener incrustaciones excesivas.
- 6.- Se tiene control sobre la temperatura de salida del fluido de proceso.

DESVENTAJAS.

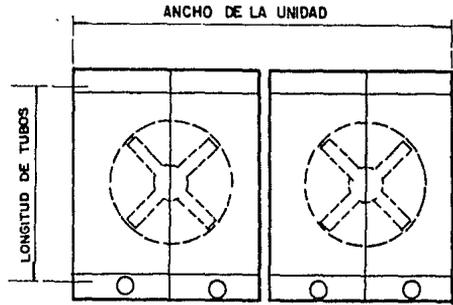
- 1.- Altos costos de inversión.
- 2.- Ocupan un área muy grande.
- 3.- Costos de instalación altos.

Los CCEA pueden instalarse en diferentes arreglos, los más usuales se muestran en las figuras 29a, b, c y d.

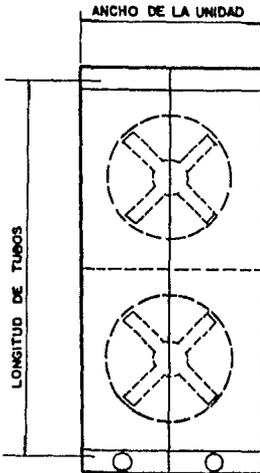
FIGURA 29
ARREGLOS MAS USADOS
DE CCEA



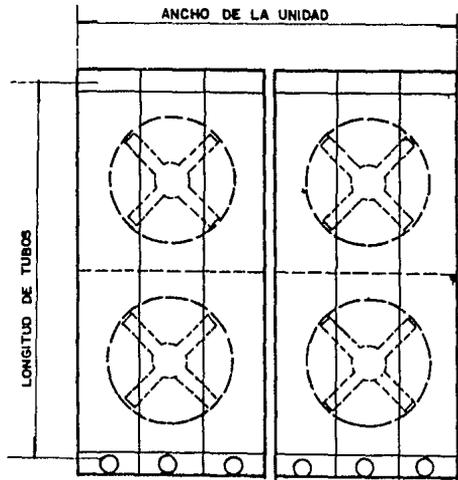
a) UN VENTILADOR EN UNA UNIDAD DE 3 SECCIONES



b) DOS VENTILADORES EN UNA UNIDAD DE 4 SECCIONES



c) DOS VENTILADORES EN UNA UNIDAD DE 2 SECCIONES



d) 4 VENTILADORES EN UNA UNIDAD DE 6 SECCIONES

IV.- CALENTADORES A FUEGO DIRECTO.

La función de un calentador a fuego directo es suministrar una determinada cantidad de calor a un fluido de proceso con el fin de llevarlo a altos niveles de temperatura.

El tamaño de un calentador a fuego directo se define en términos de su capacidad de absorción de calor. La mayoría de estas capacidades están en un rango de 10 a 350 MM BTU/HR. En función de sus necesidades, estos equipos tienen, principalmente, tres aplicaciones:

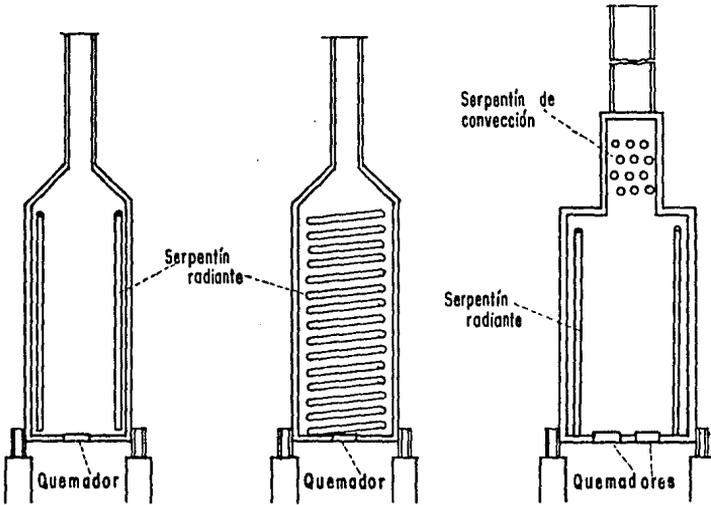
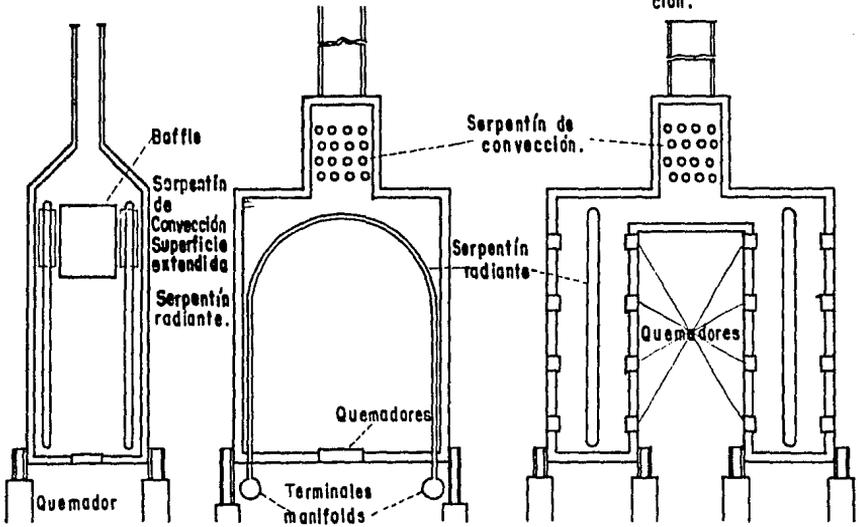
- 1.- Dar calor sensible a un fluido de proceso en fase líquida o en fase vapor. Como por ejemplo, los precalentadores de carga de las plantas hidrosulfurizadoras, o bien los calentadores de gas de regeneración de los sistemas de deshidratación en las plantas de recuperación de licuables.
- 2.- Vaporizar una corriente de proceso, tal es el caso de los re-hervidores de las torres de fraccionamiento.
- 3.- Llevar a cabo una reacción química, por ejemplo, el horno reductor de viscosidad de hidrocarburos.

Los calentadores a fuego directo se usan tanto en la industria de refinación como en la petroquímica. Se dividen básicamente, en cuanto en su geometría en:

- a).- VERTICALES ó CILINDRICOS (fig.30).- Reciben este nombre porque tienen sus tubos dispuestos verticalmente.
- b).- HORIZONTALES (fig.31).- Estos tienen los tubos dispuestos en forma horizontal, a su vez se dividen en tipo caja y tipo cel^lda.

Las principales partes de que consta un calentador a fuego directo vertical ú horizontal son:

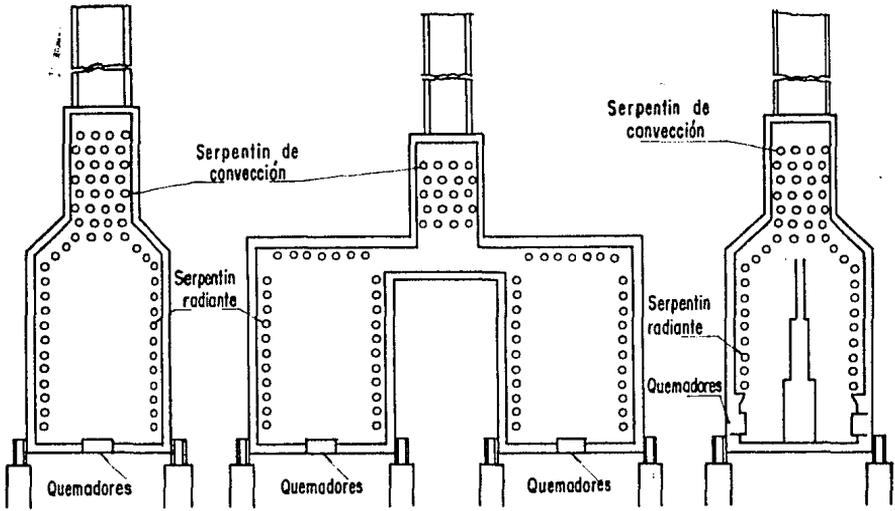
FIGURA 30 TIPOS DE HORNOS VERTICALES

a). Cilíndrico vertical
todo radiante.b). Cilíndrico vertical
con serpentín heli-
caidal.c). Cilíndrico vertical
con flujo cruzado en
la sección de convec-
ción.d) Cilíndrico vertical
con sección de convección
integral.

e) Tipo Arco.

f) Tubos verticales, única hilera
doble quemado.

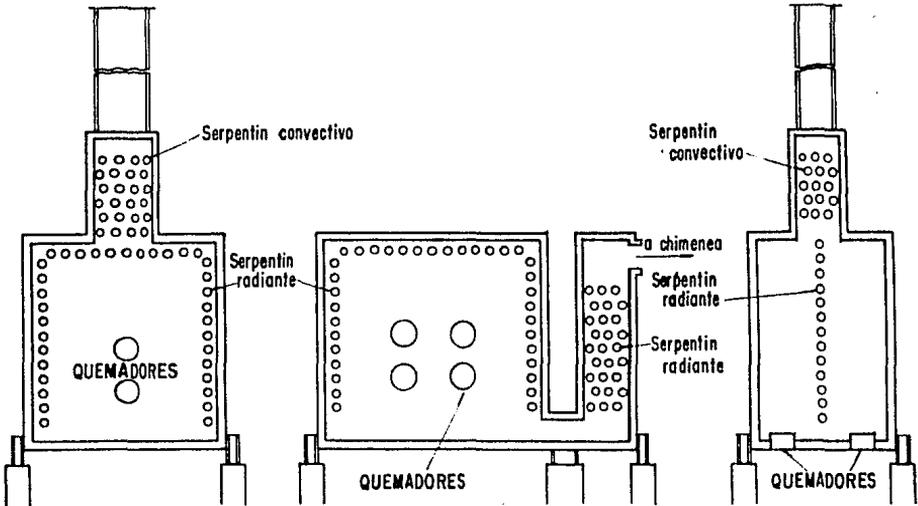
FIGURA 31 TIPOS HORNOS HORIZONTALES



a) CABINA

b) CAJA DE 2 CELDAS

c) CABINA CON PARED DIVISORIA



d) CAJA CON QUEMADO EN EL EXTREMO

e) CAJA CON QUEMADO EN EL EXTREMO Y SECCION DE COVECCION A UN LADO

f) CAJA CON UNICA HILERA DOBLE QUEMADO

ZONA DE CONVECCION.

Está justamente debajo de la chimenea, utiliza el calor de los gases ascendentes de combustión. Aún en los calentadores verticales, los tubos en esta zona están colocados horizontalmente. El calor aquí absorbido es utilizado para precalentar el fluido de proceso ó para otro fluido adicional que requiera dicho servicio.

Los gases de combustión al abandonar la zona de radiación han perdido gran cantidad de su contenido de energía, debido a esto cuando entran a la zona de convección han disminuído su temperatura - por lo que esta zona opera a temperaturas menores que la zona de radiación.

Al igual que en la zona de radiación, en la zona de convección el calor es transmitido por radiación y convección, pero como los fenómenos de conducción y convección son afectados primordialmente por la diferencia de temperaturas y muy poco por el nivel térmico, en esta sección los mecanismos que contribuyen en mayor proporción a la transmisión de energía son precisamente el de convección y el de conducción.

Por lo anterior, los serpentines de la zona de convección, en la mayoría de los hornos, son hechos de tubos alietados ó birlados para mejorar la transmisión de calor por convección.

ZONA DE RADIACION.

En esta zona se absorbe la mayor parte de calor de la carga total de diseño por medio del mecanismo de radiación. Es aquí en donde se generan las temperaturas más altas ya que los tubos reciben el calor directamente de las flamas producidas por los quemadores.

En los hornos cilíndricos, la zona de radiación está constituida por tubos verticales ó un serpentín helicoidal, dependiendo de las características del proceso y de la capacidad térmica del horno.

En los hornos tipo caja, la zona de radiación está constituida por tubos horizontales ó verticales, dependiendo del tipo de horno requerido para el proceso.

QUEMADORES.

Es la parte que se encarga de quemar combustible gas ó líquido, en ocasiones ambos, produciéndose una flama de intenso calor. Generalmente, los calentadores a fuego directo están elevados sobre el piso; tienen los quemadores dispuestos en el piso de la zona de radiación, sin embargo, algunos calentadores a fuego directo horizontales pueden tener los quemadores colocados en las paredes del horno.

CHIMENEA.

Está formada por un ducto cilíndrico que transporta a la atmósfera el calor que no fué absorbido y origina además el tiro en los quemadores.

La altura de la chimenea está determinada por las necesidades ecológicas del lugar en el cual se pretende que trabaje el horno, y por el tiro deseado.

Las chimeneas se colocan normalmente en la parte superior del calentador, arriba de la zona de convección, pero pueden montarse también al nivel del piso con grandes ductos, que mandan el calor sin absorber hacia ella.

Cuenta con un registro, que es un plato delgado de acero que se coloca directamente sobre la sección de convección, conectado a una flecha y una rueda de registro, por medio de esto, los operadores pueden graduar el tiro de los quemadores abriendo o cerrando el registro por medio de cables de control colocados en el piso.

Estas son las partes más importantes de los hornos; existen algunas otras como son: puertas de acceso, soportes de tubos, guías para tubos, etc., que no son consideradas en este trabajo pero pueden apreciarse en la figura 32.

DESCRIPCION DE UN CALENTADOR A FUEGO
DIRECTO HORIZONTAL

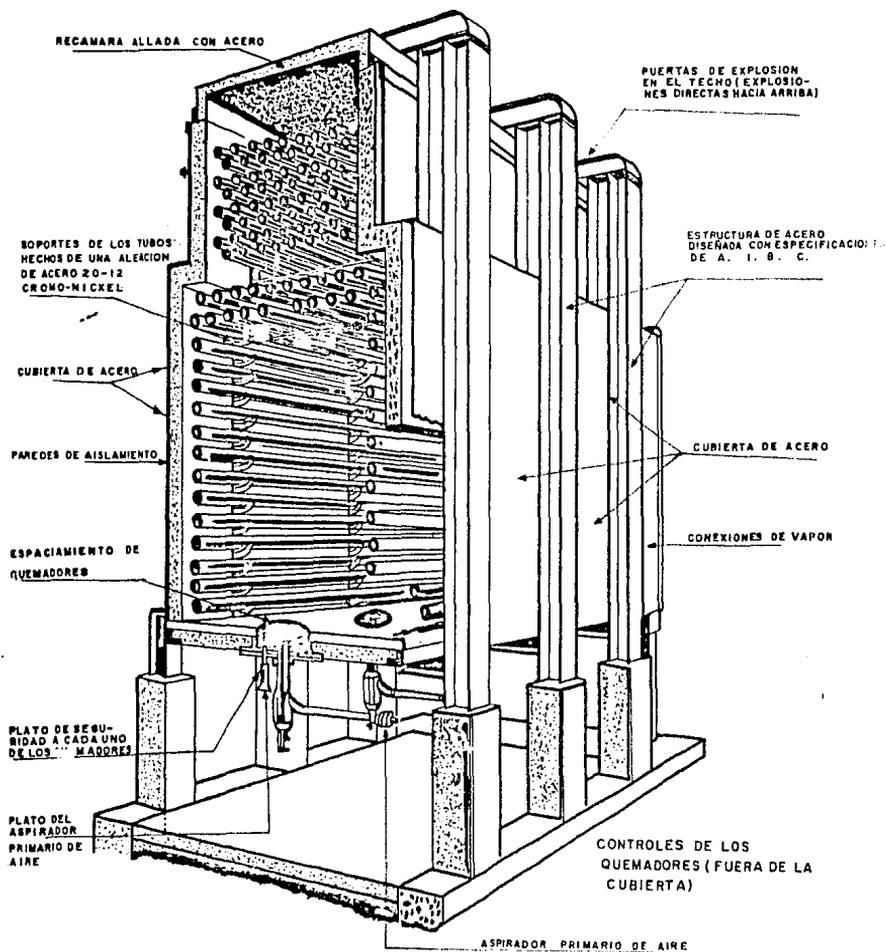


FIGURA 32

El flujo normal de un fluido de proceso a través de un CFD empieza con la entrada a la sección de convección en donde se precalienta. La corriente se establece a contracorriente con el flujo de los gases de combustión.

Posteriormente entra a un "banco de choque", llamado comunmente - tubos escudo, pasando entonces a la sección de radiación en la -- cual absorbe la mayor cantidad de calor.

Los tubos en ambas secciones son conectados por medio de retornos de 180° ó por cabezales. Cada banco de tubos consecutivos en el cual el fluido viaja desde la entrada hasta la salida es conocido como un "paso" a corriente paralela.

La principal restricción que afecta a la selección del número de pasos y tamaño de tubería, es la caída de presión permisible. Entre más pequeño es el número de pasos, mayor es la masa velocidad del fluido y se obtiene mejor distribución del flujo.

En este trabajo se consideran los hornos tipo caja que manejen -- fluidos de proceso, sin que se efectúe alguna reacción química.

CAPITULO III

METCDOLOGIA DE DISEÑO

TERMICO

El diagrama de bloques que se presenta tiene, como única finalidad, simplificar el entendimiento de las secuencias de cálculo para cada equipo considerado en este trabajo.

La clasificación aquí expuesta, no se llevó a cabo de acuerdo a ninguna variable en particular, se consideró básicamente su geometría y el fenómeno físico que se puede presentar al llevarse a cabo una transferencia de calor.

Independientemente del equipo a diseñar, es necesario contar con una serie de datos como información para el diseño de cualquier equipo.- La mayoría de ellos son propiedades físicas del fluido que se maneja y del material que se requiere en el equipo.

Tablas y gráficas para el cálculo de los equipos aquí incluidos se localizan en el apéndice, y en los módulos de cálculo de cada equipo se hace referencia de éstas en los puntos en que deben ser empleadas.

El diseñador debe conocer o saber determinar el fenómeno físico que va a presentarse en el proceso para el cual se diseña el equipo para así poder elegir en el diagrama general, que aquí se muestra, qué método de cálculo se requiere.

Se dan también por conocidos los datos que se consideran indispensables para poder iniciar el cálculo de cualquier equipo y que son:

- 1.- Niveles de temperatura.
- 2.- Niveles de presión.
- 3.- Fase del fluido de proceso.
- 4.- Composición del mismo.
- 5.- Flujo a manejar o calor que se necesita remover.
- 6.- Equilibrio termodinámico.

Como puede apreciarse en el diagrama de bloques, se consideran cuatro grandes grupos:

- I.- Cambiadores de Tubos y Envolverte
- II.- Cambiadores de Calor Compactos
- III.-Cambiadores de Calor Enfriados con Aire
- IV.- Calentadores a Fuego Directo

Estos grupos se formaron considerando las diferencias que existen en las metodologías de cálculo de cada uno.

Para simplificar el cálculo de los cambiadores de tubos y envolverte, se dividen considerando primero los dos fenómenos físicos que inicialmente pueden presentarse:

- A) Sin cambio de Fase.- Cuando solo se requiere calentar ó enfriar el fluido de proceso sin necesidad de llevarlo más allá de su temperatura de burbuja ó de rocío.
- B) Con Cambio de Fase.- Como se aprecia en el diagrama se considera que pueden presentarse dos casos:
 - 1) Condensación.- Dependiendo del fluido que se maneje se divide en:
 - a.- De un Componente Puro
 - b.- De un Multicomponentes todos Miscibles
 - c.- En Presencia de Incondensables
 - d.- En Presencia de Inmiscibles
 - 2) Ebullición.- Dependiendo del servicio para que se requiera diseñar el cambiador se dividen en: rehervidores de torres y para servicios de proceso, en este trabajo se incluyen los primeros debido a que su uso es más frecuente. Están divididos básicamente en tres tipos:

- a.- Termosifón vertical.
- b.- Termosifón horizontal.
- c.- Rehervidores Tipo Kettle

La descripción de los equipos que se incluyeron en este diagrama general se hace en el capítulo II.

INTERCAMBIADORES DE CALOR

I- CAMBIADORES DE TUBO y ENVOLVENTE

II- CAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS

III- ENFRIADORES CON AIRE

IV- CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

A- SIN CAMBIO DE FASE

B- CON CAMBIO DE FASE

1- CONDENSACION

2- EBULLICION

a- DE UN COMPONENTE PURO

RENERVIDORES DE TORRES

b- DE MULTICOMPONENTES TODOS MISCIBLES

a- TERMOSIFON VERTICAL

c- EN PRESENCIA DE INCONDENSABLES

b- TERMOSIFON HORIZONTAL

d- EN PRESENCIA DE INMISCIBLES

c- REENERVIDOR TIPO KETTLE

UNAM	FACULTAD DE QUIMICA
METODOLOGIA GENERAL	
TESIS PROFESIONAL	MARCELA MARTINEZ FARIAS VICTORIA C. MELKEN KURI

Basado en el diagrama de Metodología General, se incluyen en este capítulo los diagramas de bloques o módulos de cálculo para cada uno de los equipos y la descripción de los mismos.

Siguiendo el orden de la Metodología General se tienen:

I. CAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y ENVOLVENTE

Existen módulos de cálculo comunes a la mayoría de los equipos considerados dentro de este grupo, por lo tanto se describen éstos en la primera ocasión que se presenten, dándose por entendido que es lo mismo para todos los casos en que se mencionen y en caso de que exista alguna variación, ésta será indicada.

El orden a seguir en la secuencia de cálculo está indicada por los números arábigos consecutivos que se marcan en cada diagrama.

A) SIN CAMBIO DE FASE

Es éste el caso más simplificado de diseño y que viene a ser el esquema básico para la comprensión de los módulos empleados en el diseño térmico de los cambiadores de calor tubos y envolvente. Consta de los siguientes módulos:

T1.- En base a las temperaturas tanto de entrada como de salida de los fluidos involucrados en la transferencia de calor, se calcula la diferencia efectiva de temperatura entre los dos fluidos.

En este módulo se define también el tipo de envolvente (cuerpo) y el número de cambiadores en serie.

El diseñador deberá haber determinado por qué lado circulará cada uno de los fluidos (dentro de tubos o por la envolvente), de acuerdo con los criterios más generales como son: factor de ensuciamiento, corrosión, facilidad de mantenimiento, etc.

GEOM 1.- De acuerdo a un coeficiente global de transferencia de calor supuesto, se establecen en este módulo los parámetros geométricos básicos del cambiador a diseñar como son: área de transferencia, número de tubos, diámetro externo de tubos, arreglo y espaciamiento entre los mismos, longitud, etc., así como el número de envolventes en paralelo, diámetro de la misma, etc.

ΔP (CAIDA DE PRESION).- Es necesario efectuar este cálculo tanto en el fluido que circula dentro de tubos como en el que circula por la envolvente, por lo tanto el diagrama indica el camino a seguir por los dos lados.

Se considera aquí que no hay cambio de fase en ninguno de los dos fluidos. Los módulos que se indican para este caso son:

$\Delta P4.$ - Para líquidos dentro de tubos sin cambio de fase.

$\Delta P5.$ - Para gases dentro de tubos, sin cambio de fase.

$\Delta P1.$ - Para cualquier fluido que circule por la envolvente, sin cambio de fase.

CONV $\Delta P1$ y CONV $\Delta P2.$ - En estos módulos se compara la caída de presión calculada con la permisible en ambos lados del cambiador, para checar por primera vez el equipo geoméricamente.

Se indican en cada uno de los módulos las modificaciones necesarias en la geometría para el caso de que no se cumpla con los requerimientos de caída de presión. El orden en que están indicadas es el orden de ejecución, y no se recomienda pasar a la siguiente opción hasta que no se agoten las proposiciones planteadas en la primera solución o en la anterior según sea el caso.

H (COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR).- Del mismo modo que en ΔP , este cálculo se efectúa en los dos lados. Así pues se tiene:

H7.- Fluido sin cambio de fase dentro de tubos.

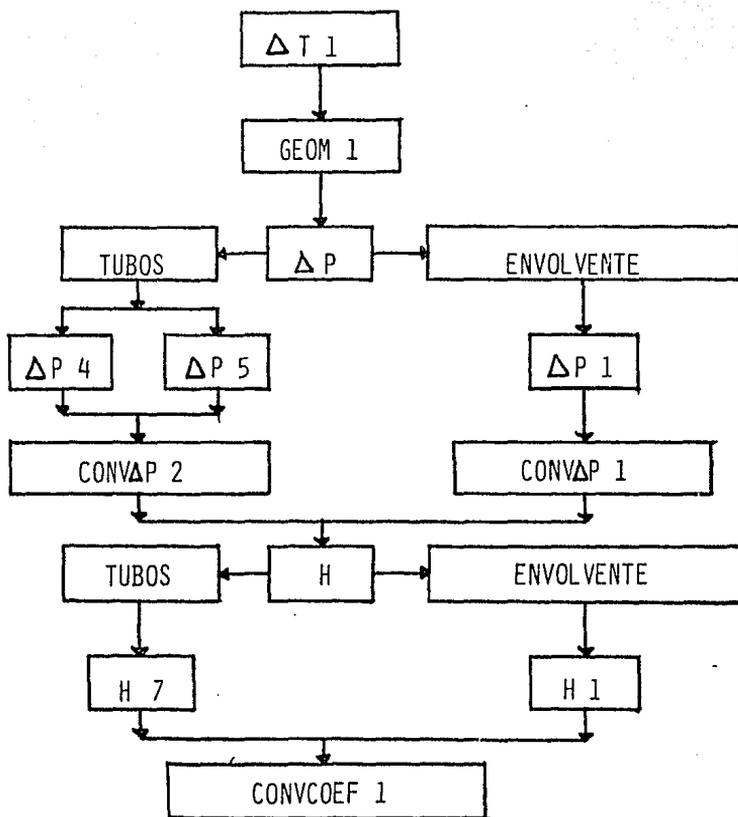
H1.- Fluido sin cambio de fase en la envolvente.

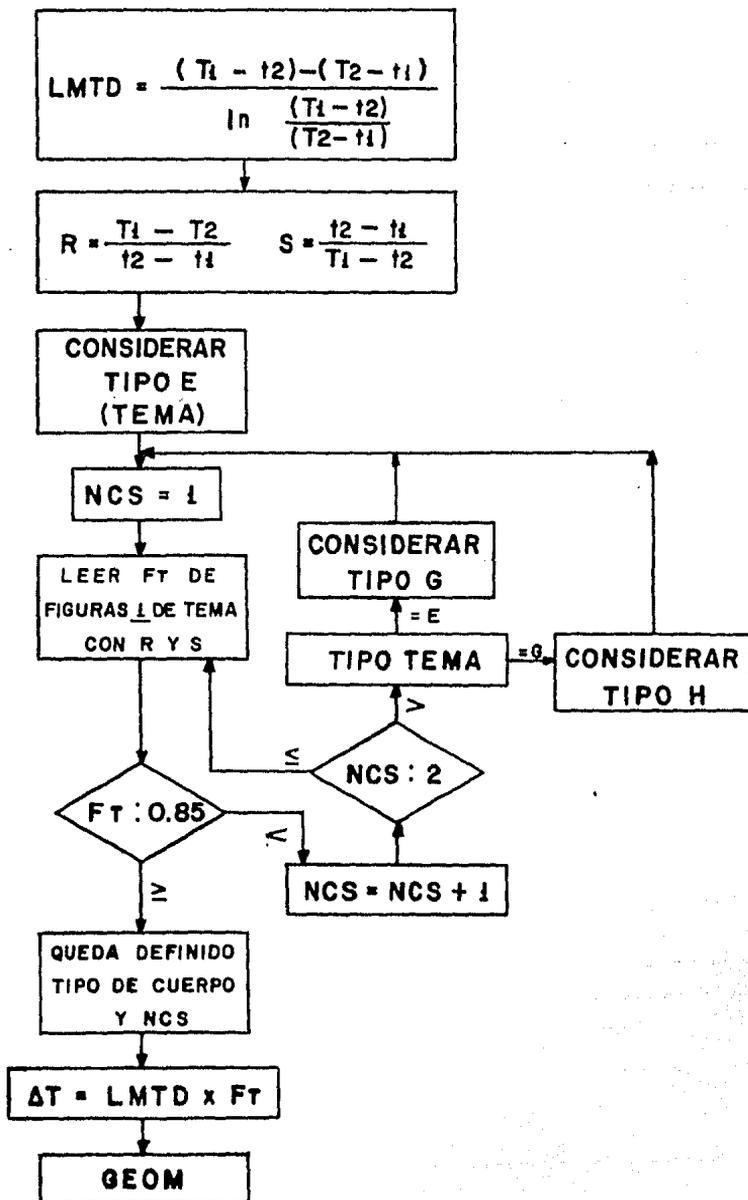
Es este el momento en el que se determinan los coeficientes individuales de transferencia de calor, que nos permiten posteriormente evaluar el coeficiente total de transferencia de calor.

CONVCOEF1.- Se calcula el coeficiente total de transferencia de calor y se compara con el supuesto en GEOM 1 para checar el equipo térmicamente.

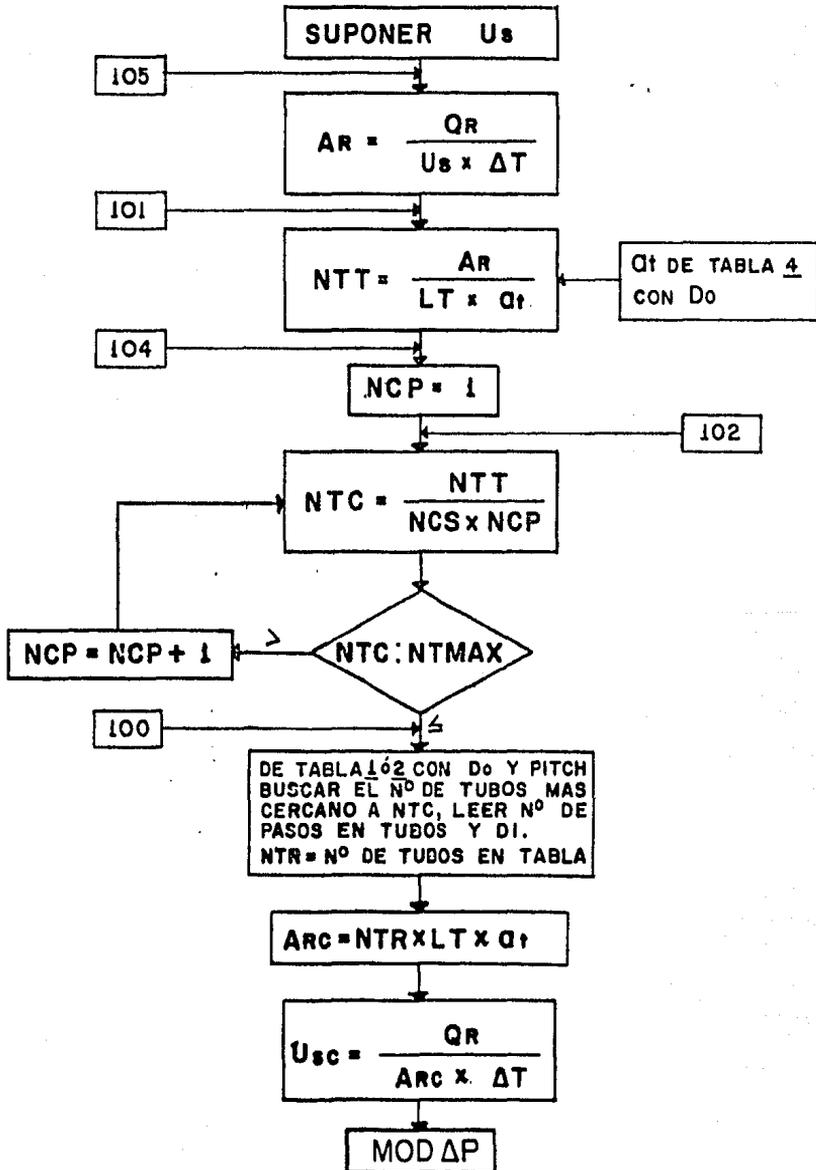
De igual forma que en CONVAP se indica el camino a seguir y las modificaciones que deben hacerse para el caso de que el equipo no cumpla con lo requerido.

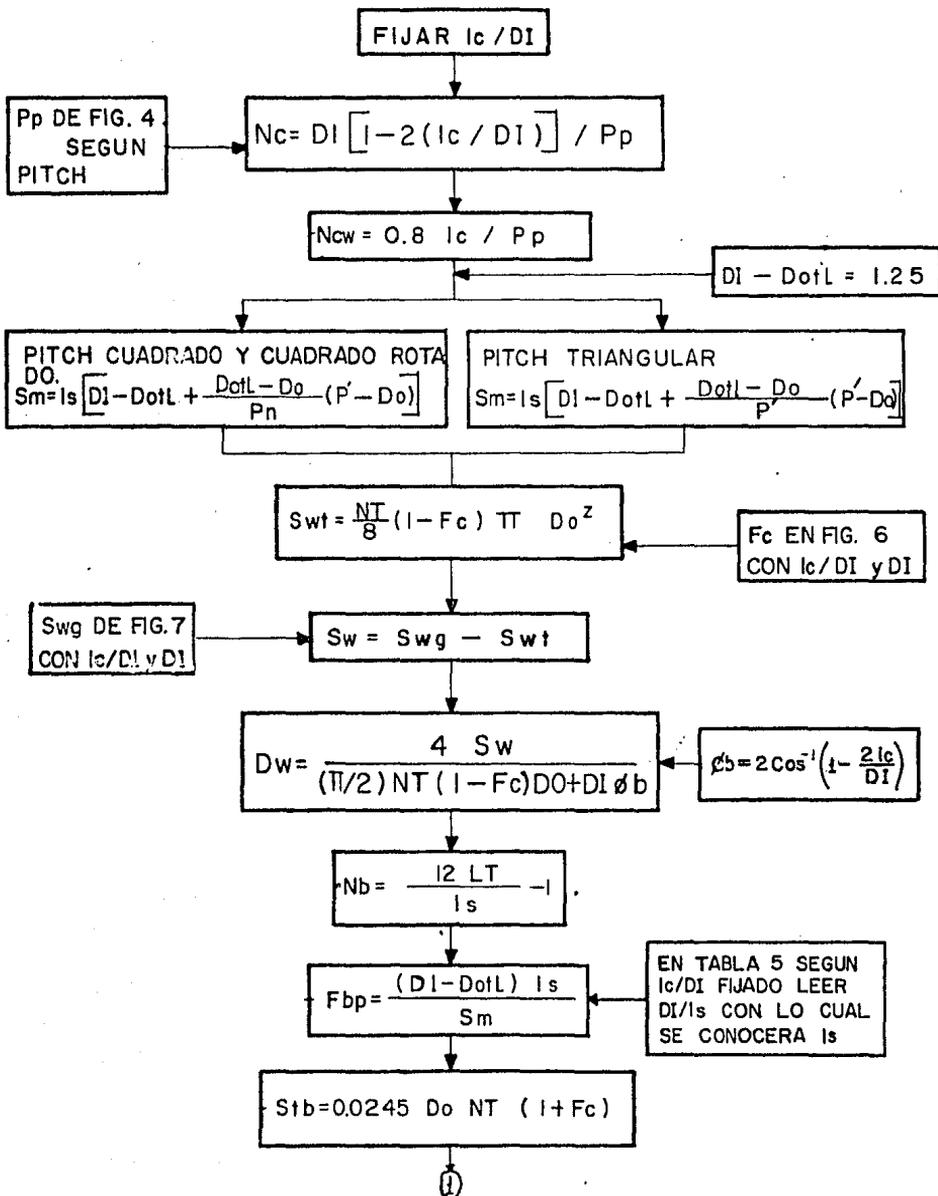
IA CAMBIADORES DE CALOR SIN CAMBIO
DE FASE

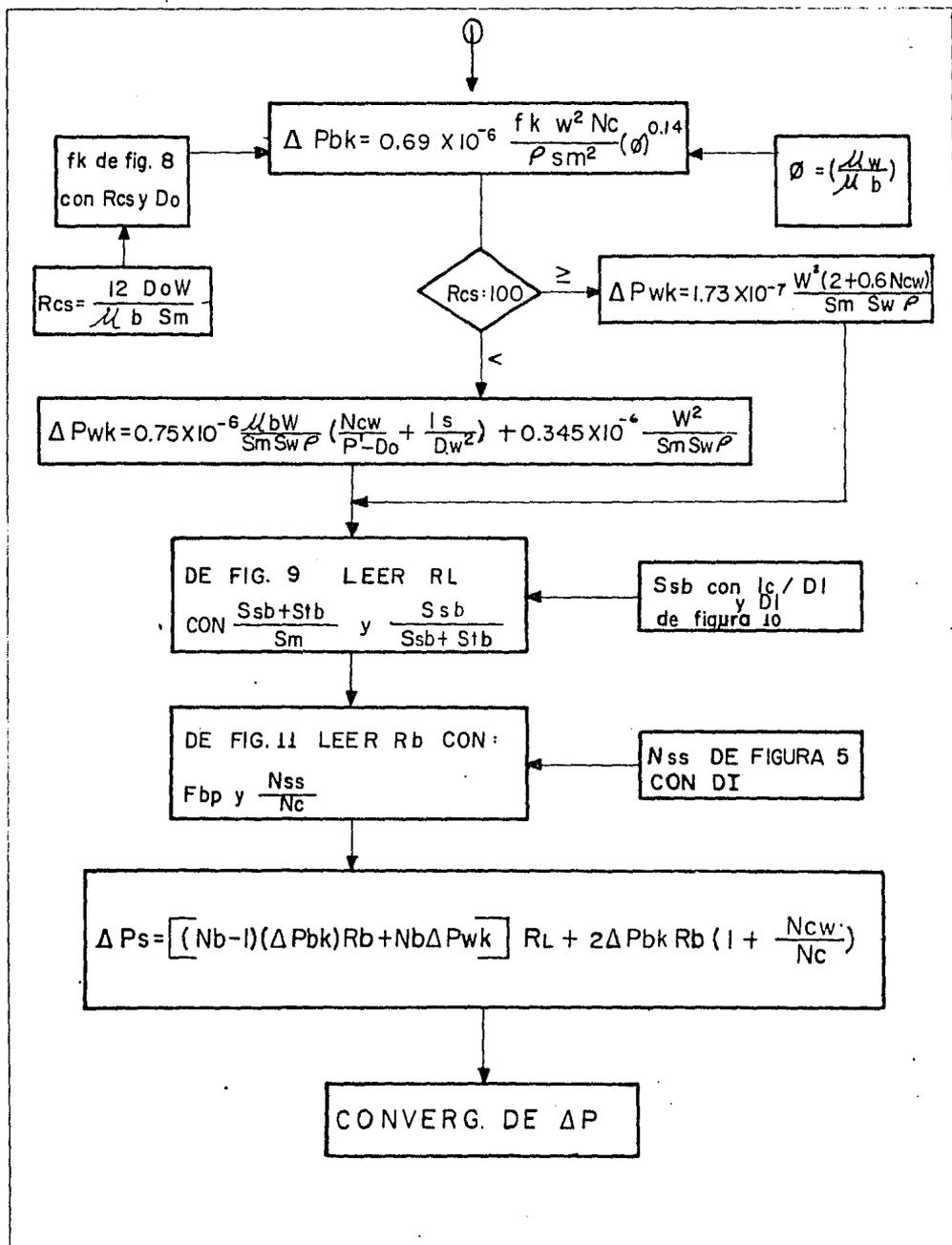


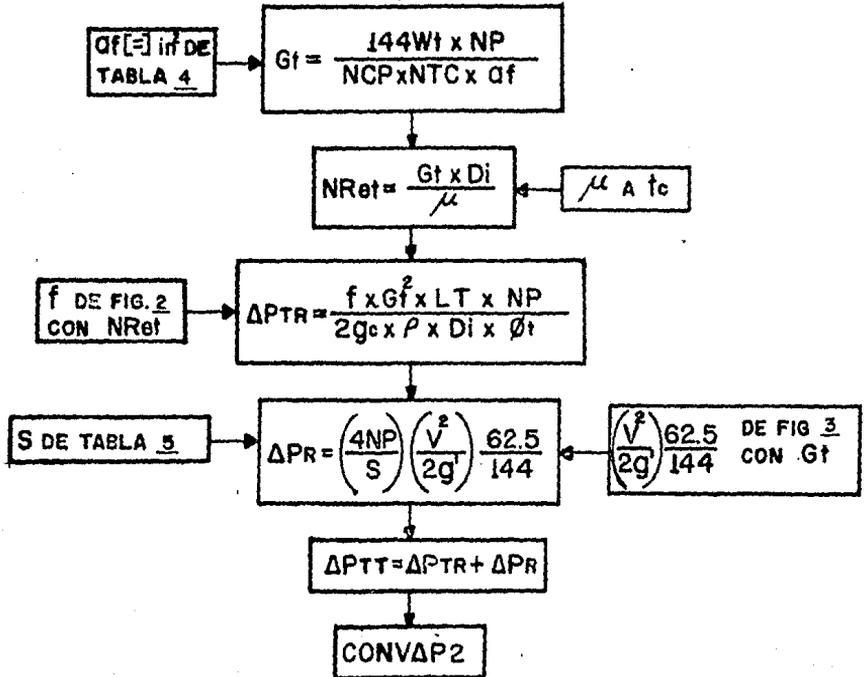
ΔT 

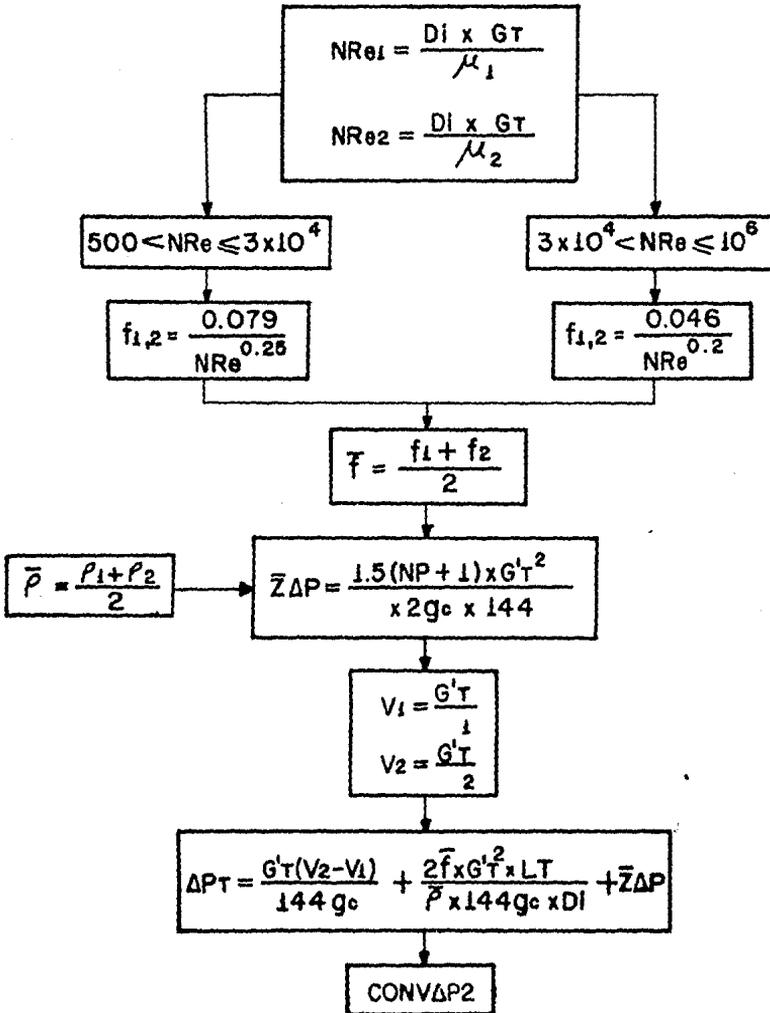
GEOM 1



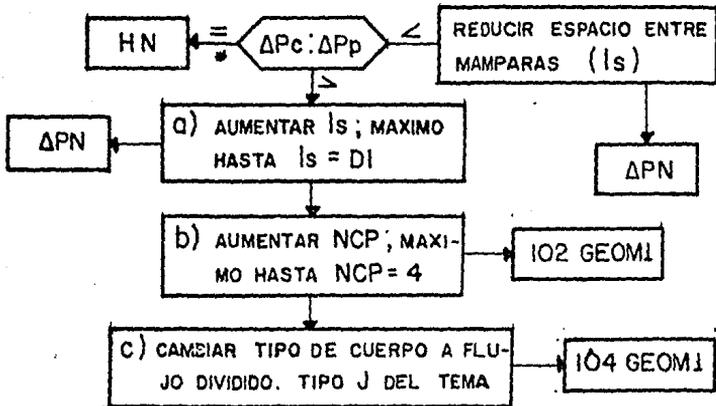
$\Delta P I$ 



ΔP_4 

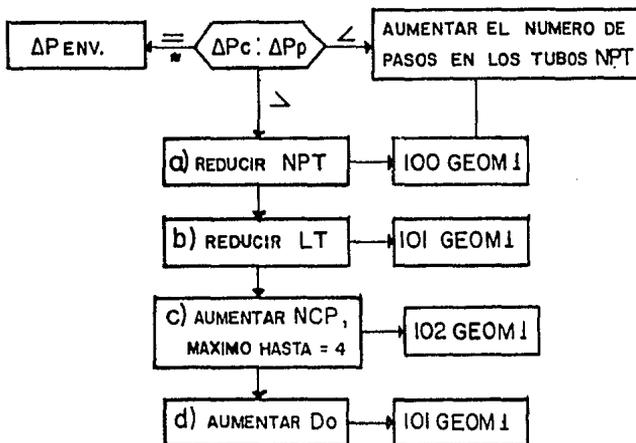
ΔP_5 

CONVΔP1



* SE CONSIDERA $\Delta P_c = \Delta P_p$ CUANDO:

