



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO TERMICO POR COMPUTADORA DE
CALENTADORES CILINDRICOS A FUEGO
DIRECTO DE TUBOS VERTICALES
SIN CAMBIO DE FASE

T E S I S

Que para obtener el Título de
INGENIERO QUIMICO
P r e s e n t a

SERGIO ARTURO FUENTES HERRERA

México, D. F.

1980

M-19112



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

A mis Padres y Hermanos
por su gran afecto
y apoyo durante to
da mi carrera.

Quiero agradecer al Ing. Pablo Barroeta
Gonzalez por su gran ayuda y consejos -
prestados en la elaboración del presen-
te trabajo.

JURADO ASIGNADO:

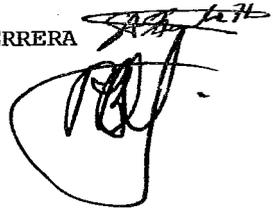
PRESIDENTE:	Prof.	PABLO BARROETA GONZALEZ
VOCAL	"	CLAUDIO A. AGUILAR MARTINEZ
SECRETARIO	"	CARITINO MORENO PADILLA
1er. SUPLENTE	"	ENRIQUE BRAVO MEDINA
2o. SUPLENTE	"	GRACIELA MARTINEZ ORTIZ

Sitio donde se desarrolló el tema:

PETROLEOS MEXICANOS

Sustentante: SERGIO ARTURO FUENTES HERRERA

Asesor: ING. PABLO BARROETA GONZALEZ



I N D I C E

CAPITULO		PAG.
I		
	INTRODUCCION	1
II		
	CLASIFICACION DE CALENTADORES A FUEGO DIRECTO	3
III		
	SELECCION DEL METODO Y CONCEPTOS BASICOS DE COMBUSTION	22
IV		
	DISEÑO DETALLADO	35
V		
	PROGRAMA POR COMPUTADORA	72
VI		
	CONCLUSIONES	127
VII		
	BIBLIOGRAFIA	129

CAPITULO I

INTRODUCCION

En la industria de la refinación del petróleo, el uso de los calentadores a fuego directo, ha adquirido una gran importancia - debido a los diferentes tipos de servicios que proporcionan dentro del proceso.

En una forma general, la clasificación de los calentadores se puede hacer de acuerdo a dos grandes grupos: los de tubos horizontales y los de tubos verticales, refiriéndose a la forma en que están dispuestos los tubos de la cámara de combustión o sección radiante. Independientemente de la forma en que estén colocados estos tubos, los diseños más eficientes son los que cuentan, además de la sección de radiación, con una sección de convección generalmente dispuesta arriba de la primera sección, la cual aprovecha el calor sensible de los gases de combustión.

El presente trabajo está enfocado, a los calentadores a fuego directo de tipo vertical sin evaporación en los tubos, siendo éstos muy utilizados en el calentamiento de corrientes de proceso, teniendo como principal objetivo contar con un método de cálculo rápido, así como también utilizar los recursos de la computación para la elaboración de un programa que pueda ser manejado de forma interactiva, por cualquier ingeniero diseñador. El programa - permite obtener las dimensiones del equipo, sin meterse en un di

seño de tipo riguroso, ya que muchas veces en el diseño de plantas, es necesario una estimación del equipo, antes de obtener el cálculo detallado del mismo.

El programa fue desarrollado para ser ejecutado en una terminal de teleproceso o teletipo, en la modalidad interactiva.

Las ventajas del teleproceso y del cálculo interactivo son:

1.- Un ingeniero sin entrenamiento en computación(pero si en diseño), puede hacer uso del programa sin ningun problema, ya que el programa despliega, en la pantalla o en el papel letreros sobre la información que va requiriendo.

2.- Permite variar los parametros de diseño, de acuerdo a los resultados parciales que despliega durante la ejecución del programa.

3.- Reduce el tiempo de trabajo del ingeniero, siendo esto un factor importante en cuanto a la economía de un proyecto.

Las tecnicas se prueban en un específico tipo de calentadores, para tomar una experiencia en este tipo de programas, que es uno de los objetivos de esta tesis. Esta experiencia puede ser capitalizada para programas similares en otro tipo de hornos.

CAPITULO II

CLASIFICACIÓN DE CALENTADORES

A FUEGO DIRECTO

Uno de los factores más importantes en la industria, es la obtención de la energía; en las plantas de procesos químicos y en las de refinación de petróleo, aproximadamente el 75% de la energía es obtenida de la combustión de hidrocarburos en calentadores a fuego directo o en calderas de vapor.

De una forma general, un calentador a fuego directo se puede describir, como un conjunto de dispositivos en los cuales el calor se libera por la oxidación de un combustible, siendo este calor transferido a otro fluido contenido dentro de serpentines. Estos elementos tubulares generalmente están dispuestos a lo largo de las paredes y del techo de la cámara de combustión, donde el calor es principalmente transferido por radiación; estos equipos cuentan usualmente, con un banco de tubos arriba de la cámara de combustión, donde el tipo de transferencia de calor que predomina es por convección.

Existen varias formas de denominar a los calentadores en la industria y son: hornos, hornos de proceso y calentadores a fuego directo.

La fundamental función de un calentador a fuego directo es proporcionar una determinada cantidad de calor, a un fluido dentro de un proceso.

El tamaño de un calentador a fuego directo, está en función del diseño de capacidad de absorción o trabajo; los rangos de trabajo van desde cerca de medio millón de btu/hr para calentadores pequeños, hasta cerca de 1000 millones de Btu/Hr. en equipos especiales como los gigantescos hornos de reformación de hidrocarburos con vapor; este amplio rango de trabajo, sin embargo, queda restringido para la gran mayoría de los calentadores en la industria, y va de 10 a 35 millones de Btu/Hr.

Atendiendo al tipo de servicio que prestan, la industria de proceso los divide en las siguientes categorías:

1.- Rehervidores para columnas. Este tipo de servicio es considerado, normalmente, como una de las más suaves y menos críticas aplicaciones de los calentadores a fuego directo. En este tipo la alimentación es tomada de una columna de destilación, siendo dicha alimentación un líquido en recirculación, el cual es parcialmente vaporizado en el equipo a fuego directo. La corriente vapor-líquido entra nuevamente a la columna donde el vapor se condensa y libera el calor de vaporización; las aplicaciones del rehervidor, son caracterizadas por una relativamente pequeña diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del fluido y - por una gran vaporización (del 50% o más) a través del calentador.

2.- Recalentadores para alimentación a columnas de fraccio-

namiento. Los calentadores a fuego directo en estos servicios son los llamados caballos de batalla de muchas operaciones de proceso. La carga de alimentación, (usualmente toda en fase líquida, aunque en algunos casos puede estar un poco vaporizada) es enviada a un calentador a fuego directo, después de haber sido precalentada en un equipo que no es a fuego directo. En el calentador a fuego directo, la temperatura del fluido es usualmente elevada una cantidad suficiente para llevar a cabo la vaporización parcial de la carga de alimentación.

Un típico ejemplo de éstos servicios, es el calentador de alimentación para una columna atmosférica de destilación en la unidad de crudo en una refinería de petróleo. Aquí el crudo entra al calentador, aproximadamente a 450 grados fahrenheit (en la fase líquida) y sale a una temperatura cercana a los 700 grados, con 60% de vaporización.

3.- Precalentadores para alimentación a reactores. Los calentadores a fuego directo en estas aplicaciones, elevan la temperatura de alimentación a un nivel necesario para controlar la reacción química llevada a cabo en un reactor adjunto. La naturaleza, la temperatura y la presión de la carga de alimentación puede variar considerablemente, dependiendo del proceso. Los siguientes ejemplos ilustran la diversidad de las aplicaciones llevadas a cabo por un calentador de este tipo.

a) Calentamiento de un sólo componente en una fase. Este tipo se presenta en la sección de reacción del proceso de manufacturización de estireno, en el cual se sobrecalienta el vapor. En este tipo de servicio la temperatura del fluido a través del calentador se incrementa de 700°F a la entrada a 1000°F a la salida.

b) Calentamiento de multicomponentes en una sólo fase. Este servicio se presenta en el calentado de mezclas de hidrocarburos vaporizados y reciclos de gas hidrógeno previos al reformado catalítico en una refinería. En esta aplicación la carga entra al calentador a fuego directo a una temperatura aproximada de 800°F y sale a una temperatura cercana a los 1000°F. En los reformadores la presión del fluido puede estar entre 250 a 600 psig, En este servicio la caída de presión es muy importante y no puede ser muy grande.

c) Calentamiento de multicomponentes en dos fases. A éste tipo pertenece el calentado de mezclas de hidrocarburos líquidos y reciclos de gas hidrógeno, para la reacción en una refinería de hidrodésintegración. La temperatura del fluido generalmente es de 700°F a la entrada, saliendo aproximadamente a 850°F. La presión de operación puede alcanzar las 3000 psig., dependiendo del proceso.

4.- Calentadores para suministro de mediana transferencia

de calor. Muchas plantas proveen calor mediante un sistema intermedio de mediana transferencia de calor. Un calentador a fuego directo es generalmente empleado para este tipo de servicio, elevando la temperatura del medio recirculante, el cual puede ser aceite calentado, sal fundida, etc. Los fluidos que son manejados en este tipo de calentadores, permanecen en fase líquida desde la entrada hasta la salida del equipo.

5.- Hornos para abastecimiento de calor a fluidos viscosos. Con frecuencia se presenta el caso de que un aceite pesado debe ser bombeado a través de una tubería, si el fluido en cuestión se encuentra a bajas temperaturas, puede ocasionar serios problemas durante el bombeo y en los casos más críticos puede llegarlo a hacerlo imposible, por lo que es necesario utilizar un calentador a fuego directo para entibiar el aceite a una temperatura que facilite su manejo.

6.- Hornos tipo reactor. En ésta categoría son calentadores en los cuales una reacción química es llevada a cabo, dentro del serpentín del equipo. Este tipo de unidades representan la más sofisticada tecnología en calentadores a fuego directo dentro de la industria. Las siguientes dos aplicaciones representan en forma general la mayoría de estas instalaciones.

a) Calentadores para reformado de hidrocarburos con vapor. En éste tipo de equipos los tubos de la cámara de combustión -

funcionan en forma individual, como un reactor vertical, los cuales en su interior llevan un catalizador de níquel en forma de esferas. En reformadores que producen hidrógeno, la temperatura de salida esta entre 1450°F y 1650°F.

b) Hornos de pirólisis. Este tipo de equipo es usado en producción de olefinas, como etano y propano si la alimentación esta en fase gaseosa; y producción de nafta y gasoleo, si la alimentación esta en fase líquida. En calentadores de rompimiento - térmico donde la reacción química ocurre en el serpentín, los tubos y quemadores están arreglados de tal modo, que aseguran el control del punto de encendido. La temperatura de salida del fluido en calentadores diseñados para una alimentación líquida, se encuentra entre 1500°F y 1650°F.

Virtualmente cada calentador a fuego directo es construido para su particular aplicación, esto hace que existan muchas variaciones en el arreglo, diseño y detalles de construcción.

El más simple tipo de calentador sigue el diseño, llamado "todo radiante", donde los serpentines están arreglados a lo largo de las paredes de la cámara de combustión. Este diseño es caracterizado por su baja eficiencia térmica y normalmente representa la más baja inversión de capital para un trabajo específico. La nomenclatura de "todo radiante" es un nombre impropio ya que en realidad corrientes de convección existen, debido al flu-

jo de los gases a través de la cámara de combustión, aportando - dichas corrientes, una porción del total calor absorbido en la sección radiante.

En adición a la sección radiante, los más modernos calentadores a fuego directo, incluyen una sección de convección separada. El calor residual de los gases de combustión que abandonan - la sección radiante es recobrado en la sección adicional principalmente por convección. Este calor es utilizado para precalentamiento de la carga de alimentación o para otros servicios de calentamiento suplementario; incrementándose de esta manera la eficiencia térmica del calentador. Las primeras hileras de tubos en el banco de convección, están sujetas a la transferencia de calor por radiación, sumándose ésta, a los efectos de transferencia por convección debido a los gases calientes de combustión que fluyen a través de los tubos. Debido a que estas hileras de tubos están sujetas a altas velocidades de transferencia de calor, los tubos que las forman son llamados tubos escudo.

A pesar de la división de los calentadores de acuerdo al tipo de servicio que prestan, la principal clasificación de los calentadores a fuego directo, está basada en la forma en que están los tubos en la sección radiante y de acuerdo a la forma del equipo. Los arreglos verticales y horizontales con sus características más sobresalientes son mostrados en las figuras de la 2.1 a la 2.4.

A continuación se describe cada uno de estos arreglos en una forma general:

1.- Calentador cilíndrico vertical todo radiante. (figura 2.1.a) Aquí el serpentín está colocado verticalmente a lo largo de las paredes de la cámara de combustión, encontrándose colocados los quemadores en el piso, de manera que el fuego se extiende verticalmente. Los calentadores de este tipo representan un bajo costo y poca eficiencia, pero requieren un mínimo de área. El rango típico de trabajo va de 0.5 a 20 millones de Btu/Hr.

2.- Calentador cilíndrico vertical con serpentín tipo espiral. (figura 2.1.b) En estas unidades el serpentín es arreglado en una espiral a lo largo de las paredes de la cámara de combustión, estando los quemadores en el piso. Si bien estos calentadores son agrupados con otros, de tubos verticales, por las características del arreglo en espiral, se asemejan más a los calentadores a fuego directo de tubos horizontales. Este diseño también representa una baja inversión y una baja eficiencia, requiriendo poca área de trabajo para su colocación. Por la forma del serpentín el tubo de la cámara de combustión es por si solo dre nable. Una limitación de estas unidades, es que generalmente, el fluido de proceso sigue un sólo sendero de flujo. Las cantidades de calor en este tipo de equipo van de 0.5 a 20 millones de Btu/Hr.

3.- Calentadores cilíndricos verticales con sección de convección a flujo cruzado. (figura 2.1.c) Estos calentadores tienen los quemadores colocados en el piso, al igual que los anteriores, pero la principal diferencia, es que cuentan con una sección de convección, además de la sección de radiación. El serpentín de la cámara de combustión, está dispuesto a lo largo de las paredes de dicha cámara y el serpentín de la sección de convección, está arreglado en un banco de tubos horizontales, posicionados encima de la sección de radiación. Estas configuraciones proporcionan un diseño económico y altamente eficiente, el cual requiere un mínimo de area. La mayoría de las nuevas instalaciones de calentadores a fuego directo de tubos verticales, están dentro de esta categoría; los rangos de trabajo van de 10 a 200 millones de Btu/Hr.

4.- Calentadores cilíndricos verticales con convección integrada. (figura 2.2.a) Si bien estos diseños son raramente escogidos, el basto número de unidades existentes de esta clase, justifica su mención. Al igual que las otras configuraciones, el calentador cuenta con quemadores en el piso, teniendo los serpentínes colocados en forma vertical, a lo largo de las paredes de la sección radiante. La característica principal de estas unidades, es el uso de superficies adicionales sobre el contorno de cada tubo para promover el calor por convección. Esta superficie se -

extiende dentro del espacio anular formado entre el serpentín - de convección y un deflector central. En este tipo de equipos se puede obtener una mediana eficiencia, ocupando poco espacio. El rango de trabajo de este tipo de diseño va de 10 a 100 millones de Btu/Hr.

5.- Calentadores tipo árbol. (figura 2.2.b) Este es un diseño especial en el cual, la superficie de transferencia de calor está formada por tubos en "U" conectados a entradas y salidas múltiples. Este tipo es especialmente adoptado para calentamiento de grandes flujos de gas en condiciones de bajas caídas de presión; Las aplicaciones más comunes son encontradas en la refinación de petróleo, donde su diseño es frecuentemente empleado en calentamiento de carga para reformado catalítico y en varios servicios de recalentado. El fuego proviene de quemadores colocados en el piso, o también pueden estar colocados en las paredes, entre las porciones ascendentes de los tubos en "U". Este tipo de diseño puede ser ampliado, de manera que se colocan varios serpentines en una sola estructura. Cada serpentín - puede colocarse con paredes divisorias, de tal modo que se puede obtener un control de fuego individual en cada uno. Además - también se le adiciona una sección de convección de flujo cruzado, la cual es generalmente instalada para proveer una capacidad de calor en otros trabajos, como generación de vapor. Este

tipo de equipo tiene un rango de trabajo que va de 50 a 100 millones de Btu/Hr.

6.- Calentador de tubos verticales con quemado a ambas caras. (figura 2.2.c) En estas unidades los tubos de la sección radiante, son arreglados en una simple hilera en cada celda de combustión (a menudo se utilizan dos celdas), y son calentados por fuego a ambos lados de la hilera; así este arreglo produce, una altamente uniforme distribución de velocidades de transferencia de calor alrededor de la circunferencia de los tubos. Otra variación de estos calentadores es el uso de quemadores a diferentes niveles en las paredes, lo cual ayuda a obtener un máximo control de los perfiles de flujo de calor a lo largo de los tubos. Las unidades de este tipo son frecuentemente utilizadas en servicios para reactores y en servicios críticos de calentamiento para alimentación a reactores. Además de los hornos de doble celda mencionados, modelos de una sola celda son construidos para trabajos más pequeños. Esta categoría representa, la más costosa configuración de calentadores a fuego directo; los rangos de trabajo para cada celda son del orden de 20 a 125 millones de Btu/Hr.

7.- Calentadores tipo cabaña de tubos horizontales. (figura 2.3.a) El serpentín de la sección de radiación de estos calentadores, está arreglado horizontalmente, alineado a las paredes y el techo de la cámara de combustión; el serpentín de la sección

de convección, esta posicionado como un banco de tubos horizontales, colocado encima de la sección radiante. Normalmente los tubos son calentados mediante quemadores colocados en el piso, quedando la llama en posición vertical, pero puede también quedar horizontal si se colocan quemadores en las paredes localizados bajo el serpentín. Este tipo de configuraciones, es un diseño económico de alta eficiencia, el cual representa a la mayoría de las instalaciones de calentadores a fuego directo de tubos horizontales. El rango de trabajo de estos equipos es de 10 a 100 millones de Btu/Hr.

8.- Calentador de tubos horizontales con dos celdas tipo caja. (figura 2.3.b) En este diseño el serpentín de la sección de radiación, se encuentra colocado en un arreglo horizontal a lo largo de las paredes y el techo de la cámara de combustión; mientras que el serpentín de la sección de convección está arreglado en forma de un banco horizontal de tubos, colocado entre las cámaras de la sección de radiación. El fuego es producido por quemadores colocados en el piso. Este tipo de unidad representa un diseño de alta eficiencia, siendo su rango normal de trabajo de 100 a 250 millones de Btu/Hr. A menudo para obtener un incremento de capacidad el diseño básico de dos celdas puede ser ampliado para incluir 3 ó 4 celdas de radiación.

9.- Calentador tipo caja de tubos horizontales con pared divisorá. (figura 2.3.c) El serpentín de la sección de radiación, está colocado como en el caso anterior, a lo largo del techo y - paredes de la cámara de combustión; también el serpentín de la - sección de convección toma la forma de un banco horizontal de tubos posicionados encima de la cámara de combustión, la diferen- cia con el diseño anterior es que existe una pared divisora en - la sección de radiación, que permite un control individual de fuego, sobre cada sección de la cámara. Este equipo tiene un rango de trabajo que va de 20 a 100 millones de Btu/Hr.

10.- Calentador tipo caja con tubos horizontales y con que- madores en los extremos. (figura 2.4.a) Como su nombre lo indica el serpentín esta colocado en un arreglo horizontal a lo largo - de las paredes y el techo de la cámara de combustión, contando - también con un serpentín en la sección de convección colocado en un banco de tubos horizontales arriba de la sección de radiación. Este calentador tiene los quemadores, colocados horizontalmente en los extremos de las paredes, el típico rango de trabajo de estos equipos es de 5 a 50 millones de Btu/Hr.

11.- Calentador tipo caja de tubos horizontales con quema- dores en los extremos y con sección de convección montada a un - lado de la cámara de combustión. (figura 2.4.b) En este diseño el serpentín de la cámara de combustión, al igual que en los casos

anteriores, se encuentra colocado horizontalmente a lo largo de las paredes y el techo de la sección de radiación, pero el serpentín de la sección de convección esta dispuesto en un banco de tubos horizontales colocado a lo largo y a un lado de la cámara de combustión, teniendo los quemadores colocados de la misma forma que en el caso anterior. Este tipo de calentadores, generalmente, son encontrados en muchas viejas instalaciones y ocasionalmente en las nuevas; dichas unidades facilitan el quemado de combustibles pobres, los cuales contienen una alta concentración de cenizas. El diseño es relativamente caro y su rango de operación va de 50 a 200 millones de Btu/Hr.

12.- Calentador de tubos horizontales con quemado a ambos lados. (figura 2.4.c) Los tubos horizontales de la sección radiante, están arreglados en una simple hilera y son calentados por medio de quemadores colocados a ambos lados, mediante este diseño se logra obtener una distribución uniforme de la velocidad de transferencia de calor alrededor de la superficie del serpentín, los quemadores generalmente son colocados en el piso. - Este tipo de calentadores es a menudo empleado para servicios de calentamiento crítico; Para obtener un incremento en la capacidad de trabajo, suele adicionarse otra sección de radiación quedando el diseño en forma de dos celdas de combustión. El rango de trabajo de estas unidades, generalmente es de 20 a 50 millones de Btu/Hr.

De una manera general, actualmente los calentadores a fuego directo de tubos verticales son utilizados para capacidades hasta de 30 a 35 millones de Btu/Hr aproximadamente. Para capacidades mayores las firmas de ingenieria acostumbran los diseños de tipo horizontal.

