

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO DE UN CALENTADOR
DE CRUDO A FUEGO DIRECTO

T E S I S
Que para obtener el título de:
INGENIERO QUIMICO
p r e s e n t a
DAVID TORRES CAMPOS

M-165681

México, D. F.

1973



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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 AUTÓNOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO DE UN CALENTADOR
DE CRUDO A FUEGO DIRECTO

T E S I S
Que para obtener el título de:
INGENIERO QUIMICO
p r e s e n t a
DAVID TORRES CAMPOS

México, D. F.

1973

Jurado Asignado
Originalmente
Según el Tema

PRESIDENTE : Prof. Ing. RAUL MEYER S.
VOCAL : Prof. Ing. CARLOS DOORMAN M.
SECRETARIO : Prof. Ing. ALEJANDRO ANAYA D.
1er. SUPLENTE : Prof. Ing. PABLO BARROETA G.
2do. SUPLENTE : Prof. Ing. GERARDO BAZAN N.

Sitio donde se desarrollo el Tema: INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO.

SUSTENTANTE: David Torres Campos

ASESOR: Ing. Alejandro Anaya D.

SUPERVISOR TECNICO: Ing. Arturo López Torres

Agitate gigante pensamiento
en la raquítica extensión del cráneo

Karl Kempis de Alatorre

A mis padres:

En agradecimiento por el cariño y comprensión
con que me han formado y por haberme dado lo
más maravilloso del universo:

LA EXISTENCIA

I N D I C E

	Página
CAPITULO I	
Introducción	1
CAPITULO II	
Transferencia de Calor	18
CAPITULO III	
Transporte de Momentum	44
CAPITULO IV	
Desarrollo Matemático	60
CONCLUSIONES	91
APENDICE	93
BIBLIOGRAFIA	95

CAPITULO I

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

Comunmente al procesar las corrientes de algunos fluidos se requiere calentarlos a temperaturas superiores a las obtenibles con vapor de agua - (arriba de 450°F). La temperatura y flujo de calor necesario en estas operaciones se logran por medio del sistema llamado de aplicación directa de la energía calorífica desarrollada por la combustión del combustóleo ó del gas combustible.

Casi todos los equipos usados actualmente en plantas químicas, petro químicas y de refinación para el calentamiento de fluidos a altas temperaturas lo realizan por este sistema, que practicamente consiste de serpentines- ó de tubos ensamblados a tope dentro de los cuales circula el fluido de proceso, que junto con los quemadores necesarios para realizar la combustión se encuentran colocados dentro de un envolvente metálico revestido interiormente de refractario. A este arreglo de componentes se le denomina "HORNO TUBU LAR ó CALENTADOR A FUEGO DIRECTO".

En sus principios los calentadores a fuego directo, no han sido modi ficados aparentemente desde hace veinte años, sin embargo, en estos veinte años los equipos normales de calentamiento aumentaron sus precios del 100 al 200%, mientras que durante el mismo lapso, el precio de los calentadores por caloría transferida, no ha variado o incluso ha disminuido. Esto se debe, - sin duda, a técnicas de construcción superiores, uso de materiales cada vez mejores, pero también debido a un mayor conocimiento de los elementos de cálculo y de una más buena adaptación de las condiciones operativas. Hace diez

años, hornos de 40 millones de Kcal/hr se consideraban como gigantes de la especie, mientras que ahora se construyen de 70 a 100 millones de Kcal/hr. Algunos incluso, pueden liberar hasta 175 millones de Kcal/hr.

En estos calentadores se usa como combustible exclusivamente combustible ó gas combustible, aunque en un futuro próximo pueden desarrollarse para quemar subproductos del petróleo, como coque. En general, la eficiencia térmica de los calentadores es considerablemente menor, que la obtenida en los generadores de vapor, ya que, el combustible tiene poco valor en la refinería. Con la tendencia hacia la mayor utilización del petróleo crudo-reducido, el combustible empieza a escasear y al mismo tiempo es más valioso, por lo que, las refinerías actualmente exigen eficiencias térmicas del 75 al 80%.

El arreglo de los hornos calienta un fluido cuando pasa a través de uno ó más serpentines continuos, acortando la longitud de tubería por medio de codos de 180°. El patrón de flujo normal es a contracorriente de los gases de combustión, primero pasa por los serpentines de convección (precalentamiento) y después a través de los serpentines de radiación en la caja del horno, con lo cual, se incrementa la temperatura del fluido hasta llegar a la requerida por el proceso.

Ocasionalmente para los hornos de baja capacidad se emplea solamente superficie radiante y sus capacidades ordinarias llegan a los cinco millones de Kcal/hr.

La distribución de la carga calorífica entre la zona radiante y la de convección es más o menos empírica, lo más usado cuando el costo del com-

bustible es bajo, es requerir una carga calorífica radiante del 65 al 75% de la carga total, con una eficiencia térmica del 70 al 80%.

Los calentadores a fuego directo son esencialmente grandes cambiadores de calor, el calor se transfiere de los gases de combustión hacia el fluido contenido en los tubos.

FUNCIONES BASICAS

En la transferencia de calor al fluido de proceso, los calentadores a fuego directo pueden desarrollar dos funciones básicas:

- A).- Incrementar la temperatura y consecuentemente el contenido de calor del fluido sin efectuar ningún cambio de estado o de composición química.
- B).- Incrementar la temperatura y consecuentemente el contenido de calor del fluido de manera que se produzcan cambios físicos y/o químicos en el fluido al cual se le está suministrando calor.

En la primera función, el calentador sólo sirve para calentar el material. Esta función se aprovecha en el calentamiento de asfalto para poder embarcarlo en autotanques, en el calentamiento de líquidos pesados para poder reducir su viscosidad y así, bajar los costos de bombeo.

La segunda función involucra la vaporización del fluido para alimentarlo a una torre de destilación, en la pirólisis de hidrocarburos y de pro-

ductos químicos orgánicos, en la reformación de hidrocarburos y en la reformación catalítica de corriente de hidrocarburos-vapor de agua.

TIPO DE CALENTADORES

Se pueden considerar los calentadores agrupados en dos grandes categorías:

- A).- Circulares ó vertical-cilíndrico
- B).- Horizontales ó rectangulares

La colocación de los serpentines que contienen el fluido de proceso dentro de la superficie de calentamiento es lo que determina el tipo de calentador.

En los calentadores Verticales, la sección radiante contiene serpentines de tubos lisos colocados en forma espiral ó vertical, y la sección de convección tiene serpentines colocados vertical u horizontalmente con tubos casi siempre aletados. Los calentadores Horizontales pueden tener tubos lisos horizontales ó verticales en la zona de radiación, pero en la zona de convección tendrá siempre tubos horizontales, lo que, da la forma rectangular al calentador.

En ambos tipos existe la sección de radiación, en la cual, los tubos que llevan el fluido de proceso absorben calor a través de la pared del tubo por radiación. Dependiendo del proceso, de la economía de la operación, de sí la carga calorífica no es muy grande y de sí el costo del combustible-

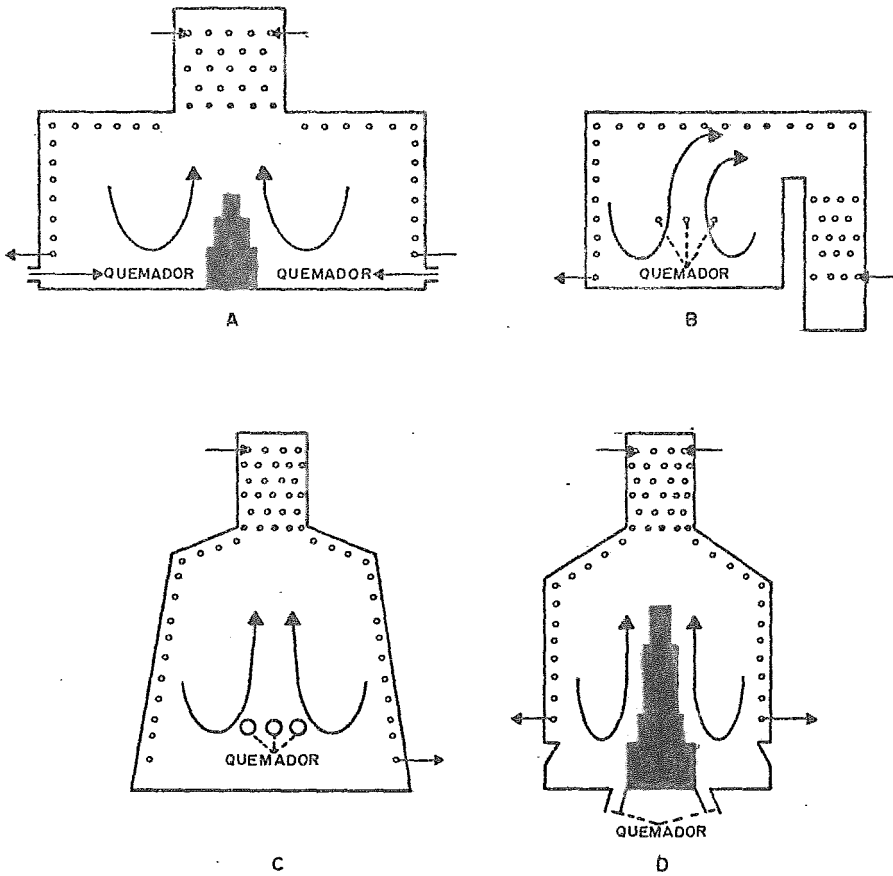
no importa mucho, se usa un calentador sin zona de convección en tal caso, se usa casi siempre un calentador del tipo vertical.