$$\frac{|\Delta P_c - \Delta P_p|}{\Delta P_p} \leq 0.05$$

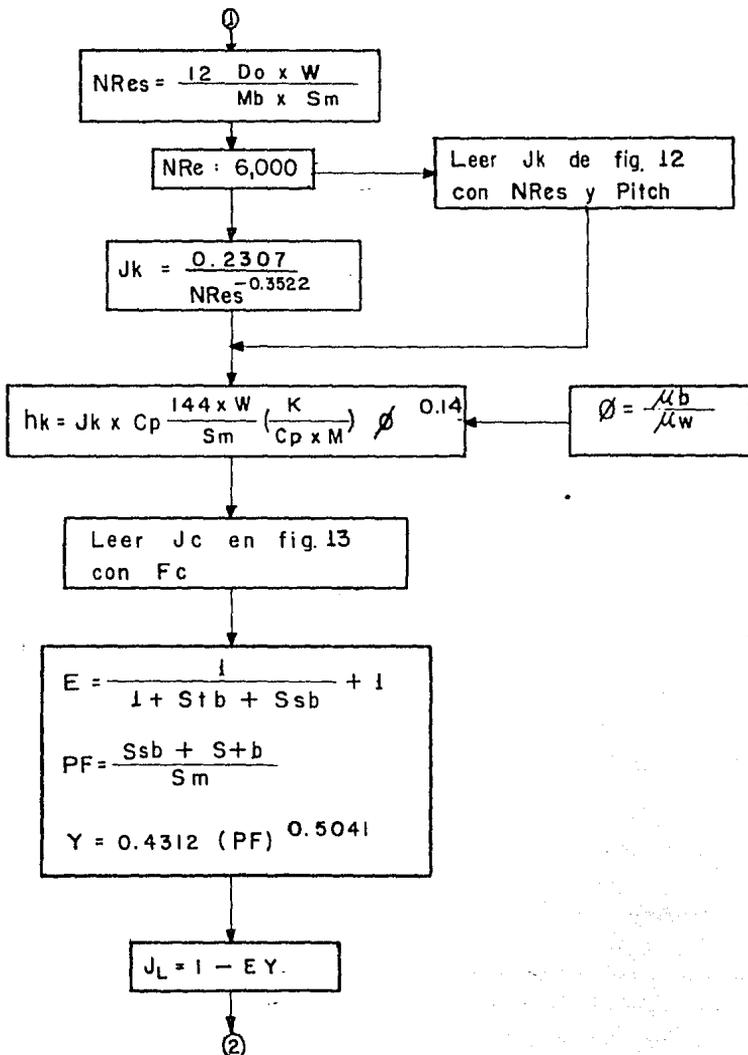
CONV Δ P2

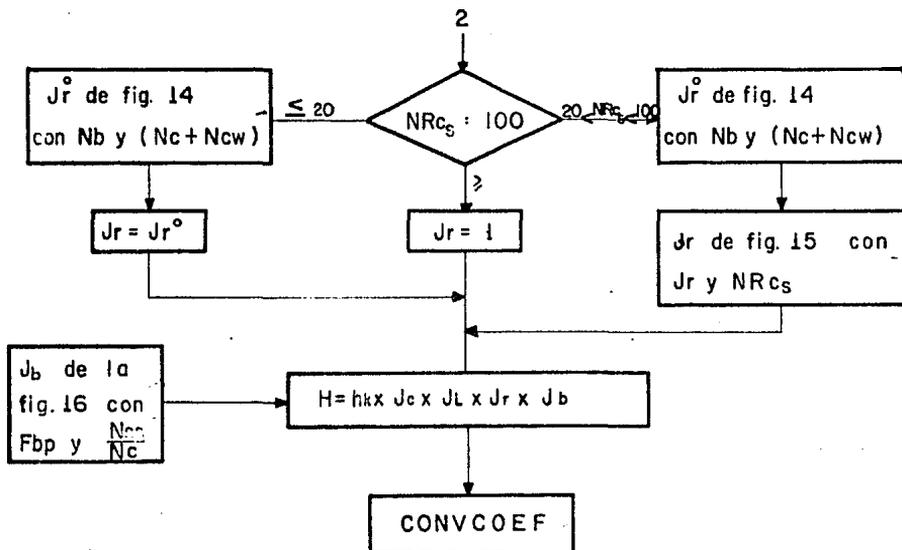
* SE CONSIDERA $\Delta P_c = \Delta P_p$ CUANDO:

$$\frac{|\Delta P_c - \Delta P_p|}{\Delta P_p} \leq 0.05$$

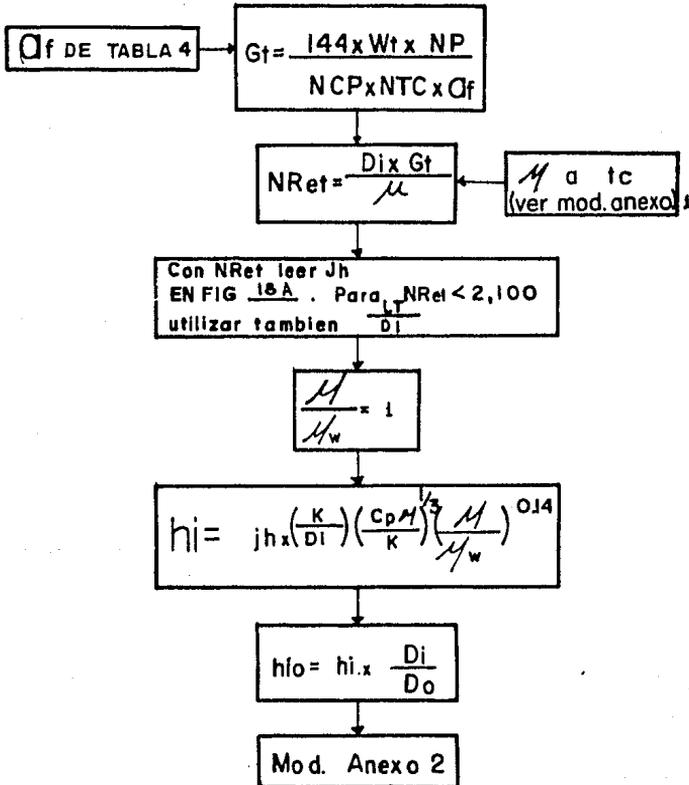
H 1

Efectuar los mismos pasos que en API hasta llegar al punto 1

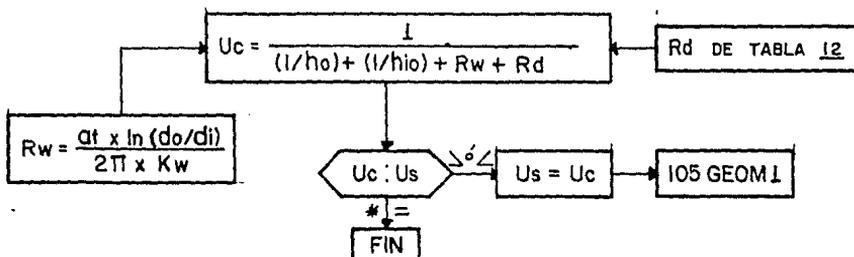




H7



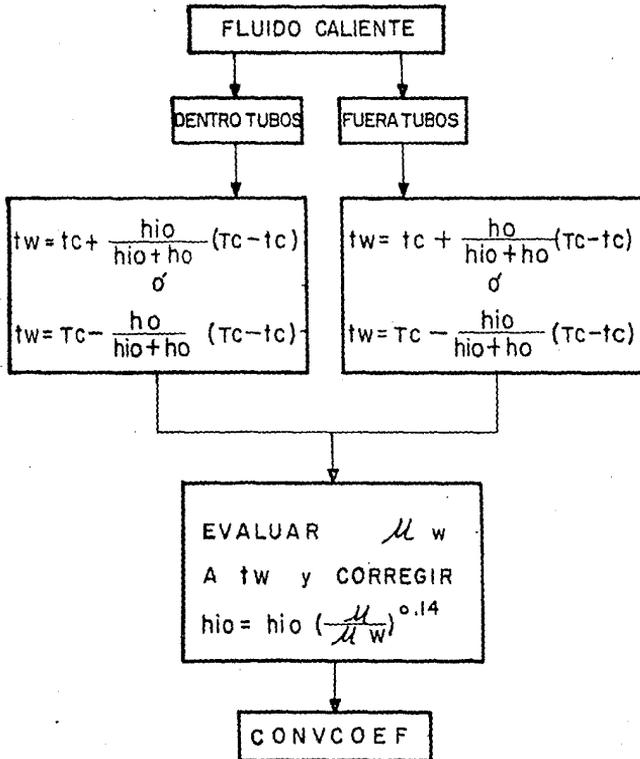
CONVCOEF 1



SE CONSIDERA $U_c = U_s$ CUANDO :

$$\frac{|U_c - U_s|}{U_s} \leq 0.05$$

MODULO ANEXO 2



B) CON CAMBIO DE FASE

Se describirá inicialmente el caso 1 (condensación) y todas las divisiones indicadas en el diagrama de Metodología General.

1.- CONDENSACION

Por lo general, el fluido que va a condensar se maneja en la envolvente y se considera que el fluido que va dentro de tubos no cambia de fase.

Puede presentarse en el caso, para un diseño determinado, que se tenga un cambio de fase dentro de tubos (ebullición), o que se considere el fluido a condensar dentro de tubos. La diferencia en la secuencia de cálculos se presentaría naturalmente al calcular las caídas de presión y los coeficientes de transferencia de calor. Para estas opciones puede consultarse la relación de métodos de cálculo para caída de presión y coeficientes de transferencia en el apéndice y sustituir el o los módulos aquí indicados por el o los que cumplan con lo requerido para diseño.

a) DE UN COMPONENTE PURO.

ΔT1.- Igual al caso A.

GEOM1.- Igual al caso A.

CAIDA DE PRESION.- Como en el caso A se tiene:

ΔP4 y ΔP5.- Con las mismas consideraciones del caso A.

ΔP2.- Para condensación total en la envolvente.

ΔP1 mod .- Condensación parcial en la envolvente, este módulo es similar a ΔP1, la única diferencia es que el flujo que debe utilizarse para los cálculos es:

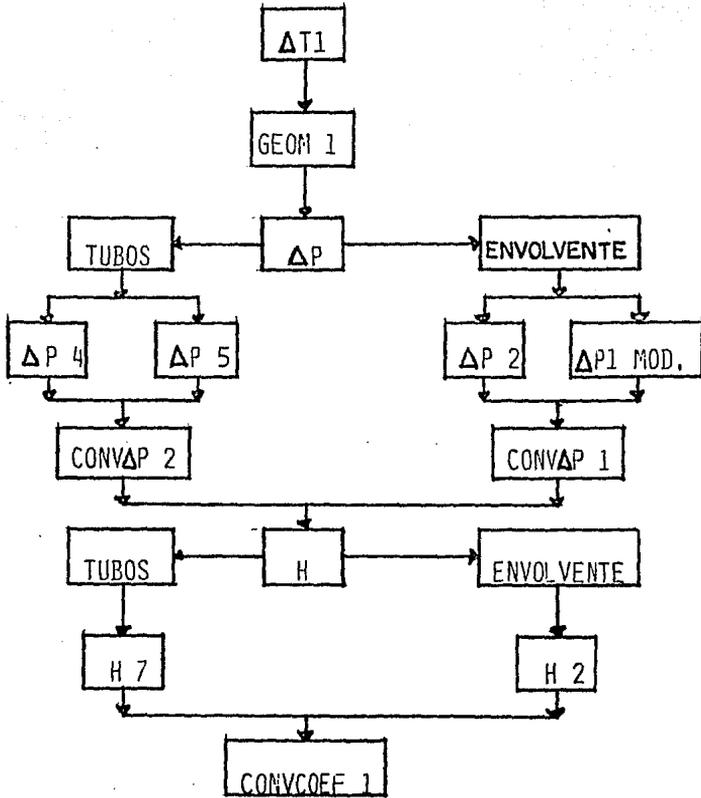
$$W = \frac{W_{\text{cond}}}{2} + W_{\text{vap salida}}$$

CONV Δ P1 y CONV Δ P2.- Igual al caso A.

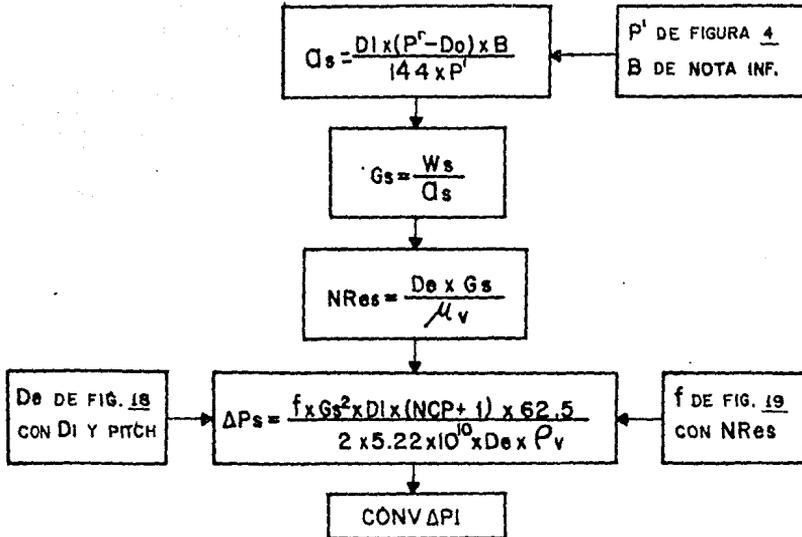
H.- (COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA).- Similar al caso A, para el fluido dentro de tubos H7, para el fluido por la envolvente se utiliza H2 con las mismas consideraciones en cuanto al flujo que se tomen en ΔP .

CONVCOEF 1.- Igual al caso A.

IB-1a CONDENSACION DE UN COMPONENTE PURO



ΔP_2



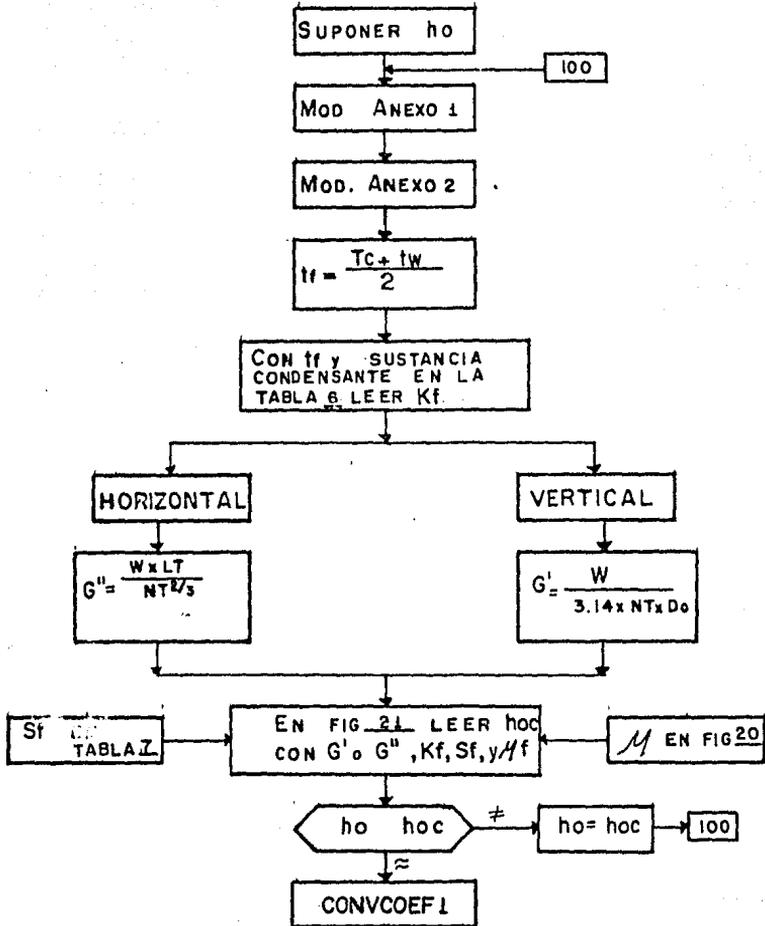
NOTA:

$$\frac{DI}{5} \leq B \leq DI$$

Si $DI > 60''$, $B_{MAX} = 60''$

Si $\frac{DI}{5} < 4''$, $B_{MIN} = 4''$

H2



b) DE MULTICOMPONENTES TODOS MISCIBLES

Como es sabido, el comportamiento de una solución de multicomponentes difiere del que tiene una solución formada por un componente puro. En una mezcla algunos de los componentes son más volátiles que otros (excepto en las mezclas de punto de ebullición constante que se tratan como soluciones de un componente puro), por lo que en el equilibrio el vapor y el líquido tiene diferente composición, el porcentaje del componente más volátil es mayor en el vapor. Por lo tanto es necesaria una metodología específica para el diseño de cambiadores de calor que condensarán este tipo de mezclas, aún cuando la base de la metodología sigue siendo la misma y se tienen módulos de cálculo comunes.

BALMAT.- Se trata de un balance de materia para conocer la composición del fluido a la salida del cambiador. Se considera que el fluido entra a su temperatura de rocío y los intervalos que se fijan entre ésta y la temperatura de burbuja se fijan arbitrariamente y pueden no ser iguales pues se pueden elegir al principio intervalos de rango de temperatura menores y mayores al final. Estos intervalos pueden mantenerse en los siguientes módulos de cálculo.

QR.- Aquí se calcula la cantidad de calor requerida o necesaria para la condensación del vapor en cada intervalo ya fijado en BALMAT. La fracción de la carga total liberada durante el descenso fraccional de la temperatura del vapor, no es uniforme en todo el rango de condensación, por lo que no es válido el uso de una LMTD como se ha hecho en los cambiadores de calor ya expuestos. Para estos casos es necesario el cálculo o determinación de la curva de condensación para la mezcla. En este módulo se inicia el cálculo de esta curva de condensación que se complementa con el módulo de ΔT_{BAL} .

ΔT_{BAL} .- Se computan en este módulo las diferencias promedio de temperatura entre el vapor y el medio de enfriamiento, con lo cual se complementa el cálculo de la curva de condensación, que es una gráfica del contenido de calor del vapor contra temperatura del vapor para el rango de condensación.

La ΔT_{BAL} es entonces la diferencia de temperatura promediada entre la curva de condensación y la línea recta que representa el medio de enfriamiento y puede conocerse mediante una integración o como en este caso, sumando los valores indicados de cada intervalo.

GEOM 1.- Igual al caso A.

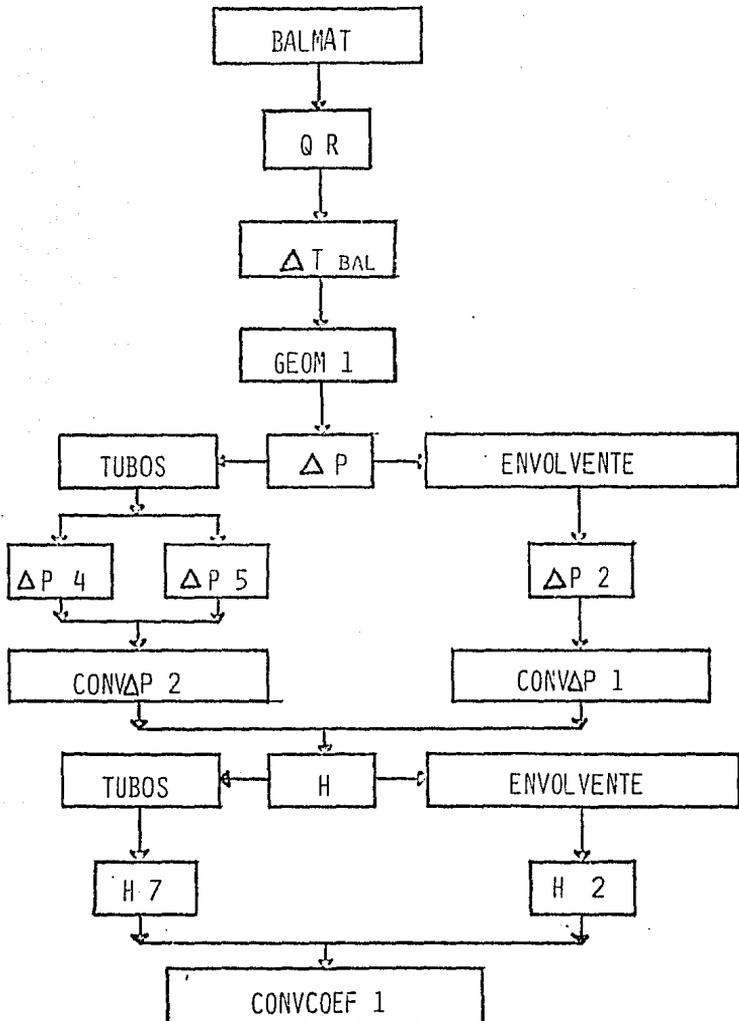
AP.- Mismas consideraciones y opciones que el caso 1a.

CONVAP1 y CONVAP2.- Igual al caso A.

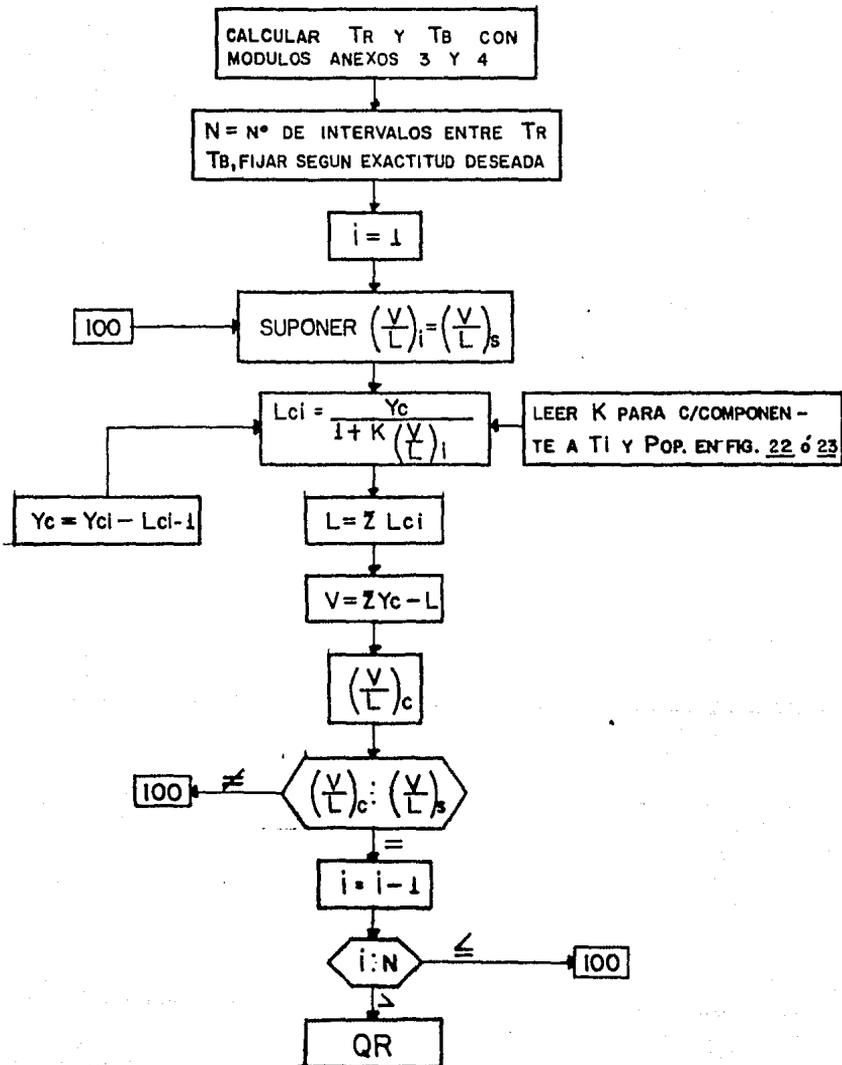
H.- Mismas consideraciones y opciones que en el caso 1a.

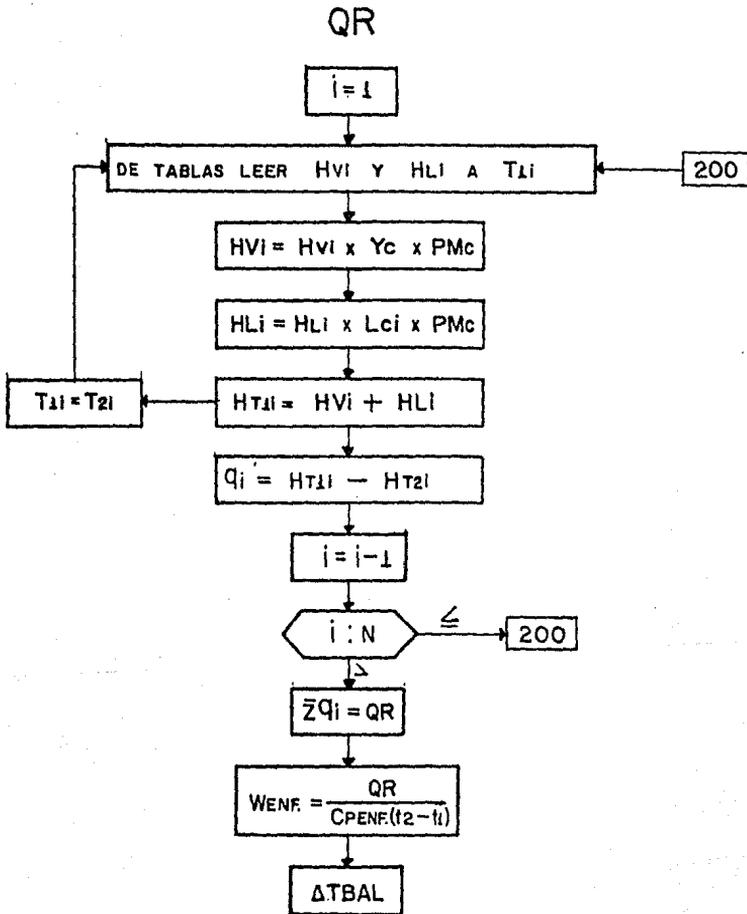
CONVCOEF 1.- Igual al caso A.

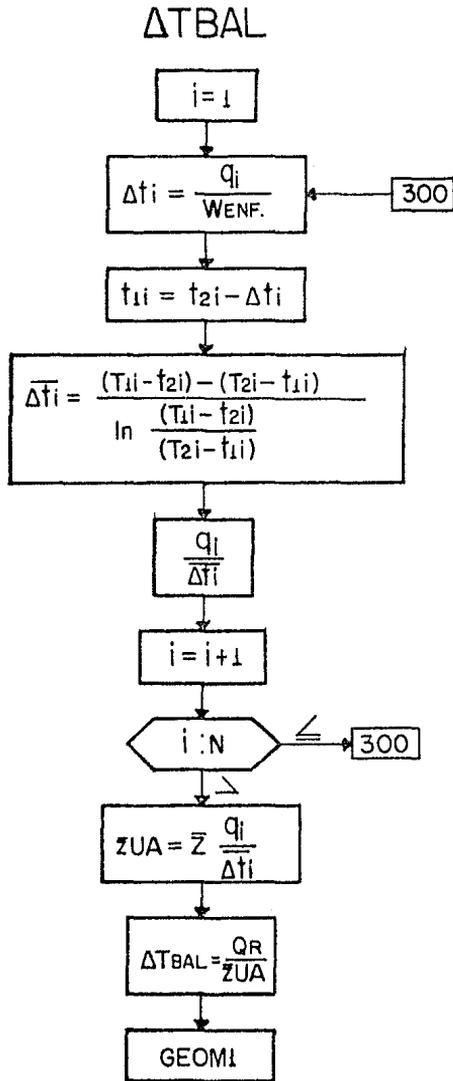
IB-1b CONDENSACION DE MULTICOMPONENTES
TODOS MISCIBLES



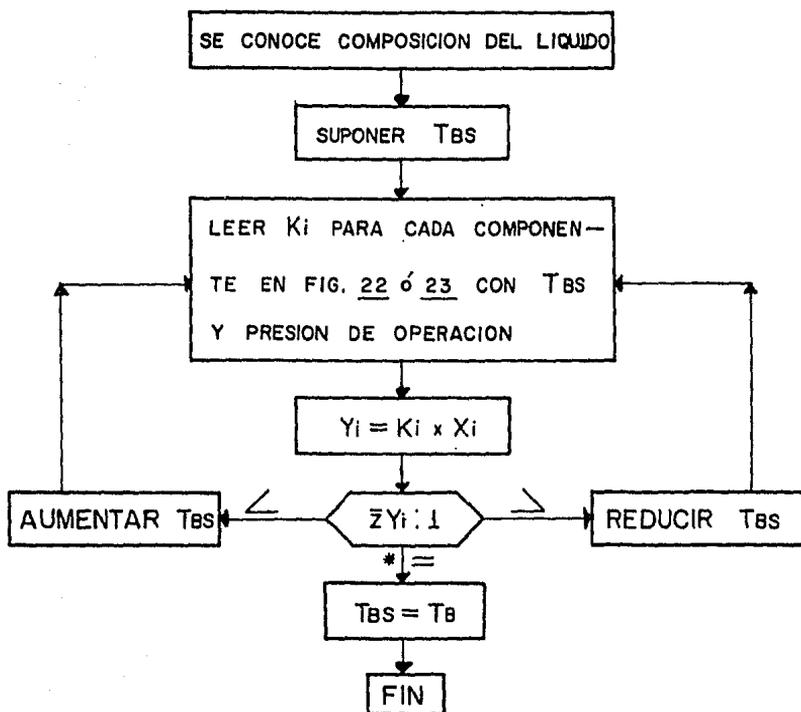
BALMAT







MODULO ANEXO 3

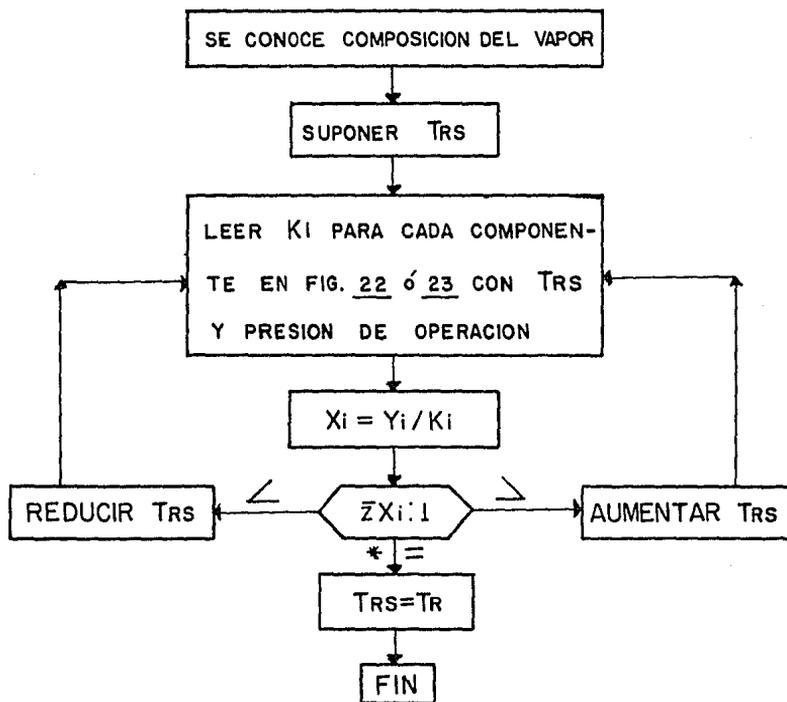


* SE CONSIDERA $\sum Y_i = 1$ CUANDO $\sum Y_i - 1 = 0.02$

Y_i = FRACCION MOL DEL COMPONENTE i EN EL VAPOR

X_i = FRACCION MOL DEL COMPONENTE i EN EL LIQUIDO

MODULO ANEXO 4



* SE CONSIDERA $\sum X_i = 1$ CUANDO $|\sum X_i - 1| = 0.02$

Y_i = FRACCION MOL DEL COMPONENTE i EN EL VAPOR

X_i = FRACCION MOL DEL COMPONENTE i EN EL LIQUIDO

c) EN PRESENCIA DE INCONDENSABLES.

Debido a que en este tipo de procesos nos encontramos con una --- transferencia de masa además de la transferencia de calor, la metodología de diseño presenta variaciones específicas para este caso.

Se notará en el diagrama de bloques que se dificulta el cálculo - ya que el sistema de transferencia también se ha complicado pues a lo largo de toda la evaluación se tendrá presente un sistema a dos fases, formado por el vapor condensante y el o los incondensables que se mantendrán como tales hasta finalizar el diseño térmico.

Sin embargo, como ya se indicó en el caso anterior(1b), se siguen presentando módulos de cálculo comunes a todos los cambiadores de calor de tubos y envolventes.

QRe.- Se cuantifica aquí la cantidad de calor que se requiere re mover al fluido por condensar en intervalos de temperatura (N) -- que se pueden fijar iguales o arbitrariamente. Se lleva a cabo - simultáneamente con un balance de masa y se determinan además las temperaturas del medio de enfriamiento, y el flujo de éste que se requiere para llevar a cabo la transferencia de calor evaluado.

ΔT_1 .- Igual al caso A.

GEOM1.- Igual al caso A.

ΔP .- Mismas consideraciones y opciones que el caso 1a.

CONVAP1 y CONVAP2.- Igual al caso A.

H.- Para el lado de tubos se tiene H7.

H5.- Para el fluido que circula por la envolvente. Es un método

especifico para este caso, se inicia suponiendo una temperatura del condensado para el primer intervalo ya fijado en QRe.

Se calcula entonces el coeficiente de transferencia de calor para cada intervalo (hoi), utilizando el módulo H1 cuando la condensación es total o H1mod. cuando es parcial, para a su vez, evaluar simultaneamente el coeficiente de transferencia de masa.

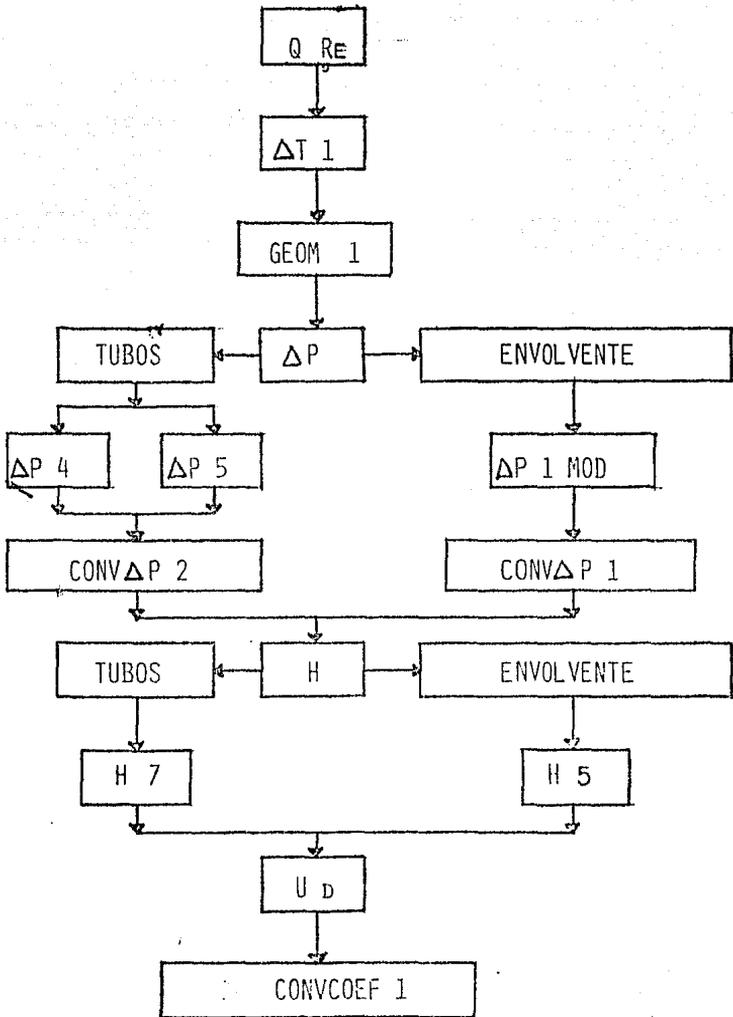
Como es sabido, la cantidad de calor que cede el flujo caliente - debe ser igual a la ganada por medio de enfriamiento; basada en - este principio se igualan estos dos términos para checar la tempe ratura supuesta al principio de cada intervalo, una vez que estos términos son iguales se puede evaluar el coeficiente de transfe-- rencia de calor para cada intervalo.

Este módulo es el más complicado de este equipo, debido a que no puede resolverse mas que por prueba y error.

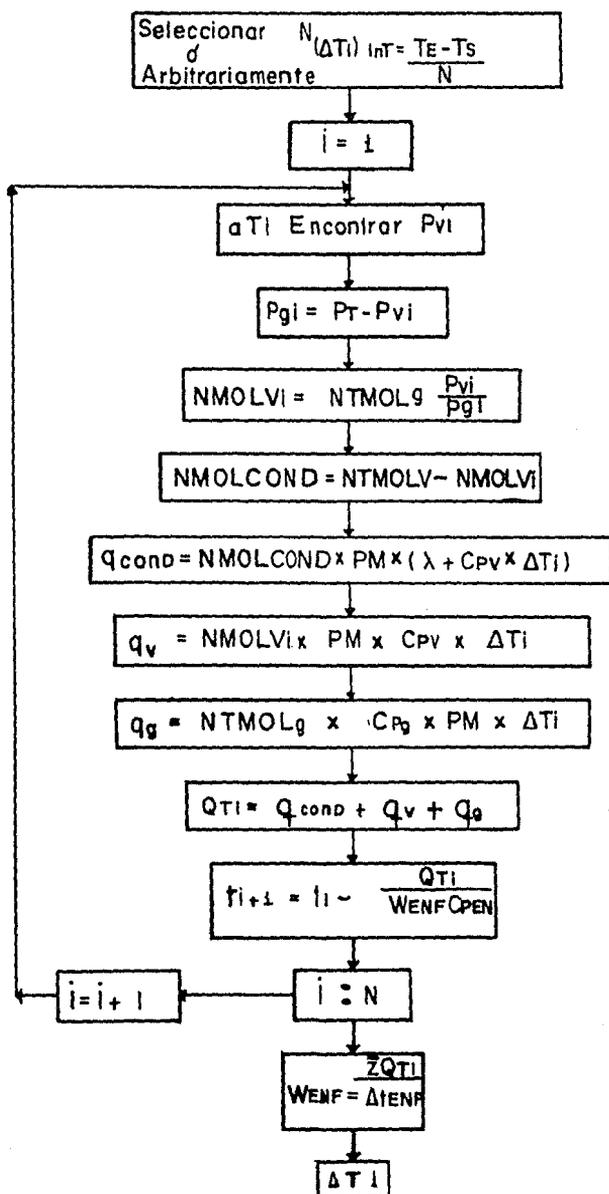
UD.- Una vez calculado el coeficiente de transferencia de calor de cada intervalo, se determina aquí el coeficiente global de --- transferencia de calor, para checar el equipo técnicamente con el coeficiente de diseño supuesto en el módulo de CONVCOEF1.

CONVCOEF1.- Se indican aquí las modificaciones o el camino a se-- guir después de comparar U_c con U_s al igual que en los equipos an teriores.

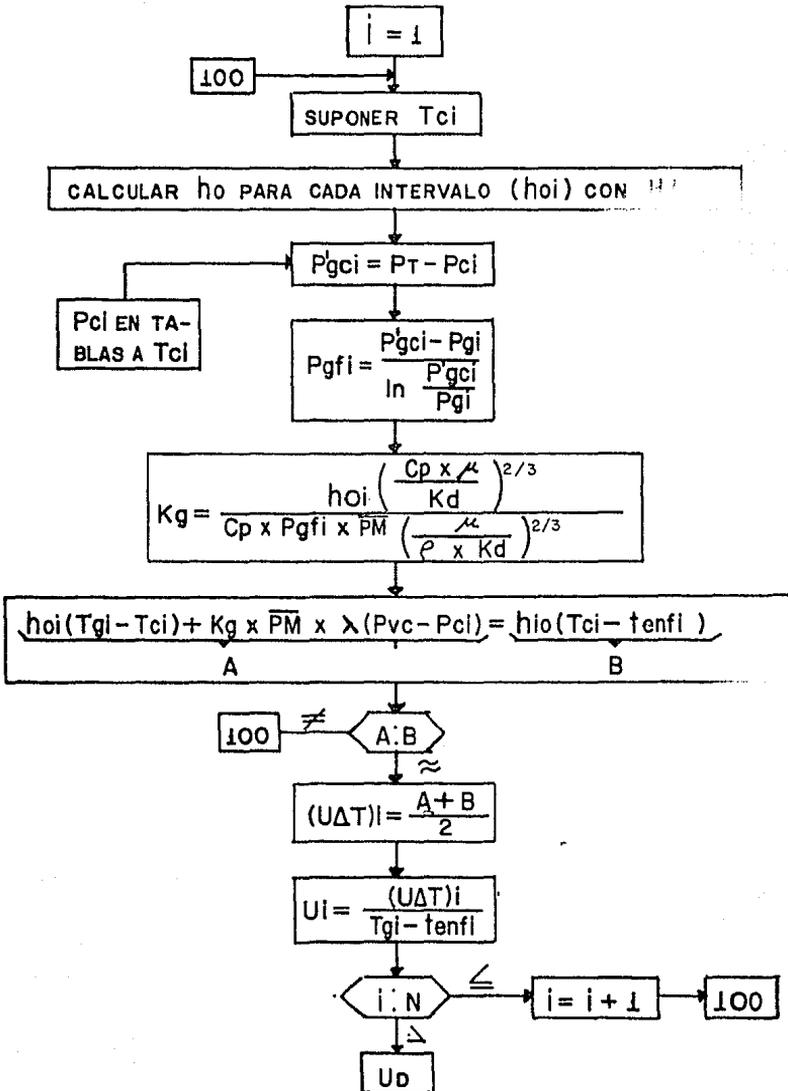
IB-1c CONDENSACION EN PRESENCIA DE INCONDENSABLES

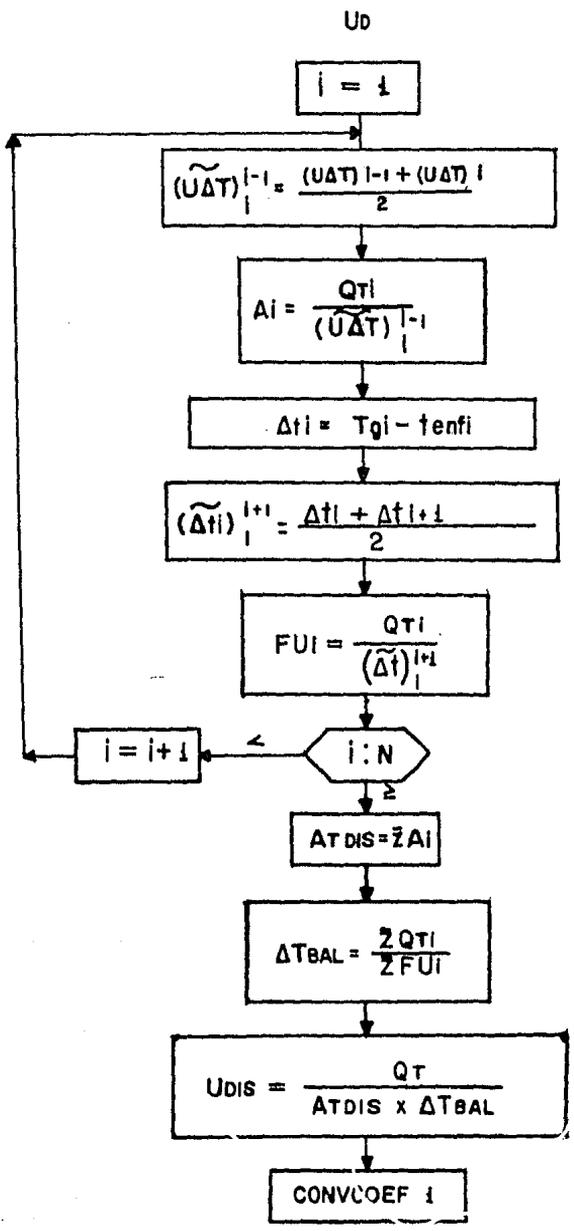


QRE



H5





d) EN PRESENCIA DE INMISCIBLES.

La mayor dificultad que se presenta al evaluar estos equipos es triba en que el mecanismo de condensación simultanea es muy complicado.

La metodología que se presenta está basada en la condensación por nucleación controlada, utilizando la ecuación de Nusselt y considerando el efecto que produce el componente inmiscible durante la condensación. (Gylmour).

Al entrar una mezcla binaria de inmiscibles al condensador, si no está a su composición eutéctica, el componente que se encuentre en exceso condensará primero; actuando el segundo componente como in condensable.

Al continuar la corriente de vapor a lo largo del condensador, el componente en exceso seguirá condensando hasta que se alcance la composición eutéctica. A partir de este momento, los componentes de la mezcla condensan en forma simultánea.