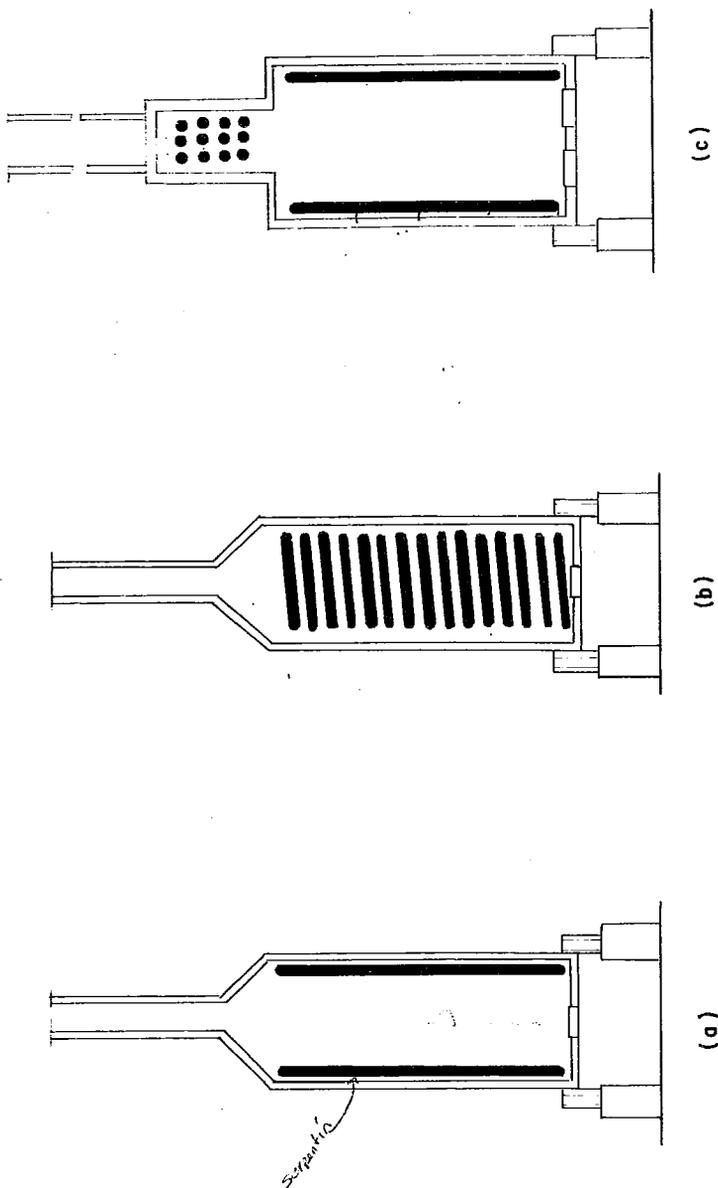


Figura. 2.1

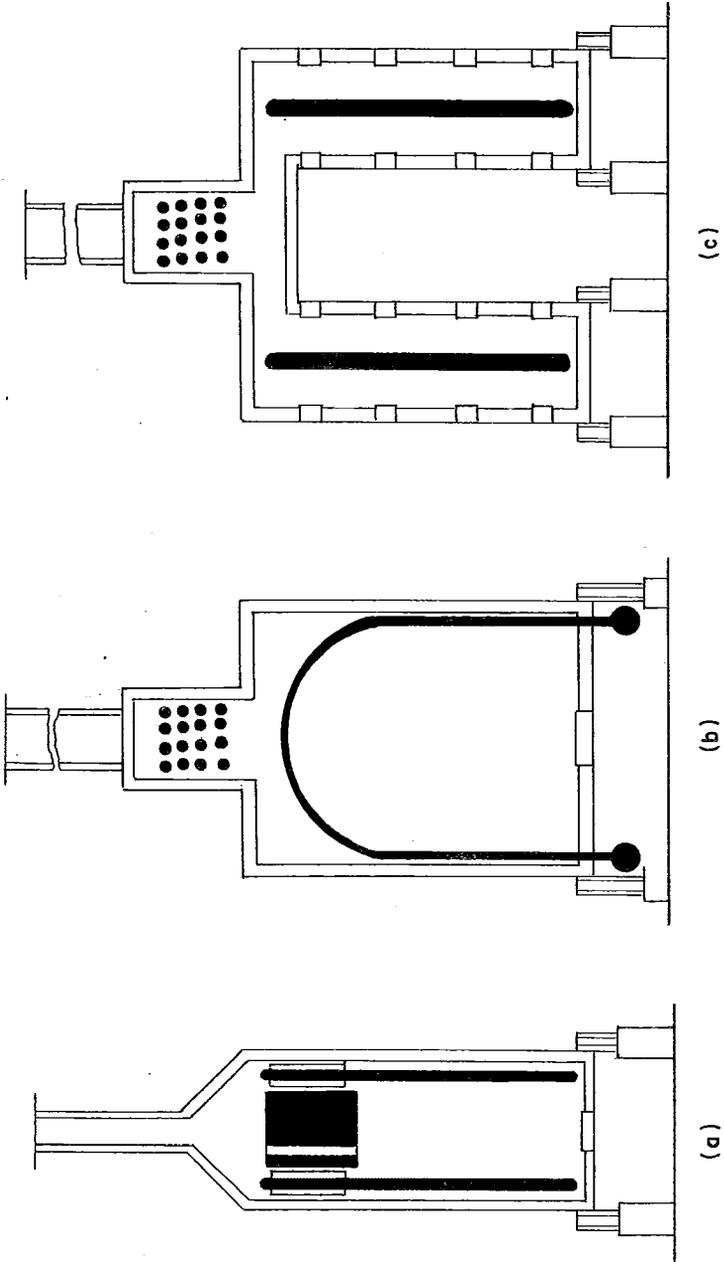


Figura 2.2

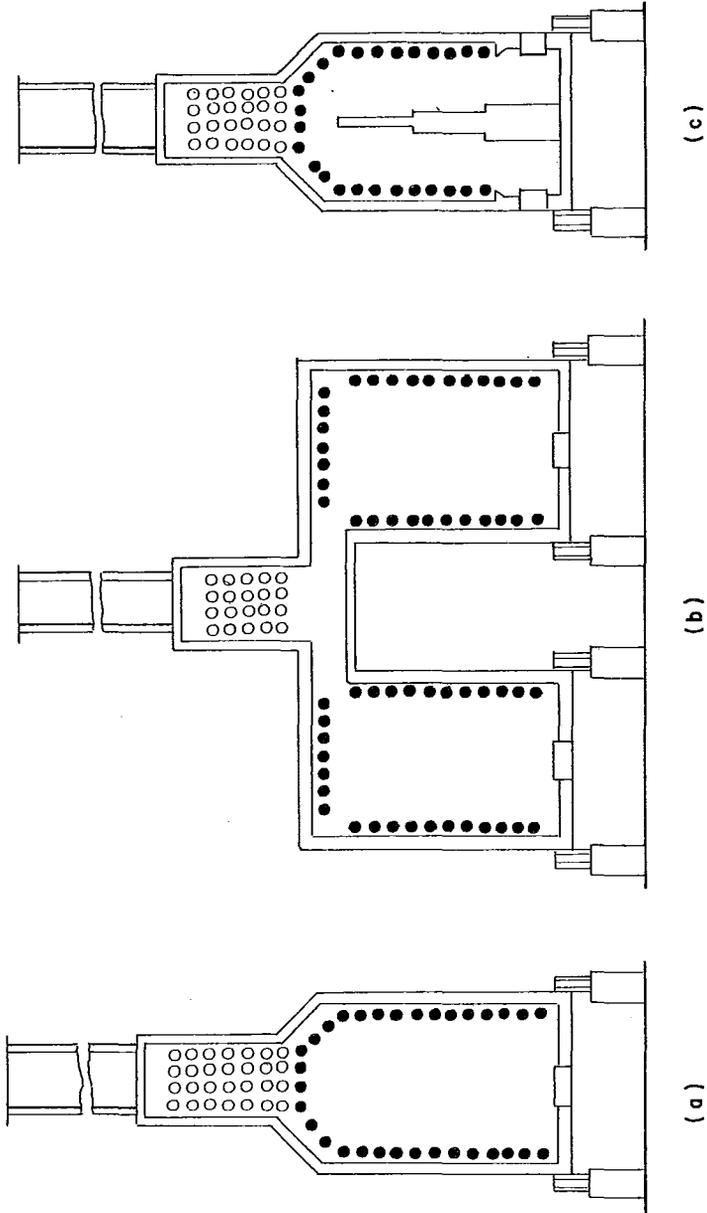


Figura. 2.3

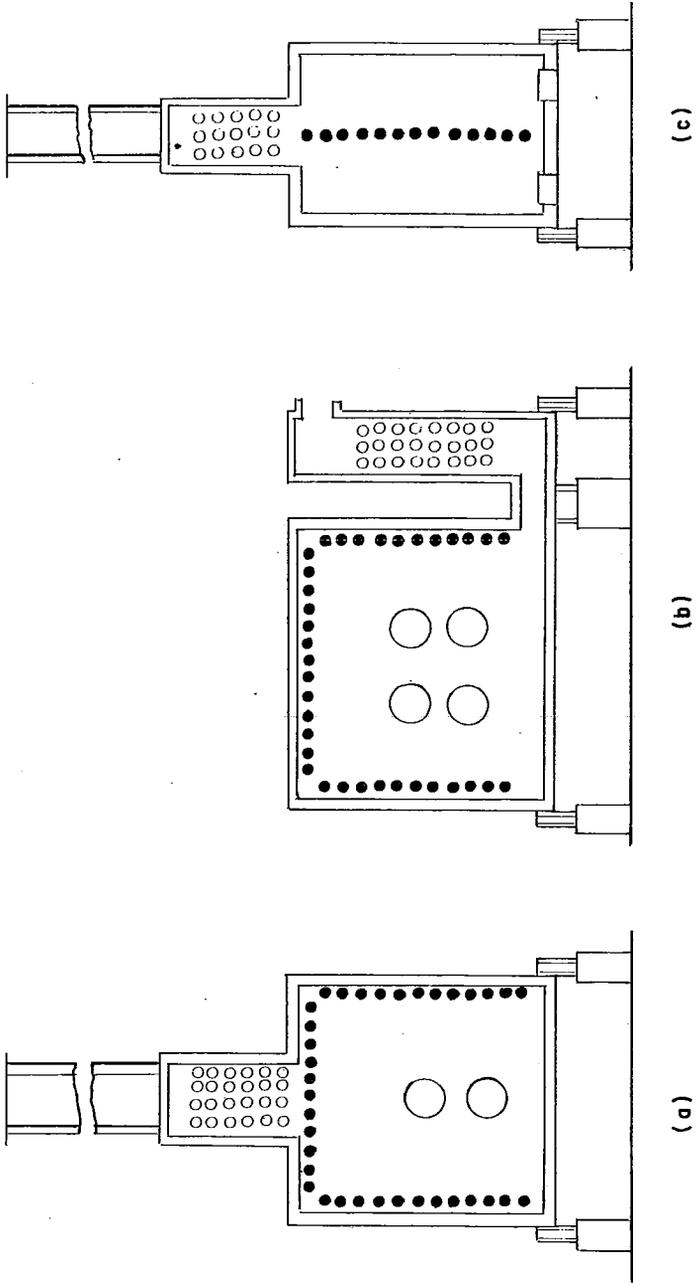


Figura. 2.4

CAPITULO III

SELECCION DEL METODO

Y

CONCEPTOS BASICOS DE COMBUSTION

Ya que el arte de la construcción de los calentadores se desarrolla antes que la teoría, algunos de los cálculos para su diseño, son de tipo empírico o semiteórico, lo cual da como resultado métodos bastante rápidos de diseño.

Existen dos tipos de métodos para el cálculo de los calentadores a fuego directo: globales y rigurosos.

Para los propósitos del presente trabajo, se tomó en cuenta un método global de cálculo, presentado por Herbert L. Berman en el artículo publicado por la revista Chemical Engineering.

Muchos factores intervienen en la selección de un método para el cálculo de calentadores, entre estos están: la rapidez del método, la facilidad de manejo de datos, la precisión que se quiere alcanzar, así como las dificultades que se pueden presentar en cálculos de tipo iterativo. La finalidad principal del trabajo es contar con un método de cálculo rápido y presentar la forma en que se adapta a un programa por computadora, para ser ejecutado en una terminal de teleproceso o teletipo.

La ventaja de este método es el cálculo rápido y directo, basado en algunos valores obtenidos de acuerdo a la experiencia.

El uso de información en gráficas, representa un problema para la captación de la información por la computadora, por lo que fue necesario ajustar dicha información a modelos matemáticos; las ecuaciones obtenidas para este propósito son bastante confiables, ya que el porcentaje de error es mínimo.

El método de cálculo del calentador se puede dividir en - las siguientes partes:

- 1.- Sección de radiación.
- 2.- Sección de tubos escudo.
- 3.- Sección de tubos aletados.
- 4.- Caída de presión.
- 5.- Espesor de tubería.
- 6.- Dimensiones de chimenea.

En la primera sección el principal problema es obtener la cantidad de calor transferido por radiación, esta cantidad es obtenida como una función del calor disponible a las temperaturas de los gases de combustión en el puente y a la salida del banco de convección.

La sección de tubos escudo presenta un cálculo de tipo iterativo, en el cual se supone la temperatura de los gases de combustión a la salida de la sección, y checándola posteriormente.

Tanto en la sección de tubos escudo, como en la de tubos a

letados, para el cálculo del area es necesario obtener los coeficientes, tomando en cuenta para la última la variación del coeficiente por la eficiencia de aleta. El cálculo de la caída de presión, aunque de una manera general, se lleva a cabo de acuerdo a los principios hidráulicos, siendo este un factor importante para proponer el arreglo de los serpentines.

Por último se calcula las dimensiones de la chimenea, de acuerdo a un porcentaje de sobrediseño y con una densidad de flujo másico recomendada, pudiéndose desde luego, variar dicho valor.

Los conceptos básicos de combustión, se exponen a continuación, los cuales son necesario tener presente en el diseño del calentador.

El calor de combustión de una sustancia, es el calor involucrado cuando la sustancia es transformada a sus productos de oxidación final por medio del oxígeno molecular. La siguiente reacción representa la completa combustión de un hidrocarburo:



El calor estándar de combustión esta definido como el cambio de entalpias que resulta de la reacción de combustión de una sustancia en condiciones estándar que son 77°F y una atmósfera de presión. El grueso o alto calor de combustión es igual -

al calor estándar de combustión, pero llevándose a cabo la reacción a 60°F. El estado en el cual se encuentra el agua formada durante la reacción, es líquido en ambos casos.

La diferencia entre el calor de combustión estándar y el grueso calor de combustión, es la diferencia entre el calor sensible de productos y reactivos de 60° a 77°F. Esta diferencia de calor sensible es generalmente despreciable en comparación con los calores de combustión, de tal manera que el calor estándar de combustión y el grueso calor de combustión son aproximadamente iguales.

El calor neto de combustión es el calor involucrado en una combustión empezando y finalizando a 60°F dando productos al estado gaseoso, por consiguiente:

$$\Delta H = Q - c \lambda_{H_2O}$$

Donde:

ΔH = Calor neto de combustión en Btu/lb de combustible

Q = Alto o grueso calor de combustión en Btu/lb de combustible.

c = libras de agua formada por unidad de combustible

λ_{H_2O} = calor de vaporización del agua a 60°F y a su presión de vaporización en Btu/lb de combustible.

El calor neto de combustión es conocido también con el nombre de poder calorífico neto o inferior; y al grueso calor de

combustión se le conoce con el nombre de poder calorífico alto - o superior. En los combustibles que no contienen hidrógeno, solamente un valor calorífico es reportado.

A diferencia de la industria de las calderas, las cuales - trabajan con altos valores caloríficos la industria de calentadores a fuego directo, casi siempre usa el poder calorífico neto.

Aunque la química del proceso de combustión es altamente compleja, puede ser estudiada en términos de sus productos finales - de reacción. Para que cualquier reacción química sea llevada a - cabo en un tiempo razonable, es necesario que uno de los reactivos se encuentre en exceso; bajo ninguna circunstancia un exceso de combustible puede ser permitido, ya que podría representar un peligro al salir dicho exceso con los gases de combustión, además de que se tendría un desperdicio de combustible. Puesto que la combustión en un calentador a fuego directo utiliza aire como fuente de oxígeno, deberá existir un exceso de aire con respecto a los requerimientos estequiométricos para asegurar la completa reacción del combustible.

La experiencia en cuanto al diseño de calentadores muestra que los razonables excesos de aire para calentadores a fuego directo con tiro natural son: del 20% para combustible gas y del - 25% para líquido; en cuanto a los calentadores de tiro forzado - en los cuales se puede obtener un alto grado en el control del -

GAS	PODER CALORIFICO Btu/lb		AIRE DE COMBUSTION lb/lb de combustible
	alto	bajo	
Monóxido de carbono	4,347	4,347	2.462
Hidrógeno	61,095	51,623	34.267
Metano	23,875	21,495	17.195
Etano	22,323	20,418	15.899
Propano	21,669	19,937	15.246
n-Butano	21,321	19,678	14.984
n-Pentano	21,095	19,507	15.323
n-Hexano	20,966	19,415	15.238
Etileno	21,636	20,275	14.807
Propileno	21,048	19,687	14.807
Butileno	20,854	19,493	14.807
Benceno	18,184	17,451	13.297
Tolueno	18,501	17,672	13.503
p-Xileno	18,633	17,734	13.663
Acetileno	21,502	20,769	13.297
Naftaleno	17,303	16,708	12.932
Amoniaco	9,667	7,985	5.998
Sulfuro de hidrógeno	7,097	6,537	6.005

TABLA 3.1

aire, los excesos que pueden ser utilizados son: 15 y 20% para gas y liquido respectivamente.

La tabla 3.1 presenta las constantes básicas de combustión para los componentes de la mayoría de los combustibles gaseosos en la industria.

El siguiente ejemplo muestra la determinación de los valores caloríficos y requerimientos estequiométricos de aire para combustibles en estado gaseoso con multicomponentes.

Base 100 lb mol de combustible

COMPONENTE	PESO MOLECULAR	% mol	lbs.		
CH ₄	16.042	86.0	1379.6		
C ₂ H ₆	30.068	8.6	258.6		
C ₃ H ₈	44.094	1.3	57.3		
H ₂	2.016	1.5	3.0		
CO ₂	44.010	2.6	114.4		
COMPONENTE	PODER CALORIFICO	BTU	lbs. de aire por lb de combustible	lbs de aire	
CH ₄	21,500	29654500	17.195	23,720	
C ₂ H ₆	20,420	5280100	15.899	4,110	
C ₃ H ₈	19,940	1142400	15.246	874	
H ₂	51,620	154900	34.267	103	
CO ₂	-	-	-	-	
		<u>36231900</u>		<u>28,807</u>	

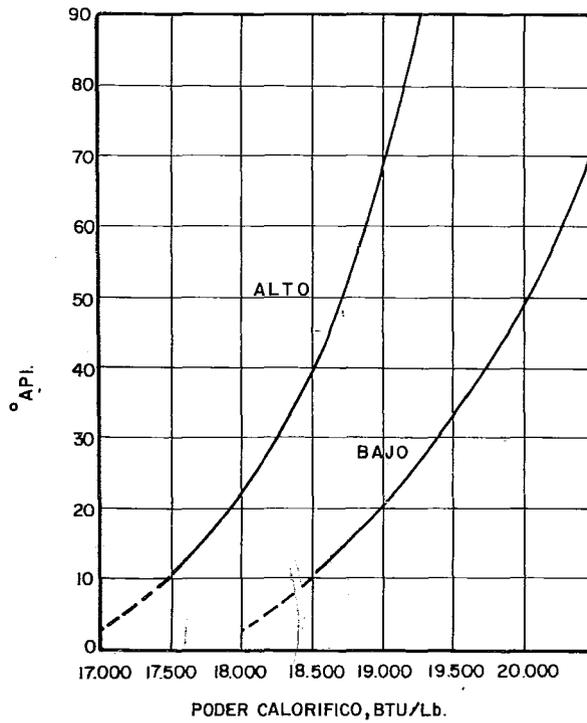


FIG. 3.1

$$\text{Peso molecular promedio} = \frac{1812.9}{100} = 18.13$$

$$\text{Poder calorífico neto} = \frac{36,231,900}{18.13} = 19990 \text{ btu/lb}$$

$$\text{Aire requerido} = \frac{28,807}{1812.9} = 15.9 \text{ lbs de aire/lb de combustible}$$

A diferencia del combustible gaseoso el contenido calorífico de un líquido, no es desarrollado de un análisis de componentes. En lugar de ello el poder calorífico puede ser expresado como una función de la gravedad específica del aceite.

Los grados API están relacionados en función de la gravedad específica de acuerdo a la siguiente ecuación.

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141.5}{\text{SG}} - 131.5$$

API 10.5
SG 0.8

La figura 3.1 muestra la relación de los grados API con respecto al alto y bajo poder calorífico.

Si se puede contar con el análisis de un combustible líquido, es decir; si se pueden conocer sus componentes, el aire estequiométricamente necesario puede ser calculado del porcentaje en peso de carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \text{lbs de aire/libra de combustible} = & 0.1159(\%C) + 0.3475(\%H) + \\ & 0.0435(\%S) + 0.0435(\%O_2) \end{aligned}$$

Para un combustible que contiene:

84.6% de carbono

10.9% de hidrógeno

1.6% de azufre

2.9% de oxígeno

Libras de aire/ libras de combustible son:

$$0.1159(84.6) + 0.3475(10.9) + 0.0435(1.6) + 0.0435(2.9)$$

$$= 13.54$$

La figura 3.2, muestra una relación generalizada la cual coloca a las libras de gas de combustión por libra de combustible como una función: para combustible líquido, de los grados API y del porciento de exceso de aire; y para combustible gas, del poder calorífico y del exceso de aire.

Esta figura representa un simple balance de materia: el peso del combustible más el aire menos los inertes, es igual al peso de los gases de combustión. La figura está basada sobre la siguiente ecuación para combustibles líquidos:

$$\frac{\text{lbs de gas de combustión}}{\text{lb de combustible}} = 64.1x_{ws} + \frac{44 \cdot (C/H)(1 - x_{ws} - x_{wi})}{12(c/H + 1)}$$

$$+ \frac{18(1 - x_{ws} - x_{wi})}{2(c/H + 1)}, \quad +$$

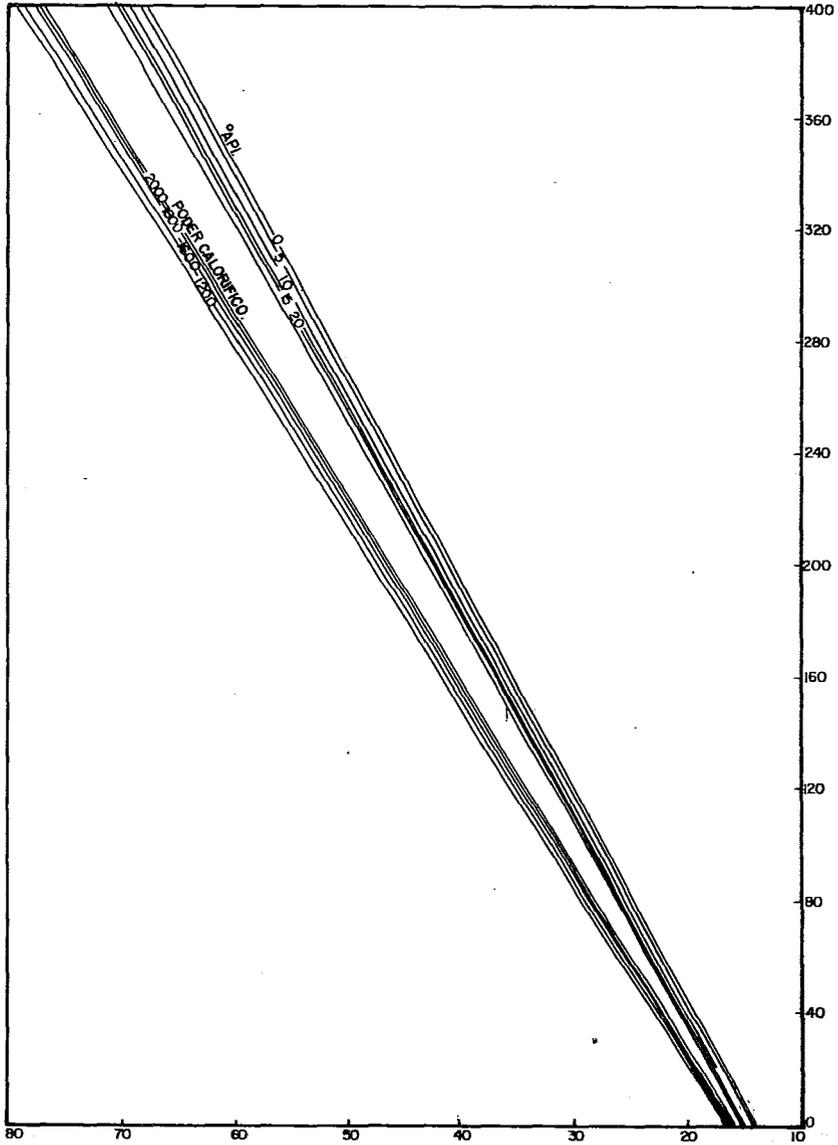


FIG. 32

$$+ \left[\frac{X_{ws}}{32.1} + \frac{(C/H) (1 - X_{ws} - X_{wi})}{12.0 (C/H + 1)} + \frac{1 - X_{ws} - X_{wi}}{4 (C/H + 1)} \right]$$

$$\times \left[\frac{79(28)}{21} + \frac{29. \%ea}{21} \right]$$

donde:

X_{ws} = Fracción peso del azufre

X_{wi} = fracción peso de inertes

C/H = relación del peso de carbono a hidrógeno

%ea = porciento en mol del exceso de aire

Los valores 79 y 21, representan el porciento en mol de nitrógeno y oxígeno en el aire respectivamente, y 12, 44, 32.1, 18, 28 y 29 representan los pesos moleculares de carbono, bióxido de carbono, azufre, bióxido de azufre, agua, nitrógeno y aire.

Las líneas para gases fueron calculadas por el autor, por el mismo método, excepto que los gases inertes (en este caso CO_2 y aire) aparecen en los gases de combustión. Se asume que los gases de refinería consisten solamente de hidrocarburos parafínicos. (Ref. 7.4)

El flujo normal de un fluido de proceso a través de un calentador a fuego directo, comienza a la entrada de la sección de convección, dicha corriente se mueve a través de esta sección a flujo cruzado con respecto a los gases de combustión, posteriormente entra al banco de los tubos escudo abandonándolo y entra a

la sección radiante donde la mayor parte del calor es absorbido. Los tubos adyacentes en el calentador son conectados mediante retornos de 180°. Cada serie de tubos consecutivos en los cuales - el fluido viaja desde la entrada hasta la salida es conocido como paso o corriente paralela. En un calentador de dos pasos el fluido es distribuido dentro de dos corrientes a la entrada las cuales fluyen separadamente, uniéndose a la salida del equipo. De acuerdo con lo mencionado anteriormente, un calentador de un paso con 40 tubos, sería equivalente en área a otro de dos pa-sos, teniendo dos serpentines los cuales constaran de 20 tubos - cada uno.

La primera restricción con respecto al número de pasos y - largo de los tubos es la caída de presión permisible. A menor número de pasos corresponde una mayor caída de presión.

Para cada uso particular, debe ser evaluado individualmente el número de pasos y diámetro del tubo. Esta evaluación debe examinar no solamente el costo del calentador, sino también el costo de distribución externa, de colectores múltiples, de válvulas de control y otros accesorios. Para típicas operaciones de calentamiento los tubos son, generalmente, de 4 pulgadas IPS de diáme-tro, siendo estos a menudo, los que representan la más baja in-versión en calentadores. Conforme el diámetro del tubo incremen-ta o decrementa de ese valor los costos tienden a ser progresivamente más altos.

CAPITULO IV

DISEÑO DETALLADO

En este capítulo presentaremos las ecuaciones que se involucran en el desarrollo del programa para el cálculo del calentador, algunas de las correlaciones que se presentan son de tipo empírico; es decir que son obtenidas de acuerdo a la experiencia de gente que ha trabajado en este tipo de diseño, otras ecuaciones son fundamentadas en estudios hechos por algunos autores sobre transferencia de calor, además se mencionan algunos criterios de diseño.

Antes de pasar a explicar el método, es necesario mencionar la información mostrada en las figuras de la 4.1 a la 4.7, las cuales representan al calor disponible de los gases de combustión como una función de la temperatura de los gases y del porcentaje de exceso de aire. Estas figuras desde luego, tuvieron que ser ajustadas a ecuaciones para ser utilizadas en el programa, estos ajustes se describirán posteriormente.

Las figuras 4.1 y 4.2 pueden ser usadas para combustibles en fase gaseosa. Para un determinado gas la figura que corresponda al más cercano valor calorífico del combustible puede ser usada sin necesidad de interpolar entre las gráficas con un margen de error despreciable.

Las figuras de la 4.3 a la 4.7 representan el calor disponible de los gases de combustión para combustibles líquidos. Si el porcentaje de impurezas es conocido y es apreciablemente diferente de los valores promedio (estos valores pueden ser consultados en la bibliografía mencionada), el calor puede ser corregido en proporción directa al porcentaje en peso de hidrocarburos presentes en el combustible, considerando al azufre como un material inerte, pero para nuestros propósitos esto no es necesario. La interpolación entre gráficas al igual que en el caso anterior no es necesaria, pudiéndose utilizar la gráfica cuyo valor de grados API del combustible, se acerque más al manejado en el calentador.

El porcentaje de calor extraído de los gases de combustión va de 0% a la temperatura de flama a 100% a la temperatura tope de 60°F. Este calor incluye el calor absorbido por la carga de alimentación, más el calor perdido por la cubierta del calentador.

A cualquier temperatura del gas de combustión, la diferencia entre el porcentaje de calor extraído y 100% constituye el calor perdido en la chimenea. Tomando en cuenta que el combustible y el aire de combustión son abastecidos a la temperatura de referencia de 60°F, para una propuesta combinación de temperatura de gas y exceso de aire el porcentaje de calor extraí-

do del gas de combustión es:

$$\% \text{ HE} = \frac{100 \cdot \text{HA}}{\text{LHV}}$$

donde:

% HE = porcentaje de calor extraído

HA = calor disponible en Btu/lb de combustible

LHV = poder calorífico neto.

La primera fase en el cálculo sera encontrar la eficiencia térmica del calentador; para poder obtener dicha eficiencia se le resta al porcentaje de calor extraído el porcentaje de pérdidas de calor por radiación.

Ahora obtendremos la cantidad de combustible consumido durante la operación, para lo cual se calcula el calor real necesario para transmitirle al fluido el calor nominal, puesto que una parte del calor total son pérdidas. El calor real producido en el calentador es obtenido de dividir el calor nominal entre la eficiencia calculada.

Con el valor anterior, el combustible consumido podrá ser evaluado de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\text{CC} = \frac{\text{QRP}}{\text{LHV}}$$

donde:

CC = combustible consumido en lbs/Hr

QRP = Calor real producido en Btu/Hr

La cantidad de gases de combustión generada, es calculada por el producto de combustible consumido y la relación de libras de gases de combustión a una libra de combustible, obteniendo este último valor de la figura 3.2.

En el diseño de calentadores que cuentan con una sección de convección, la eficiencia térmica es determinada por selección de la temperatura de los gases de combustión. La especificación de esta temperatura está normalmente arriba de la temperatura del fluido de proceso a la entrada; una base típica de diseño asume un incremento de la temperatura de 150°F, entre las temperaturas de los gases de combustión y la del fluido a la entrada del equipo. En general se ha visto con respecto a la mayoría de los diseños, que una diferencia de temperaturas de la magnitud mencionada, representa un razonable equilibrio entre la eficiencia térmica e inversión de capital.

