

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

**DISEÑO DE CALENTADORES DE FUEGO
DIRECTO POR EL METODO DE
LOBO Y EVANS.**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A

IGNACIO DE J. MALLEN GARZA

MEXICO, D. F.

M-165594

1973



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.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO DE CALENTADORES DE FUEGO DIRECTO

POR EL METODO DE LOBO Y EVANS

IGNACIO DE JESUS MALLÉN GARZA

INGENIERO QUIMICO

1973

PRESIDENTE Prof. Ing. Adalberto Tirado Arroyave

VOCAL " Ing. Carlos Doorman Montero

SECRETARIO " Ing. Leopoldo Rodríguez Sánchez

1er. SUPLENTE " Ing. Cutberto Ramírez Castillo

2do. SUPLENTE " Ing. Lucía Arciniiega Carrillo

PETROLEOS MEXICANOS

IGNACIO DE JESUS MALLEN GARZA

LEOPOLDO RODRIGUEZ SANCHEZ

CON AGRADECIMIENTO PARA EL ING.

LEOPOLDO RODRIGUEZ SANCHEZ Y

DR. LUIS MIGUEL LOPEZ MARQUEZ

POR SU AMABLE COLABORACION.

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MIS MAESTROS Y AMIGOS

A TI

INTRODUCCION

En las operaciones de Destilación Atmosférica y el vacío de Crudos "Cracking Térmico" y los modernos procesos de gas a elevada temperatura, los hornos tubulares de calentamiento directo son factor primario en las unidades de Refinación. Los hornos también se usan ampliamente en operaciones de calentamiento, tratamiento y vaporización. En las Refinerías se requiere hornos para manejar fluidos a temperaturas hasta de 1500°F y combinaciones tan severas como son temperaturas de 1100°F y 1600 lb/pulg².

En estos hornos se usa como combustible exclusivamente petróleo o gas, aunque en un futuro próximo pueden desarrollarse para quemar sus productos del petróleo como de Coque. En general la eficiencia térmica de los hornos de las Refinerías es considerablemente menor que la de las calderas productoras de vapor. Con la tendencia hacia la mayor utilización del petróleo crudo producido, el combustible empieza a escasear y al mismo tiempo es más valioso, por lo que las Refinerías reconocen la necesidad de mayores eficiencias térmicas. Se espera que el rango de las eficiencias térmicas aumente de 65 a 70 % del empleado -

actualmente hasta un 80 % en el futuro.

El cálculo y diseño de las calderas generadoras de vapor y hornos usados en las Refinerías, son las aplicaciones comerciales más importantes de la transferencia de calor radiante, y el arte de la construcción de éstas unidades se desarrolló antes que la teoría, el cálculo de la transferencia de calor radiante en estos hornos, evolucionó a partir de métodos empíricos. La contribución de varios investigadores en problemas de transferencia de calor radiante, tanto de tipo específico como general, especialmente aquellas de H. C. Hottel y de Lobo y Evans han hecho posible que el diseño de estos hornos se haga a partir de bases más fundamentales. Se cuenta ahora con métodos semiteóricos para el cálculo de las secciones radiantes de transferencia de calor. A menudo estos métodos pueden adaptarse a la solución rápida de problemas que se encuentran en otra clase de hornos, así como otros equipos, en los que la transferencia de calor radiante es de bastante importancia.

El objetivo es presentar algunos métodos empíricos y semiteóricos para el cálculo de las secciones radiantes y de convección de dichos hornos, datos para su -

uso y un ejemplo de su aplicación, para lo cual se mostró el modelo matemático a seguir.

En particular se tratará más detenidamente el método de Lobo y Evans, ya que dentro de dichos métodos empíricos es el que presenta una mínima desviación en el cálculo de hornos con respecto a los otros métodos. En éste se hace uso del factor total de intercambio "F", y una ecuación del tipo Stefan - Boltzmann, la cual tiene una buena base teórica y se usa extensamente en el diseño de hornos para Refinerías.

TIPOS DE CALENTADORES

Ha existido una tendencia en los procesos químicos industriales para catalogar los diversos tipos de calentadores, en lo que a diseño concierne, ya que estos se pueden clasificar como económicos o caros, de acuerdo a su configuración y acomodo, así como de la clase de servicio que ofrezcan.

En primer término tenemos aquellos que realizan exclusivamente una función de calentamiento, es decir, elevan la temperatura de un líquido si efectuar modificación alguna de su estado o su composición química. A estos se les denomina calentadores de tipo corriente.

También existen aquellos que actúan sobre un líquido que sufre una modificación durante el calentamiento. Por ello sus aplicaciones características van asociadas con procesos tales como la destilación, la pirólisis de hidrocarburos o bien el refinamiento de crudos, que fundamentalmente es lo que nos interesa.

Se ha hecho uso frecuentemente de dos tipos de calentadores. Uno sería el calentador cilíndrico vertical que resulta más económico que el calentador de tubos horizontales.

zontales. Esta convicción fué originada hace algún tiempo, cuando el calentador integral vertical de tubos de convección radiante con superficie extendida vino a usar se en competencia con el calentador convencional de tubos horizontales.

Este calentador cilíndrico vertical, denominado calentador tubular de tipo corriente se introdujo en la industria especialmente en las refinerías, alrededor de 1925, recibiendo el nombre de calentador tubular, para distinguirlo del calentador de tubos horizontales.

El diseño de estos hornos tubulares, que consta de tubos acodados 180° que forman un serpentín continuo, dispuesto en la parte fija de un horno refractario y, parcialmente en la cámara de combustión, donde el calor es absorbido principalmente por radiación y en parte en el conducto de los gases que salen de ésta cámara donde el calor es absorbido por convección. La corriente de líquido a través del serpentín es por regla general de sentido contrario a la de los gases de la combustión, y pasa primero por los tubos calentados por convección para seguir posteriormente por la sección del tubo calentado por radiación. De esta forma puede lograrse rápidamente -

un rendimiento térmico razonable, dotando a la superficie de tubo calentada por convección, de una extensión apropiada desde el punto de vista económico.

La gran ventaja competitiva del nuevo modelo de tubos verticales fué grande, el resultado de la gran reducción en el área de convección requerida, y la reducción en la cantidad de accesorios que eran necesarios, mejorando así el acomodo de los tubos, con lo que se origina una disminución en el costo. Esto ha ocasionado que los calentadores de tubos horizontales hayan sido equipados con superficies extendidas de tubos mayores, posteriormente con el advenimiento del vapor de aire descarbonizado, dió como resultado, una disminución de accesorios requeridos, con lo que el costo de un calentador horizontal también disminuyó, emparejándose así con el otro tipo de calentadores. Actualmente el diseño de calentadores se hace en base a las aplicaciones que tenga dicho calentador.

Las consideraciones específicas del proceso y los requerimientos del diseño que serán definitivas para las selecciones de los tipos de calentador empleado, aunque generalmente se tiene un criterio ya establecido para decidir el diseño básico. Así, en el caso en que existan chimeneas de 150 piés de altura o más, se tiende a favore

cer el uso de calentadores de tubos verticales, o bien en el caso de que se tengan unidades más complicadas, como son las instalaciones de calentadores múltiples, una simple chimenea común con conductos colectores, puede ser aplicada, ya que generalmente es lo más económico, y deja también al diseñador en libertad para seleccionar el acomodo óptimo para cada servicio individual.

En el caso de calentadores de tubos horizontales, los requerimientos para quemado del combustible pesado son similares, y generalmente se justifica el uso de tubos de diámetro grande, ya que del mayor espacio permisible entre los soportes intermedios, y una reducción en el número de ellos, con la consecuente disminución del costo, sin embargo el uso de tubos de gran diámetro dan como resultado un incremento en el costo del calentador. Particularmente en el caso en que se puedan usar diferentes mezclas de materiales, en ocasiones bastante caros, por lo que se debe verificar el balance económico entre el costo de los tubos, y el de los soportes.

Aparte de los efectos que ocasiona la configuración del calentador, los requerimientos para la combustión de acéites pesados, generalmente implican una modificación de la superficie extendida de la sección de convección

lo que podría disminuir el costo del calentador.

El precalentador de aire de combustión como un método para aumentar la eficiencia del combustible, es de gran importancia, si se toma en cuenta el costo actual de los combustibles, se justifica el uso de éste en las nuevas instalaciones de calentadores, al nivel de 100×10^6 BTU/hr o más. Desafortunadamente, el aspecto teórico de la economía en la inversión, utilizando precalentadores de aire no va de acuerdo frecuentemente al presupuesto.

El calentador de tubos verticales con quemadores en el piso, presenta el más atractivo acomodo para el uso de precalentadores de aire, este tipo de diseño generalmente requiere menos quemadores que un calentador de tubos horizontales, si a esto le agregamos la combustión completa del gas, y la idea de que el sistema de quemadores y el conductor de aire de combustión tiendan a tener un acomodo compacto, dan un resultado más económico.

Esto también es importante para determinar la diferencia óptima entre el uso de calentadores de superficie de convección y superficies de aire precalentado. En el caso de calentadores con haces de tubos de acero al carbón, usados como superficies de convección en unión --

con un pequeño precalentador de aire, mostrará probablemente la gran economía.

De otra manera, sería la superficie de convección del calentador, la cual consiste de una mezcla de materiales, la que diera un mayor énfasis en superficies de aire precalentado, con el objeto de obtener una mayor economía.

FABRICACION.

El continuo aumento en el costo de los calentadores y sus componentes, que se han visto principalmente en los calentadores horizontales, ha originado que éstos sean suplidos por diseños de tubos verticales. Esto primeramente porque la extensión de un calentador de tubos horizontales puede ser tomado con algunas limitaciones, una restricción compensada para cualquier aumento de longitud y altura del calentador.

Algunas limitaciones se han hecho bajo consideraciones relacionadas de los calentadores, sobre su altura y diametro.

Alturas excesivas, provocan una mala distribución de suministro de calor a lo largo de la dimensión vertical del calentador, y un consecuente aumento en el

grado de calor radiante transferido a los tubos en la menor porción de la unidad.

Esto, en cambio, puede resultar en recalentamiento de los tubos más bajos y potencialmente requiere -- una limitación en lo que a presión se refiere; sobre tales circunstancias la economía del ensamblado o juego de piezas puede ser negativa por una reducción en la capacidad del horno.

El tipo de codos especificados tiene un pronunciado efecto sobre la selección de un diseño económico de calentadores, si usamos codos "U", los cuales están designados por el costo de los pasos. Generalmente no representan un porcentaje suficientemente alto del costo total del material para afectar la selección del arreglo del calentador, ya sea horizontal o vertical.

El calentador cilíndrico, con el usual flujo a contracorriente en la sección de convección, está en desventaja definitiva, porque de la relativamente corta longitud de los tubos de convección da como resultado un gran número de pasos requeridos. En contraste al calentador de tubos horizontales, el cual está usando tubos de convección con longitudes iguales para los tubos radiantes. De tal manera que requiere menos pasos y generalmente present

ta una clara ventaja económica, esta relación es ilustrada en la Figura (1), la cual señala el costo del material de distribución para unos 100 millones de BTU, en calentadores verticales y horizontales, usando para ambos, tubos en " U ".

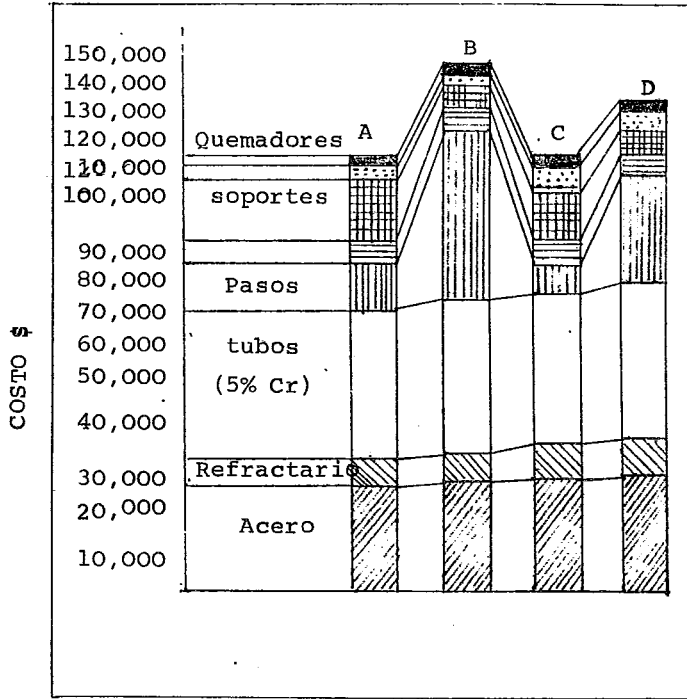
La misma aplicación para cualquier situación donde los codos tienen un alto costo, como en el caso de aleaciones de tubos calentadores operando a temperaturas y presiones altas.

En muchos casos es preferente sacrificar la eficiencia del calentador en relación al costo de éste.

HORNOS GEOMETRICOS.

Un programa de computadora fué codificado para simular un horno tubular de fuego directo teniendo una sección transversal rectangular con el haz de tubos radiantes localizados cerca del centro y con el flujo de gases de combustión. Siendo uno u otro comparado para el elemento tubular, comunmente empleado en reactores catalíticos, o perpendiculares como los usados en la pirólisis, los resultados reportados son para el último caso.

Las Figuras (a), (b) y (c) son secciones transversales de un horno en donde los gases de combustión flu-



- A. Cilindrico vertical con codos en "U"
- B. Cilindrico vertical Con pasos enrollados
- C. Caja Horizontal usando pasos y codos en "U"
- D. Caja Horizontal con psos enrollados.

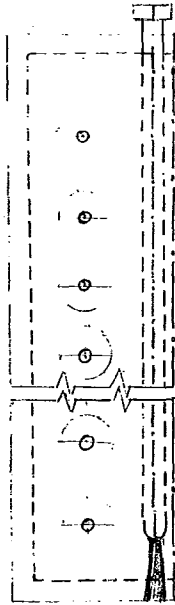
Fig. 1. COSTO DE LOS MATERIALES

yen hacia arriba, y los elementos tubulares son horizontales.

En las Figuras (d), (e) y (f) se muestra un diagrama de hornos donde los gases de combustión fluyen horizontalmente y los elementos tubulares están verticalmente acomodados.

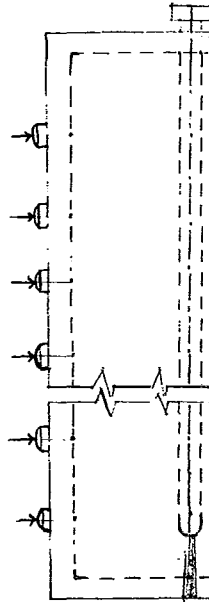
La configuración de la Cámara de Combustión es importante para la eficiencia de la transferencia de calor, pero es también de gran importancia el número de quemadores usados y su arreglo en el horno. En las Figuras mostradas se puede observar que en todas las instalaciones la capacidad de los quemadores es tal, como para proveer flexibilidad con respecto al calor total liberado, y el radio provisto es suficientemente bajo para permitir la obtención de la temperatura específica de reacción según la longitud del reactor, tendiendo a obtener una óptima eficiencia de conversión, ya que solo una mitad de la configuración del horno es mostrada, la otra mitad es la misma imagen, de modo que el reactor tubular es definido como un plano equivalente sumergido en el centro de la Cámara Radiante.

Una pared inclinándose es frecuentemente provis-



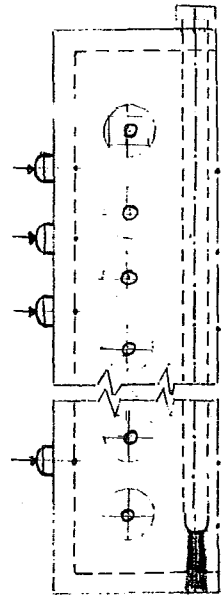
d

Una columna de quemadores en el fin de la pared



e

Múltiples columnas de quemadores junto a la pared, variando en calor por columna



f

Una columna de quemadores dentro y otra columna junto a la pared

ta como la tapa de la Cámara Radiante, como transición a la sección de convección angosta, esta área acomoda tubos adicionales, frecuentemente referidos tal como "Escudo de Tubos". El sistema de separación ó espaciado es completado por una transposición de la pared inclinada dentro del equivalente de la configuración rectangular, como se muestra con las líneas divididas, sin embargo, la actual área de flujo es usada en calcular el calor transferido por -- convección más el calor absorbido por radiación.

El flujo de reactivos a través del escudo de tubos y subsecuentemente los tubos radiantes, cuando el flujo del escudo de tubos a la tapa de los tubos radiantes - Figura (b), un término generalmente usado "Flujo a contra corriente" del reactante y gases de combustión pueden ser deseados en algunos casos. La Figura (c) muestra un acomodo en donde el alto flujo de calor del escudo de tubos es tá conectado a la sección más baja del haz radiante expuesta la intensidad del calor de radiación.

La energía liberada por combustión puede originarse en una zona simple o en un número de zonas en relación al proceso de conversión.

Para quemadores especiales, usando el principio de superficie de combustión un porcentaje de calor liberaa

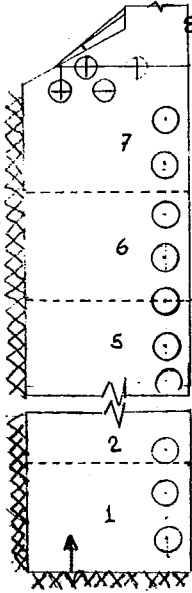
do es tomado por la superficie refractaria.

METODOS UTILIZADOS PARA CALCULO DE HORNOS.

Uno de los métodos producidos para calcular hornos de fuego directo fué el Método de Hottel y Cohen, programado para proveer la distribución del flujo de calor y distribución de temperatura con un horno, en base a la forma, dimensiones, emisividad refractaria, medidas de tubos y posición, emisividad de la pared de tubos y temperatura, composición del combustible, porcentaje de exceso de aire y la localización de los quemadores, así como la distribución del fuego, todas las correlaciones de emisividad y - absorbencia del gas, factores vistos y propiedades del gas de combustión necesitado. En los calculos del programa los pasos en el análisis han sido presentados por Hottel y sus colaboradores.

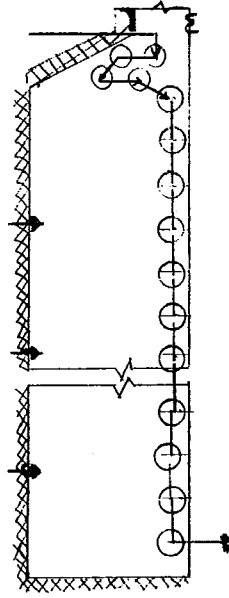
En el diseño de hornos modernos para catálisis - o procesos de conversión homogénea, quemadores de fuego - perpendiculares son establecidos, así como las propiedades de gas - aire o aceites ligeros.