Es conveniente hacer notar que se considera en esta metodología que la mezcla entra a su temperatura de burbuja y que no se efectúa un subenfriamiento ya que de requerirse sobrecalentamiento y/o subenfriamiento sólo deberá incluirse en este método el cálculo de los coeficientes correspondientes a estos fenómenos que ya se presentaron en el caso 1A, e integrarlos a este método evaluando las áreas requeridas para cada uno de ellos y sumarlas en el módulo de CONVA. La condensación se efectúa en la envolvente.

Como se aprecia en el diagrama de cálculo, se tienen módulos comunes ya que el principio de transferencia de calor es el mismo.

ΔT pond.- Se evalúa la diferencia real de la temperatura, la temperatura de condensación del primer componente y la temperatura de condensación eutéctica, basada en los datos de la curva de condensación previamente evaluada.

GEOM 1.- De acuerdo a un coeficiente global de transferencia de calor supuesto, se establecen en este módulo los parámetros geométricos básicos del cambiador a diseñar como son: área de transferencia, número de tubos, diámetro externo de tubos, arreglo y espaciamiento entre los mismos, longitud, etc., así como el número de envolventes en paralelo, diámetro de la misma, etc.

ΔP (CAIDA DE PRESION).- Es necesario efectuar este cálculo tanto en el fluido que circula dentro de tubos como en el que circula por la envolvente, por lo tanto el diagrama indica el camino a seguir por los dos lados.

Se considera aquí que no hay cambio de fase en ninguno de los dos fluidos. Los módulos que se indican para este caso son:

$\Delta P4$.- Para líquidos dentro de tubos sin cambio de fase.

$\Delta P5$.- Para gases dentro de tubos, sin cambio de fase.

$\Delta P1$.- Para cualquier fluido que circule por la envolvente, sin cambio de fase.

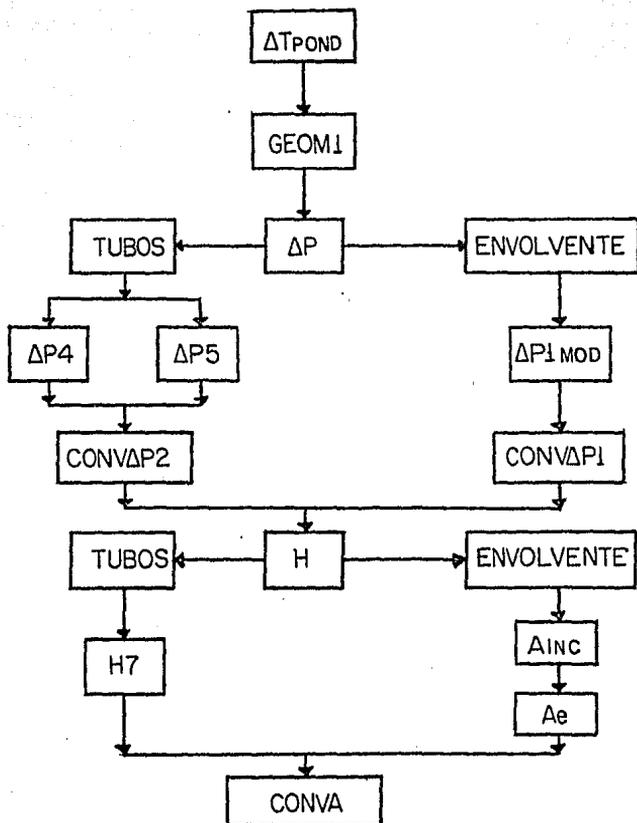
CONVAP1 y CONVAP2.- En estos módulos se compara la caída de presión calculada con la permisible en ambos lados del cambiador, para checar por primera vez el equipo geoméricamente.

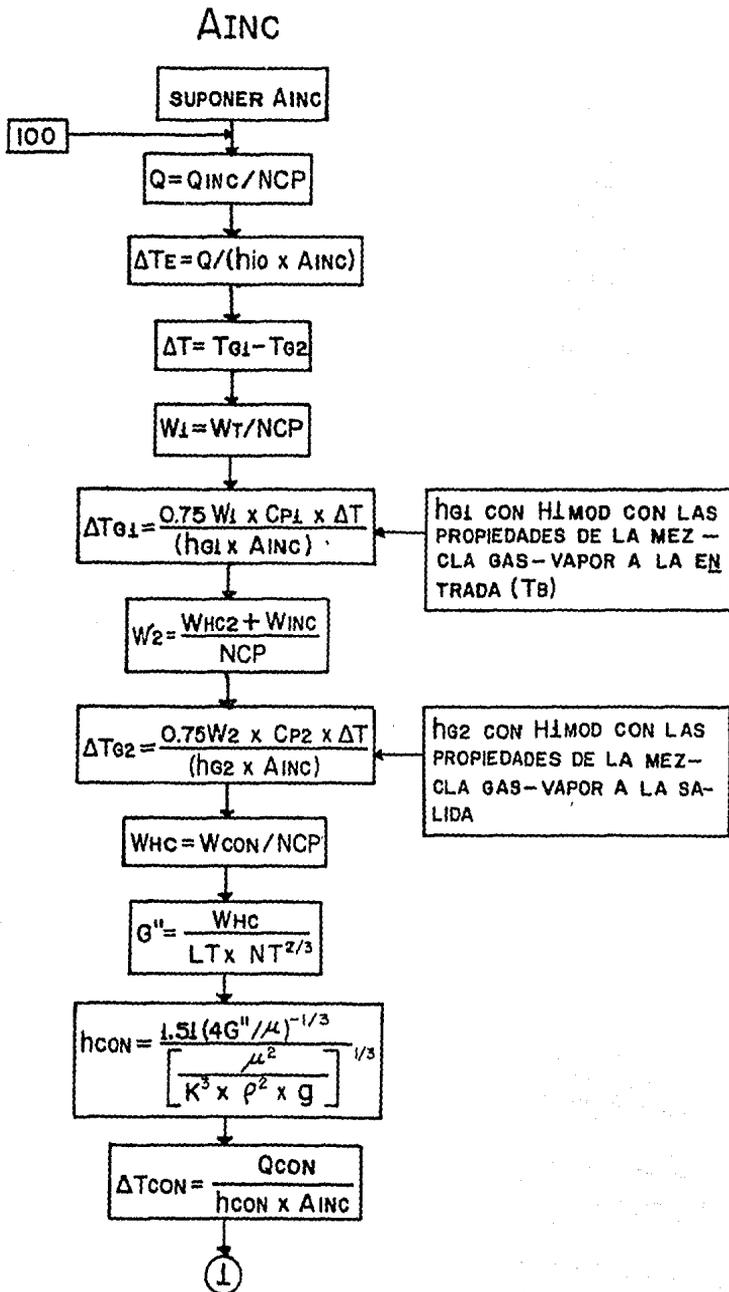
Se indican en cada uno de los módulos las modificaciones necesarias en la geometría para el caso de que no se cumpla con los requerimientos de caída de presión. El orden en que están indicadas es el orden de ejecución, y no se recomienda pasar a la siguiente opción hasta que no se agoten las proposiciones planteadas en la primera solución o en la anterior según sea el caso.

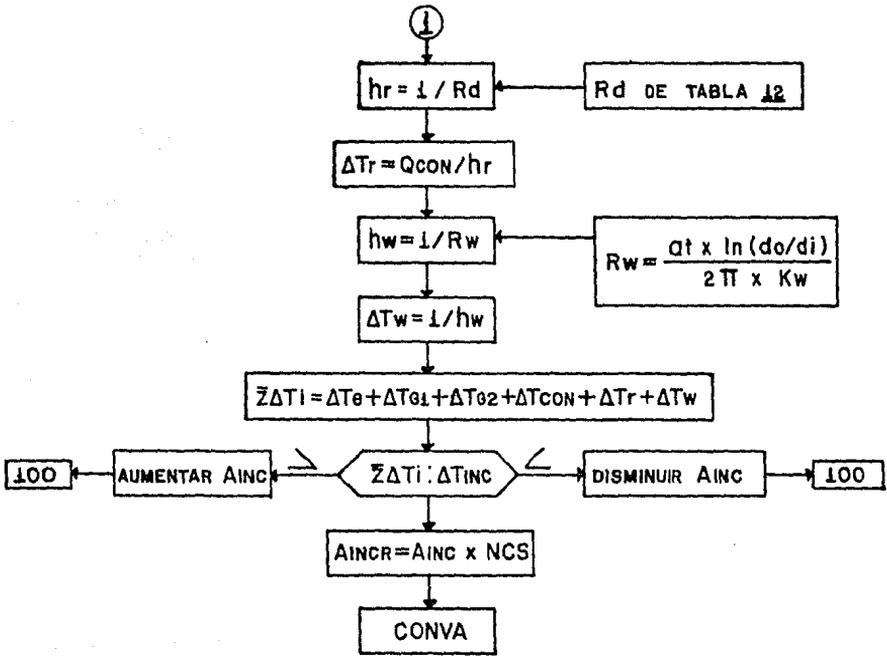
H (COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR).- Del mismo modo que en ΔP , este cálculo se efectúa en los dos lados. Así pues se tiene:

Se tiene además la ventaja de que se incluyan aquí mediante una simple suma algebraica, las áreas que corresponderían a un desobre calentamiento y/o subenfriamiento en caso de que el sistema que se está calculando lo requiera por diseño.

IB-1d CONDENSACION EN PRESENCIA DE INMISCIBLES







Ae

$$W_{HCv} = W_{HC2} / NCP$$

$$Gv'' = \frac{W_{HCv}}{LT \times NT^{2/3}}$$

$$h_{HCv} = \frac{1.51(4 Gv'')^{-1/3}}{\left[\frac{\mu}{K \times P \times g} \right]^{1/3}}$$

$$MOL_{HCv} = W_{HCv} / PM_{HC}$$

$$MOL_{INC} = W_{INCv} / PM_{INC}$$

$$(Y_e)_{HC} = MOL_{HCv} / MOL_{TOT}$$

$$(Y_e)_{INC} = 1 - (Y_e)_{HC}$$

$$\alpha_c = \frac{PM_{HC}(Y_e)_{HC}}{PM_{INC}(Y_e)_{INC}}$$

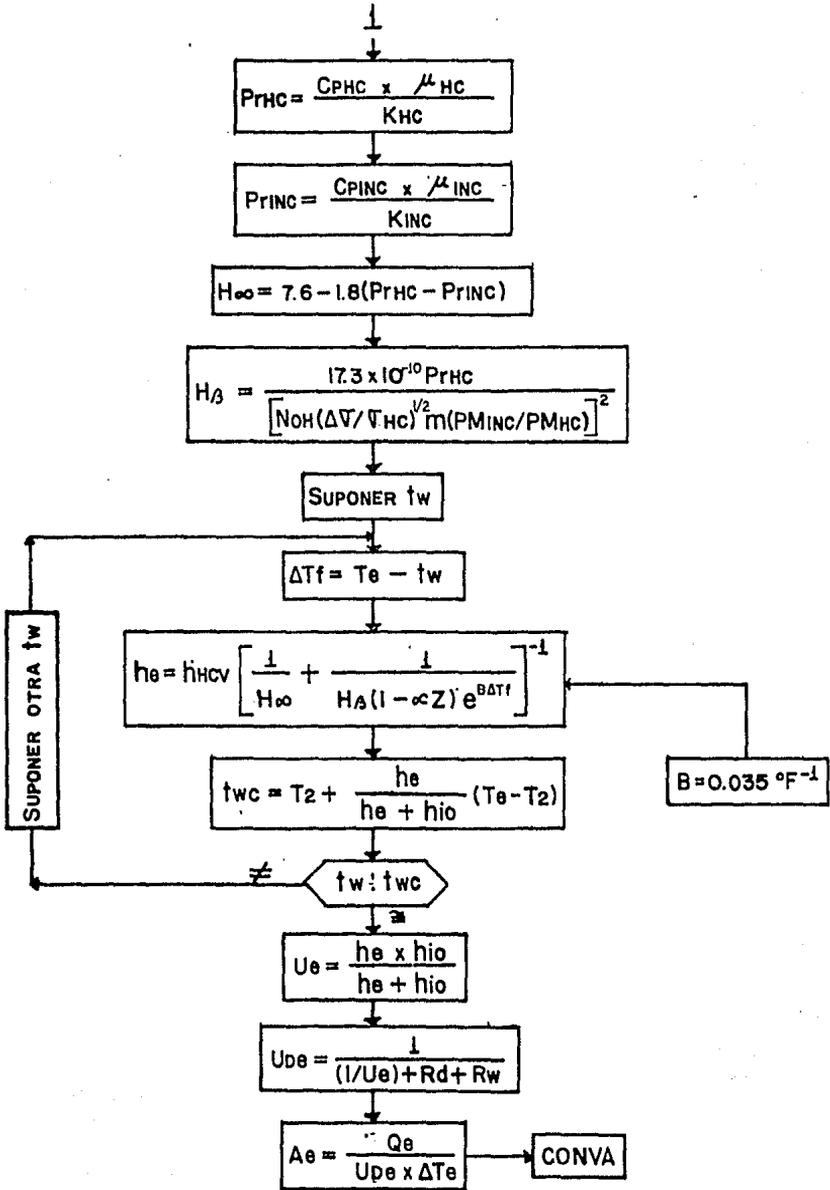
$$m = \mu_{HC} / \mu_{INC}$$

$$Z = \lambda_{HC} / \lambda_{INC}$$

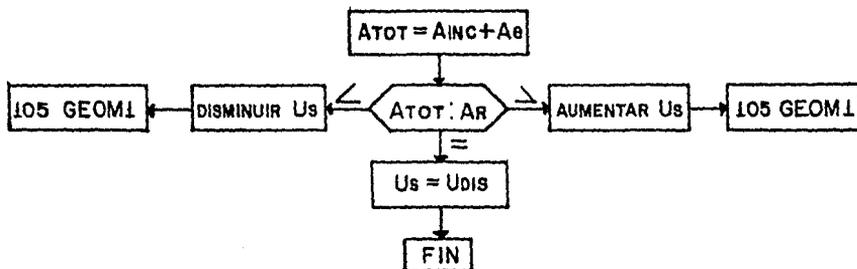
$$NoH = \frac{\mu_{HC}}{(P_{HC} \times Do \times \nabla_{HC})^{1/2}}$$

$$\Delta \nabla = \nabla_{INC} - \nabla_{HC}$$

①



CONVA



* SE CONSIDERA $ATOT = AR$ CUANDO: $\frac{|ATOT - AR|}{AR} \leq 0.05$

2.- EBULLICION

REHERVIDORES DE TORRES.

La metodología en estos equipos tiene su principal diferencia en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, pues como se explicó en el capítulo I los mecanismos de ebullición y los fenómenos de transferencia que se presentan obligan al cálculo de diferentes coeficientes, para finalmente concentrar la influencia de cada uno de ellos en un solo coeficiente (global) de transferencia de calor.

a) TERMOSIFON VERTICAL.

ΔT₀.- Se evalúa únicamente la LMTD, ya que para estos equipos el factor FT=1.

GEOM 1..- Igual a los casos anteriores.

ΔP..- Como se ve en el diagrama de bloques, por el lado de tubos - la caída de presión se considera aproximadamente de 0.25 lb/in².

En cuanto a la caída de presión por la envolvente se tiene:

ΔP₁.- Para cualquier fluido sin cambio de fase.

ΔP₂.- En caso de que se presente una condensación total.

Puede considerarse también una condensación parcial y utilizar ---
ΔP₁ mod.

CONVΔP₁.- Sólo se efectúa este cálculo ya que no se considera la caída de presión por el lado de tubos.

H..- Para el fluido que circula dentro de tubos se presenta el módulo específico para este tipo de equipos que es:

H₈.- Como se expuso al principio se calculan coeficientes de trans

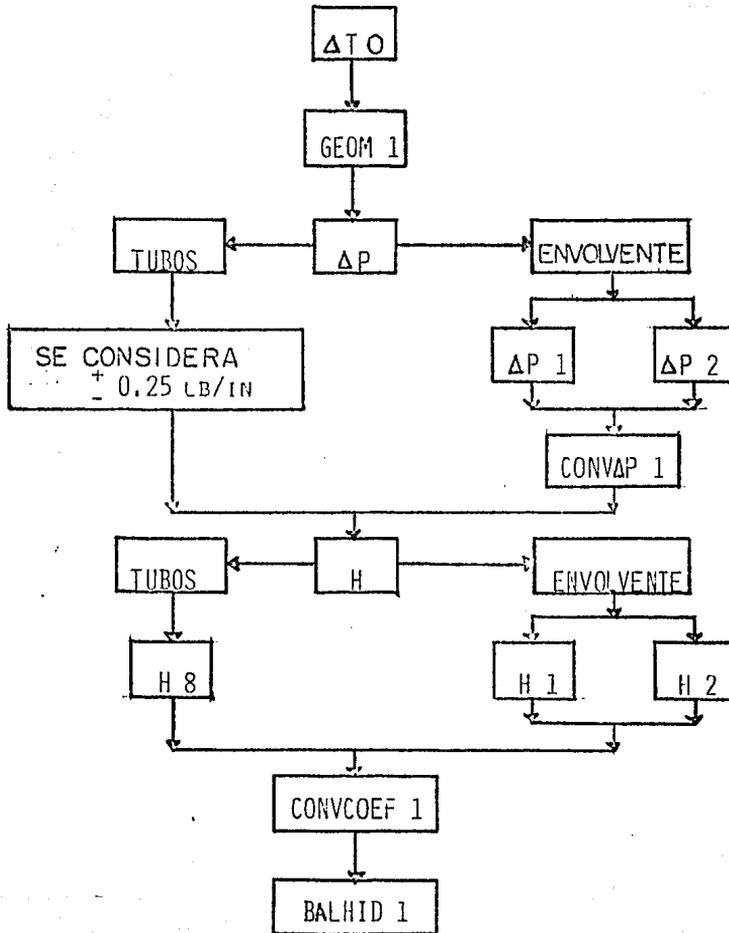
ferencia individuales según el fenómeno de transferencia y el mecanismo de ebullición, conjuntándolos finalmente en el hio.

Para el fluido que circula por la envolvente pueden utilizarse los módulos ya mencionados, H1 si el fluido no cambia de fase, H2 si se presenta una condensación ya sea total o parcial considerando el flujo que se tome en $\Delta P1$ mod. o $\Delta P2$.

CONVCOEF 1.- Igual al caso A.

BALHID 1.- En este módulo se efectúa el balance hidráulico del termosifón que es importante pues si el equipo diseñado térmicamente no cumple con los requerimientos hidráulicos, tendrá que ser modificado. Este balance está basado en el método de Fair.

IB-2a REHERVIDOR TIPO TERMOSIFON VERTICAL



H8

$$h_{SENL} = 0.023 \frac{K_L}{D_i} \left(\frac{D_i \times G_t}{\mu_L} \right)^{0.8} \left(\frac{C_L \times \mu_L}{K_L} \right)^{0.4}$$

t_b DE MODULO
ANEXO 3

$$Q_{BC} = W_t \times C_p (t_b - t_1)$$

$$T = \frac{Q_{BC}}{CPE2 \times WE} + T_2$$

$$t_w = \frac{h_o}{h_o + h_{SENL}} (T - t_b) + t_b$$

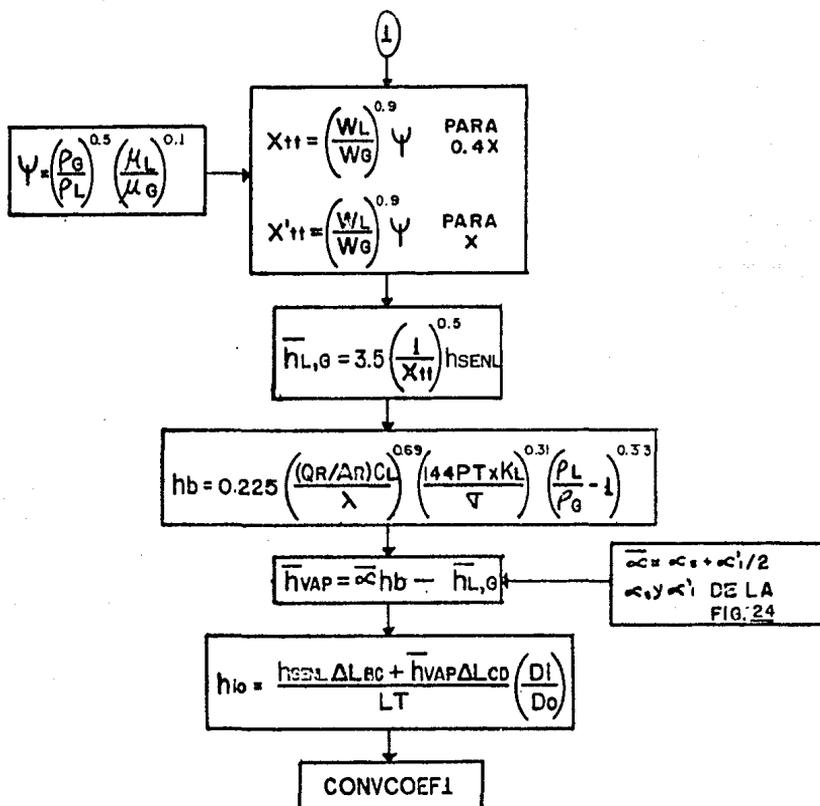
$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \frac{\rho L}{144}$$

$$\frac{\Delta t}{\Delta L} = \frac{\pi \times D_i \times N T \times h_{SENL} (t_w - t_1)}{W_t \times C_L}$$

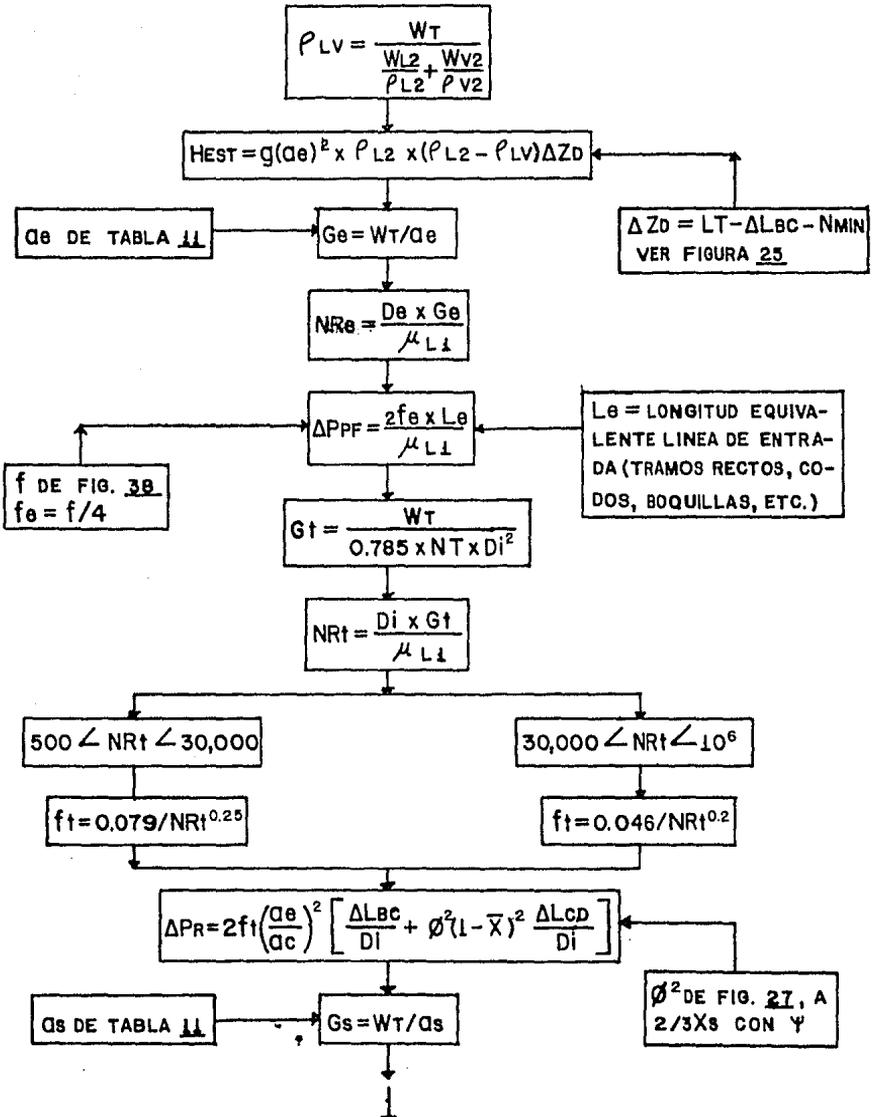
$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta P} \right)_{SAT} = \frac{t_2 - t_b}{P_s - P}$$

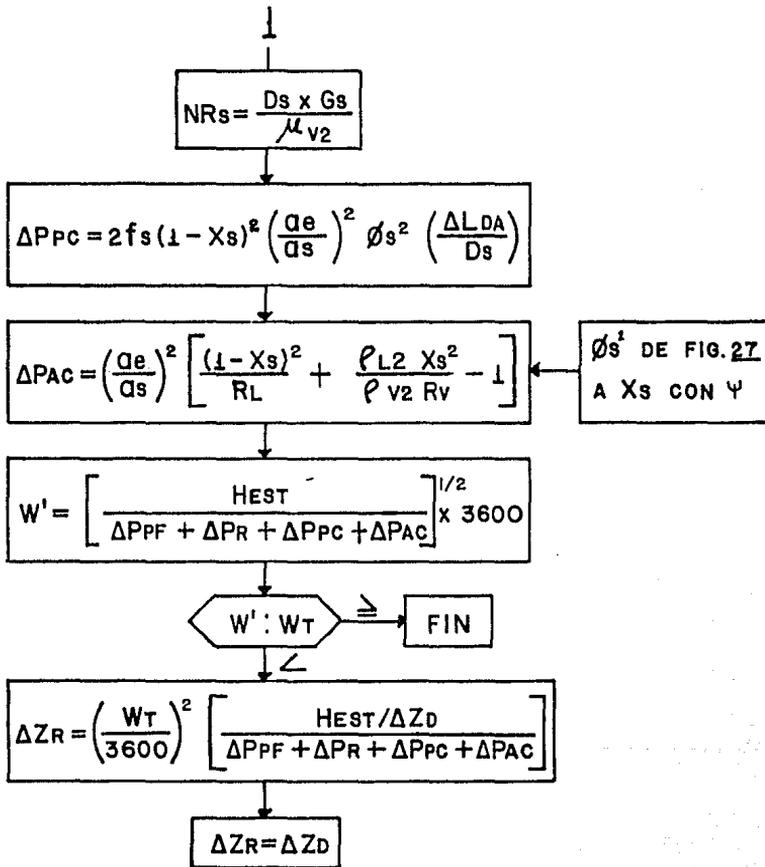
$$\Delta L_{BC} = \frac{P_B - P}{P_B - P_A} = \frac{(\Delta t / \Delta P)_{SAT}}{\left(\frac{\Delta t}{\Delta P} \right)_{SAT} + \frac{\Delta t / \Delta L}{\Delta P / \Delta L}} \times 12$$

↓



BALHID I





b) TERMOSIFON HORIZONTAL.

ΔT4.- Se evalúa también la media logarítmica de temperatura pero debido a que en estos equipos el tipo de cuerpo se considera siempre tipo G y no se tienen cambiadores en serie, se introduce este módulo para simplificar la secuencia de cálculo que se tiene en $\Delta T1$.

GEOM1.- Igual al caso A

ΔP.- En la envolvente la caída de presión se considera despreciable y aproxima a 0.5 lb/in^2 .

Por el lado de tubos se tienen 3 opciones dependiendo del fluido que se maneje, P4 y P5 como se han considerado en los casos anteriores y P6 que es el método de Martinelli para cuando se presenta una condensación dentro de tubos.

CONVΔP2.- Solo se efectúa este cálculo ya que se consideró despreciable la caída de presión en la envolvente.

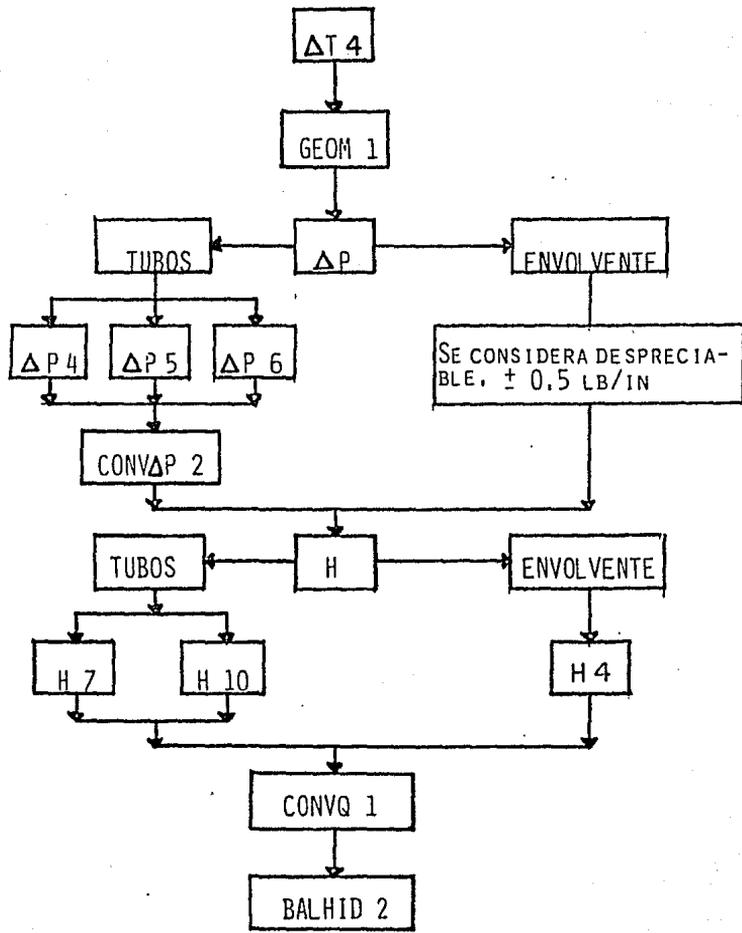
H.- Para la envolvente se tiene H4 que es específico para estos equipos.

Por el lado de tubos se presenta también la opción de que se tenga una condensación como en el caso de la caída de presión, esto cubre el módulo H10.

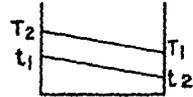
CONVQ1.- Se verifica aquí termicamente el equipo al igual que en CONVCOEF1, solo que aquí se compara la cantidad de calor requerida con la disponible según el diseño.

BALHID2.- Al igual que en BALHID1, se debe cumplir con los requerimientos hidráulicos para el funcionamiento adecuado del equipo.

IB-2b REHERVADOR TIPO TERMOSIFON HORIZONTAL



ΔT_4



$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

100

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_2}$$

TERMOSIFON
HORIZONTAL

REHERVIDOR
TIPO KETTLE

CONSIDERAR
TIPO G

CONSIDERAR
TIPO K

NCS = 1

NCS = 1

LEER Ft DE FIGURA \downarrow
DEL TEMA CON R Y S

LEER Ft DE FIGURA \downarrow DEL
TEMA CON R Y S

Ft : 0.85

QUEDA DEFINIDO TIPO DE
CUERPO Y NCS

Ft : 0.85

AUMENTAR
 $\uparrow t_1$

$$\Delta T = LMTD \times Ft$$

AUMENTAR
 $\uparrow t_1$

100

100

GEOM1

ΔP_6

$$Q_s = \frac{NT \times D I^2}{1.273 \times NP}$$

FASE: LIQUIDO

$$G_{tL} = \frac{W_{tL}}{Q_s}$$

$$NR_{eL} = \frac{D I \times G_{tL}}{\mu_L}$$

NR_{eL} : 2000

$$f_L = \frac{64}{NR_{eL}}$$

$$f_L = 0.184 NR_{eL}^{-0.2}$$

$$\Delta P_L = \frac{336 \times 10^{-6} \times f_L \times L T \times W_{tL}^2 \times NP}{D I^5 \times \rho_L \times NTC}$$

FASE: VAPOR

$$G_{tV} = \frac{W_{tV}}{Q_s}$$

$$NR_{eV} = \frac{D I \times G_{tV}}{\mu_V}$$

NR_{eV} : 2000

$$f_V = \frac{64}{NR_{eV}}$$

$$f_V = 0.184 NR_{eV}^{-0.2}$$

$$\Delta P_V = \frac{336 \times 10^{-6} \times f_V \times L T \times W_{tV}^2 \times NP}{D I^5 \times \rho_V \times NTC}$$

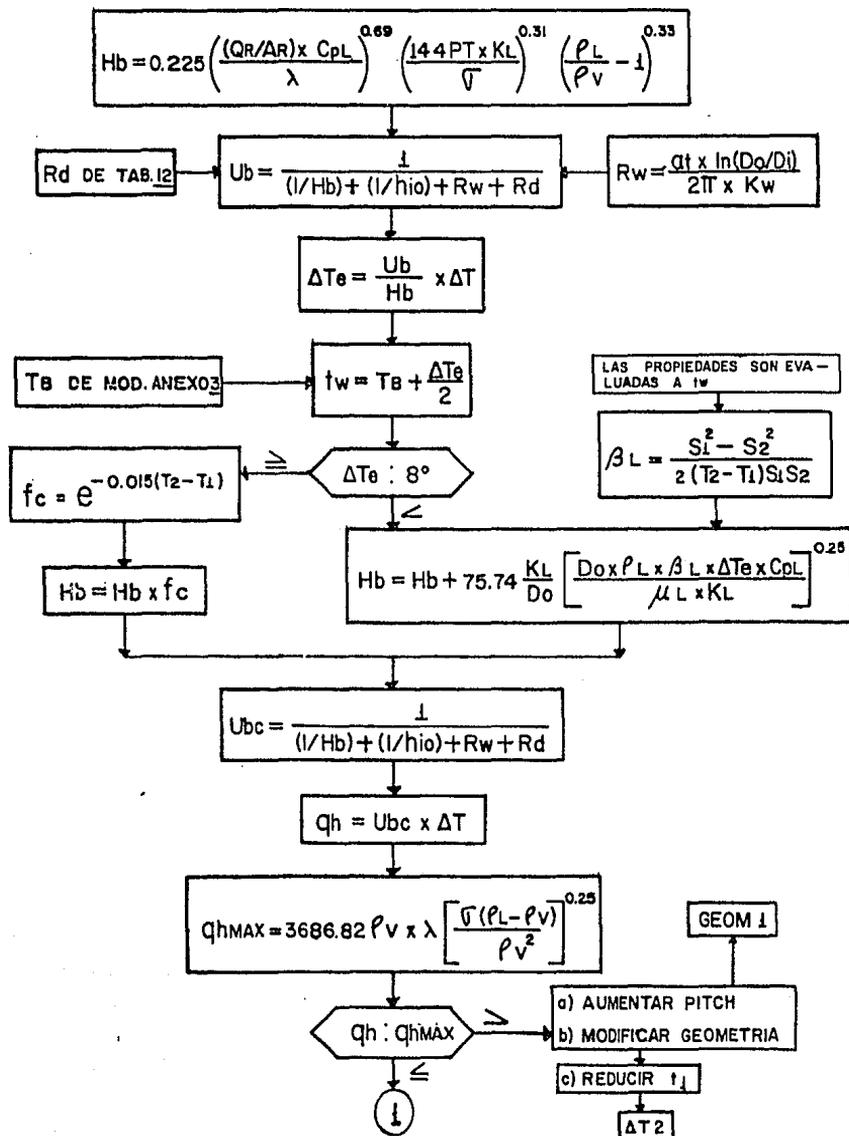
$$X = \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta P_V} \right)^{0.5}$$

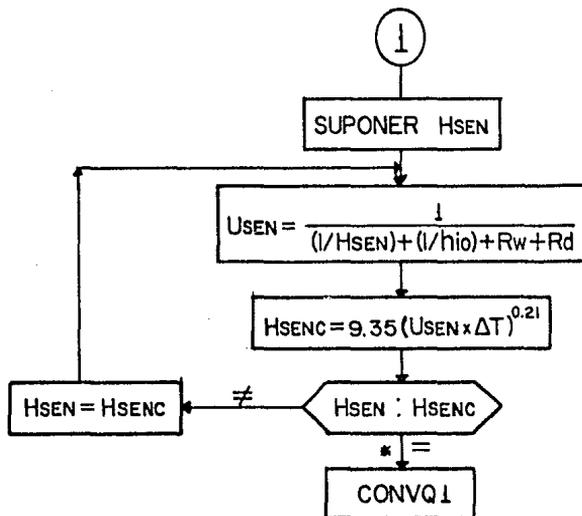
Y_L ó Y_V DE LA
FIG. 29 CON X

$$\Delta P = \Delta P_{LYL} = \Delta P_{VYV}$$

CONVAP2

H4





* SE CONSIDERA $HSEN = HSENC$ CUANDO :

$$\frac{|HSENC - HSEN|}{HSEN} \leq 0.05$$

HIO

$$W_T = \frac{W_{L0} \times NP}{NT \times NCP}$$

$$H_{ION} = 0.761 \frac{D_i}{D_o} \left[\frac{LT \times K_L^3 (P_L - P_V) P_L \times 4.17 \times 10^8}{W_T \times \mu_L} \right]^{1/3}$$

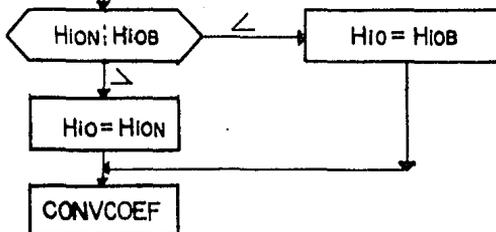
$$X_i = \frac{W_{Vi}}{W_{Vi} + W_{Li}} ; X_o = \frac{W_{Vo}}{W_{Vo} + W_{Lo}}$$

$$GT = \frac{1.273 W_{L0} \times NP}{NCP \times NTC \times D_i^2}$$

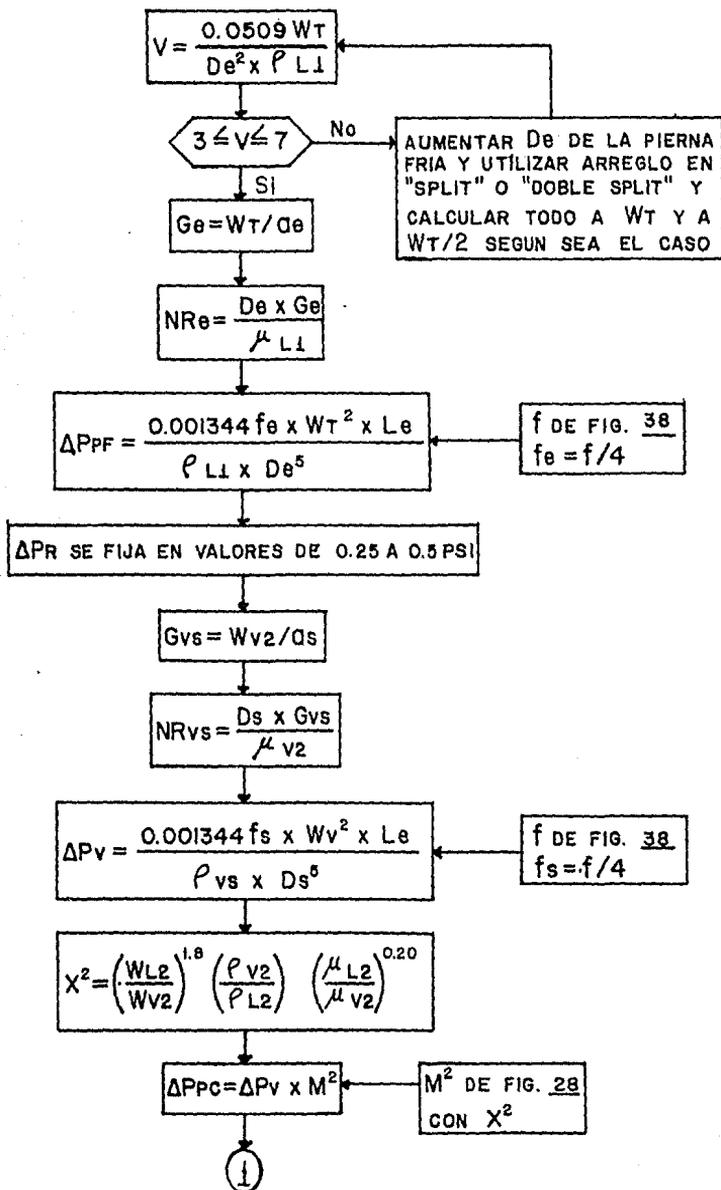
$$P\mu_i = 1 + \frac{P_{Li} - P_{Vi}}{P_{Vi}} X_i$$

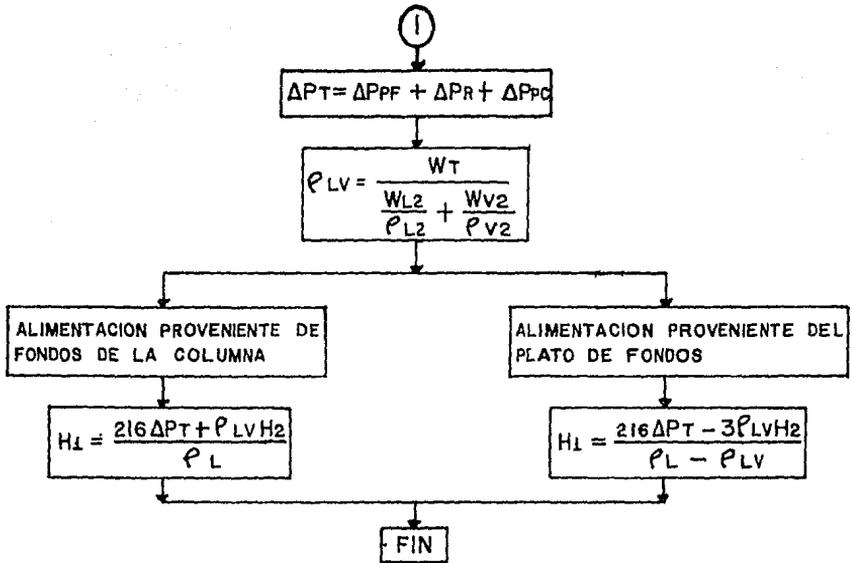
$$P\mu_o = 1 + \frac{P_{Lo} - P_{Vo}}{P_{Vo}} X_o$$

$$H_{IOB} = 0.024 \left(\frac{K_L}{D_o} \right) NRe^{0.8} \times NP^{0.43} \left[\frac{P\mu_i^{0.5} + P\mu_o^{0.5}}{2} \right]$$



BALHID2





c) REHERVIDOR KETTLE

ΔT4.- Igual al rehervidor horizontal

GEOM1.- Igual al caso A

ΔP.- Para el lado de tubos igual que el termosifón horizontal.

En la envolvente se considera de $\pm 0.5 \text{ lb/in}^2$.

CONVAP2.- Solo se efectúa este cálculo.

H.- Para la envolvente se tiene H3 que es específico para estos equipos.

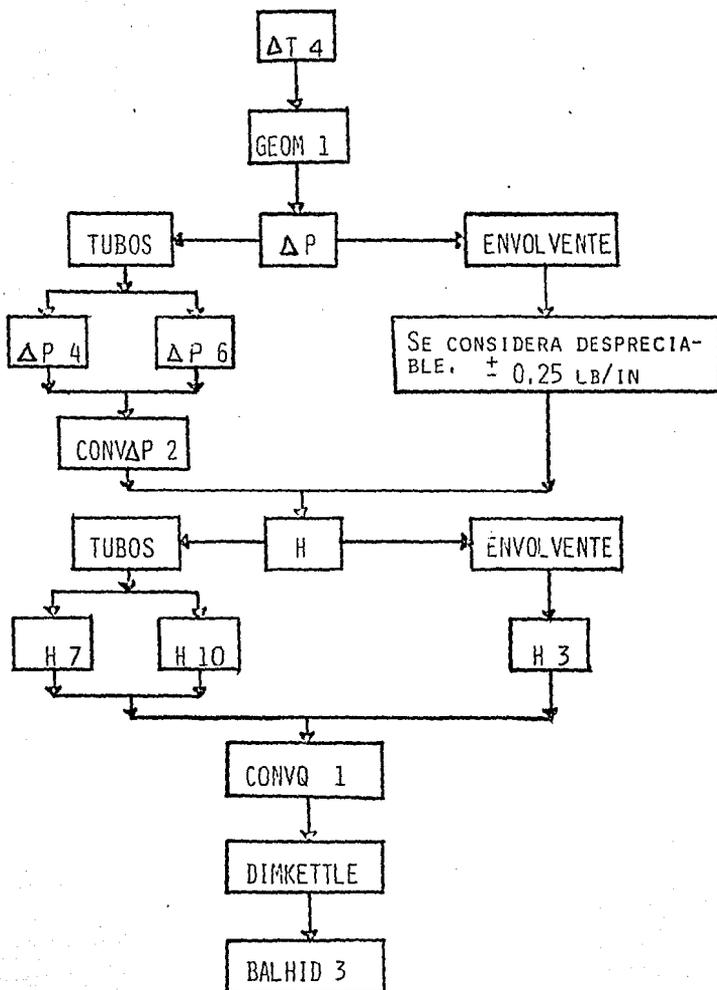
Por el lado de tubos las mismas consideraciones que el Termósifón Horizontal.