Tratándose de calentadores sin sección de convección, es decir; constituidos únicamente por la cámara de combustión, el diseñador carece del grado de libertad, para escoger la temperatura de los gases de combustión. Para este tipo de calentadores, la temperatura residual es igual a la del gas de la sección radiante.

El siguiente paso dentro del diseño, es evaluar las canti-

dades de calor absorbido en la sección radiante y en la de con
vección. Para dicha evaluación sera necesario conocer la efi-
ciencia radiante, es decir; encontraremos la fracción de calor
liberado que es absorbido por la superficie de transferencia -
de calor de la cámara de combustión. Para un determinado com-
bustible a un cierto valor de exceso de aire, la eficiencia ra
diente puede ser representada como una función de la temperatur
a residual del gas de la sección radiante y además para una
cierta configuración del calentador, esta temperatura puede ser
expresada gráficamente, como una función del exceso de aire, -
temperatura del metal y velocidad de transferencia radiante por
unidad de área (Flux de calor). Esta función esta representada
en la figura 4.8.

En el diseño global, la primera etapa es encontrar o selec
cionar el promedio de la velocidad de transferencia de calor -
por unidad de área en la sección radiante, para el calentador
a fuego directo. Por definición este promedio de flux térmico
representa el calor transferido en la sección de radiación di-
vidido entre la superficie total de transferencia de dicha sec
ción, basado en el diámetro externo. Desde luego como es lógi-
co pensar a una más alta velocidad de transferencia de calor -
por unidad de área corresponde una menor superficie para un tra
bajo específico. Sin embargo, altas velocidades de transferen-
cia dan como resultado altos costos de mantenimiento, esto se

debe a que los tubos y material refractario son sometidos a altas temperaturas por lo que sus vidas de servicio se acortan. - Estas altas temperaturas de pared, además de acortar la vida del material elevan el potencial para la incrustación de coque y productos de degradación.

La distancia entre centros de tubos afecta directamente a la velocidad de transferencia radiante por unidad de área, amplios espaciamentos permiten mayores absorciones de calor por radiación logrando temperaturas de la cámara de combustión relativamente menores y proporcionando una buena distribución del calor alrededor de los tubos, mientras que espaciamentos pequeños permiten instalar un mayor número de tubos en un determinado volúmen. El espaciamento más comun para lograr una buena - distribución de transferencia de calor por radiación, es aproximadamente dos veces el diámetro nominal.

La tabla 4.2 muestra las velocidades de transferencia promedio de calor por unidad de area para varios servicios.

Estas velocidades estan tomando en cuenta un espaciamento entre tubos en la zona de radiación de dos veces el diámetro no minal y un calentamiento directo por una sola cara.

Como ya mencionamos, la temperatura residual del gas de la sección de radiación, llamada temperatura del puente puede ser estimada de la figura 4.8 como una función del flux promedio y de la temperatura del metal. La temperatura del metal para la -

TABLA 4.2

Servicio	Velocidad de transferencia de calor promedio por radiación (Btu/Hr-ft ²)
Crudo atmosférico	10 000 - 14 000
Crudo reducido(servicio de vacío)	8 000 - 10 000
Calentador	10 000 - 12 000
Circulación de aceite calentado (de bajo nivel térmico)	8 000 - 11 000
Carga de reformadora Catalítica y servicio de recalentado	7 500 - 12 000
Dilatación de coque	10 000 - 11 000
Rompedora de viscosidad - Heater	9 000 - 10 000
Rompedora de viscosidad - Soaker	6 000 - 7 000
Desasfaltadora de propano	8 000 - 9 000
Reducción de aceite lubricante crudo	7 500 - 8 500
Hidrotratador- Hidrorompedor	10 000
Sobrecalentadores de vapor	9 000 - 13 000
Calentadores de alimentación al rompedor catalítico.	10 000 - 11 000

mayoría de las aplicaciones en este tipo de diseño, puede evaluarse aproximadamente, sumando 75° al promedio de la temperatura del fluido en la cámara de combustión.

Cabe mencionar que la figura 4.8 fue ajustada a una ecuación, por medio de un programa por computadora, para poder ser utilizada en el programa del cálculo del calentador, posteriormente se mencionarán los resultados de dichos ajustes.

Una vez establecidas las temperaturas, de los gases de combustión salida del banco de convección y la del puente, la proporción del calor radiante es obtenida como una función del calor disponible a esas temperaturas.

$$QR = (HABWT / HAFGT) \cdot Q$$

donde: .

HABWT = calor disponible a la temperatura del puente en Btu/libra de combustible

HAFGT= calor disponible a la temperatura de salida del banco en Btu/libra de combustible.

QR = calor transferido por radiación en Btu/Hr.

Q = calor total transferido en Btu/Hr.

El calor disponible a la temperatura del puente y a la temperatura de salida del banco, pueden ser obtenidos como una función de dichas temperaturas y del porcentaje de exceso de ai-

re. Estas funciones son presentadas en las figuras de la 4.1 a la 4.7, usando la que corresponda de acuerdo al tipo de combustible usado. Estas figuras como ya se mencionó, también fueron ajustadas a ecuaciones por medio de un programa, en el capítulo siguiente se presentarán los resultados de estos ajustes. El tipo de ecuación obtenida es:

$$Y = a_0 + a_1X_1 + a_2X_2 + a_3X_1^2 + a_4X_2^2 + a_5X_1X_2$$

Donde X_1 y X_2 representan la temperatura de los gases de combustión y el porcentaje de exceso de aire respectivamente, - mientras que Y es el calor disponible a esas condiciones.

Ahora bien, después de haber encontrado la porción de calor transferido en la zona de radiación, se obtiene el área de transferencia dividiendo, el calor suministrado al fluido en esta zona entre el promedio de la velocidad de transferencia por radiación y por unidad de área.

Una forma de obtener hasta este punto una idea de las dimensiones de la cámara de combustión, es mediante el cálculo de dos valores que son:

- a) Diámetro de la circunferencia formada por el serpentín de radiación
- b) Longitud efectiva de los tubos en esta sección.

El primer valor es calculado:

$$D_{ct} = \frac{NTSR \times DECSR}{\pi}$$

donde:

D_{ct} = diámetro de la circunferencia formada por el serpentín de radiación (en pies)

NTSR = número de tubos en la sección radiante

DECSR = distancia entre centros de los tubos en la sección de radiación (normalmente dos veces el diámetro nominal.)

El segundo valor es obtenido utilizando el área de transferencia de calor por radiación de los tubos verticales únicamente, esto es porque generalmente una parte de la zona de convección (una hilera del banco de tubos) es considerada como superficie de transferencia por radiación. La razón de esto es que la primera hilera de tubos del banco de convección, queda directamente encima de la sección radiante, recibiendo los mismos efectos que el serpentín de radiación. Por consiguiente, al área total obtenida se le resta el área equivalente a una hilera del banco de convección, para obtener la superficie de los tubos verticales; la longitud efectiva de los tubos puede ahora ser calculada, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$LET = \frac{ATSR}{NTSR \times AEFTL}$$

LET = longitud efectiva de los tubos verticales en pies

NTSR = número de tubos verticales en la sección de radiación

ATSR = Superficie de los tubos verticales en ft^2

AEFTL = Superficie de transferencia por pie de tubería lineal basado en el diámetro externo.

Toda la reacción de combustión debe llevarse a cabo antes de que los gases lleguen a la sección de convección. Aunque el efecto por radiación se manifiesta principalmente en la cámara de combustión, también algunos efectos radiactivos influyen en la sección de convección a pesar de que el principal mecanismo de transferencia sea por convección.

Las primeras dos o tres hileras del banco de convección que se encuentran en el punto donde los gases entran a esta sección son conocidas con el nombre de tubos escudo; reciben este nombre ya que generalmente, los tubos son arreglados en una configuración triangular, de tal forma que absorben la mayor parte del calor residual radiactivo; sirviendo como una especie de escudo a los demás tubos del banco. Como ya se mencionó en la práctica se considera a la primera hilera de tubos, como superficie de radiación, ya que aquí, la transferencia por radiación es de gran magnitud.

La estimación de la cantidad de calor absorbido en estos tubos es un proceso de ensayo y error.

Una vez definida la temperatura del puente, y con la temperatura promedio del fluido en esta sección, se supone una temperatura de los gases a la salida de la zona, la cual se checará posteriormente.

Ahora se procede a calcular la diferencia media logarítmica de temperaturas:

$$LMTD = \frac{(TBWT - TPSBF) - (TSBWT - TPSBF)}{\frac{TBWT - TPSBF}{TSBWT - TPSBF}}$$

donde:

TBWT = Temperatura de los gases de combustión en el puente °F

TPSBF = temperatura promedio del fluido en los tubos escudo °F

TSBWT = Temperatura a la salida de la sección de tubos escudo de los gases de combustión en °F

Para estimar el coeficiente de película basado sobre convección pura de los gases de combustión, en flujo normal en el banco de tubos escudo, un método desarrollado por Monrad que fue posteriormente revisado por J.L. Torrijos propone la siguiente ecuación: (Ref. 7.9)

$$h_c = \frac{2.14 G^{0.6} T_{ga}^{0.28}}{d_o^{0.4}}$$

en donde:

G = densidad de flujo másico de los gases de combustión en lb/s-ft²

T_{ga} = temperatura promedio de los gases de combustión en °R

d_o = diámetro exterior en in.

h_c = coeficiente de película por convección
en $\text{Btu}/\text{Hr-ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Esta ecuación no toma en cuenta las cantidades de calor por radiación transmitidas por los gases calientes de combustión, fluyendo a través de los tubos; o re-radiación de las paredes de la sección de convección. Como una buena aproximación el coeficiente de radiación de los gases de combustión puede ser obtenido de acuerdo a la siguiente expresión: (Ref. 7.7)

$$h_{rg} = 0.0025 T_g - 0.5$$

en donde:

h_{rg} = coeficiente de radiación del gas en
 $\text{Btu}/\text{Hr-ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

T_g = temperatura promedio de los gases de combustión en $^\circ\text{F}$

El porciento de re-radiación de las paredes generalmente es del orden de 6 a 15% de los coeficientes de radiación y convección, para la mayoría de los cálculos se utiliza un 10%; basado en este valor, el coeficiente de transferencia de calor para el banco de tubos escudo puede ser calculado como sigue:(Ref. 7.7)

$$h_o = 1.1 (h_c + h_{rg})$$

siendo:

h_o = coeficiente total de transferencia por fuera de tubos, en $\text{Btu}/\text{Hr-ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Ahora bien, el coeficiente de película del fluido dentro de los tubos es calculado como: (Ref. 7.7)

$$h_i = 0.027 \frac{k}{D} \left[\frac{DG}{\mu} \right]^{0.8} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{0.333} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

en donde:

h_i = coeficiente de película del fluido en Btu/Hr.-ft²°F

D = diámetro externo en ft.

G = densidad de flujo másico en lb/Hr-ft²

k = conductividad térmica del fluido en Btu/Hr-ft²-(°F/ft)

μ = viscosidad del fluido en lb/ft-Hr

C_p = calor específico del fluido en Btu/lb °F

μ_w = viscosidad del fluido a la temperatura de pared en lb/ft-Hr

El coeficiente de transferencia del metal es calculado dividiendo su conductividad térmica entre el espesor de la tubería

$$h_w = \frac{k_m}{t_m}$$

k_m = conductividad térmica del tubo en Btu/Hr-ft²(°F/in)

t_m = espesor de tubería en pulgadas

h_w = coeficiente de transferencia del tubo en Btu/Hr-ft²°F

Las resistencias son obtenidas como los inversos de los coeficientes respectivos, siendo desde luego, necesario, la co-

rrección por áreas, en los coeficientes de transferencia del metal y del fluido de proceso.

El coeficiente global de transferencia es obtenido como:

$$U = \sum \frac{1}{R_i}$$

U = coeficiente global de transferencia en
Btu/Hr-ft²-°F

R_i =resistencia del componente i (el fluido de proceso, el metal y los gases de combustión) en
Hr-ft²-°F/Btu

Una vez obtenido el coeficiente global de transferencia se calcula el calor absorbido en el banco de tubos escudo como sigue:

$$Q_{te} = U (LMTD) (A)$$

siendo:

Q_{te} = calor absorbido en los tubos escudo en Btu/Hr

U = coeficiente global de transferencia en
Btu/Hr-ft²-°F

LMTD = diferencia media logaritmica de temperatura
en °F

A = area de la sección en ft²

Es desde luego posible, obtener el calor disponible a la temperatura de salida en el banco de tubos escudo.

$$HASB = \left(\frac{QR + QSB}{QR} \right) HABWT$$

HASB = calor disponible a la temperatura de salida de los gases de combustión en Btu/Lb de combustible.

HABWT = Calor disponible a la temperatura del puente en Btu/lb de combustible.

QR = calor absorbido en la sección radiante en Btu/Hr.

QSB = calor absorbido en los tubos escudo en Btu/Hr.

Como se puede ver en este punto, nosotros contamos con el calor disponible de los gases de combustión a la temperatura su- puesta en un principio; ahora bien, podemos obtener, con este va- lor y con el exceso de aire utilizado, la temperatura de salida de los gases de combustión, utilizando la gráfica que correspon- da (figuras de la 4.1 a la 4.7) de acuerdo al tipo de combusti- ble usado.

En este momento, se checa el valor de la temperatura supues- ta, como es de suponerse, en caso de que no sean iguales las tem- peraturas, deberá proponerse una nueva temperatura e iniciar nue- vamente el cálculo. El método para resolver este calculo de tipo iterativo será discutido más adelante.

Los requerimientos de superficie para la zona de convección, son controlados por la resistencia de película en el lado de los gases de combustión. Generalmente para incrementar la velocidad de transferencia por unidad de longitud del tubo, la sección de convección utiliza tubos con superficie extendida. Con dicha su- perficie extendida, la transferencia de calor por radiación en

estos tubos, es tan pequeña que puede despreciarse. El coeficiente de transferencia de calor en los tubos aletados, puede ser calculado de acuerdo a la siguiente expresión:

$$h_o = J C_p \frac{G}{\left(\frac{\mu C_p}{k}\right)^{2/3}}$$

donde:

G = densidad de flujo másico de los gases de combustión en lb/Hr-ft²

C_p = calor específico de gas de combustión en Btu/lb-°F

k = conductividad térmica de gas de combustión en Btu/Hr-ft²-(°F/ft)

μ = viscosidad del gas de combustión en lb/Hr-ft

J = factor para transferencia de calor (adimensional)

h_o = coeficiente de transferencia de calor en Btu/Hr-ft²-°F

El factor adimensional J puede ser calculado como una función del Reynolds, como se muestra en la figura 4.9

Es necesario obtener ahora, el coeficiente efectivo de transferencia debido a que se trata de tubos con superficie extendida:

$$h_{oe} = h_o (E (A_t - A_o) + A_o) / A_t$$

h_{oe} = coeficiente efectivo de transferencia en Btu/Hr-ft²-°F

A_t = superficie de transferencia del tubo aletado
por pie de tubería lineal en ft^2/ft

A_0 = Superficie de transferencia del tubo liso por
pie de tubería lineal ft^2/ft

Cuando a las superficies ordinarias de transferencia de calor se les añade piezas de metal, estas extienden la superficie disponible para la transferencia de calor por unidad de longitud de tubería, aumentando el flujo de calor. Las superficies extendidas en el banco de convección de calentadores a fuego directo, son aletas de tipo transversal, debido a que en esta zona se tiene un flujo de tipo cruzado.

La ecuación para la obtención de la eficiencia de aleta, es ta dada en función del coeficiente de transferencia de calor, de la conductividad térmica del metal y de las dimensiones de la aleta, siendo la ecuación:

$$E = \frac{\tanh (CM)}{CM}$$

$$CM = \left[\frac{2h_f}{kt} \right]^{1/2} \cdot H$$

donde:

h_f = coeficiente de transferencia de calor en
 $\text{Btu}/\text{Hr}-\text{ft}^2-\text{°F}$

k = conductividad térmica del metal en
 $\text{Btu}/\text{Hr}-\text{ft}^2-(\text{°F}/\text{ft})$

H = altura de aleta en ft.

t = espesor de aleta en ft.

Una vez que se han obtenido los coeficientes, se procede de manera similar a la efectuada, en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en la sección de tubos escudo.

En esta zona, desde luego, también es necesario obtener la diferencia media logarítmica, con las temperaturas correspondientes.

El calor absorbido en los tubos aletados se obtiene por diferencia del calor total transferido al fluido, menos la suma de los calores absorbidos en la sección de radiación y en la de los tubos escudo. Ahora bien, el área de la sección de tubos aletados, se calcula de acuerdo a la siguiente relación:

$$A_c = \frac{QC}{(LMTD)(U)}$$

donde:

QC = calor transferido en la sección de tubos aletados en Btu/Hr

LMTD = diferencia media logarítmica de temperaturas en °F

U = coeficiente global de transferencia en Btu/Hr-ft²-°F

A_c = área de transferencia de calor de la sección de tubos aletados en ft²

A partir de esta área, y con las características del banco de tubos aletados, se obtiene el número de hileras en el banco.

Las más altas velocidades de transferencia por convección, normalmente ocurren en las más bajas hileras de tubos, por lo que en muchos diseños, la cantidad de superficie extendida es reducida para los tubos en estas hileras. Un valor razonable es timado para la máxima velocidad de transferencia, es el doble de la velocidad promedio de transferencia por radiación.

La mejor combinación de tamaño de tubería y número de pasos está generalmente, definida, en función de la caída de presión del fluido. Históricamente para calentadores procesando aceites pesados, un importante criterio para escoger el tamaño del tubo había sido la velocidad del aceite; sin embargo con el advenimiento de numerosas aplicaciones a vapores un mayor significado a tenido el uso de la densidad de flujo másico del fluido.

La tabla 4.1 presenta una lista con las masas velocidades recomendadas para el fluido, en las más frecuentes aplicaciones.

La caída de presión para un fluido en una sola fase, es predecible con una buena precisión, utilizando los bien establecidos principios hidráulicos.

De acuerdo a la siguiente ecuación, se calcula la caída de presión:

$$\Delta P = \frac{0.00517 f (g)^2 V L_e}{d_i}$$

TABLA 4.1

CARACTERISTICAS DE DENSIDAD DE FLUJO MASICO
EN EL INTERIOR DEL TUBO

Servicio	lb/s-ft ²
Crudo atmosférico	175 - 250
Crudo reducido (servicio de vacío)	60 - 100
Calentador	150 - 250
Circulación de aceite calentado (bajo nivel térmico)	350 - 450
Carga de reformadora catalítica y servicio de recalentado	45 - 70
Dilatación de coque	350 - 450
Hidrotratador, hidrorompedor	150 - 200
Sobrecalentamiento de vapor	30 - 70
Generación de vapor (circulación forzada)	100 - 150
Calentador de alimentación al rompedor catalítico	300 - 400
Calentador de hidrocarburos li- geros.	50 - 150

P = caída de presión en lb/in^2

f = factor de fricción

g = densidad de flujo másico del fluido en lb/s-ft^2

V = volumen específico promedio

d_i = diámetro interno de la tubería en in.

L_e = longitud hidráulica.

La longitud hidráulica total es:

$$L_e = L_t + L_{ea}$$

L_t = longitud total de la tubería en ft.

L_{ea} = longitud equivalente debida a accesorios en ft.

La longitud equivalente debida a accesorios es generalmente dada, como una función del diámetro de tubería, algunos valores típicos de accesorios, usados en calentadores son: para codos de 90° , 30 veces el diámetro interno; para codos de 180° , 50 veces el diámetro interno; y para cabezal tipo tapón, 100 veces el diámetro interno.

Por lo que respecta al cálculo del factor de fricción, la ecuación utilizada, no es la que normalmente se usa en cálculo de tuberías. Se ha visto que en los tubos aislados que se utilizan en transferencia de calor, tienen superficies más lisas que las tuberías normales, y dan por lo mismo menores caídas de presión cuando todos los demás factores permaneces constantes.

Una ecuación para el cálculo del factor de fricción, propuesta por Wilson, McAdams y Seltzen, con poco margen de error es: (ref. 7.10)

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{\left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.42}}$$

siendo:

D = diámetro interior de la tubería en ft

G = densidad de flujo másico en lb/Hr-ft²

μ = viscosidad en lb/ft-Hr

La distribución de la transferencia radiante alrededor de los tubos no es uniforme, si la máxima velocidad de transferencia de calor se asume que ocurre en el área del tubo comprendida entre los 60° frontales al quemador, 4.10 se puede obtener la relación de máxima velocidad de transferencia a velocidad de transferencia promedio en función de la relación de distancia entre tubos a diámetro externo de tubería.

Con esta relación y otros factores, se puede obtener la máxima velocidad de radiación, como sigue:

$$MVR = F_1 F_{cc} R_{mp} PVR$$

donde:

MVR = máxima velocidad de radiación en Btu/Hr-ft²

F₁ = factor de radiación por flujo local de calor

F_{cc} = factor para efectos conductivos/convectivos

RMP = relación de flux de calor máximo a promedio

PVR = flux de calor promedio en Btu/hr-ft²

El factor F_{cc} es normalmente tomado como 0.85 y el F_l es de acuerdo a la experiencia, pero para la mayoría de las aplicaciones puede ser tomado como 1.25.

La temperatura del metal es siempre más alta que la temperatura del fluido de proceso, a un punto dado; siendo esta temperatura del metal una función de :

$$T_m = T_b + \frac{q_i t_c}{k_c} + \frac{q_i}{h_i} + \frac{q_i t_m}{k_m}$$

T_m = temperatura del metal en °F

T_b = temperatura del fluido en °F

q_i = flux de calor basado en el diámetro interno de tubería en Btu/Hr-ft²

h_i = coeficiente de película dentro del tubo en Btu/Hr-ft²-°F

t_m = espesor de tubería en in.

k_m = conductividad térmica de la pared del tubo. en Btu/hr-ft²-°F

Obteniendo esta temperatura se puede checar el espesor de la tubería, ya que dicho espesor es función del esfuerzo permisible, el cual a su vez es función de la temperatura del metal.

$$t_m = \frac{P d_o}{2S + P} + C_{Op}$$

P = presión de diseño en lb/in²

S = esfuerzo permitido en lb/in²

d_o = diámetro externo del tubo en in.

C_{Op} = corrosión permitida en in.

t_m = espesor de tubería en pulgadas

El esfuerzo de diseño puede ser obtenido del código ANSI para tuberías, mencionado en la bibliografía.

La principal función de una chimenea, es inducir el flujo del aire de combustión dentro del calentador, y producir un tiro suficiente para sobreponerse a todas las obstrucciones al flujo de gases de combustión, mientras mantiene una presión negativa a través del sistema.

Nunca deberá un calentador ser operado con una presión más grande que la atmosférica, en cualquier punto de la estructura. La presión positiva dentro de un calentador, crea una fuerza, para el movimiento hacia afuera de los gases calientes, la cual puede llevar a serios problemas de sobrecalentamiento y corrosión en la estructura.

El tiro producido por una corriente de gases calientes, depende de la diferencia de densidades entre los gases calientes y el aire ambiental, este tiro en pulgadas de agua puede -

ser expresada como:

$$DC = 0.52 L_s p' \left[\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_{ga}} \right]$$

donde:

DC = tiro en in de agua

L_s = altura de la chimenea en Ft.

p' = presión atmosférica en lb/in²

T_a = Temperatura ambiente en °R

T_{ga} = Temperatura de los gases de combustión en °R

Debido a las pérdidas de calor a través de la chimenea, la temperatura de los gases de combustión en la cima es más baja - que a la entrada de la chimenea, la magnitud de esta diferencia depende de varios factores incluyendo las dimensiones y efectividad en cuanto aislamiento de la chimenea.

Para la mayoría de las aplicaciones, el promedio de la temperatura de los gases en la chimenea, puede ser conservadoramente estimado a 75°F menor que la temperatura del gas de entrada. Asumiendo que no hay requerimientos, dictando un mínimo de altura, una razonable base para seleccionar el diámetro, será obtener una masa velocidad de los gases de 0.75 a 1 Lb/s-ft (Ref.7.7).

Como ya se mencionó, el principal objetivo en el diseño de chimenea es asegurar una presión negativa. El punto más crítico respecto a esto, ocurre cuando los gases de combustión entran a la sección de convección, la presión positiva se manifiesta por

si sola, primero en esta zona.

Se recomienda que el diseño de chimenea, esté basado sobre una presión negativa de 0.05 en el punto de entrada. El uso de una presión de diseño menos negativa, ya no es considerado muy confiable en el cálculo; por otro lado, una presión más negativa tiende a crear una fuerza, que origina el escape de aire a través de aberturas y juntas de la estructura.

Las pérdidas por fricción de los gases de combustión a través de la chimenea en pulgadas de agua está dada por la siguiente relación:

$$\text{pérdidas por ft de altura de chimenea} = \frac{g^2 T_{ga}}{(211,000) D'}$$

donde:

g = masa velocidad en la chimenea en lb/s-ft

T_{ga} = temperatura de los gases de combustión °R

D' = diámetro de la chimenea en ft.