Bajo algunas circunstancias esto es deseable para extender la flama del frente, en dos o más zonas. El retardo en combustión, viene siendo por el grado de difusión



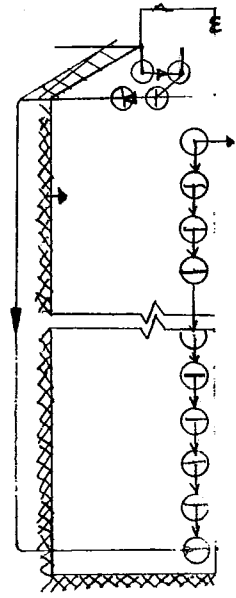
a

Una columna de quemadores en el piso. (ilustración - de zonas).



b

Múltiples columnas de quemadores junto a la pared; - con variación en el calor - producido por columna.



c

Una columna de quemadores en el piso y una columna sobre la región de - pared.

de aire dentro del combustible, ya que por lo regular no ocurre la verdadera difusión, ni la combustión es siempre completa.

La Cámara Radiante fué tomada para ser llenada con productos de combustión, la energía de emisión de los gases, siendo enteramente el resultado de dióxido de carbono y agua.

El émbolo de flujo fué tomado para este estudio, puesto que el bajo radio del horno, anchura y longitud, - el gran número de quemadores para el horno, y el alto número de Reynolds, sobre el orden de 100 a 1000, son todos favorables para establecer estas condiciones de flujo. Esta restricción puede ser cedida cuando usamos un fino enrejado como el mostrado en la Figura (a).

APLICACIONES TIPICAS.

El programa explora el uso apropiado de un horno para un proceso de conversión específico por simulación, el desempeño y el efecto de la variación en el diseño del haz de tubos, la Cámara de Combustión y el acomodo de quemadores, como se muestra en el siguiente parámetro.

1.- Dimensiones relativas de la Cámara Radiante.

2.- Variación en el espaciamiento y diámetro de los tubos.

3.- Corriente y contracorriente del flujo de reactivos y gases de combustión.

4.- Selección y acomodo de los quemadores.

5.- Calor total liberado y distribución.

Es necesario especificar para cada haz designado, la caída de temperatura en el perfil de la pared de tubos, la cuál corresponde a las condiciones bajo las cuales el proceso de conversión sería preferentemente conducido, como fué establecido por la corrida simulada del computador. Cuando los parámetros designados anteriormente son cambiados, el calor para ser impartido al reactivo en el curso de esta conversión puede ser igualado.

La utilidad del programa de computadora puede ser vista de los resultados obtenidos.

DATOS SUDMINISTRADOS.

Los datos introducidos a la computadora definen el arreglo del haz de tubos, el diseño de la Cámara Radiante, la composición del combustible gaseoso y el exceso de aire usado en la combustión son dados en la tabla (1). Para las dimensiones especificadas de la sección radiante. La computadora define un número de zonas (siete). La tem-

TABLA 1

DATOS DE LA INTRODUCCION PARA TODAS LAS
CORRIDAS

	Radiante		
	Más Bajo	Más Alto	Escudo
Número de tubos.	8	8	4
Diámetro Externo de los tubos en pulgadas.	4.70	5.24	4.25
Espaciamiento de centro a centro de los tubos - en pulgadas.	11.0	11.0	8.25

Los tubos están conectados por tubos de 180° teniendo el mismo diámetro interno.

El flujo concurrente de reactante y gases de combustión estipulado.

DIMENSIONES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

Parte interna de la pared central en pies.	2.39
Parte interna de la pared a la línea central de tubo en pies.	1.86
Altura de la pared (Lado de afuera).	14.50
Altura de la línea central del escudo de tubos.	15.50
Longitud media central del escudo de tubos.	1.74

Composición del combustible gaseoso (Combustible al 10% de exceso de aire)

	% Mol
H ₂	24.45
CH ₄	74.78
C ₂ H ₄	0.75
C ₂ H ₆	0.02
	<hr/>
	100.00

peratura de pared de tubos, según el modelo, es mostrada - en la Figura (2). El modo de quemado y el calor total liberado para cada "corrida" está dada en la tabla (2) como - parte de los datos suministrados a la computadora.

RESULTADOS:

La composición, cantidad y propiedades de los - gases de combustión son calculados por la computadora, como el paso inicial del programa tabla (3).

PERFILES DE TEMPERATURA.

La temperatura refractaria, calculada y la com- bustión del gas, en cada zona correspondiendo a la tempe- ratura especificada en el perfil de la pared de tubos, -- son incluidas en los resultados presentados en la Figura (2) para corridas 2 - 1 como una ilustración general. La temperatura de los gases de combustión varían de un alto valor de $3,207^{\circ}\text{R}$ en la zona 1, a valores menores de $2,231^{\circ}\text{R}$ para el gas dejando el escudo de tubos, (zona 7) una di- ferencia de cerca de 1000°R , indicando que la postulación de una simple temperatura media radiante, sería inapropia da en el diseño de hornos.

TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION

En hornos diseñados para aplicaciones de calor -

Tabla 2. Datos suministrados - Forma de Quemador
% calor liberado en la zona.

Corrida	Geometría en Figura	Total de calor li- berado - millones BTU/ hr.								Resultado en figura.	
			1	2	3	4	5	6	7		
1-1	a ó d	32.64	50	40	10	0	0	0	0	0	3
2-1	a ó d	48.95	50	40	10	0	0	0	0	0	2 y 3
3-1	a ó d	73.42	50	40	10	0	0	0	0	0	3
2-1	a ó d	48.95	50	40	10	0	0	0	0	0	4
2-3	a ó d	48.95	70	30	0	0	0	0	0	0	4
2-4	a ó d	48.95	100	0	0	0	0	0	0	0	4
1-2	b ó e	32.64	0	40	30	20	10	0	0	0	5
2-2	b ó e	48.95	0	40	30	20	10	0	0	0	5
3-2	b ó e	73.42	0	40	30	20	10	0	0	0	5
2-2	b ó e	48.95	0	40	30	20	10	0	0	0	6
2-5	b ó e	48.95	0	20	20	20	20	20	0	0	6
2-6	b ó e	48.95	0	0	10	20	30	40	0	0	6
2-4	c ó f	48.95	100	0	0	0	0	0	0	0	7
2-7	c ó f	48.95	70	0	0	0	0	0	0	30	7
2-8	c ó f	48.95	50	0	0	0	0	0	0	50	7

TABLA 3

DATOS SOBRE GASES DE COMBUSTION

	Valores % Humedad	% Volúmen Seco
CO ₂	7.96	9.89
O ₂	1.71	2.13
N ₂	70.78	87.98
H ₂ O	19.55	--
	<hr/>	<hr/>
	100.00	100.00
Peso Molecular Promedio	24.41	29.69
Volúmen del gas standard cu pie/ standard cu pie- de combustión de gas.	9.59	7.71
Calor Liberado		
BTU/standard cu pies del combustible gaseoso	760	
Temperatura adiabática de flama	3.934° R	

intenso, una alta eficiencia térmica puede ser realizada con la configuración apropiada de la Cámara Radiante para modelos de transferencia de calor variando, sobre la longitud del reactor tubular. Un diseño compacto caracterizado por una Cámara de Combustión de poca anchura. No solo se reduce la pérdida de calor del horno, sino también origina una alta velocidad de traslación de los productos de combustión. El coeficiente de transferencia de calor por convección, es aumentado por el grado de turbulencia y por la extensión de la corriente circulando.

Los valores para el coeficiente de transferencia de calor por convección generalmente son mayores que 2.0 y son frecuentemente citados para la utilidad de los calentadores.

El calor transferido por convección, como un porcentaje del calor total absorbido en cada zona es mostrado en la Figura (2) para corridas 2 - 1. La relativa contribución de los procesos de radiación y convección para el calor total absorbido por el haz de tubos, está dependiendo fuertemente sobre la temperatura dejada del gas radiante y la temperatura dejada de la relativa circulación para la caída de temperatura en la zona 1, donde la temperatura del gas es aproximadamente 3,200°R. La contribución

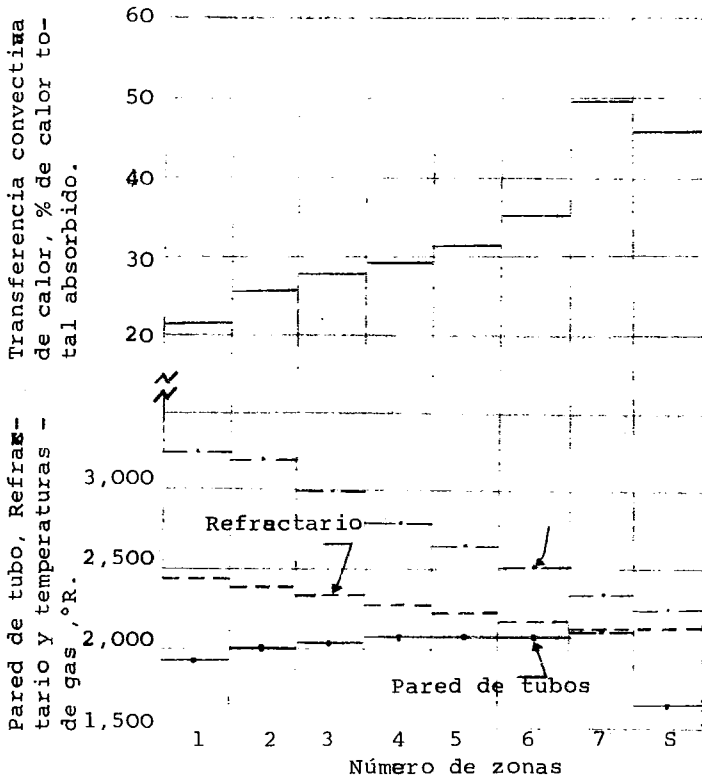


Fig. 2. Resultados computados para la corrida 2-1

Hornos geométricos:	Figura a 6 d
Total de calor liberado:	49.0 MM BTU/hr
Zona:	1 2 3
% de calor liberado:	50 40 10

por convección es 21%, así como en la zona 7, para un gas con temperatura de $2,300^{\circ}\text{R}$ casi el 50% del calor absorbido es por convección.

En el caso anterior, la radiación regresa de la pared del tubo a la circulación y puede ser despreciada, pero en otro caso esta puede ser un factor importante en el balance de energía total del sistema.

La reirradiación de los tubos calientes en la zona 7, al escudo de tubos relativamente frío, es también un factor importante en reducción a la cantidad de calor neto transferido por radiación.

DISTRIBUCION DE LA INTENSIDAD DE CALOR.

Los efectos del calor total liberado, en el modelo del horno y localización de quemadores en la distribución longitudinal de la intensidad de calor sobre el haz de tubos y sobre la eficiencia térmica de la Cámara Radiante son representadas en la Figura (3) a (7).

Un flujo de calor relativamente alto para el escudo de tubos es obtenido para todas las corridas, porque del área libre reducida y la diferencia de temperatura del gas a la salida de la sección radiante y a la salida de la sección de convección es de 680°R en la corrida 2 - 1. Au-

mentando calor transferido por convección el espesor del escudo de tubos, para intensidad total de la masa de gas radiado, mejorará el flujo radiado, también los tubos calientes cerca del haz de tubos de salida, contribuyen para recoger calor del escudo de tubos por radiación.

El efecto de la combustión retardada sobre el flujo de calor y eficiencia para hornos teniendo solo una hilera de quemadores en un extremo del horno, es presentado en las Figuras (3) y (4). Para un quemador de piso de radio 2.25, el flujo de calor varía para un factor de 1.5 en la zona 1 y 10.3 en la zona 7, tal como puede ser determinado. De los datos presentados en la Figura (3) el radio del calor total absorbido es 1.9 el cuál representa aproximadamente un 15% de caída en eficiencia del menor de los calores más altos liberados.

Cuando la combustión ocurre a calor liberado constante, la diferencia en flujos de calor, es significativa solo en zonas donde la combustión completa no ha ocurrido, y el efecto sobre la eficiencia es relativamente pequeño.

Las corridas hechas para la operación de hornos teniendo multiples hileras o columnas de quemadores, requerirían un tipo de quemador teniendo un radio plegado de 9.0.

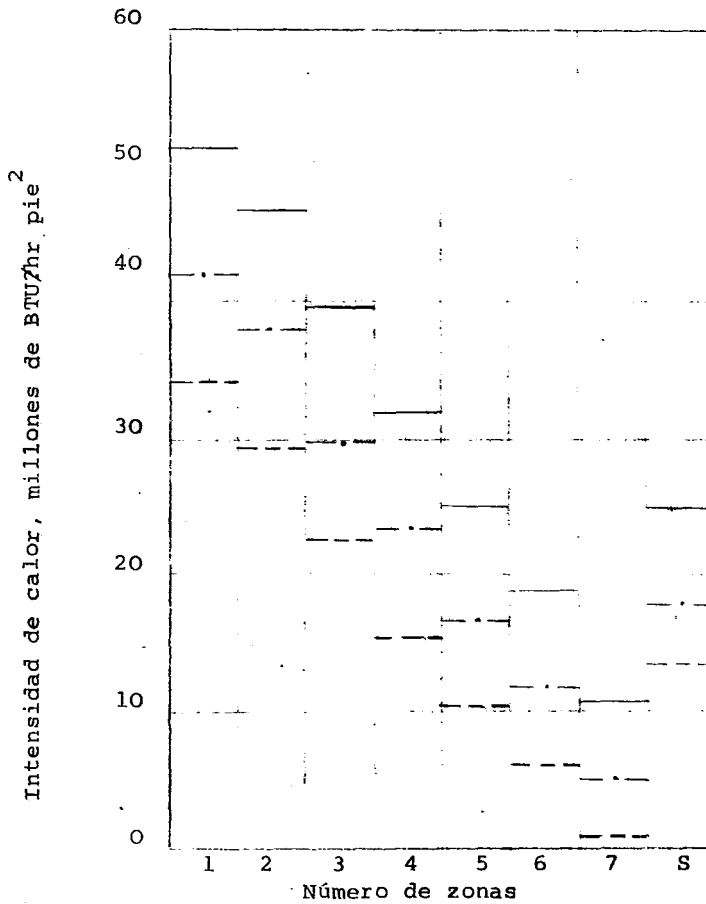


Fig. 3. Distribución de la intensidad de calor

Hornos geométricos:	Figura	a	ó	d
Zona ;	1	2	3	
Modelo de quemado,				
% de calor liberado:	50	40	10	

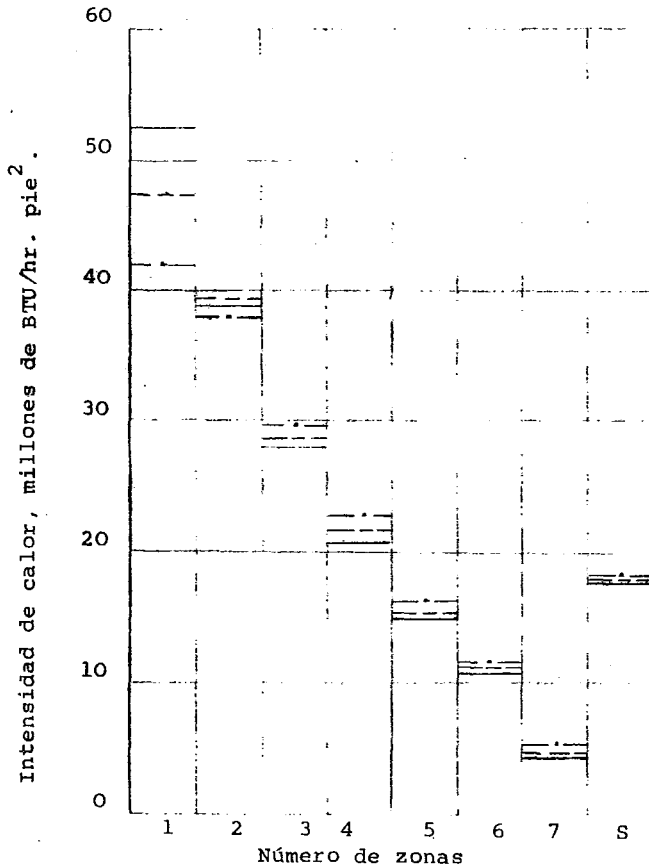


Fig. 4. Distribución de Intensidad de Calor

Hornos Geométricos: Figura a 6 d
Total de calor li--
berado : 49 MM de BTU/hr.
Corrida Curva % de calor liberado en la zona eficiencia %

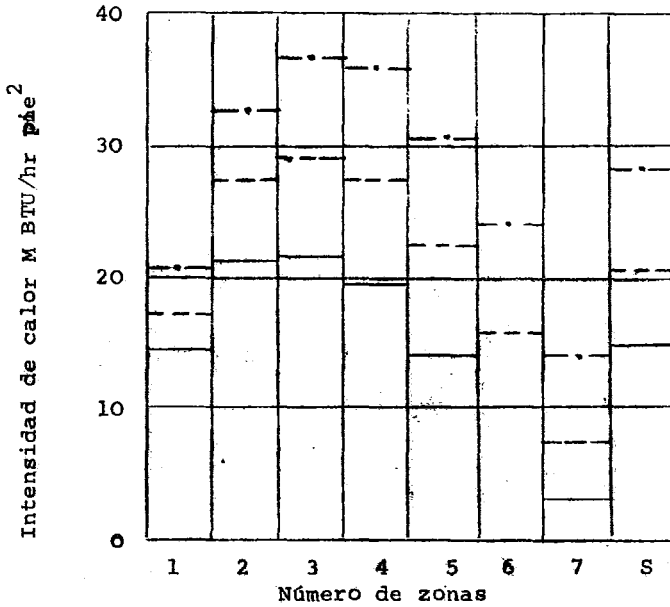


Fig. 5. Distribución de intensidad de calor.

Hornos geométricos:	Figura	b	6	e	
Zona :	2	3	4	5	
% de calor total liberado	40	30	20	10	
Corrida	Curva	Calor total liberado	MMBTU/hr		Eficiencia %
1-2	=====		32.6		54.2
2-2	-----		49.0		49.8
3-2	-.-.-		73.4		44.6

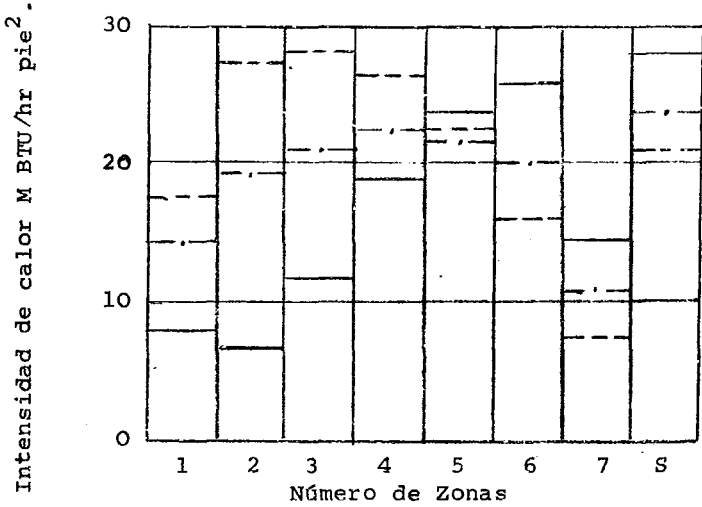


Fig. 6. Distribución de Intensidad de calor
 Hornos geométricos: Figura b ó e
 Calor total liberado: 49.0 MM de BTU/hr.