CONVQ1.- Igual al rehervidor horizontal.

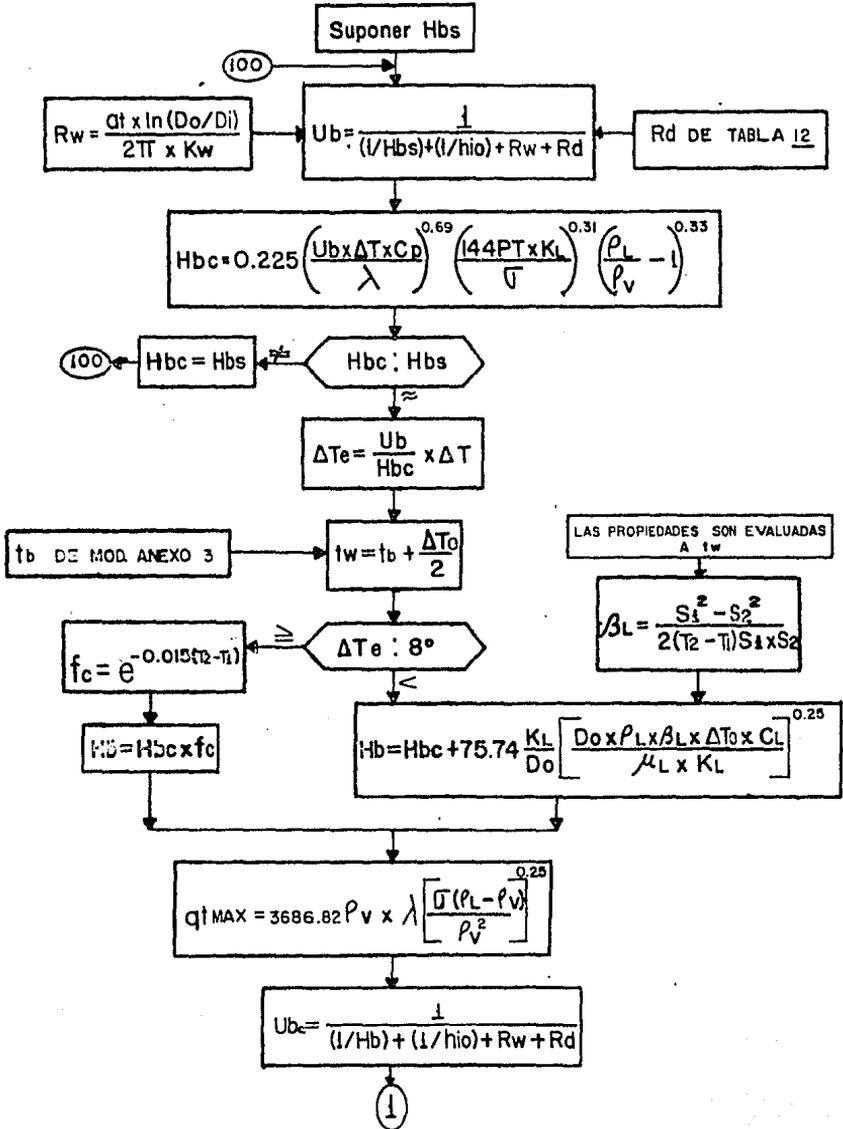
DIMKETTLE.- Se calcula en este módulo el diámetro del cuerpo del Kettle que esta en función de la cantidad de vapor que se maneje y con lo que se complementa la geometría del equipo.

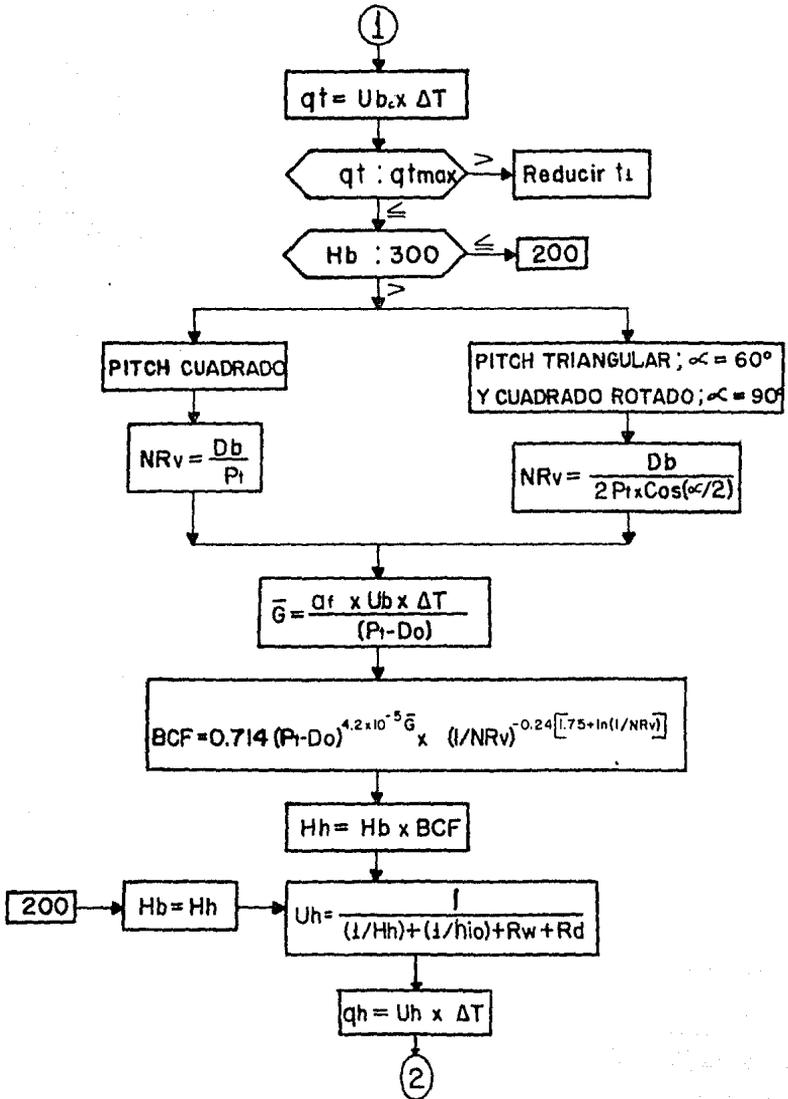
BALHID3.- Se checa hidráulicamente el equipo pero solo es necesario cuando el vertedero no esté conectado al fondo de la columna de destilación.

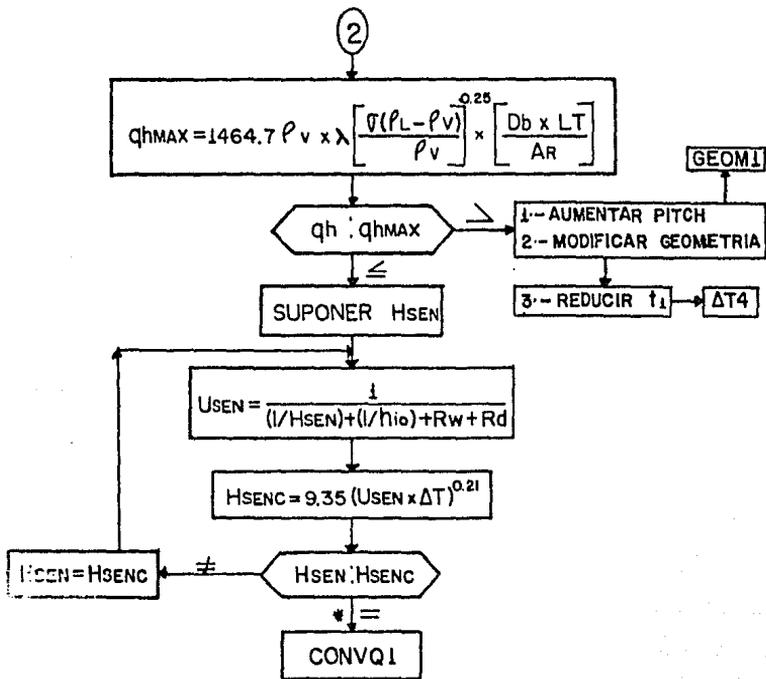
IB-2c REHERVIDOR TIPO KETTLE



H3



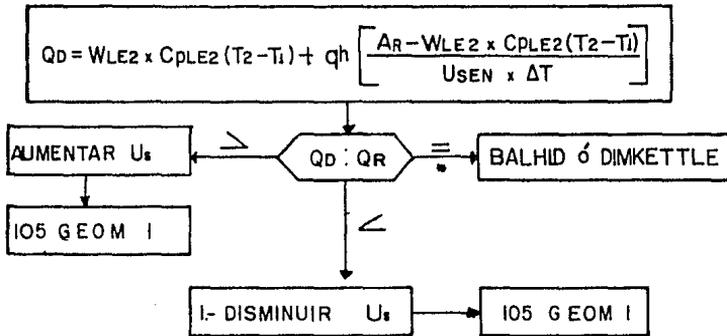




SE CONSIDERA $H_{SEN} = H_{SENC}$ CUANDO :

$$\frac{|H_{SENC} - H_{SEN}|}{H_{SEN}} \leq 0.05$$

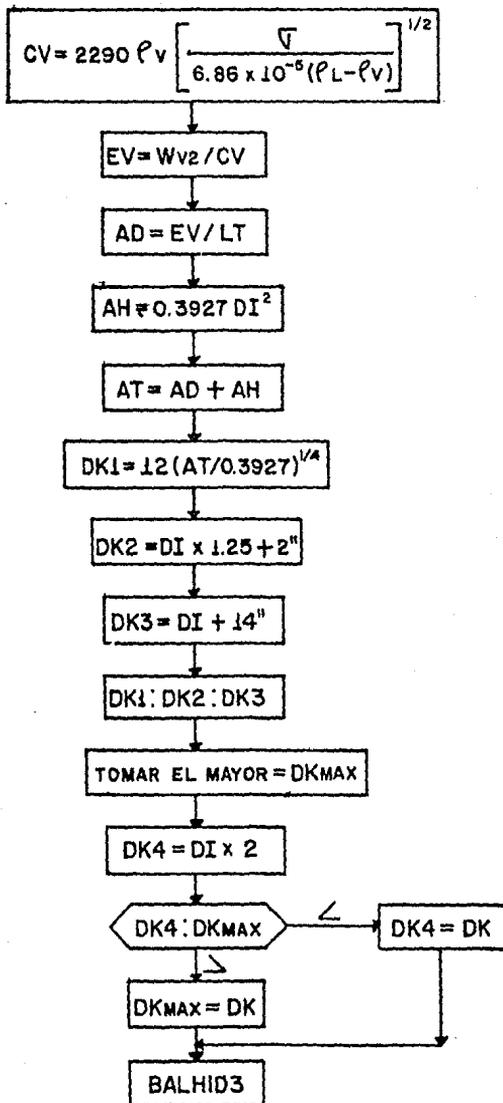
CONVQ1



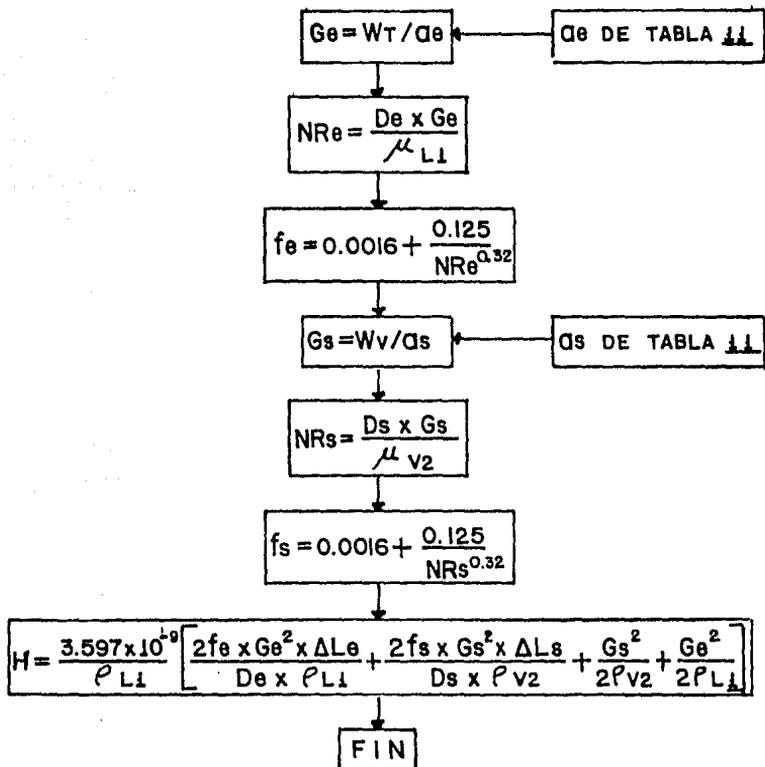
* SE CONSIDERA $Q_D = Q_R$ CUANDO :

$$\frac{|Q_D - Q_R|}{Q_R} \leq 0.05$$

DIMKETTLE



BALHID3



II.- CAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS

La geometría especial que presentan estos equipos obliga a que para su diseño, se requiera una metodología diferente a las consideradas con anterioridad.

ESPE.- En base a la presión de diseño se determina en este módulo el espesor de placas que es adecuado para el diseño.

AT2.- Es conveniente definir por cual de los lados circulará el fluido caliente o el frío, por lo cual al inicio de este módulo se identifica cuál es el lado 1 y 2 y que condiciones de temperaturas presentan para poder definir la capacidad térmica del fluido caliente (Ch) y la del frío (Cc) adecuadamente, así como también la DLMT.

EFER.- Se calcula la efectividad teórica requerida y la carga térmica del cambiador.

GEOM2.- Como su nombre lo indica se definirán en este módulo todos los factores geométricos necesarios para el diseño térmico del cambiador, cabe señalar que en este caso el diseñador deberá usar su experiencia o seleccionar y proponer el tipo de aletas de acuerdo a los medios con los que cuente ya que la variedad de aletas con que se cuenta provoca que se tengan muchas opciones de diseño que se resolverían apropiadamente utilizando un cálculo por computadora que es lo más empleado en la actualidad.

XJH, XJFRIC.- Se calculan los factores de transferencia de calor y de fricción para ambos lados del cambiador utilizando la fig. 37 según el tipo de aleta propuesto y que se utilizarán posteriormente en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y en la caída de presión.

AP7.- Es específico para estos equipos y se calcula en este módulo la caída de presión para ambos lados del cambiador.

CONVP4.- Se checa geométricamente el equipo propuesto según el tipo de flujo que se considere.

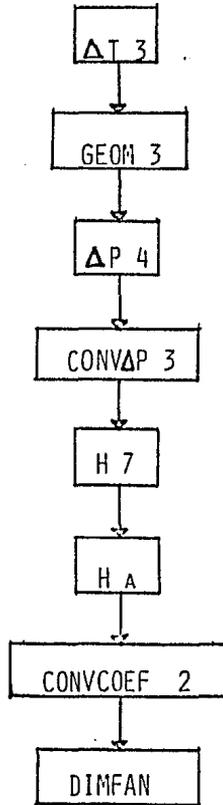
H12.- Se evalúa el coeficiente de transferencia de calor para ambos lados utilizando los factores de transferencia de calor ya evaluados.

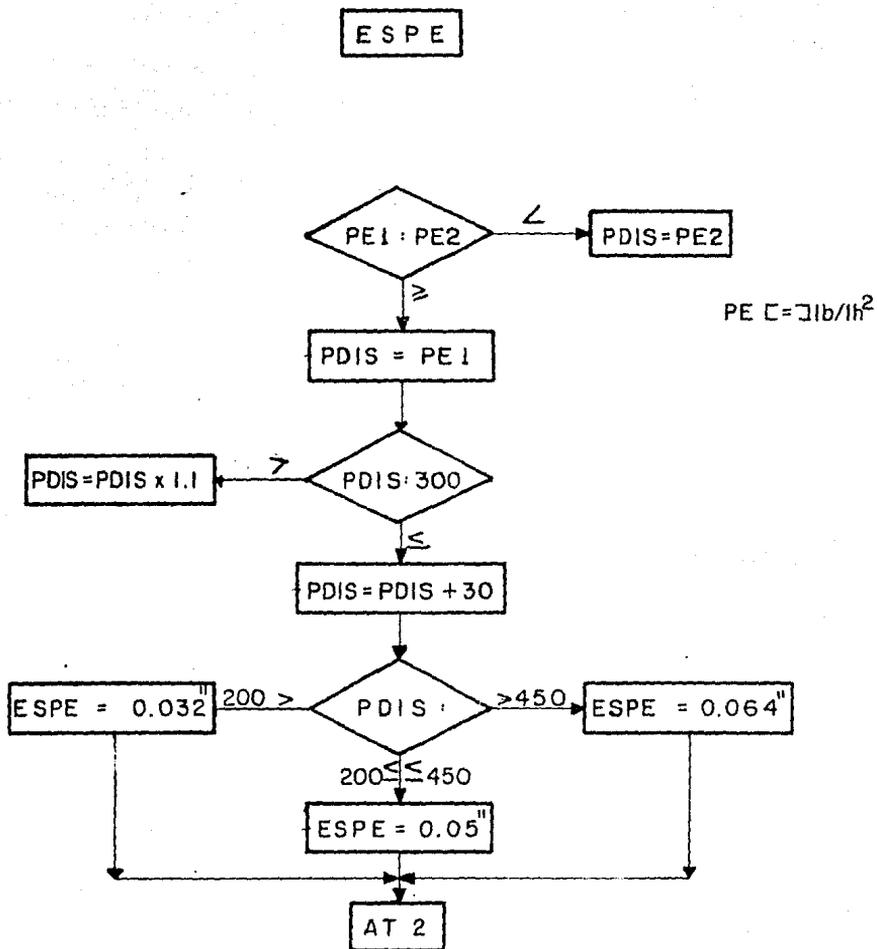
EFALE,EFISU.- Se calcula la efectividad térmica de las aletas y de superficie para ambos lados del cambiador que nos permitirá calcular el coeficiente total de transferencia de calor.

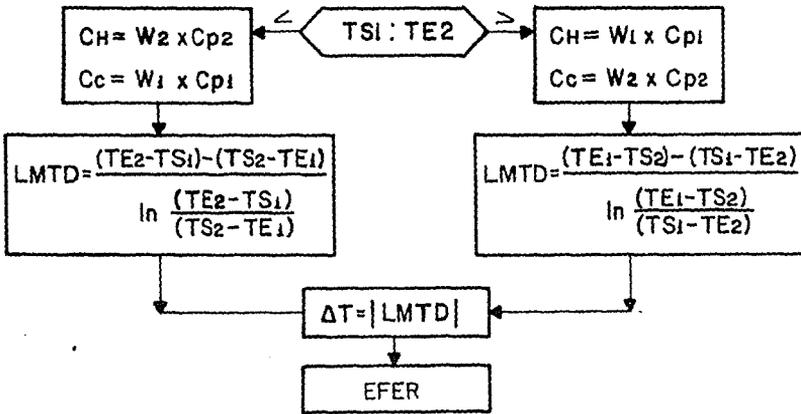
COEFTOT.- Se evalúa el coeficiente total de transferencia de calor.

CONVEFIC.- Dependiendo del tipo de flujo propuesto se evalúa la efectividad térmica calculada (EFICC) para compararla con la efectividad térmica requerida y checar el equipo térmicamente.

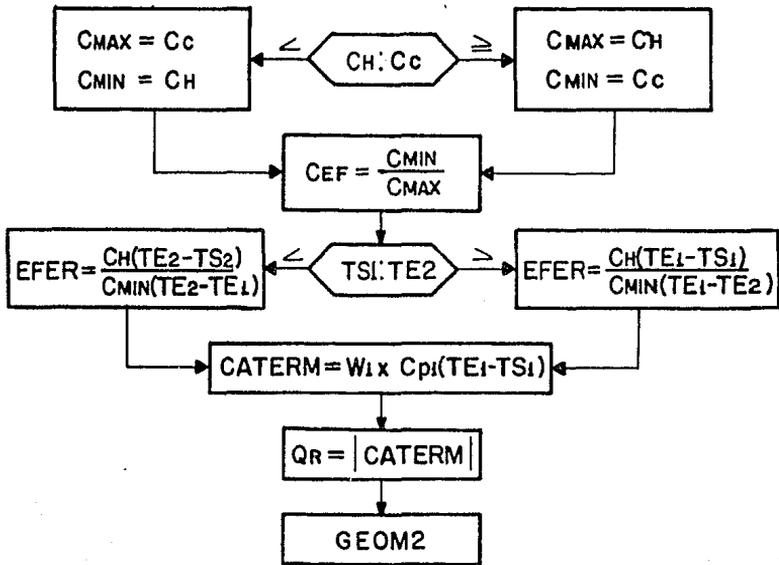
III. CAMBIADORES DE CALOR
ENFRIADOS CON AIRE



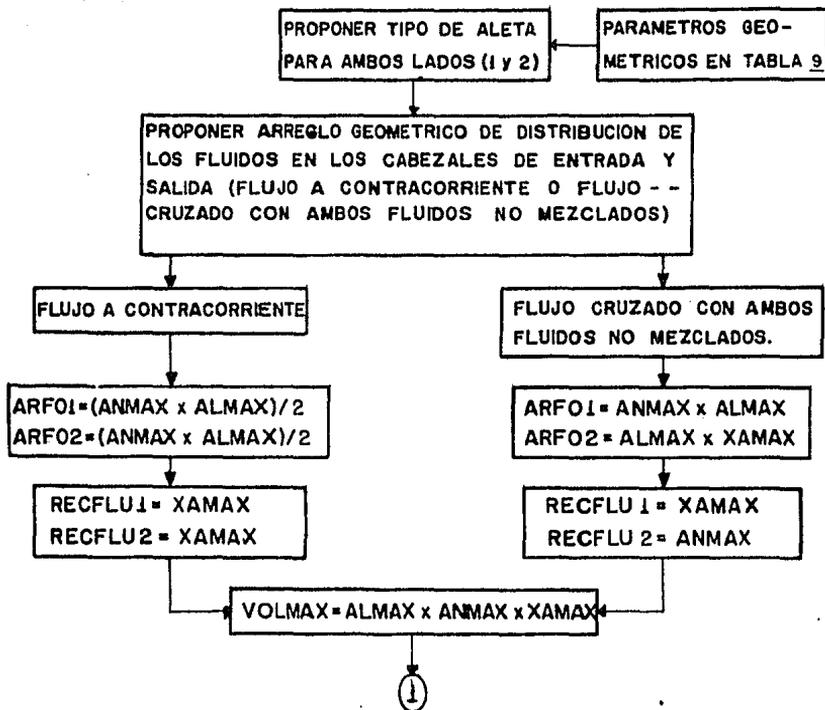


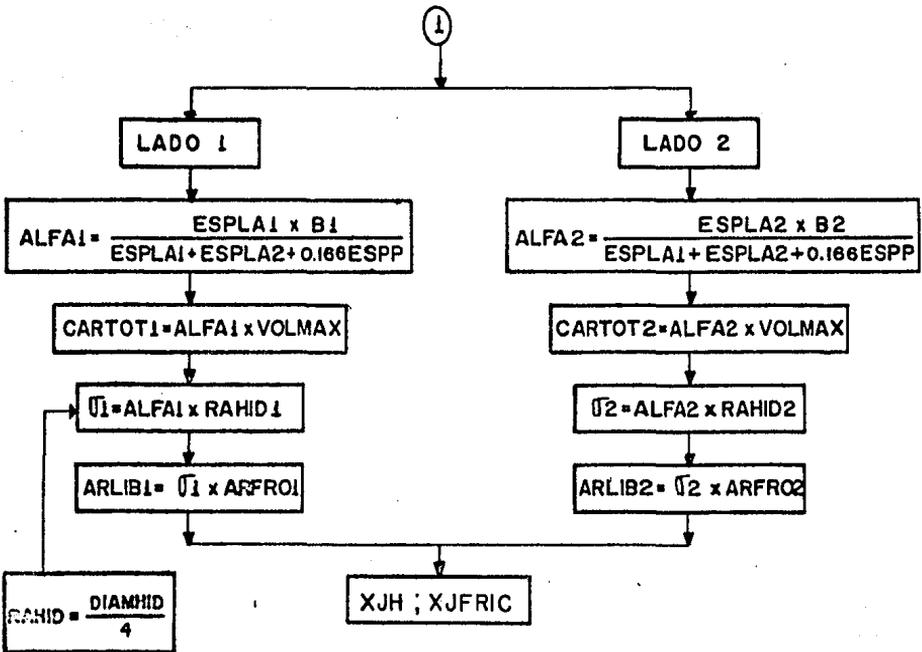
ΔT_2 

EFER

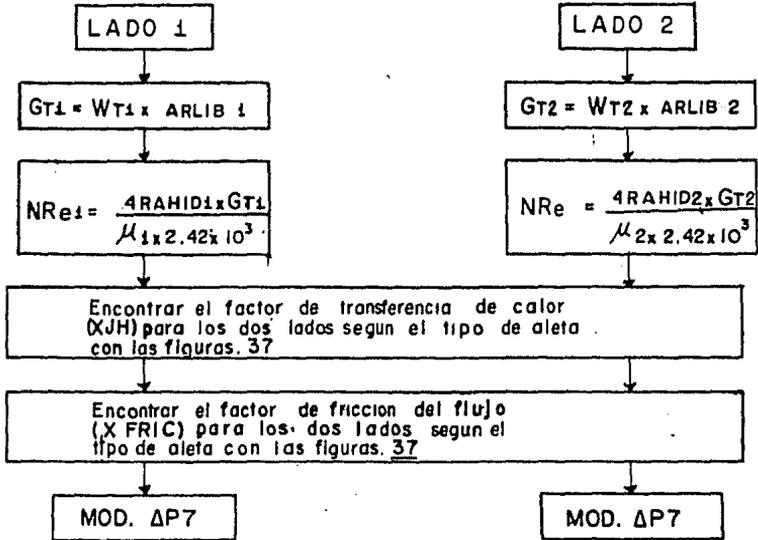


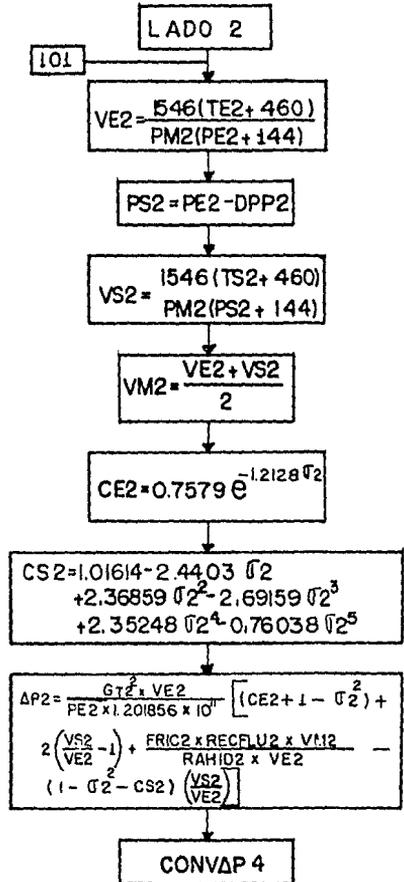
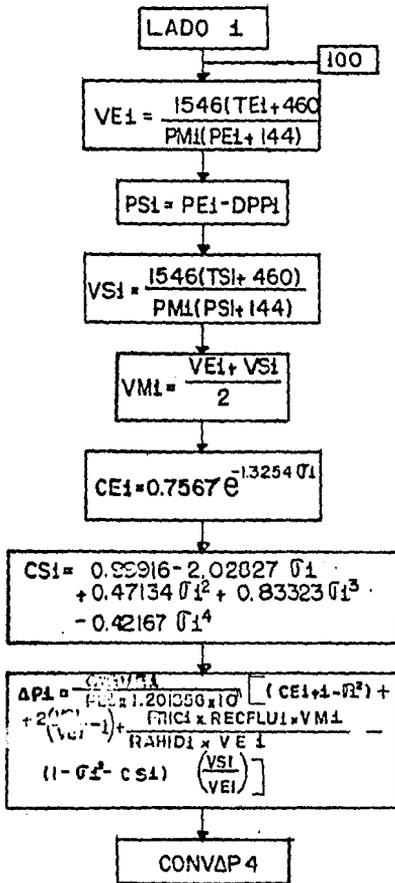
GEOM2





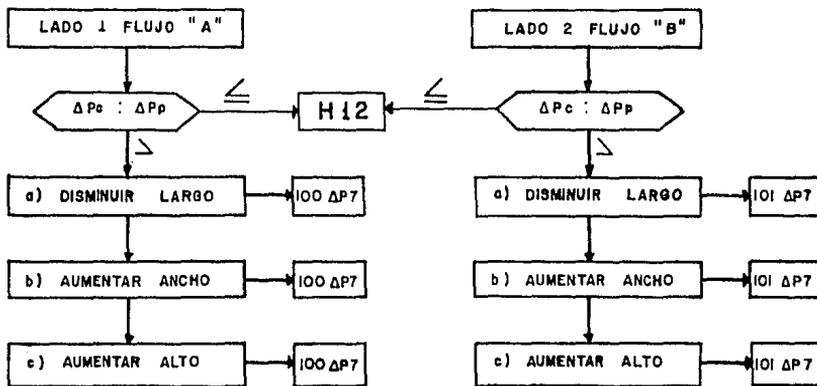
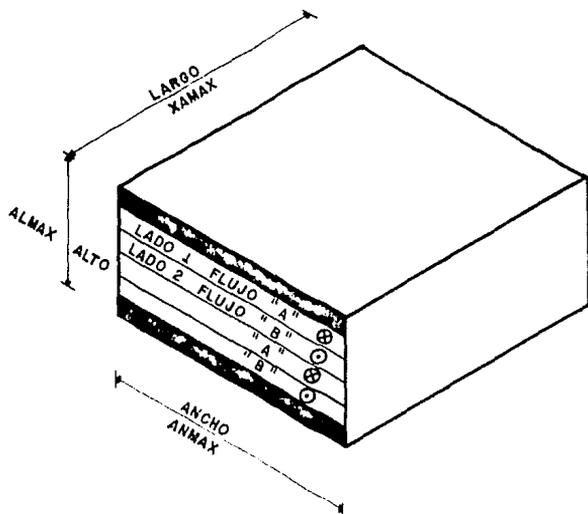
XJH , XFRIC



$\Delta P7$ 

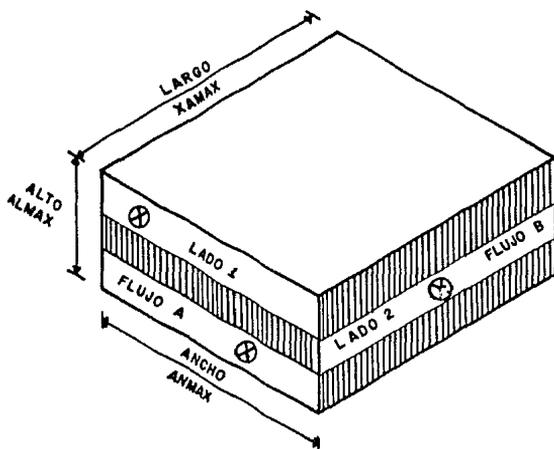
CONVP4

FLUJO A CONTRACORRIENTE



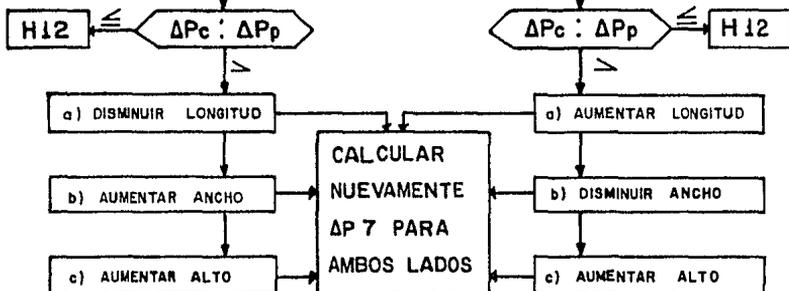
CONVAP 4

FLUJO CRUZADO, AMBOS FLUIDOS NO MEZCLADOS.

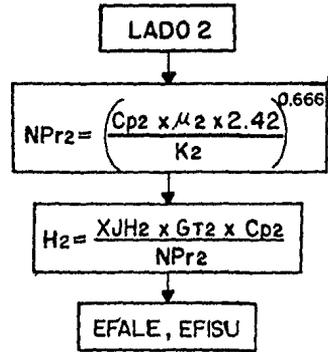
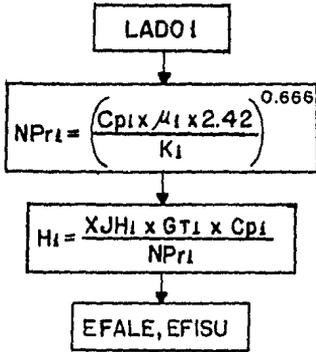


LADO 1, FLUJO A, EN
DIRECCION CORRESPON-
DIENTE AL LARGO

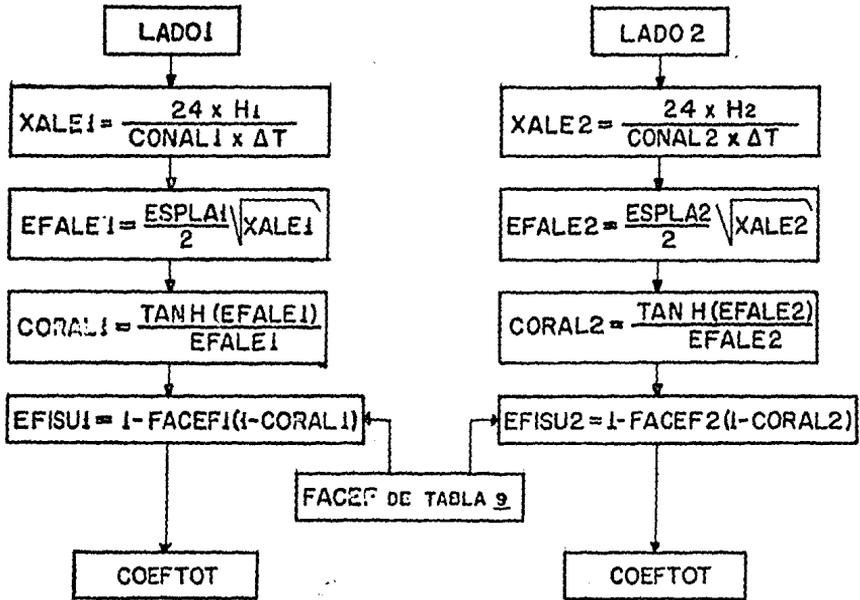
LADO 2, FLUJO B, EN
DIRECCION CORRESPON-
DIENTE AL ANCHO



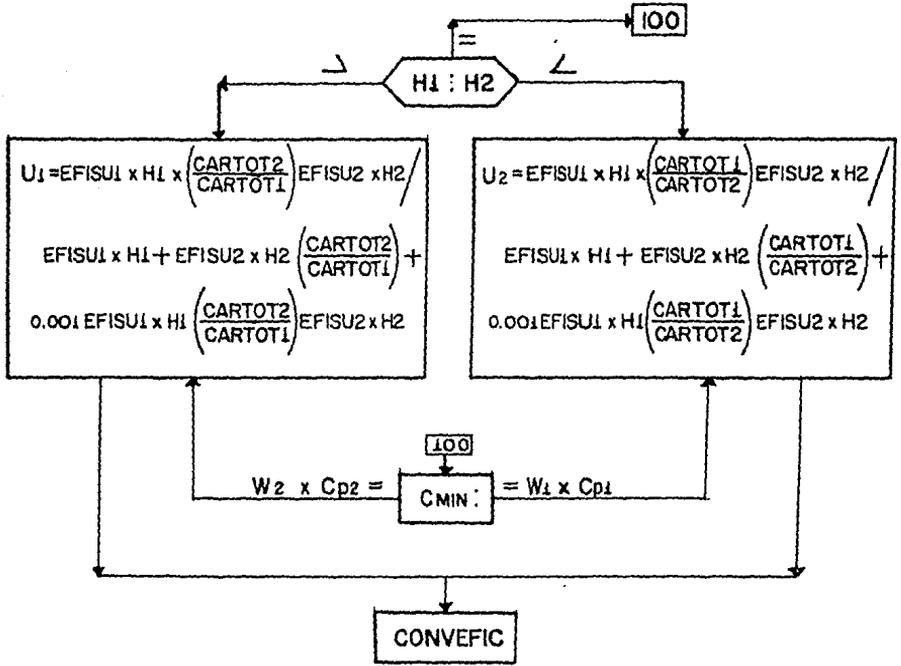
H12



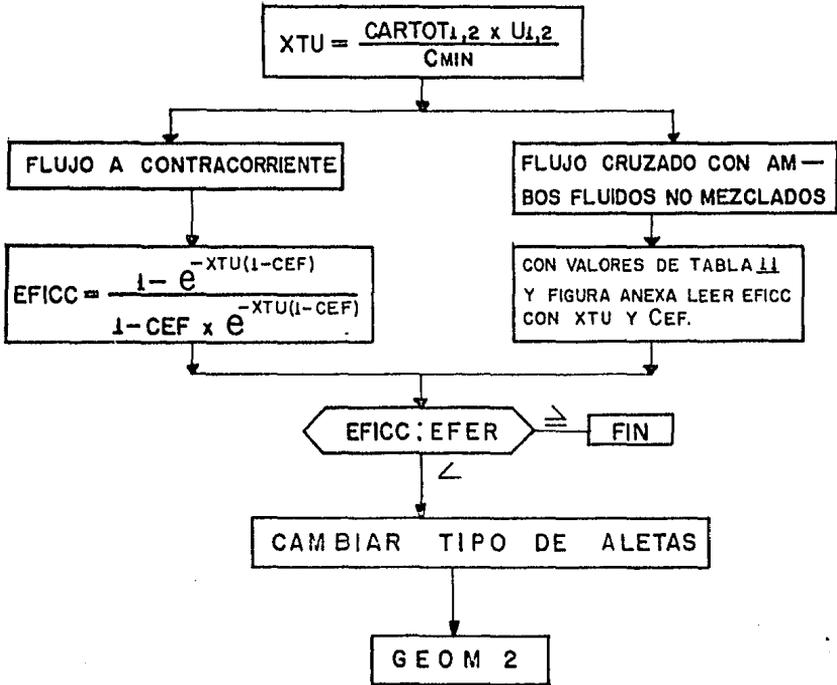
EFALE
EFISU



COEFTOT



CONVEFIC



III.- CAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS CON AIRE (CCEA).

Como se indicó en el capítulo de Metodología General, estos equipos de acuerdo a su geometría y al tipo de flujos que manejan se considera su sistema de cálculo diferente a los de tubos y envolvente.

ΔT_3 .- Como en los casos anteriores se supone el coeficiente total de transferencia de calor según las recomendaciones de la tabla 10.

Se evalúa una t_a aproximada en base a la U_s ya que se desconoce la temperatura de salida del aire y el flujo de éste.

GEOM3.- Se determina la geometría básica para estos equipos.

ΔP_4 .- Se calcula la caída de presión dentro de tubos utilizando el módulo para caída de presión dentro de tubos sin cambio de fase.

CONVAP3.- Sólo se efectúa por el lado de tubos ya que el o los ventiladores se adecuarán al volumen de aire que se necesite para la transferencia de calor deseada.

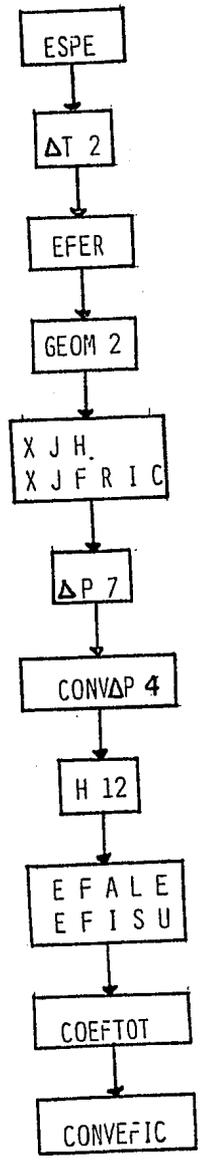
H7.- Es el módulo ya empleado en los equipos anteriores para el coeficiente de transferencia de calor dentro de tubos.

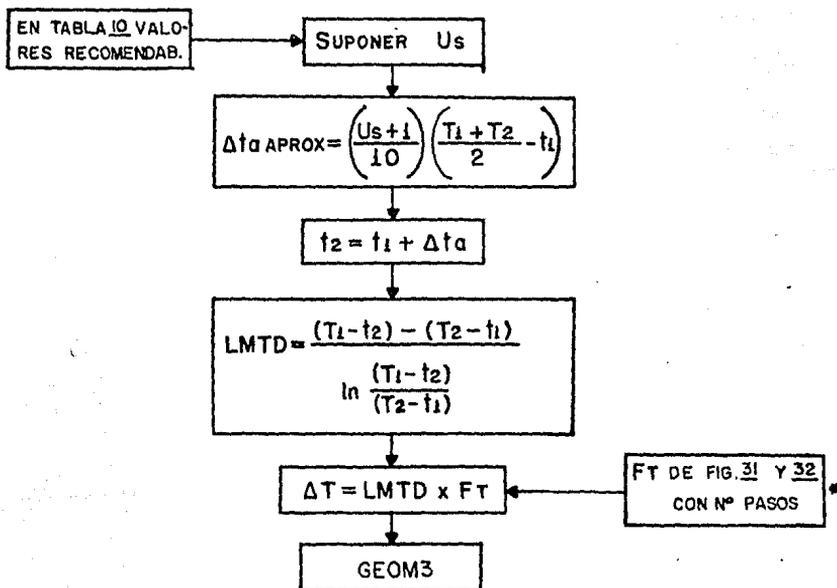
Ha.- Se calcula el coeficiente de transferencia de calor para el aire de enfriamiento.

CONVCOEF2.- Se determina el valor del coeficiente total de transferencia de calor y se compara con el supuesto.

DIMFAN.- Una vez que el equipo se checó térmicamente se fijan las principales dimensiones del o los ventiladores.

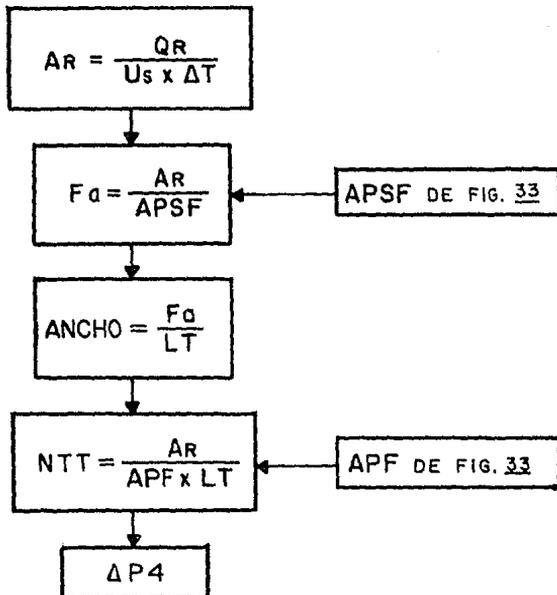
II . CAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS



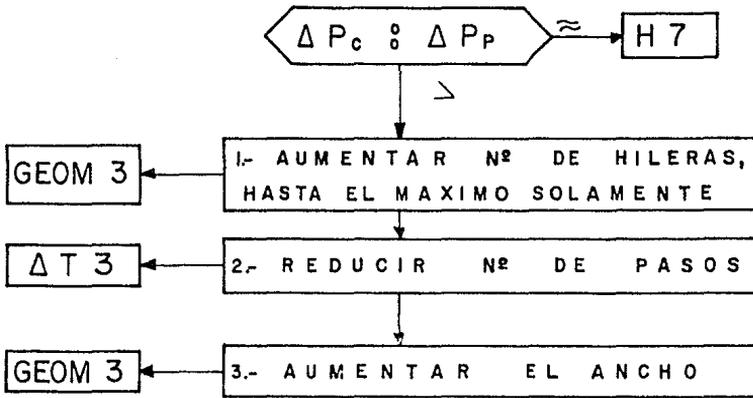
ΔT_3 

* PARA Nº PASOS ≥ 3 , $FT \approx 1$

GEOM 3



CONVAP3



Ha

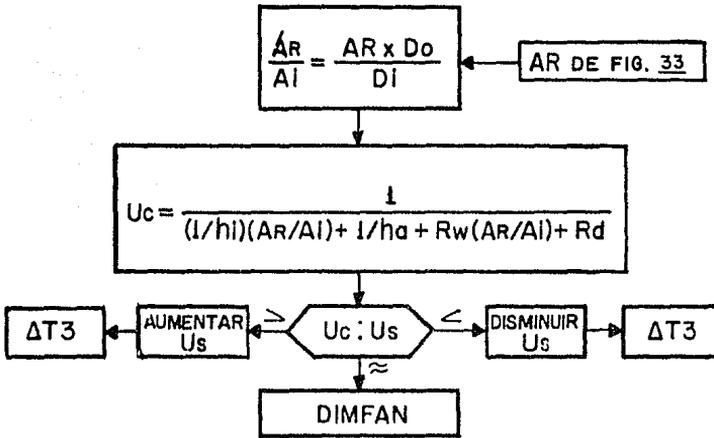
$$W_a = \frac{Q_R}{0.24 \times \Delta t_a}$$

$$G_a = \frac{W_a}{F_a}$$

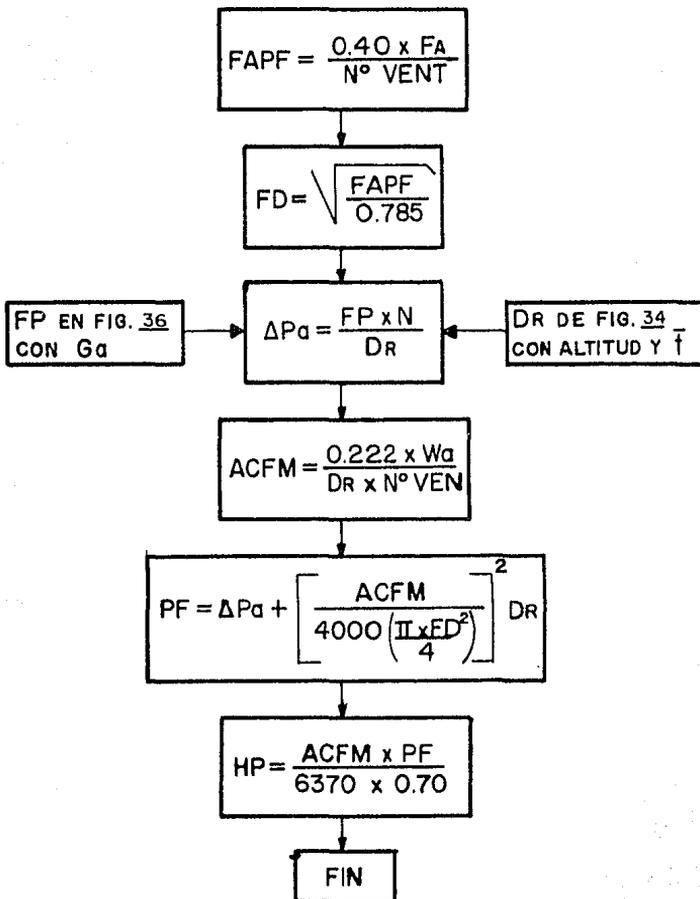
DE FIG. 35 LEER
ha CON Ga

CONVGOEF2

CONVCOEF 2



DIMFAN



IV. CALENTADORES A FUEGO DIRECTO.

Diseñar térmicamente un calentador a fuego directo (CFD) presenta aspectos muy complejos debido a la cantidad de variables que intervienen en éste.