El remanente de las pérdidas por fricción de los gases de combustión, puede ser expresado en términos del "cabezal de velocidad", basado en la densidad de flujo másico en el punto de consideración.

$$\text{"Cabezal de velocidad" in de H}_2\text{O} = 0.0030 (g^2) (v_g)$$

siendo:

$$V_g = \text{volumen específico de los gases de combustión} \\ \text{en ft}^3/\text{lb}$$

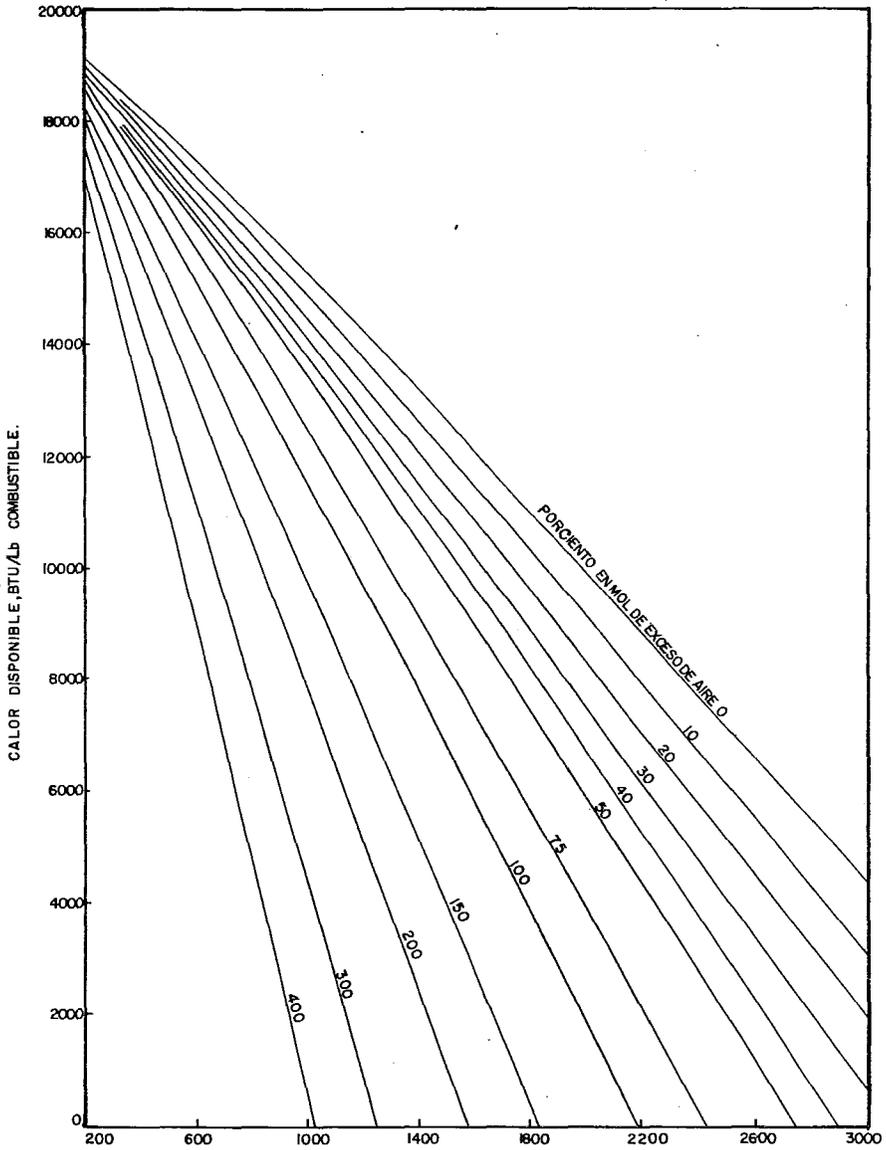
Dichas pérdidas pueden ser estimadas como el producto del "cabezal de velocidad" en cada punto y un factor: para tubos lisos el factor es 0.2 por hilera, para tubos aletados es 1. por hilera, a la entrada de la chimenea es 0.5, en el controlador de tiro es 1.5 y para la salida de la chimenea es 1.

La sección de convección ejerce un efecto de chimenea debido a su altura física, y sirve para reducir los requerimientos del tiro.

Para asegurar una buena distribución de los gases de combustión a través de la sección de convección, generalmente se retiran los gases por aberturas, colocadas cada 40 pies de longitud de dicha sección.

Las operaciones a niveles de exceso de aire más grandes - que el de diseño, producen un incremento en las cantidades de gases de combustión, por lo que la eficiencia se ve disminuída, debido a que estas grandes cantidades de gases inducen a la deposición de sólidos en las superficies de transferencia de calor.

Generalmente el cálculo de chimenea se realiza con un porcentaje de sobrediseño, para asegurar flexibilidad en el incremento de la capacidad nominal, este porcentaje de sobrediseño - es generalmente del 25%.



TEMPERATURA DEL GAS DE COMBUSTION, °F.
FIG. 4.1

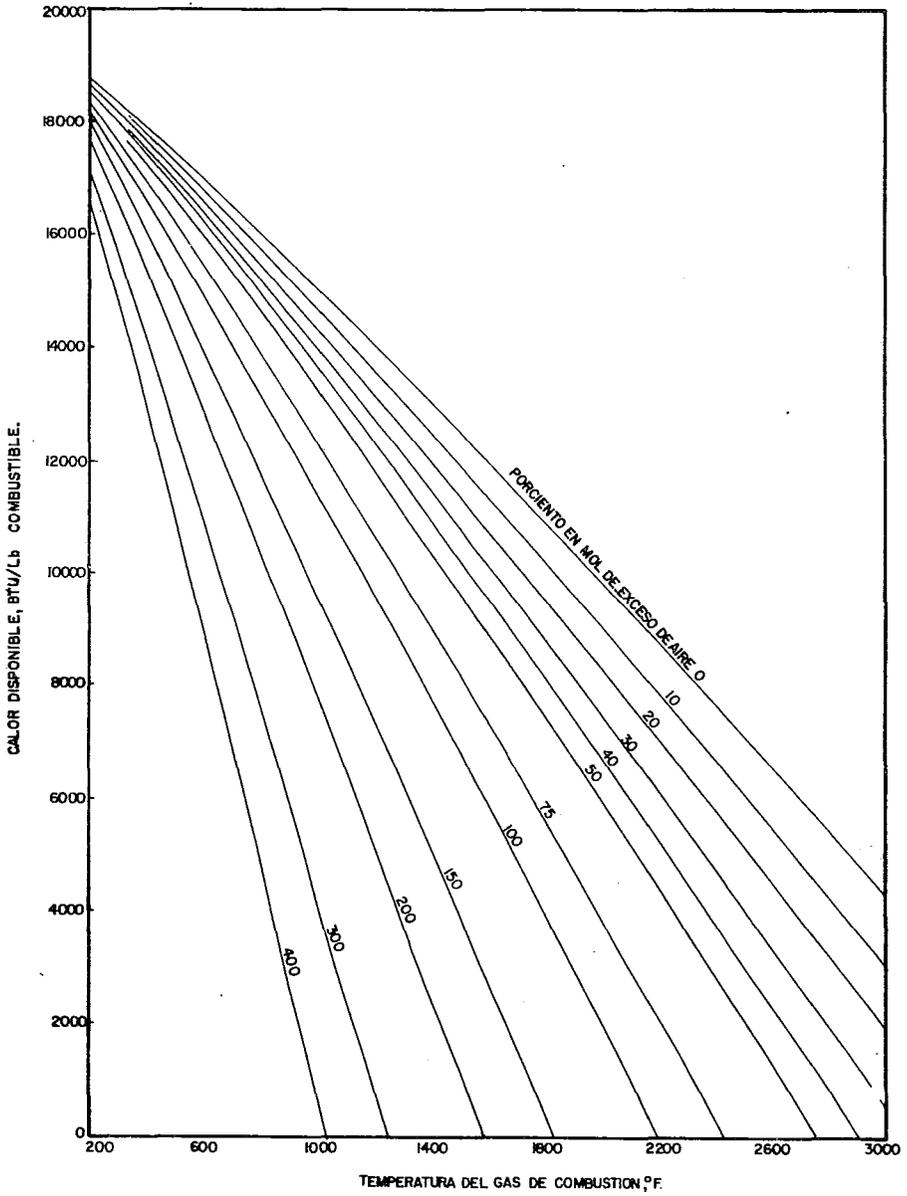


FIG. 4.2

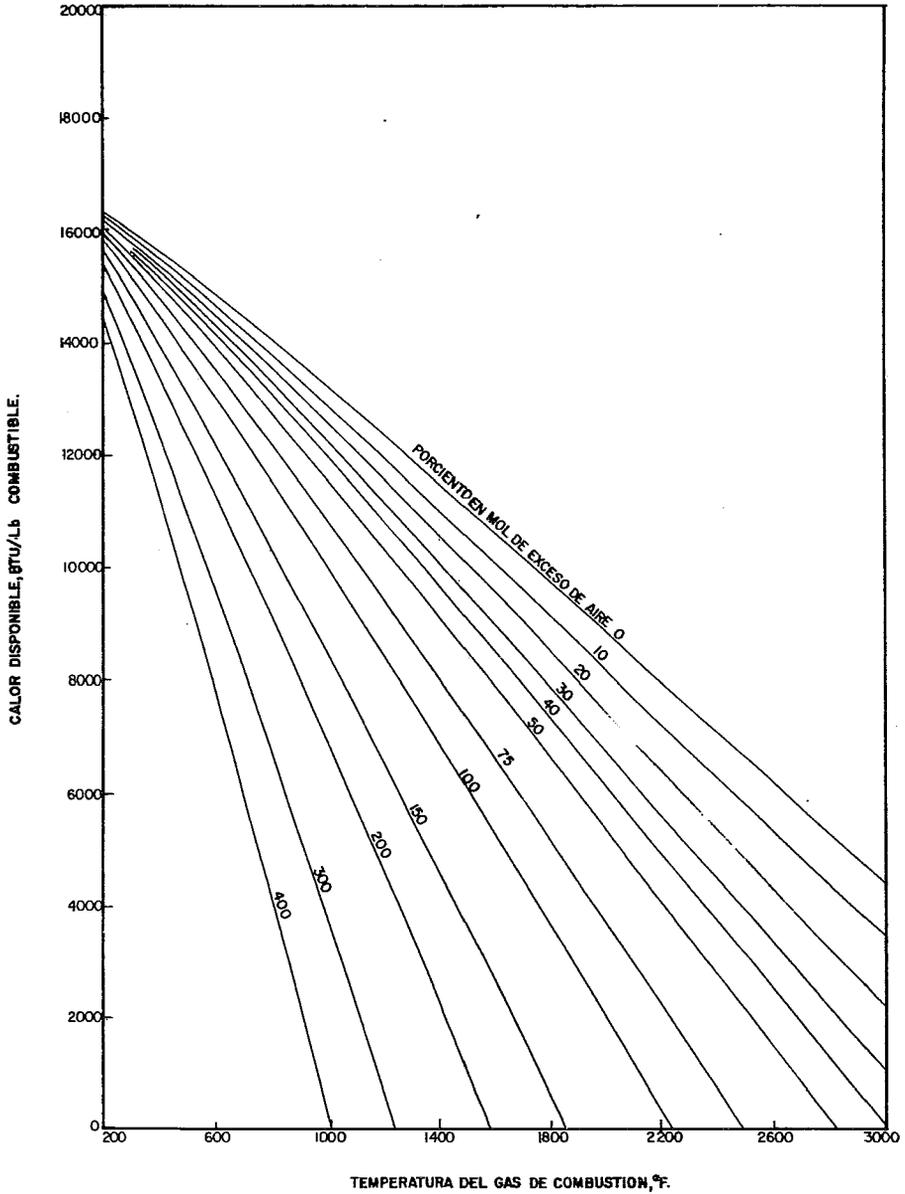


FIG. 4.3

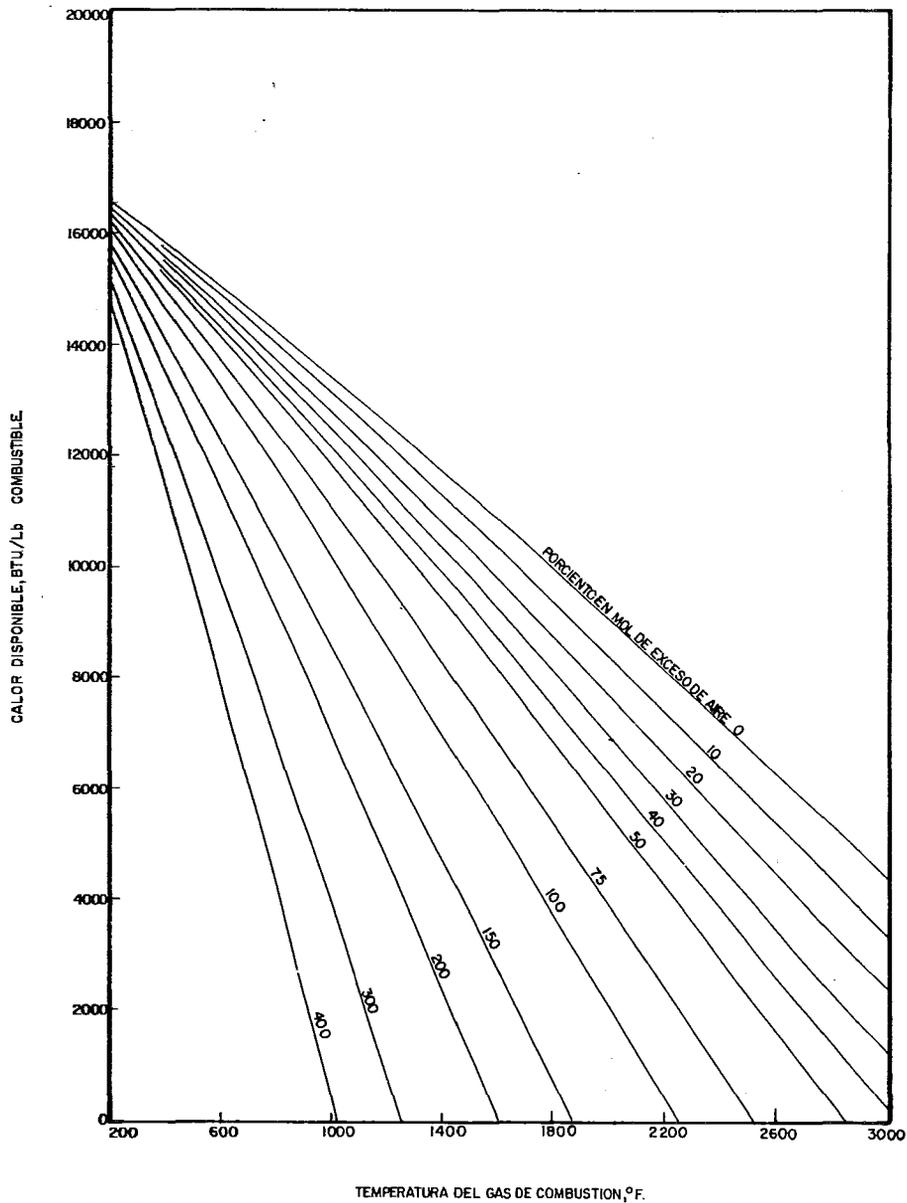


FIG. 4.4

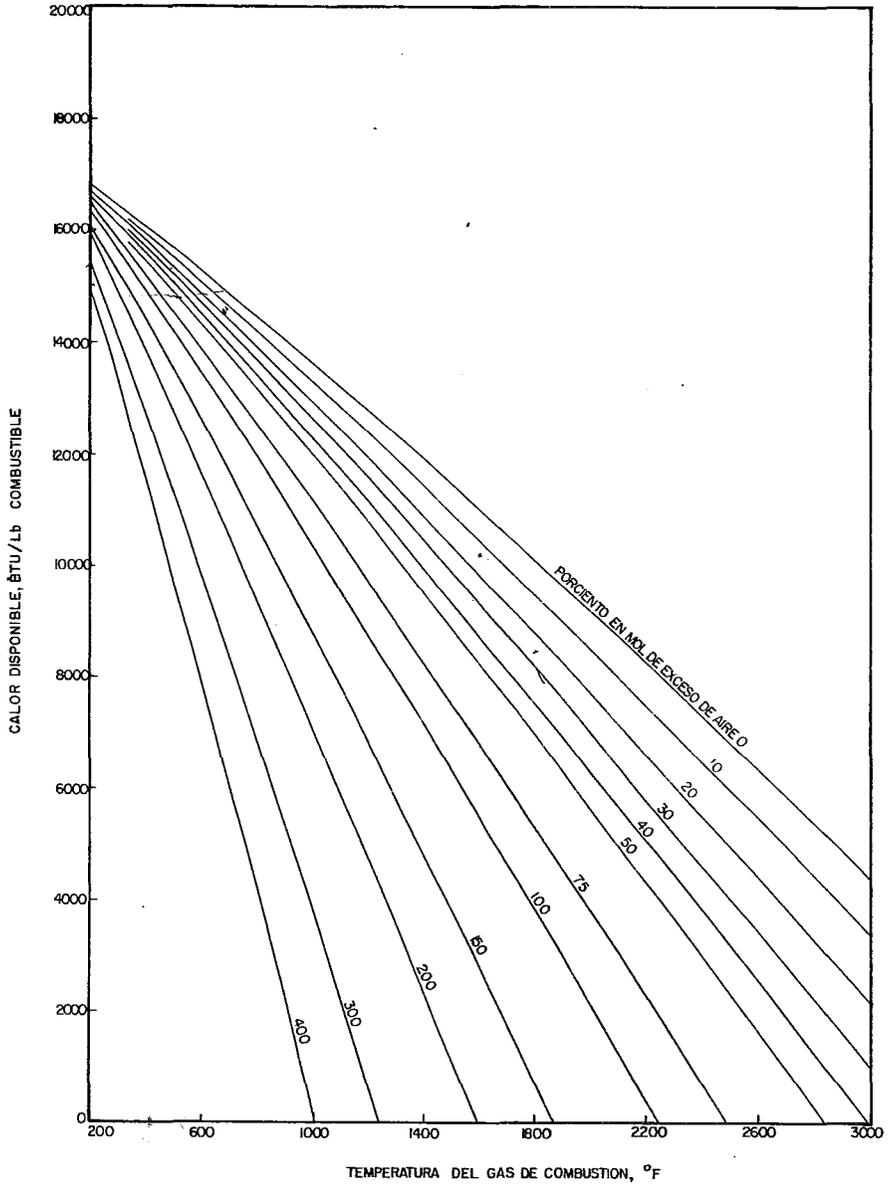


FIG. 4.5

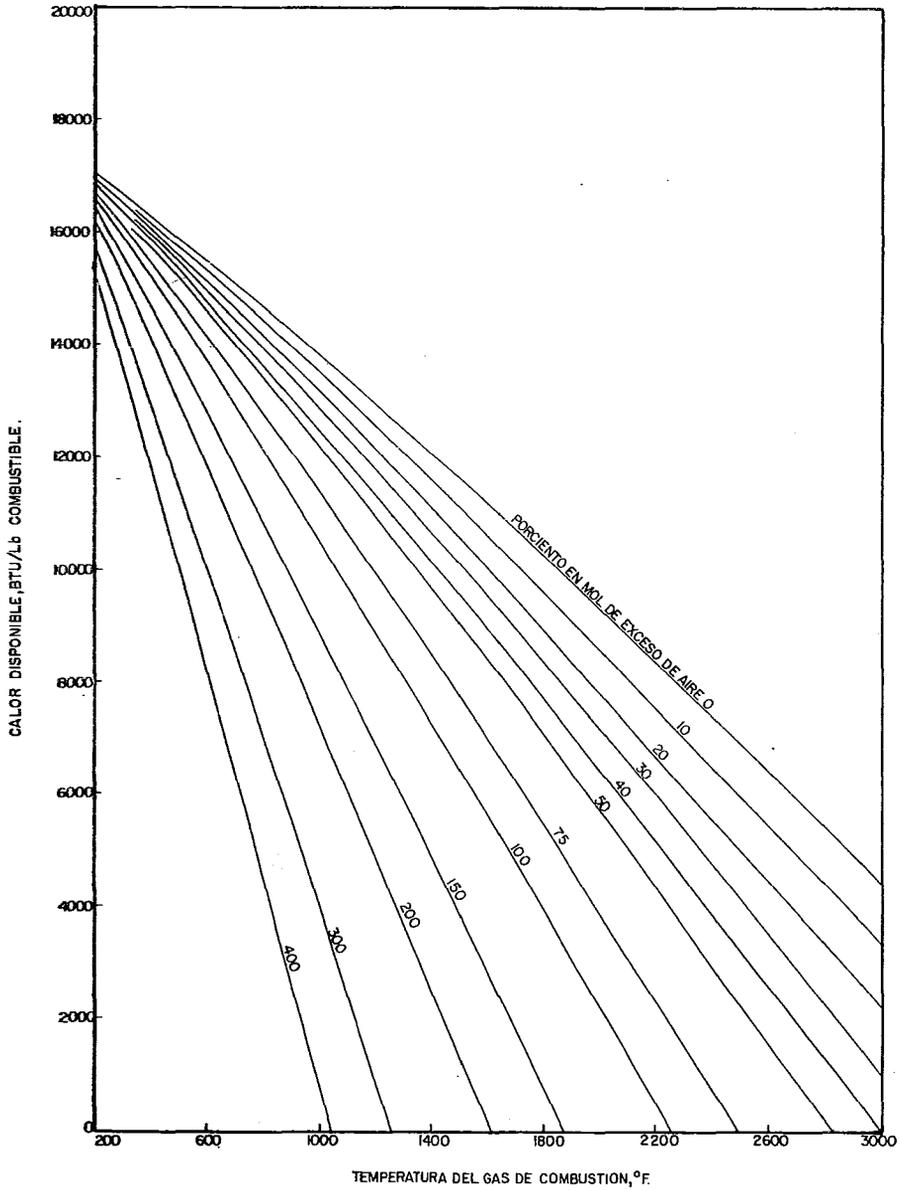


FIG. 4.6

COMBUSTIBLE LIQUIDO DE 20°API.

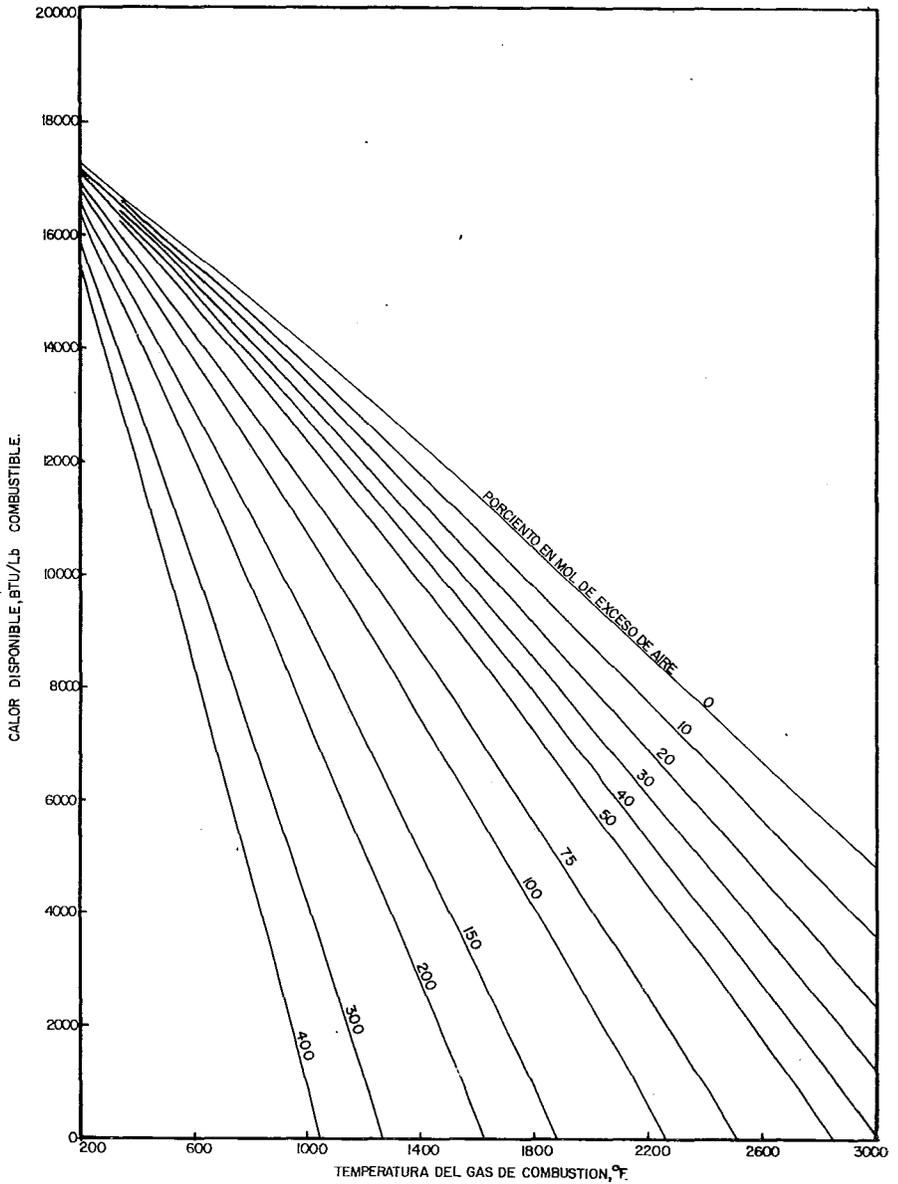


FIG 4.7

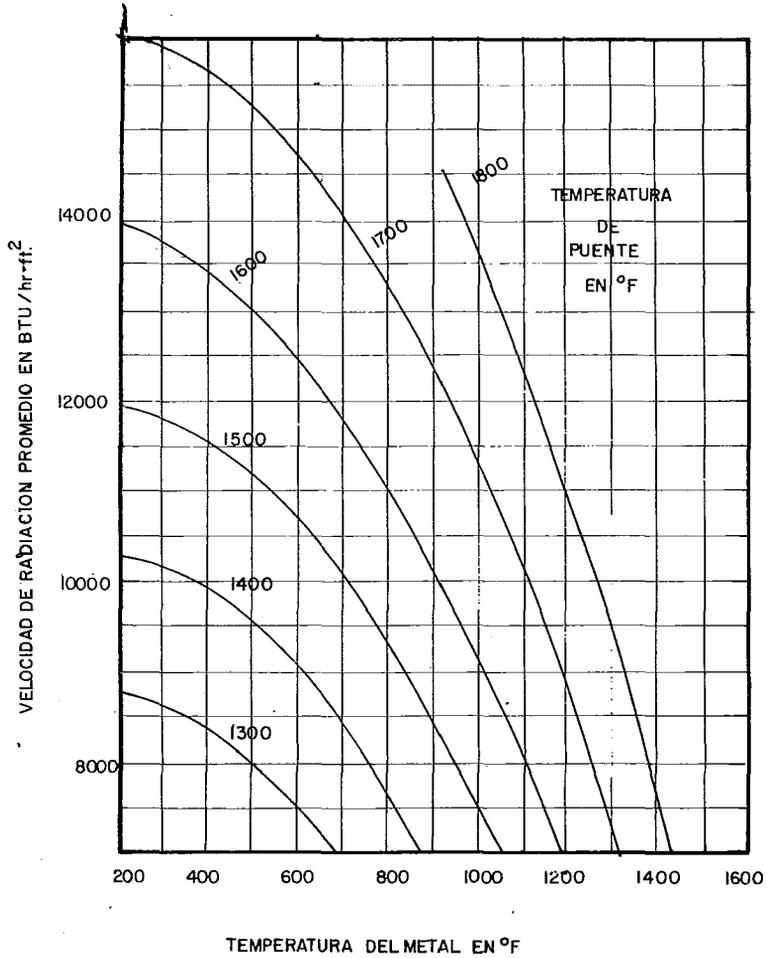
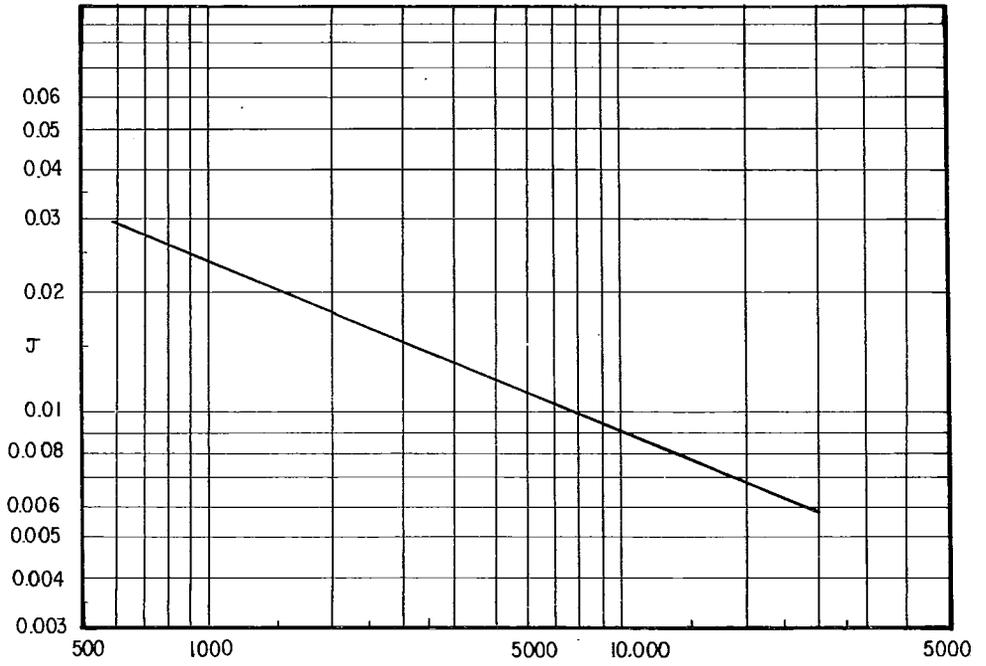
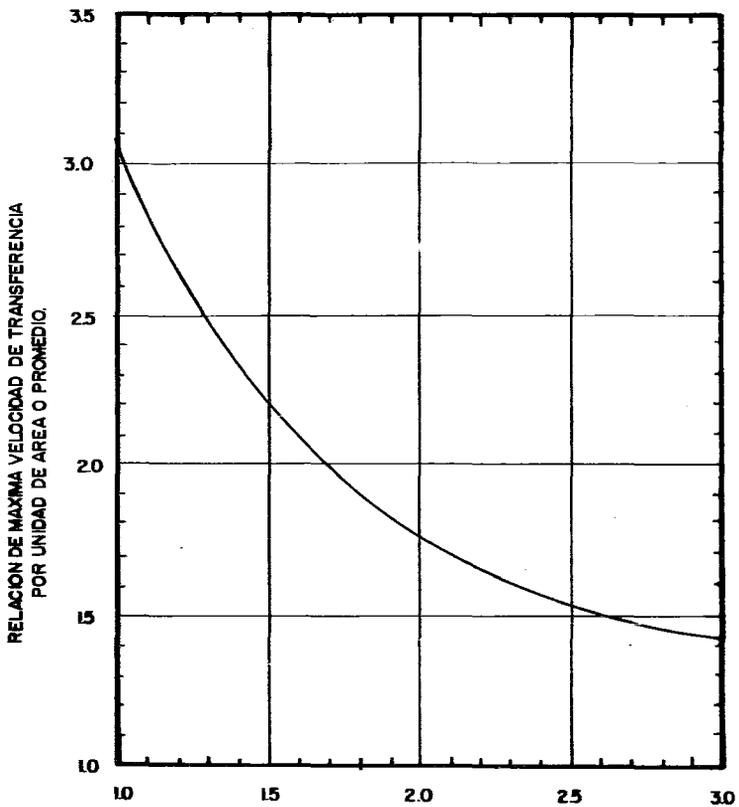


FIG. 4.8



REYNOLDS.