Corrida	Curva	% de calor liberado en zonas					eficiencia
		2	3	4	5	6	
2-2	-----	40	30	20	10	0	48.9
2-5	-.-.-	20	20	20	20	20	46.5
2-6	_____	0	10	20	30	40	42.7

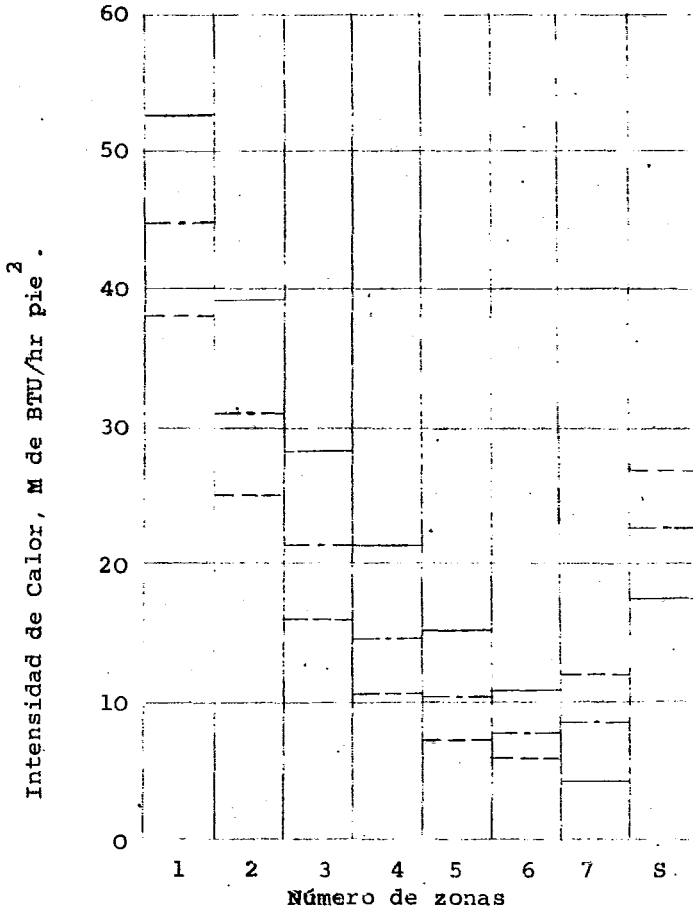


Fig. 7. Distribución de Intensidad de Calor
 Hornos Geométricos: Figura c ó f
 Calor liberado : 49.0 MM de BTU/hr.

Corrida	curva	% de calor liberado Zonas		eficiencia %
		1	7	
2-4	—	100	0	54.40
2-7	- - -	70	30	47.60
2-8	- · -	50	50	42.60

El modelo resultante de intensidad de calor para tres caídas de calor total liberado es reportado en la Figura (5).

El uso de hileras múltiples de quemadores permitidos para una variación grande en la distribución del calor por variación de cantidad de combustible para cada hilera, mientras mantenemos el flujo de gas total para la unidad total a un valor constante, la flexibilidad que puede tenerse con estos tipos de unidades es mostrada en la Figura (6). Donde por ejemplo el calor absorbido en los tubos de la zona 3 reciben $12.260 \text{ BTU/hr ft}^2$ de la superficie de afuera del tubo, en la corrida 2 - 6 y $28,690$ en la corrida 2 - 2.

Cuando el modelo de quemado es alterado; y mejorados los límites usados en las corridas, un gran número de distribuciones son posibles.

DETERMINACION DE PROPIEDADES

El diseño de un horno es fundamental para la de terminación de ciertos factores de trabajo, así como las propiedades y características de los materiales y combustibles usados.

A continuación se demuestra un procedimiento pa ra efectuar dicho proceso.

- 1) Determinación de composición de los productos de com -
bustión y del calor total liberado que debe usarse para -
conseguir el rendimiento deseado.

- 2) Asignación del calor a absorber por los elementos ca -
lentadores o sección radiante y en la sección de convec -
ción.

- 3) Determinación de la velocidad de transmisión de calor
y de la superficie de la zona de calentamiento en la sec -
ción radiante.

- 4) Velocidad de la transmisión del calor y de la superfi -
cie de tubos en la sección o secciones de convección.

Los productos de la combustión varían en su com posición según sea el tipo de combustible y el aire sobranu

te empleado en el proceso de oxidación. El contenido de carbono e hidrocarburos del combustible define la composición del gas de combustión.

La combustión completa constituye un requisito previo del rendimiento térmico y para asegurarlo se utiliza aire en exceso sobre el mínimo requerido, según sea el tipo de combustible y el equipo o sistema de combustión (tabla 4).

El tipo de combustible, su potencia calorífica y el aire sobrante aplicado en la combustión, determinan la temperatura de llama teórica que se alcanzaría si la oxidación fuera instantánea.

La temperatura teórica de flama puede reducirse de la potencia calorífica del combustible y del total de productos de la combustión desprendidos, incluso el aire sobrante. Se necesitan datos de entalpía exactos, relativos a los gases de la combustión.

Para conseguir un rendimiento térmico determinado, deben evaluarse las pérdidas de calor. Existe una de-

Tabla 4. Mezclas Combustible-Aire

Tipo de Combustible	Tipo de Quemador	Margen de porcentajes normales de aire en exceso.
Gas natural o de refinera	Aire y gas combustible previamente mezclados	5-15
Gas natural o de refinera	Aire inducido por corriente natural	10-25
Aceites combustibles destilados	Aire atomizado al vapor por corriente natural	25-40
Aceites combustibles destilados	Aire atomizado mecanicamente por corriente natural	30-50
Aceites combustibles residuales	Aire atomizado al vapor por corriente natural	40-70

terminada pérdida de la estructura del horno que varía - con la superficie de la caja del mismo, su capacidad calorífica y el medio atmosférico circundante. La construc -- ción de las paredes de la mayoría de los tipos de hornos, - es decir del material aislante, es tal que la pérdida es - pecífica de calor en $\text{Kcal}/(\text{hr})(\text{m}^2)$ ($\text{BTU}/(\text{hr ft}^2)$) de la - superficie exterior de la pared, es prácticamente la misma para todos los niveles de temperatura de funcionamiento. - De aquí que la pérdida de calor variará principalmente so - lo con la capacidad de horno.

La pérdida de calor en la estructura (Δ) Q_e puede de calcularse por la relación (Δ) $Q_e = \lambda i l$ Donde λ re - presenta la fracción de calor desprendido i es la entalpia del gas de combustión de la temperatura de la llama.

La Temperatura de la salida del gas de la combustión procedente del horno, se determina de acuerdo al rendimiento -- térmico deseado.

PRODUCCION DE CALOR

La distribución de la producción del calor entre las secciones radiante y de convección de los calentadores de tipo corriente, vá asociada al estudio del diseño y a - las condiciones de servicio de cada fabricante.

Tabla 5. Pérdida de calor en la estructura

Calor liberado kcal/h	Fracción de calor liberado perdido- en la estructura, $Q_e = \frac{1}{11}$
3.780×10^3	0,048
5.040×10^3	0,043
756×10^4	0,037
126×10^5	0,034
189×10^5	0,032
189×10^5	0,030

Las dimensiones y disposiciones de la superficie de calentamiento de la cámara de combustión o superficie, - de radiación - ejercen influencia distinta sobre la absorción de calor radiante y el calor suplementario que ha de recuperarse mediante la convección para alcanzar el rendimiento térmico deseado.

Los calentadores industriales se suelen diseñar para un rendimiento térmico del 75% aproximadamente, puesto que los precios del combustible son bajos.

La mayoría de los calentadores de caja están diseñados para velocidades de transmisión de calor radiante moderadas, el 65-75% del calor producido es aportado por la sección radiante y el 25-35% por el haz de convección. En algunos casos se utilizan intensidades de calor radiante muy altas como fundamento del diseño, y en los hornos de este tipo el calor absorbido en dicha sección pueden ser solamente el 50% del total producido.

SECCION RADIANTE

Los gases de combustión irradian sobre la envolvente - los tubos y los refractarios, el anhídrico carbónico y el -

vapor de agua son los principales constituyentes con poder radiante. Su poder emisor depende de la presión y del espesor de la capa de gas y a $1,038^{\circ}$ C es un 25% de la intensidad de radiación del cuerpo negro.

La radiación máxima de un gas para un valor infinito del producto de la presión por el espesor de la capa de gas (denominado gas negro) asciende solamente al 21-33% del poder emisor completo del cuerpo negro a temperaturas de $1,371$ y 593° respectivamente. La sola consideración de la transmisión por radiación de calor procedente del gas de combustión y de las paredes refractarias no ha sido suficiente para calcular la proporción de calor transmitido en la sección radiante, debido a que se envía también calor a los tubos por convección, a razón del 10% y hasta el 35% del calor se ha establecido anteriormente de tres factores:

- 1) La configuración de la cámara de combustión.
- 2) La disposición de los tubos.
- 3) El tipo y emplazamiento de los quemadores.

El efecto de convección es función lineal de la diferencia de temperaturas y puede variarse, dependiendo-

de la cantidad de aire en exceso empleado.

CONSTRUCCION MECANICA

El diseño de la estructura del horno y la aplicación de materiales refractarios y aislante siguen generalmente la práctica usual en la construcción de hornos.

Para los calentadores de tratamiento se prefiere la construcción de una pared totalmente suspendida y -- la utilización de ladrillos refractarios de poco peso, -- con densidades de 480-1,040 Kg/m³. Para reducir la acumulación de calor en la estructura. Los quemadores se eligen cuidadosamente y deben ofrecer una gran flexibilidad con -- respecto al índice de combustión y aire en excés. El diseño del serpentín del calentamiento para funcionar a alta -- temperatura exige la aplicación de aceros especiales. Los -- materiales para la tubería se eligen de conformidad con la -- lista de la tabla (6) que a continuación presentamos:

Las tuberías de acero para el carbono y al cromo bajo se suelen acoplar por medio de tubos curvados soldados y forjados y las tuberías de acero inoxidable, mediante tubos curvados fundidos de aleación cromo-niquel de 25/12 también soldados a las tuberías.



Tabla 6. Materiales para los tubos de calentamiento

Margen de - temperaturas- de la pared del tubo, ° C	Materiales según especifica- ción ASTM.
Hasta 460	Acero al carbono, A 161
460-630	Acero al cromo bajo, A-200 (1,25-2-25% Cr. 0,5% Mo)
630-850	Acero inoxidable $18/8$, A 271 tipo 304
850-1,000	Acero inoxidable $25/20$, A 271 tipo 310

Para obtener una mayor economía de calor, un horno de tratamiento puede equiparse rápidamente con un precalentador de aire o caldera de recuperación que por lo común requiere sopladores de salidas de aire y de gas de combustión. El aire de combustión previamente calentado produce una llama más alta y temperatura de radiación efectiva media superiores, que ayudan a alcanzar proporciones de transmisión de calor más elevadas.

CALENTADORES DE FUEGO DIRECTO

A continuación presentamos un método usado para calcular el funcionamiento de un calentador de fuego directo en refinerías y con aplicaciones en procesos petroquímicos.

Los calentadores de fuego directo han sido utilizados para suplir a otros procesos de calentamiento que se empleaban en refinerías y en la Industria Petroquímica.

Aunque se tiene poca información, sin embargo se han publicado algunos métodos para predecir el funcionamiento de estos calentadores.

La situación existente de transferencia de calor en un calentador de refinería es tan complicado que la aplicación directa de las relaciones de radiación y convección son extremadamente complicadas, de ahí que la industria ha dependido en gran parte en correlaciones estrictamente empíricas.

En este capítulo describimos un método para calcular el funcionamiento de las secciones de convección y radiación en un calentador de fuego directo.

Dicho método se establece en base de correlacio

nes hechas fundamentalmente para transferencia de calor - por radiación y convección.

Este es aplicable a los calentadores generalmente usados en refinería, donde la combustión se efectúa en un Horno Cerrado sin incidencia de la flama en los tubos o en las paredes refractarias, sin embargo no pueden ser usados directamente para aplicaciones que implican quemadores del tipo radiante sobre paredes refractarias especialmente tratadas.

MEDICIONES DE UN CALENTADOR DE FUEGO SIMPLE

Generalmente los calentadores de fuego son esencialmente grandes intercambiadores de calor. El calor que entra es provisto por un combustible ordinario, generalmente aceite o gas, en una Camara de Combustión.

El calor es transferido del combustible gaseoso al fluido contenido en tubos.

Así en el cálculo de cualquier cambiador de calor, éste debe incluir un balance de calor entre las corrientes de calor desprendido y calor absorbido, y una relación entre ambos. Pero en contraste a los procesos usuales de intercambio de calor, la mayor parte del calor es

transferido por radiación en lugar de por convección. La (Figura 8.) muestra un diagrama de la sección transversal de un calentador de Fuego Directo, típico; como el que actualmente se usa en refinerías.

Se observa que dicho equipo consiste en una camara de fuego o sección radiante, una sección de convección, una cubierta para recolectar el flujo de gas enfriado y una chimenea que elimina los gases de la carga provista.

La sección radiante provee espacios para que el combustible sea mezclado totalmente con el aire y sea quemado, contiene también los tubos de absorción de calor del gas, antes de que éste salga a la sección de convección, los tubos generalmente se encuentran arreglados alrededor de la parte exterior del horno, precisamente enfrente de las paredes refractarias tal como se muestra en la (Figura 8).

Para algunas aplicaciones sin embargo los tubos se localizan en el centro del horno con quemadores dispuestos para dar fuego por ambos lados, en el nivel de temperatura existente en la Cámara de Combustión, la mayor parte del calor es transferido por radiación, de

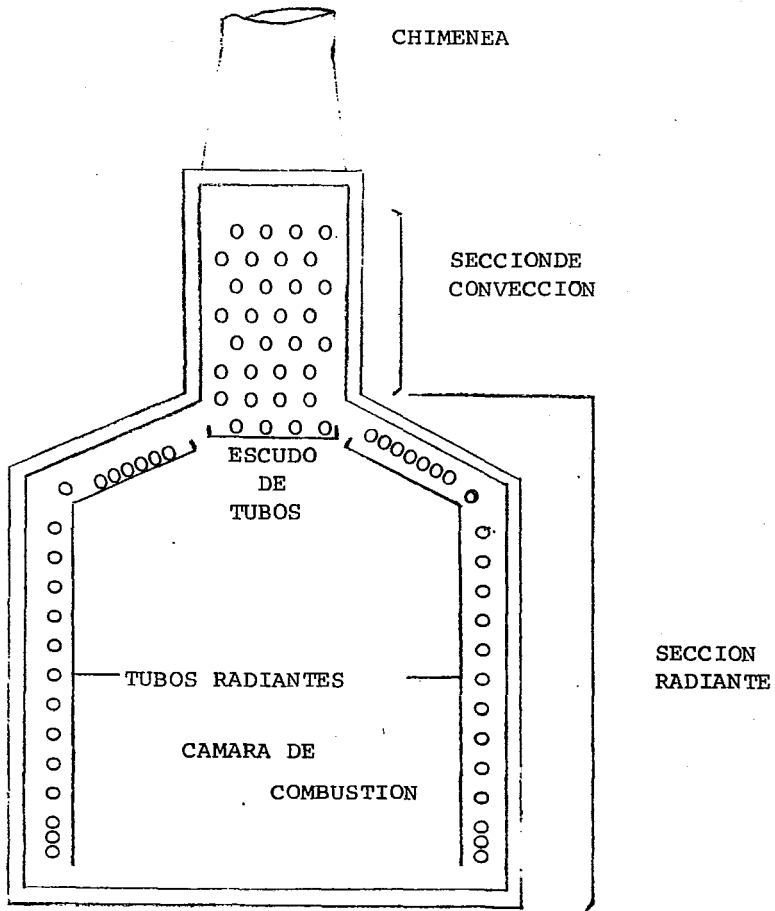


Fig. 8. Sección transversal de un horno típico

ahí que los tubos deben estar dispuestos para una absor--
ción de radiación uniforme y eficiente.

Muchos calentadores en el pasado, se han diseña
do de tal forma que la sección de convección estaba com--
pletamente separada de la Cámara de Combustión por una par
ed refractaria.

Esto se hacía con el fin de proteger la parte -
delantera de la hilera de tubos de convección del excesi-
vo calor radiante.

Se ha encontrado sin embargo que con un diseño
apropiado de la sección de convección no es necesaria una
pared protectora, los tubos en la sección de convección -
que pueden estar en contacto con el fuego, y a los que se
llama tubos protectores, pueden hacer la labor, sin embarg
o pueden estar incluidos mecánicamente como parte de la
sección de convección, para el diseño del proceso los tu-
bos protectores deben ser considerados como parte de la -
sección de radiación.

La sección de convección recupera calor adicio-
nal del flujo de gas, que sale por la chimenea a un nivel
de temperatura menor del que se puede obtener económica--
mente en la sección de radiación. Aquí los tubos están --

dispuestos para dar altas velocidades de masa y buena --
transferencia por convección.

La cubierta y la chimenea deben simplemente co-
lectar y disponer del gas de salida sin una excesiva per-
dida por fricción y proveer una corriente para guiar los
gases a través de la Cámara de Combustión y de la sección
de convección.

Puesto que el arreglo físico y el mecanismo de
transferencia de calor son diferentes en la sección de --
convección y en la sección radiante, se deben utilizar --
métodos diferentes para calcular las dos secciones, como
se indica a continuación.

TRANSFERENCIA DE CALOR: SECCION RADIANTE

Gran parte de los estudios realizados han sido
efectuados sobre el calor radiante transferido entre su--
perficies sólidas en varios arreglos, así como entre ga--
ses calientes y sólidos.

Lobo y Evans aplican el concepto básico de ra--
diación a diseños de hornos y desarrollaron un método de
clasificación que fué generalmente aplicable sin complica-
ciones excesivas.

El método aquí descrito muestra sus modelos básicos, el cual ha sido aún más simplificado, por eliminación de algunas variables menores e inclusión de correlaciones adicionales.