El método de cálculo que se expone genera una geometría que posteriormente se verifica, haciéndolo así similar a los equipos de los cuales ya se ha hablado y simplificado la metodología de diseño.

Se considera en este trabajo un horno tipo caja que maneja fluido de proceso sin que se efectúe alguna reacción química. Consta de los siguientes módulos:

GEOM 4.- Se proponen las principales dimensiones del horno como alto, ancho, largo de la caja, diámetro de tubos y todas las variables geométricas que definen la sección de radiación de un CFD --- (Ver fig. 49 apéndice).

VTR.- Se efectúa en este módulo la verificación térmica de la zona de radiación cuya geometría se propuso en GEOM 4.

GEOM 5.- Se seleccionan los parámetros geométricos que intervendrán en la sección de convección como son: diámetro de tubos, tipo de aletas, altura de aletas, etc.

Hg.- Se evalúa el coeficiente de transferencia de los gases de combustión y del fluido de proceso para calcular un coeficiente total de transferencia de calor U_c .

AJUSTE.- Como su nombre lo indica se efectúan en este cálculo los ajustes a la longitud de tubos, área, número de tubos, etc., que se originan de utilizar el coeficiente evaluado U_c .

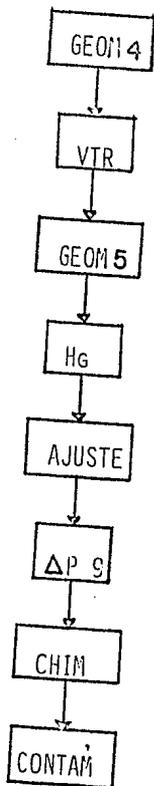
AP9.- Se calcula la caída de presión de los gases de combustión a través del banco de tubos aletados que forman la sección de convec

ción.

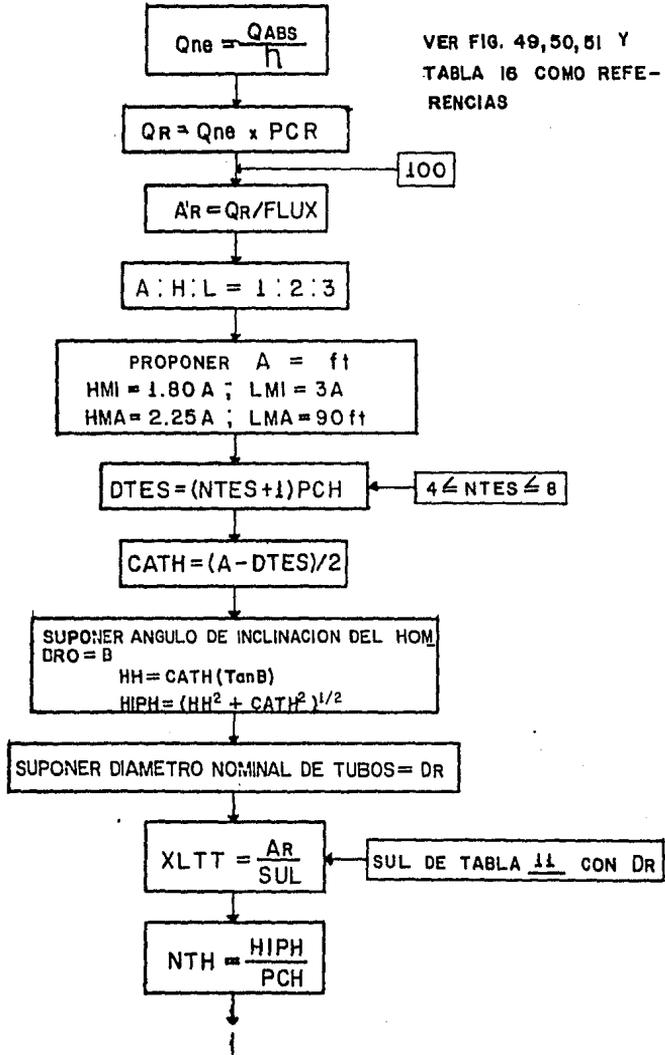
CHIM.- Se evalúa el tipo de chimenea y en base a éste y al tipo de quemadores se determina la altura de la chimenea.

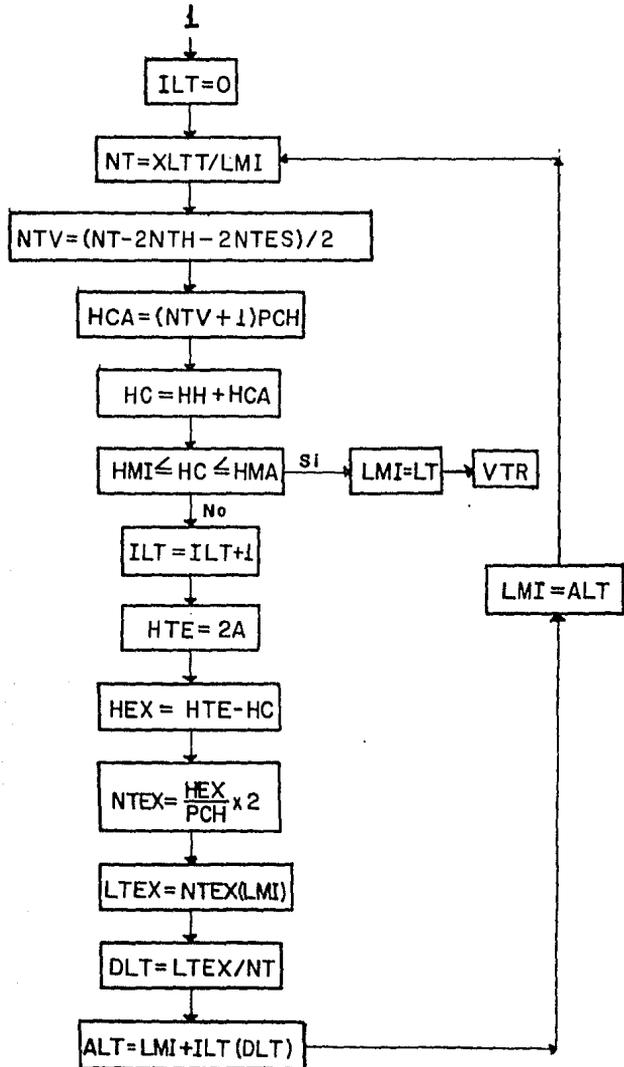
CONTAM.- La cantidad de contaminantes que pueden ser arrojados a la atmósfera está determinado en valores máximos y mínimos (Tabla), se evalúa en este módulo la cantidad máxima que se emitirá de SO_2 de acuerdo a la altura de la chimenea y se compara con la máxima permisible para verificar la altura de la chimenea.

IV. CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

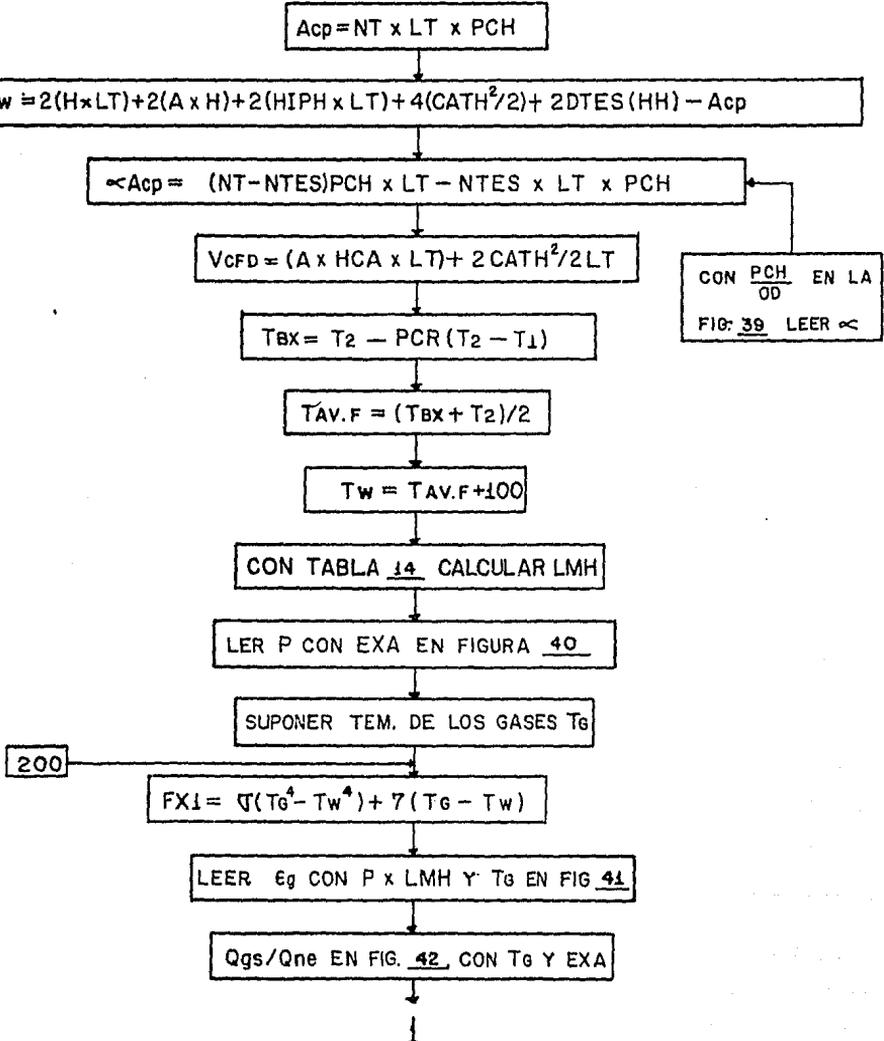


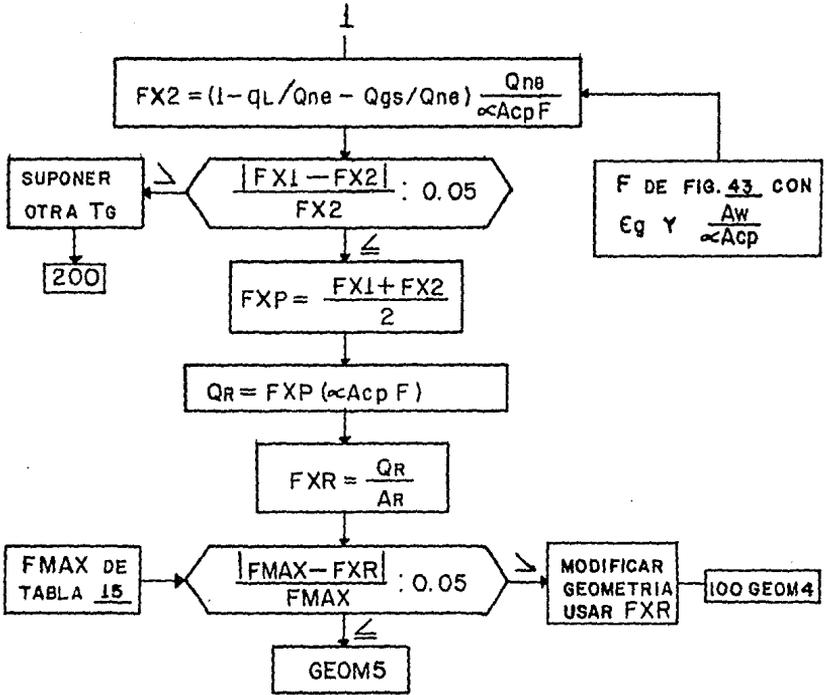
GEOM4





VTR



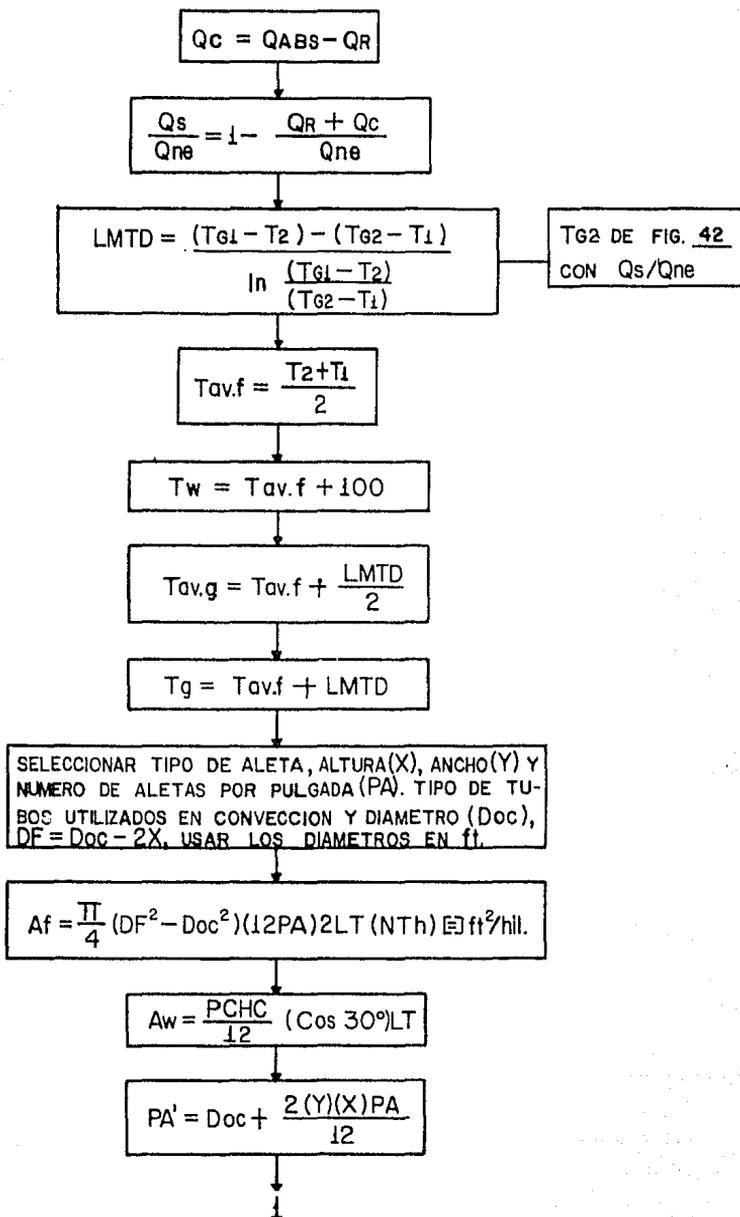


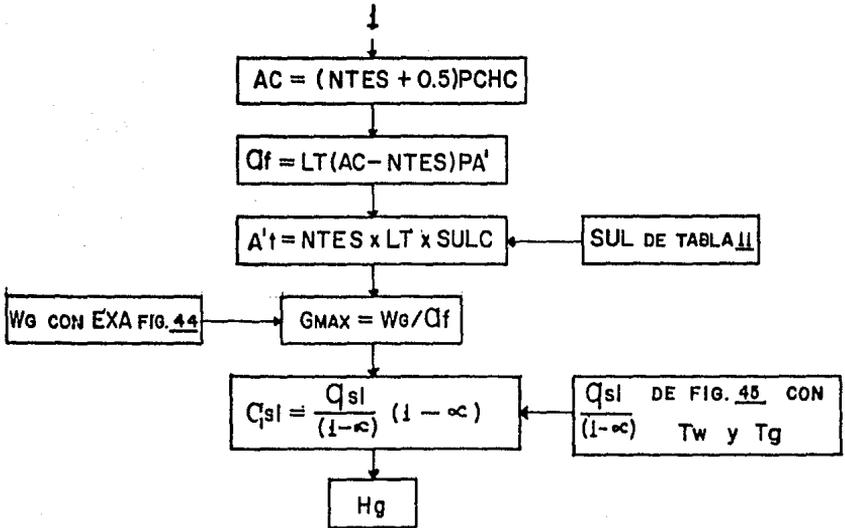
F DE FIG. 43 CON
Eq Y $\frac{Aw}{\infty Acp}$

FMAX DE
TABLA 15

MODIFICAR
GEOMETRIA
USAR FXR

GEOM5





HG

$$h_{cg} = 2.14 \frac{T_{av} f^{0.28} \times G_{MAX}^{0.6}}{D_o^{0.4}}$$

CALCULAR $\frac{(X)}{12} \left(\frac{2 h_{cg}}{K(Y/12)} \right)^{1/2}$ y DF/D_o PARA
LEER E EN LA FIGURA 46 (X y Y EN ft)

$$h_f = h_{cg} \frac{E \times A_f + A't}{A't}$$

$$h_r = \frac{\sqrt{\left(\frac{1 + e_f}{2} \right) (e_g T_g^4 - e_f T_w^4)}}{T_g - T_w}$$

e_g, e_f DE
TAB. —

$$h_w = 9.46 \left(\frac{T_w}{1000} \right)^3$$

$$\beta = \frac{h_w}{h_f + h_r + h_w} \left(\frac{A_w}{A't} \right)$$

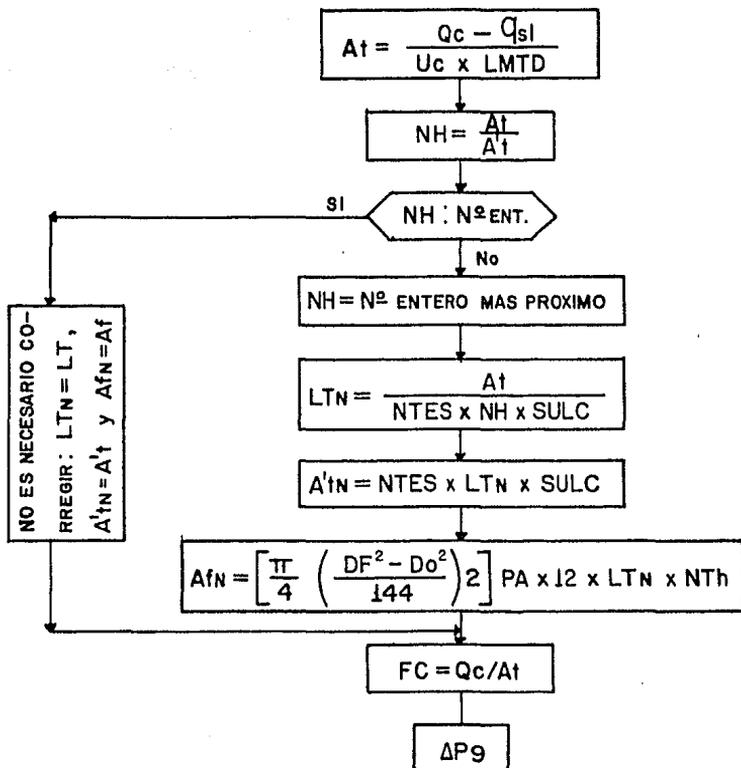
$$h_c = (1 + \beta) (h_f + h_r)$$

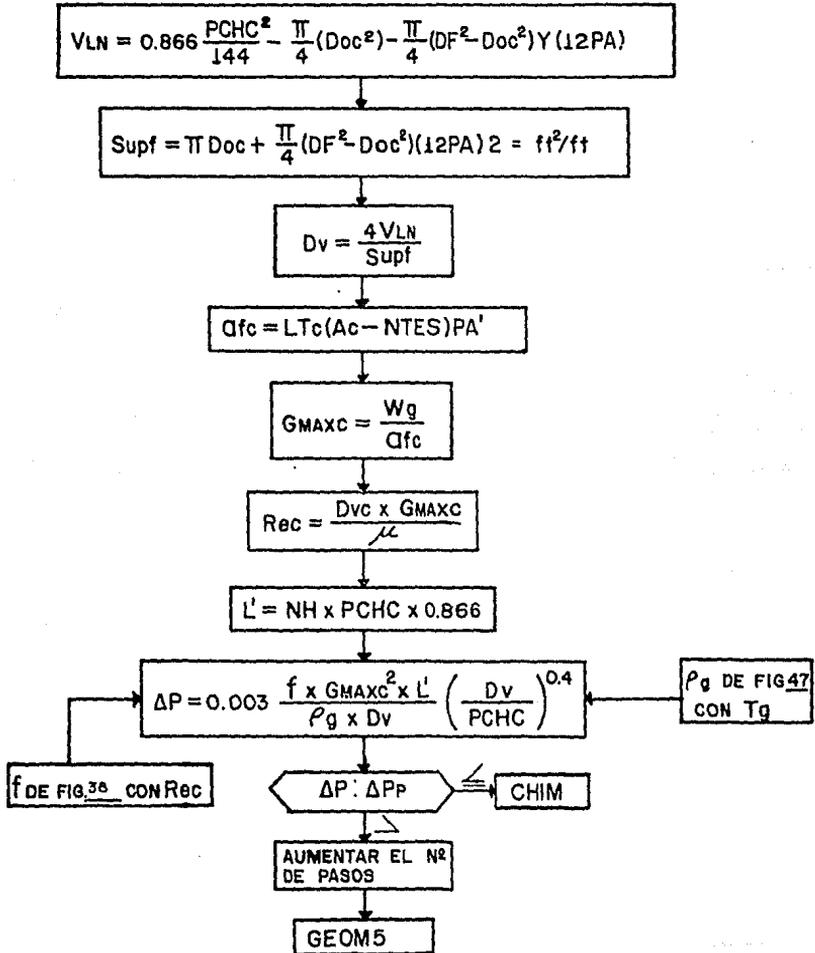
H7

$$U_c = \frac{h_c (h_{io})}{h_c + h_{io}}$$

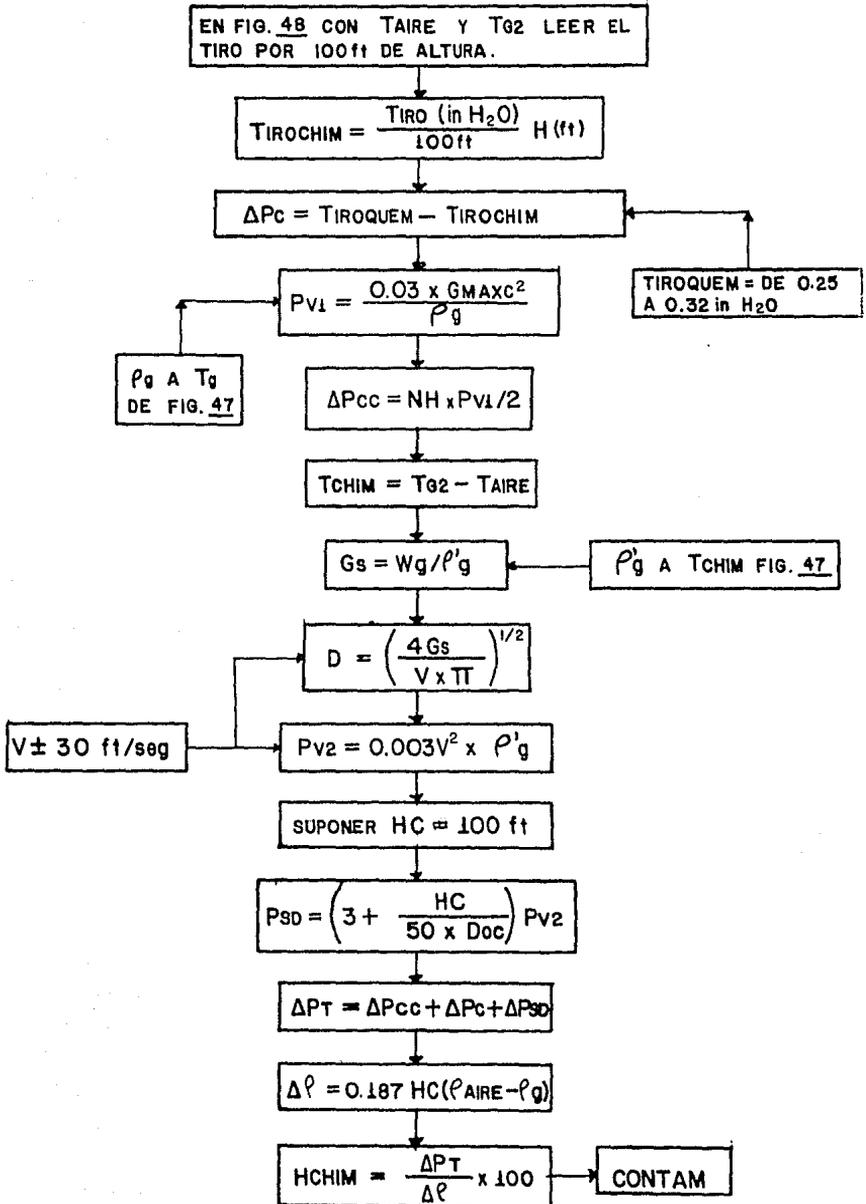
AJUSTE

AJUSTE

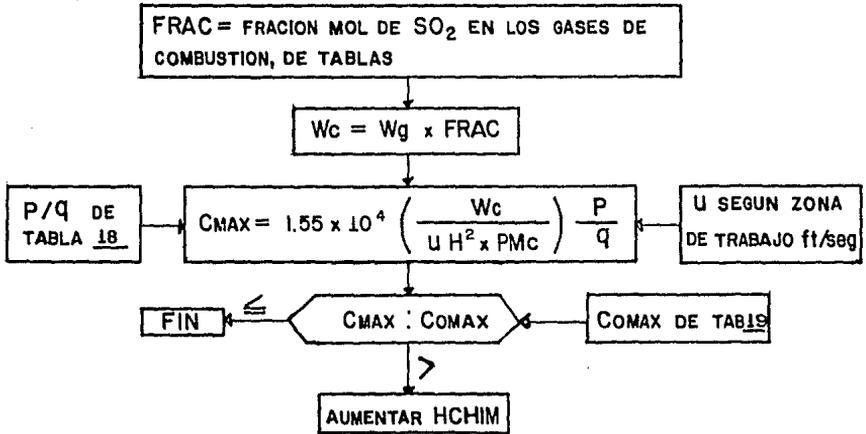


$\Delta P9$ 

CHIM



CONTAM



C C N C L U S I O N E S

C C N C L U S I O N E S

A pesar de que éste es un trabajo monográfico, se ha tenido la oportunidad de analizar diversos métodos de cálculo y proponer en una metodología general para el diseño térmico de equipo de transferencia de calor, los procedimientos más confiables hasta la fecha. La estructura de la metodología es lo suficientemente flexible como para incorporar los desarrollos futuros que permitan cuantificar en forma más precisa: Los coeficientes de transferencia de calor, las caídas de presión y los factores de corrección al potencial térmico.

Se pudo detectar una gran cantidad de trabajos aislados que se han publicado a nivel de tesis en la facultad de química, de los cuales algunos han sido utilizados para la elaboración de éste trabajo monográfico y se han integrado junto con otras publicaciones para que se pueda desarrollar un programa de cómputo para fines didácticos.

Se considera que aún existe una gran cantidad de material por revisar y organizar, con el fin de incorporar algunos equipos que no fueron considerados aquí como son: cambiadores de calor de placas en espiral y tubos térmicos entre otros.

Se pudo observar que el desarrollo científico y tecnológico en el área de ingeniería térmica aplicada a la industria está enfocado a la búsqueda de soluciones más precisas y mediante equipo más compacto, para resolver los problemas a los que se enfrentan.

Por último es nuestro deseo que este modesto trabajo sea de utilidad para las actuales y futuras generaciones de nuestra facultad de química.

A P E N D I C E

TABLA-1 DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS
(NUMERO TOTAL DE TUBOS)
ARREGLO EN CUADRO

TUBOS DE $\frac{3}{4}$ in Do ARREGLO EN CUADRO DE 1 in					
CORAZA DI, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20	
10	52	52	40	36	
12	81	76	68	68	60
13 $\frac{1}{4}$	97	90	82	76	70
15 $\frac{1}{4}$	137	124	116	108	108
17 $\frac{1}{4}$	177	166	158	150	142
19 $\frac{1}{4}$	224	220	204	192	188
21 $\frac{1}{4}$	277	270	246	240	234
23 $\frac{1}{4}$	341	324	308	302	292
25	413	394	370	356	346
27	481	460	432	420	408
29	553	526	480	468	456
31	657	640	600	580	560
33	749	718	688	676	648
35	845	824	780	766	748
37	934	914	886	866	838
39	1049	1024	982	968	948

TUBOS DE 1 in Do ARREGLO EN CUADRO DE 1 $\frac{1}{4}$ in					
CORAZA DI, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	21	16	14		
10	32	32	26	24	
12	48	45	40	38	36
13 $\frac{1}{4}$	61	56	52	48	44
15 $\frac{1}{4}$	81	76	68	68	64
17 $\frac{1}{4}$	112	112	96	90	82
19 $\frac{1}{4}$	138	132	128	122	116
21 $\frac{1}{4}$	177	166	158	152	148
23 $\frac{1}{4}$	213	208	192	184	184
25	260	252	238	226	222
27	300	288	278	268	260
29	341	326	300	294	286
31	406	398	380	368	358
33	465	460	432	420	414
35	522	518	488	484	472
37	596	574	562	544	532
39	665	644	624	616	600

TUBOS DE $\frac{1}{4}$ in Do ARREGLO EN CUADRO DE 1 $\frac{1}{8}$ in					
CORAZA DI, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
10	16	12	10		
12	30	24	22	16	16
13 $\frac{1}{4}$	32	30	30	22	22
15 $\frac{1}{4}$	44	40	37	35	31
17 $\frac{1}{4}$	56	53	51	48	44
19 $\frac{1}{4}$	78	73	71	64	56
21 $\frac{1}{4}$	96	90	86	82	78
23 $\frac{1}{4}$	127	112	106	102	96
25	140	135	127	123	115
27	166	160	151	146	140
29	193	188	178	174	166
31	226	220	209	202	193
33	258	252	244	238	226
35	293	287	275	268	258
37	334	322	311	304	293
39	370	362	348	342	336

TUBOS DE $\frac{1}{2}$ in Do ARREGLO EN CUADRO DE 1 $\frac{1}{8}$ in					
CORAZA DI, in	1-P	2-P	6-P	6-P	8-P
12	16	16	12	12	
13 $\frac{1}{4}$	22	22	18	16	
15 $\frac{1}{4}$	29	29	25	24	22
17 $\frac{1}{4}$	39	39	34	32	29
19 $\frac{1}{4}$	50	48	45	43	39
21 $\frac{1}{4}$	62	60	57	54	50
23 $\frac{1}{4}$	78	74	70	66	62
25	94	90	86	84	78
27	112	108	102	98	94
29	131	127	120	116	112
31	151	146	141	138	131
33	176	170	164	160	151
35	202	196	188	182	176
37	224	220	217	210	202
39	252	246	237	230	224

TABLA-2 DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS
(NUMERO TOTAL DE TUBOS)
ARREGLO TRIANGULAR

TUBOS DE 3/4" in Do, ARREGLO TRIANGULAR DE 15/16" in

CORAZA DI, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13 1/4	127	114	96	90	86
15 1/4	170	160	140	136	128
17 1/4	239	224	194	188	178
19 1/4	301	282	252	244	234
21 1/4	361	342	314	306	290
23 1/4	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1102	1068	1004	988	958
37	1240	1200	1144	1104	1072
39	1377	1330	1258	1248	1212

TUBOS DE 3/4" in Do, ARREGLO TRIANGULAR DE 1" in

CORAZA DI, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	37	30	24	24	
10	61	52	40	36	
12	92	82	76	74	70
13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	203	196	198	172	166
19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	316	302	278	276	260
23 1/4	384	376	352	342	328
25	470	452	422	394	382
27	559	534	488	474	464
29	630	604	556	538	508
31	745	728	678	666	640
33	858	830	774	760	732
35	970	938	862	864	848
37	1074	1044	1012	986	870
39	1206	1176	1128	1100	1078

TUBOS DE 1" in Do, ARREGLO TRIANGULAR DE 1 1/4" in

CORAZA DI, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	21	16	16	14	
10	32	32	26	24	
12	55	52	48	46	44
13 1/4	66	66	56	54	50
15 1/4	91	86	80	74	72
17 1/4	131	118	106	104	94
19 1/4	183	152	140	136	128
21 1/4	199	188	170	164	160
23 1/4	241	232	212	212	202
25	294	282	256	252	242
27	349	334	302	298	286
29	397	378	338	334	316
31	472	454	430	424	400
33	538	522	486	470	454
35	608	592	562	546	532
37	674	664	632	614	598
39	766	736	700	688	672

TUBOS DE 1 1/4" in Do, ARREGLO TRIANGULAR DE 1 9/16" in

CORAZA DI, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
10	20	18	14		
12	32	30	26	22	20
13 1/4	38	36	32	28	26
15 1/4	54	51	45	42	38
17 1/4	69	66	62	58	54
19 1/4	95	91	86	78	69
21 1/4	117	112	105	101	95
23 1/4	140	136	130	123	117
25	170	164	155	160	140
27	202	196	185	179	170
29	235	228	217	212	202
31	275	270	255	245	235
33	315	305	297	288	275
35	357	348	335	327	315
37	407	390	380	374	357
39	449	436	425	419	407

TABLA - 2 (Continuacion)...

TUBOS DE 1/2" in Do, ARREGLO TRIANGULAR DE 1/8" in					
GORAZA Di, in	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
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	208	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

TABLA 3

VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. LOS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PLG EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE.

ENFRIADORES

FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO	U_0 total
Agua	Agua	250-500 ⁴
Metanol	Agua	250-500 ⁴
Amoníaco	Agua	250-500 ⁴
Soluciones acuosas	Agua	250-500 ⁴
Sustancias orgánicas ligeras ¹	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias ²	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas ³	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100

CALENTADORES

FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO	U_0 total
Vapor de agua	Agua	200-700 ⁴
Vapor de agua	Metanol	200-700 ⁴
Vapor de agua	Amoníaco	200-700 ⁴
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	más de 2.0 cp	100-500 ⁴
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Gases	5-50 ⁵

INTERCAMBIADORES

FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO	U_0 total
Agua	Agua	250-500 ⁴
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500 ⁴
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

¹Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises. e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.

²Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoises e incluyen kerosén, strawoil, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.

³Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, brasas y asfaltos.

⁴Factor de obstrucción 0.001.

⁵Caída de presión de 20 a 30 lb/plg

⁶Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

TABLA 4 DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR

TUBO Do, plg	BWG	Espesor de la pared	Di plg	Qt = Area de flujo por tubo plg ²	Superficie pie/pie ² Qt		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
1/2	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
3/4	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.516		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
17	0.058	0.884	0.613	0.2314	0.639		
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.711		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
17	0.058	1.13	1.01	0.2969	0.808		
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
17	0.058	1.38	1.50	0.3623	0.978		
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.871		

TABLA 5. GRAVEDADES ESPECÍFICAS Y PESO MOLECULAR DE LIQUIDOS

Compuesto	Mol.	S*	Compuesto	Mol.	S*
Acetaldehído	44.1	0.79	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.86	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.93	Cloruro de sulfonilo	135.0	1.67
Acetona	58.1	0.79	Dibrometano	187.9	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.89	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	86.1	0.93	Diclorometano	85.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Etano	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%	60.1	1.07	Etileno	105.1	0.87
Acido n-butírico	88.1	0.96	Etilglicol	89.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Etanol	91.1	1.07
Acido cloro-sulfónico	116.5	1.77	Formiato de etilo	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 100%	92.1	1.26
Acido nítrico 60%	60.1	1.50	Glicerina 50%	85.9	1.13
Acido nítrico 80%	60.1	1.38	Heptano	100.2	0.68
Acido propiónico	74.1	0.93	Hexano	86.1	0.66
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.83	Hexóxido de sodio 50%	108.1	1.93
Acido sulfúrico 98%	98.1	1.83	Yoduro de etilo	155.9	1.93
Acido sulfúrico 60%	98.1	1.05	Yoduro de n-propilo	170.0	1.75
Alcohol etílico	58.1	0.86	Mercurio	200.0	13.55
Alcohol amílico	88.1	0.81	Nitroetano	108.1	1.03
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metanol 100%	32.5	0.79
Alcohol i-butílico	74.1	0.82	Metanol 90%	0.82
Alcohol etílico 100%	46.1	0.79	Metanol 40%	0.84
Alcohol etílico 95%	0.81	Metilacetona	72.1	0.81
Alcohol etílico 40%	0.91	Naftaleno	123.1	1.14
Alcohol isopropílico	60.1	0.79	Nitrobeneno	123.1	1.20
Alcohol acetílico	130.23	0.82	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Alcohol n-propílico	60.1	0.89	Nitrotolueno, meta	137.1	1.16
Amoniaco 26%	17.0	0.61	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Amidido acético	102.1	1.03	n octano	114.2	0.70
Anilina	93.1	1.02	Oxalato de dietilo	146.1	1.08
Anisol	108.1	0.99	Oxalato de dimetilo	118.1	1.42
Benceno	78.1	0.89	Oxalato de dimpropilo	174.1	1.02
Bisulfito de azufre	64.1	1.38	Pentacloroetano	202.2	1.67
Bisulfito de carbono	44.0	1.24	n-pentano	72.1	0.63
Bromotolueno, orto	76.1	1.26	Propano	44.1	0.59
Bromotolueno, meta	171.0	1.42	Salmuera, Ca Cl, 25%	1.23
Bromotolueno, para	171.0	1.41	Salmuera, Na Cl, 25%	1.19
Bromuro de etilo	104.9	1.43	Seslo	25.0	0.97
Bromuro de n-propilo	123.0	1.35	Tetraclorolano	167.9	1.62
Butano	58.1	0.60	Tetracloroetileno	165.9	1.63
Butanol	88.1	0.80	Tetracloruro de carbono	153.9	1.60
Ciclohexanol	100.2	0.96	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
Clorobenceno	112.6	1.11	Tribromuro de yoduro	270.9	2.85
Clorofórmio	119.4	1.49	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Clorotolueno, orto	126.6	1.00	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
Clorotolueno, meta	126.6	1.07	Triclorosileno	131.1	1.40
Clorotolueno, para	126.6	1.07	Tolueno	92.1	0.87
Cloruro estánico	260.5	2.21	Xileno, orto	106.1	0.87
			Xileno, meta	0.80
			Xileno, para	0.80

* APROXIMADAMENTE A 68 F ESTOS VALORES SERAN SATIS-
 FACTORIOS, SIN EXTRAPOLACION, PARA LA MAYORIA DE
 LOS PROBLEMAS DE INGENIERIA.

TABLA 6 CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE LIQUIDOS *

$$k = \frac{1}{(h)(\text{pie}^2)} \left(\frac{^\circ\text{F}}{\text{pie}} \right)$$

*uede suponerse una variación lineal con la temperatura. Los valores extremos que se dan constituyen también los límites de temperatura en los cuales se recomiendan los datos.

Líquido	°F	k	Líquido	°F	k
Acetato de etilo	68	0.101	Bromobenceno	66	0.074
Alcino	212	0.109	Bromoformo	212	0.070
Alcino	68	0.0977	Bromoformo	5	0.128
Alcino	212	0.095	Bromoformo	66	0.111
Alcino	68	0.101	Bromoformo	86	0.093
Alcohol 100%	68	0.137	Bromoformo	167	0.088
Alcohol 80%	68	0.137	Bromoformo	32	0.107
Alcohol 60%	68	0.170	Bromoformo	154	0.094
Alcohol 40%	68	0.224	Bromoformo	86	0.32
Alcohol 20%	68	0.281	Bromoformo	86	0.31
Alcohol 100%	122	0.087	Bromoformo	86	0.33
Benceno	86	0.056	Bromoformo	86	0.24
Benceno	140	0.052	Bromoformo	50	0.083
Bromuro	68	0.070	Bromoformo	86	0.080
Eter	86	0.063	Bromoformo	86	0.078
Eter	167	0.078	Bromoformo	140	0.079
Yoduro	104	0.064	Bromoformo	86	0.085
Yoduro	167	0.063	Bromoformo	140	0.083
Acetato de amilo	32	0.043	Bromoformo	20	0.057
Alcohol (n-)	86	0.058	Bromoformo	60	0.053
Alcohol (n-)	212	0.059	Bromoformo	100	0.048
Alcohol (n-)	86	0.084	Bromoformo	31	0.043
Alcohol (n-)	167	0.087	Bromoformo	160	0.038
Alcohol (n-)	77-86	0.085	Bromoformo	72	0.032
Alcohol (n-)	66	0.097	Bromoformo	5	0.111
Alcohol (n-)	167	0.095	Bromoformo	86	0.096
Alcohol (n-)	50	0.091	Bromoformo	86	0.07
Alcohol (n-)	66	0.102	Bromoformo	167	0.073
Alcohol (n-)	167	0.095	Bromoformo	32	0.153
Alcohol (n-)	68	0.099	Bromoformo	86	0.078
Alcohol (n-)	68	0.20	Bromoformo	63	0.164
Alcohol (n-)	212	0.0788	Bromoformo	63	0.169
Alcohol (n-)	212	0.102	Bromoformo	68	0.210
Alcohol (n-)	212	0.0925	Bromoformo	68	0.209
Alcohol (n-)	212	0.0835	Bromoformo	68	0.278
Alcohol (n-)	86	0.21	Bromoformo	212	0.164
Alcohol (n-)	86	0.25	Bromoformo	86	0.081
Alcohol (n-)	86	0.309	Bromoformo	140	0.079
Alcohol (n-)	32	0.330	Bromoformo	60	0.060
Alcohol (n-)	86	0.350	Bromoformo	140	0.078
Alcohol (n-)	140	0.381	Bromoformo	68	0.085
Alcohol (n-)	176	0.398	Bromoformo	167	0.081
Alcohol (n-)	77-86	0.104	Bromoformo	82	4.83
Alcohol (n-)	66	0.094	Bromoformo	86	0.095
Alcohol (n-)	167	0.081	Bromoformo	212	0.088
Alcohol (n-)	86	0.093	Bromoformo	86	0.125
Alcohol (n-)	167	0.080	Bromoformo	140	0.120
Alcohol (n-)	68	0.124	Bromoformo	86	0.084
Alcohol (n-)	68	0.154	Bromoformo	86	0.082
Alcohol (n-)	68	0.180	Bromoformo	86	0.083
Alcohol (n-)	68	0.214	Bromoformo	140	0.081
Alcohol (n-)	68	0.284	Bromoformo	86	0.084
Alcohol (n-)	122	0.114	Bromoformo	212	0.070
Alcohol (n-)	5	0.111	Bromoformo	86	0.078
Alcohol (n-)	80	0.083	Bromoformo	167	0.073
Alcohol (n-)	80	0.089	Bromoformo	122	0.092
Alcohol (n-)	167	0.095	Bromoformo	212	49
Alcohol (n-)	80	0.091	Bromoformo	410	46
Alcohol (n-)	80	0.090	Bromoformo	86	0.086
Alcohol (n-)	5-86	0.09	Bromoformo	167	0.084
Alcohol (n-)	64	0.241	Bromoformo	122	0.077
Alcohol (n-)	140	0.29	Bromoformo	122	0.080
Alcohol (n-)	32-68	0.100	Bromoformo	59	0.074
Alcohol (n-)	86	0.092	Bromoformo	59	0.103
Alcohol (n-)	140	0.087	Bromoformo	68	0.090
Alcohol (n-)	140	0.087	Bromoformo	68	0.090

* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1950.

T/BLA 7. CONDUCTIVIDADES TÍPICAS DE GASES Y VAPORES*

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{pie})$$

Los valores extremos de la temperatura constituyen el rango experimental. Para extrapolación a otras temperaturas, se sugiere que los datos consignados se grafiquen como log de k vs. log de T o que se haga uso de la suposición de que la razón $k/\mu h$ es prácticamente independiente de la temperatura (o de la presión, dentro de límites moderados).