FIG. 49



RELACION DE DISTANCIA ENTRE CENTROS DE TUBOS A DIAMETRO EXTERNO.

FIG. 4.10

CAPITULO V

PROGRAMA POR COMPUTADORA

El primer paso en la elaboración del programa, fué el ajuste de la información en gráficas a ecuaciones, para que estas pudieran ser utilizadas dentro de él. Para este propósito los ajustes se llevaron a cabo mediante un programa basado en el análisis de regresión por mínimos cuadrados. Dicho programa requiere que se le proponga un modelo, y a través de los resultados proporcionados, se verifica la confiabilidad de la función previamente establecida.

A continuación mostraré las funciones que proporcionaron los ajustes más satisfactorios:

1.- Información referente a la cantidad de gases de combustión por libra de combustible en función del exceso de aire y del poder calorífico, o de los grados API (figura 3.2).

Ecuación:

$$y = a_0 + a_1X_2 + a_2X_1 + a_3X_1X_2$$

donde:

y = libras de gases de combustión por libra de combustible

X₁ = porcentaje de exceso de aire

$$X_2 = \begin{cases} \text{Para combustible gas, poder calorífico en} \\ \text{Btu/ft}^3 \\ \text{Para combustible líquido, grados API} \end{cases}$$

siendo los coeficientes obtenidos:

	a_0	a_1
gas	17.355363	$-6.6068605 \times 10^{-4}$
líquido	14.330020	2.6444000×10^{-2}

	a_2	a_3
gas	1.6097442×10^{-1}	-4.627907×10^{-6}
líquido	1.1334800×10^{-1}	2.800000×10^{-4}

	% error promedio	coeficiente de correlación
gas	0.47	0.96
líquido	0.35	0.97

2.- Información de calor disponible en función de la temperatura de los gases de combustión y el porcentaje de exceso de aire. (figuras 4.1 a la 4.7)

Ecuación:

$$y = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + a_3 X_1^2 + a_4 X_2^2 + a_5 X_1 X_2$$

Todas estas figuras son del mismo tipo, solamente difieren en cuanto al tipo de combustible.

donde:

Y = calor disponible en Btu/lb

X_1 = temperatura de los gases de combustión

X_2 = porcentaje de exceso de aire

siendo los coeficientes:

tipo de combustible

Gas	a_0	a_1	a_2
1000 Btu/ft ³	20016.537	-4.4140493	2.9955909
1600 Btu/ft ³	19646.305	-4.2842891	3.0047528
Líquido			
0°API	17069.957	-3.6124326	2.9746005
5°API	17292.807	-3.6597687	3.3203966
10°API	17537.083	-3.6762606	2.6770122
15°API	17851.555	-3.8239837	2.1408984
20°API	18032.453	-3.7290619	2.5864103

Gas	a_3	a_4	a_5
1000 Btu/ft ³	-0.00030330895	0.0014311896	-0.040912964
1600 Btu/ft ³	-0.00030456705	0.0009706264	-0.039864087

Tipo de combustible

líquido	a_3	a_4	a_5
0°API	-0.00023575338	0.0011420097	-0.035150087
5°API	-0.00023850845	-.0000429367	-0.035506853
10°API	-0.00026320648	0.0012977439	-0.035676936
15°API	-0.00024754953	0.0002532814	-0.034471038
20°API	-0.00027954306	0.0015905722	-0.036226078

	% error promedio	coeficiente de correlación
Gas		
1000 Btu/ft ³	0.35	0.9999
1600 Btu/ft ³	0.29	0.9999
Líquido		
0°API	0.57	0.9999
5°API	0.41	0.9999
10°API	0.39	0.9999
15°API	0.28	0.9999
20°API	0.34	0.9999

3.- Información para estimar la temperatura residual del gas en función del promedio de la velocidad de transferencia - por unidad de área y la temperatura promedio del metal (figura 4.9)

ecuación:

$$Y = a_0 + a_1/x_1 + a_2X_2 + a_3\ln(1/X_1) + a_4\ln X_2 + a_5X_2/X_1$$

donde:

Y = temperatura del gas residual en °F

X₁ = promedio de la velocidad de transferencia por unidad de area en Btu/Hr-ft².

X₂ = temperatura promedio del metal en °F

siendo los coeficientes:

a ₀	-7902.9791
a ₁	3724968.5000
a ₂	0.46752199
a ₃	-1051.6173
a ₄	-170.730200
a ₅	1956.0592

% error promedio 0.36

Coefficiente de correlación 0.9987

4.- Información de la relación de máximo flujo de calor a a flujo promedio, como función de la razón de distancia entre centros de tubos a diámetro externo.

Ecuación:

$$Y = a_0 + a_1X + a_2X^2$$

donde:

Y = relación de máximo flujo de calor a promedio.

X = relación de distancia entre centros de tubos a diámetro.

siendo:

$$a_0 \quad 5.1788118$$

$$a_1 \quad -2.6491881$$

$$a_2 \quad 0.4702948$$

% error promedio = 2.0

coeficiente de correlación = 0.99

El programa esta estructurado de acuerdo al diagrama presentado en la figura 5.1, como se puede observar, existe una sección donde se lleva a cabo un cálculo de tipo iterativo. Esta zona es la de los tubos escudo, y el método de convergencia utilizado en el programa fué el regla-falsi, a continuación explicaremos dicho procedimiento.

Como se recordara, en la zona de tubos escudo se supone una temperatura de los gases de combustión a la salida de la sección, se realizan una serie de cálculos y mediante una de las figuras,

DIAGRAMA DE BLOQUES

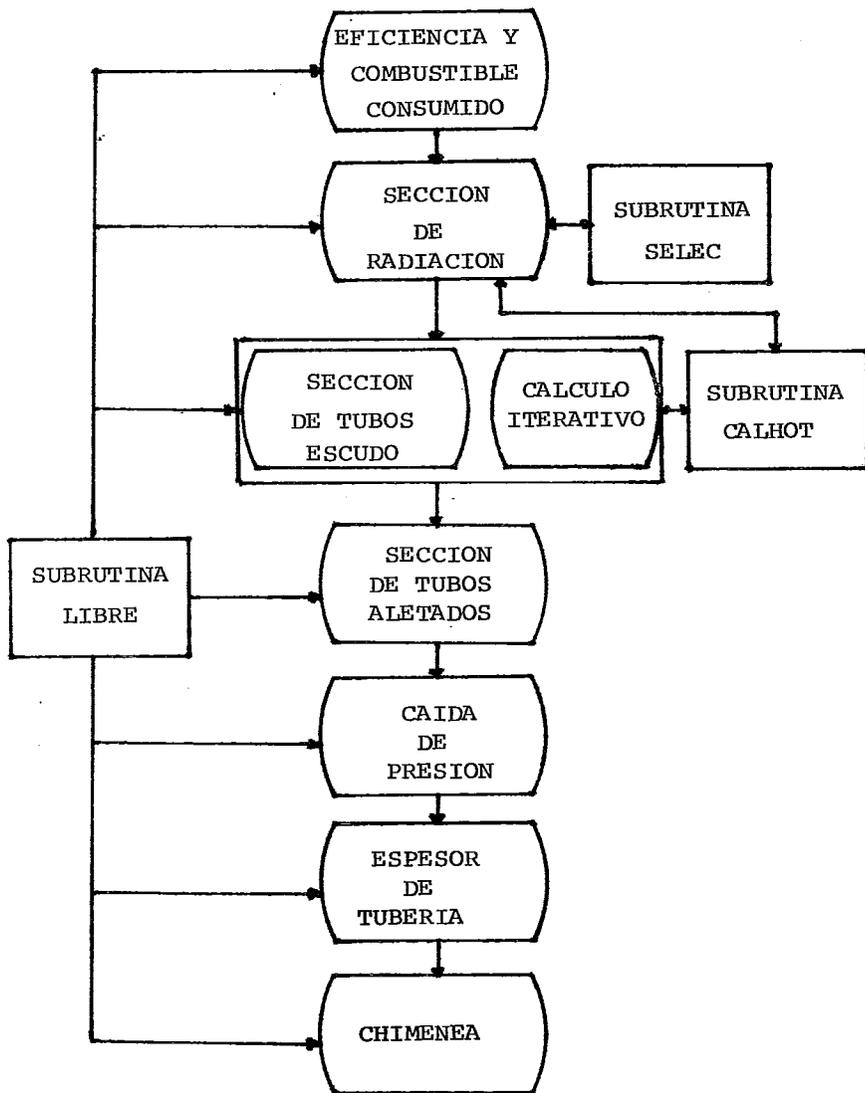


FIGURA 5.1



se vuelve a obtener dicha temperatura para su comprobación, en caso de ser iguales, como es obvio suponer, se tenía la solución y sino, se procedía a suponer una nueva temperatura. Se escoge la temperatura como medio de convergencia, porque esta temperatura queda comprendida dentro de un rango específico; es decir, no puede ser mayor que la temperatura de los gases a la entrada de la zona, ni menor que la temperatura del fluido de proceso a la entrada de dicha sección.

Al efectuar un cálculo en particular, suponiendo diferentes temperaturas dentro del rango mencionado, se observó que la diferencia de temperaturas (entre la supuesta y la calculada) disminuía hasta llegar a cero, y después aumentaba dicha diferencia pero con signo contrario al inicial, por lo que se decidió tomar esta función para llegar a la solución. Como ya se mencionó, la iteración se efectuó por el método de regula-falsi, ya que converge rápidamente en funciones de este tipo.

La función escogida, si se grafica con respecto a cualquiera de las temperaturas se obtiene una curva del tipo mostrado en la figura 5.2

Como se puede observar, hay un valor de la temperatura supuesta, para el cual la diferencia entre esta temperatura y la calculada es igual a cero, es decir, que esta temperatura corresponde al punto donde se encuentra la solución. Para encontrar este valor, se buscan primero dos puntos donde la función tome, en

TIPO DE FUNCION OBTENIDA PARA EL CALCULO
ITERATIVO EN LA SECCION DE TUBOS
ESCUDO

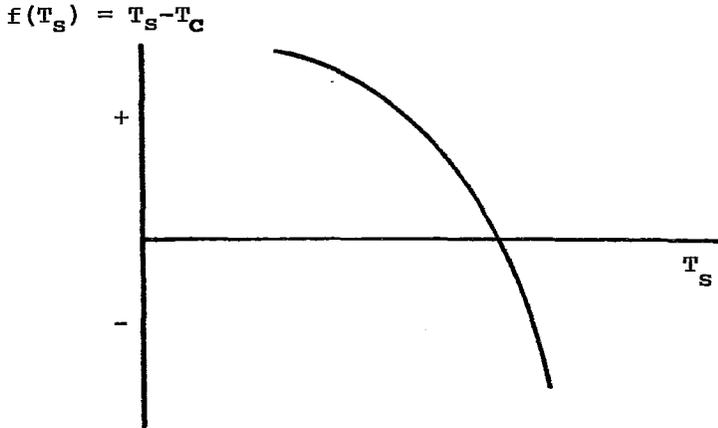


FIGURA 5.2

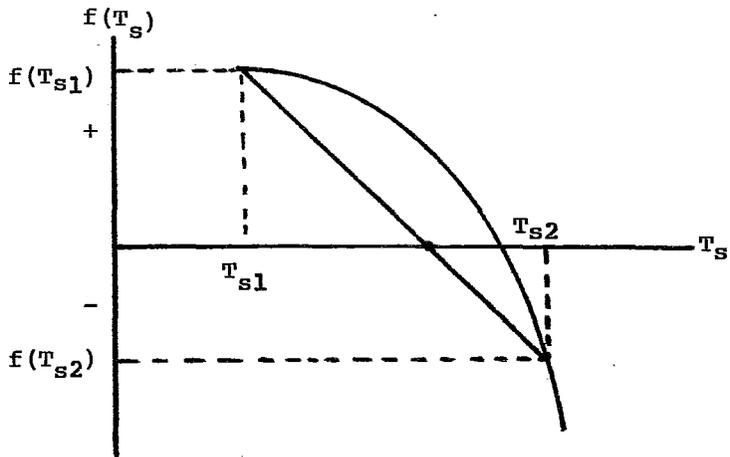


FIGURA 5.3

uno de ellos un valor positivo, y en el otro un valor negativo. Con estos dos puntos se calcula la ecuación de una línea recta y mediante dicha ecuación se encuentra el valor para el cual la función tome el valor de cero. (Figura 5.3)

La ecuación de la línea recta es:

$$f(T_s) - f(T_{s1}) = \frac{f(T_{s1}) - f(T_{s2})}{T_{s1} - T_{s2}} (T_s - T_{s1})$$

donde la función se refiere a la diferencia de temperaturas entre la supuesta y calculada, T_{s1} y T_{s2} se refieren a las temperaturas supuestas en los dos puntos.

Para $f(T_s) = 0$

$$T_{sa} = T_{s1} - f(T_{s1}) \frac{T_{s1} - T_{s2}}{f(T_{s1}) - f(T_{s2})}$$

Con el valor de la temperatura supuesta en el punto "a" (donde la función es igual a cero en la ecuación de la recta) se procede a calcular mediante las ecuaciones de diseño la función $(T_s - T_c)$; si la función toma un valor positivo, se calcula una nueva línea recta con este último punto y el punto donde la función tenía un valor negativo; y en caso de que la función tome un valor negativo, la ecuación de la línea recta se obtiene con ese valor y el punto donde la función era positiva., Después de esto, se procede a calcular el punto donde la ordenada de la

nueva recta, sea igual a cero, este procedimiento se continua de la misma forma hasta llegar a la solución, como se puede ver el método consiste en la aproximación a la solución mediante recetas. La figura 5.4 muestra el digrama de flujo del método iterativo.

Además de este cálculo, el programa cuenta con tres subrutinas las cuales tienen las siguientes funciones:

La subrutina SELEC, proporciona al programa principal la información de la figura 3.2. Esta subrutina utiliza 3 argumentos de los cuales dos son proporcionados por el programa principal y el tercero, que es la cantidad de gases de combustión por libra de combustible, es el que regresa la subrutina al programa principal. Los otros dos parámetros son el tipo de combustible y el porcentaje de exceso de aire. Los coeficientes de las ecuaciones estan almacenados en vectores dentro de dicha subrutina.

La subrutina CALHOT, transmite al programa la información de las figuras 4.1 a la 4.7. Esta subrutina cuenta con 5 argumentos, de los cuales cuatro son proporcionados por el programa principal y uno es regresado a este. Uno de ellos especifica el sentido en el cual se quiere obtener la información; pudiendo calcularse el calor disponible o la temperatura de los gases de combustión, dependiendo del valor que toma dicho parámetro.

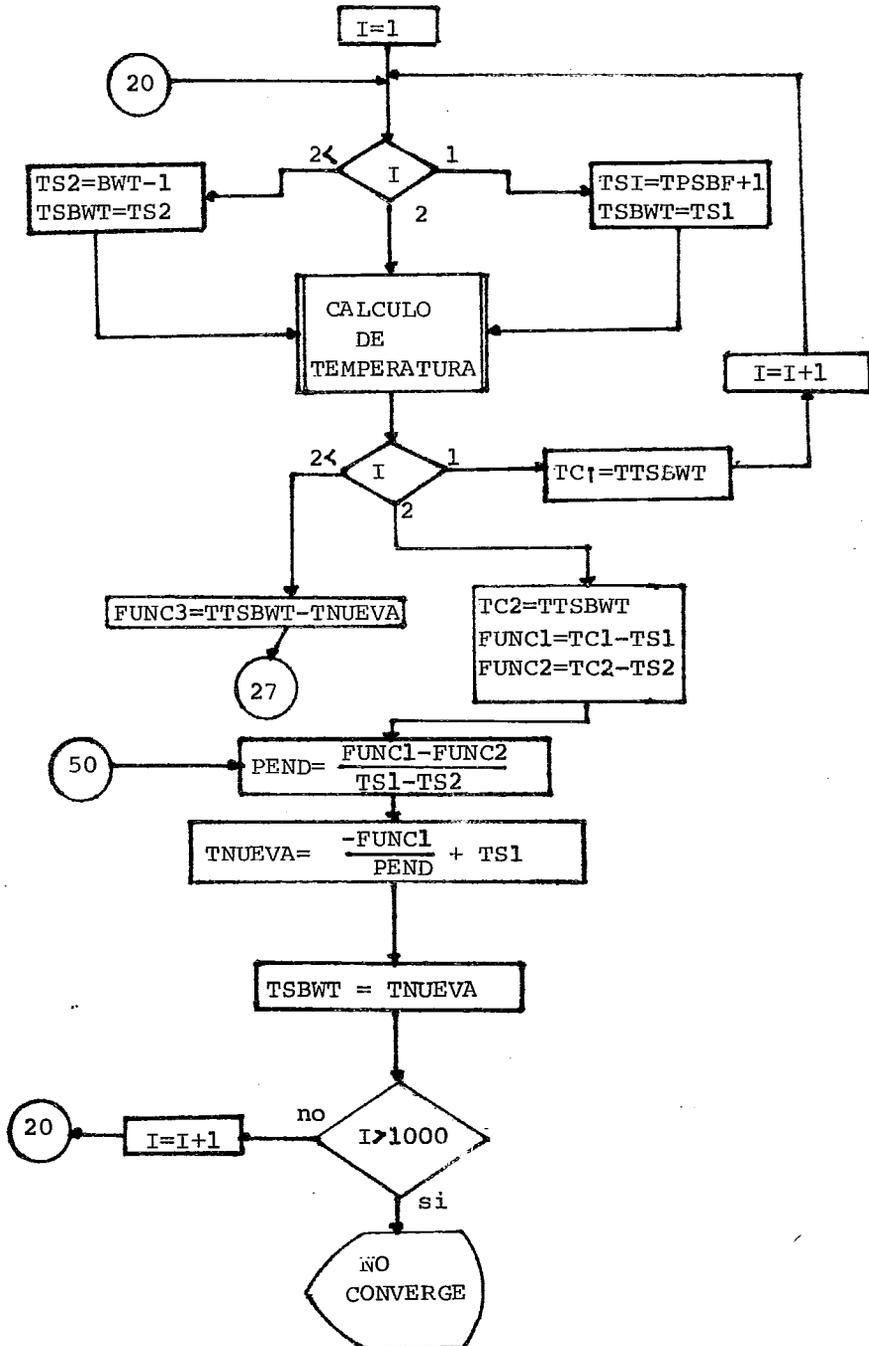


FIGURA 5.4

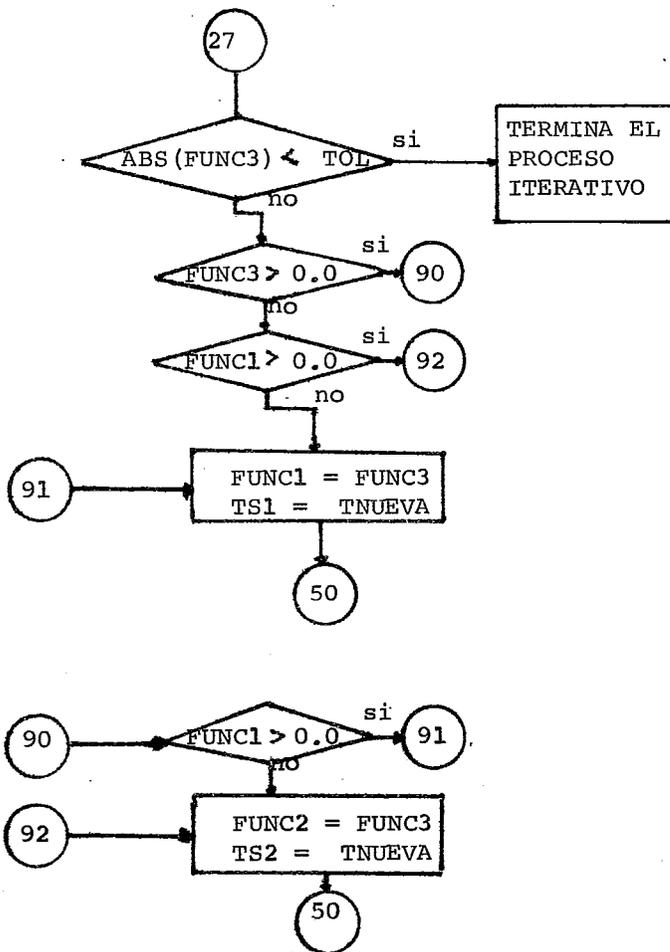


FIGURA 5.4
(continuación)

CALCULO DE TEMPERATURA

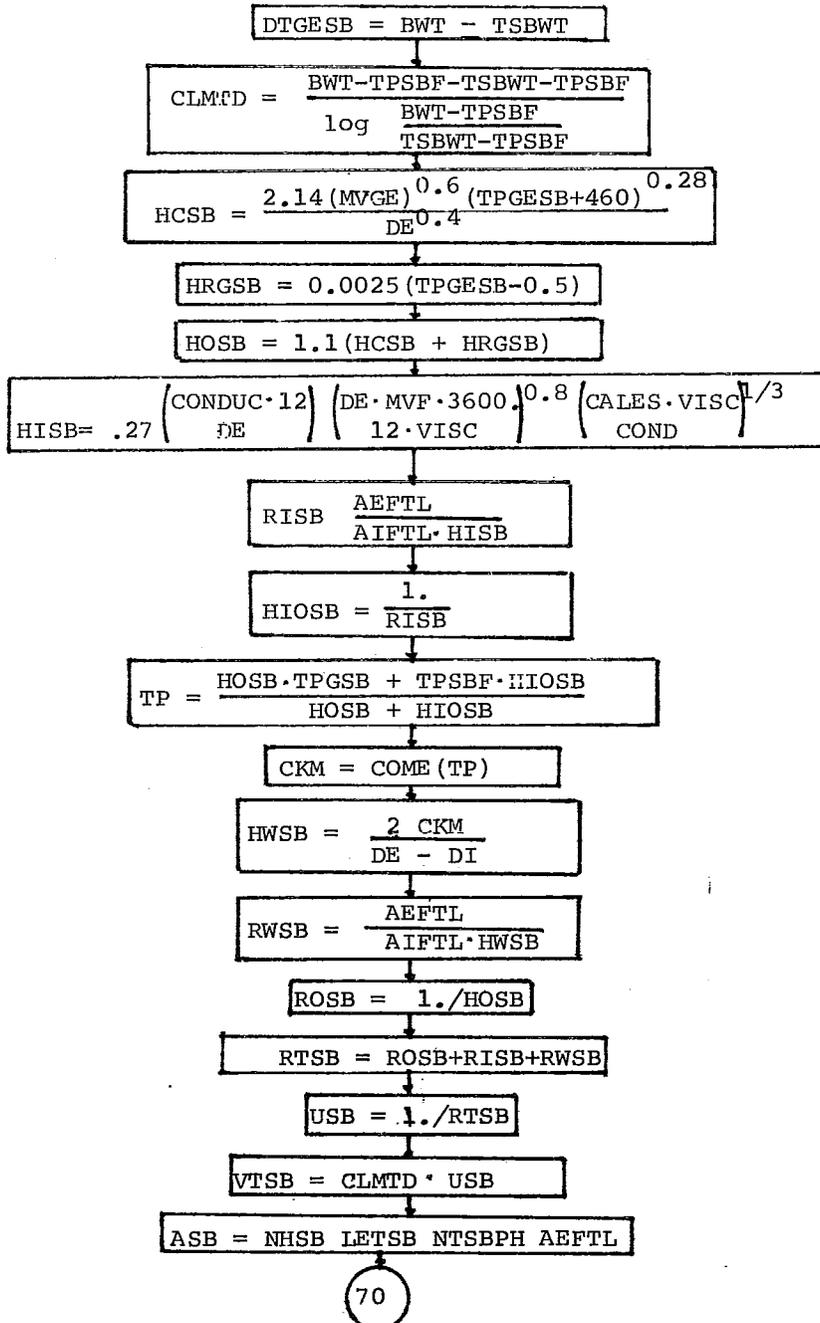


FIGURA 5.4
(continuación)

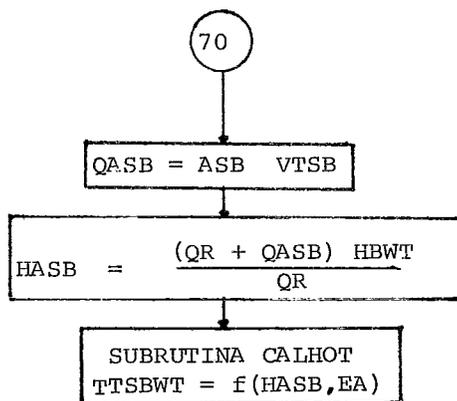


FIGURA 5.4
(continuación)

En esta subrutina, también los coeficientes de la ecuación se encuentran almacenados en vectores.