Cuando el calentador cuenta con sección de convección, puede ésta no sólo servir para precalentar el fluido de proceso que posteriormente ha de pasar por la zona de radiación, sino además precalentar un fluido que después será usado en otra operación (calentar condensado para alimentarlo al generador de vapor), generar ó sobrecalentar vapor de proceso, precalentar en algunos casos el aire que se usará en la combustión. En esta sección como su nombre lo indica, la absorción de calor se lleva a cabo principalmente por convección, debido a la gran cantidad de gases de combustión que a temperaturas elevadas tienen contacto con los tubos, se colocan en esta sección tubos aletados que son los que tienen una mejor conductividad del calor.

Un corte esquemático de varios tipos de calentadores se muestran en la figura (1), ilustrando la colocación de los tubos en las zonas de radiación y de convección, la localización de los quemadores y el patrón de flujo, de los gases de combustión y de las corrientes de proceso. Los nombres más comunes de los calentadores mostrados son:

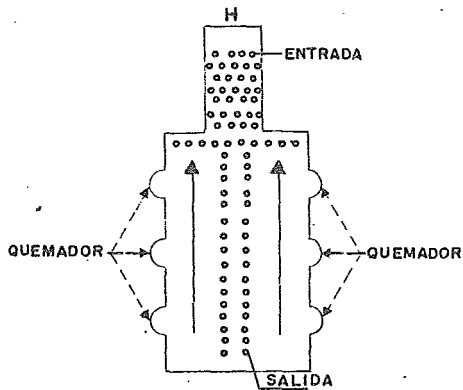
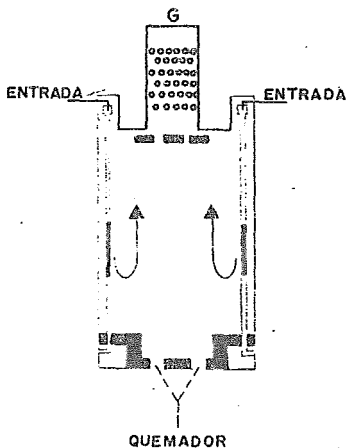
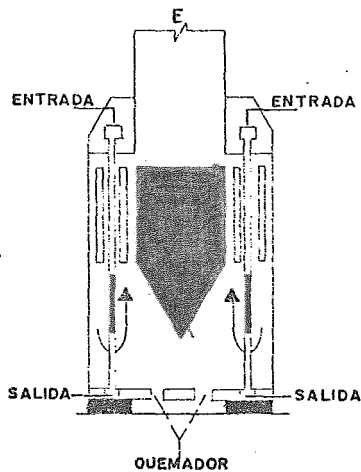
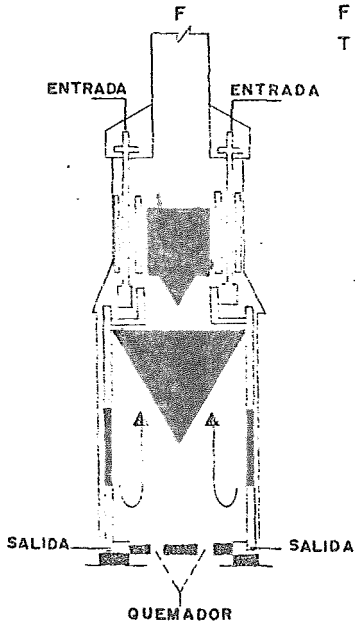
- A).- Tipo caja grande zona convección arriba
- B).- Tipo caja zona convección abajo
- C).- Tipo "A"
- D).- Tipo caja de sección radiante doble
- E).- Tipo flujo uniforme pequeño
- F).- Tipo flujo uniforme grande
- G).- Tipo circular (De Florez)
- H).- Tipo caja de paredes radiantes

FIG I
TIPOS DE CALENTADORES



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

FIG. I
TIPOS DE CALENTADORES



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	
FACULTAD DE QUÍMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

Para seleccionar un calentador se toman en cuenta las siguientes características:

1. CHOQUE DE FLAMAS.- Una gran flama puede causar un choque térmico ó sobrecalentamiento en algunos tubos, pero los más vulnerables son los colocados arriba del tornallamas. Este problema se presenta principalmente en B y en los tubos más bajos de D, en los demás tipos se presenta este problema pero muy ligeramente. Como se podrá observar en C. debido a lo ancho y alto del hogar es difícil que el choque de la flama se produzca.
2. TUBOS CALIENTES.- La relación de calor absorbido tiende a ser muy alta en la entrada de la sección de convección, debido a que el calor es liberado tanto por radiación, como por convección. A los tubos colocados en éste lugar se les denomina tubos escudo, en ellos muchas veces se introduce la alimentación que generalmente está fría, se sobrecalienta vapor ó se calienta agua. También en este caso se puede observar que en C, existen este tipo de tubos aunque como ya vimos no reciben fuertemente el golpe directo de la flama. Los tubos calientes se indican en la figura (1) de color negro.
3. COMBUSTION DE PETROLEO.- Los combustibles líquidos tienden a producir flamas más grandes, ya que, requieren quemadores mayores. Los calentadores A, B y C son los mejores para quemar este tipo de combustibles.
4. DISTRIBUCION DE CALOR.- Ya hemos visto en el punto 2, que la distribución de calor no es uniforme, sólo se logra un poco de uniformidad en los calentadores verticales

por la posición de los tubos.

5. DOS SERPENTINES.- Exceptuando el calentador B, los arreglos de dos serpentines pueden ser construidos en casi todos los calentadores, cuando se requiere una relación diferente de calor en cada serpentín se usarán los calentadores con mampara central como el calentador D. En un calentador C, se puede tener flujo en dos serpentines.
6. CONTROL DE CALOR.- El calentador H, es construido para suministrar calor con precisión y para operaciones a temperaturas altas. Para bajas relaciones de calor absorbido se usan los calentadores circulares, en los otros tipos de calentadores sí se suministra suficiente superficie radiante se podrá controlar el calor absorbido. En el calentador C se tiene superficie radiante grande.
7. CAPACIDAD.- Los calentadores B, E y H se construyen para bajas capacidades, en cambio los calentadores A, C y D se diseñan para capacidades altas.
8. CHIMENEAS.- Los calentadores A y B requieren chimeneas más altas, mientras que, los demás tipos no las necesitan grandes, debido a que, las pérdidas por fricción son menores y por lo tanto el tiro necesario es más pequeño.
9. COSTO.- La construcción del techo de los calentadores A y B son bastante caros. Las paredes no cubiertas con tubos tienden a sobrecalentarse y deben tener una construcción más fuerte, resultando conveniente utilizar ladrillo refractario. Los numerosos quemadores de

H aumentan el costo de éste. El calentador del tipo "A" es construido con acero estructural y su costo es de lo más económico.