La base para la transferencia de calor radiante es tomada de la ecuación de Stefan-Boltzman, - la cual describe que un cuerpo negro a temperatura absoluta T radia energía a una proporción W_B , que está dada por la siguiente ecuación:

$$W_B = \sigma \cdot T^4 \dots\dots\dots (1)$$

La constante σ de la ecuación de Stefan-Boltzman tiene un valor de 0.173×10^{-8} BTU/F² hr°R⁴

Para transferencia de calor radiante entre - dos superficies a temperatura T_a y T_b la relación viene siendo:

$$q_r = \sigma AF (T_a^4 - T_b^4) \dots\dots\dots (2)$$

En esta ecuación A es el área de una de las superficies y F es el factor de intercambio, el cual - depende del área relativa del acomodo de las superficies, de la emisividad y absorción de cada una de las superficies.

Así el calor perdido o calor absorbido en ambas caras puede ser usado como base para determinar q_r sin embargo el valor del factor de cambio depende de la superficie donde se use.

EQUIVALENTE DE LA SUPERFICIE DEL PLANO FRIO

En un horno el calor absorbido en la superficie está generalmente bien definido. Sin embargo la cantidad de calor transferido por unidad de área de absorción es importante para el diseño. Por eso es bien aceptado practicar el uso del absorbedor de calor o superficies frías como una base para medir el calor radiante transferido.

La superficie de absorción de calor generalmente consiste de un número de tubos cilíndricos paralelos, colocados frente a una pared refractaria.

Parte de la radiación que proviene de los gases calientes llegan directamente a los tubos y es absorbida, el resto pasa a través del refractario y es nuevamente reirradiado, regresando al horno, una parte de la energía reirradiada es absorbida por los tubos, lo que queda pasa a través de ellos.

Esta complicada situación es manejada en los --

El factor α para el escudo de tubos es la unidad, así para los cálculos del equivalente total del área del plano frío, en el horno. El valor aplicable de α es solamente utilizado para los tubos recubiertos por refractarios.

El área del plano frío del Banco de Tubos es tomado como el valor total.

Esto significa que el Banco de Tubos no recoge todo el calor, así que calculando el calor absorbido en la sección radiante, puede ser también alto, sin embargo experimentos actuales muestran el porqué del paso del gas a velocidades elevadas por la sección de los tubos, la transferencia por convección es mayor que la radiación de los tubos normales, y más las compensaciones por la pérdida en transferencia radiante. Esto indica que α es igual a la unidad para estos tubos, es un criterio razonable, seguido para los efectos de convección, agregando y simplificando los cálculos.

FACTOR DE CAMBIO.

El término restante será evaluado en la ecuación (2) y es el factor de cambio F; primero será tomado en cuenta que el efecto del gas en la Cámara de Com-

cálculos por el reemplazo de los Bancos de Tubos, considerando un equivalente del plano de superficie Acp, lo que es igual al número de tubos y sus longitudes expuestas - con sus espaciamentos de centro a centro.

El Banco de Tubos, sin embargo no absorbe toda la energía irradiada para el área fría, así que, el área total del plano fría será corregida por un factor de eficiencia de absorción α . Hotel ha publicado valores para este factor α como una función del arreglo de los tubos y su espaciamiento, esta curva para dos hileras de - tubos se presenta en la (Figura No.9).

El producto del área plana fría, y el factor - de eficiencia de absorción (Factor α Acp) es llamado equivalente del área plana fría, está será el área de un plano negro ideal, que tiene la misma capacidad de absorción que el Banco de Tubos actual.

En los tipos de calentadores, como el que se muestra en la Figura No. 8, el "escudo" de tubos requiere un manejo especial, estos tubos no son recubiertos por - una pared refractaria de reirradiación. Cualquier energía no es directamente absorbida por el Banco de Tubos que - pasan sobre ella en la sección de convección, y es absorvida sin embargo desde un punto de vista del gas radiado.

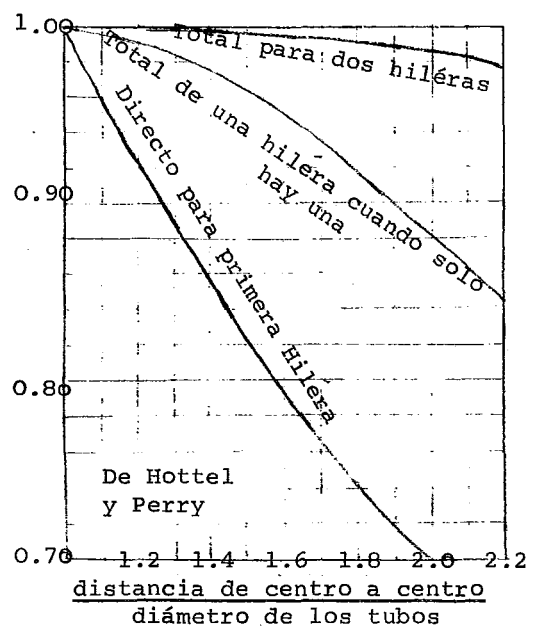


Fig. 9. Eficiencia de absorción del banco de tubos

bustión está lejos de ser un cuerpo negro ideal. El constituye solamente un flujo normal del gas que contribuye significativamente a la emisión radiante, esos gases son CO_2 y H_2O , la emisividad del gas depende de la concentración de cada uno de estos dos componentes, las dimensiones del horno, de la temperatura del gas, y de la superficie de absorción.

Lobo y Evans han mostrado que la composición y los efectos dimensionales, pueden ser calculados por un término sencillo.

La presión parcial del CO_2 , más el H_2O multiplicada por la longitud media supuesta, nos pueden dar un resultado satisfactorio.

La Figura 10 muestra la presión parcial P de los compuestos radiantes, como una función del exceso de aire para los combustibles hidrocarburos usados.

Ahora bien la tabla 7 nos señala la longitud media de la emisión L para varias formas de hornos. Esto ha mostrado que la temperatura de la pared de tubos tiene un efecto mínimo, sin embargo, la emisividad puede ser correlacionada como una función de la PL producida y de la temperatura del gas como se ve en la figura 11.

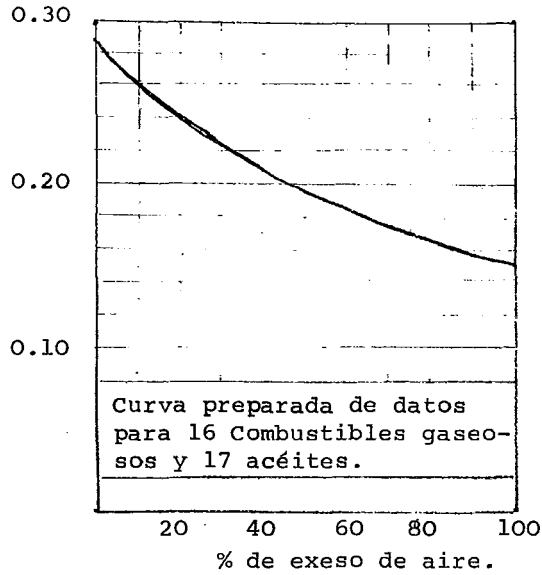


Fig. 10. Presión parcial de CO_2 más H_2O en combustibles gaseosos.

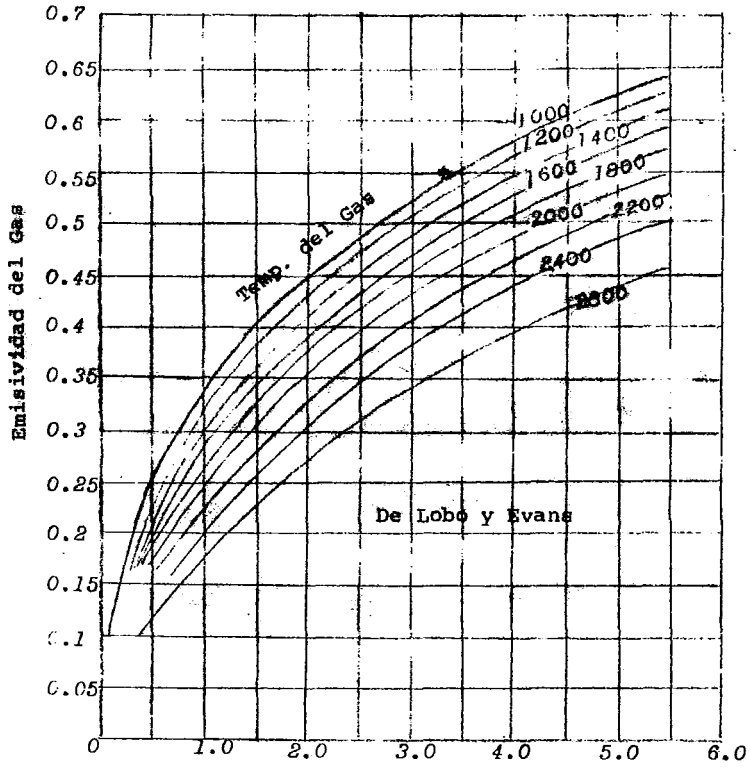


Figura 11

PL ATM. PIE

Emisividad del Gas

Las variaciones en las temperaturas de las paredes de tubos, que debe estar entre 600 y 1200°F, causa menos del 1% de desviación, en esta curva, el factor de intercambio depende también de la capacidad de reirradiación del refractario expuesto. La energía que incide en la pared del refractario, es en efecto reflejada sobre los Bancos de Tubos. De esta manera un horno con una gran cantidad de pared refractaria expuesta puede transferir más calor por unidad de superficie de tubos que uno que tiene una pared cubierta por tubos.

Este efecto puede ser correlacionado sobre la base de la relación del área refractaria expuesta al equivalente del área plana fría. Como se muestra en la Figura 12 el área refractaria expuesta se define como el área que puede ser expuesta, si el Banco de Tubos es reemplazado por un área equivalente al plano frío que viene siendo el área de superficie total que envuelve la Cámara de Combustión, menos el equivalente del área del plano frío de todos los tubos.

La Figura 12 muestra también el factor tomando en cuenta que los tubos no absorben totalmente la energía radiante que llega a ellos. Las curvas están basadas sobre la absorción de la superficie de tubos de 0.9 que es común

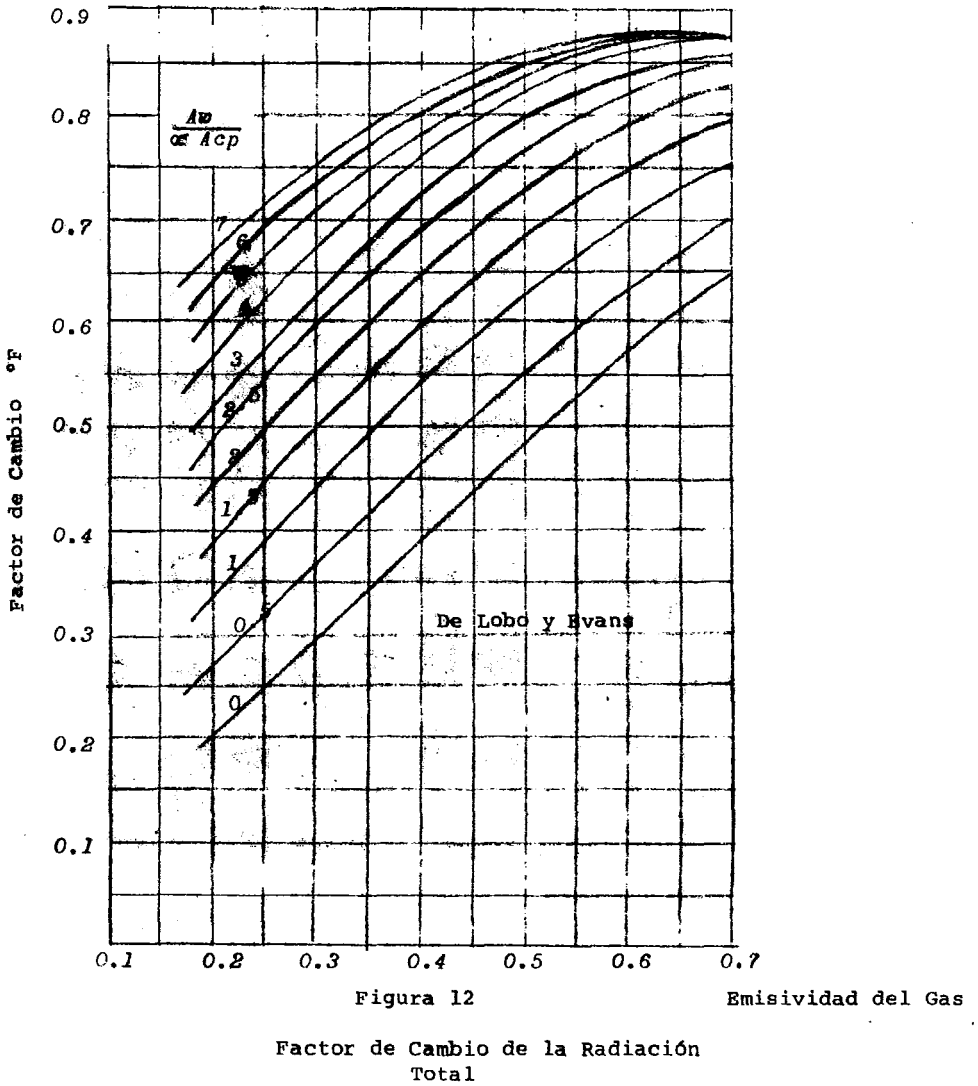


Figura 12

Emisividad del Gas

Factor de Cambio de la Radiación Total

mente un valor aceptado para superficies de un metal oxidado.

A CONTINUACION MOSTRAMOS LA TABLA No. 7.

La ecuación utilizada para el cálculo del calor radiante transferido en la sección de combustión, se muestra en la ecuación (3).

$$q_{Rr} = \sqrt{\epsilon} A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) \dots\dots\dots (3)$$

TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION.

Aunque en las secciones de radiación, la mayor parte es de calor radiante, los efectos por convección no pueden ser insignificantes, la cantidad relativa de calor transferido por convección puede ser del 5 al 20% -- del calor radiante total, dependiendo del nivel de temperatura. La relación para transferencia de calor por convección puede ser calculada por la ecuación (4).

$$q_{Re} = h_{Rc} A_{Rt} (T_g - T_t) \dots\dots\dots (4)$$

Siendo que la transferencia de calor por convección no es la que contribuye en mayor cantidad, se puede hacer una aproximación simplificada en dicha ecuación (4).

TABLA 7

LONGITUD MEDIA PARA RADIACION DE GAS

Dimensión del radio	Longitud media L
Hornos Rectangulares Longitud-Anchura-Altura en cualquier orden.	
1-1-1 a 1-1-3	
1-1-2 a 1-2-4	$2/3$ (Volúmen del Horno) $^{1/3}$
1-1-4 a 1-1- ∞	1 x Dimensión más pequeña
1-2-5 a 1-2- ∞	1.3 x Dimensión más pequeña
1-3-3 a 1- ∞ - ∞	1.8 x Dimensión más pequeña
Hornos Cilíndricos	
Diámetro Altura	
1 1	
1-2 a 1- ∞	$2/3$ x Diámetro 1 x Diámetro

Para un horno usando generalmente h_{RC} es aproximadamente de 20 BTU/hrft² °F. A_{Rt} es cerca de dos veces α_{Acp} y el factor de cambio F es cerca de 0.57 haciendo estas sustituciones en la ecuación (4) nosotros encontramos la Ec. 5 que es una forma similar de la ecuación (3).

$$q_{RC} = (2.0) (2 \alpha_{Acp}) (F/0.57) (T_g - T_t) = 7.0 \alpha_{Acp} F (T_g - T_t).$$

Ec..... (5)

CALCULO DEL CALOR TOTAL TRANSFERIDO.

El calor total absorbido en la sección radiante es la suma del calor radiado más el transferido por convección como se muestra en la siguiente ecuación (6).

$$q_R = q_{Rr} + q_{rc} = \sigma \alpha_{Acp} F (T_g^4 - T_t^4) + 7.0 \alpha_{Acp} F (T_g - T_t).$$

Ec..... (6)

O bien dividiendo toda la ecuación (6) por $\alpha_{Acp} F$.

$$\frac{q_R}{\alpha_{Acp} F} = \sigma (T_g^4 - T_t^4) + 7.0 (T_g - T_t) \dots \dots \dots (7)$$

Así entonces la relación $q_R / \alpha_{Acp} F$ está en función del gas y de la temperatura de pared de los tubos solamente. La relación es mostrada en la Figura (13)

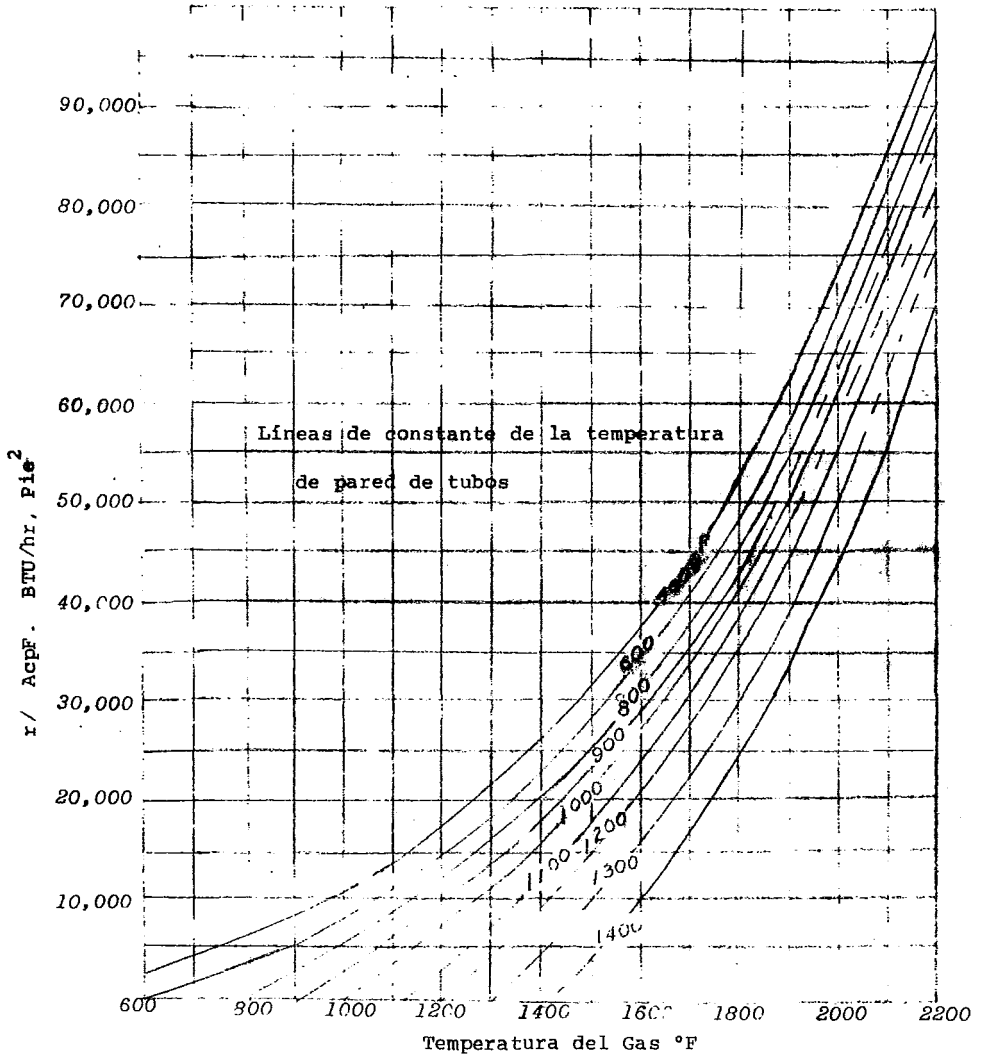


Figura 13

Absorción total de calor en la sección radiante

BALANCE DE CALOR EN LA SECCION RADIANTE.