Sustancia	T ^o F	k	Sustancia	T ^o F	k
Acetato de etilo	115	0.0072	Diclorodifluorometano	32	0.0048
	212	0.0096		122	0.0064
	363	0.0141		212	0.0090
Alcohol	48	0.0089	Etano	302	0.0097
	212	0.0113		-94	0.0066
	363	0.0155		-29	0.0086
Cloruro	212	0.0099	Etileno	32	0.0106
	363	0.0135		212	0.0131
	413	0.0181		212	0.0175
Eter	32	0.0077	Hexano (n-)	-96	0.0064
	115	0.0099		32	0.0101
	212	0.0131		122	0.0131
Acetona	363	0.0181	Heptano (n-)	212	0.0112
	115	0.0071		212	0.0103
	212	0.0097		32	0.0076
Acetileno	115	0.0057	Hexano (n-)	32	0.0086
	212	0.0074		32	0.0061
	363	0.0107		212	0.0109
Aire	-163	0.0038	Hidrógeno	-149	0.0055
	32	0.0106		-50	0.0083
	122	0.0140		32	0.0100
Hidrógeno y dióxido de carbono	212	0.0172	Hidrógeno y óxido nítrico	122	0.0115
	363	0.0233		212	0.0139
	413	0.0313		72	0.0178
Alcohol metílico	32	0.0153	Hidrógeno y dióxido de carbono, 0% H ₂	32	0.0053
	115	0.0206		0% H ₂	0.0103
	212	0.0276		20%	0.0270
Acetato	32	0.0083	40%	0.0110	
	115	0.0126	60%	0.0130	
	212	0.0176	80%	0.10	
Amoníaco	32	0.0057	Hidrógeno y nitrógeno	32	0.0039
	63	0.0069		0 H ₂	0.0133
	-76	0.0025		0 H ₂	0.0112
Benceno	32	0.0125	20%	0.0113	
	122	0.0157	40%	0.0130	
	212	0.0187	60%	0.0130	
Bóxido de azufre	32	0.0152	80%	0.0130	
	115	0.0203	Hidrógeno y óxido nítrico	0.0025	
	212	0.0273	0% H ₂	0.0020	
Bóxido de carbono	363	0.0363	20%	0.0070	
	413	0.0476	40%	0.0070	
	32	0.0050	60%	0.0110	
Bisulfuro	212	0.0079	80%	0.0050	
	32	0.0032	Mercurio	392	0.0197
	115	0.0043	Metano	-148	0.0100
Monóxido	212	0.0135	Nitrógeno	-50	0.0135
	32	0.0040		32	0.0175
	115	0.0054		122	0.0215
Tetracloruro	32	0.0030	Óxido nítrico	-146	0.0095
	115	0.0040		32	0.0140
	212	0.0054		122	0.0150
Butano (n-)	363	0.0041	Óxido nítrico	-94	0.0103
	212	0.0037		32	0.0134
	115	0.0028		32	0.0067
Butano (iso-)	212	0.0035	Óxido nítrico	212	0.0128
	32	0.0030		-148	0.0095
	115	0.0021		-50	0.0130
Ciclohexano	212	0.0029	Óxido nítrico	32	0.0142
	363	0.0038		122	0.0164
	212	0.0025		212	0.0185
Cloro	32	0.0013	Pentano (n-)	32	0.0074
	115	0.0018		63	0.0063
	212	0.0024		32	0.0072
Cloroformo	363	0.0027	Pentano (iso-)	212	0.0125
	212	0.0019		32	0.0077
	115	0.0014		32	0.0077
Cloruro de metileno	212	0.0033	Propano	32	0.0079
	32	0.0023		212	0.0151
	115	0.0019		32	0.0076
Cloruro de metilo	413	0.0042	Sulfuro de hidrógeno	115	0.0020
	32	0.0035		32	0.0137
	115	0.0023		572	0.0167
Cloruro de metilo	212	0.0034	Vapor de agua	72	0.0138
	363	0.0046		572	0.0240
	413	0.0061		572	0.0318

* De Perry, J. H. "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed. McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1950.

TABLA B CONDUCTIVIDADES TERMICAS, CALORES ESPECIFICOS,
GRAVEDADES ESPECIFICAS DE METALES Y ALEACIONES

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})$$

Sustancia	Temp °F	K	Calor específico Btu / (lb)(°F)	Gravedad específica
Acero	32	26	Ver Hierro	7.83
Acero	212	26	Ver Hierro	
Acero	1112	21	Ver Hierro	
Aluminio	32	117	0.163	2.55-7.8
Aluminio	212	119	0.1624	
Aluminio	932	155	0.1672	
Antimonio	32	10.6	0.0493	
Antimonio	212	9.7	0.0502	
Bismuto	64	4.7	0.0294	9.8
Bismuto	212	3.9	0.0304	
Cadmio	64	53.7	0.0550	8.65
Cadmio	212	52.2	0.0567	
Cinc	32	65	0.0917	6.9-7.2
Cinc	212	64	0.0958	
Cinc	782	54	0.1082	
Cobre	32	224	0.1467	8.8-8.95
Cobre	212	218	0.1712	
Cobre	932	207	0.2034	
Hierro, vaciado	32	32	0.1084	7.03-7.13
Hierro, vaciado	212	30	0.1178	
Hierro, vaciado	752	25	0.1519	
Hierro, forjado	64	34.6	Ver Hierro	7.6-7.9
Hierro, forjado	212	27.6	Ver Hierro	
Latón (70-30)	32	56	0.1315	8.4-8.7
Latón	212	60	0.1488	
Latón	752	67	0.2018	
Magnesio	32-212	92	0.255	1.74
Mercurio	32	4.8	0.0329	13.6
Níquel	32	30	0.1050	6.9
Níquel	212	34	0.1170	
Níquel	572	32	0.1408	
Oro	64	169.0	0.030	19.25-19.35
Oro	212	170.8	0.031	
Plata	32	242	0.0557	10.4-10.6
Plata	212	238	0.0671	
Plomo	32	20	0.0306	11.34
Plomo	212	19	0.0315	
Plomo	572	18	0.0335	
Tántalo	64	32	0.0342	16.6

TABLA 9 - SUPERFICIES DE PLACA CON ALETAS.

Nº TOTAL DE ALETAS	Nº DE ALETAS POR TIPO	DESIGNACION DE SUPERFICIES	ESPLA [=] ft	B [=] ft ² /ft ²	DIAMETRO HIDRAULICO Δ(D=) ft	ESPP [=] in	FACEF ADIMENSIONAL
ALETA PLANA							
1	1	5.3	0.0392	188	0.02016	0.006	0.719
2	2	6.2	0.0357	204	0.01820	0.010	0.728
3	3	9.03	0.0686	244	0.01522	0.008	0.888
4	4	11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
5	5	11.11	0.0400	312	0.01183	0.008	0.854
6	6	14.77	0.0275	420	0.00848	0.006	0.844
7	7	15.8	0.0348	414	0.00876	0.006	0.670
8	8	19.86	0.0208	361	0.00615	0.006	0.849
ALETA PERSIANA							
9	1	3/8 - 6.06	0.0208	256	0.01460	0.006	0.640
10	2	3/8 - 6.06	0.0208	256	0.01460	0.006	0.640
11	3	1/2 - 6.06	0.0208	256	0.01460	0.006	0.640
12	4	1/2 - 6.06	0.0208	256	0.01460	0.006	0.640
13	5	3/8 - 8.7	0.0208	307	0.01196	0.006	0.705
14	6	3/8 - 8.7	0.0208	307	0.01196	0.006	0.705
15	7	3/16 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
16	8	1/4 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
17	9	1/4 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
18	10	3/8 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
19	11	3/8 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
20	12	1/2 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
21	13	3/4 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
22	14	3/4 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
ALETA LISTON							
23	1	1/4 - 11.1	0.0208	367	0.01012	0.006	0.756
24	2	3/32 - 12.2	0.0404	340	0.01120	0.004	0.862
25	3	1/8 - 15.2	0.0346	417	0.00868	0.006	0.873
ALETA ONDULADA							
26	1	11.48 - 3/8W	0.0345	351	0.01060	0.006	0.847
27	2	17.8 - 3/8W	0.0345	514	0.00696	0.006	0.892
ALETA CLAVIJA							
28	1	AP - 1	0.0200	188	0.01444	0.040	0.512
29	2	AP - 2	0.0332	204	0.01172	0.040	0.686
30	3	PF - 3	0.0625	339	0.00536	0.031	0.834
31	4	PF - 4	0.0418	140	0.0186	0.065	0.704
32	5	PF - 9	0.0425	96.2	0.0297	0.065	0.546

VALORES TIPICOS DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA ENFRIADORES CON AIRE

SERVICIO	TUBOS ALETADOS	
	1/2 in x 9	5/8 in x 10
	U _b - U _x	U _b - U _x
1- ENFRIAMIENTO DE AGUA Y SOLUCIONES ACUOSAS		
AGUA DE MAQUINAS (Rd = 0.001)	110 - 75	130 - 61
AGUA DE PROCESO (Rd = 0.002)	95 - 65	110 - 52
50-50 ETIL GLICOL - AGUA (Rd: 0.001)	90 - 62	105 - 49
50-50 ETIL GLICOL - AGUA (Rd: 0.002)	80 - 55	95 - 44
2- ENFRIAMIENTO DE HIDROCARBUROS LIQUIDOS		
VISCOSIDAD (C.P) A PROMEDIO		
0.2	85 - 59	100 - 47
0.5	75 - 52	90 - 42
1.0	65 - 45	75 - 35
2.5	45 - 31	55 - 26
4.0	30 - 21	35 - 16
6.0	20 - 14	25 - 12
10.0	10 - 07	13 - 06
3- ENFRIAMIENTO DE HIDROCARBUROS GASEOSOS		
PRESION (PSIG)		
5.0	30 - 21	35 - 16
10.0	35 - 24	40 - 19
30.0	45 - 31	55 - 26
50.0	55 - 38	65 - 30
75.0	65 - 45	75 - 35
100.0	75 - 52	90 - 42
4- ENFRIAMIENTO DE MEZCLA DE AIRE Y GASES DE COMBUSTION	USAR LA MITAD DE LOS VALORES DEL CASO	3
5- CONDENSACION DE VAPOR		
PRESION ATMOSFERICA Y VAPOR		
VAPOR PURO (Rd : 0.0005)	125 - 86	145 - 68
VAPOR CON INCONDENSABLES	60 - 41	70 - 33
6- CONDENSACION DE HIDROCARBUROS		
T °F (RANGO)		
0°	85 - 59	100 - 47
10°	80 - 55	95 - 44
25°	75 - 52	90 - 42
60°	65 - 45	75 - 3.5
100° Y MAS	60 - 41	70 - 3.3
7- OTROS		
AMONIACO	110 - 76	80 - 61
FREON 12	65 - 45	75 - 3.5

U_b ESTA REFERIDO A SUPERFICIE DE TUBO LISO $[=] \frac{BTU}{ft^2 \cdot hr \cdot ^\circ F}$

U_x ESTA REFERIDO A SUPERFICIE DE TUBO ALETADO $[=] \frac{BTU}{ft^2 \cdot hr \cdot ^\circ F}$

TABLA 10

TABLA 11. DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACEÑO (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Área de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40*	0.364	0.101	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.182	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.810	40*	0.622	0.301	0.220	0.163	0.85
		80†	0.516	0.235		0.143	1.00
3/4	1.05	40*	0.824	0.531	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.019	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1 1/4	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40*	2.460	4.79	0.763	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.07
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.801	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.020	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.820	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.731	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.0
8	8.625	40*	7.951	50.0	2.258	2.090	28.0
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	71.0		2.55	54.8
12	12.75	30	12.00	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	51.0
16	16.0	30	15.25	183	4.180	4.00	62.0
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.266	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.717	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.00	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

‡ Aproximadamente.

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION*

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
	125°F o menos		Más de 125°F †	
	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
Agua	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.001
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.002
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.003	0.002	0.010	0.003
Oscura o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Carga (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

* Las cifras de las últimas columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si su objeto que el medio enfriador fuera a después de, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO

Aceites (industriales):		Líquidos (industriales):	
Combustible	0.005	Orgánicos	0.001
Aceite de recirculación limpio	0.005	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores	0.001	Salmueras (enfriamiento)	0.001
Aceite para quenching ...	0.004	Unidades de destilación atmosférica:	
Aceites vegetales	0.003	Fondos residuales, menos de 25°API	0.005
Gases, vapores (industriales):		Fondos residuales, de 25°API o más	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado	0.01		

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION* (Continúa)

Casos de escape de máquinas Diesel.....	0.01	Unidades de destilación atmosférica:	
Vapores orgánicos	0.0005	Vapores superiores sin tratar	0.0013
Vapor (sin aceite)	0.0	Vapores superiores tratados	0.003
Vapores de alcohol	0.0	Cortes intermedios	0.0013
Vapor, de escape (con aceite)	0.001	Unidades de destilación al vacío:	
Vapores refrigerantes (condensando de compresores recíprocos)	0.002	Vapores superiores a aceite:	
Aire	0.002	De la torre de burbujeo (condensador parcial)	0.001
Vapores superiores en condensadores enfriados por agua:		Del tanque flash (sin reflujo apreciable) ..	0.003
De la torre de burbujeo (condensador final) ..	0.001	Aceite delgado	0.002
Del tanque flash	0.04	Vapores superiores	0.001
Cortes intermedios:		Gasolina	0.0005
Aceite	0.001	Debutanizador, Depropanador, Depentanizador y unidades de Alkylación:	
Para agua	0.002	Alimento	0.001
Fondos residuales, menos de 20° API	0.005	Vapores superiores	0.001
Fondos residuales, más de 20° API	0.002	Enfriadores de producto ..	0.001
Estabilizador de gasolina natural:		Calderetas de producto ..	0.002
Alimento	0.0005	Alimento del reactor	0.002
Vapores superiores	0.0005	Unidades de tratamiento de lubricantes:	
Enfriadores de producto e intercambiadores	0.0005	Alimento de aceite solvente ..	0.002
Calderetas de producto ..	0.001	Vapores superiores	0.001
Unidades de eliminación de HS:		Aceite refinado	0.001
Para vapores superiores ..	0.001	Intercambiadores calentadores de aceite refinado enfriados por agua ..	0.003
Intercambiadores enfriadores de solución	0.0016	Gomas y bresas:	
Caldereta	0.0016	Generadores de vapor enfriados por aceite	0.005
Unidades de Cracking:		Enfriados por agua	0.003
Alimento gas-oil:		Solvente	0.001
Menos de 500°F	0.002	Unidades desasfaltadoras:	
500°F y más	0.003	Aceite de alimento	0.002
Alimento de nafta:		Solvente	0.001
Menos de 500°F	0.002	Asfalto y resina:	
Más de 500°F	0.004	Generadores de vapor enfriados por aceite.	0.005
Separador de vapores vapores del separador, tanque flash; y vaporizador) ..	0.006	Enfriados por agua... ..	0.003
		Vapores de solvente	0.001

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION* (Continúa)

Acete refinado	0.001	Unidades para eliminar ceras;	
Acete refinado enfriado		Acete lubricante	0.001
por agua	0.003	Solvente	0.001
Vapores de la torre de bur-		Calentamiento de mezcla	
lujeo	0.002	acete-cera	0.001
Residuo	0.010	Enfriamiento de mezcla	
Unidades de absorción:		acete-cera †	0.003
Gas	0.002		
Acete graso	0.002		

CORRIENTES DE ACEITE CRUDO

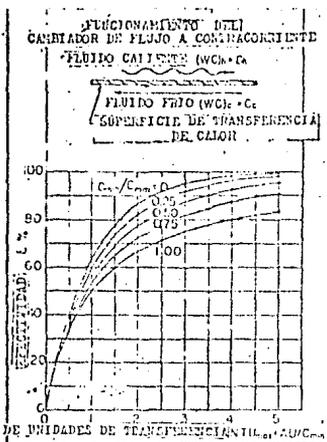
	0-199°F			200-299°F			300-499°F			500 y más		
	Velocidad, pps											
	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más									
Seco	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.003
Sal §	0.003	0.002	0.002	0.003	0.001	0.001	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.005

* Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.

† Deben tomarse precauciones contra la depositación de cera.

‡ Se refiere a un crudo húmedo—cualquier crudo que no ha sido deshidratado.

FUNCIONAMIENTO DEL CAMBIADOR A CONTRACORRIENTE



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

E para relación de las capacidades térmicas indicadas.

NTU	C_{min}/C_{max}				
	0	0.25	0.50	0.75	1.00
0.25	0	0.181	0.216	0.229	0.235
0.50	0	0.258	0.319	0.348	0.359
0.75	0	0.308	0.392	0.434	0.452
1.00	0	0.332	0.419	0.465	0.500
1.25	0.018	0.476	0.523	0.568	0.616
1.50	0.071	0.575	0.621	0.665	0.716
2.00	0.278	0.728	0.775	0.819	0.870
2.50	0.465	0.822	0.870	0.914	0.959
3.00	0.610	0.880	0.928	0.972	1.016
3.50	0.700	0.910	0.958	1.002	1.046
4.00	0.767	0.930	0.978	1.022	1.066
4.50	0.812	0.940	0.988	1.032	1.076
5.00	0.845	0.948	0.993	1.039	1.082
∞	1	1	1	1	1

Esta línea da las magnitudes de $1/E$ contra NTU asintótica.

CAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS NO MEZCLADOS.
La efectividad (E) como una función de la relación de las capacidades térmicas (C_{min}/C_{max}) y número de unidades de transferencia de calor (NTU).

E para relación de las capacidades térmicas indicadas.

NTU	C_{min}/C_{max}				
	0	0.25	0.50	0.75	1.00
0.25	0	0.212	0.249	0.266	0.270
0.50	0	0.292	0.358	0.397	0.413
0.75	0	0.332	0.419	0.465	0.482
1.00	0	0.352	0.449	0.495	0.530
1.25	0.018	0.523	0.570	0.615	0.663
1.50	0.071	0.621	0.669	0.713	0.764
2.00	0.278	0.775	0.822	0.866	0.917
2.50	0.465	0.870	0.918	0.962	1.007
3.00	0.610	0.910	0.958	1.002	1.046
3.50	0.700	0.930	0.978	1.022	1.066
4.00	0.767	0.940	0.988	1.032	1.076
4.50	0.812	0.948	0.993	1.039	1.082
5.00	0.845	0.952	0.997	1.045	1.088
∞	1	1	1	1	1

Esta línea da las magnitudes de $1/E$, No. contra NTU asintótica.

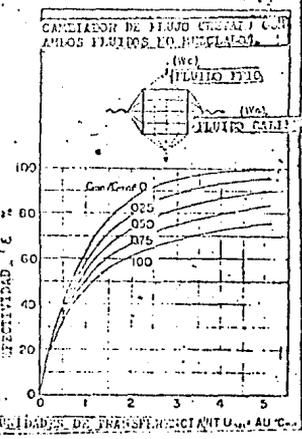


TABLA 13 EFECTIVIDAD PARA FLUJO A CONTRACORRIENTE Y FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS NO MEZCLADOS.

TABLA 14
LONGITUDES DE HAZ PARA LA RADIACION DE GASES

RELACION DE LAS DIMENSIONES	LONGITUD MEDIA DEL HAZ (LMH)
<p>Hornos rectangulares, largo, ancho, alto.</p> <p style="text-align: center;">L A H</p> <p>1-1-1 a 1-1-3</p> <p>1-2-1 a 1-2-4</p> <p>1-1-4 a 1-1-∞</p> <p>1-2-5 a 1-2-∞</p> <p>1-3-3 a 1-∞-∞</p>	<p style="text-align: center;">$2/3$ (Volúmen del CFD)^{1/3}</p> <p>1 x dimensión menor.</p> <p>1.3 x dimensión menor.</p> <p>1.8 x dimensión menor.</p>

TABLA 15 - VALORES COMUNES UTILIZADOS EN LA INDUSTRIA DE
FLUXES TERMICOS EN CFD'S

SERVICIO	BTU/hr pie ²	
	EN AREA PROYECTADA	EN AREA EXTERNA
1-Calentamiento simple (y de domo):		
Rehervimiento a bajas temperaturas (vaporización larga)	63,000	20,000
Calentamiento (sin vaporización)	47,000	15,000
Servicio de planta de gasolina natural	34,600	11,000
Calentamiento a 750° F (cracking con "soaking" en convención)	25,000 — 50,000	8,000 — 16,000
Calentamiento a 950° F (craqueo catalítico)	23,000 — 56,000	7,000 — 18,000
2-Descomposición media:		
Destilación al vacío (crudo reducido)	25,000 — 31,000	8,000 — 10,000
Rompedor de viscosidades	31,000 — 63,000	10,000 — 20,000
3-Procesos térmicos y de craqueo:		
Aceite gaseoso, reformado y polimerización	37,000 — 50,000	12,000 — 16,000
Aceite ligero y cargas de destilado	27,000 — 40,000	8,500 — 13,000
4-Craqueo de hidrocarburos para el etileno:		
Etano (50-60 % conversión)	23,600 — 28,250	7,500 — 9,000
Propano (70-85 % conversión)	24,100 — 17,300	4,500 — 5,500
Butano (75-90 % conversión)	11,000 — 14,000	3,500 — 4,500
Nafta (50-55 % conversión)	11,000 — 14,000	3,500 — 4,500

TABLA 16- ESPACIAMIENTO MINIMO DE TUBOS

ESPACIAMIENTO MINIMO				
DIAMETRO DE TUBO O. D. IN	TIPO CAJA		LINEA DE PROCESO	
	MENOR	MAYOR	MENOR	MAYOR
2	3.75	4.87	4.50	5.87
3	5.00	6.37	5.75	6.75
4	6.00	7.75	6.75	8.25
5	7.12	9.25	8.25	9.75
6	8.25	10.50

TABLA 17

CRITERIOS DE MASAS VELOCIDADES POR DENTRO DE TUBOS, SEGUN EL TIPO DE SERVICIO QUE MANEJE UN CFD TIPO CAJA.

TIPO DE CFD	MASA VELOCIDAD G (lb/pla ² seg)
1. Crudo atmosférico	200 a 220
2. Horno de vacío	80 a 100
3. Rehervidor	180 a 220
4. Reformador Catalítico	45 a 70
5. Generadores de vapor	100 a 150

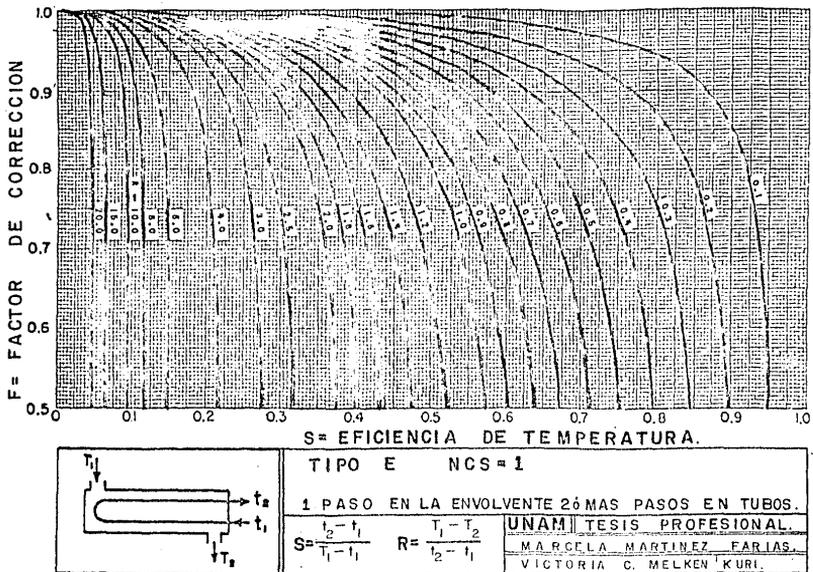
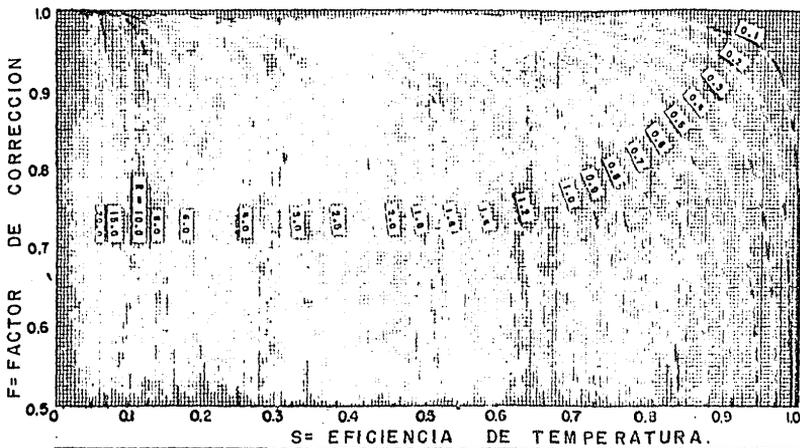
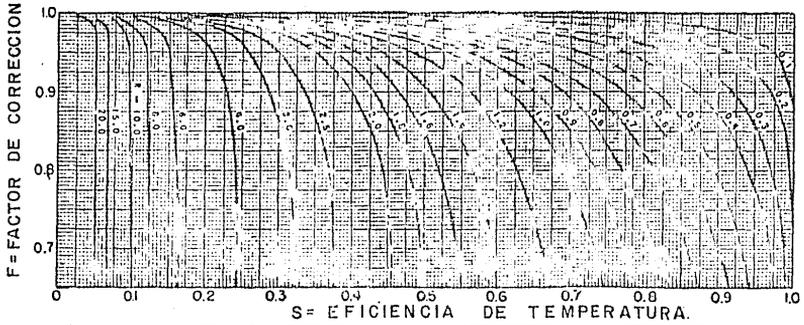


Fig. 1a. FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD.



	TIPO E NCS = 2 ó TIPO F NCS = 1	UNAM TESIS PROFESIONAL MARCELA MARTINEZ FARIAS VICTORIA C. MELKEN KURI.
	1 PASO EN LA ENVOLVENTE 26 MAS PASOS EN TUBOS. $S = \frac{T_2' - T_1}{T_1 - T_1'}$ $R = \frac{T_1 - T_2}{T_2' - T_1}$	

Fig. 1b. FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD.



	TIPO G NCS = 1
	1 PASO EN LA ENVOLVENTE 2 ó MAS PASOS EN TUBOS.
	$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$ $R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$
UNAM TESIS PROFESIONAL MARCELA MARTINEZ FARIAS. VICTORIA C. MELKEN KURI.	

Fig.1c. FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD.

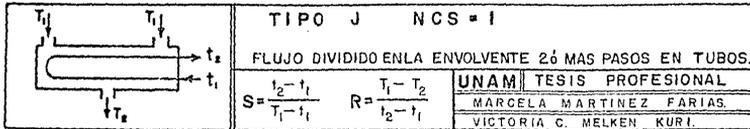
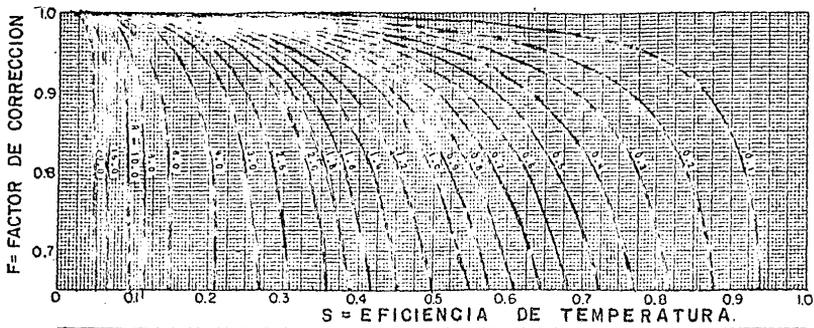


Fig 1d. FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD.

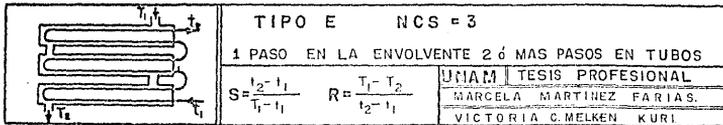
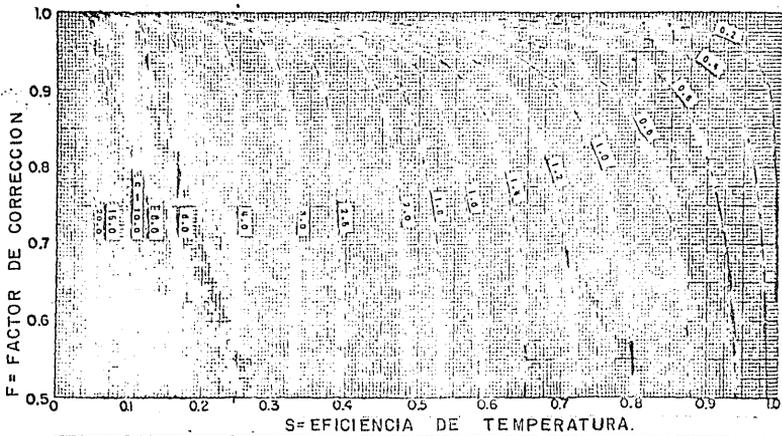
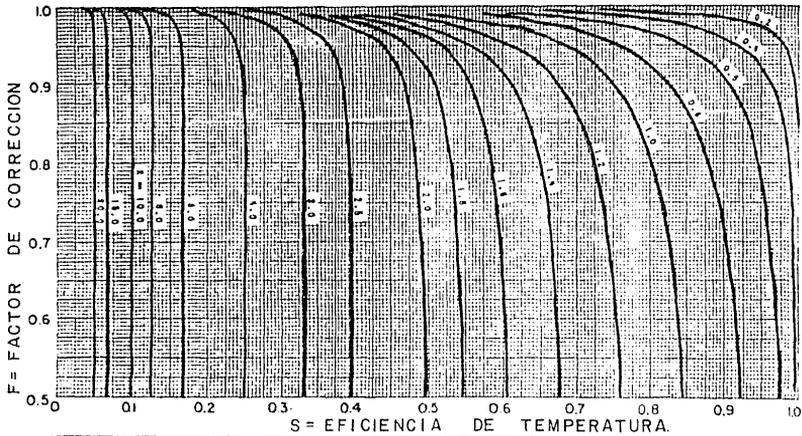


Fig. 16. FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD.



	TIPO E NCS = 4 ó TIPO F NCS = 2
	1 PASO EN LA ENVOLVENTE 2 ó MAS PASOS EN TUBOS
$S = \frac{T_2 - T_1}{T_1 - t_1}$ $R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$	UNAM TESIS PROFESIONAL MARCELA MARTINEZ FARIAS. VICTORIA G. MELKEN KURI.

Fig. 1f. FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD.

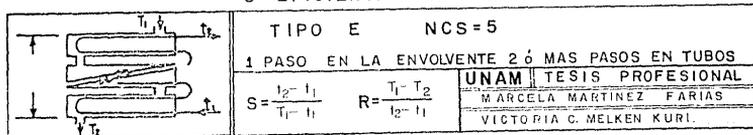
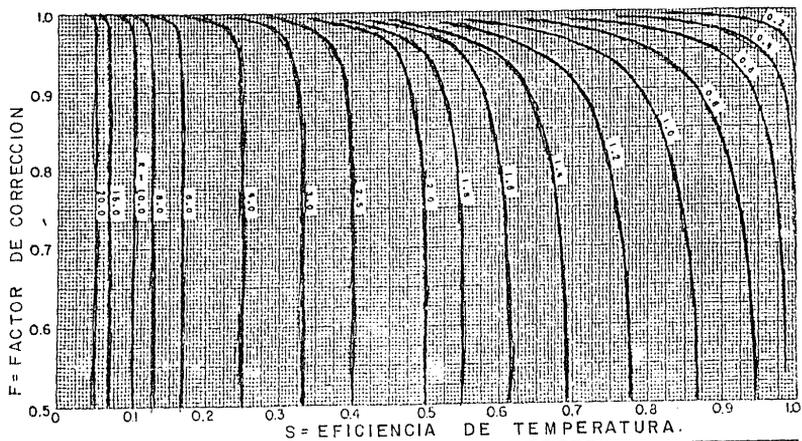
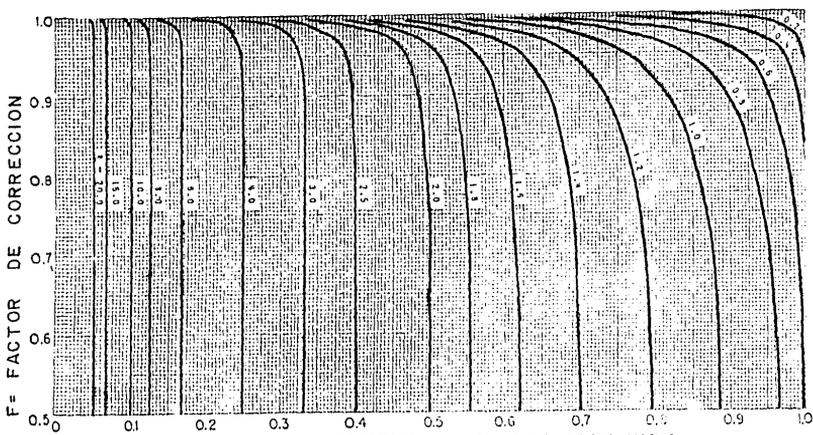
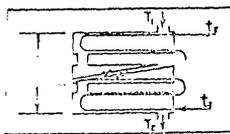


Fig. 1g. FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD.



S = EFICIENCIA DE TEMPERATURA.



TIPO E	NCS = 6
ó TIPO F	NCS = 3
1 PASO EN LA ENVOLVENTE 2 ó MAS PASOS EN TUBOS	
$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$	$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$
UNAM TESIS PROFESIONAL	
MARCELA MARTINEZ FARIAS.	
VICTORIA C. MELKEN KURI.	

Fig. 1h. FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD.

LOGARITMICO 3 X 5 CICLOS

AP TUBOS KERN

$$Re_t = \frac{D_i G_1}{\mu_1 \times 2.42}$$

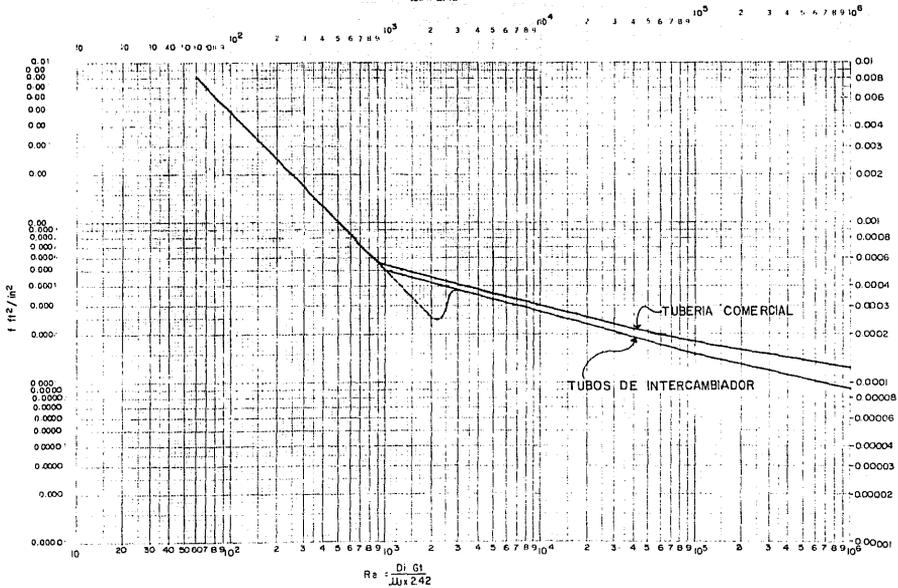


FIG. 2 FACTORES DE FRICCIÓN PARA DENTRO DE TUBOS

ΔPr TUBOS KERN

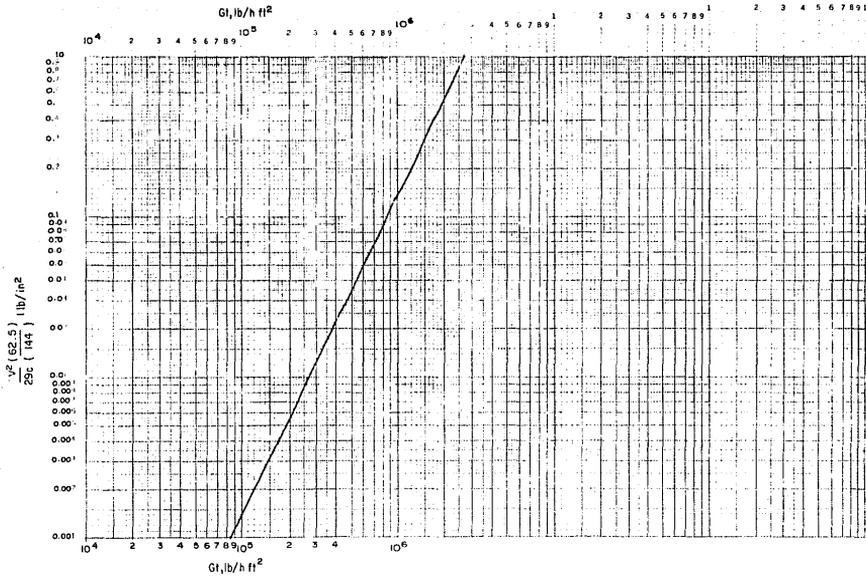
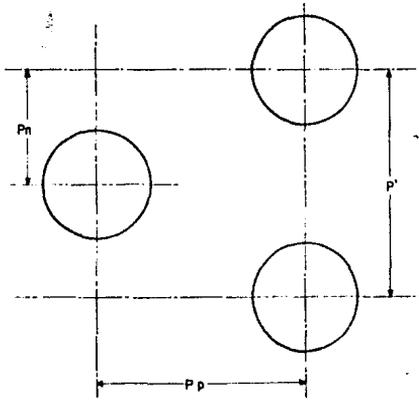


FIG. 3 PERDIDAS DE PRESION .POR RETORNO , DENTRO DE TUBOS



Do, in	PCH DE TUBOS P', in	ARREGLO	Pp-in	Pn - Ia
0.625	0.812		0.704	0.406
0.750	0.938		0.814	0.469
0.750	1		1.000	1.000
0.750	1		0.707	0.707
0.750	1		0.856	0.500
1.000	1.250		1.250	1.250
1.000	1.250		0.884	0.884
1.000	1.250		1.082	0.625

FIG. 4 VALORES DE PITCH PARA ARREGLOS COMUNES DE TUBOS

DI (in)	Nss	DI/l's	lc/DI
< 20"	2	1.0	0.46
20 < DI ≤ 42	4	1.5	0.34
		2.0	0.25
		3.0	0.20
> 42	6 ó MAS	4.0	0.16
		5.0	0.16

FIG. 5 No. DE TIRAS DE SELLOS RECOMENDADAS SEGUN EL DIAMETRO DE LA ENVOLVENTE, Y RELACION ENTRE ESPACIAMIENTO Y POR-CIENTO DE CORTE DE LAS MAMPARAS.

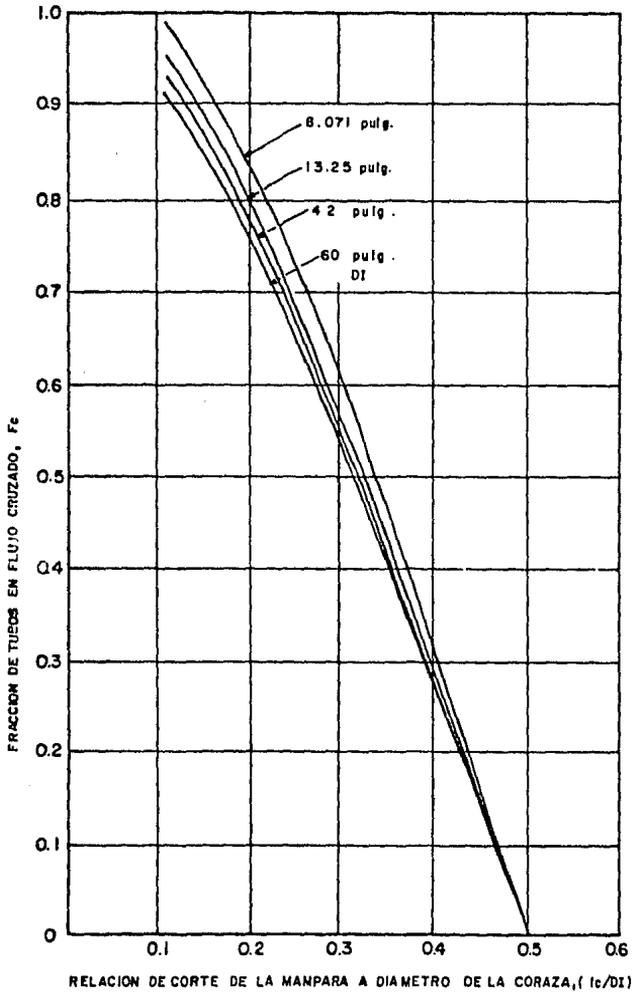


Fig. 6 ESTIMACION DE FRACCION DE TUBOS EN FLUJO CRUZADO

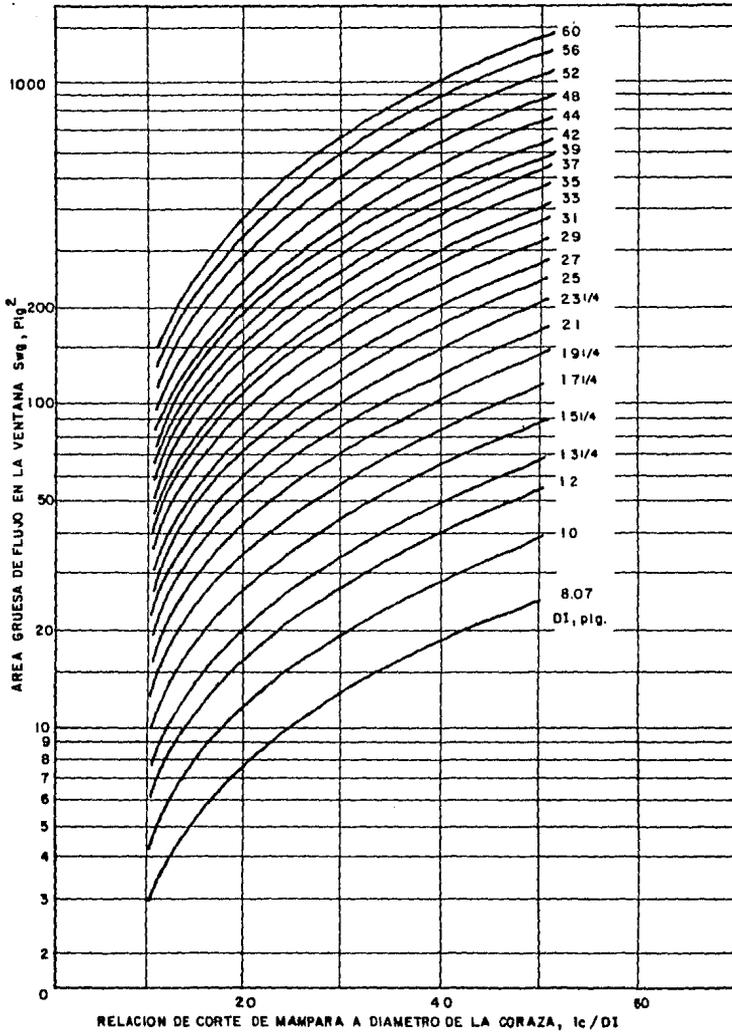
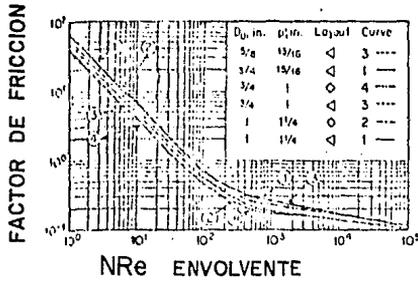
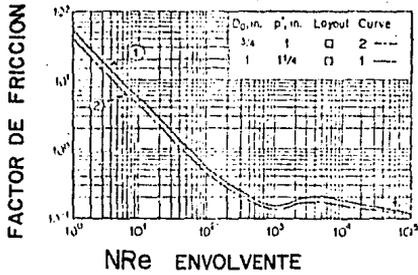


Fig: 7 ESTIMACION DEL AREA GRUESA DE FLUJO EN LA VENTANA



ARREGLO TRIANGULAR
Y CUADRADO ROTADO



ARREGLO CUADRADO

FIGURA 8 FACTORES DE FRICCIÓN (f_k) PARA BANCO IDEAL DE TUBOS.