La última de las subrutinas, que es de gran ayuda dentro del programa, es la LIBRE, ya que ella nos da una gran flexibilidad en el manejo de los datos que requiere el programa; pues a través de la misma en una terminal de teleproceso, al ser ejecutado el programa en forma interactiva, otorga al usuario la facilidad de alimentar la información en un formato libre, haciéndolo de la siguiente manera:

La subrutina puede leer hasta diez valores, separados por un espacio o coma, por cada llamado a esta, almacenándolos en un vector el cual es regresado al programa principal, donde son asignados a las variables correspondientes ya sea en forma entera o real; además proporciona al usuario la posibilidad de repetir sus datos en caso de teclear una literal por un número. El programa cuenta también, con un sistema el cual despliega los valores proporcionados por el usuario, para que en caso de tener un error se puedan rectificar dichos valores.

A continuación se presentan los siguientes ejemplos con el listado del programa:

RESULTADOS FINALES OBTENIDOS EN EL CALCULO

DEL CALENTADOR

CONDICIONES DEL PROCESO

FLUIDO DE PROCESO.....	WATER
CALOR ASORBIIDO.....	27393000.00 BTU/HR
GASTO DEL FLUIDO.....	150000.00 LB/HR
TEMPERATURA DE ENTRADA.....	530.00 °F.
TEMPERATURA DE SALIDA.....	530.00 °F.
CAIDA DE PRESION PERMISIBLE.....	25.00 PSIG
PRESION DE DISEÑO.....	250.00 PSIG
PORCENTO DE EXCESO DE TIEMPO.....	20.00 %
PROMEDIO DEL FLUJO DE CALOR.....	17000.00 BTU/HR-FT ²

TIPO DE COMBUSTIBLE

ESTADO.....	GAZ
PODER CALORIFICO NETO O BAJO.....	14700.00 BTU/LB

INFORMACION OBTENIDA

CALOR GENERADO POR COMBUSTION.....	33285022.32 BTU/HR
COMBUSTIBLE CONSUMIDO.....	1589.63 LB/HR
EFICIENCIA.....	52.24 %
NUMERO DE PASOS.....	5 PASOS
DIAMETRO EXTERNO.....	4.5000 IN
DIAMETRO INTERNO.....	4.0260 IN
MASE VELOCIDAD DE FLUIDO.....	532.94 LB/3-FT
CAIDA DE PRESION CALCULADA.....	23.04 PSIG
ESPESOR DE TUBERIA (CALCULADA).....	0.2370 IN
ESPESOR MINIMO DE TUBERIA PERMITIDA	0.1043 IN

GEOMETRIA

ALTURA.....	57.11 FT
DIAMETRO.....	4.39 FT

SECCION DE TUBOS

NUMERO DE TUBOS VERTICALES.....	52
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	30.03 FT
DIAMETRO DEL CIRCULO FIJADO POR LOS TUBOS VERTICALES.....	11.03 FT
NUMERO DE HILERAS DEL CIRCULO DE CONVECCION PARA RADIACION.....	1
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS EN LA SECCION RADIANTE.....	8.00 IN
CALOR ABSORBIDO.....	10353125.53 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	1035.31 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	10110.00 BTU/HR-FT**2

SECCION DE TUBOS OSCURO

NUMERO DE HILERAS.....	3
NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....	9
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	10.00 FT
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS.....	8.00 IN
CALOR ABSORBIDO.....	2145132.61 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	292.74 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	7591.61 BTU/HR-FT**2

SECCION DE TUBOS ALETADOS

NUMERO DE HILERAS.....	3
NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....	9
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	10.00 FT
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS.....	8.00 IN
NUMERO DE ALETAS.....	3.0000 ALETAS/IN
ALTURA DE ALETA.....	.7500 IN
ESPESOR DE ALETA.....	.0500 IN
CALOR ABSORBIDO.....	5000331.76 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	343.47 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	1153.03 BTU/HR-FT**2

DATOS COMPLEMENTARIOS

TEMPERATURA PROMEDIO DEL METAL EN LA SECCION DE RADIACION.....	125.00 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION EN EL PUNTO.....	1469.60 G.F.
TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE COMBUSTION EN LA SECCION DE TUBOS ESCUDO.....	1254.91 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION A LA ENTRADA DE LA CHIMENEA.....	540.00 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION A LA SALIDA DE LA CHIMENEA.....	540.00 G.F.

SECCION DE TUBOS ESCUDO

COEFICIENTE DE PELICULA DEL GAS POR CONVECCION.....	3.52713 3TU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DEL GAS POR RADIACION.....	2.40574 3TU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DEL LADO DEL GAS.....	3.27651 3TU/HR-FT**2/GF
COEFICIENTE DE PELICULA DEL LIQUIDO.....	147.36253 3TU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....	1225.23418 3TU/HR-FT**2-GF
RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO BASADA EN EL AREA EXTERNA.....	.00223 1R-FT**2-3F/3TU
RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....	.10783 1R-FT**2-3F/3TU
RESISTENCIA DEL TUBO.....	.30031 1R-FT**2-3F/3TU
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.....	1.09325 3TU/HR-FT**2-GF

SECCION DE TUBOS ALTAJOS

EFICIENCIA DE ALTAJOS.....	85.30834 %
COEFICIENTE DEL LADO DEL GAS.....	3.52720 3TU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PELICULA DEL LIQUIDO.....	147.36253 3TU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....	1225.23452 3TU/HR-FT**2-GF
RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO BASADA EN EL AREA EXTERNA.....	.01409 1R-FT**2-3F/3TU
RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....	.10783 1R-FT**2-3F/3TU
RESISTENCIA DEL TUBO.....	.30555 1R-FT**2-3F/3TU
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.....	3.03533 3TU/HR-FT**2-GF

PROPIEDADES FÍSICAS

INTERM A
T= 515.00 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA....	• 064900	BTU/(HR-FT**2-GF/FT)
VISCOSIDAD.....	• 315800	LB/(FT/HR)
CALOR ESPECIFICO.....	• 033900	BTU/(LB-GF)

INTERM A
T= 530.00 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA....	• 062900	BTU/(HR-FT**2-GF/FT)
VISCOSIDAD.....	• 367900	LB/(FT/HR)
CALOR ESPECIFICO.....	• 033200	BTU/(LB-GF)

INTERM A
T= 535.00 G.F.

VISCOSIDAD DEL FLUIDO....	• 381000	LB/HR-FT
VOLUMEN ESPECIFICO.....	• 019400	FT**3/LB

GASES DE COMBUSTION
T= 347.46 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA....	• 035000	BTU/(HR-FT**2-GF/FT)
VISCOSIDAD.....	• 013000	LB/(FT/HR)
CALOR ESPECIFICO.....	• 005700	BTU/(LB-GF)

RESULTADOS FINALES OBTENIDOS EN EL CALCULO

DEL CALENTADOR

CONDICIONES DEL PROCESO

FLUIDO DE PROCESO.....	ACEITE 31 62.008 6BT
CALOR ABSORBIDO.....	30240000.00 BTU/HR
GASTO DEL FLUIDO.....	121100.00 LB/HR
TEMPERATURA DE ENTRADA.....	300.00 F.
TEMPERATURA DE SALIDA.....	300.00 F.
CAIDA DE PRESION PERMISIBLE.....	25.00 PSIG
PRESION DE DISEÑO.....	150.00 PSIG
POCIENTO DE EXCESO DE AIRE.....	20.00 %
PROMEDIO DEL FLUJO DE CALOR.....	11004.00 BTU/HR-FT ²

TIPO DE COMBUSTIBLE

ESTADO.....	SAS
POTER CALORIFICO NETO (BAJO).....	11700.00 BTU/LB

INFORMACION OBTENIDA

CALOR GENERADO POR COMBUSTION.....	3557339.43 BTU/HR
COMBUSTIBLE CONSUMIDO.....	1172.00 LB/HR
EFICIENCIA.....	12.00 %
NUMERO DE PASOS.....	9 PASOS(S)
DIAMETRO EXTERNO.....	4.5000 IN
DIAMETRO INTERNO.....	4.0260 IN
MASA VELOCIDAD DE FLUIDO.....	329.92 LB/S-FT
CAIDA DE PRESION CALCULADA.....	15.14 PSIG
ESPESOR DE TUBERIA OBTENIDO.....	1.270 IN
ESPESOR MÍNIMO DE TUBERIA PROPUESTO	1.055 IN

DIMENSIONES

ALTURA.....	11.47 FT
DIAMETRO.....	4.53 FT

SECCION DE CALIBRACION

NUMERO DE TUBOS VERTICALES.....	56
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	31.24 FT
DIAMETRO DEL CIRCULO FORMADO POR LOS TUBOS VERTICALES.....	11.88 FT
NUMERO DE HILERAS DEL BAÑO DE CONVECCION PARA RADIACION.....	1
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS EN LA SECCION RADIANTE.....	8.00 IN
CALOR ABSORBIDO.....	21363119.74 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	2136.33 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	14190.99 BTU/HR-FT**2

SECCION DE TUBOS ESCUDO

NUMERO DE HILERAS.....	3
NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....	3
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	3.00 FT
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS.....	8.00 IN
CALOR ABSORBIDO.....	1134338.69 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	226.29 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	9774.01 BTU/HR-FT**2

SECCION DE TUBOS ALFACAS

NUMERO DE HILERAS.....	5
NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....	3
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	8.00 FT
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS.....	8.00 IN
NUMERO DE ALETAS.....	5.0000 ALETAS/IN
ALTURA DE ALETA.....	.7500 IN
ESPESOR DE ALETA.....	.0351 IN
CALOR ABSORBIDO.....	6191541.76 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	1507.61 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	1148.13 BTU/HR-FT**2

DATOS COMPLEMENTARIOS

TEMPERATURA PROMEDIO DEL METAL EN LA SECCION DE RADIACION.....	541.57 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION EN EL PUENTE.....	1476.44 G.F.
TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE COMBUSTION EN LA SECCION DE TUBOS ESCUDO.....	1297.53 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION A LA ENTRADA DE LA CHIMENEA.....	650.00 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION A LA SALIDA DE LA CHIMENEA.....	500.00 G.F.

SECCION DE TUBOS ESCUDO

COEFICIENTE DE PELICULA DEL GAS POR CONVECCION.....	5.74507 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DEL GAS POR RADIACION.....	2.36751 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DEL LADO DEL GAS.....	19.61332 BTU/HR-FT**2/GF
COEFICIENTE DE PELICULA DEL LIQUIDO.....	364.93431 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....	1211.33733 BTU/HR-FT**2-GF
RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO BASADA EN EL AREA EXTERNA.....	.00305 HR-FT**2-GF/BTU
RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....	.01759 HR-FT**2-GF/BTU
RESISTENCIA DEL TUBO.....	.00012 HR-FT**2-GF/BTU
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.....	10.24423 BTU/HR-FT**2-GF

SECCION DE TUBOS ALTERNOS

EFICIENCIA DE ALETA.....	79.45042 %
COEFICIENTE DEL LADO DEL GAS.....	5.74507 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PELICULA DEL LIQUIDO.....	364.93431 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....	1211.33733 BTU/HR-FT**2-GF
RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO BASADA EN EL AREA EXTERNA.....	.02933 HR-FT**2-GF/BTU
RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....	.15725 HR-FT**2-GF/BTU
RESISTENCIA DEL TUBO.....	.00153 HR-FT**2-GF/BTU
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.....	5.11724 BTU/HR-FT**2-GF

PROPIEDADES PROPORCIONALES

ACEITE 31 GRADOS API
T= 527.73 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA....	.967000 BTU/(HR-FT**2-GR/FT)
VISCOSIDAD.....	.511000 LB/(FT/HR)
CALOR ESPECIFICO.....	.512000 BTU/(LB-GR)

ACEITE 31 GRADOS API
T= 590.01 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA....	.951000 BTU/(HR-FT**2-GR/FT)
VISCOSIDAD.....	.555000 LB/(FT/HR)
CALOR ESPECIFICO.....	.749000 BTU/(LB-GR)

ACEITE 31 GRADOS API
T= 550.01 G.F.

VISCOSIDAD DEL FLUIDO....	.501000 LB/HR-FT
VOLUMEN ESPECIFICO.....	.922500 FT**3/LB

GASES DE COMBUSTION
T= 973.81 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA....	.936000 BTU/(HR-FT**2-GR/FT)
VISCOSIDAD.....	.935400 LB/(FT/HR)
CALOR ESPECIFICO.....	.305600 BTU/(LB-GR)

RESULTADOS FINALES OBTENIDOS EN EL CALCULO

DEL CALENTADO

CONDICIONES DEL PROCESO

FLUJO DE PROCESO.....	00 THERM A
CALOR ABSORBIDO.....	27390000.00 BTU/HR
GASTO DEL FLUIDO.....	510000.00 LB/HR
TEMPERATURA DE ENTRADA.....	490.00 G.F.
TEMPERATURA DE SALIDA.....	150.00 G.F.
CAIDA DE PRESION POSIBLE.....	25.00 PSIG
FRICCIÓN DE DISEÑO.....	250.00 PSIG
PORCIENTO DE EXCESO DE AIRE.....	25.00 %
PROMEDIO DEL FLUJO DE CALOR.....	10000.00 BTU/HR-FT**2

TIPO DE COMBUSTIBLE

ESTADO.....	LIQUIDO
PODER CALORIFICO NETO O BAJO.....	17300.00 BTU/LB

INFORMACION OBTENIDA

CALOR GENERADO POR COMBUSTION.....	33305306.96 BTU/HR
COMBUSTIBLE CONSUMIDO.....	1925.16 LB/HR
EFICIENCIA.....	32.24 %
NUMERO DE PASOS.....	4 PASO(S)
DIAMETRO EXTERNO.....	4.5000 IN
DIAMETRO INTERNO.....	4.0200 IN
MAA VELOCIDAD DE FLUIDO.....	432.0+ LB/S-FT
CAIDA DE PRESION CALCULADA.....	23.96 PSIG
ESPESOR DE TUBERIA OBTENIDO.....	.2370 IN
ESPESOR MINIMO DE TUBERIA PERMITIDO	.1043 IN

CHIMENEAS

ALTURA.....	55.46 FT
DIAMETRO.....	4.38 FT

SECCION DE RADIACION

NUMERO DE TUBOS VERTICALES.....	52
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	30.13 FT
DIAMETRO DEL CIRCULO FORMADO POR LOS TUBOS VERTICALES.....	11.03 FT
NUMERO DE HILERAS DEL JANGO DE CONVECCION PARA RADIACION.....	1
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS EN LA SECCION RADIA ITEL.....	8.00 IN
CALOR ABSORBIDO.....	19400747.54 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	1940.07 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	10000.00 BTU/HR-FT**2

SECCION DE TUBOS ESCUDO

NUMERO DE HILERAS.....	3
NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....	5
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	10.00 FT
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS.....	8.00 IN
CALOR ABSORBIDO.....	2168230.77 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	282.74 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	7666.71 BTU/HR-FT**2

SECCION DE TUBOS ALTAOS

NUMERO DE HILERAS.....	6
NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....	5
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	10.00 FT
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS.....	8.00 IN
NUMERO DE ALETAS.....	3.0000 ALETAS/IN
ALTURA DE ALETA.....	7500 IN
ESFESOR DE ALETA.....	0500 IN
CALOR ABSORBIDO.....	5F20971.69 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	3449.47 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	1851.17 BTU/HR-FT**2

DATOS COMPLEMENTARIOS

TEMPERATURA PROMEDIO DEL METAL EN LA SECCION DE PAJACACION.....	625.00 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION EN EL PUNTO.....	1499.88 G.F.
TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE COMBUSTION EN LA SECCION DE TUBOS ESCUDO.....	1291.36 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION A LA ENTRADA DE LA CHIMENEA.....	640.00 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION A LA SALIDA DE LA CHIMENEA.....	490.00 G.F.

SECCION DE TUBOS ESCUDO

COEFICIENTE DE PELICULA DEL GAS POR CONVECCION.....	5.54003 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DEL GAS POR RADIACION.....	2.90130 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DEL LADO DEL GAS.....	9.39546 BTU/HR-FT**2/GF
COEFICIENTE DE PELICULA DEL LIQUIDO.....	487.06259 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....	1226.15216 BTU/HR-FT**2-GF
RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO BASADA EN EL AREA EXTERNA.....	.00229 HR-FT**2-GF/BTU
RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....	.10643 HR-FT**2-GF/BTU
RESISTENCIA DEL TUBO.....	.00091 HR-FT**2-GF/BTU
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.....	4.12059 BTU/HR-FT**2-GF

SECCION DE TUBOS ALTAJOS

EFICIENCIA DE ALTA.....	86.54548 %
COEFICIENTE DEL LADO DEL GAS.....	5.54422 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PELICULA DEL LIQUIDO.....	487.06259 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....	1226.39233 BTU/HR-FT**2-GF
RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO BASADA EN EL AREA EXTERNA.....	.01400 HR-FT**2-GF/BTU
RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....	.18037 HR-FT**2-GF/BTU
RESISTENCIA DEL TUBO.....	.00556 HR-FT**2-GF/BTU
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.....	5.00185 BTU/HR-FT**2-GF

PROPIEDADES PROYECTADAS

DJWTHERM A
T= 515.00 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA....	.054000 BTU/(HR-FT**2-GF/FT)
VISCOSIDAD.....	.505000 LB/(FT/HR)
CALOR ESPECIFICO.....	.543000 BTU/(LB-GF)

DJWTHERM A
T= 580.00 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA....	.062000 BTU/(HR-FT**2-GF/FT)
VISCOSIDAD.....	.257000 LB/(FT/HR)
CALOR ESPECIFICO.....	.573200 BTU/(LB-GF)

DJWTHERM A
T= 535.00 G.F.

VISCOSIDAD DEL FLUIDO....	.581000 LB/HR-FT
VOLUMEN ESPECIFICO.....	.019400 FT**3/LB

GASES DE COMBUSTION
T= 945.68 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA....	.035000 BTU/(HR-FT**2-GF/FT)
VISCOSIDAD.....	.085400 LB/(FT/HR)
CALOR ESPECIFICO.....	.286900 BTU/(LB-GF)

RESULTADOS FINALES OBTENIDOS EN EL CALCULO

DEL CALENTADOR

CONDICIONES DEL PROCESO

FLUIDO DE PROCESO.....	ACEITE 31 GRADOS API
CALOR ABSORBIDO.....	2160000.00 BTU/HR
GASTO DEL FLUIDO.....	30000.00 LB/HR
TEMPERATURA DE ENTRADA.....	500.00 G.F.
TEMPERATURA DE SALIDA.....	500.00 G.F.
CAIDA DE PRESION PERMISIBLE.....	25.00 PSIG
PRESION DE DISEÑO.....	150.00 PSIG
PORCIENTO DE EXCESO DE AREA.....	20.00 %
PROMEDIO DEL FLUJO DE CALOR.....	10030.00 BTU/HR-FT**2

TIPO DE COMBUSTIBLE

ESTADO.....	GAS
PODER CALORIFICO NETO U BAJO.....	14700.00 BTU/LB

INFORMACION OBTENIDA

CALOR GENERADO POR COMBUSTION.....	26341671.02 BTU/HR
COMBUSTIBLE CONSUMIDO.....	1337.14 LB/HR
EFICIENCIA.....	32.00 %
NUMERO DE PASOS.....	3 PASO(S)
DIAMETRO EXTERNO.....	4.50000 IN
DIAMETRO INTERNO.....	4.02500 IN
MASA VELOCIDAD DE FLUJO.....	314.21 LB/S-FT
CAIDA DE PRESION CALCULADA.....	16.36 PSIG
ESPESOR DE TUBERIA OBTENIDO.....	.2370 IN
ESPESOR MINIMO DE TUBERIA PERMITIDO	.0886 IN

CHIMENEA

ALTURA.....	33.12 FT
DIAMETRO.....	3.83 FT

SECCION DE RADIACION

NUMERO DE TUBOS VERTICALES.....	52
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	23.99 FT
DIAMETRO DEL CIRCULO FORMADO POR LOS TUBOS VERTICALES.....	11.03 FT
NUMERO DE HILERAS DEL BANCO DE CONVECCION PARA RADIACION.....	1
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS EN LA SECCION RADIA. (TL).....	8.00 IN
CALOR ABSORBIDO.....	19259371.24 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	1525.99 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	10000.00 BTU/HR-FT**2

SECCION DE TUBOS ESCUDO

NUMERO DE HILERAS.....	3
NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....	6
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	8.00 FT
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS.....	8.00 IN
CALOR ABSORBIDO.....	1452313.49 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	169.55 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	8563.77 BTU/HR-FT**2

SECCION DE TUBOS ALETADOS

NUMERO DE HILERAS.....	7
NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....	6
LONGITUD DE LOS TUBOS.....	8.00 FT
DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS.....	8.00 IN
NUMERO DE ALETAS.....	3.0000 ALETAS/IN
ALTURA DE ALETA.....	.7500 IN
ESPESOR DE ALETA.....	.0500 IN
CALOR ABSORBIDO.....	4887315.26 BTU/HR
SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....	2414.63 FT**2
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....	2144.32 BTU/HR-FT**2

DATOS SUPLEMENTARIOS

TEMPERATURA PROMEDIO DEL META EN LA SECCION DE RADIACION.....	041.57 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION EN EL PULITE.....	1475.44 G.F.
TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE COMBUSTION EN LA SECCION DE TUBOS ESCOJO.....	1233.15 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION A LA ENTRADA DE LA CHIMENEA.....	650.00 G.F.
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION A LA SALIDA DE LA CHIMENEA.....	500.00 G.F.

SECCION DE TUBOS ESCOJO

COEFICIENTE DE PELICULA DEL GAS POR CONVECCION.....	6.54825 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DEL GAS POR RADIACION.....	2.35118 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DEL LADO DEL GAS.....	10.40126 BTU/HR-FT**2/GF
COEFICIENTE DE PELICULA DEL LIQUIDO.....	350.35512 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....	1219.33458 BTU/HR-FT**2-GF
RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO BASADA EN EL AREA EXTERNA.....	.00318 HR-FT**2-GF/3TU
RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....	.03559 HR-FT**2-GF/3TU
RESISTENCIA DEL TUBO.....	.00032 HR-FT**2-GF/3TU
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.....	10.03031 BTU/HR-FT**2-GF

SECCION DE TUBOS ACUTAJOS

EFICIENCIA DE ALTA.....	84.16346 %
COEFICIENTE DEL LADO DEL GAS.....	6.58479 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DEL LIQUIDO.....	350.35512 BTU/HR-FT**2-GF
COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....	1217.60573 BTU/HR-FT**2-GF
RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO BASADA EN EL AREA EXTERNA.....	.01343 HR-FT**2-GF/3TU
RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....	.15157 HR-FT**2-GF/3TU
RESISTENCIA DEL TUBO.....	.00559 HR-FT**2-GF/3TU
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA.....	5.65311 BTU/HR-FT**2-GF

PROPIEDADES FÍSICO QUÍMICAS

ACEITE 31 GRADOS API
T= 527.73 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA.....	.057000	BTU/(HR-FT**2-GF/FT)
VISCOSIDAD.....	.833000	LB/(FT*HR)
CALOR ESPECIFICO.....	.632000	BTU/(LB-GF)

ACEITE 31 GRADOS API
T= 500.00 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA.....	.055000	BTU/(HR-FT**2-GF/FT)
VISCOSIDAD.....	.553000	LB/(FT*HR)
CALOR ESPECIFICO.....	.749000	BTU/(LB-GF)

ACEITE 31 GRADOS API
T= 550.00 G.F.

VISCOSIDAD DEL FLUIDO.....	.301000	LB/HR-FT
VOLUMEN ESPECIFICO.....	.022500	FT**3/LB

GASES DE COMBUSTION
T= 971.57 G.F.