Para determinar la temperatura del gas que fluye alrededor de la sección de combustión, nosotros podemos considerar un balance de calor alrededor del horno, - el calor es introducido en la sección radiante a partir - de tres fuentes. El calor neto de combustión q_n ; el calor sensible del aire de combustión q_a , y el calor sensible - del combustible q_f .

El calor es removido de tres maneras. El calor absorbido por los tubos q_R , el perdido q_L y el calor sensible del gas de salida del combustible q_g , tal como se expresa en la siguiente ecuación (8a).

$$q_n + q_a + q_f = q_R + q_L + q_g \dots\dots\dots (8a).$$

Resolviendo esta ecuación para el calor absorbido podemos obtener la ecuación (8b).

$$q_R = q_n + q_a + q_f - q_L - q_g \dots\dots\dots (8b).$$

Finalmente esta ecuación (8b) puede ser modificada en forma similar a la ec. (7) como se muestra en la siguiente ecuación (9).

$$\frac{q_R}{\alpha_{Acp} F} = \left[1 + \frac{q_a}{q_n} + \frac{q_f}{q_n} - \frac{q_g}{q_n} \right] \frac{q_n}{\alpha_{Acp} F} \dots\dots (9)$$

El calor neto liberado q_n es establecido tan pronto como el calentador requerido y la eficiencia son establecidos. El valor de q_a y q_f . Puede ser fijado por la temperatura del combustible y el aire de combustión. La pérdida q_L es usualmente de 1 a 3% del calor neto liberado y es generalmente estimado en base a pasadas experiencias.

De esta manera se logra que q_g sea la única variable en el miembro derecho de la ecuación (9) concluyendo que la fracción del calor neto liberado que es retenido en el combustible gaseoso, es principalmente una función de la temperatura y del exceso de aire, para todos los líquidos comunes y combustibles gaseosos, la relación es mostrada en la Fig.14 la cual ha sido obtenida para datos de 60 gases combustibles y 70 aceites combustibles, con una desviación aproximada del 2%.

TEMPERATURAS.

La Figura 13 muestra el grado de calor transferido entre una masa de gas a una temperatura uniforme y una superficie de tubos, a otra temperatura uniforme. En la mayoría de los hornos actuales, ninguna de esas temperaturas son constantes. El promedio de temperaturas efectivas debe ser seleccionada en orden al uso del horno, según lo

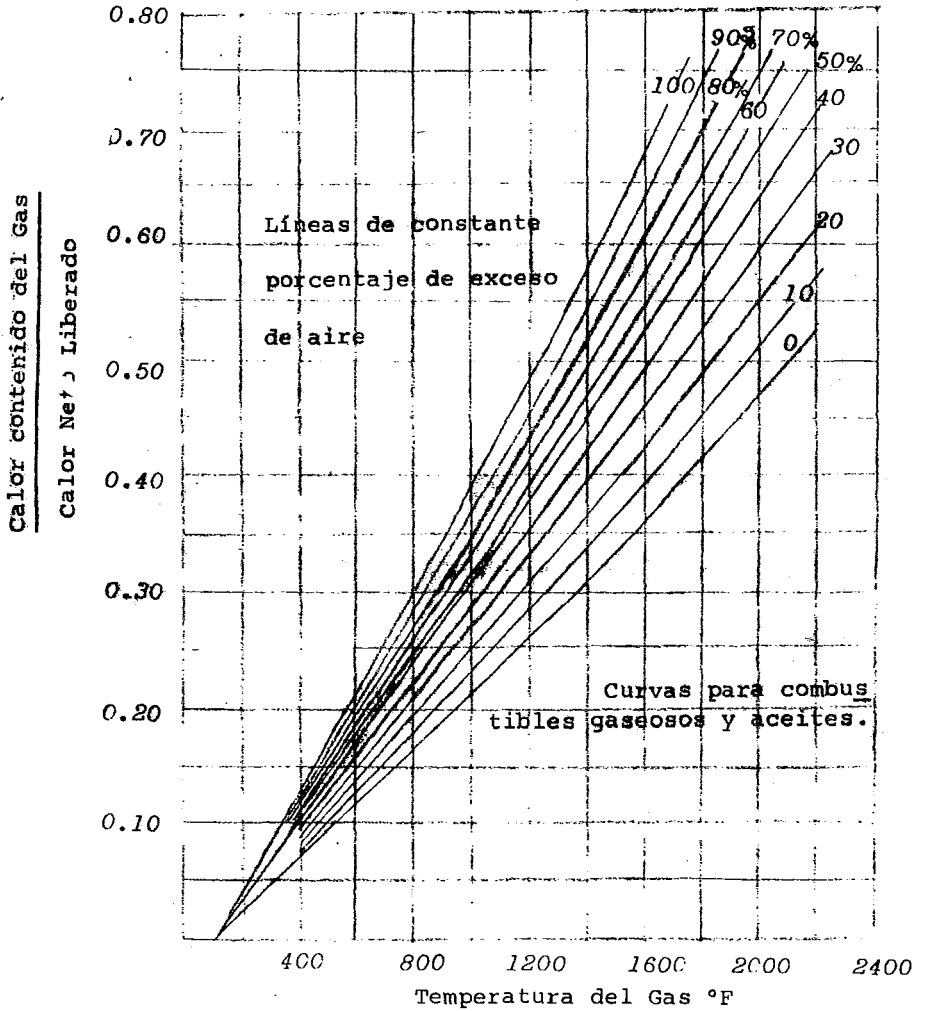


Figura 14
Contenido de Calor del Combustible Gaseoso

muestra la Figura 13.

La temperatura de la pared de tubos depende de la temperatura del fluido que incide sobre ellos.

El coeficiente de transferencia entre tubos, la resistencia térmica de los tubos de pared y el flujo de calor total. La temperatura del fluido puede ser tomada como el promedio aritmético de la sección radiante en la entrada y salida.

La diferencia de temperatura, entre el fluido y la pared de tubos, puede si es necesario, ser determinada de la correlación usual del coeficiente de película dentro del tubo.

De esta manera el grado de absorción de calor radiante es moderadamente insensible a la temperatura de pared de tubos, sin embargo es por lo general bastante exacto adicionar 100°F para el promedio de la temperatura del fluido.

El promedio efectivo de la temperatura del gas depende sobre la forma general del horno y las condiciones de los quemadores.

Las experiencias han mostrado que para calenta-

dores del tipo mostrado en la Fig. 8, con aproximadamente el cuadrado de la sección, y no con áreas mayores de refractario con flamas directas incidentes, la temperatura promedio del gas es muy cercana a la de salida del gas.

Para algunos otros tipos sin embargo, semejantes a hornos cilíndricos con una gran longitud, el promedio de la temperatura del gas de la Cámara de Combustión es apreciablemente mayor que la del gas de salida.

La magnitud de estas diferencias puede ser determinada empíricamente por la experiencia con diseños semejantes.

CALOR DE ABSORCION EN LA SECCION RADIANTE.

La ecuación 7 dá el calor transferido al tubo. En la sección radiante como una función del promedio de la temperatura del gas. La ecuación (9) dá el calor removido del combustible gaseoso como una función de temperatura de salida del gas.

El cálculo simultáneo de las dos ecuaciones dan la temperatura de la Cámara de Combustión y la cantidad de calor transferido.

La solución es más fácilmente obtenida gráfica-

mente por super posición de un plano que resulta de la ecuación 9 sobre la Figura 13. El valor de t_g es determinado en el punto de intersección del plano de la ecuación 9 y la Figura 13 con la temperatura aplicable de la pared de tubos, de ahí un balance de calor q_R es realmente obtenido. NOTA: Que no es necesario para el diagrama de la ecuación 9.

Sobre todo el rango de la temperatura completa, solo la parte que cruza la curva en la Figura 13 es requerida, además, puesto que la ecuación 9 está linealmente cercana con respecto a la temperatura del gas. Dos puntos calculados cerca de la intersección unidos por una línea recta son usualmente suficientes.

TRANSFERENCIA DE CALOR: SECCION DE CONVECCION.

Así como en la sección radiante, el calor es transferido en la sección de convección por radiación y convección. Una forma básica para calcular en la sección de convección el calor transferido, fué señalada por Monrad. El evaluó por convección directa, radiación del gas y radiación de las paredes refractarias. El método sigue la Teoría de Monrad, pero con correlaciones revisadas por otros autores, incluyendo resultados experimentales.

TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION.

La correlación ofrecida por Monrad ha sido revisada con el objeto de aumentarle datos para calcular el coeficiente de transferencia de película, de esta manera se obtiene la ecuación (10).

$$h_{ce} = \frac{2.14 (t_f)^{0.28} (C_i \max)^{0.6}}{d^{0.4}} \dots\dots\dots (10)$$

La Figura 16 muestra el coeficiente de convección para varias medidas de tubos comunes. La temperatura promedio de la película del gas, está definida como el promedio de la temperatura del fluido dentro del tubo, más una mitad de la diferencia logarítmica de temperatura del combustible gaseoso al fluido.

Se ha encontrado que los grados de combustión para todos los combustibles líquidos y gaseosos pueden ser correlacionados sobre la base del calor neto liberado y porcentaje de aire en exceso. Dicha relación se muestra en la Figura (15).

RADIACION DEL FLUJO DE GAS.

Un método para calcular el calor transferido por radiación del combustible gaseoso al Banco de Tubos ha sido presentado por Hottel. Su relación básica fué resuelta

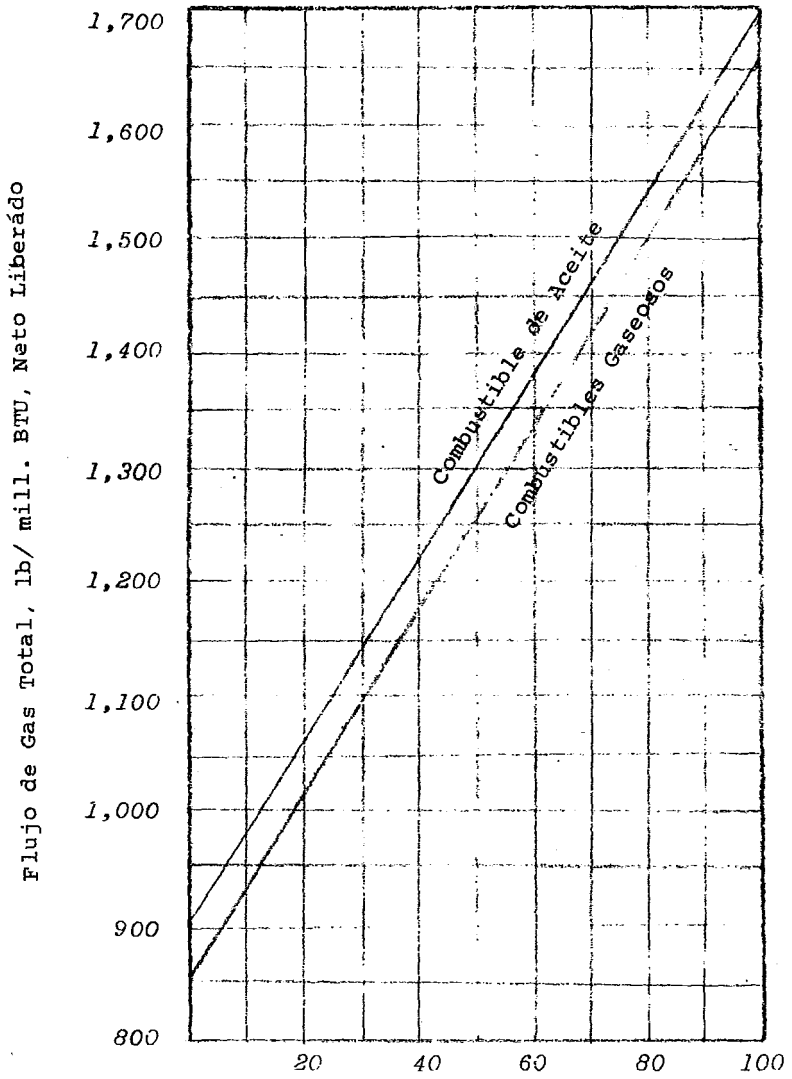


Figura 15

Grados de Combustibles Gaseosos

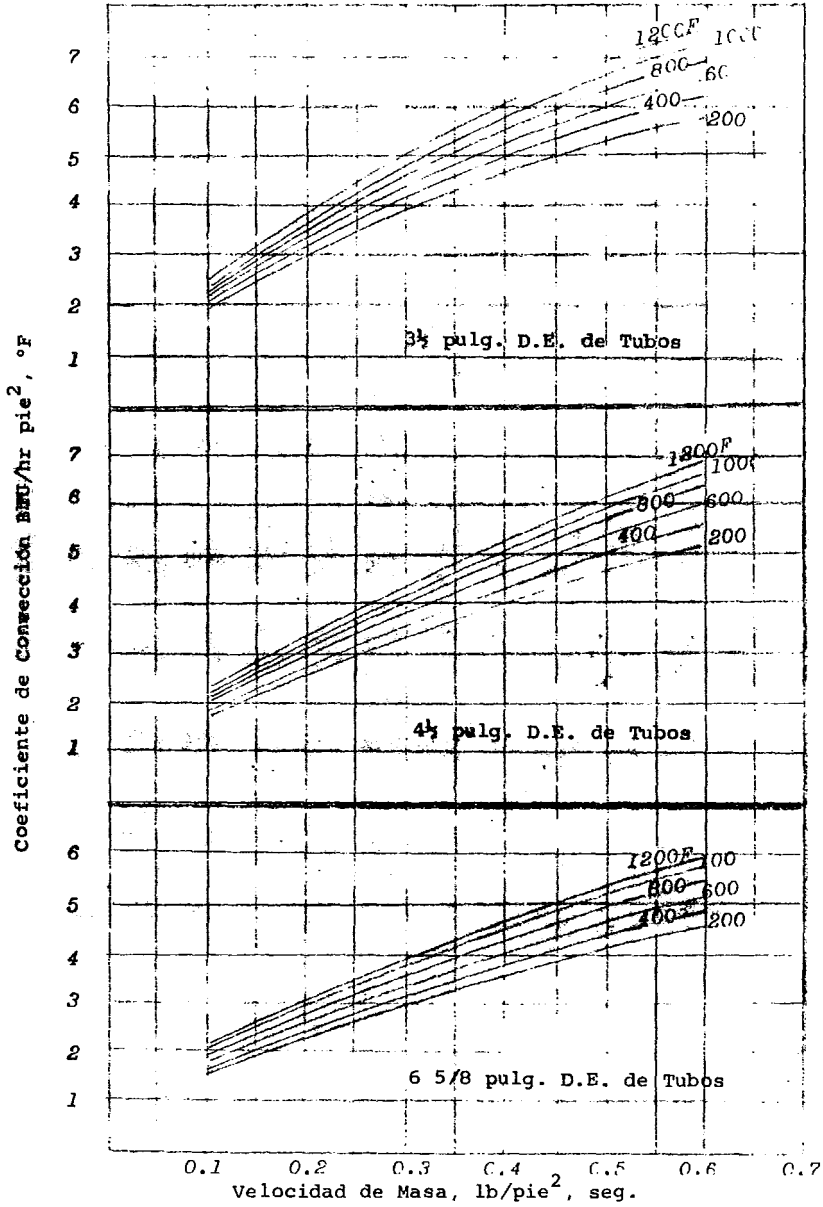


Figura 16

Coefficiente de convección de flujo de gases a través del banco de tubos

usando tubos especiales con espacio de aproximadamente dos tubos de diámetro. La superficie de absorción de un tubo de 0.9 y una presión parcial típica de CO_2 más H_2O .

El resultado es mostrado en la Figura 17. El promedio de la temperatura del gas es definido como el promedio del flujo dentro del tubo más la diferencia logarítmica de temperatura del combustible gaseoso al fluir.

El promedio de la temperatura en la pared de tubos, puede ser tomada como el promedio de la temperatura del fluido más 100°F .

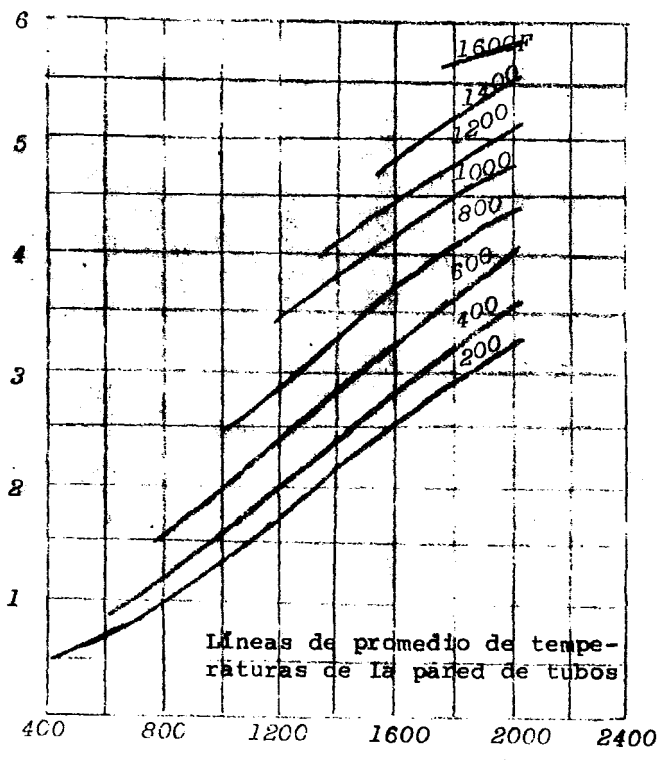
RADIACION DE LA PARED REFRACTARIA.

Siguiendo el patrón de Monrad, podemos expresar el coeficiente efectivo para la transferencia de calor de pared a tubo, como una función de la temperatura de la pared de tubos, tal como se muestra en la Figura 18.