En la figura (2) se aprecia un esquema de un calentador tipo "A", cuyos principales componentes son:

1. Chimenea
2. Regulador del tiro de la chimenea
3. Cadena del regulador
4. Soporte de la chimenea
5. Estructura principal
6. Refuerzo de la estructura
7. Cubierta metálica
8. Plataformas
9. Escaleras
10. Escalas
11. Cabezales
12. Puerta de acceso
13. Mirilla
14. Controles locales
15. Tornallamas
16. Tubos de la sección de convección
17. Tubos de la sección de radiación
18. Pilares
19. Sección de convección
20. Sección de radiación

La figura (3) muestra un corte esquemático de un calentador cilíndrico, indicando sus partes principales, que en terminología común son:

1. Chimenea
2. Plataforma
3. Cubierta metálica
4. Refuerzos
5. Escaleras

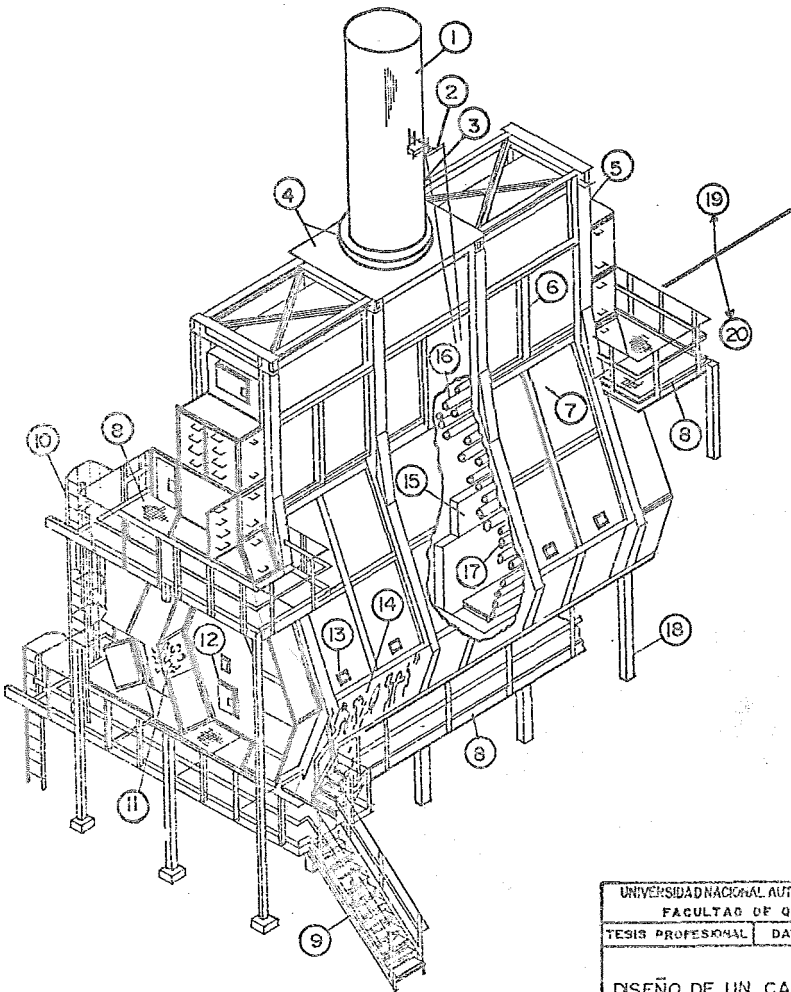
6. Escalas
7. Mirilla
8. Pilar
9. Pilote
10. Sección de convección
11. Sección de radiación
12. Entrada de proceso
13. Entrada de vapor de agua
14. Salida de vapor sobrecalentado
15. Salida fluido de proceso
16. Quemadores

CALENTADOR TIPO "A"

Con las ventajas que se han enumerado del calentador tipo "A", es lógico que sea el horno más usado en las refinerías de hoy en día, en la figura (4) se puede apreciar en un corte transversal la sección radiante, la sección de convección y un colector de gases de combustión enfriados, - así como también una chimenea para desalojar los gases y ocasionar una corriente.

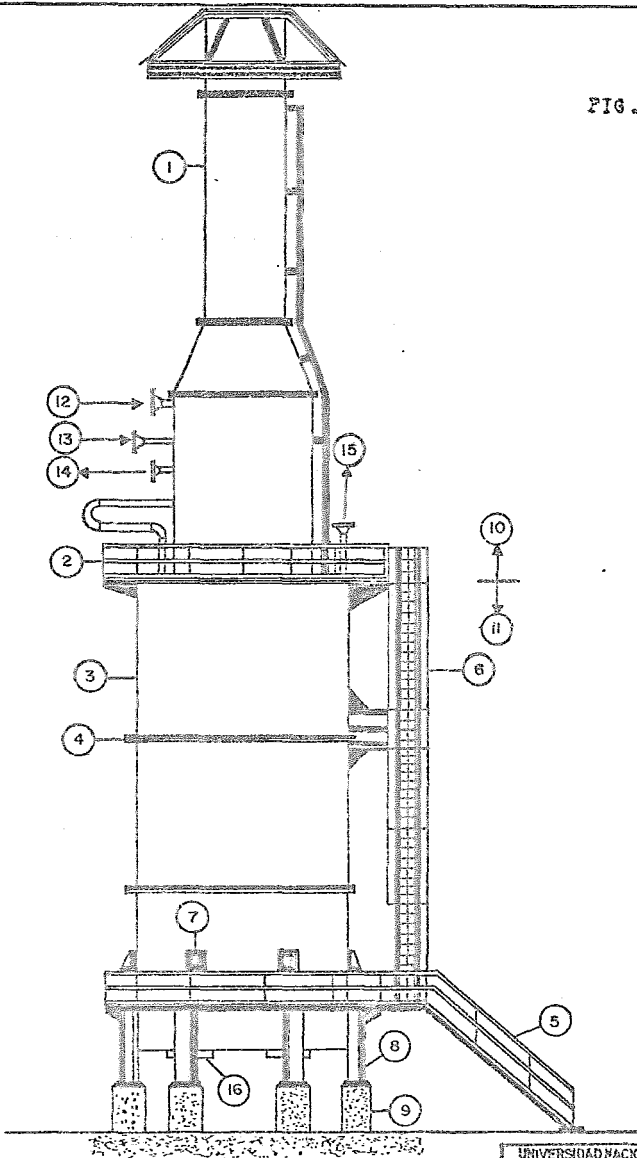
La sección radiante provee el espacio necesario para que el combustible pueda ser completamente mezclado con aire y así quemarlo perfectamente. También contiene tubos para absorber calor, los cuales quitan una gran porción del calor que llevan los gases de combustión, antes de que pasen a la sección de convección. Los tubos están generalmente arreglados alrededor del refractario como se muestra en el diagrama. Para algunas aplicaciones - los tubos pueden estar localizados en el centro del hogar, con los quemadores arreglados para una buena distribución de calor. A los niveles de temperatura existentes en el horno una gran cantidad de calor se suministra - por radiación. De este modo, los tubos pueden arreglarse para una absorción radiante uniforme y eficiente.

FIG. 2



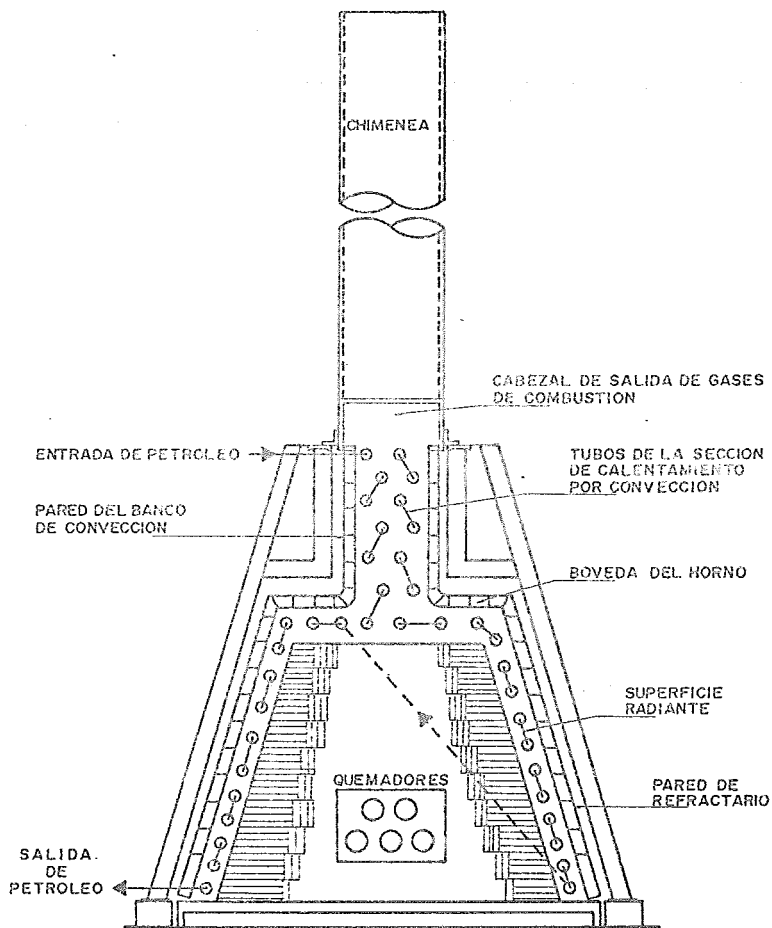
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	
FACULTAD DE QUÍMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

FIG. 3



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	
FACULTAD DE QUÍMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

FIG. 4
HORNO TIPO A



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

TESIS PROFESIONAL DAVID TORRES C.

DISEÑO DE UN CALENTADOR

Muchos calentadores en el pasado fueron diseñados de modo que la sección de convección fuera completamente escudada de las flamas - del hogar por un tornallamas de refractario, para proteger las hileras iniciales de tubos de convección, del excesivo calor radiante. Se ha visto que con un buen diseño de la sección de convección, el tornallamas no se necesita. Los denominados tubos escudo aunque mecánicamente se consideran parte de la sección de convección, para el cálculo se consideran parte de la sección de radiación.