CONDUCTIVIDAD TERMICA.....	.035700	BTU/(HR-FT**2-GF/FT)
VISCOSIDAD.....	.085300	LB/(FT*HR)
CALOR ESPECIFICO.....	.335500	BTU/(LB-GF)

PROGRAM CALL

I3/74 CF1=1

FTN 4.0+451

00/04/08

```

PROGRAM CALL (INPUT, OUTPUT, TAPE1, TAPE2)
DIMENSION FU(4), F1(4), F2(4), F3(4)
DIMENSION UO(2), C1(2), C2(2), C3(2), C4(2), C5(2)
DIMENSION AURU(7), BUNC(7)
DIMENSION V(10)
REAL MVDCHI, LLTSE, MVR
REAL NCALE, NLLC0
REAL MVF, MVGL, LLTV
DATA C0(1), C1(1), C2(1), C3(1), C4(1), C5(1) / -0.71007264E+04, 0.2661202
10E+07, 0.48222740, -0.98620829E+03, -0.19345218E+03, 0.22876252E+04 /
DATA FU(1), F1(1), F2(1), F3(1) / 0.56535172, 0.59763189, 0.0934701 /
DATA F1(0), F2(0), F3(0) / 2.4885555, 2.5435547, 0.0 /
DATA F2(0), F3(0), F4(0) / -3.4437505 /
DATA F3(0), F4(0), F5(0) / 0.502+67556 /
DATA AURU(12), BUNC(12) / 12.0653, 12.0693, 11.4597, 11.4714, 11.5029, 11.5266, 11.5305 /
DATA BUNC(0), C0(2), C1(2), C2(2), C3(2), C4(2), C5(2) / 0.0249, 0.0249, 0.0250, 0.0251, 0.0251 /
CNY=(T) = 325.13-0.66L7* T
VLL(T, L) = AURU(L) + BUNC(L) * T
PII=3.1415926536
1 FORMAT(10G12.5)
PRINT 10
10 FORMAT(1H1, 6X, *P L T R J L L O S M E X I C A N O S*, ///
16X, *CALCULO DE UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO*/
319X, *SIN VAMPLKAL(N*, ///)
PROGRAM CON UNA FLUIDO DE 0.05
UVA=0.05
FACTORES CONSTANTES UTILIZADOS
FVFL=1.25
FUJDU=0.65
CURRF=0.063
KH=2
2 CONTINUE
I1=1
I2=1
PRINT 25
25 FORMAT(2X, *DE LL NOMBRE DEL FLUIDO DE PROCESO*, /, 2X, *(MAXIMO 20 CAR
16CTERES)* /)
DATA 20, NUM, NOME
25 FORMAT(2A10)
15 PRINT 20
20 FORMAT(1X, *DAR LLS SIGUIENTES DATOS SEPARADOS POR UN ESPACIO O CON
1A*)
PRINT 30
30 FORMAT(2X, *CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)*, /, 2X, *GASTO DEL FLUIDO (LB/HR
1)*, /, 2X, *TEMPERATURA DE ENTRADA (G.F.)*, /, 2X, *TEMPERATURA DE SALID
2A (G.F.)*, /)
DATA LBRE(4)
HA=V(1)
VFF=V(2)
TL=V(3)
TS=V(4)
PRINT 40
40 FORMAT(/, 1X, *LOS DATOS QUE UD. DIO SON:*)
PRINT 50, HA, VFF, TE, TS
50 FORMAT(5X, *CALOR ABSORBIDO.....*, F14.2, * BTU/HR*, /
1 5X, *GASTO DEL FLUIDO.....*, F14.2, * LB/HR*, /
2 2X, *TEMPERATURA DE ENTRADA.....*, F14.2, * G.F.*, /

```

PROGRAM CASE

73/74 CFT=1

FTN 4,6+61

30/04/68

```

3      >X,*TEMPERATURA DE SALIDA.....*,F14.2,* G.F.,/)
PRINT 60
60 FORMAT(2X,*ESTAN CORRECTOS SUS DATOS (SI O NO) *,)
READ 70,ISINO
70 FORMAT(A2)
IF(ISINO.NL.2HSI)GO TO 15
71 PRINT 20
PRINT 60
60 FORMAT(2X,*CAIDA DE PRESION PERMISIBLL (PSI)*,/,2X,*PRESION DE DIS
LUIO (PSIG)*,/,2X,*NETL POWER CALORIFICO DEL COMBUSTIBLE (BTU/LB)* /
2,2X,*PORCENTO DE EXCESO DE AIRE (%)*,/,2X,*FLUJO DE CALOR POR UNDI
30 POR RADIACION (BTU/(HR-FT*,4H**2),/,)
CALL LIBRE(V)
LCP=V(1)
FD =V(2)
FLHV =V(3)
LA =V(4)
PVR =V(5)
PRINT 40
PRINT 90,LCP,FD,FLHV,EA,PVR
90 FORMAT(2X,*CAIDA DE PRESION PERMISIBLL.....*,F14.2,* PSI*,/
1      5X,*PRESION DE DISNO.....*,F14.2,* PSIG*,/
2      5X,*NETO POWER CALORIFICO.....*,F14.2,* BTU/LB*,/
3      5X,*PORCENTO DE EXCESO DE AIRE.....*,F14.2,* % *,/
4      5X,*PLUMEDIC DEL FLUJO DE CALOR.....*,F14.2,13H BTU/HR=
5I**2,/)
PRINT 60
READ 70,ISINO
IF(ISINO.NL.2HSI)GO TO 75
95 PRINT 100
100 FORMAT(2X,*DAR EL NUMER) QUE CORRESPONDA AL TIPO DE COMBUSTIBLE*,/
1,2X,*O AL MAS CERCA) DE ACUERDO A SU CARACTERISTICA*,/
2,3X,*PARA GAS*,/,5X,*1.- DE 1000 BTU/FT*,3H*3,/,5X,*2.- DE 1600
3BTU/FT*,3H*3,/,3X,*PARA LIQUIDO *,/,5X,*3.- DE 0 GRADOS API*,/,
5X,*4.- DE 5 GRADOS API*,/,5X,*5.- DE 10 GRADOS API*,/,5X,*5.- DE
15 GRADOS API*,/,5X,*7.- DE 20 GRADOS API*,/)
CALL LIBRE(V)
L=FIX(V(1))
PRINT 110,L
110 FORMAT(2X,*EL VALOR QUE DID ES EL NUMERO *,I2,/,2X,*ESTA CORRECTO
EL VALOR (SI O NO)*,.)
READ 70,ISINO
IF(ISINO.NL.2HSI)GO TO 95
IF(L.GT.2) GO TO 112
NTG=3HGAS
GO TO 113
112 NTG=7HLIQUIDL
113 CONTINUE
CALCULO DE LA EFICIENCIA
NHSASK=100
TIG=150.+TIG
CALL CALHJ(HIGE,EA,TIG,1,L)
PHE=(100.*HTGL)/FLHV
LE=PHE-2.0
HF=HA*100./LL
LC=HF/FLHV
CALL SLECC(L,RG,LA)

```

PROGRAM CAL

7/3/74 CPT=1

FTN 4.6+461

8/04/08

```

FCG=LL*RGG
DIVISION ENTL EL TRABAJO RADIANTE Y DE CONVECCION
110 PRINT 20
PRINT 120
120 FURNT(2X,*NUMERO DE PASOS*,/,2X,*DIAMETRO INTERNO (PULGADAS)*,/,2
1X,*DIAMETRO EXTERNO (PULGADAS)*,/,2X,*NUMERO DE TUBOS EN LA SECCION
2X DE RADIACION*,/,2X,*NUMERO DE TUBOS ESCUDO POR HILERA EN EL BANC
30 *,/, 2X,*DISTANCIA ENTR. CENTROS DE LOS TUBOS DE LA SECCION RADI
ANTE (PULGADAS)*,/,2X,*LONGITUD EFECTIVA DE LOS TUBOS ESCUDO (PIES
*)*,/,2X,*DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS TUBOS ESCUDO (PULGADAS)*,/,
62X,*NUMERO DE HILERAS DE TUBOS ESCUDO*/
CALL LIBR(LV)
NF=FIX(V(1))
D1=V(2)
D2=V(3)
NTSR=FIX(V(4))
NTSPH=FIX(V(5))
DLSR=V(6)
LLSB=V(7)
LLSB=V(6)
NHSB=FIX(V(8))
PRINT 40
PRINT 130,NP,D1,D2,NTSR,NTSPH,DLSR,LLSB,DLSB,NHSB
130 FURNT(5X,*NUMERO DE PASOS.....*,8X,I3, /
1 5X,*DIAMETRO INTERNO.....*,F16.4,* PULGADAS*/
2 5X,*DIAMETRO EXTERNO.....*,F16.4,* PULGADAS*/
3 5X,*TUBOS EN LA SECCION RADIANTE.....*,8X,I3, /
4 5X,*TUBOS ESCUDO POR HILERA.....*,8X,I3, /
5 5X,*DISTANTR. TUBOS DE RADIACION.....*,F16.4,* PULGADAS*/
6 5X,*LONGITUD DE TUBOS ESCUDO.....*,F16.4,* PIES*/
7 5X,*DISTANTR. TUBOS ESCUDO.....*,F16.4,* PULGADAS*/
8 5X,*NUMERO DE HILERAS DE TUBOS ESCUDO..*,8X,I3, /
PRINT 60
READ 70,ISINQ
IF(ISINQ.NE.2)HSI)GO TO 110
AFPT=(D1/24.)*2*PIII
VVF=VFF/(3600.*NP*AFPT)
0 SE VALOR LA TFLSR COMO UNA FRACCION DE LA DELTA DE TEMPLATURAS
0 SEYOS TEMP. DE SALIDA
TFESH=TS-(TS-TL)/1.5
TPFSR=(TS+TFLSR)/2.
0 SE ASUME LA TEMPLATURA DEL METAL COMO LA TEMP. PROMEDIO DEL FLUIDO
0 MAS 70.
TPMSR=TPFSR+75.
DWT=(C0(1)+C1(1)/VVK+L2(1)*TPMSR+C3(1)*ALOG(1./PVVK)
1+L4(1)*ALOG(TPMSR)+C5(1)*TPMSR/PVK
CALL CALHCT(HBWT,EA,DWT,1.4)
QR=(HBWT/HTGE)*HA
QC=QA-QR
AF=QR/PVK
DUE=(NTSR*DELSR)/37.4932
ALSB=NTSPH*LLTSB*(DUE-D2)/12.
VVS=FCG/(3600.*ALSB)
ALFTL=QC*(0.2L16)
ASJS=(HHSR*NTSPH*LLTSB*AEFTL
ATVSL=AX*ASJSK
LTV=ATVSL/(LTSR*AEFTL)

```

```

KLEJ=LTV/DCT
WRITE (1,1)RGC,FLL,FPT,1VF
WRITE (1,1)TFLSK,TPFSF,TPMSR,BWT,HBWT
WRITE (1,1)MK,QL,K,DCT,ALS8
WRITE (1,1)MVL,ALFIL,ASBSR,ATVSR,LTV,RLED
PRINT 140,DCT,LTV,RLED
140 FORMAT(5X,*DIAMETRO FORMADO POR EL CIRCULO *,/
1      5X,*DL TUBOS VERTICALES.....*,G12.5,* FIES*/
2      5X,*LONGITUD DL TUBOS VERTICALES.....*,G12.5,* FIES*/
3      5X,*RELACION DL LONG. A DIAMETRO.....*,G12.5,/)
PRINT 145,MVF
145 FORMAT(5X,*MASA VELOCIDAD DEL FLUIDO.....*,F12.5,10HLB/S-FT**
12,/)
PRINT 150
150 FORMAT(2X,*SI DESEA PUDER OTRO ARREGLO MARQUE UNA S Y SI DESEA*,/
12X,*CONTINUAL. MARQUE UNA C */)
READ 160,1AG
160 FLAHT(A1)
IF(1FL.NE.1HL)GO TO 115
TPSF=TFCSR-(TS1L)/16.
IF(1L.GT.1)GO TO 200
C ONDUCIBIL AL PRINCIPIO
165 PRINT 170,TPSF
170 FLAHT(1X,*DAR LAS SIGUIENTES PROPIEDADES DEL FLUIDO A TEMPERATURA
1=*F0,2=*G0,F0*,/,1X,*SEPARADOS POR UN ESPACIO O COMA*/)
READ 180
180 FORMAT(2X,*CONDUCTIVIDAD TERMICA (BTU/(HR-FT**2*-GF/FT) *,/,2X
1*VISCOSIDAD (LB/(FT*HR)),*,/,2X,*CALOR ESPECIFICO (BTU/(LB-GF)),*,/)
CALL LABR(V)
LONJUL=V(1)
VISC =V(2)
CALC =V(3)
PRINT 40
PRINT 190,COLUC,VISC,CALES
190 FORMAT(5X,*CONDUCTIVIDAD TERMICA.....*,F12.6,21H BTU/(HR-FT**2-GF/F
17) ,/, 5X,*VISCOSIDAD.....*,F12.6,12H LB/(FT*HR) ,/
2      5X,*CALOR ESPECIFICO.....*,F12.6,12H BTU/(LB-GF) ,/)
PRINT 60
READ 70,ESIN
IF(1SIN.NE.2HSI)GO TO 165
200 CONTINUE
C TOLERANCIA AL PRINCIPIO
DO 310 I=1,1000
IF(1LQ.1)GO TO 210
IF(1LQ.2)GO TO 220
GO TO 230
210 TS1=TPSBF+1
TSB1=TS1
GO TO 230
220 TS2=BWT-1.
TSB1=TS2
230 UT=SB=BWT-TSB1
LH1U=(BWT-TPSBF-TSB1+TPSBF)/ALUG((BWT-TPSBF)/(TSB1-TPSBF))
TP=SB=BWT-0.5*DTGESB
MSB=2.15*MVGL**0.6*F0*((TP=SB+460.)*0.28)/(DE**0.4)
HMSB=0.0025*TP*SB-0.5
HCSB=1.1*(HCSB+HMSB)

```

PROGRAM CALL

7/3/74 QF1=1

FTH 4,6+461

80/04/08

```

      TUBARDO EN CUENTA (VIS/VISH)**0.14=1.
      HISB=0.027*(CLNDUC*12./D.*(Dc*HVF*3600./(12.*VISG))**0.0)
      1*(CALLS*VISG/CLNDUC)**0.33333
      AIFTL=01*3.1415926536/12.
      RISB=AIFTL/(AIFTL*HISB)
      HIOSB=1./RISB
      IF=(HOSB*IFGLSB + IPSEF*HIOSB)/(HOSB+HIOSB)
      CK1=CKML(TP)
      HWSB=CKM*2./(DL-DI)
      RWSB=AIFTL/(AIFTL*HWSB)
      KOSB=1./HOSB
      RTSB=RUSB+RISB+RWSB
      USB=1./RTSB
      VTSB=CLNTD*USB
      ASB=RWSB*LLTSB*NTSBFH*AIFTL
      QASB=ASB*VTSB
      HASB=(QR+QASB)*HBWT/QI
      CALL CALHCT(HASB,LA,TTSBWT,2,L)
      HRIFL(1,1)JTGLSB,TTSBWT,TSBWT
      HRIFL(1,1)FUNC1,FUNC2,FUNC3
      IF(L.EQ.1)GO TO 240
      IF(L.EQ.2)GO TO 250
      GO TO 270
240 TC1=TTSBWT
      CL TC 310
250 TC2=TTSBWT
      FUNC1=TC1-TS1
      FUNC2=TC2-TS2
260 PLYD=(FUNC1-FUNC2)/(TS1-TS2)
      THUEVA=(-FUNC1)/FEAD+TS1
      TSBWT=THUEVA
      GO TO 310
270 FUNC3=TTSBWT-THUEVA
      IF(ABS(FUNC3).LT.0.01)GO TO 320
      IF(FUNC3.GT.0.)GO TO 290
      IF(FUNC3.LT.0.)GO TO 300
280 FUNC1=FUNC3
      TS1=THUEVA
      CL TC 260
290 IF(FUNC1.GT.0)GO TO 260
300 FUNC2=FUNC3
      TS2=THUEVA
      CL TC 260
310 CONTINUE
320 CLYFLNUE
      WRITE(1,1)RWSB,RISB,RTSB,USB,ASB,QASB,HASB
      WRITE(1,1)IPSEF,CLMTD,TPG:SB,HKGSB,HOSB,HISB,AIFTL,RISB,CKM,HWSB
SECTION DE CORRECCION
325 PRINT 20
      PRINT 330
330 PRINT(2X,*NUMERO DE ALERAS POR FULGADA*,/,2X,*ESPESOR DE ALERA (P
      ULGADAS)*,/,2X,*ALTURA DE ALERA (PULGADAS)*,/)
      CALL LIBRE(V)
      HUALL =V(1)
      GALERA=V(2)
      AALERA=V(3)
      PRINT 40

```

PROGRAM CAL

7374 LFT=1

FTN 4.6+461

00/04/00

```

      PRINT 370,NOALL,GALETA,AALETA
340 FL<1AT(5X,*NUMERO DE ALETAS POR PULGADA.....*,F14.4,* PULGADAS*/
   1      5X,*ESPESOR DE ALETA.....*,F14.4,* PULGADAS*/
   2      5X,*ALTURA DE ALETA.....*,F14.4* PULGADAS*/
      PRINT 60
      KLAJ 70,ISINU
      IF(ISINU.NE.2HSI) GO TO 325
      APFLA=PIII*DL*(1.+NOALL*(2.*AALETA+2.*AALETA**2/DE-GALETA))/12.
      TTTI=(ITSBWT+TIGL)/2.
      IF(L.GT.1) GO TO 3E0
345 PRINT 350,TTTT
350 FL<1AT(1X,*DAK PROPIEDADES DEL GAS DE COMBUSTION A T=*,F8.2,3HGF,*)
      PRINT 180
      CALL LIBRL(V)
      LUNJGL=V(1)
      VISGL=V(2)
      LF=V(3)
      PRINT 40
      PRINT 150,CONJGL,VISGL,CP
      PRINT 60
      KLAJ 70,ISINU
      IF(ISINU.NE.2HSI) GO TO 345
360 CONTINUE
      QABA=QC-QASB
      TFA3A=TFESK-2.*(TFESR-TPSBF)
      CLMTD2=((TSBWT-TFABA)-(TIGL-TE))/ALDG((TSBWT-TFABA)/(TIGL-TE))
      IL41=(TFABA+1E1)/2.
      ALBA=NTSBPH*LLTSB*((DLCSB-DL)/12.)-(2.*NOALL*AALETA*GALETA/12.)
      GTA=FGE/ALBA
      KL=DL*GTA/(12.*VISGL)
      CJ=10.*(1.-0.389375-0.410489*ALOG10(RE))
      HUBA=CJ*CP*GTA/((VISGL*CP/CONJGE)**(2./3.))
0  DLACULO DE EFICILNCIA DE ALETA
      TI=(TSBWT+TIGL)/2.
      CKA=CLML(TFABA)
      CKA=CKA/12.
      CH=SQRT(24.*HUBA/(CKA*GALETA))*(AALETA/12.)
      EFALL=TANH(CH)/CH
      WRITE(1,1)CKA,CH,EFALL
      HCEFLC=HUBA/APFLA*(EFALL*(APFLA-AEFTL)+AEFTL)
      RIBC=APFLA/(HISB*AIFTL)
      HI3C=1./RIBC
      TP2=(HI3C*TEM1+HCEFLC*TI)/(HI3C+HCEFLC)
      CK4=CGME(TP2)
      HWBC=CK4**2./(DL-DI)
      RWBC=APFLA/(AIFL*HWBC)
      ROBC=1./HCEFLC
      RTBC=ROBC+RWBC+RIBC
      UBC=1./RTBC
      ABCJH=QABA/(CLMTD2*UBC)
      SCPHBC=NTSBPH*LETSB*APFLA
      ANV4JC=ABCUN/SCPHBC
      NUHBC=IFIX(ABCUN/SCPHBC+0.5)
      ABCJHN=NUHBC*SCPHBC
      WRITE(1,1)CLMTD2,ALBA,GTA,RE,CJ,HUBA,HCEFLC,RIBC,RWBC,ROBC
      WRITL(1,1)RUBC,RTBC,UBC,ABCUN,SCPHBC,ABCJHN
      PRINT 370,ANLHBC,NUHBC

```

PROGRAM GALL

7/3/74

CF1=1

FIN 4.0+4.01

80/0+7/08

```

370 FORMAT(/,2X,*NUMERO DE HILERAS EN EL BANCO DE CONVECCION=*,F10.2,/,
1 2X,*NUMERO DE HILERAS APROXIMADO= *,I3,/)
      TPF=(TL+TS)/2.
C CAIDA DE PRESION
      CLSD=LETS+3.
      CLSX=LETV+3.
      CATO=1.5
375 PRINT 20
      PRINT 300,TPF,TPF
380 FORMAT(2X,*LONGITUD DE TUBERIA ENTRE LA SECCION DE CONVECCION Y LA
1DIRECCION(PIES)*,/,2X,*NUMERO DE CODOS ENTRE ESTAS SECCIONES*,/,2X,*
2VISCOSIDAD DEL FLUIDO (LB/HR-FT) A T=*,F10.2* G.F.*,/,2X,*VOLUMEN E
3SPECFICO (FT*3H**3*/LB) A T=*,F10.2* G.F.*,/)
      CALL LIBR(LV)
      NU=V(2)
      CLSD=V(1)
      VFLU=V(3)
      VLF=V(4)
      PRINT 40
      PRINT 390,CLSD,CLSD,VFLU,VLF
390 FORMAT(5X,*LONGITUD DE LAS SECCIONES.....*,F14.4,* PIES*,/
$ 5X,*CODOS EN LAS SECCIONES.....*,F14.4,/,
$ 5X,*VISCOSIDAD DEL FLUIDO.....*,F14.4,* LB/HR-FT*/
$ 5X,*VOLUMEN ESPECIFICO.....*,F14.4,* 3H FT**3/LB,
+/,/)
      PRINT 60
      READ 70,ISINU
      IF (ISINU.NE.2HS1) GO TO 375
C REVALUACION
      REV=(MV*3000.*DI)/(12.*VFLU)
C CALCULO DEL FANNING
      FF=0.0035+0.26*(REV**0.42)
      NL=(MSB+NC*DBL)*NTSK/NP
      DLQV=2.*CLSI+(NTSK/NP-2.)*LETV+(NTSK/NP-1)*50.*DI/12.
      DLQV=2.*CLSD+(NC-2.)*(LETS+CATO)+(NU-1)*50.*DI/12.
      DLQSU=CLSD+NC*DI*30.*DI/12.
      DLQV=DLQV+DLQV*DLQSU
      DLQV=FF*0.00517*MV**2*VLF*GLONG/DI
      WRITE(1,1)FF,DLQV,DLQSU,DLQV,DLQSU,GLONG
      PRINT 400,CLSD,DLQV
+00 FORMAT(/,2X,*CAIDA DE PRESION PERMISIBLE*,F10.2,* PSI *,/,2X,*CAI
1DA DE PRESION CALCULADA *,F10.2 *PSI*,/)
      LL=1+1
      PRINT 100
      READ 100,LAG
      IF (LAG.NE.1H) GO TO 115
C ESPECIES DE PARED
      IF (LAG.EQ.1) GO TO 420
410 PRINT 170,TS
      PRINT 180
      CALL LIBR(LV)
      NU=V(1)
      VLS1=V(2)
      LLS1=V(3)
      PRINT 40
      PRINT 190,NU,VLS1,LLS1
      PRINT 20

```

```

      READ 70,ISINU
      IF(151HJ.4L.2HSI)GO TO 10
420  CONTINUE
      HI=0.027*CONJ*12./Dc*(Dc+VF*3600/(V.S1*12.))*0.8*(CALC1+V1S1/CON
      10)**0.3333
      RLLC= D.CUSK/DL
      FK1AF= F0(KM)+F1(KM)/RLLC+F2(KM)*RLLC+F3(KM)*RLLC**2
      HVK=PVK*FVFL*FCUCC*FRHAP
      UKR=DUH=(TS)
      TI=TS+HVK*DL/(HI*DI)+HVK*DE*((Dc-DI)/2.)/(JI*CKM)
      TM=100.+TM
      LU= 204/0.01+9*5.4720535*TI+0.0049302783*TM**2
      LT=J*UL/(2.*L0+L0)+CUERP
      WRITL(1,1)HI,TK,CKM,FRMAP,LT
      L11=(L0-L1)/2.
      PRINT 430,LT,L1
430  FLXNAT(2X,*EFISCR DE TUBERIA OBTENIDO *,F10.0,* PULGADAS*,/,2X,*
      1ESPESOR MINIMO PERMITIDO *,F10.0,* PULGADAS*,/)
      L11=L1+1
      PRINT 150
      READ 100,IAL
      IF(1AG.4L.1HJGL TO 115
      0ALCULO DE QUIMENAS
430  PRINT 20
      PRINT 440
440  FLXNAT(2X,*MASA VOLUMICA*13H (L3/S-FT**2),*(RECOMENDADO 0.3)*,
      1 /,2X,*PORCENTO DE SOBREDISEÑO PARA QUIMENAS(X)*,/,2X,*TEMP
      2RATURA MEDIA AMBIENTAL (G.F.)*,/,2X,*PRESION ATMOSFERICA*,11H PSIA,
      3 /,2X,*DISTANCIA ENTRE LA PRIMERA HILERA DE TUBOS ALETADOS *
      4/,2X,*Y LA ULTIMA DE TUBOS LISOS (P.L.S.)*,/)
      CALL LIDRL(V)
      MVUCH1 = V(1)
      PUCH1 = V(2)
      TAM3 = V(3)
      PREATM = V(4)
      DIST = V(5)
      PRINT 40
      PRINT 450,MVUCH1,PUCH1,TAMB,PREATM,DIST
450  FLXNAT(5X,*MASA VOLUMICA.....*,F14.4,13H LB/(S-FT
      1**2),/,5X,*PORCENTO DE SOBREDISEÑO.....*,F14.4, 2H %/,
      2 5X,*TEMPERATURA AMBIENTAL.....*,F14.4, 5H G.F.//
      3 5X,*PRESION ATMOSFERICA.....*,F14.4, 5H PSIA, /
      4 5X,*DISTANCIA ENTRE HILERAS.....*,F14.4, 5H F.L.S.//)
      PRINT 60
      READ 70,ISINU
      IF(151HJ.4L.2HSI)GO TO 435
      PUCH1=PUCH1+100.
      ATCH=FUCH1*FGL/(100.*3600.*MVUCH1)
      UCH1=SQRT(4.*ATCH/3.141592654)
      I16L=15
      TSU4L=146L-150
      CUALCULO DE VOLULINES ESPECIFICOS
      VL = VCL(TPCL53,L)
      WRITL(1,1)VL
      FCB=KHSB*0.2* 0.0830*(FJL41*MVGL/100.)*2.*VL
      T=(TSUWT+I16L)/2.
      VL = VCL(T,L)