Este coeficiente junto con la sección de pared y el área de los tubos en la sección de convección, determinan un factor f de corrección, el cual se calcula en base a la ecuación 11.

La ecuación 11 nos muestra el cálculo de f (factor de corrección).

Coefficiente de Radiación de Gas, BTU/hr pie² °F



Líneas de promedio de temperaturas de la pared de tubos

Temperatura Promedio del Gas °F

Figura 17

Coefficientes de Radiación de Gas

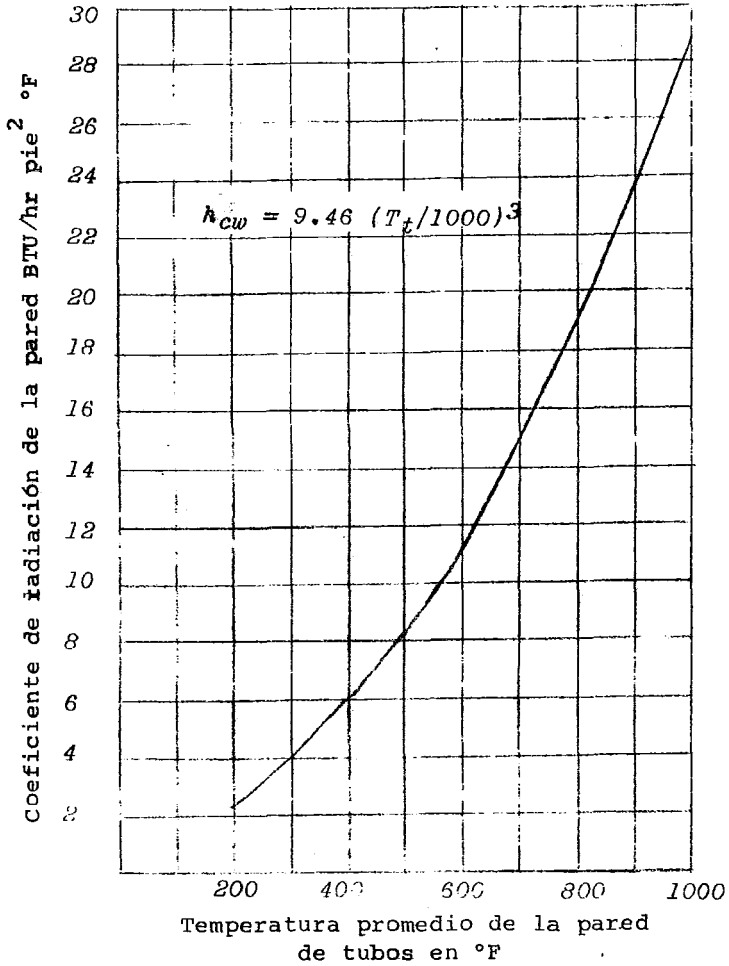


Figura 18

Coefficiente para radiación de la pared de la sección de convección

$$f = \frac{hcw}{hce + hcr + hcw} \left(\frac{Acw}{Act} \right) \dots\dots\dots (11)$$

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA TOTAL.

El coeficiente total aparente de la película de gas es determinado a partir del coeficiente de película individual por la siguiente ecuación (12).

$$hc = (1 + f) (hce + hcr) \dots\dots\dots (12)$$

El coeficiente dentro del tubo es calculado por métodos comunes basados en la velocidad y las propiedades físicas del flujo, la resistencia de la pared del tubo es pequeña y por lo tanto usualmente descartada. El coeficiente total de transferencia en la sección de convección estará dado a partir de la siguiente ecuación.

$$vc = \frac{hc (hci)}{hc + hci} \dots\dots\dots (13)$$

En muchos problemas de medición particularmente durante trabajos preliminares, los cálculos detallados -- fuera de la línea subrayada no son justificados. Para estos casos la curva en la Figura (19) puede ser usada. Esta representa todos los coeficientes de la sección de convección, asumiendo un acomodo usual para los tubos, flujo de temperaturas y coeficientes de película dentro del tubo.

TUBOS ALETEADOS.

Coefficientes de transferencia de calor en la sección de convección

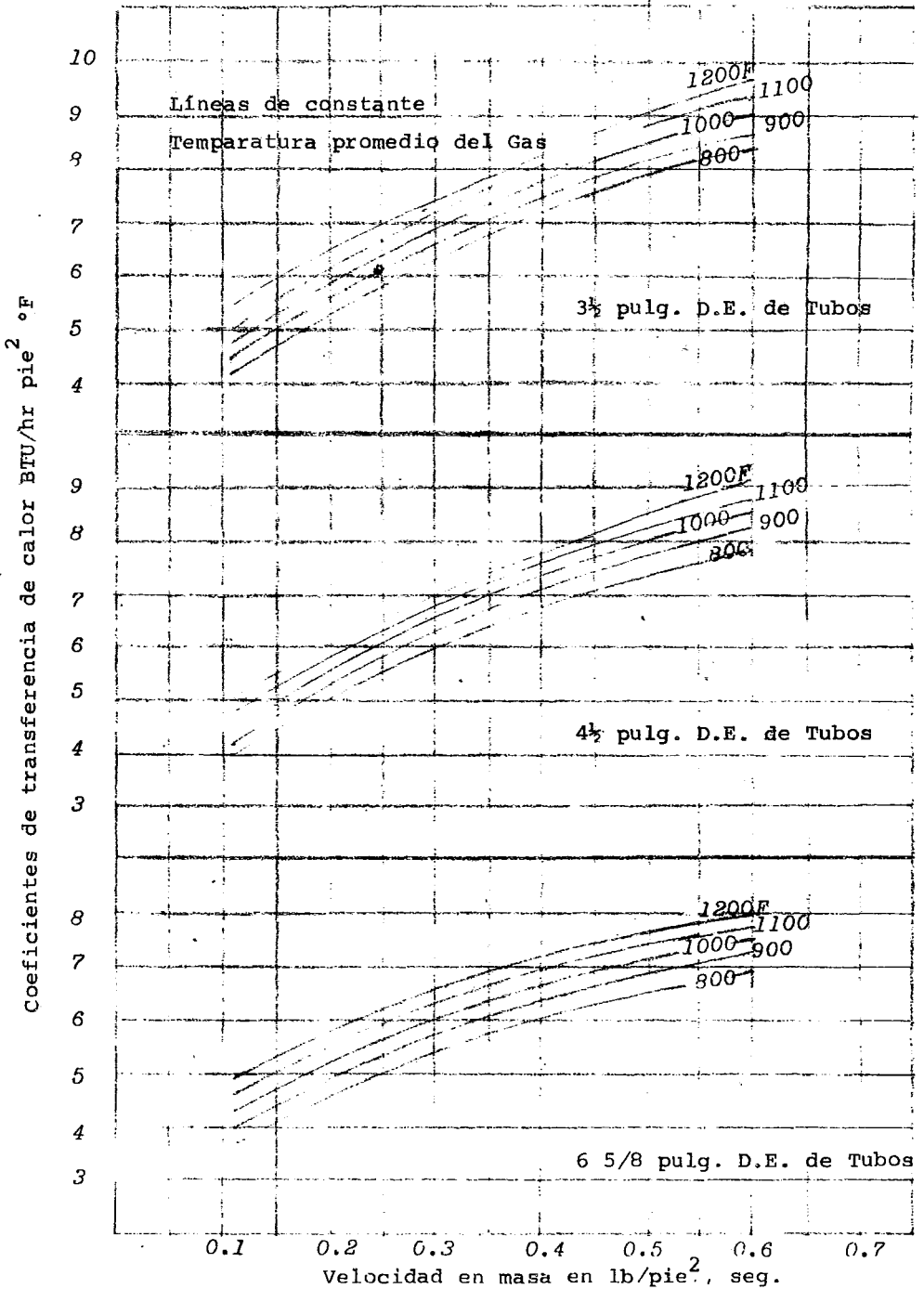


Figura 19

La extensa superficie sobre los tubos en la sección de convección es frecuentemente usada como una manera de obtener calor adicional transferido por unidad de superficie del tubo.

El coeficiente de transferencia de convección para cada tubo depende sobre todo de la medida y acomodo, además de ser determinado por el tipo particular que es considerado. Debería ser notado, que la extensa superficie aumenta solo la transferencia por convección.

La transferencia radiante debe ser calculada sobre la base de la superficie principal del tubo con mejores tipos de superficies extendidas como se vienen usando la transferencia radiante para la sección de tubos, en donde el calor por convección es tan pequeño que puede ser desechado.

DISEÑO DE CHIMENEA.

En un calentador de carga natural, la chimenea puede traer una carga suficiente, con una caída por fricción a través de los calentadores, la sección de convección, el regulador del tiro y la chimenea.

QUEMADORES.

La caída de presión a través del quemador es -

frecuentemente requerida para manejar el aire secundario, su magnitud es generalmente establecida por los fabricantes de hornos y depende del tipo de quemador y del combustible, un valor normal es cerca de 0.25 pulgadas de agua.

SECCION DE CONVECCION.

La caída de presión a través de los tubos horizontales en la sección de convección es aproximadamente la mitad de la velocidad por hilera de tubos. La máxima velocidad en pulgadas de agua está dada por la siguiente ecuación.

$$P_v = \left(\frac{-v^2}{2g} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_w} \right) \quad (12) = 0.0030 v^2 \rho_g = 0.0030 \frac{G^2}{\rho_g} \dots\dots\dots (14)$$

La densidad del combustible es mostrada en la Figura (20). En la sección de convección, la densidad del gas es evaluada al mismo promedio de temperatura del gas que fué usado para calcular el coeficiente de transferencia en la sección de convección.

REGULADOR DEL TIRO DE CHIMENEA.

Las diferentes pérdidas son expresadas en términos de velocidad máxima en la chimenea.

ENTRADA A LA CHIMENEA	0.5	VELOCIDAD MAXIMA
REGULADOR DE TIRO	1.5	
FRICCION EN LA CHIMENEA	H/50	D
SALIDA DE LA CHIMENEA	1.0	

TOTAL

3.0 MAS H/50 D

Ahora bien haciendo uso de la ecuación (14) y la Figura (20) se puede calcular la velocidad máxima tal como para la sección de convección.

CARGA.

La carga efectiva depende de las diferencias en densidad entre el flujo de gas caliente y el aire circundante.

$$\Delta p = \frac{H(\rho_a - \rho_g)}{\rho_w} (12) = 0.187 H (\rho_a - \rho_g) \quad (15)$$

La carga disponible por 100 pies de altura es - mostrada en la Figura (21), para dejar lugar al calor perdido de la chimenea, Esta carga debería ser calculada sobre la base de una temperatura de 100°F más baja que la del combustible al dejar la sección de convección.

PRESION DEL HORNO.

Usualmente es deseable para todas las secciones en el calentador el tener una presión más baja que la presión atmosférica. Entonces cualquier fuga posible de al-

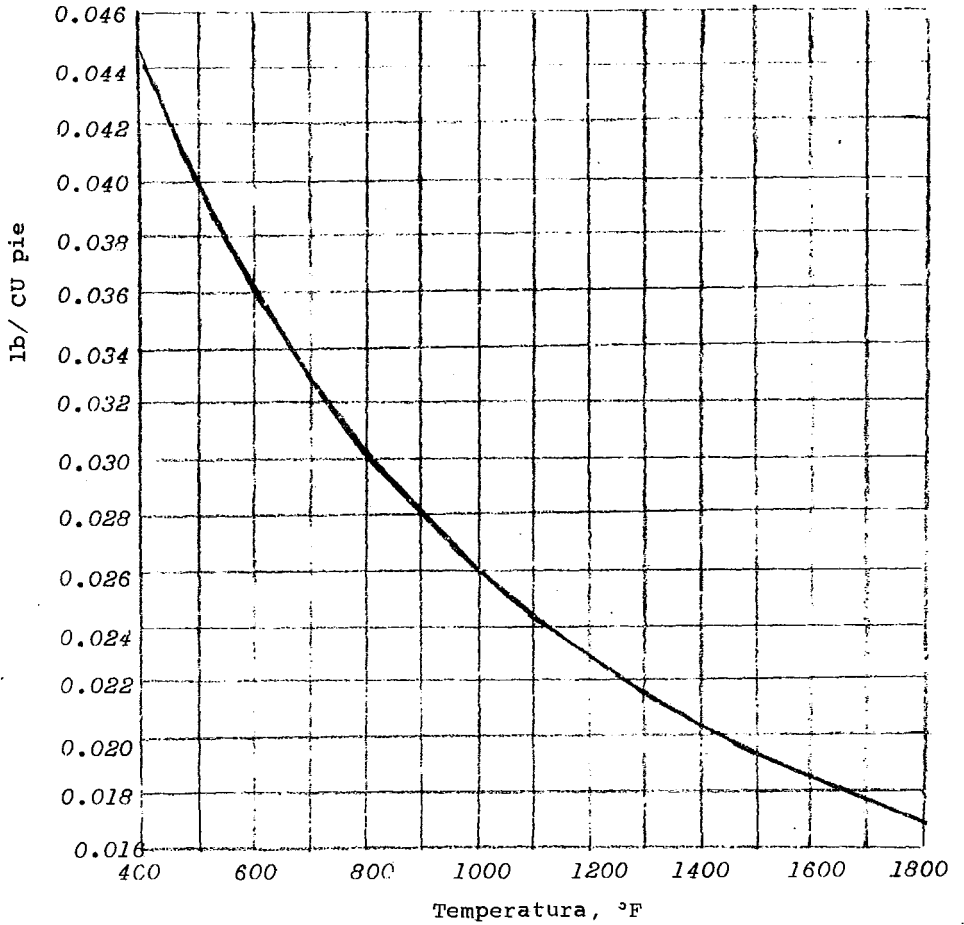


Figura 20
Densidad del Combustible Gaseoso

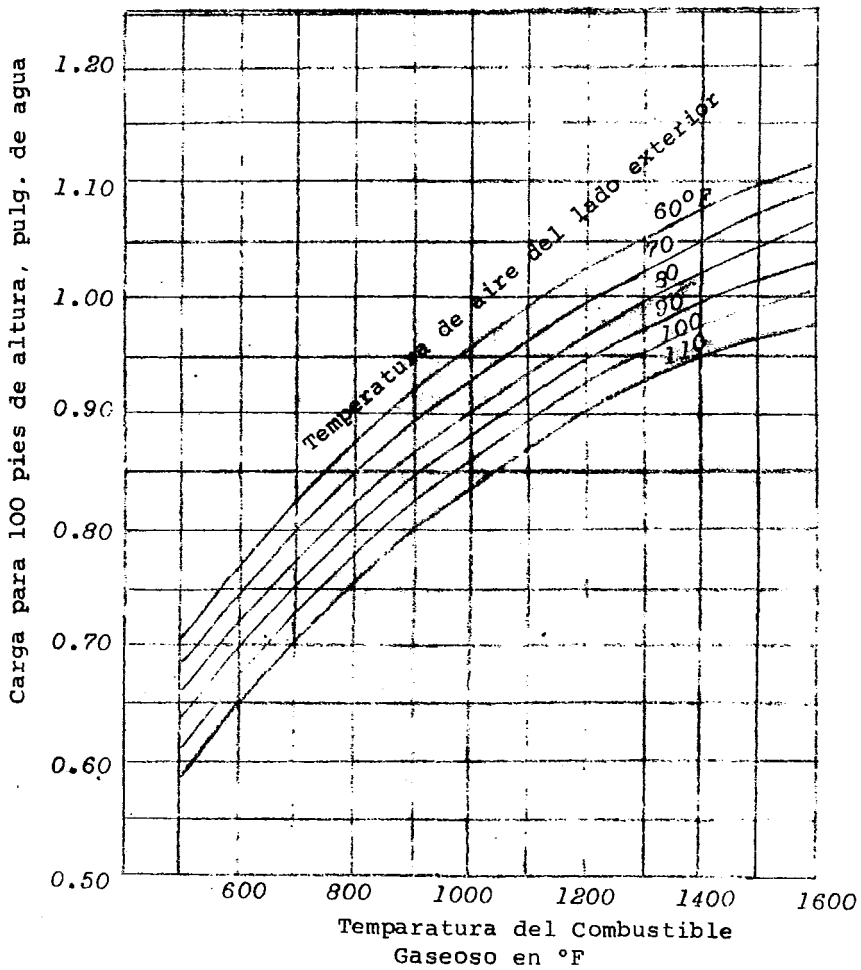


Figura 21

Carga de la Chimenea

gún orificio, por la abertura de los tubos o roturas en las bases, serán salidas del aire que se mueve dentro. De una forma contraria al combustible que se mueve afuera.

En los calentadores con altas secciones radiantes, semejantes a los tipos cilíndricos verticales, solo pueden ser cargados con mayor cantidad de carga que la requerida por los quemadores, en cada caso la altura de la columna será incrementada, tanto como sea necesario para mantener una presión sub-atmosférica en la entrada de la sección de convección.

MEDIDAS DE LA CHIMENEA.

En muchas instalaciones la altura mínima de la chimenea es establecida según los requerimientos para dispersar el humo, particularmente si hay estructuras altas cercanas, si tal es el caso, la chimenea es medida de manera que la fricción total no sea más grande que la carga provable. Si no existen esas limitaciones, la combinación de diámetros más económicos y la altura puede ser seleccionada.

Usualmente los diseños tienen velocidades del gas fluido en la chimenea de cerca de 30ft/seg.

Los siguientes párrafos describen los conceptos

generales para el diseño específico de hornos que son usualmente utilizados y presentan un procedimiento que ha sido encontrado y que requiere un mínimo de calculos probabilísticos.

CONSIDERACIONES BASICAS DEL DISEÑO.

La función del horno es calentar una determinada cantidad de algún material de una temperaturaa otra, usando un combustible particular. En base a este requerimiento, otras limitaciones son generalmente adicionadas, algunas dependen de los requerimientos del proceso, pero otras son puestas en base a experiencias pasadas. Las -- restricciones usuales serán discutidas más adelante.

A través del horno la eficiencia determina el costo básico de operación del calentador.

La eficiencia óptima para una aplicación particular depende de un número de factores, tales como el costo del combustible, la temperatura del fluido que empieza a calentarse, el tipo de material de tubos requerido y los usos de la poliza sobre gastos de investigación.

Para procesos de calentamiento sin aire precalentado la eficiencia total es generalmente de un rango de 70 - 80% en base a la evaluación del calentamiento neto.

Generalmente un exceso de aire de combustión tiene un efecto significativo en la eficiencia, normalmente se procura trabajar con el menor exceso de aire, el más pequeño de los calentadores para un trabajo específico. Como siempre, un pequeño exceso de aire también puede causar dificultades de operación debido a una combustión incompleta, que se caracteriza por una flama pobre y un control errático.

Es usual, que el exceso de aire en proporción es de 15 - 25% para una flama de combustible gaseoso, y de 25 - 40% para petróleo ó aceite.