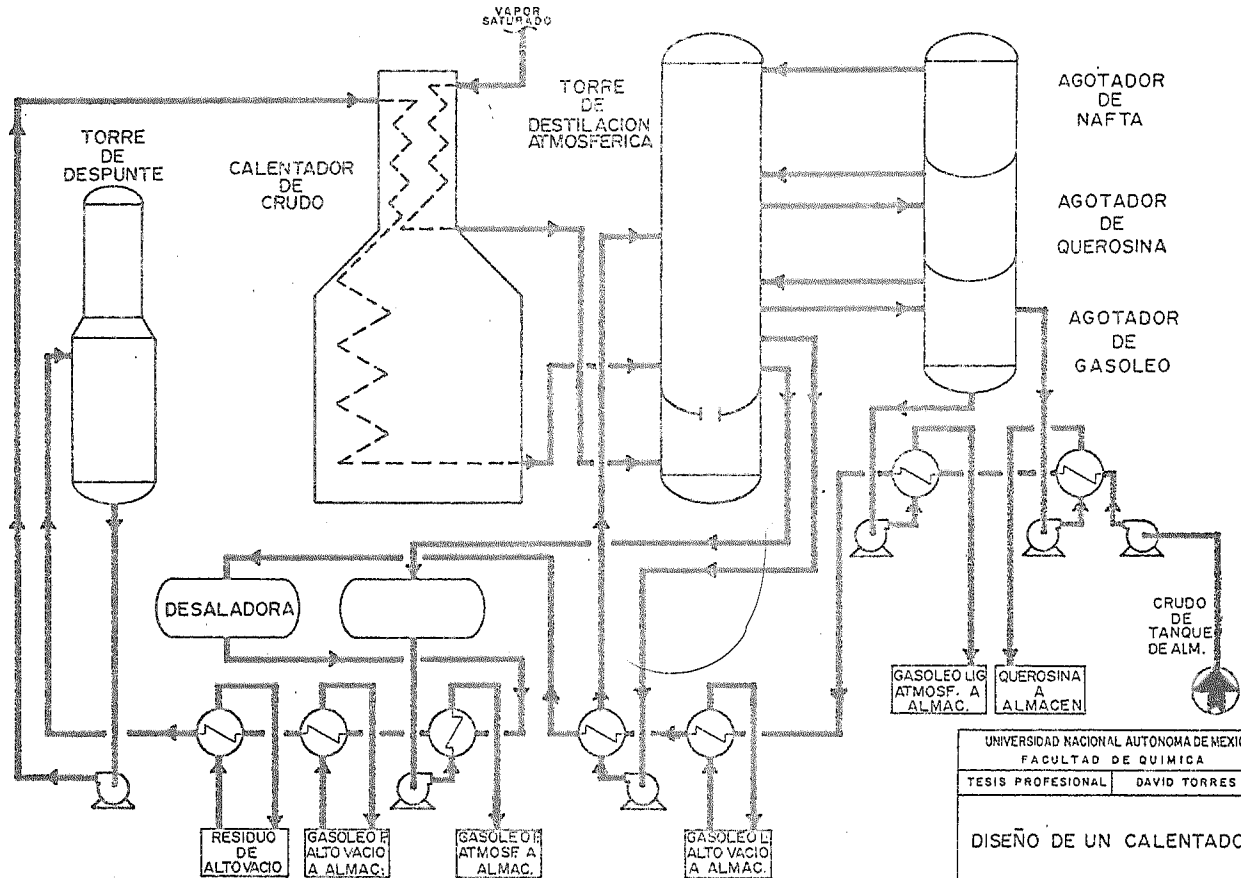
La sección de convección recupera calor adicional del gas de combustión, en un nivel de temperatura más bajo que el obtenido en la sección de radiación. Aquí los tubos son arreglados para dar unas velocidades más altas y provocar flujo turbulento en el gas, para poder así obtener una buena transferencia de calor por convección.

El colector y la chimenea deben desalojar simplemente el gas de combustión sin pérdida de presión por fricción excesiva y además - proveer una corriente de aire suficiente para arrastrar los gases a través del horno y de la sección de convección.

Ahora se verá donde se localiza el horno dentro de una - refinería, en este caso dentro de una Planta de Destilación Primaria. En dicho proceso el petróleo crudo que es una mezcla de hidrocarburos, que - abarca desde los más ligeros (metano, etano propano) hasta los constituidos por macromoléculas (residuo, asfalto), es fraccionado en productos comercialmente definidos como son la gasolina, diesel, gasóleos y los residuos que - sirven de base para la elaboración de aceites lubricantes. El fraccionamiento mencionado se logra en base a las diferentes temperaturas de ebullición -

iniciales y finales de cada uno de los productos y se realiza en una torre de destilación, a la cual se le denomina torre de destilación-primaria o atmosférica. El crudo comunmente almacenado en tanques cilíndricos de gran diámetro, se precalienta en un tren de cambiadores y se hace pasar por una unidad desaladora en donde se eliminan las sales disueltas por medios electrostáticos. El crudo desalado continúa intercambiando calor con productos de la planta, antes de pasar por una torre de despunte, para luego recibir el calor necesario para su entrada a la torre fraccionadora por medio del CALENTADOR DE CRUDO A FUEGO DIRECTO. Esto se puede apreciar claramente en la figura (5), que muestra el diagrama de flujo de una Planta de Destilación Primaria.

FIG 5
 DIAGRAMA DE FLUJO DE UNA PLANTA COMBINADA



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 FACULTAD DE QUIMICA
 TESIS PROFESIONAL DAVID TORRES C.
 DISEÑO DE UN CALENTADOR

CAPITULO II

TRANSPORTE DE CALOR

Zona de Radiación

Extensas investigaciones se han realizado para el cálculo de la transferencia de calor radiante, entre superficies sólidas en varios arreglos y entre gases calientes y superficies sólidas. En el presente trabajo el método de cálculo para la transferencia fué desarrollado por R. N. Wimpres, basándose en los trabajos de W. E. Lobo y J. E. Evans, para el dimensionamiento de secciones de radiación en calentadores a fuego directo, partiendo de los conceptos básicos de radiación para obtener un método sin complicaciones excesivas, esto se logró eliminando algunas variables sin mucha importancia e incluyendo correlaciones generales.

La base para este cálculo es la ecuación de Stefan-Boltzman, en la cual, un cuerpo negro a una temperatura absoluta (T), emite un calor (Qb), como se puede apreciar en la siguiente relación.

$$Q_b = (A_{fc}) (T^4) \quad (1)$$

Donde (A_{fc}) es la constante de Stefan-Boltzman la cual tiene un valor de 0.173×10^{-8} BTU/ (pies²) (hr) (°R⁴).

Por lo tanto, el calor radiante transferido entre dos superficies-estará dado por:

$$Q_r = (A_{fc}) (A_{pfe}) (F_{tc}) (T_{gsa}^4 - T_{pta}^4) \quad (2)$$

Donde:

- Alfc: Cte. Stefan-Boltzman (BTU/hr(pies²) (°R⁴)
- Apfe: Area de superficie receptora (pies²)
- Ftc : Factor de transferencia de calor (Adimensional)
- Tgsa: Temperatura fuente de calor (°R)
- Tpta: Temperatura superficie receptora (°R)
- Qr: Calor radiante entre dos superficies (BTU/hr)

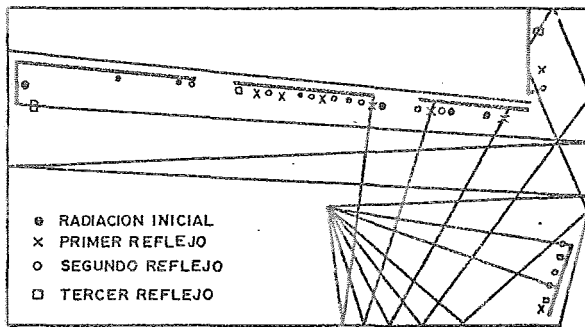
SUPERFICIE PLANA FRIA EQUIVALENTE

Debido a que la relación de calor transferido por unidad de área es importante para el diseño, ha sido aceptado el uso del término "calor absorbido por una superficie fría" que es la base para calcular la transferencia de calor radiante.

La superficie usual de absorción de calor para los hornos industriales se compone de múltiples tubos dispuestos sobre las paredes, techo y piso del horno ó localizados centralmente en la cámara de combustión. El caso más común es aquel, en que, los tubos lisos se arreglan en una hilera sencilla frente a una pared de refractario. Debido a que, los elementos del horno se manejan mejor individualmente y al evaluar la superficie efectiva de las hileras de tubos, se hace la suposición de que la fuente de calor es un plano radiante paralelo a la hilera de tubos, se aprecia en la figura (6), que parte de la radiación del gas caliente incide directamente en los tubos y es absorbido por ellos, el remanente llega hasta el refractario del cual, vuelva a radiarse hacia la cámara de combustión, pero parte de esta energía choca con los tubos, que la absorben y parte regresa al hogar.