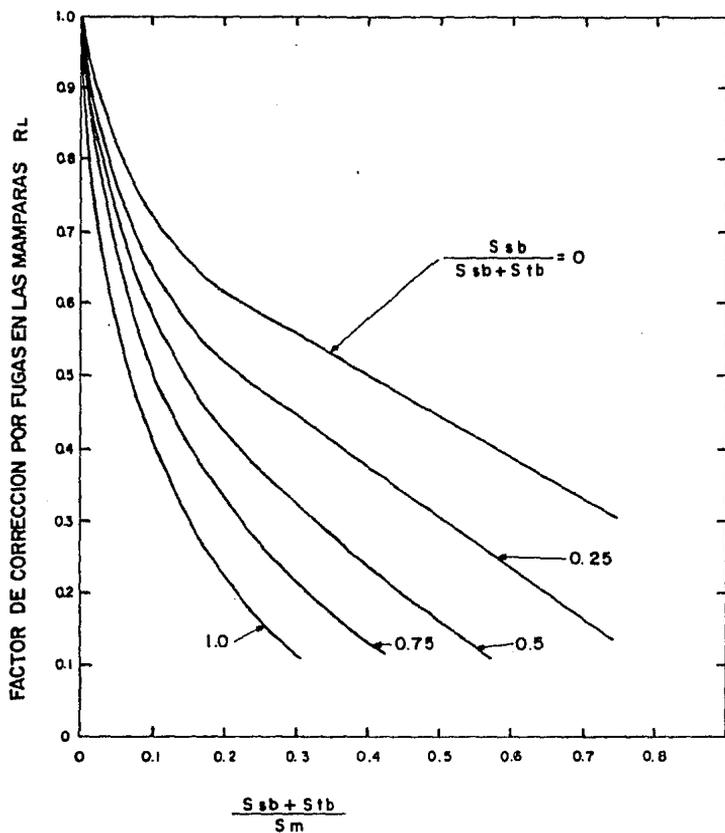


Fig. 9 FACTOR DE CORRECCION POR EFECTO DE FUGAS EN LAS MAMPARAS. (CAIDA DE PRESION)

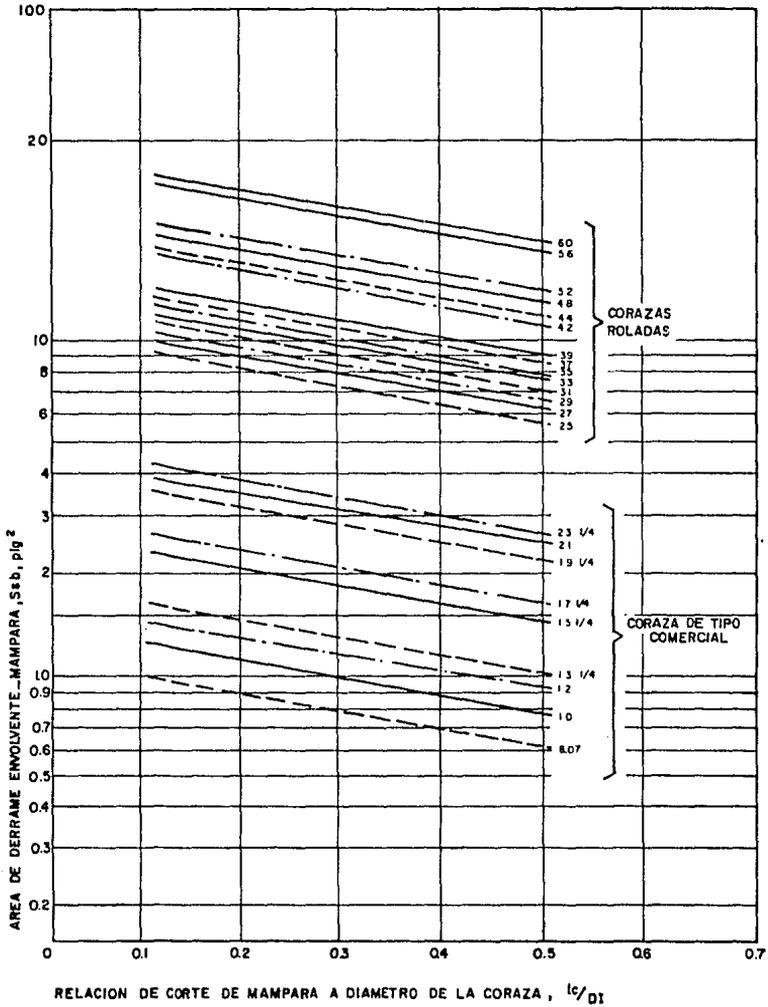


Fig. 10 ESTIMACION DE AREA DE DERRAME ENVOLVENTE - MAMPARA

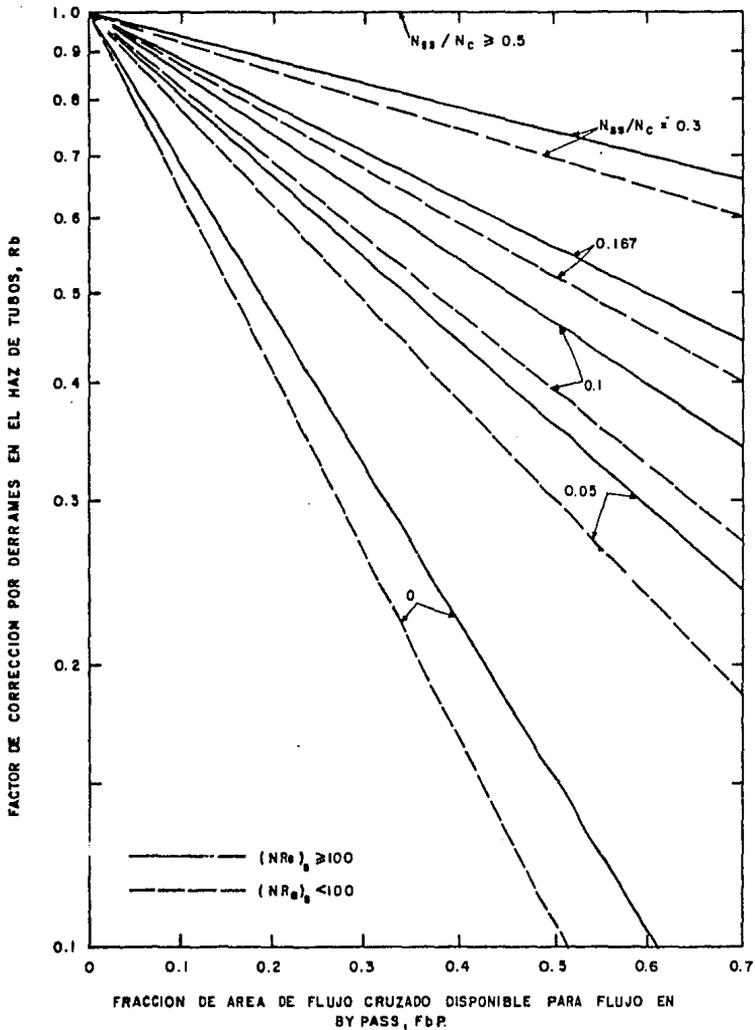


Fig. 11 FACTOR DE CORRECCION POR FLUJO EN BY PASS PARA CAIDA DE PRESION.

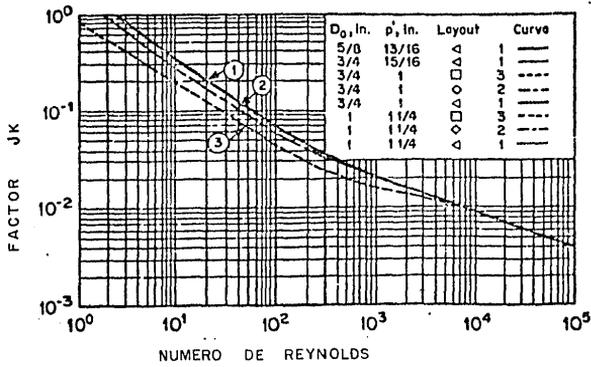


FIGURA 12 - FACTOR JK PARA BANCO IDEAL DE TUBOS.

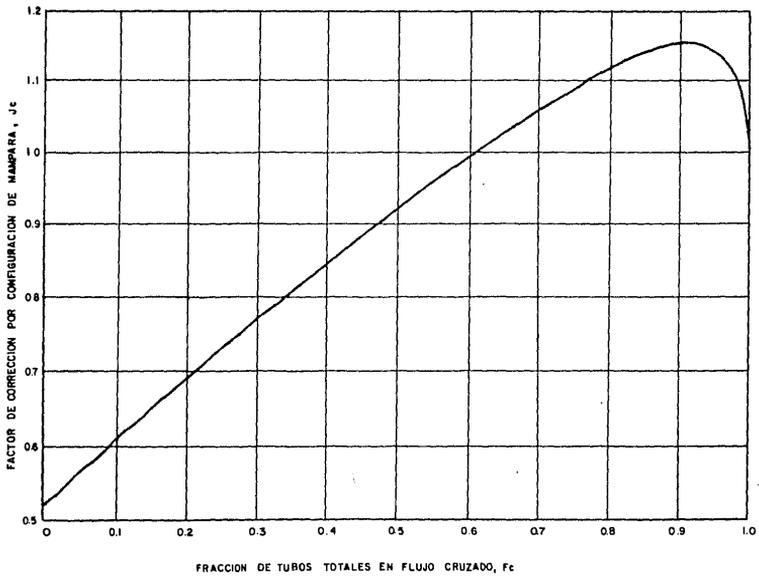


Fig. 13 .

FACTOR DE CORRECCION POR EFECTOS DE LA CONFIGURACION DE LA MAMPARA

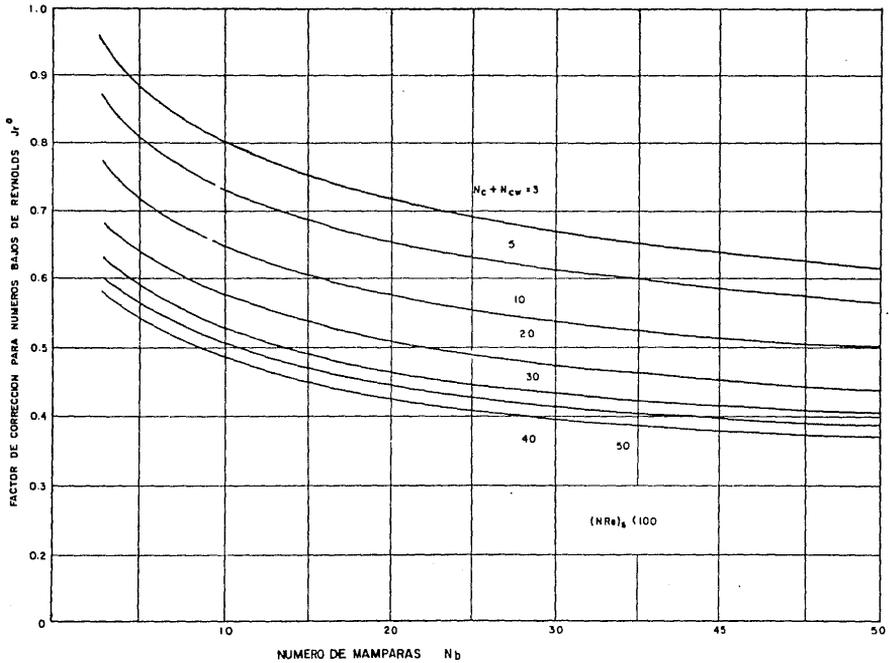


Fig. 14 FACTOR DE CORRECCION POR GRADIENTE ADVERSO DE TEMPERATURAS A NUMEROS BAJOS DE REYNOLDS.

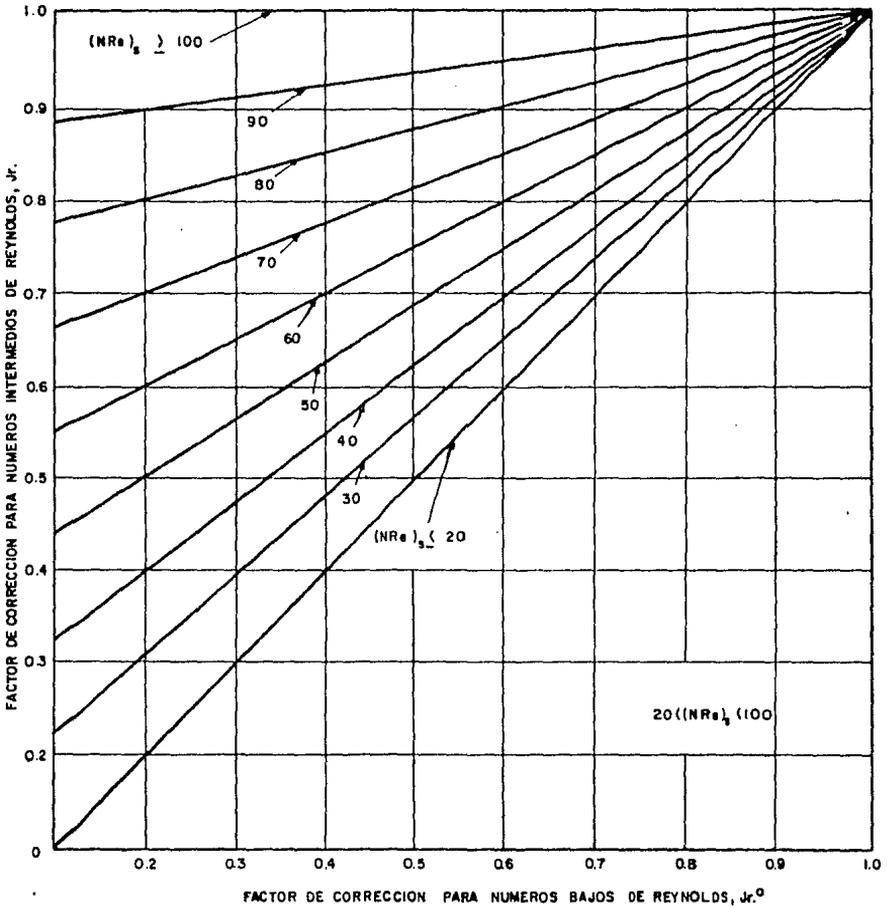


Fig. 15

FACTOR DE CORRECCION POR GRADIENTE ADVERSO DE-----
TEMPERATURAS PARA NUMEROS INTERMEDIOS DE REYNOLDS.

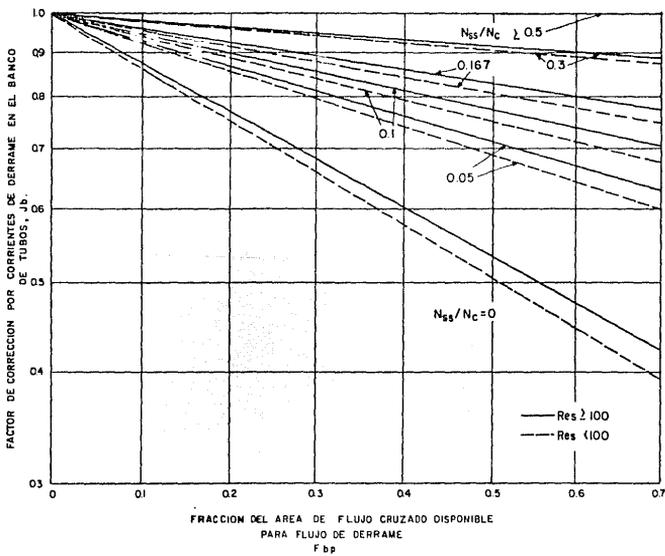


Fig. 16 FACTOR DE CORRECCION POR FLUJO DE DERRAME.

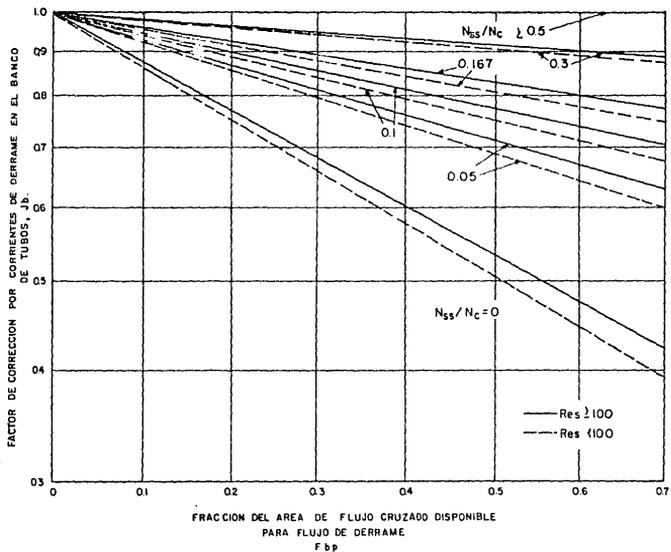


Fig. 16 FACTOR DE CORRECCION POR FLUJO DE DERRAME.

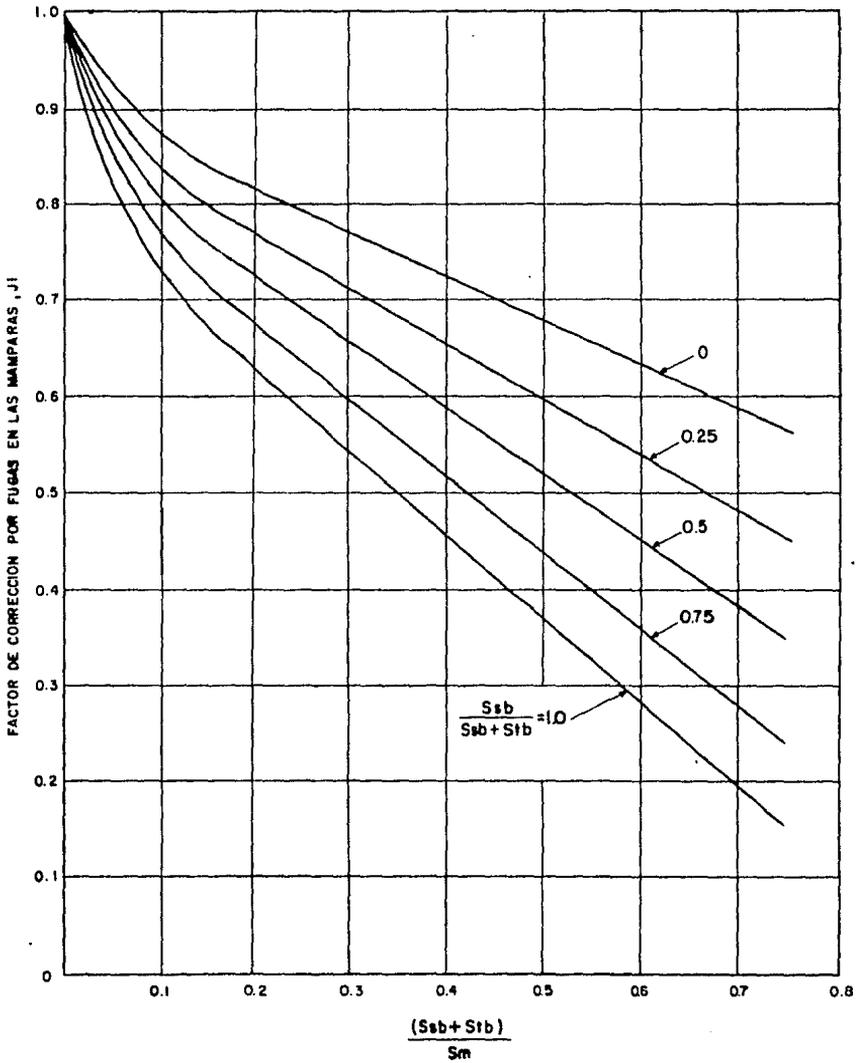


Fig. 17 FACTOR DE CORRECCION POR EFECTOS DE FUGAS EN LAS MAMPARA

$$Re_m = \frac{De G_s}{\mu_w \times 2.42}$$

$$De [=] \text{ft}$$

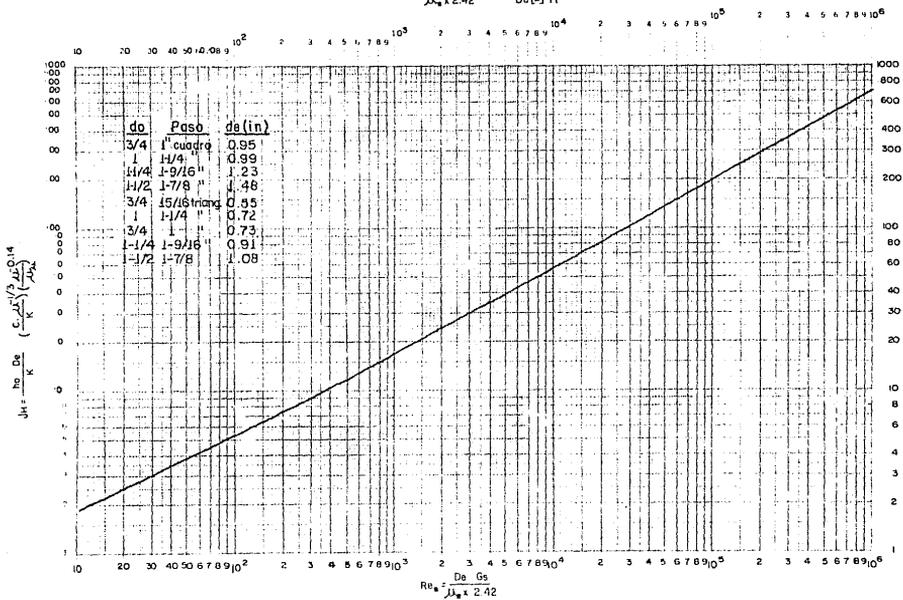


FIG. 18 CURVA TRANSFERENCIA DE CALOR LADO DE LA CORAZA, PARA HAZ DE TUBOS CON DEFLECTORES SEGMENTADOS 25 %



LOGARITMICO X 5 CICLOS

AP CORAZA KERN

$$Re_s = \frac{D_s G_s}{\mu_s} \times 2.42$$

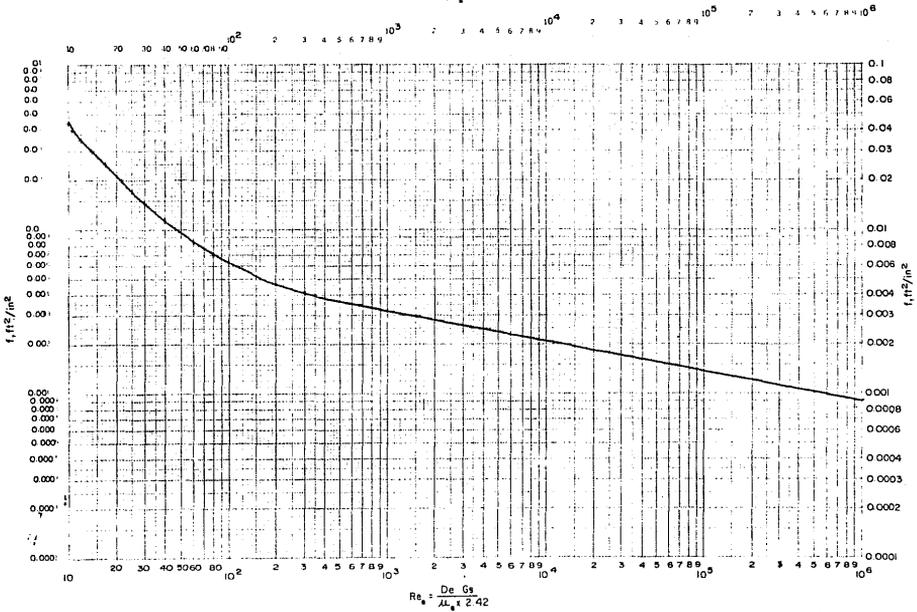


FIG.19 FACTORES DE FRICCIÓN LADO DE LA CORAZA PARA HA_z DE TUBOS CON DEFLECTORES SEGMENTADOS 25 %

VISCOSIDADES DE LIQUIDOS*
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 20

Líquido	X	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.6	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoctano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Diclorooctano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35%	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon 21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	4.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butilico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0	Metilhectona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	15.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26%	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	1	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	15.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Diprotilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera NaCl 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2		10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook 3d. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

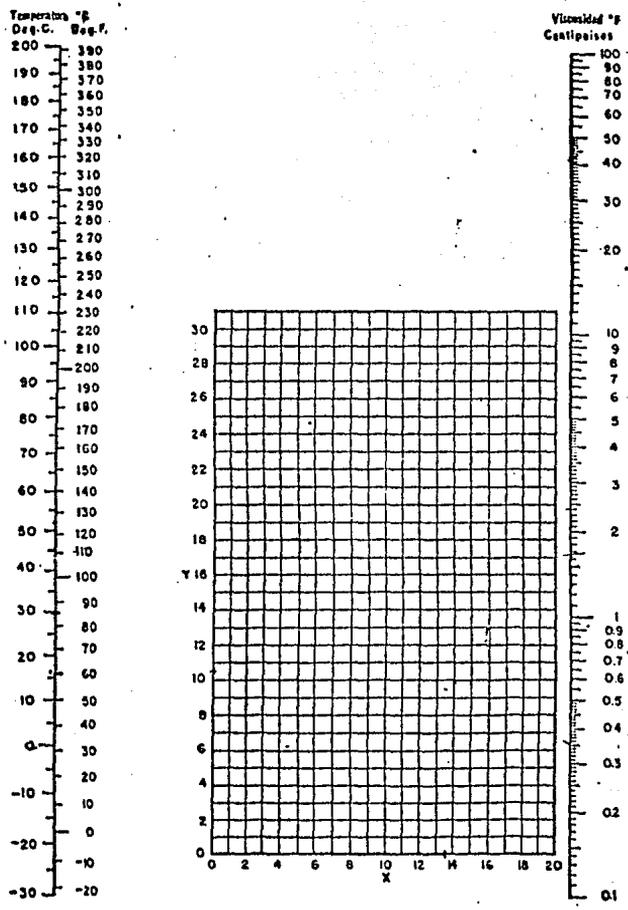


FIG. 20 VISCOSIDADES DE LIQUIDOS

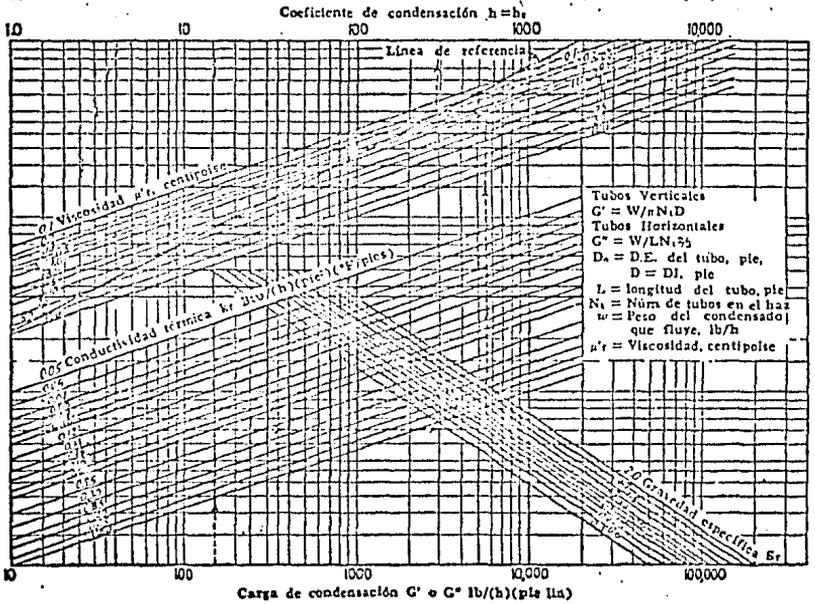


FIG. 21 COEFICIENTE DE CONDENSACION.

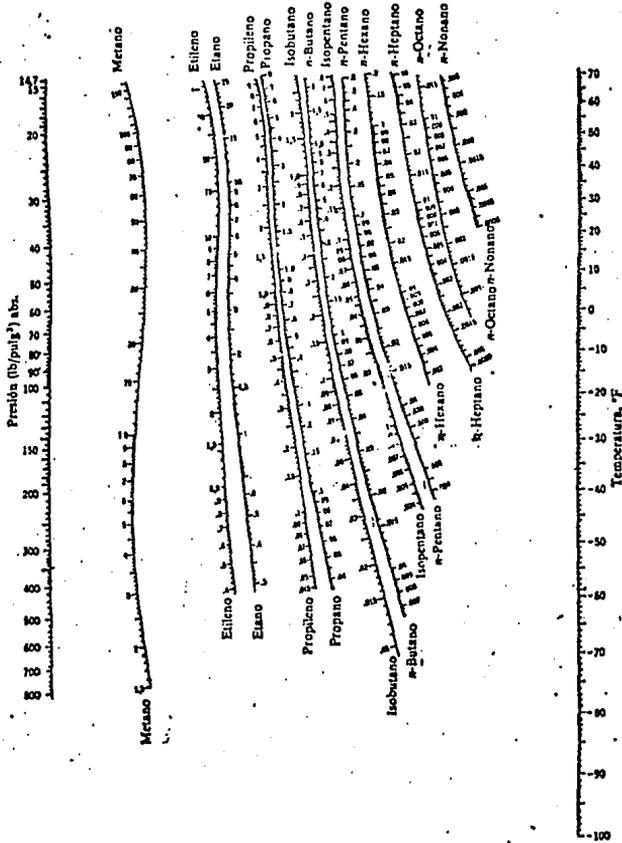


FIG. 22 CONSTANTES DE EQUILIBRIO EN SISTEMAS DE HIDROCARBUROS; INTERVALO DE BAJA TEMPERATURA.

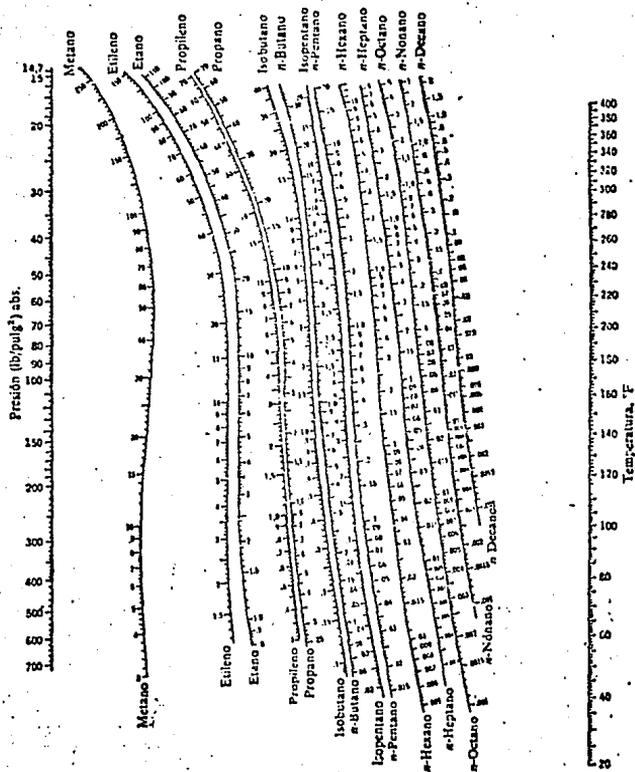


FIG. 23 CONSTANTES DE EQUILIBRIO EN SISTEMAS DE HIDROCARBUROS; INTERVALO DE ALTA TEMPERATURA.

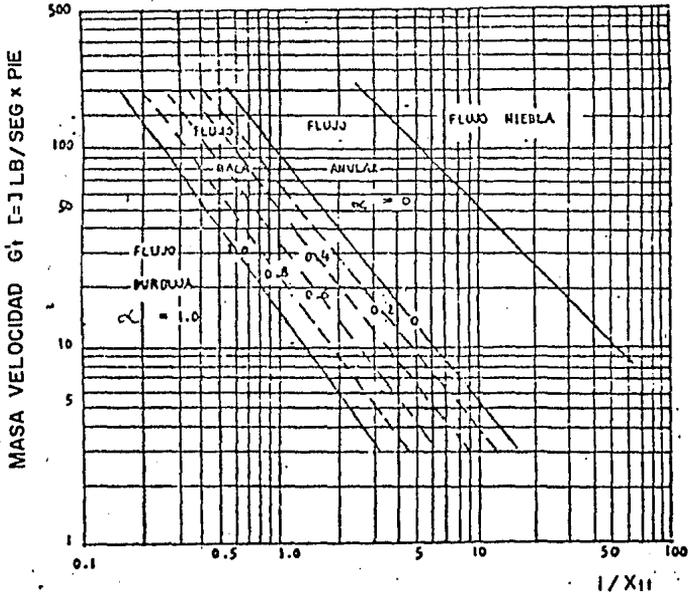


FIG. 24 VALORES DE "alpha_c" FACTOR. DE CORRECCION PARA LA EBULLICION NUCLEADA.

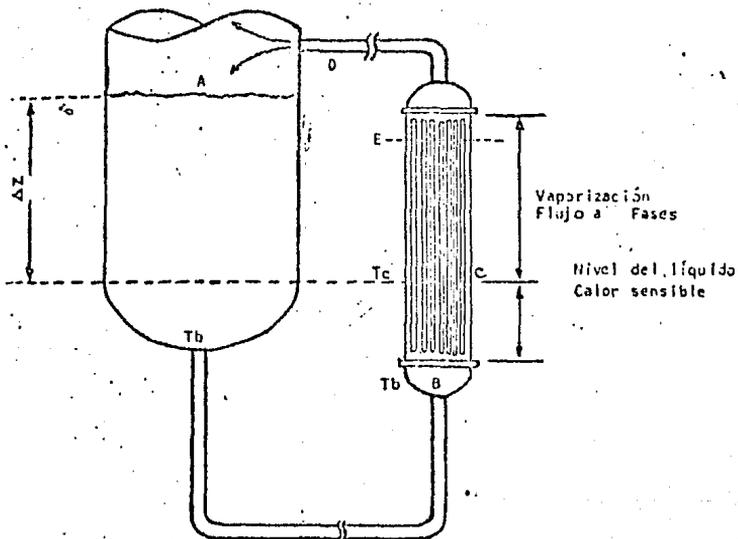


FIGURA 25. DIAGRAMA DE UN TERMOSIFON VERTICAL DE CIRCULACION NATURAL.
(PUNTOS DE REFERENCIA)

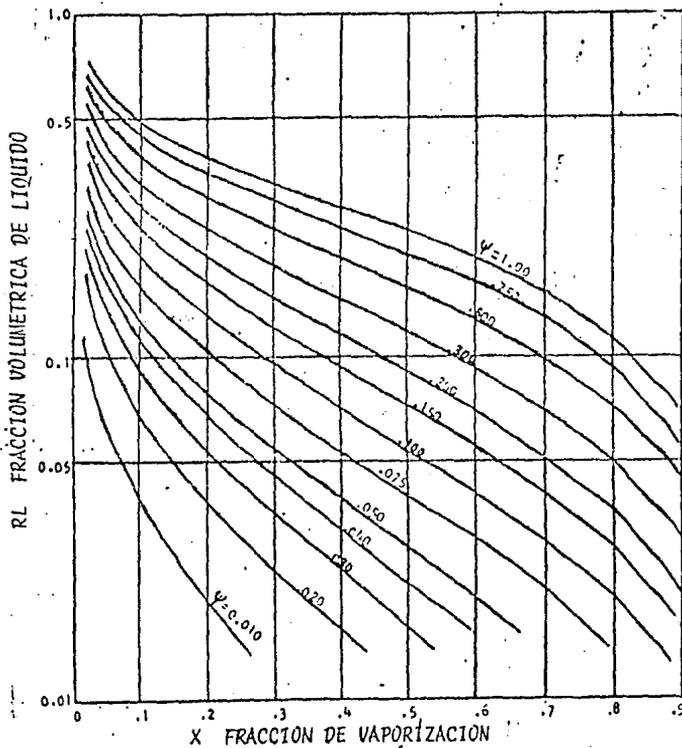


FIGURA 26 GRAFICA PARA EL DISEÑO DE LA FRACCIÓN VOLU-
METRICA DE LIQUIDO

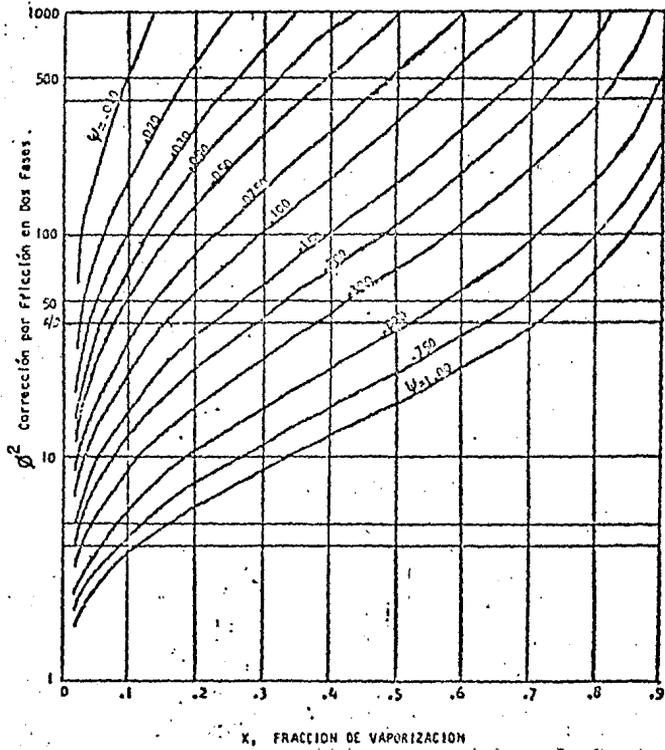


FIG. 27 , GRAFICA DE DISEÑO PARA VALORES DE ϕ^2
 PARAMETRO DE PERDIDA DE PRESION A DOS
 FASES.

PARAMETRO DE PREDIDAS DE PRE-
SION EN 2 FASES (LIQ.-VAPOR)

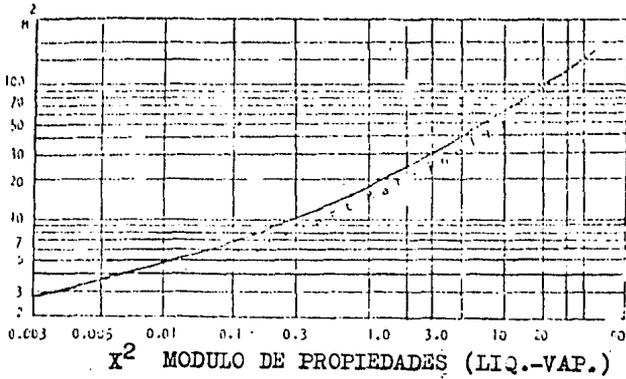


FIGURA 28 CORRELACION DE LOCKHART MARTINELLI

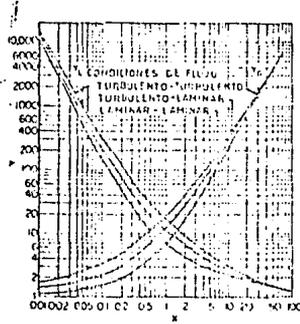


FIGURA 29 CAIDA DE PRESION A DOS FASES

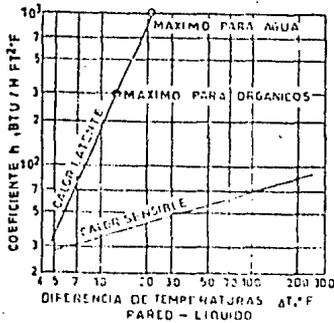


FIGURA 30 CORRELACION DE KERN PARA EBU-
LLICION SIN FLUJO

NOMENCLATURA

- t₁ = TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO
- t₂ = TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO
- t₁ = TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE
- t₂ = TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE

ARREGLOS TÍPICOS

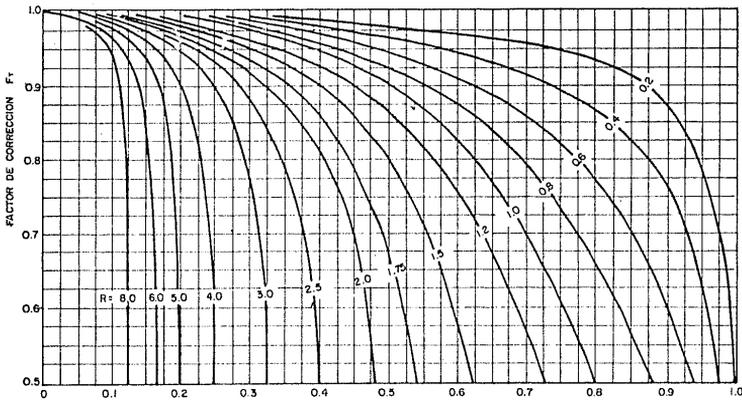
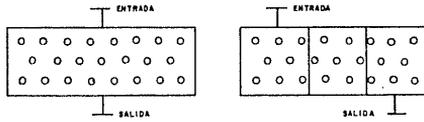


FIG. 31 FACTOR DE CORRECCION DE LA L.M.T.D.: UN PASO, FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS NO MEZCLADOS PARA C.C.E.A.

$$R = \frac{t_1 - t_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{t_1 - t_1}$$

ARREGLOS TÍPICOS

NONENCLATURA

- T₁ = TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO
- T₂ = TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO
- T_{i1} = TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE
- T₂ = TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE

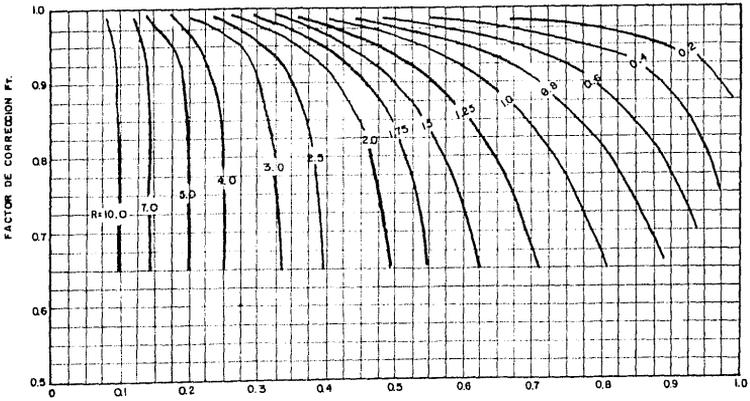
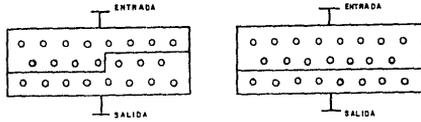


FIG. 32 FACTOR DE CORRECCION DE LA LMTD: 2 PASOS, FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUJOS NO MEZCLADOS PARA C.C.E.A.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_1} \quad \text{y} \quad \frac{T_2 - T_1}{T_1 - T_2}$$

FIGURA 33

DATOS DE TUBOS ALETADOS DE 1 in Do PARA ENFRIADORES CON AIRE				
ALTURA ALETA x N DE ALETAS / in		1/2 in x 9		5/8 in x 10
APF		3.80		5.58
AR		14.50		21.4
PITCH		2 in Δ 2/1 in Δ		2 1/4 in Δ 2 1/2 in Δ
APSF (3 HILERAS)		68.4	60.6	89.1 80.4
(4 HILERAS)		91.2	80.8	118.8 107.2
(5 HILERAS)		114.0	101.0	148.5 134.0
(6 HILERAS)		136.8	121.2	178.2 160.8

APF = AREA EN ft^2/ft DE TUBO ALETADO

AR = RELACION ENTRE APF Y AREA EXTERNA POR ft DE LONGITUD DEL TUBO DE 1" od ($0.262 ft^2/ft$)

APSF = RELACION ENTRE EL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y AREA SUPERFICIAL DEL EQUIPO.