El máximo grado de absorción en la sección radiante está usualmente especificada por usos básicos de pasadas experiencias.

Los altos rangos de radiación resultan en calentadores chicos y más baratos. Menores rangos dan menor pared de tubo y temperaturas refractarias, con tendencia a reducir el mantenimiento, normalmente las Figuras diseñadas para un servicio deporado con un buen coeficiente de transferencia dentro del tubo están en un rango de 10,000 a 15,000 BTU por hora por pie cuadrado de superficie de tubo.

De tal manera que el máximo calor liberado por unidad de volúmen en la Cámara de Combustión puede ser - especificado.

La unidad de calor liberado es remotamente medida, de la probabilidad de incidencia de la flama en los tubos. Como siempre una practica usual es juzgar la posi bilidad de la flama al incidir, de la forma del horno y - el tipo de calentador, de manera que se marque un límite de calor liberado.

La máxima caída de presión del proceso de flujo es generalmente dictada por el operario, quien pone - algunas restricciones en los diámetros de tubos y número de pasos paralelos.

PASOS PRELIMINARES AL DISEÑO.

Antes de empezar la medición detallada, ciertos aspectos del diseño, se recomienda establecer los requeri mientos del proceso y las limitaciones.

PRIMERO: Calcular el calor neto liberado, usando la super ficie de absorción y eficiencia.

SEGUNDO: Seleccionar un porcentaje de exceso de aire y de terminar la corriente del gas de la Figura (15)

Los calentadores normales podrán manejar cerca de un 70% de la carga total en la sección radiante.

Sobre estas bases se estima la absorción radiante q_R : Desde entalpía o el dato de calor específico para el proceso del fluido, se estima la temperatura que cruza a través de las secciones de convección y radiante y la temperatura promedio del fluido en la sección radiante, a dicionando 100°F al promedio de la temperatura del fluido para obtener la temperatura de la pared del tubo, usando la proporción de transferencia radiante permisible, para calcular la radiación total en la superficie del tubo.

La superficie de tubos de convección, es aproximadamente igual que en la sección radiante.

Sobre esta base seleccionamos la medida de tubos y el acomodo de los pasos, que deben dar la superficie total requerida y encontrar el límite específico de caída de presión.

MEDICIONES DE LA SECCION RADIANTE.

Se escoje un 100% de espaciamento para los tubos de radiación, el cuál debe ser compatible con la medida seleccionada de los tubos. Un espaciamento amplio en los tubos permite altos grados de radiación y absorción -

con relativamente poca temperatura en el horno, y dan una buena distribución circunferencial del calor.

Espacios cerrados permiten que más tubos sean instalados en un área dada para la sección de combustión. El espaciamiento usual es aproximadamente dos veces la medida nominal correspondiente al diámetro exterior del tubo. Por ejemplo 8" de espaciamiento para tubos que tengan de 4" a 5" de diámetro exterior.

Usando la superficie radiante aproximada del tubo, determinada anteriormente, se escogen las dimensiones de la Cámara de Combustión que serán obtenidas del requerimiento de la superficie total de tubos, la proporción exacta depende del proceso que se efectúa y de experiencias pasadas.

Hornos grandes hacen menor el número de hileras de tubos requeridas, disminuyendo el costo.

Cámaras de Combustión cortas y anchas, generalmente dan una distribución de calor más uniforme y disminuyen la probabilidad de incidencia de la flama en la superficie del tubo. Para seleccionar las dimensiones de la Cámara de Combustión se calcula el equivalente de la superficie del plano frío, la superficie refractaria efec-

tiva y la longitud media de la viga se lee la presión parcial del CO₂ más agua, de la Figura 10, y se calcula el P_L producido.

En caso de que precalentáramos el aire o el gas usado, se calcula el calor contenido de cada corriente para 60°F aproximadamente, y será la relación del calor neto liberado.

El calor total contenido de cualquiera de estas corrientes que debe ser sobre 100°F puede tener pequeñas variaciones que no afectarían el proceso.

Estimando la pérdida de calor a través del equipo, se toma un valor para el promedio de temperatura del gas combustible en la sección radiante T_g a esta temperatura se calcula la emisividad del gas a partir de la Figura 11 por lo que el factor de cambio de la Figura 12 es aplicado para calcular la relación del radio.

$$q_n / \alpha A c p F$$

Si el diseño del horno es uno del que las experiencias han mostrado una diferencia significativa entre el promedio efectivo de la temperatura del gas y la temperatura de salinidad se aplica la corrección apropiada para determinar la temperatura de salida T_{g2}. A continuación

se lee el valor correspondiente de q_g^2 / q_n de la Figura 14 y se aplica la ecuación (9) para calcular $q_R / \alpha A_{cp} F$. De esta manera una vez que se efectúan estos pasos, se planea de nuevo el promedio de la temperatura del horno en la Figura (13) para eliminar errores.

Si el valor tomado de T_g fué correcto el punto calculado estará sobre la curva de absorción para el promedio de temperatura de la pared del tubo.

Por lo general ocurre que exista una diferencia y entonces se relaciona otro valor de T_g sobre el otro extremo de la curva de absorción y se repite nuevamente el proceso.

Cuando los dos puntos en lados opuestos de la curva se han obtenido, se unen por una línea recta. El punto de interacción de esta línea con la curva de absorción es la temperatura correcta de la Cámara de Combustión. Para esta temperatura calculada T_g^2 se lee q_g^2 / q_n de la Figura 14 y se calcula q_R de la ecuación (8b). De donde se obtiene el calor absorbido, en la sección radiante.

Ahora es necesario calcular la absorción de calor en la sección radiante para asegurar las limitaciones del diseño. Primero se divide el calor de absorción por el

área total expuesta para obtener el flujo promedio de calor. Si éste es más alto que el máximo permitido, un nuevo horno con una mayor superficie de tubos debe ser seleccionado y las mediciones repetidas.

Si el flujo actual de calor es considerablemente inferior al valor permitido, un pequeño horno podría ser considerado, así pues del dato de la entalpía en el proceso de flujo, se calcula la temperatura que cruza de la sección de convección a la sección radiante.

Si la temperatura calculada es considerablemente diferente de la que tomamos al empezar la medición, es necesario efectuar otra interacción, del proceso con un nuevo valor de temperatura promedio de la pared de tubos, la temperatura de las paredes de tubos, tiene poco efecto sobre el rango de absorción radiante de manera que su refinamiento no es necesario.

Muchos calentadores incluyen las hileras de tubos como parte de la sección de convección y la tubería que cruza, está entre el escudo y los tubos radiantes. Para tales casos, la temperatura en la tubería que cruza será más alta que la calculada en la medición, por una cantidad correspondiente al calor absorbido en la hilera de los tubos.

MEDICIONES DE LA SECCION DE CONVECCION.

La sección de convección debe recolectar la diferencia entre el calor absorbido en la sección radiante y la carga total del calentador. La temperatura del gas combustible que entra a la sección de convección, y el fluido -- de proceso que sale ha sido calculada como parte de la carga de la sección radiante. La temperatura del fluido que entra se asigna de acuerdo a las condiciones originales -- del diseño. La temperatura del gas combustible que va a la chimenea es déterminada por un balance de calor en la Figura (14).

A continuación se muestra la ecuación (16).

$$\frac{q_s}{q_n} = 1 + \left(\frac{q_a}{q_n}\right) + \left(\frac{q_f}{q_n}\right) - \left(\frac{q_R + q_c}{q_n}\right) \dots\dots\dots (16).$$

Usando esa temperatura se calcula el promedio de la temperatura del fluido, la diferencia logarítmica media de temperatura, el promedio de la temperatura del gas y la temperatura promedio de la película de gas.

Seleccionamos un arreglo a los tubos de convección que puede dar una máxima masa-velocidad al combustible de aproximadamente 0.3 a 0.4 Lb/ft²seg. Se calcula la

masa-velocidad G para mediciones precisas.

Calculando el coeficiente de película del gas, usando las Figuras 16, 17 y 18 y las ecuaciones 11 y 12 se determina también el coeficiente dentro del tubo usando cualquier método común de cambiadores de calor, de esta manera se determina también el coeficiente total de transferencia de la ecuación 13. Para mediciones menores se fija el coeficiente total designado de la Figura (19), en cada caso, finalmente se calcula el área de convección de la ecuación usual para transferencia de calor.

Ecuación (17)

$$A_c = \frac{q_c}{V_c (LMTD)} \dots\dots\dots (17).$$

La superficie de convección calculada puede no corresponder a un número integral de hileras de tubos, en muchos casos, la superficie calculada es simplemente redondeada para un nivel de hileras de tubos y el exceso considerado como un margen de seguridad. Si una medición más exacta es deseada, sin embargo es necesario asumir una nueva eficiencia total y repetir la medición completa, el resultado puede ser entonces interpolado para el número de tubos deseados.

Finalmente se calcula la caída de presión del com

bustible gaseoso a través de la sección de convección. Usando la ecuación 14 se evalúa la densidad del flujo de gas a la misma temperatura promedio que la usada en los calculos del coeficiente de transferencia.

DISEÑO DE CHIMENEA.

La chimenea debe ser provista de suficiente carga para mantener la Cámara de Combustión a una pequeña -- presión negativa y superar las pérdidas por fricción a través de la sección de convección y chimenea.

Primero se calcula la carga producida por la Cámara de Combustión, determinando el factor de limitaciones que es la caída de presión a través del quemador, o la necesidad de mantener la presión negativa a través de la Cámara de Combustión.

Asumimos una temperatura de chimenea de 100°F más baja que el flujo de gas dejando la sección de convección.

Seleccionando el diámetro de la chimenea para darle una velocidad de aproximadamente 30 ft/seg. y calculando la velocidad máxima, fijando la altura de la chimenea se calculan las perdidas por fricción a través de ésta, -- permitiendo velocidades máximas de 1.5 para las pérdidas en la entrada y salida. Velocidades máximas de 1.5 para el re

gulador de tiro y l de velocidad máxima para cada 50 diámetros de altura de chimenea.

Se lee la carga de la chimenea para 100 pies de la Figura (21) calculando la carga que la chimenea deberá producir y la altura requerida, si una altura adicional - se requiere para dispersar el humo, el diámetro de la chimenea, puede ser reducido.

RESULTADOS OBTENIDOS

Una vez analizados los diseños para calcular un horno, se puede observar que existen diferentes métodos empleados de los cuales optamos por escoger el método de Lobo y Evans, tomando en cuenta su mayor exactitud y su fácil aplicación.

A continuación se muestra el desarrollo y aplica-+ción de dicho método, así como un programa para el cálculo- y diseño de un horno.

METODO DE LOBO Y EVANS

Este método hace uso del factor total intercambio F y una ecuación de tipo Stefan-Boltzmann, tiene una base-teórica y se usa extensamente en el diseño de hornos para -refinería. También se recomienda para calderas que usan petróleo ó gas combustible.

La desviación promedio entre la absorción predi -cha y observada en 85 pruebas en 19 hornos diferentes que -variaron ampliamente en características físicas y de opera-ción, fué de 5.3%. Siendo la desviación máxima de 16% apli-cación:

La ecuación utilizada para el cálculo de la transferencia de calor radiante a la sección fría es:

$$Q = 0.173 F \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] \alpha AC_p$$

Además algo de calor transfiere a la sección de convección y el calor total de la superficie fría se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = 0.173 F \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] \alpha C_p AC_p + h_c A (T_G - T_S)$$

Donde:

A= Superficie total del tubo, pies²

AC_p = Superficie equivalente del plano frío, pies²

F= Factor total de intercambio, adimensional

h_c = Coeficiente de convección, BTU/(hr) (pies²) (°F)

Q̇ = Temperatura del gas de combustión a la superficie de la sección radiante, °R ó °F.

T_S = Temperatura de la superficie del tubo, °R ó °F

α = Factor por el cual AC_p debe reducirse para obtener la superficie fría real, adimensional.

El término de convección puede simplificarse supo

niendo que $h_c = 2,0 \alpha AC_p$. Puesto que se desean dividir todos los términos por F se usará un valor de 0.57 en su lugar cuando se considera el término de convección. Entonces:

$$\frac{\Sigma Q}{\alpha AC_p F} = 0.173 \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_S}{100} \right)^4 \right] + 7 (T_G - T_S)$$

Esta correlación se muestra en la fig. (22) además de la ecuación anterior para el flujo de calor, es necesario un balance térmico para la solución del problema de absorción de calor:

$$Q = Q_F + Q_A + Q_R + Q_S + Q_W - Q_G$$

Donde:

$Q = \frac{A}{2}$ la carga total en la sección radiante BTU/hr.

Q_A = Calor sensible sobre 60°F en el aire de combustión - -
BTU/hr.

Q_F = Calor liberado por la combustión BTU/hr. (valor mínimo)

Q_G = Calor de los gases de combustión que salen de la sección radiante.

Q_R = Calor sensible sobre 60°F en los gases de combustión --
recirculados.

Q_S = Calor sensible sobre 60°F en el vapor usado para atomización de combustible.

Q_W = Pérdida de calor a través de las paredes del horno.

Como una simplificación posterior Q_G puede despreciarse y el calor neto liberado es:

$$Q_F + Q_A + Q_R - Q_W = Q \text{ neto}$$

El calor perdido en los gases de combustión a su temperatura de salida es:

$$Q_G = W (1 + G') CAV (T_G - 520)$$

Donde:

W = Gastos de combustible lb/lb

$(1 + G')$ = Razón de fases que abandonan la sección radiante a combustible quemado lb/lb

G' = Razón de aire a combustible lb/lb

C Promedio = calor específico promedio de los gases de combustión entre T_G °R y 520° R, BTU/(lb) (°F)

Al aplicar las ecuaciones la superficie fría equivalente se evalúa con ayuda de la Fig. (11) , como ya se dijo AC_p es la superficie de un plano que reemplaza a la hilera

de tubos y corresponde al producto del número de tubos por longitud expuesta en piés por el espaciado de centro a centro también en piés. Cuando la sección de convección está localizada de tal manera que recibe los beneficios de radiación directa de la sección radiante, ésta se incluye en la superficie fría equivalente. Para un conjunto de tubos de más de dos hileras de profundidad, puede ser tomado como 1.0 y AC_p es simplemente el producto de la longitud por el ancho de las aberturas del banco de convección. Cuando este banco está aislado de la sección radiante, no se incluye en los cálculos de sección.

La emisividad del gas se calcula a partir de la longitud de la trayectoria media, presión parcial de los constituyentes radiantes, temperatura de los tubos, y temperatura del gas.

El factor total de intercambio se indicó como función de la emisividad del gas y la razón de la superficie de refractario A_R donde:

$$A_R = A_T - AC_p$$

Donde:

A_R = Superficie efectiva del refractario, pies²

A_T = Area total de la superficie del horno pies²

AC_p = Superficie equivalente del plano frío pies²

La temperatura de los gases de la salida, se obtiene mediante cálculos de prueba y error a menos de que satisfaga la ecuación de transferencia de calor y balance-técnico. La fig. (22) da valor de $Q / AC_p F$ para varias combinaciones T_G y T_S .

Se recomienda, que en hornos donde la temperatura del gas sea mayor de 1.5 veces la dimensión mínima de la sección transversal para el flujo de gas, se emplee un cálculo por secciones; como en el caso de un horno cilíndrico vertical.

En la práctica la carga total del horno se calcula como primer paso, incluyendo el calor sensible, calor de vaporización y cualquier calor de reacción. La eficiencia -- del horno "e" está dada por:

$$e = \frac{\sum Q}{Q F} \times 100 \quad \%$$

Se determina de un balance entre el costo del combustible y el costo inicial del horno (más un precalenta-

dor de aire si se usa). La cantidad de aire usada en exceso depende del tipo de combustible, tipo de quemadores, tipo del horno y temperatura del aire de combustión. Sin embargo, en la práctica se usan 40% de exceso de aire al diseñar horno de tipo natural o inhibición, el 25% de exceso de aire en aquéllos de tipo forzado.

Cuando la liberación del calor ha sido determinada, el diseño de un horno para petróleo es establecido sobre de la tasa promedio premisible en la sección radiante. El diámetro del tubo depende de consideraciones de los cabezales o curvaturas de retorno, se usa el espaciado más cerrado posible, excepto cuando se presentan requerimientos especiales.

El diseño más económico del horno, usa el máximo de longitud de tubo, que es compatible con la sección transversal del horno y que proporciona un espaciado adecuado entre tubos y quemadores. En ocasiones se usan tubos de 60 piés de largo, aún cuando el límite usual sea de 40 piés.