FIG. 6

DISTRIBUCION DE CALOR
EN ZONA DE RADIACION



INTERIOR DE UN HORNO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.

DISEÑO DE UN CALENTADOR

Debido a esta situación tan complicada es difícil calcular la superficie de absorción, por lo que, es necesario reemplazar el banco de tubos por una superficie plana equivalente (A_{pf}). La cual es igual al número de tubos por la longitud expuesta y por el espacio entre centro y centro de los tubos, Debido a que, el banco de tubos no absorberá el total del calor radiante dirigido hacia la superficie plana fría, ésta debe ser corregida por un factor de eficiencia de absorción (α). Hottel ha publicado valores de este factor como una función del arreglo y el espaciamiento de los tubos (R_{det}). En la figura (7) se representan las curvas para una ó dos filas de tubos frente a una pared de refractario.

Los denominados tubos escudo requieren de un tratamiento especial debido a que, no tienen pared de refractario colocada en la parte posterior que refleje el calor radiante hacia los tubos. En lugar de ello, toda la energía que no es directamente absorbida por los tubos escudo pasa hacia los tubos de la sección de convección y es absorbida ahí. Por lo tanto, desde el punto de vista del gas radiante, el factor (α) para los tubos escudo deberá ser la unidad. Ya que, los tubos escudo recuperan todo este calor, la absorción calorífica en la sección de radiación deberá ser mayor. De cualquier modo, experiencias reales muestran que debido a la alta velocidad con que el gas pasa a través de los tubos escudo, la transferencia por convección a éstos es mayor que a los tubos radiantes normales y más compensado por las pérdidas en la transferencia radiante. El asumir (α) igual a la unidad para estos tubos es una razonable tolerancia por agregar los efectos de la convección y para simplificar los cálculos.

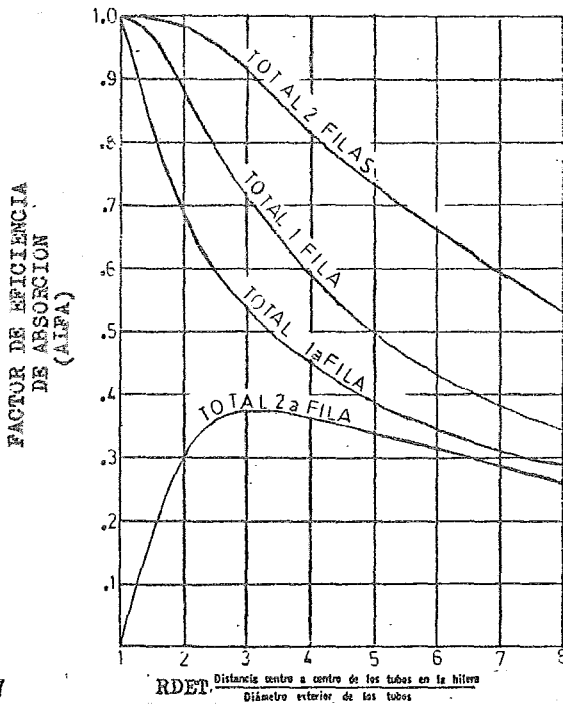


FIG. 7

Distribución del calor por radiación sobre tubos suspendidos frente a una pared de refractario

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	
FACULTAD DE QUÍMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

De manera que, al calcular el área plana fría equivalente de un horno, ó sea, el área de un cuerpo negro ideal que tenga la misma capacidad de absorción que un banco de tubos, el valor de (Alfa) será sólo aplicable a los tubos que tengan refractario en la parte posterior y el área plana fría de los tubos escudo será plena. En vista de lo - cual, la superficie plana fría equivalente será la suma de ambas áreas.

$$Apfe = (\text{Alfa}) (Apfc) + Apfs \quad (3)$$

FACTOR DE TRANSFERENCIA

El término que falta por determinar es el factor de transferencia (Ftc). El calor de un horno es suministrado por una reacción de combustión. Los combustibles gaseosos generalmente generan llamas luminosas, - por lo que, el gas que encontramos en el hogar está muy lejos de ser un - cuerpo negro ideal. Los combustibles líquidos de petróleo pueden quemarse de manera que generen flamas de luminosidad variable, dependiendo del dise- ño del quemador, grado de atomización y porcentaje de aire en exceso.

Considerando por el momento un horno en el cual se quema un combus- tible gaseoso mediante quemadores que producen flamas no luminosas. Las - únicas fuentes primarias de radiación son los productos de combustión y és- tos se supone que tienen temperatura uniforme. Hay gran diferencia en la - emisividad de varios gases a la misma temperatura. Los gases diatómicos - tales como O_2 , N_2 y H_2 tienen emisividades muy bajas, tanto que pueden ser- consideradas cero en el trabajo de diseños de hornos. Por otra parte, los

gases CO_2 , H_2O y SO_2 tienen buenas emisividades (aunque menores que muchos materiales sólidos), y el CO tiene una emisividad de tipo medio. Las fuentes de radiación pueden referirse específicamente como a constituyentes radiantes en los productos de combustión. Ordinariamente el H_2O y el CO_2 son los únicos constituyentes radiantes que se deben considerar, puesto que, las pequeñas cantidades de azufre de la mayor parte de los combustibles es despreciable, y los hornos generalmente se operan con suficiente exceso de aire para eliminar el CO .

La radiación total de una masa de gas que contiene CO_2 y H_2O depende de la temperatura del gas y el número de moléculas radiantes existentes. El volumen del gas y la concentración de moléculas radiantes por unidad de volumen son, por lo tanto, una medida de la radiación que puede anticiparse a una temperatura dada. En la figura (8), muestra la presión parcial de los gases de combustión (P_{pgc}), ó sea, la presión parcial del CO_2 más la presión parcial del H_2O , como una función del exceso de aire (P_{ea}), tanto para combustible líquido como gaseoso, más usuales.

La longitud de la trayectoria media (Al_{mr}), es la profundidad promedio de la capa de gases de combustión en todas direcciones para cada uno de los puntos de la superficie circundante del horno y se usa en lugar de la medida cúbica del volumen. La tabla 1 nos dá la longitud media radiante para hornos de varias dimensiones.

TABLA 1

RELACION DIMENSIONES	LONGITUD MEDIA RADIANTE (L)
Hornos Rectangulares	
Longitud--Ancho--Alto	
En cualquier orden	
1-1-1 a 1-1-3 1-2-1 a 1-2-4	$2/3 (\text{vol. horno})^{1/3}$
1-1-2 a 1-1- ∞	1.0 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

En la figura (9) obtendremos la emisividad del gas (E_g), a partir de su temperatura y del factor (PL), que está dado por:

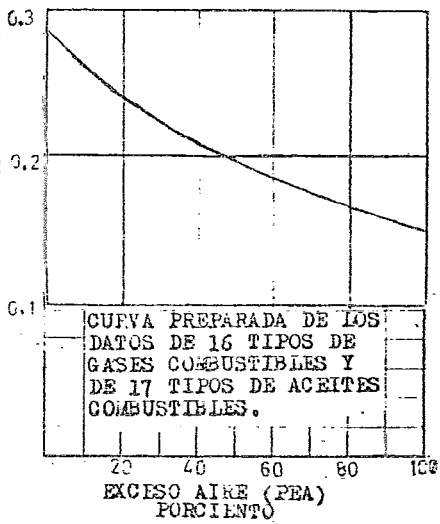
$$PL = (P_{pgc}) (Almr) \quad (4)$$

El factor de transferencia es también dependiente de la cantidad de energía reflejada por el refractario, ya que, dicha energía es absorbida por la parte trasera de los tubos, por lo tanto, con más pared de refractario se transferirá más calor a la superficie de los tubos. Esto es, que el área de refractario expuesto (A_{rr}) es el área total que envuelve el horno, menos el área plana fría equivalente de todos los tubos. Si esta área de refractario expuesta se relaciona con el área equivalente fría (A_{re}) podemos obtener de la figura (10) el factor de transferencia de calor (F_{tc}). Debido a que los tubos no absorben completamente la energía radiante que les llega, las curvas están basadas en una absorción de 0.9, el cual es un valor comun

FIG. 8

Presión Parcial Gases Combustión

PRESION PARCIAL DE GASES DE COMBUSTION (PFGC) ATMOSFERAS



CURVA PREPARADA DE LOS DATOS DE 16 TIPOS DE GASES COMBUSTIBLES Y DE 17 TIPOS DE ACEITES COMBUSTIBLES.