```

```

WRITE (1,1) VL
PJA=HCHBC*0.0030*(PDCHI*GT/(3000.*100.))**2*VE
VL = VL*(1+GL,L)
WRITE (1,1) VL
FLS1=0.0030*MVUCHI**2*VE
FDAY =1.5*0.0030*HVUCHI**2*VE
VL = VL*(TSLHI,L)
WRITE (1,1) VL
FLS1=0.0030*HVUCHI**2*VE
SUST=DVA+ PJB + FBA + FECHI +FDAM +PSCHI
TFSB=(DWT+T1GL)/2.
LL1=(RCHBL-1)*DLSB+(HSHB-1)*DLCSB+2.*Dc
LL1=LL1/12.
GL2=LL1+DUST
GLS2=0.52*LL2*FKATE*(1./(TAMB+460.)-1./(TPSB+460.))
CRCH1=SUBT-GLSC
SUGFT=0.02*FKATE*(1./(TAMB+460.)-1./(TPGHI+460.))
SFLFT=HVUCHI**2*(TPGLHI+460.)/(211000.*DCHI)
LIS=SUGFT-SFLFT
HECH=CRCHI/CLSC
WRITE (1,1) DCHL,TPGHI,TSCH1,PSB,PBA,PECHI,PDAM,PSCHI,ATCH
WRITE (1,1) SUBT,TFSB,LL1,GLSC,CRCHI,SUBFT,SFLFT,CNSE,HRCH
LFALE=100.*LFALE
FVKJ=LL1*0.2*UBL
PRINT 500
WRITE (2,500)
500 FORMAT(14I,6(//),15X,*RESULTADOS FINALES OBTENIDOS EN EL CALCULO*,/
1,1X,42(1H*),///,29X,*LL CALENTADOR*,/,29X,14(1H*),///)
PRINT 510
WRITE (2,510)
510 FORMAT(13X,*CONDICIONES DEL PROCESO *,//)
PRINT 515,ROM,RCHL
WRITE (2,515) ROM,RCHL
515 FORMAT(4X,*FLUIDO DE PROCESO.....*,2X,2A10,)
PRINT 520,HA,VFF,TC,TS,CCPKR,PD,EA,PVR
WRITE (2,520) HA,VFF,TC,TS,CCPKR,PD,EA,PVR
520 FORMAT(4X,*CALOR ABSORBIDO.....*,F14.2,* BTU/HR*,/
1 4X,*GASTO DEL FLUIDO.....*,F14.2,* LB/HR*,/
2 4X,*TEMPERATURA DE ENTRADA.....*,F14.2,* G.F.*,/
3 4X,*TEMPERATURA DE SALIDA.....*,F14.2,* G.F.*,/
4 4X,*CARGA DE PRESION PERMISIBLE.....*,F14.2,* PSIG*,/
5 4X,*PRESION DE DISEÑO.....*,F14.2,* PSIG*,/
6 4X,*PERCIENTO DE EXCESO DE AIRE.....*,F14.2,* %*,/
7 4X,*PROMEDIO DEL FLUJO DE CALOR.....*,F14.2,* 13H BTU/HR
C*FI**2//)
PRINT 530,ATL,PLHV
WRITE (2,530) ATL,PLHV
530 FORMAT(13X,*TIPO DE COMBUSTIBLE *,//)
1 4X,*STADL.....*,5X,A10,/
2 4X,*CUDLR CALORIFICO NETO O BAJU.....*,F14.2,* BTU/LB**//)
PRINT 540,HF,CC,CCNF,DE,DI,MVF
WRITE (2,540) HF,CC,CCNF,DE,DI,MVF
540 FORMAT(13X,*EFECTIVIDAD OBTENIDA**//)
1 4X,*CALOR GENERADO POR COMBUSTION.....*,F14.2,* BTU/HR*,/
2 4X,*COMBUSTIBLE CONSUMIDO.....*,F14.2,* LB/HR*/
3 4X,*EFICIENCIA.....*,F14.2,* %*/
4 4X,*NUMERO DE PASOS.....*,7X,I7,* PASO(S)**//

```

PROGRAM CAL

7374 OPT=1

FTN 4.b+461

80/04/08

```

5      4X,*DIAMETRO EXTERNO.....* ,F14.5 * IN*
6      /,4X,*DIAMETRO INTERNO.....* ,F14.5 * IN*
7      /,4X,*MASA VLOCIDAD DE FLUIDO.....*F14.2,* LB/S-FT * )
      PRINT 600, DLEP, L1, L2
      WRITL(2,600)DLEP, L1, L2
600   FORMAT(4X,*CAIDA DE FUSION CALCULADA.....* ,F14.2* PSIG*, /
2      4X,*ESPESOR DE TUBERIA OBTENIDO.....* ,F14.4* IN *, /
3      4X,*ESPESOR MINIMO DE TUBERIA PERMITIDO* ,F14.4* IN *, //)
      PRINT 810, HRCH, DCHI
      WRITL(2,810)HRCH, DCHI
610   FORMAT(//, 13X,*LIMENLA* /
1      4X,*ALTURA.....* ,F14.2* FT *, /
2      4X,*DIAMETRO.....* ,F14.2* FT *, //)
      PRINT 550, NTSB, LETV, DCT, NMSBSR, DECSR, QR, AK, PVR
      WRITL(2,550)NTSB, LETV, DCT, NMSBSR, DECSR, QR, AK, PVR
550   FORMAT(1H,7(//), 13X,*SECCION DE RADIACION*, //
1      4X,*NUMERO DE TUBOS VERTICALES.....* ,7X, I7, /
2      4X,*LONGITUD DE LOS TUBOS.....* ,F14.2,* FT * /
3      4X,*DIAMETRO DEL CIRCULO FORMADO POR * /
4      4X,* LOS TUBOS VERTICALES.....* ,F14.2,* FT * /
5      4X,*NUMERO DE HILERAS DEL BANCO DE * /
6      4X,* CONVECCION PARA RADIACION.....* ,7X, I7, /
7      4X,*DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS * /
8      4X,* TUBOS EN LA SECCION RADIANTE.....* ,F14.2* IN* /
9      4X,*CALOR ABSORBIDO.....* ,F14.2* BTU/HR*, /
1     4X,*SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....* ,F14.2,6H FT**2, /
2     4X,*VLOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....* ,F14.2,13H BTU/HR-FT
3**2, //)
      PRINT 500, NMSB, NTSBPH, LETSB, DECSB, QASB, ASB, VTSB
      WRITL(2,500)NMSB, NTSBPH, LETSB, DECSB, QASB, ASB, VTSB
500   FORMAT(2(//), 13X,*SECCION DE TUBOS ESCUDO *, //
1      4X,*NUMERO DE HILERAS.....* ,7X, I7, /
2      4X,*NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....* ,7X, I7, /
3      4X,*LONGITUD DE LOS TUBOS.....* ,F14.2,* FT *, /
4      4X,*DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS*, /
5      4X,* TUBOS.....* ,F14.2* IN* /
6      4X,*CALOR ABSORBIDO.....* ,F14.2* BTU/HR*, /
7      4X,*SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....* ,F14.2,6H FT**2, /
8      4X,*VLOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....* ,F14.2,13H BTU/HR-
9FT**2, //)
      PRINT 590, NMBL, NTSBPH, LETSB, DECSB, NQALC, AALETA, GALETA, QABA,
1ABJLN, PVRK
      WRITL(2,590)NMBL, NTSBPH, LETSB, DECSB, NQALC, AALETA, GALETA, QABA,
1ABJLN, PVRK
590   FORMAT(2(//), 13X,*SECCION DE TUBOS ALLETADOS *, //
1      4X,*NUMERO DE HILERAS.....* ,7X, I7, /
2      4X,*NUMERO DE TUBOS POR HILERA.....* ,7X, I7, /
3      4X,*LONGITUD DE LOS TUBOS.....* ,F14.2,* FT*, /
4      4X,*DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS*, /
5      4X,* TUBOS.....* ,F14.2* IN* /
6      4X,*NUMERO DE ALLETAS.....* ,F14.4,* ALLETAS/IN*
7      /, 4X,*ALTURA DE ALLETA.....* ,F14.4,* IN * /
8      4X,*ESPESOR DE ALLETA.....* ,F14.4,* IN * /
9      4X,*CALOR ABSORBIDO.....* ,F14.2,* BTU/HR* /
1     4X,*SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA.....* ,F14.2,6H FT**2 /
2     4X,*VLOCIDAD DE TRANSFERENCIA.....* ,F14.2,13H BTU/HR-FT
3**2, //)

```

```

FLINT 700,TPMSF,BWT,TSBWT,TIGE,TSCHI
WRITL(2,700)TPMSF,BWT,TSBWT,TIGE,TSCHI
703 FLINT(1H1,13X*DATIS COMPLEMENTARIOS *,///
1 4X,*TEMPERATURA PROMEDIO DEL METAL * /
2 4X,* EN LA SECCION DE RADIACION.....*,F14.2 * G.F.* /
3 4X,*TEMPERATURA DE LOS GASES DE* /
4 4X,* COMBUSTION EN EL PUENTE.....*,F14.2 * G.F.* /
5 4X,*TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS*/
6 4X,* GASES DE COMBUSTION EN LA */
7 4X,* SECCION DE TUBOS ESCUDO.....*,F14.2 * G.F.* /
8 4X,*TEMPERATURA DE LOS GASES DE*/
9 4X,* COMBUSTION A LA ENTRADA DE*/
1 4X,* LA CHIMENEA.....*,F14.2 * G.F.* /
2 4X,*TEMPERATURA DE LOS GASES DE*/
3 4X,* COMBUSTION A LA SALIDA DE */
4 4X,* LA CHIMENEA.....*,F14.2 * G.F.* //)
FLINT 710,HG5B,HG5B,HG5B,HISB,HWSB,RISB,KOSB,RWSB,USB
WRITL(2,710)HG5B,HG5B,HG5B,HISB,HWSB,RISB,KOSB,RWSB,USB
710 FLINT(4X,*SECCION DE TUBOS ESCUDO*//
1 4X,*COEFICIENTE DE PELLICULA DEL GAS*/
2 4X,* POR CONVECCION.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
3**2-GF/4X,*COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DEL*/
4 4X,* GAS POR RADIACION.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
5**2-GF/4X,*COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA*/
6 4X,* DEL LADO DEL GAS.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
7**2-GF/4X,*COEFICIENTE DE PELLICULA DEL */
8 4X,* LIQUIDO.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
9**2-GF/4X,*COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
1**2-GF/4X,*RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO*/
2 4X,* BASADA EN EL AREA EXTERNA.....*F14.5,16H HR-FT**2-
3GF/3TU/4X,*RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....*F14.5,16H HR-FT**2-
4GF/3TU/4X,*RESISTENCIA DEL TUBO.....*F14.5,16H HR-FT**2-
5GF/3TU/4X,*COEFICIENTE GLOBAL DE*/
6 4X,* TRANSFERENCIA.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
7**2-GF//)
FLINT 720,EFALL,HOFELC,HISB,HWSB,RIBC,ROBC,RWBC,UBC
WRITL(2,720)EFALL,HOFELC,HISB,HWSB,RIBC,ROBC,RWBC,UBC
720 FLINT(4X,*SECCION DE TUBOS ALETADOS*//
1 4X,*EFICIENCIA DE ALTA.....*F14.5,* %*/
2 4X,*COEFICIENTE DEL LADO DEL GAS.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
3**2-GF/4X,*COEFICIENTE DE PELLICULA DEL */
4 4X,* LIQUIDO.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
5**2-GF/4X,*COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
6**2-GF/4X,*RESISTENCIA DEL LADO DEL LIQUIDO*/
7 4X,* BASADA EN EL AREA EXTERNA.....*F14.5,16H HR-FT**2-
8GF/3TU/4X,*RESISTENCIA DEL LADO DEL GAS.....*F14.5,16H HR-FT**2-
9GF/3TU/4X,*RESISTENCIA DEL TUBO.....*F14.5,16H HR-FT**2-
10GF/3TU/4X,*COEFICIENTE GLOBAL DE*/
1 4X,* TRANSFERENCIA.....*F14.5,16H BTU/HR-FT
2**2-GF/1H1)
WRITL(2,730)
730 FLINT(4(/,13X,*FRACCIONES PROPORCIONADAS *,)
WRITL(2,740)NUM,NUME,TPSBF
740 FLINT(4(/,1X,2A10,/,5X,*1=* ,F8.2,* G.F.,*3(/)
WRITL(2,190)COND,VIS1,CALLS
WRITL(2,740)NUM,NUME,TS
WRITL(2,190)COND,VIS1,CALLS

```

PROGRAM CAL= 73/74 LPT=1

FTN 4.6+461

80/04/08

```

WRITE (2,740)NON,NOME,TPF
WRITE (2,750)VFLUI,VCF
700 FORMAT(5X,*VISCOSIDAD DEL FLUIDO....*           ,F14.0,* LB/HR-FT*/
$          5X,*VOLUMEN ESPECIFICO.....*           ,F14.0,9H FT**3/LB,
2.0,/)
750 FORMAT(+(/),5X,*GASES DE COMBUSTION *,/,5X,*T=*,F8.2,* G.F.*,3(/)
WRITE (2,750)TTTT
WRITE (2,190)CONDGL,VISGL,CP
WRITE (2,000)
800 FORMAT(1H1)
PRINT 1000
1000 FORMAT(1X,*DESLA REALIZAR OTRO CALCULO*,/)
READ 70,ISINU
IF (ISINU.EQ.2HS1) GO TO 2
CALL EXIT
END

```

```

SUBROUTINE SLEED(L,RGC,EA)
  DIMENSION A(4),B(4)
  DATA A/17.355363,-6.6068605E-04,0.16097442,-4.627907E-06/
  DATA B/14.330020,2.6444E-02,0.13346,0.28E-03/
  GO TO (10,20,30,40,50,60,70),L
10  X=100.0
   GO TO 70
20  X=1500.0
   GO TO 75
30  X= 0.0
   GO TO 60
40  X= 5.0
   GO TO 60
50  X=10.0
   GO TO 60
60  X=15.0
   GO TO 60
70  X=20.0
   GO TO 60
75  RGS= A(1) + A(2)*X + A(3)*EA + A(4)*EA*X
   RLJLN
60  RGS= B(1) + B(2)*X + B(3)*EA + B(4)*EA*X
   RLJLN
   END

```

ROUTINE CML401 /3/74 CFI=1

FTN 4.0+4b1

80/04/06

```

SUBROUTINE CML401 (H,T,T,NJP,L)
DIMENSION A0(7),A1(7),A2(7),A3(7),A4(7),A5(7)
DATA A0/20010.137,19040.305,17069.957,17242.807,17537.053,17551.55
15,15032.453/
DATA A1/-7.414043,-4.2842591,-3.6124326,-3.6597687,-3.0762006,-3.
15239037,-3.7230619/
DATA A2/2.9355505,3.0047525,2.9740000,3.3203966,2.6770122,2.140093
19,2.0004103/
DATA A3/-0.00036330695,-0.00030450705,-0.00023575338,-0.0002305084
15,-0.00026320646,-0.00024754953,-0.00027954306/
DATA A4/0.0014311856,0.0005706204,0.0011420097,-0.000042936757,0.0
10129,77439,0.00021328144,0.0015905722/
DATA A5/0.040512964,-0.039864087,-0.035150067,-0.035506853,-0.035
15769360,-0.034471036,-0.036226078/
IF(NLP.EQ.2) GO TO 20
H=A0(L)+A1(L)*T+A2(L)*L+A3(L)*T**2+A4(L)*E**2+A5(L)*E*T
RETURN
20 I=(-(A1(L)+A1(L)*L)-SQRT((A1(L)+A5(L)*L)**2.-4.*A3(L)*(A0(L)+A2(L)
1)*L+A4(L)*L**2.-H))/(2.*A3(L))
RETURN
END

```

ROUTINE LIBAL /374 CPT=1

FTN 4.0+461

80/04/08

```

SUBROUTINE LIBAL(V)
REAL*4N
JAH,N,SIJH L(10),V(10),R(10)
DATA(N(1),,1,10)/1H0,1H1,1H2,1H3,1H4,1H5,1H6,1H7,1H8,1H9/
DO 50 I=1,10
60 V(I)=0.0
1 I,LA) 2, (L(I),I=1,10)
2 F044T(50A1)
KV=0
S=1.0
IB=1
3 KV=KV+1
DO 5 I=10,50
IF(L(I),EQ,1H ,OF,L(I),EQ,1H,) GO TO 6
IF(L(I),EQ,1H+) GO TO 4
IF(L(I),EQ,1H-) GO TO 5
IL=I
GO TO 7
4 IL=I+1
GO TO 7
5 IL=I+1
S=-1.
GO TO 7
6 CONTINUE
KTIJKH
DO 3 I=IL,50
K=I-1
IF(L(I),EQ,1H ,OF,L(I),EQ,1H,) GO TO 9
7 CONTINUE
8 IFC=K
DO 13 I=IL,IFC
K=1
IF(L(I),EQ,1H+) GO TO 10
13 CONTINUE
KPUHTO=IFC+1
GO TO 12
10 KPUHTO=K
12 KEXP=KPUHTO-IL-1
FIJ4=0.0
DO 17 I=IL,IFC
GO 14 J=1,10
NN=FLOAT(J-1)
IF(L(I),EQ,N(J)) GO TO 16
14 CONTINUE
IF(KPUHTO-I)EQ,1I,10
50 PRINT 15
15 FORMAT(IX,'*KLEPITA SUS DATOS, CARACTER INVALIDO*')
GO TO 1
16 IF(KEXP) EQ,12,13
51 U=-KEXP
U=1./ (10.0**U)
GO TO 54
52 U=1.0
GO TO 54
53 U=10.0**KEXP
54 FIU=FIUH+(H1*U)
KEXP=KEXP-1

```

OUTLINE LIBR2 73/74 CFT=1

FTN 4.6+461

119

30/04/08

```
17 CONTINUE
   V(KV)=S*FNUM
   IU=IFL+1
   S=1.
   GO TO 3
   END
```

```
1050535 //// END OF LIST ////
1050535 //// END OF LIST ////
```

NOMENCLATURA DE LAS VARIABLES UTILIZADAS

EN EL PROGRAMA

AAAA	Longitud de aumento en los tubos de entrada y salida de la sección radiante
AALETA	Altura de aleta
ABCONN	Superficie de transferencia en el banco de tubos aletados
AEFTL	Superficie de transferencia de calor del tubo liso por pie de tubería lineal, basado en el diámetro externo.
AFPT	Area de flujo transversal en los tubos
AIFTL	Superficie de transferencia de calor del tubo liso por pie de tubería lineal, basado en el diámetro interno.
ALSB, y ALBA	Area libre de flujo de los gases de combustión en el banco de tubos lisos, y en el de tubos aletados.
APFLA	Superficie de transferencia de calor del tubo aletado por pie de tubería lineal.
AR	Superficie de transferencia en la sección de radiación.
ASB	Superficie de transferencia en el banco de tubos escudo
ASBSR	Superficie de transferencia del banco de tubos escudo considerada como transferencia por radiación.
ATCH	Area de la sección transversal en la chimenea.
ATOT	Superficie total de transferencia de calor.
BTUPPC	°API ó LHV del combustible.
CALES Y CALES1	Calor específico del fluido dentro de tubos.

CCPER	Caída de presión permisible.
CCROS	Longitud de tubería entre las secciones de radiación y convección.
CESR y CESC	Longitudes reales de los tubos en las secciones de radiación y convección.
CJ	Factor para transferencia de calor adimensional.
CLONG	Longitud equivalente de la tubería.
CL2	Altura para tiro en la sección de convección.
CNSE	Tiro de la chimenea por pie de longitud.
COND y CONDOC	Conductividad térmica del fluido dentro de tubos.
CONDGE	Conductividad térmica de los gases de combustión.
CORRP	Corrosión permitida.
CP	Calor específico de los gases de combustión.
CRCHI	Tiro requerido.
DCT	Diámetro del círculo formado por los tubos de la sección de radiación.
DE	Diámetro externo de los tubos.
DECSR y DECSB	Distancia entre centros de los tubos de la sección radiante y entre tubos de la sección de convección respectivamente.
DELP	Caída de presión calculada.
DEQCRO	Longitud equivalente entre las secciones de radiación y convección.
DEQV	Longitud equivalente en el banco de tubos.
DEQVR	Longitud equivalente en la sección de radiación.
DI	Diámetro interno de los tubos.
Dist	Aumento de altura en el banco.

DTGESB	Incremento de temperatura entre la entrada y salida de los gases de combustión en la sección de tubos escudo.
EA	Por ciento de exceso de aire.
EC	Eficiencia térmica del calentador.
ED	Esfuerzo de diseño.
EFALE	Eficiencia de Aleta.
ET	Mínimo espesor de tubería requerido.
ET1	Espesor de tubería obtenido.
FCOCO	Factor por efectos conductivos y convectivos.
FF	Factor de fricción.
FGE	Flujo de los gases de combustión.
FRMAP	Relación de máximo flujo de transferencia de calor a flujo promedio.
FVFL	Factor por variación de flujo local.
GALETA	Espesor de aleta.
GCSC	Ganancia de tiro en la sección de convección.
GTA	Masa velocidad de los gases de combustión.
HA	Calor absorbido.
HASB	Calor disponible por libra de gas de combustión a la temperatura de salida del banco de tubos escudo.
HBWT	Calor disponible por libra de gas de combustión a la temperatura del puente.
HCSB	Coefficiente de película basado sobre convección - pura por fuera de tubos en el banco de tubos escudo.
HF	Calor producido por quemadores.

HI	Coeficiente de película dentro de tubos a la temperatura de salida.
HIOSB Y HIOBC	Coeficientes de película dentro de tubos basado en en el area externa en el banco de tubos escudo y en el de tubos aletados.
HISB	Coeficiente de película dentro de tubos basado en el area interna.
HOBA y HOSB	Coeficientes totales de transferencia por fuera de tubos en la secciones de tubos aletados y tubos <u>escudo</u> .
HOEFEC	Coeficiente total de transferencia en la sección de tubos aletados (corregido por eficiencia de aleta).
HRCH	Altura de chimenea.
HRGSB	Coeficiente de transferencia por radiación por fuera de tubos en la sección de tubos escudo.
HTGE	Calor disponible por libra de combustible a la <u>temperatura</u> de salida de los gases.
HWSB y HWBC	Coeficiente de transferencia de calor del tubo en el banco de tubos escudo y en el de tubos aletados.
LETSB	Longitud efectiva de los tubos escudo, y de los <u>tubos</u> aletados.
LETV	Longitud efectiva de los tubos verticales en la sección de radiación.
MVDCHI	Masa velocidad de los gases de <u>combustión</u> en la chimenea.
MVF	Masa velocidad del fluido dentro de tubos.
MVGE	Masa velocidad de los gases de <u>combustión</u> en la sección de tubos escudo.
MVR	Máxima velocidad de radiación
NOALE	Número de aletas por pulgada.

NCOD	Número de codos entre la sección de radiación y convección
NOHBC	Número de hileras en el banco de convección.
NP	Número de pasos.
NTSBPH	Número de tubos por hilera en el banco de convección.
NTSR	Número de tubos verticales en la sección de radiación.
NUM1	Número total de tubos escudo.
NUM2	Número total de tubos aletados.
PBA	Pérdidas por fricción de los gases en el banco de tubos aletados.
PD	Presión de diseño.
PDAM	Pérdidas por fricción de los gases de combustión en el controlador de tiro.
PDCHI	Porcentaje de sobrediseño para la chimenea.
PCHI	Pérdidas por fricción de los gases de combustión a la entrada de la chimenea.
PLHV	Neto poder calorífico del combustible.
PSB	Pérdidas por fricción de los gases de combustión en el banco de tubos escudo.
PVR	Promedio de la velocidad de radiación.
PVRC	Promedio de la velocidad de transferencia de calor en el banco de tubos aletados.
QABA	Calor transferido en el banco de tubos aletados.
QASB	Calor transferido en el banco de tubos escudo.
QC	Calor transferido en las secciones de tubos escudo y tubos aletados.

QR	Calor transferido en la sección radiante.
RE y REV	Número adimensional de Reynolds.
RGC	Relación de libras de gases de combustión por libra de combustible
RISB y RIBC	Resistencias dentro de tubos en las secciones de tubos escudo y tubos aletados.
RLED	Relación de longitud de tubos verticales a diámetro del círculo formado por los tubos.
ROSB y ROBC	Resistencias por fuera de tubos en las secciones de tubos aletados y tubos lisos.
RTSB Y RTBC	Resistencias totales en las secciones de tubos escudo y tubos aletados.
SCPHBC	Superficie de transferencia de calor por hilera en el banco de tubos aletados.
SDGFT	Tiro ganado en la chimenea por pie.
SFLFT	Perdidas por fricción en la chimenea por pie.
TAM	Temperatura ambiente.
TE	Temperatura de entrada del fluido de proceso.
TFABA,TFESR, TPFSR,TPSBF	Temperaturas intermedias del fluido de proceso.
TIGE	Temperatura a la salida del banco de convección de los gases de combustión.
TM	Temperatura de la tubería.
TPGCHI	Temperatura promedio de los gases de combustión en la chimenea.
TPGESB	Temperatura promedio de los gases de combustión en la sección de tubos escudo.
TPMSR	Temperatura promedio del metal en la sección radiante.

TSBWT	Temperatura de los gases de combustión en el puente.
TSCHI	Temperatura de los gases de combustión a la salida de la chimenea.
UBC y USB	Coefficiente global de transferencia de calor en las secciones de tubos aletados y tubos escudo.
VE y VEF	Volumen específico del fluido de proceso.
VIS1, VISC y VFLUI	Viscosidad del fluido de proceso.
VISGE	Viscosidad de los gases de combustión.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

El método utilizado en el presente trabajo, se puede considerar confiable bajo las premisas previamente establecidas, ya que los resultados obtenidos son satisfactorios para un diseño preliminar de este tipo de equipo.

Cabe hacer notar que el contar con este método programado en lenguaje fortran, en forma interactiva, nos permite variar los parámetros de diseño, de tal forma que nos ayuda a una selección del equipo más racional.

El tener programado dicho método, contribuye a un ahorro de tiempo, pudiendo ser utilizado por cualquier ingeniero, aunque no este entrenado en computación, ya que su manejo es bastante sencillo.

La confiabilidad de los ajustes a ecuaciones, de la información que necesita el programa se considera suficientemente buena, debido a que los resultados obtenidos a través de dicho programa son bastante lógicos.

El método y función utilizados en el cálculo iterativo, fueron apropiadas para conducir a una rápida solución de una manera eficaz.

CAPITULO VII

BIBLIOGRAFIA

- 7.1.- Procesos de transferencia de calor.
Donald Q. Kern
Compañía Editorial Continental, S.A.
- 7.2.- Chemical Engeneering Hand Book.
John H. Perry
Compañía Editorial McGraw-Hill
- 7.3.- Thecnical Data Book-Petroleum Refining
American Petroleum Institute.
División de refinación.
- 7.4.- Petroleum Refinery Piping.
American National Standard Code for Pressure Piping.
The American Society of Mechanical Engineers.
- 7.5.- Data Book on Hydrocarbons.
J.B. Maxwell.
Nostrand Co., Inc., Princeton, N.Y.
- 7.6.- Fired Heater.
Herbert L. Berman.
Chemical Engineering, junio 19,1978.
- 7.7.- Fired Heaters.
Herbert L. Berman.
Chemical Engineering, agosto 14,1978.
- 7.8.- Heat Transmission in Convection section of Pipestills.
C.C. Monrad.
Ind. Eng. Chem., Vol. 24, p 505, 1932.
- 7.9.- How to Rate Finned-Tube Convection section in Fired Heaters.
J.L. Schwepe y C.Q. Torrijos.
- 7.10.- Friction Factor.
Willson, R.E., W.H. McAdams y M. Seltzer.
Ind.Eng. Chem. Vol. 14, p 105-119 (1932).