Por medio de un diagrama de flujo se presenta la secuencia seguida para el cálculo de un horno de fuego directo, por este método. Dicha secuencia fué utilizada pa -

ra la elaboración de un programa de computadora para efectuar el cálculo de un horno de este tipo.

$$\text{CALOR TOTAL} = \text{CRUDO} \times (\text{ENTALPÍA 1} - \text{ENTALPÍA 2})$$

$$\text{CALOR NETO DEL COMBUSTIBLE} = \text{CALOR TOTAL} / \text{EFICIENCIA}$$

$171 = 143.53 + 7.89212 \times \text{PCA}$	← ≤	SI EL COMBUSTIBLE ES:	+	$\text{FC} = 821.466 + 7.9356 \times \text{PCA} + 0.000795 \times \text{PCB}^2$
ACIFTE				IAS

PESO DEL COMBUSTIBLE
CON EXCESO DE AIRE

$$\text{CALOR EN LA SECCIÓN RADIANTE} = 0.7 \times \text{CALOR TOTAL}$$

DIFERENCIA DE TEMPERATURA A TRAVÉS DE LA SECC. RADIANTE A CONVECCIÓN

$$\Delta t = \text{TEMP. DE SALIDA DEL COMBUSTIBLE} - 0.7 (\text{TEMP. DE SALIDA} - \text{TEMP. ENTRADA})$$

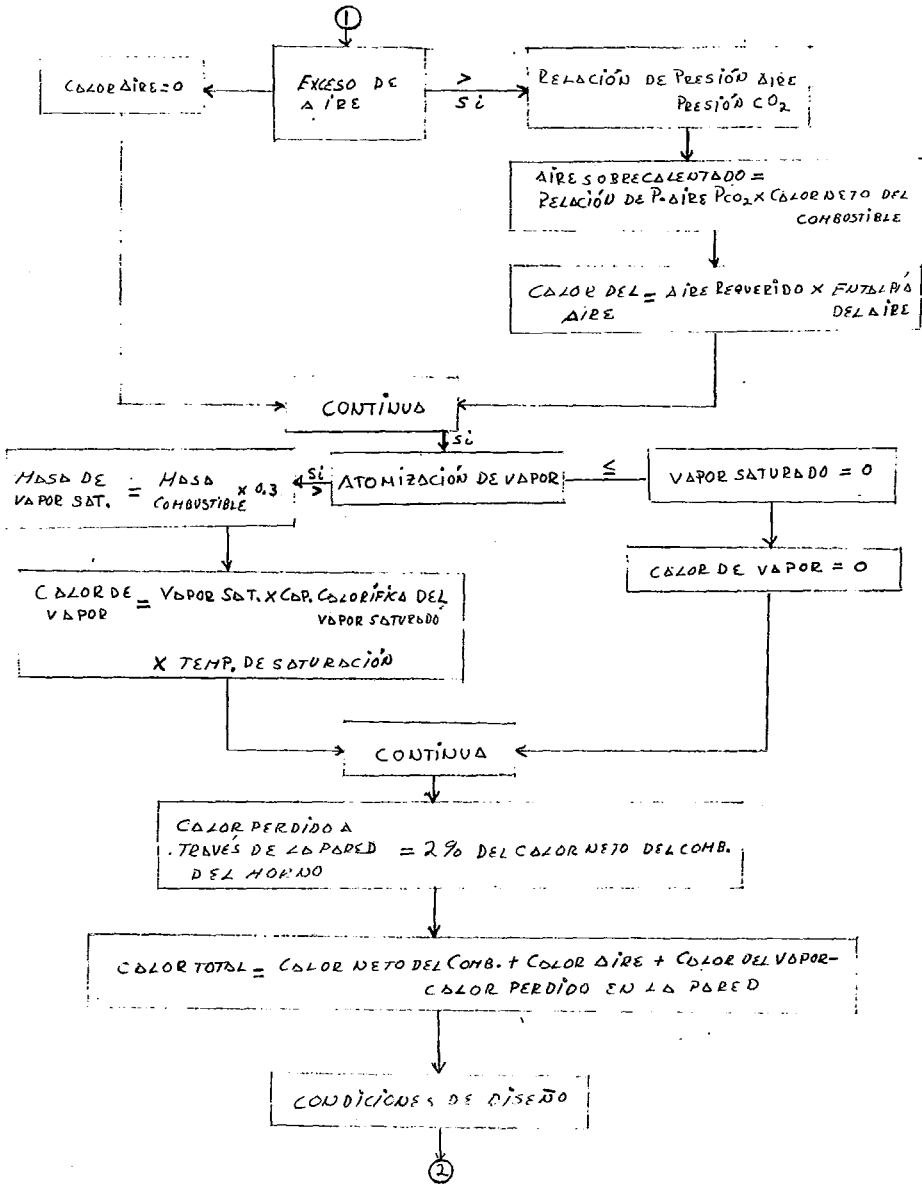
$$\text{TEMP. PROMEDIO DEL FLUJO} = (\Delta t + \text{TEMP. SALIDA}) / 2$$

$$\text{TEMP. DE PARED DEL TUBO} = \text{TEMP. PROMEDIO} + 100$$

$$\text{SUPERFICIE DE SECCIÓN RADIANTE} = \frac{\text{CALOR TOTAL RADIANTE APROXIMADO}}{\text{FLUJO DE CALOR MAXIMO}}$$

$$\text{SUPERFICIE TOTAL} = \text{SUPERFICIE RADIANTE} \times 2$$





2

$$\text{SUPERFICIE TOTAL DE TUBO} = \frac{\text{LONG. EXPUESTA POR TUBO} \times \text{DIÁMETRO EXTERNO DEL TUBO}}{12} \times \pi$$

$$\text{COLOR TOTAL DE LOS GASES} = 0.7 \times \text{COLOR TOTAL DE COMBUSTIÓN}$$

$$\text{NÚMERO DE TUBOS EN LA SECCIÓN RADIANTE} = \frac{\text{COLOR TOTAL DE LOS GASES}}{\text{FLUJO DE CALOR MÁXIMO Δ PROXIMADO}} \times \frac{\text{SUPERFICIE DEL TUBO}}{\text{SUPERFICIE EQUIVALENTE DEL PLANO FRÍO EN EL REFRACTARIO}}$$

$$\text{SUP. TOTAL} = \text{SUP. DE TUBOS} \times \text{TUBOS EN SECC. RADIANTE}$$

$$\text{TUBOS RADIANTE} = \text{NÚMERO DE TUBOS}$$

RELACION DE ESPACIAMIENTO

$$\text{ALFA} = \frac{\text{ESPACIO ENTRE CENTROS DE TUBOS}}{\text{DIÁMETRO EXTERNO DEL TUBO}}$$

$\alpha = \text{ALFA} = \text{FACTOR DE EFECTIVIDAD}$

$$\text{SUPERFICIE EQUIVALENTE DEL PLANO FRÍO} = \frac{\text{LONG. EXPUESTA POR TUBO} \times \text{NÚMERO DE TUBOS} \times \text{ESPACIO ENTRE CENTROS}}{12}$$

$$\text{SUPERFICIE EQUIVALENTE DEL PLANO FRÍO EN EL REFRACTARIO} = \frac{\text{LONG. EXPUESTA POR TUBO} \times \text{TUBOS RADIANTE} \times \text{ESPACIO ENTRE CENTROS}}{12}$$

$$\text{SUPERFICIE EQUIVALENTE DEL PLANO FRÍO POR } \alpha = \frac{\text{EQUIV. DEL PLANO FRÍO}}{\alpha} \times \text{ALFA} \times \text{EQUIVALENTE DEL PLANO FRÍO EN EL REFRACTARIO}$$

$$\text{SUP. DEL REFRACTARIO} = \alpha \times \text{PISO y Sección RADIANTE DEL HORNO} \times \text{ALTURA S.R. DEL HORNO} + \text{LONG. TORNEALLOMAS} \times \text{LONG. EXP. POR TUBO}$$

3

3

$SUPERFICIE\ EFECTIVA = SUP.\ DEL\ REFRACTARIO - SUP.\ EQUIV.\ DEL\ PLANO\ FRIO\ X\ C$
 $DEL\ REFRACTARIO$

$VOLUMEN\ DEL\ HORNO = PISO\ X\ ALTURA\ X\ LONG.\ EXPOSTA\ PORTUBO$

$LONGITUD\ DE\ LA\ TRAYECTORIA\ MEDIA = 2/3 \sqrt[3]{VOLUMEN\ DEL\ HORNO}$

$EMISIVIDAD\ DEL\ GAS = 0.27645 - 0.0019407x\ \% \text{ de aire} + 6.9318 \times 10^{-6} x (\% \text{ de aire})^2$

$PRESION\ PARCIAL\ DEL\ GAS$
 $POR\ LA\ LONG.\ MEDIA\ DE\ LA\ SECCION\ RADIANTE = EMISIVIDAD\ DEL\ GAS\ X\ LONG.\ DE\ LA\ TRAYECTORIA$
 $LA\ SECCION\ RADIANTE\ MEDIA$

$ESTIMACION\ DE\ LA\ TEMP.\ DEL\ HORNO$
 $TEMP.\ DEL\ GAS = TEMP.\ DEL\ HORNO$

$SINO\ HAY\ PRECALENTADOR$
 $DE\ AIRE\ O\ GAS$

$CALOR\ DE\ COMBUSTION\ DEL\ AIRE = 0$
 $CALOR\ DEL\ COMBUSTIBLE = 0$

$CALOR\ DE\ RADIACION\ PERDIDO = 0.02$
 $CALOR\ NETO$

$CALCULO\ DE\ LA\ EMISIVIDAD\ (FIG.)$
 $EMISIVIDAD - EN\ RELACION\ A\ LA\ TEMP.\ DEL\ GAS$
 $ABSCISA\ PL; ORDENADA, EMISIVIDAD\ DEL\ GAS$

$FACTOR\ DE\ CAMBIO\ EN\ BASE\ A\ LA\ EMISIVIDAD$

$SUPERFICIE\ EQUIVALENTE\ X\ \alpha\ X\ FACTOR\ DE\ CAMBIO$
 $DEL\ PLANO\ FRIO$

4

4

$$\frac{\text{CALOR NETO}}{\text{SUP. EQUIV. DEL PLANO FRÍO} \times \alpha \times \text{FACTOR DE CAMBIO}}$$

$$\text{TEMP. DE SALIDA DEL GAS} = \text{TEMP. DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN}$$

$$\frac{\text{CALOR DEL GAS A LA SALIDA}}{\text{CALOR NETO LIBERADO}}$$

SE REPITE EL PROCESO A TEMPERATURA DIFERENTE, PARA INTERPOLAR Y OBTENER LA TEMPERATURA, DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

INTERPOLANDO TEMPERATURAS

$$\frac{\text{CALOR DEL GAS A LA SALIDA}}{\text{CALOR NETO}}; \frac{q_2}{q_n}$$

$$\text{CALOR RADIANTE } q_R$$

$$q_R = \left(1 + \frac{q_a}{q_n} + \frac{q_f}{q_n} + \frac{q_{g2}}{q_n}\right) q_{\text{neto}}$$

$$\frac{q_R}{A_{RT}} = \frac{\text{CALOR RADIANTE}}{\text{ÁREA TOTAL DE LA SUP. RADIANTE}}$$

$$\text{CALOR RADIANTE} = \text{TEMP. CALOR RADIADO} \times \text{CONV.} \times \alpha \times A_{CPF}$$

$$\text{SUP. TOTAL} = \text{SUP. TUBOS} \times \text{TUBOS EN SECCIÓN RADIANTE}$$

CHEQUEO DEL FLUJO MÁXIMO PERMITIDO DE CALOR

$$\text{FLUJO DE CALOR MÁXIMO} = \frac{\text{CALOR RADIANTE}}{\text{SUP. TOTAL}}$$

5

5

CHECAR TEMP DE ACEITE EN LA SECCIÓN RADIANTE
 $CAMBIO DE ENTALPIA = \frac{CALOR RADIANTE}{FLUJO DE CRUDO}$

TEMPERATURA DADA
A ESA
ENTALPIA

TEMP. PROMEDIO DEL FLUJO RADIANTE = TFSR
 $TFSR = \frac{TEMP. DADA + TEMP. SALIDA}{2}$

TEMP. DE LA PARED DE LOS TUBOS = TWALLC
 $TWALLC = TEMP. PROMEDIO DEL FLUIDO RADIANTE + 100$

FIN

CÁLCULO DE LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN

CALOR DE CONVECCIÓN = CALOR TOTAL - CALOR RADIANTE

CALOR DE LA CHIMENEA = $1 - \left(\frac{\text{CALOR DE LA PARED} + \text{CALOR RADIANTE} + \text{CALOR CONVECCIÓN}}{\text{CALOR TOTAL}} \right)$

CALOR PERDIDO POR EL GAS QUE SALE DE LA CHIMENEA

DIFERENCIA DE TEMP. = $\frac{\text{TEMP. DEL GAS EN LA CHIMENEA} - \text{TEMP. DEL ACEITE QUE ENTRA AL HORNO}}{\text{DEL GAS FRÍO}}$

DIFERENCIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA = $\frac{\text{DIF. DE TEMP. DEL GAS CALIENTE} - \text{DIF. TEMP. GAS FRÍO}}{\Delta \text{LOG} (\text{DIF. DE TEMP. GAS CALIENTE} / \text{DIF. TEMP. GAS FRÍO})}$

CÁLCULO DE TEMPERATURA PROMEDIO

TEMP. ACEITE = $(\text{TEMP. SALIDA SECC. DE CONVECC.} + \text{TEMP. ESPECÍFICA SECC. RADIANTE}) / 2$

TEMP. EN LA PARED DEL HORNO (SECCIÓN DE CONVECCIÓN) = $\text{TEMP. DEL ACEITE} + 100$

TEMP. DEL GAS DE ENTRADA = $\text{TEMP. DEL ACEITE} + \text{DIF. MEDIA DE TEMP. ENTRADA}$



①

ESPECIFICACIONES SECCIÓN DE CONVECCIÓN

$$\text{SUPERFICIE POR PIE DE TUBO EN SECC. DE CONVECCIÓN} = \left(\frac{\pi}{4}\right) \times \left(\frac{\text{DIÁMETRO INTERNO DEL TUBO EN SECCIÓN DE CONVECCIÓN}}{12}\right)^2$$

$$\text{SUPERFICIE DE TUBO} = \frac{\text{DIÁMETRO NOMINAL DEL TUBO}}{4}$$

$$\text{ÁREA DE LOS TUBOS} = \text{NÚMERO DE TUBOS POR HILERA} \times \text{LONG. EXPUESTA DEL TUBO} \times \text{SUPERFICIE DEL TUBO POR PIE}$$

$$\text{COEFICIENTE DE PELÍCULA EN SECCIÓN DE CONVECCIÓN} = 2.14 \frac{(\text{TEMP. DE PELÍCULA GAS-TUBO})^{0.28} \times (\text{MASA VEL. DEL GAS})^{0.6}}{(\text{DIÁMETRO EXTERNO DEL TUBO})^{0.4}}$$

COEFICIENTE DE PELÍCULA EN SECCIÓN DE RADIACIÓN = YA SE CALCULÓ.
∴ SE TIENE COMO DATO

$$\text{COEFICIENTE DE PELÍCULA POR RADIACIÓN EN REFRACTARIO EN LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN} = 9.46 \left(\frac{\text{TEMP. PARED DE TUBOS}}{1000}\right)^3$$

$$\text{SUMA DE COEFICIENTES DE PELÍCULA} = \text{COEFICIENTE DE PELÍCULA EN SECC. DE CONVECCIÓN} + \text{COEFICIENTE DE PELÍCULA EN SECC. DE RADIACIÓN} + \text{COEFICIENTE DE PELÍCULA POR RADIACIÓN EN LA PARED}$$

②

2

$$\text{FACTOR DE CORRECCIÓN EN SECCIÓN DE CONVECCIÓN} = \frac{\text{COEFICIENTE DE PELÍCULA POR RADIACIÓN EN LA PARED}}{\text{SUMA DE COEFICIENTES}} \times \left(\frac{\text{ÁREA PARED DE CONVECCIÓN}}{\text{ÁREA DE TUBOS DE CONVECCIÓN}} \right)$$

$$\text{COEFICIENTE DE PELÍCULA TOTAL EN SECCIÓN DE CONVECCIÓN} = \left(\text{FACTOR DE CORRECCIÓN} \right) \left(\text{COEFICIENTE DE PELÍCULA EN SEC. DE CONVECC.} \right) \left(\text{COEFICIENTE DE PELÍCULA EN SEC. DE RADÍAC.} \right)$$

$$\text{COEFICIENTE DE PELÍCULA CORREGIDO AL PASAR POR LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN} = H_{C1}$$

$$\text{COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN SECCIÓN DE CONVECCIÓN} = \frac{\text{COEFICIENTE TOTAL DE PELÍCULA} \times H_{C1}}{\text{COEFICIENTE TOTAL DE PELÍCULA} + H_{C1}}$$

$$\text{ÁREA TOTAL DE LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN} = \frac{\text{CARGO DE CONVECCIÓN}}{\text{COEF. DE TRANSF. DE CALOR} \times \text{DIF. LOGARÍTMICA DE TEMP.}}$$

$$\text{NÚMERO DE TUBOS EN SECCIÓN DE CONVECCIÓN} = \frac{\text{ÁREA TOTAL}}{\text{SUPERFICIE POR TUBO}}$$

$$\text{NÚMERO DE HILERAS DE TUBOS EN SECCIÓN DE CONVECCIÓN} = \frac{\text{NÚMERO DE TUBOS}}{\text{NÚMERO DE TUBOS POR HILERA}}$$

FIN

CONCLUSIONES

El método presentado en este estudio para el cálculo de hornos de fuego directo, estima un cálculo del balance entre el calor perdido por las corrientes de salida y por radiación de las paredes y el calor absorbido por las corrientes del proceso.

Se muestran también varias de las limitaciones existentes en este diseño del horno. Talés como la eficiencia, que depende del costo del combustible empleado, de la temperatura de los flúidos del proceso, así como hubo que considerarse el material de los tubos, su diámetro y tamaño haciendo hincapié en el tipo de aislante usado en dicho horno. El exceso de aire también tiene efecto sobre la eficiencia del horno. El cual ejerce un efecto menor si se trata de hornos más chicos.

Otras de las limitaciones sobre el diseño, es la máxima cantidad de calor absorbido por la sección radiante, el uso de precalentadores de aire fué también objeto de estudio para determinar la conveniencia que significa el uso de estos precalentadores.

Una vez analizados varios de los diseños de hornos modernos, pudimos observar la tendencia de la industria por la utilización de hornos no muy grandes, que ocupen menos espacio y de más bajo costo. Aunque existe el problema que entre más chico sea el horno, requiere un mayor mantenimiento.

En relación a esto, el usuario debe seleccionar - de acuerdo a su criterio la alternativa que se presenta, entre un horno grande que implica una mayor inversión inicial ó un horno más pequeño con menor costo de fabricación, pero que muestre un incremento en el costo de mantenimiento.

Por lo que se refiere a la caída de presión, también deberán seleccionarse los criterios económicos deseados, ya que una menor caída de presión origina un considerable aumento en el costo del calentador, debido a que será necesario utilizar tubos de mayor tamaño con una reducción en el número de espacios paralelos, lo que en ocasiones no es proporcional si se toma en cuenta que aún cuando exista una disminución de accesorios al disminuir el número de pasos, el costo de la tubería es mucho mayor, tal como se vió anteriormente.

El método aquí presentado para el cálculo y diseño de hornos, ofrece una buena guía, para la selección del tamaño óptimo, y sirve de base para el cálculo de este equipo, entre el usuario y el diseñador. Mostrando también las ventajas y desventajas que involucra el uso de precalentadores.

BIBLIOGRAFIA.

- 1) RATING FIRED HEATERS.
R.N. WIMPRESS.
HIDROCARBON PROCESSING & PETROLEUM REFINER
VOL. 42 No. 10 Octubre 1963.
- 2) DESIGN OF FURNACES FOR TUBULAR REACTORS.
J.LOFTUS and H.C. SCHUTT
CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS
VOL. 63 No. 7 Julio 1967.
- 3) GUIDE TO ECONOMICS OF FIRED HEATER DESIGN.
PETER VON WIESENTHAL and HERBERT W. COOPER
CHEMICAL ENGINEERING
Abríl 6 1970.
- 4) HOW TO RATE FINNED-TUBE CONVECTION SECTION IN HEATERS.
JOSEPH L. SCHWEPPE and CONRADO Q. TORRIJOS
HIDROCARBON PROCESSING & PETROLEUM REFINER
VOL. 43 No. 6 Junio 1964.
- 5) HEAT MASS TRANSFER.
HOTTEL, H.C. and A.F. SAROFIM
INTERNATIONAL. U.S.A.
Enero 1965.
- 6) PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.
DONALD. Q. KERN.
Mc.GRAW-HILL BOOK COMPANY
MEXICO-ESPAÑA-ARGENTINA
1ª EDICION, QUINTA IMPRESION
Marzo 1972.