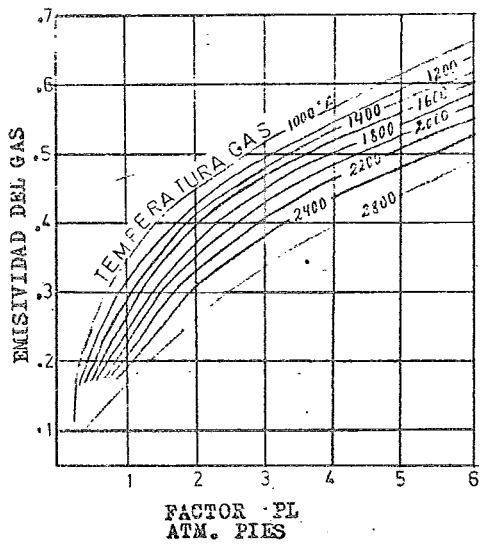


FIG. 9

Emisividad del gas de combustión

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

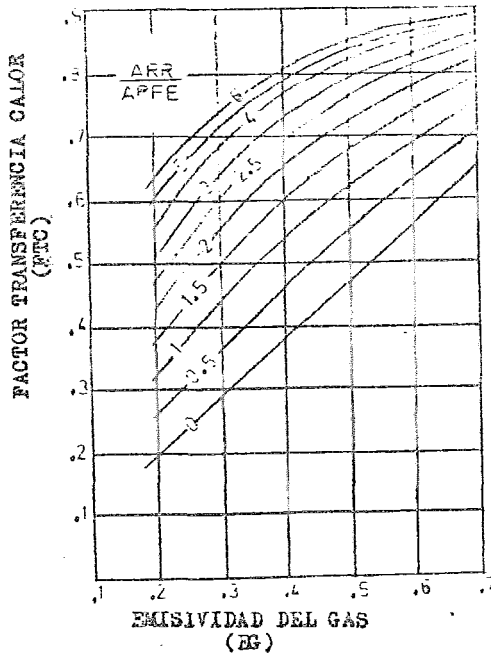


FIG. 10

Factor de transferencia
de calor por radiación

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	
FACULTAD DE QUÍMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

mente aceptado para superficies metálicas oxidadas.

Entonces de la ecuación (2) nos quedará:

$$Q_{rR} = (Alfc)(Apfe)(Ftc)(Tgsa^4 - Tpta^4) \quad (5)$$

Siendo:

Alfc: Cte. de Stefan-Boltzman (BTU/hr, pies², °R⁴)

Apfe: Sup. plana fría equiv. (pies²)

Ftc: Factor de transferencia de calor (Adim)

Tgsa: Temp. del gas supuesta (°R)

Tpta: Temp. de la pared del tubo (°R)

Q_{rR}: Calor por radiación (BTU/hr)

Aunque por radiación se transmite la mayor cantidad de calor en la sección radiante ó cámara de combustión, la convección no puede ser - despreciada. La cantidad relativa de calor transferida por convección - varía entre 5 y 20% de la carga radiante total, está en función del nivel de temperaturas. La relación para calcular la transferencia calorífica - por convección es:

$$Q_{rC} = (Hr_C) (Ar_T) (Tgsa - Tpta) \quad (6)$$

Donde:

Q_{rC}: Calor por convección (BTU/hr)

Hr_C : Coef. Transf. por convección (BTU/hr, pie², °R)

Ar_T : Area radiación total (pies²)

$Tgsa$: Temp. del gas supuesta (°R)

$Tpta$: Temp. de la pared del tubo (°R)

Puesto que, la transferencia por convección no es muy grande, se puede simplificar su cálculo con valores aproximados. Para hornos comunes, (Hr_C) tiene un valor cercano a 2.0 (BTU/hr, pies², °R), el valor de (Ar_T) es casi dos veces ($Apfe$) y el factor de transferencia (Ftc) dividido por 0.57, haciendo estas sustituciones en la ecuación (6), se tendrá una ecuación similar a la (5).

$$Qr_C = 2.0(2.0)(Apfe)(Ftc/0.57)(Tgsa - Tpta)$$

$$\therefore Qr_C = 7.0(Apfe)(Ftc)(Tgsa - Tpta) \quad (7)$$

Entonces el calor total absorbido en la zona de radiación será, la suma de lo transferido por radiación más lo transferido por convección, ó sea :

$$Qr = Qr_R + Qr_C$$

$$Qr = Alfc(Apfe)(Ftc)(Tgsa^4 - Tpta^4) + 7(Apfe)(Ftc)(Tgsa - Tpta) \quad (8)$$

Si se divide la ecuación (8) entre ($Apfe$)(Ftc) tendremos:

$$\text{Cara} = \frac{Q_r}{(\text{Apfe})(\text{Ftc})} = \text{Alfc}(T_{\text{gsa}}^4 - T_{\text{pta}}^4) + 7 (T_{\text{gsa}} - T_{\text{pta}}) \quad (9)$$

Para determinar la temperatura del gas combustible en el hogar, - necesitaremos hacer un balance de calor alrededor del horno. El calor que entra en la sección de radiación, lo hace por tres fuentes, el calor neto de la combustión (Q_n), el calor sensible del aire utilizado en la combustión (Q_a) y el calor sensible del combustible (Q_f). Las pérdidas de calor son a través de tres caminos, el calor absorbido por los tubos (Q_r), por pérdidas a través de todo el horno (Q_1) y el calor sensible de los gases de combustión que salen del horno (Q_g). Lo cual, expresado en una ecuación toma la forma-

$$Q_n + Q_a + Q_f = Q_r + Q_1 + Q_g$$

Sí de la ecuación anterior se despeja el valor del calor absorbido - por los tubos se tendrá:

$$Q_r = Q_n + Q_a + Q_f - Q_1 - Q_g \quad (10)$$

Si esta ecuación se divide entre $(\text{Apfe})(\text{Ftc})$ se obtiene una ecuación similar a la (9), o sea

$$\frac{Q_r}{(\text{Apfe})(\text{Ftc})} = \left[1 + \frac{Q_a}{Q_n} + \frac{Q_f}{Q_n} - \frac{Q_g}{Q_n} \right] \times \left[\frac{Q_n}{(\text{Apfe})(\text{Ftc})} \right] \quad (11)$$

El calor neto liberado es fijado como la carga mayor del calor total y la eficiencia es establecida. Los valores de (Q_a) y (Q_f) están dados por la temperatura del aire de combustión y la del combustible respectivamente. Las pérdidas son usualmente de 1 a 3% del calor neto liberado de acuerdo a la experiencia de varias compañías constructoras. Por lo que, se puede ver que la única variable existente del lado derecho de la ecuación (11) es (Q_g) . Por lo tanto, la relación del contenido calorífico del gas entre el calor neto liberado (C_{pgo}) , esta en función de la temperatura del horno supuesta y del exceso de aire. Esta relación se muestra en la figura (11).

La ecuación (9) dá el calor transferido a los tubos en la sección radiante como una función de la temperatura del gas. La ecuación (11) dá el calor removido del gas combustible como una función de la temperatura de salida. La solución simultánea de las dos ecuaciones dá la temperatura del hogar y la cantidad de calor transferido.

La temperatura promedio de los gases de salida ó combustión, depende de la forma del horno y de las condiciones de combustión. Para el horno tipo "A" considerando en este trabajo, el cual tiene una sección cuadrada y áreas no muy grandes de refractario que reciban el choque directo de las flamas, la temperatura promedio del gas es muy cercana a la de los gases de salida. Para otros tipos de hornos, como los cilíndricos con una relación diámetro-altura grande, la temperatura promedio del hogar es más caliente que la de los gases de salida.

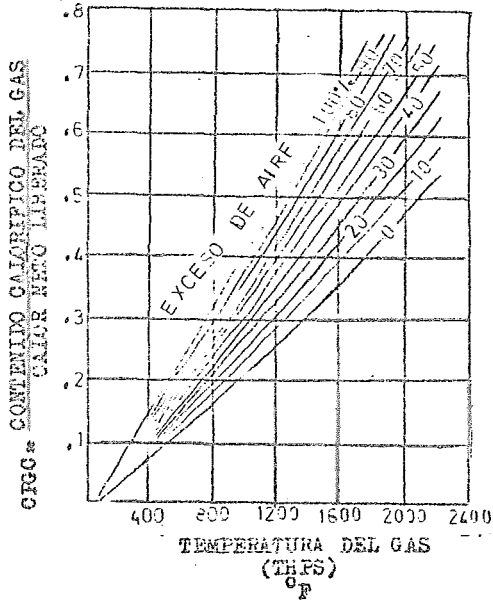


FIG. 11

Contenido calorifico
del gas combustible.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

Para calcular la temperatura real de los gases de salida, debido a que, la ecuación (11) es muy cercana a la función lineal con respecto a la temperatura de los gases, basta juntar entonces dos puntos por medio de una línea recta para poder obtener la solución requerida.