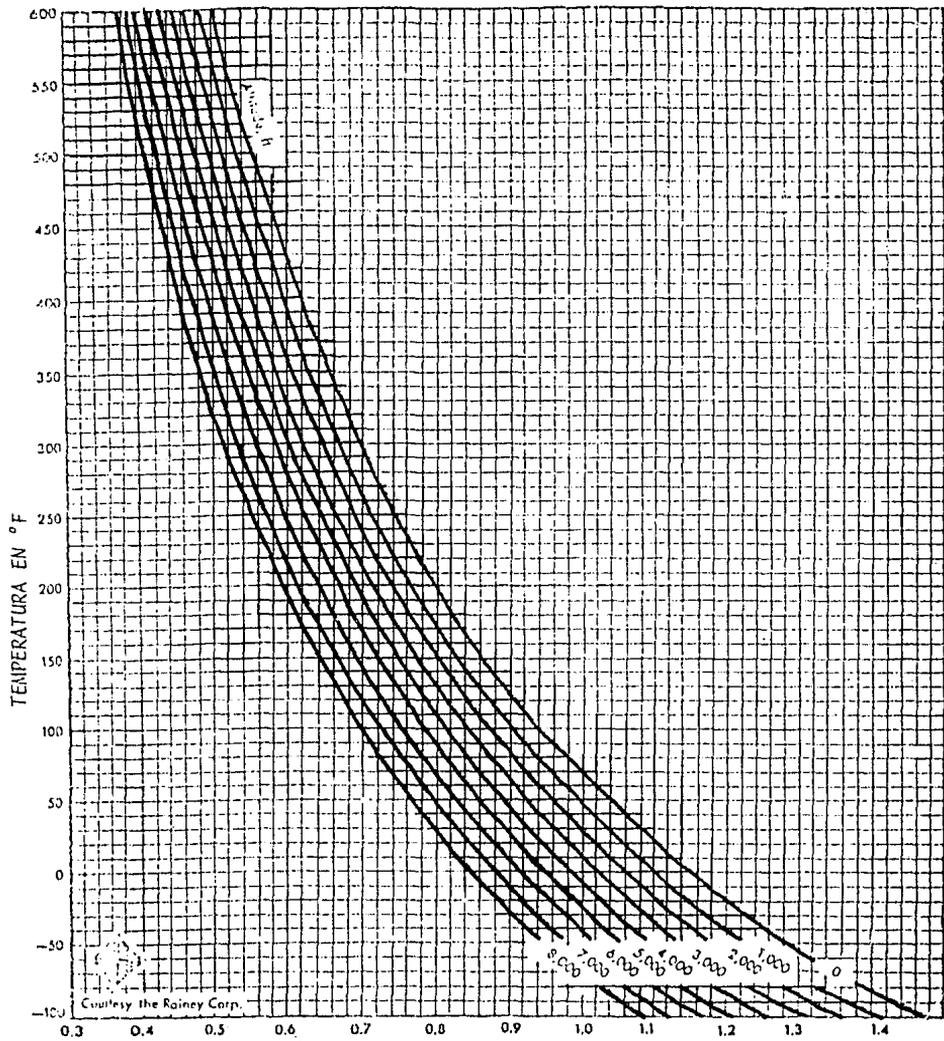


FIGURA 34 DENSIDAD PROMEDIO DEL AIRE

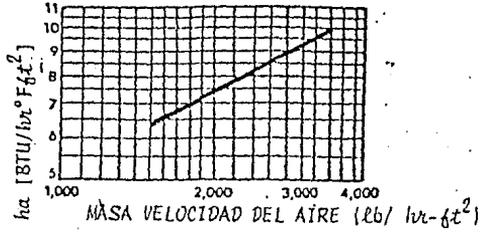


FIGURA 35 COEFICIENTE DE PELICULA PARA EL AIRE

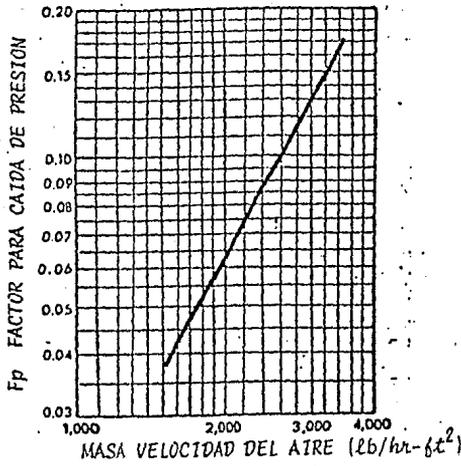


FIGURA 36 CAIDA DE PRESSION PARA EL AIRE

NOTA: FIG. 35 Y 36 APLICAN PARA 1 in Do, 5/8 in x 10 Y 2 1/4 in PITCH TRIANGULAR

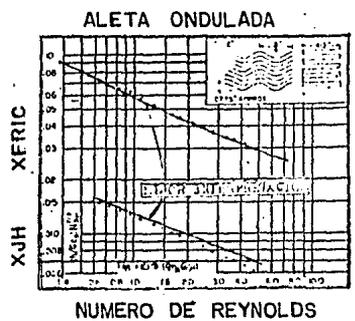
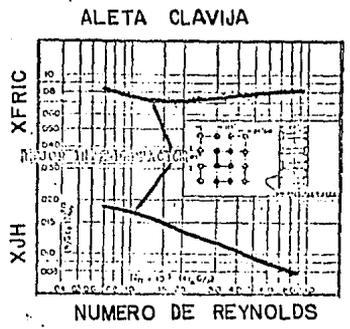
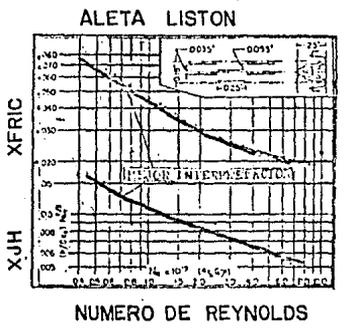
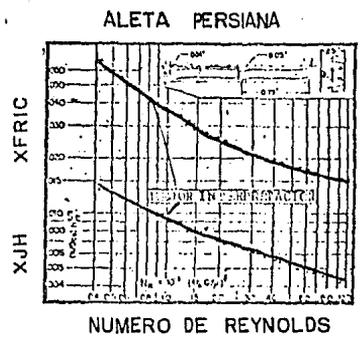
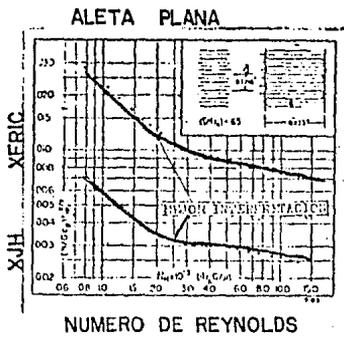


FIGURA 37 FACTORES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE FRICCION SE -
 GUN EL TIPO DE ALETAS PROPUESTAS PARA CADA LADO.

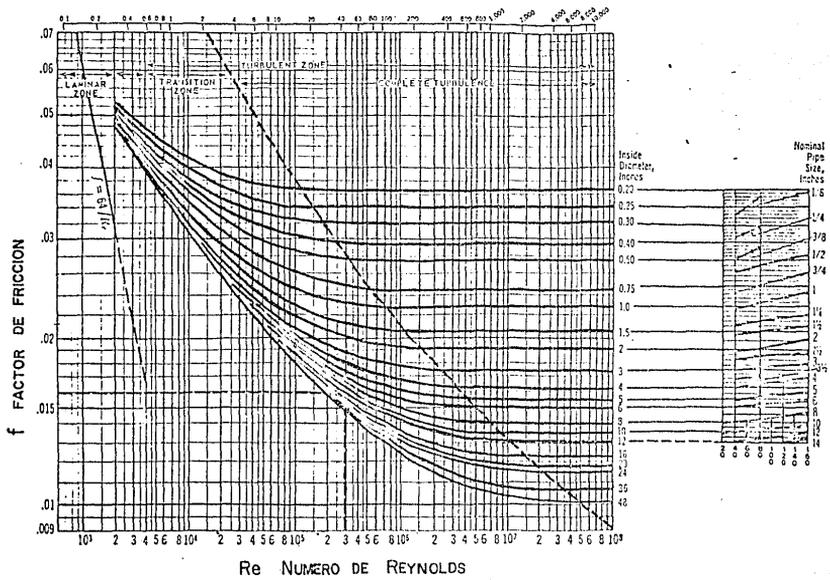


FIG. 38- FACTOR DE FRICCIÓN PARA TUBERÍA DE ACERO COMERCIAL Y DE Fo.Fo.

FIG.39-FACTOR DE EFECTIVIDAD α Vs
 DISTANCIA CENTRO A CENTRO DE TUBOS
 ENTRE DIAMETRO EXTERNO.

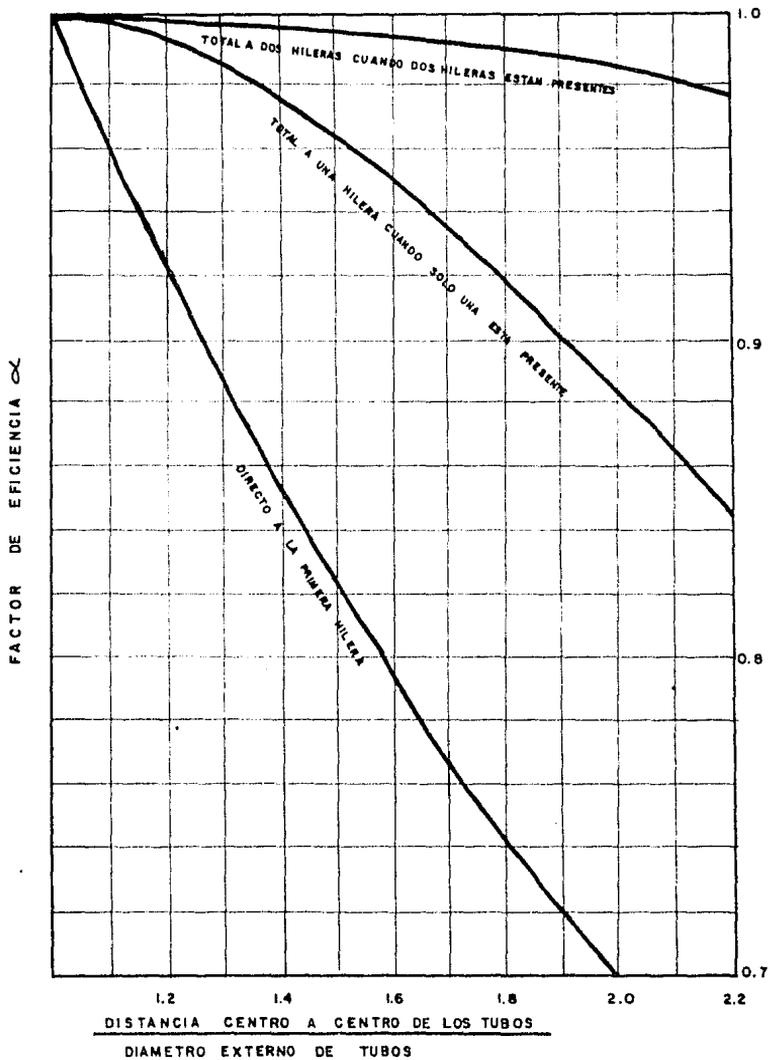


FIG. 40- PRESION PARCIAL DEL CO₂ Y H₂O
EN LOS GASES DE COMBUSTION

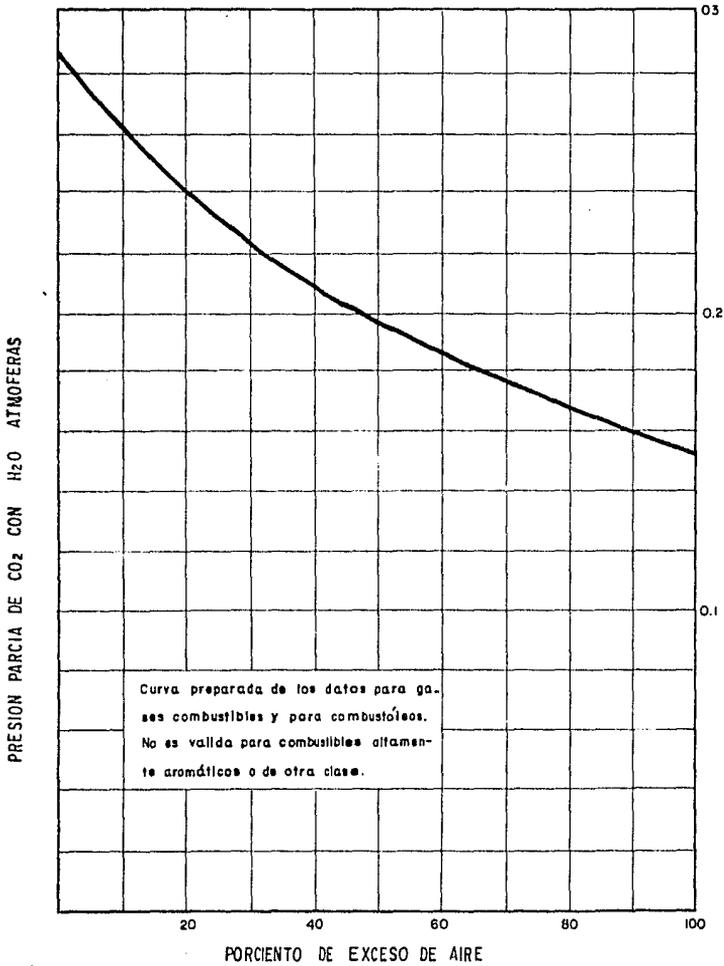


FIG. 41—GRAFICA DE LA EMISIVIDAD DE LOS GASES DE COMBUSTION

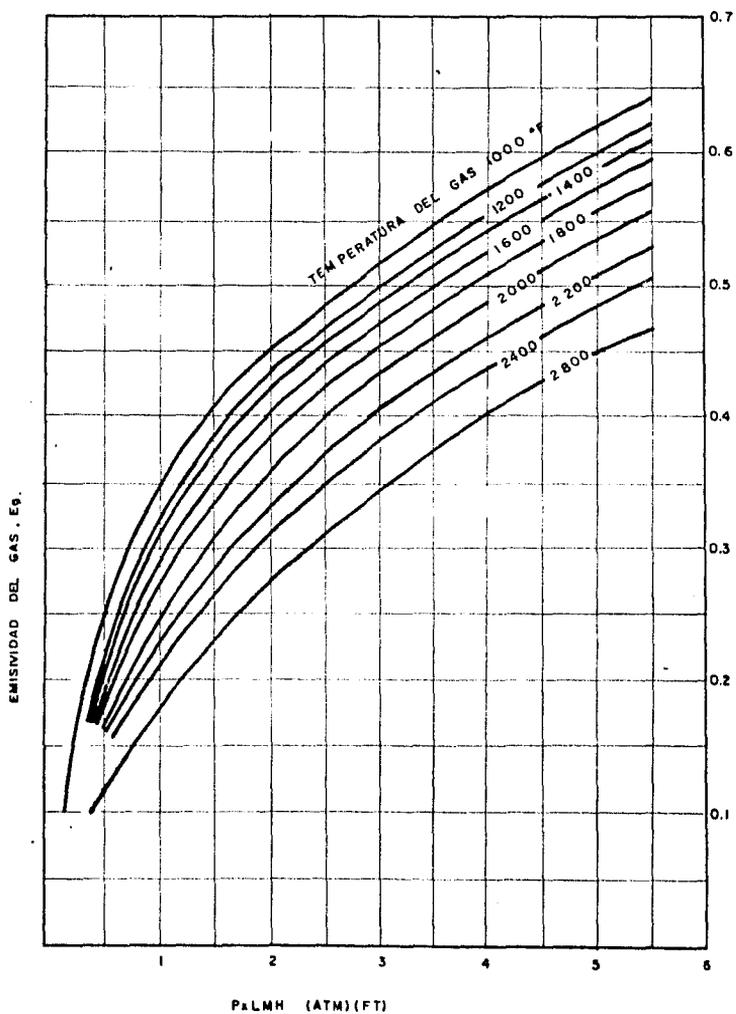


FIG. 42 - CONTENIDO DE CALOR DE LOS GASES DE COMBUSTION

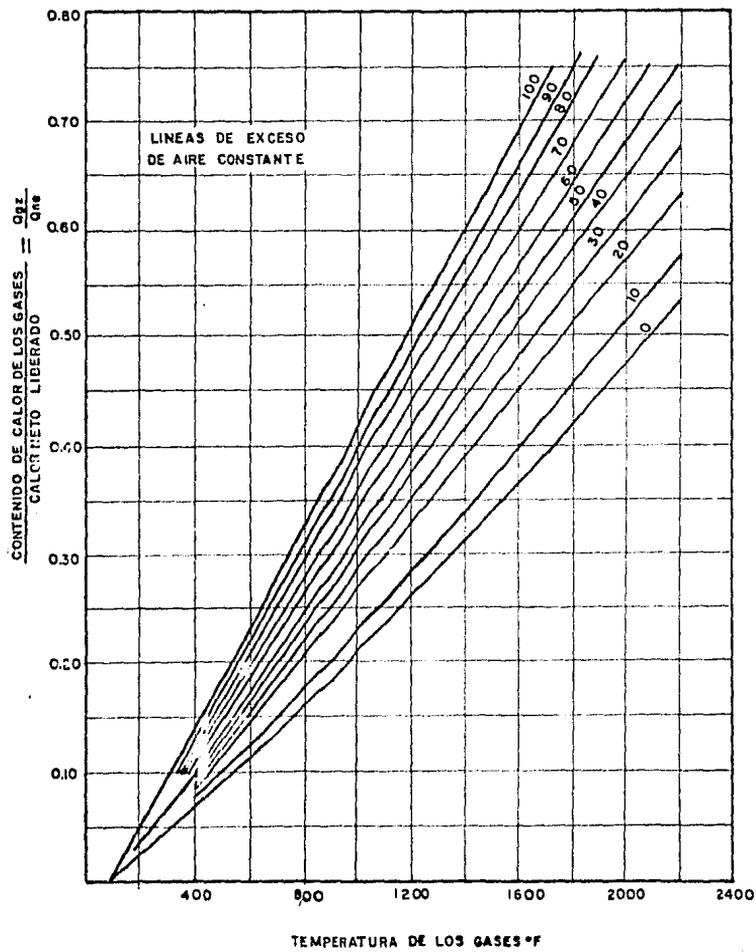


FIG. 43- CALCULO DEL FACTOR DE FORMA

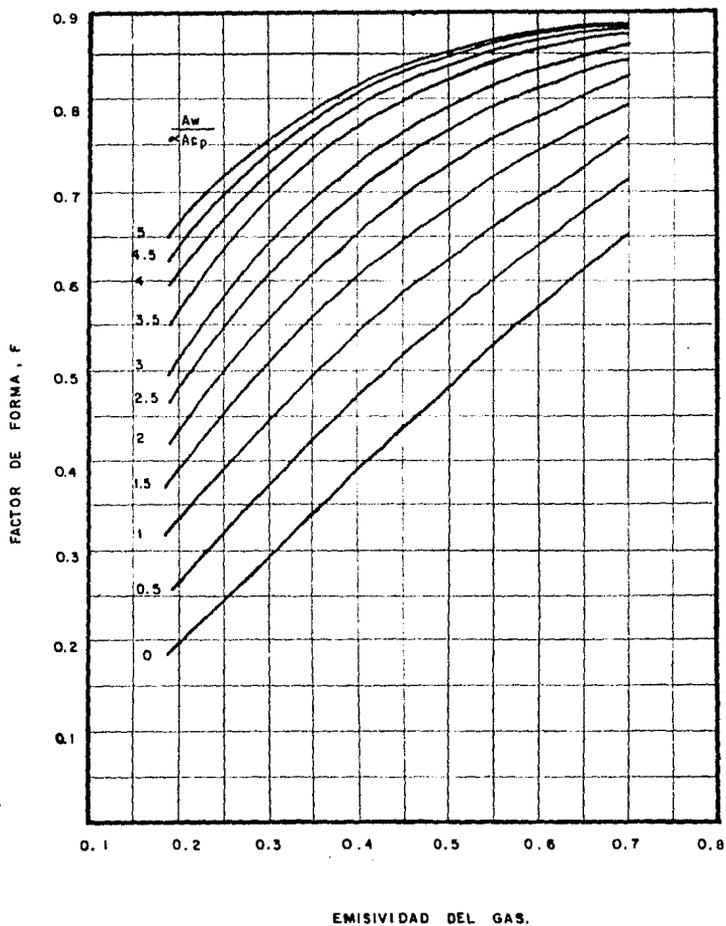


FIG. 44 - CANTIDAD DE GASES DE COMBUSTION PRODUCIDOS SEGUN EL EXCESO DE AIRE

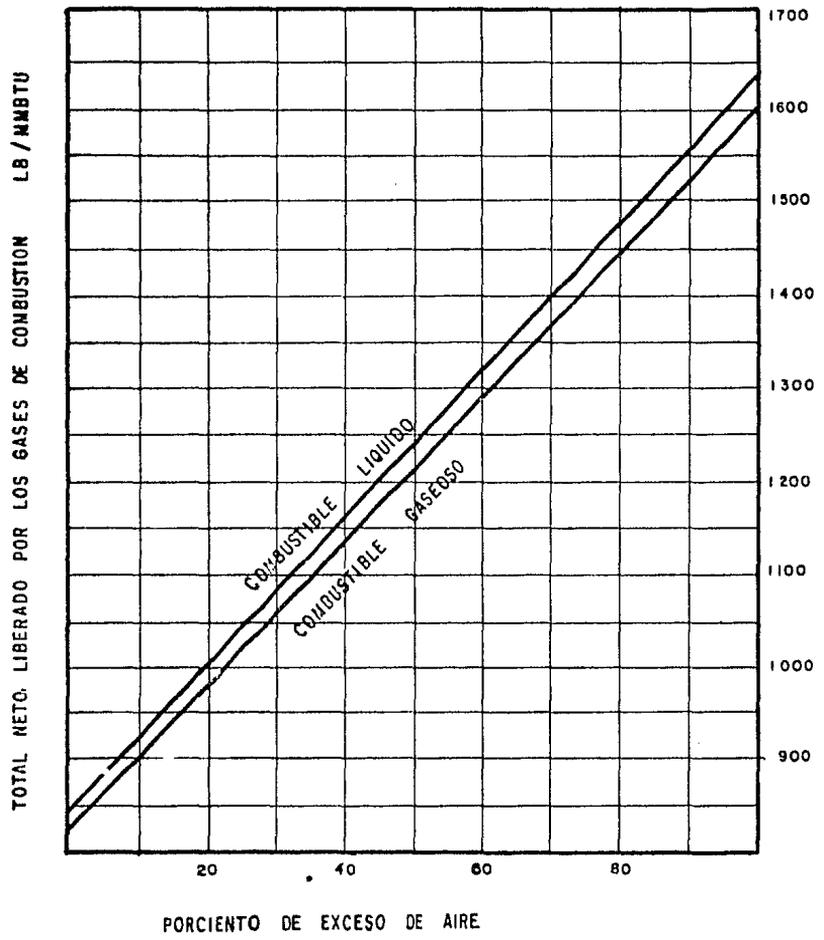


FIG. 45- PERDIDAS POR RADIACION A TRAVES DE LOS TUBOS ESCUDO.

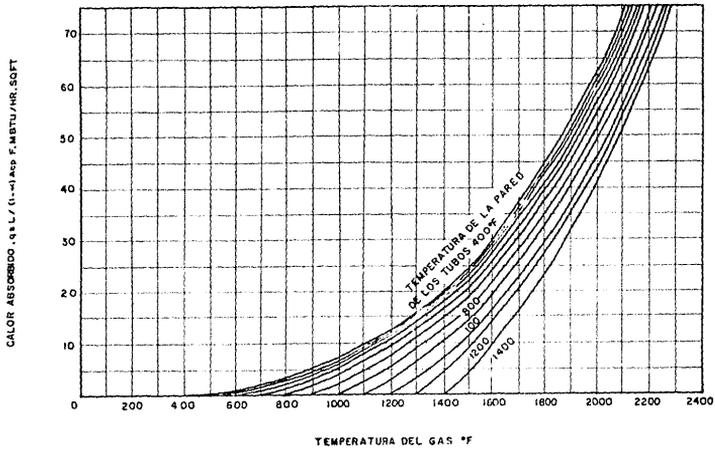


FIG.46- EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES DE GRUESO CONSTANTE

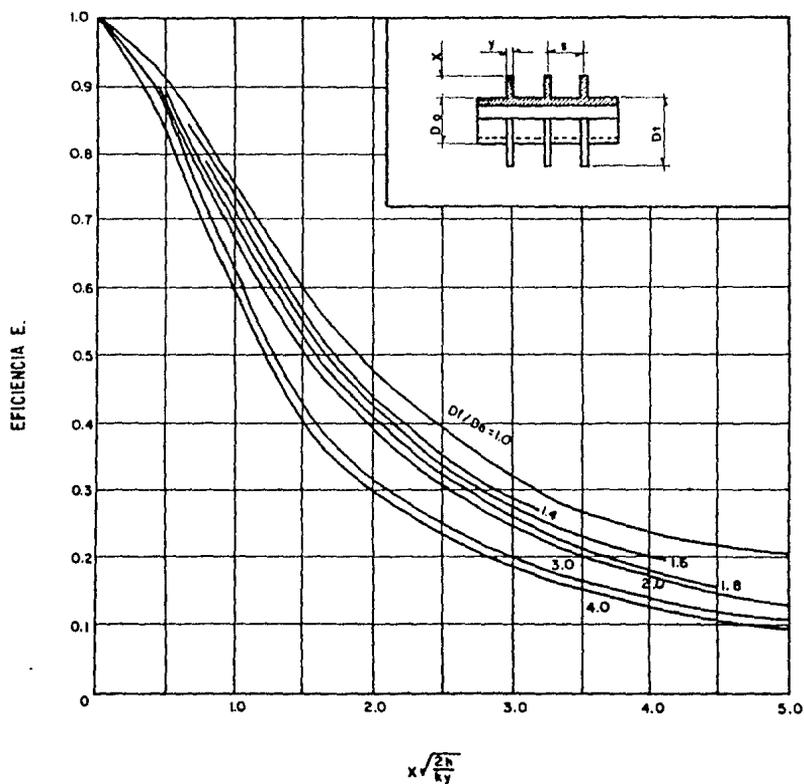


FIG. 47 - DENSIDAD DE LOS GASES DE COMBUSTION

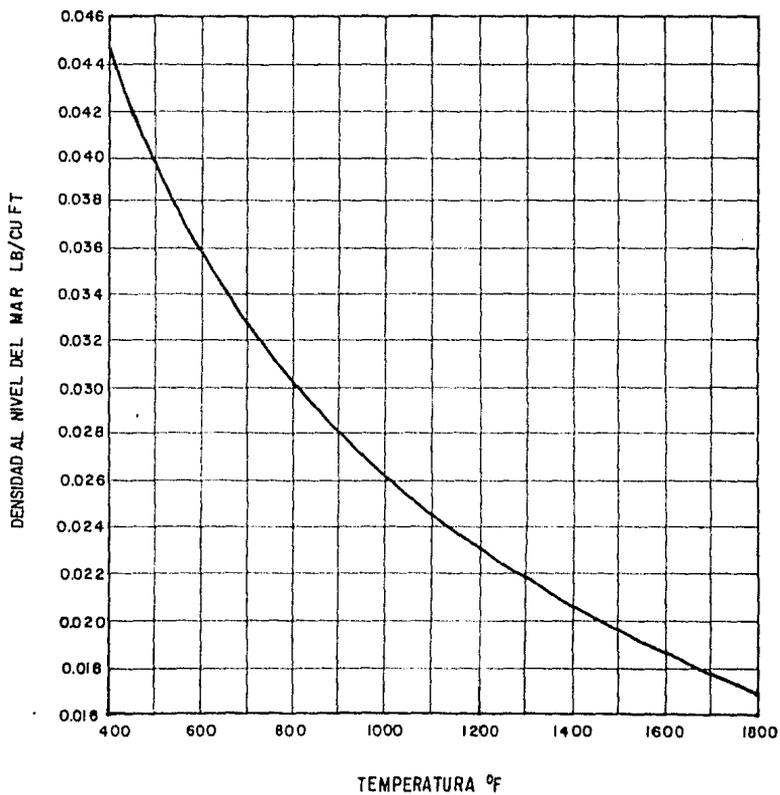


FIG. 48- TIRO DE LA CHIMENEA

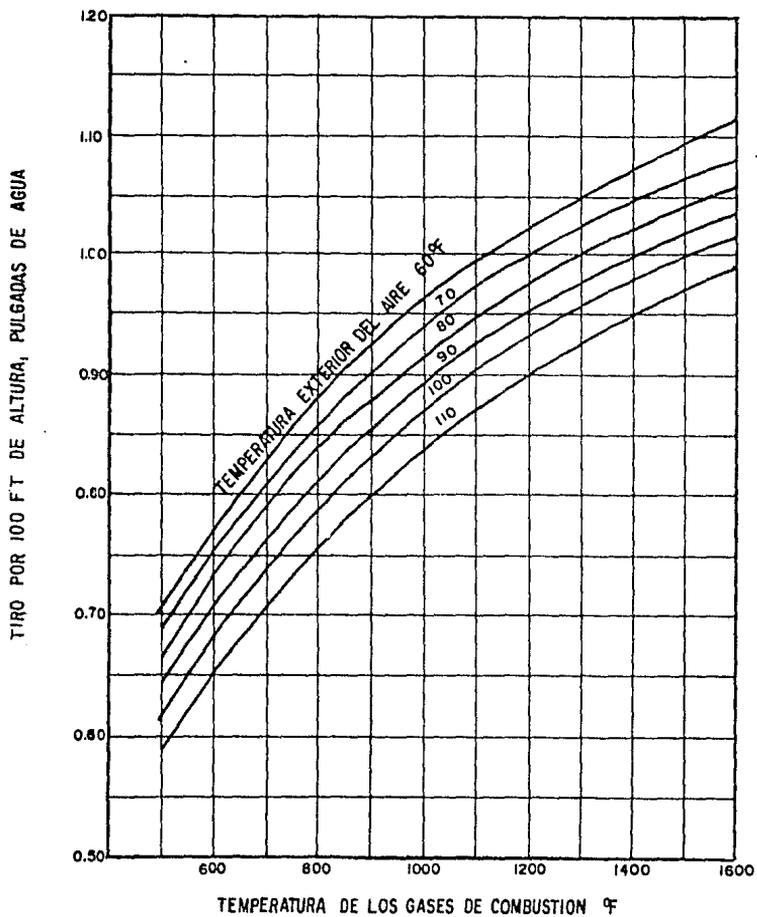


FIGURA 49
PRINCIPALES PARAMETROS UTILIZADOS EN EL
ALGORITMO DE PROPOSICION DE GEOMETRIA

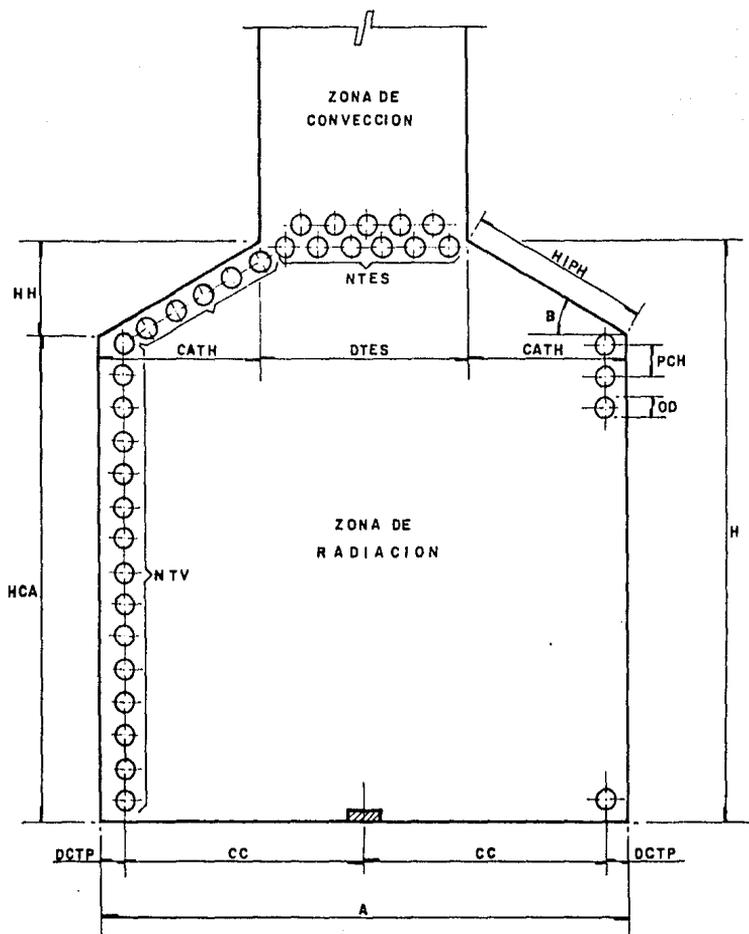


FIG. 50 - DIMENSIONES QUE DETERMINAN UNA DISTRIBUCION HOMOGENEA
DENTRO DE LA CAMARA DE COMBUSTION DE UN CFD

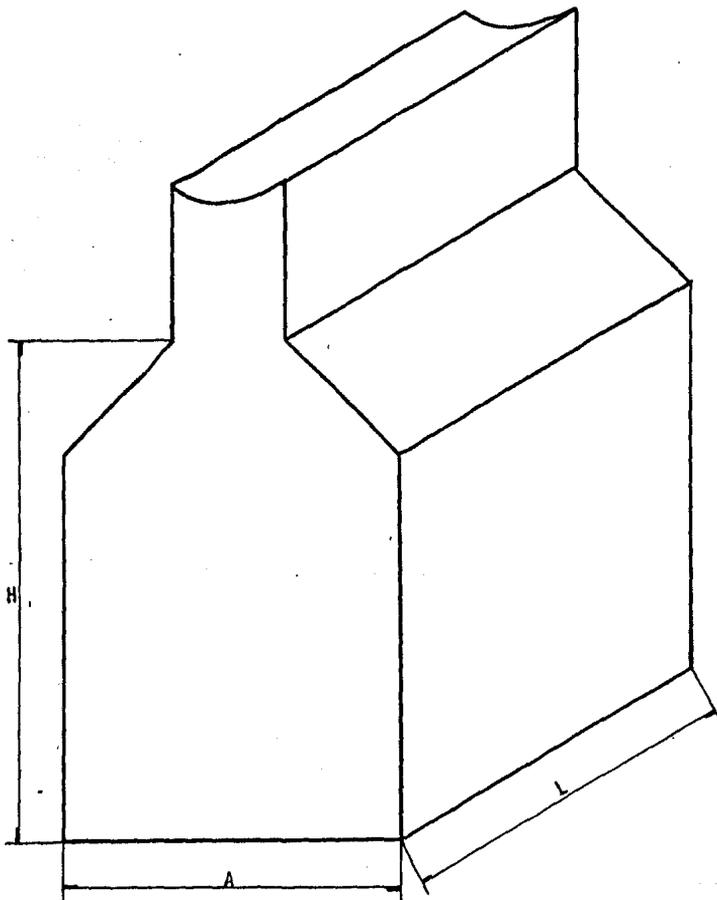


FIG. 51 -- BALANCE DE ENERGIA DENTRO DE LA CAMARA DE COMBUSTION DE UN CFD

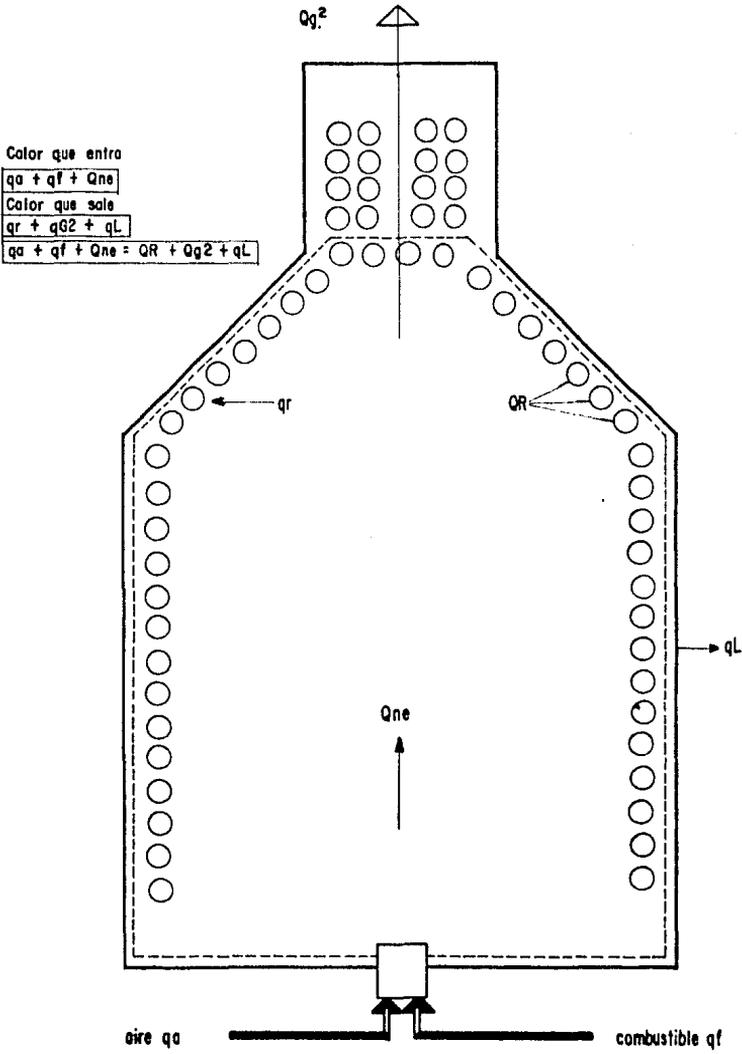


FIGURA 52

GRAFICA DEL PODER CALORIFICO NETO (LHV) Vs DENSIDAD RELATIVA.

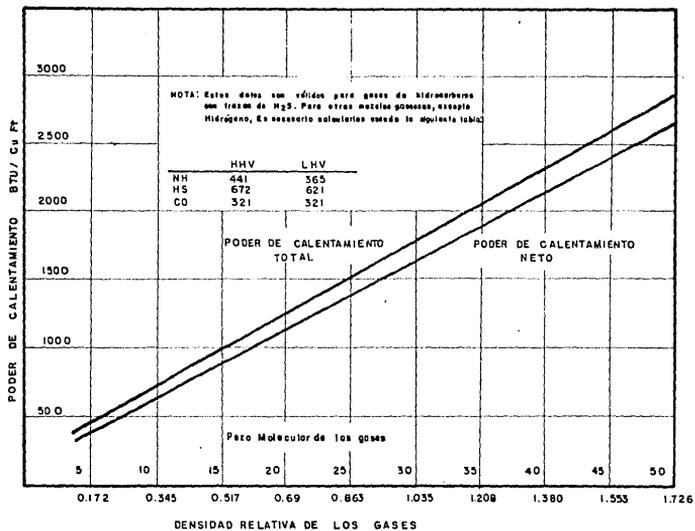


FIG. 53 — GRAFICA DEL PODER CALORIFICO
VS. DENSIDAD EN GRADOS A.P.I.

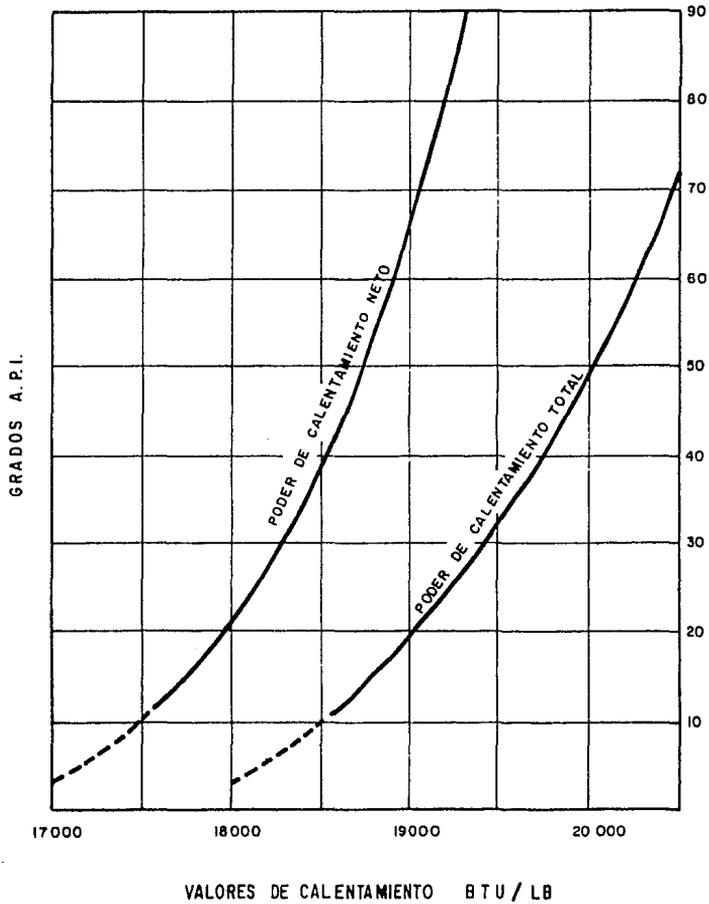
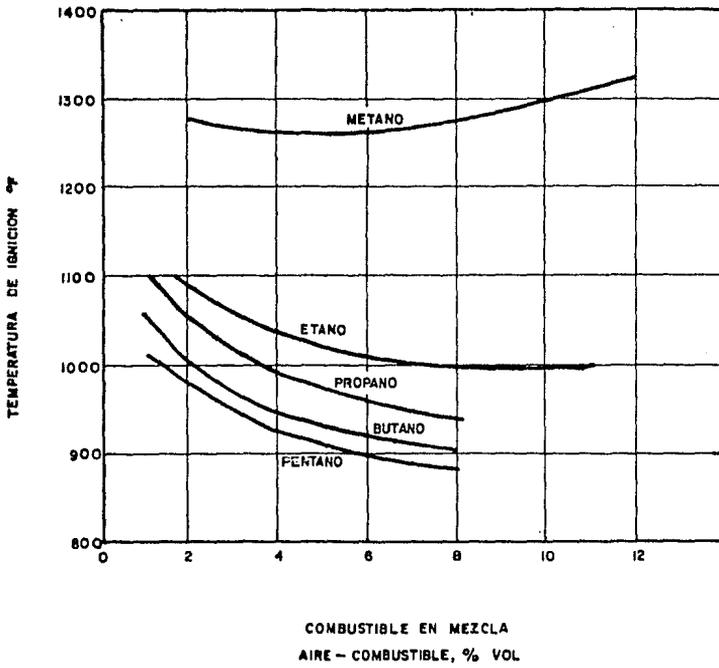


FIGURA 54
TEMPERATURA DE IGNICION VS. MEZCLA DE COMBUSTIBLE - AGENTE OXIDANTE



RELACION DE MODULOS PARA CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

- H1 - FLUIDOS SIN CAMBIO DE FASE POR LA ENVOLVENTE
- H1mod - CONDENSACION PARCIAL EN LA ENVOLVENTE
- H2 - CONDENSACION EN LA ENVOLVENTE
- H3 - EBULLICION EN LA ENVOLVENTE (KETTLE)
- H4 - EBULLICION EN LA ENVOLVENTE (TERMOSIFON HORIZONTAL)
- H5 - CONDENSACION CON INCONDENSABLES EN LA ENVOLVENTE
- H7 - FLUIDO SIN CAMBIO DE FASE DENTRO DE TUBOS
- H8 - EBULLICION DENTRO DE TUBOS (TERMOSIFON VERTICAL)
- H10 - CONDENSACION DENTRO DE TUBOS
- H12 - ESPECIFICO PARA CAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS
- Ha - PARA COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL AIRE --
EN C.C.E.A.
- Hg - PARA COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE GASES DE-
COMBUSTION EN C.F.D.

RELACION DE MODULOS PARA CALCULO DE CAIDA DE PRESION

- AP1 -FLUIDOS SIN CAMBIO DE FASE POR LA ENVOLVENTE
- AP1med-CONDENSACION PARCIAL EN LA ENVOLVENTE
- AP2 -CONDENSACION EN LA ENVOLVENTE
- AP3 -LIQUIDOS SIN CAMBIO DE FASE DENTRO DE TUBOS
- AP3 -GASES SIN CAMBIO DE FASE DENTRO DE TUBOS
- AP6 -CONDENSACION DENTRO DE TUBOS
- AP7 -ESPECIFICO PARA CAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS
- AP9 -ESPECIFICO PARA CFD

B I B L I O G R A F I A

B I B L I O G R A F I A

- 1) PROCESS HEAT TRANSFER, D.Q. KERN, McGRAW-HILL, KOGAKUSHIA 1950
- 2) CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK, PERRY R.H. AND - CHILTON, McGRAW-HILL KOGAKUSHIA 5th EDITION.
- 3) P.J. SCHNEIDER, CONDUCTION HEAT TRANSFER, ADDI SON WESLEY PUBLISHING CO. 1957
- 4) J. TABOREK, J.W. PALEN, J.G. KNUDSEN. FOULING: THE MAYOR UNRESOLVED PROBLEM IN HEAT TRANSFER. CHEM. ENG. PROGRESS (VOL. 68 No. 2) 1972
- 5) DESING OF HEAT EXCHANGERS, LORD, MINTON AND - SLUSSER. CHEMICAL ENGINEERING (JAN 26, 1970,96)
- 6) INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS. FOLLETO No 60190 ALFA-LAVAL
- 7) METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DE CAMBIADORES DE CA LOR ENFRIADOS CON AIRE. J.A. GALVAN, TESIS PRO FESIONAL, IPN, 1975
- 8) AIR COOLED HEAT EXCHANGERS FOR GENERAL REFINERY SERVICES. API STANDARD 661, SECOND EDITION 1978
- 9) OPTIMUM AIR-FIN COOLER DESING. CHEM. ENG. PRO-- GRESS SYMP. SERIES No. 29, VOL.55, 187-193
- 10) HEAT TRANSFER EQUIPMENT. BOLETIN No. 700-A2 AMERICAN-STANDARD, HEAT TRANSFER DIVISION
- 11) HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP OF LIQUIDS IN TUBES. SIDER E.N., TATE G.E., IND. ENG. CHEM, 28 1429-1435 (1936)
- 12) NUSSELT, W., ZEITS. VDI 60,541,569 (1916)
- 13) BELL K.J. PANCHAL, C.B. SIXTH INT. HEAT TRANS FER CONF., VOL. 6 PAG. 361 (1978)
- 14) WHAT YOU NEED TO DESING THERMOSIPHON REBOILERS FAIR R.J. , PETROLEUM REFINER, VOL. 39, No. 2, PAG. 105-123, 1960
- 15) NUCLEATE BOILING. GILMOUR H. CHARLES, CHEM. E- ENG. PROG., VOL 54, No. 10, 77-79, 1958

- 16) REFINERY KETTLE REBOILERS., PALEN W.J., TABOREK J.J., CHEM. ENG. PROG. VOL. 58, No. 7, 37-47 -- 1962.
- 17) A NEW WAY TO DESING KETTLE AND INTERNAL REBOILERS., PALEN W.J., SMALL M.W., HYDROCARBON PROCESSING, VOL. 43, No. 11, 199-207, 1964
- 18) VAPORIZER AND REBOILER DESING., FAIR R.J., CHEM. ENG., JULIO 8, 119-121, 1963
- 19) PREVENTING INEFFICIENT DESING OF THERMOSYPHON - REBOILERS., PALEN J.W. TABOREK. NATIONAL CONFERENCE IMIQ/AICHE. MEXICO
- 20)