TRANSPORTE DE CALOR

Zona de Convección

Del mismo modo que en la sección de radiación, en la sección de convección la transferencia de calor se efectúa por medio de convección y radiación. El cálculo de la transferencia de calor en esta sección está basado en la teoría de C. Monrad, en la cual, se consideran la convección pura, la radiación del gas y la radiación reflejada por las paredes de refractario.

Para determinar el coeficiente de convección pura se utiliza:

$$h_{cC} = \frac{2.14(T_{gf})^{28} (G)^{.6}}{(DT)^{.4}} \quad (11a)$$

Donde:

h_{cC} : Coeficiente de transferencia de calor por conv.

T_{gf} : Temperatura de la película del gas ($^{\circ}R$)

G: Masa velocidad ($lb/ptc^2, seg.$)

DT : Diámetro tubo (pulg.)

En la figura (12) se aprecia el coeficiente de convección para varios tamaños comunes de tubos. La temperatura promedio de la película del gas, es definida como la temperatura promedio del fluido menos la mitad de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas del gas - combustible y el fluido (ALTD). La cantidad de calor neto total liberado por los gases de combustión (F_{gco}), puede determinarse a partir del porcentaje en exceso de aire (Pea), sin importar la cantidad de combustible, como se puede apreciar en la figura(13).

El método para calcular el transporte de calor por radiación del gas combustible a un banco de tubos ha sido presentado por Hottel. Su relación básica es resuelta usando el espaciamiento de tubos más común de casi dos diámetros de tubo, con una absorción superficial de 0.9 y una presión parcial de los gases de combustión normal. Los resultados se muestran en la figura (14). La temperatura promedio del gas (T_{gch}) es definida como la temperatura promedio del fluido más la media logarítmica de la diferencia de temperaturas del gas combustible y el fluido - - (Altd). La temperatura promedio de la pared del tubo (T_{ptc}) puede estimarse como 100°F más de la temperatura promedio del fluido (T_{pc}).

Siguiendo el patrón de Monrad, el coeficiente efectivo de transferencia pared-tubo es una función de la temperatura de la pared del tubo, como se muestra en la figura (15), ó se puede obtener a partir de:

$$h_{cp} = 9.46(T_{pc}/1000)^3 \quad (12)$$

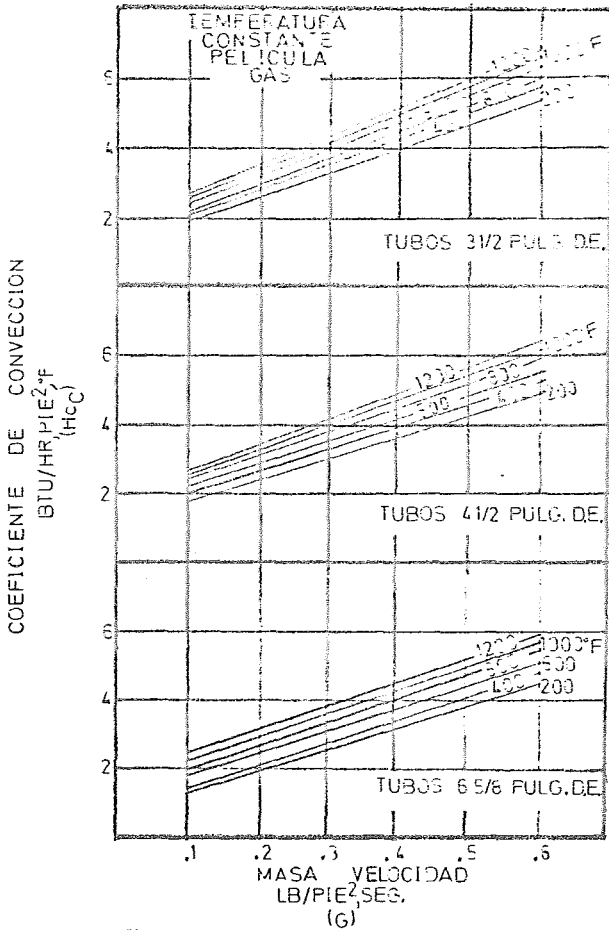


FIG. 12
Coeficiente de conveccion

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

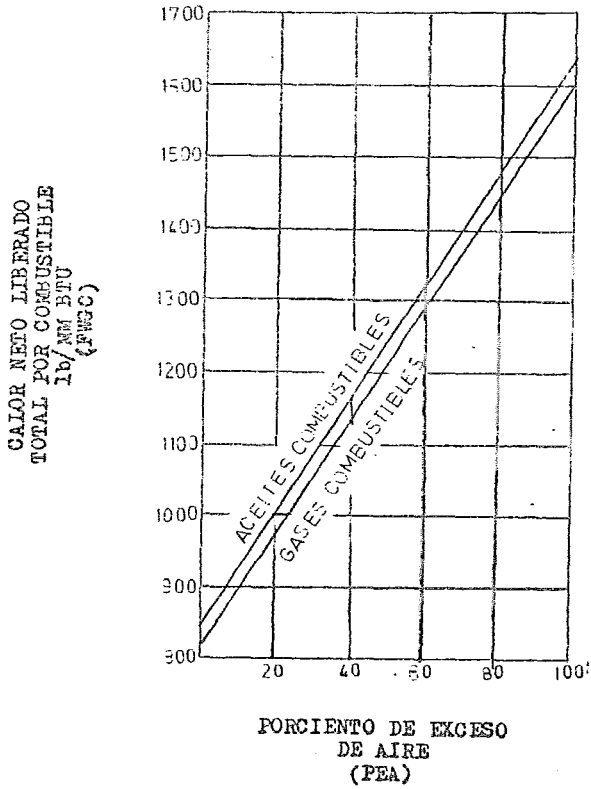


FIG. 13

Relación de gases de combustión.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVIO TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

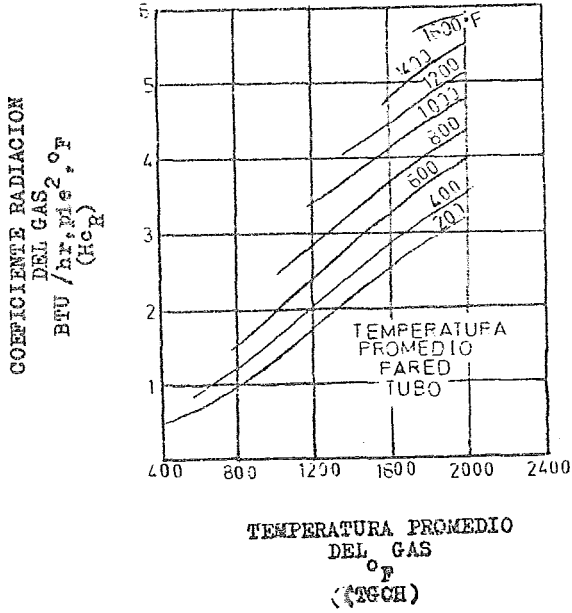


FIG. 14
Coeficiente radiación
del gas

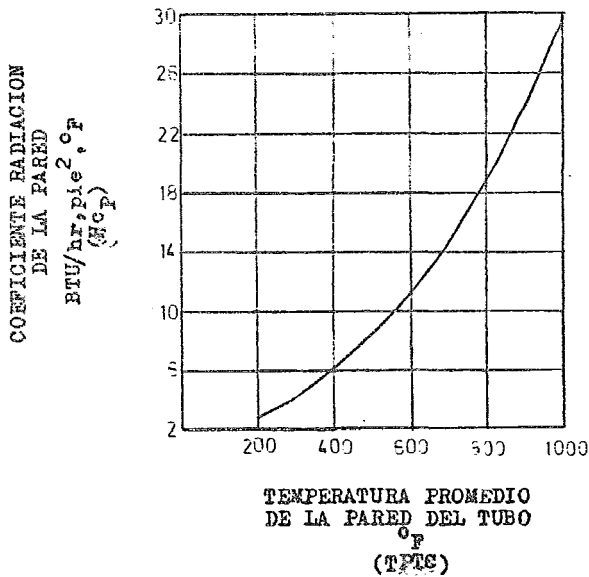


FIG. 15

Coefficiente de radiación del refractario de la sección de convección

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

Este coeficiente junto con las superficies relativas de refractario y de tubo, en la sección de convección determina el factor de corrección (f).

$$f = \left[\frac{Hc_P}{Hc_C + Hc_R + Hc_P} \right] \times \left[\frac{Ac_P}{Ac_T} \right] \quad (13)$$

El coeficiente total de la película aparente de gas es determinado a partir de los coeficientes individuales por:

$$Hc = (1 + f)(Hc_C + Hc_R) \quad (14)$$

El coeficiente interior del tubo es calculado por el método común, basado en el flujo y las propiedades físicas del fluido. La resistencia de la pared del tubo es pequeña y generalmente es despreciada. El coeficiente total de transferencia en la sección de convección esta dado por:

$$Uc = \frac{Hc(Hc_i)}{Hc + Hc_i} \quad (15)$$

En muchos casos, principalmente durante el cálculo preliminar, los cálculos detallados antes no se justifican en la sección de convección. Para estos casos, las curvas de la figura (16) se pueden utilizar. Ellas representan el coeficiente total de la sección de convección, asumiendo un arreglo de tubos, una temperatura de fluido y un coeficiente de película de tubo más usuales. Y con esto obtener el área necesaria para la sección de convección por medio de:

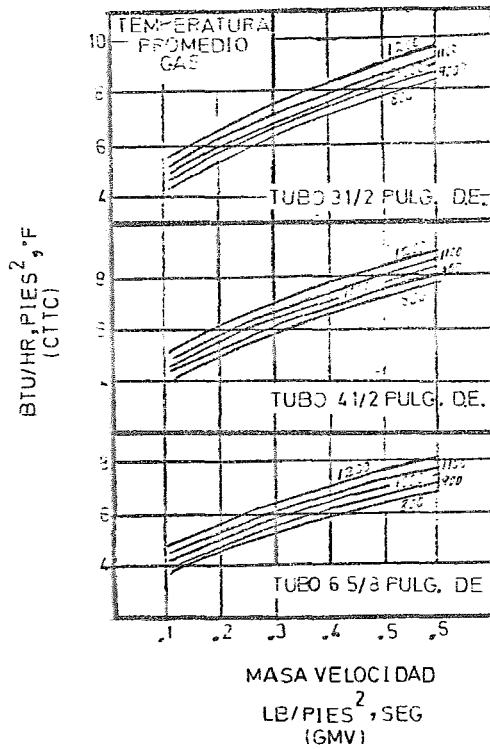


FIG. 16

Coefficiente total de conveccion

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

$$Atsc = \frac{Csc}{(Uc)(A1td)} \quad (16)$$

Donde:

Atsc: Area total de la sección de conveccion (pies²)

Csc: Carga térmica de la sección de convección (BTU/hr)

Uc: Coeficiente total de transferencia de calor en la sección de convección (BTU/hr, pie², °F)

A1td: Media logarítmica de la diferencia de temperaturas del gas y el fluido (°F)

Comunmente se utiliza parte del calor liberado por los gases de combustión en la sección de convección, para sobrecalentar vapor de agua ó para calentar condensado, con lo cual, el horno resulta más económico por estar transmitiendo una mayor cantidad de calor a partir de casi la misma cantidad de combustible, lo que, no permite que se pierda calor de los gases de combustión, más que en una pequeña cantidad por la chimenea.

Cuando se trata de sobrecalentar vapor, se determina inicialmente el área de transmisión de calor para el vapor, a partir de la ecuación de balance de calor despejamos el área de transmisión, quedando:

$$Av = \frac{Ccv}{(Uv)(Amltd)} \quad (17)$$

Donde:

Av : Area para el vapor de agua (pies²)

Uv : Coef. total de transm. de calor (BTU/hr, pie², °F)

Ccv: Carga térmica del vapor (BTU/hr)

Amltd: Media logarítmica diferencia temps. (°F)

Para resolver esta ecuación se puede determinar la carga térmica a partir del flujo y de la diferencia entre la entalpia de entrada y la de salida del vapor de agua.

El coeficiente total de transmisión de calor de acuerdo a la experiencia de los fabricantes de generadores de vapor, varía para sobrecalentadores de 2 a 4 BTU/hr, pies², °F. Por lo cual, la mayoría de ellos en sus cálculos preliminares utilizan generalmente el valor promedio.

En vista de lo cual, solo falta determinar la media logarítmica de la diferencia de temperaturas entre el gas combustible y el vapor de agua. Las temperaturas de entrada y de salida del vapor son conocidas, no así, las del gas combustible que se tienen que calcular a partir de la ecuación de balance de calor para el combustible ó sea:

$$Dtv = \frac{Ccg}{(Wgc)(Cg)} \quad (18)$$

Donde:

Dtv: Dif. temps. gas comb. (°F)

Ccg: Carga térmica del gas comb. (BTU/hr)

Wgc: Flujo gases combustión (lb/hr)

Cg: Calor específico gas comb. (BTU/lb)

Como es lógico suponer la carga térmica del gas combustible es-
igual a la carga térmica del vapor. El flujo de los gases de combustión
se encuentra a partir de la figura (13), en la cual, con el porciento en
exceso de aire obtenemos la cantidad de combustible necesario para desa-
rrollar el calor requerido. El calor específico para gases de combustión
tiene un valor de 0.27.

Una vez determinada la diferencia de temperaturas del gas combus-
tible, podemos conocer la temperatura de "entrada" del gas combustible a
la zona de sobrecalentamiento como la temperatura de la chimenea, por lo
que, la temperatura de "salida" será la temperatura de la chimenea más la
diferencia de temperaturas.

Ya se puede estimar la media logarítmica de la diferencia de tem-
peraturas y por lo tanto el área de transmisión de calor necesaria para el
vapor.

CAPITULO III

TRANSPORTE DE MOMENTUM

Caída de Presión

Para un estudio más completo de la caída de presión, se analizarán los tres casos que pueden presentarse en los tubos de un calentador, por los que, circule un líquido que puede o no vaporizarse. Primero se vé como se calcula la caída de presión provocada por un líquido que no sufre vaporización alguna a su paso por el calentador, lo cual, es lógicamente el caso más sencillo. A continuación se estudia la caída de presión de un líquido volátil, cuyas condiciones de operación sean superiores a la presión atmosférica, siendo éste el caso más relevante, ya que, el horno diseñado en este trabajo es del tipo atmosférico. Por último se estima la caída de presión de un líquido volátil operando en condiciones de vacío.

Cuando el fluido es líquido completamente a la entrada y no sufre vaporización mientras circula a través del horno, entonces se usa una densidad y un factor de fricción promedio. Para este caso, es conveniente expresar el flujo en unidades de masa por unidad de tiempo, por lo que, la caída de presión se puede obtener de la siguiente ecuación

$$P_1 - P_2 = \frac{3.36 \times 10^{-6} (Ff) (W_{pt}^2) (Aiv)}{(Dt^5) (Denp)} \quad (19)$$

Donde:

P_1 : Presión de entrada (lb/pulg.²)

- P_2 : Presión de salida (lb/pulg²)
Ff : Factor de fricción promedio
Wpt : Flujo (lb/hr por paso)
Aiv : Longitud de tubo (pies)
Dt : Diámetro interno del tubo (pulg.)
Denp: Densidad promedio del fluido (lb/pie³)

En este caso el factor de fricción no varía con los cambios de densidad. Varía con cambios de viscosidad ,pero para que se vea afectado y cambie su valor al doble se necesita una variación de 32 veces al valor original de la viscosidad. Para presiones ordinarias el efecto de la caída de presión en los tubos sobre la densidad del líquido - puede despreciarse, en el caso de éste cálculo tan sencillo.

Ahora se estudiarán las generalidades de los casos restantes. - Cuando la vaporización comienza, la densidad promedio de la mezcla decrece rápidamente, y por lo tanto, la velocidad de flujo se incrementa correspondientemente. Por lo que, el gradiente de presión es directamente proporcional al volumen específico ó inversamente proporcional a la densidad. En cualquier punto la densidad depende de la presión y de la entalpía en ese lugar. A su vez, la presión en cualquier punto depende de la presión a la salida, más la caída de presión desde ese punto hasta la salida. Desde luego, que el lugar donde se inicia la vaporización se desconoce. Por ello, es necesario comenzar por conocer las condiciones a la salida y de ahí regresarse a integrar la caída de presión.

La densidad de la mezcla líquido-vapor a la salida del horno es posible determinarla, conociendo la presión, temperatura y entalpía de salida, junto con el porcentaje de vaporización. Con una caída de presión supuesta a través de la primera sección hacia atrás de la salida, se determina la presión en un punto determinado. Para esta presión y sus correspondientes condiciones de entalpía y temperatura, la densidad de la mezcla es determinada. El promedio de ésta y de la densidad de salida se usa para estimar la caída de presión en la sección. Esta se compara con la supuesta, si no coincide se necesita - realizar aproximaciones adicionales hasta que ajuste el valor. Cuando checka se repite el proceso para una segunda sección y así sucesivamente, hasta que se llegue al punto donde la densidad de la mezcla sea - igual a la del líquido, lo que, indica que ahí es donde comienza la vaporización.

Es obvio que este proceso es muy lento, además requiere de cierta experiencia en las primeras suposiciones para realizar las menos - pruebas posibles.

Además éste es uno de los problemas mayores que se han encontrado todos los diseñadores de hornos tubulares, debido a que existe muy - poca información en la literatura.

El método más conocido para determinar la caída de presión de - mezclas de líquido y vapor de hidrocarburos en los serpentines de un calentador es el desarrollado por Dittus e Hildebrand y tal vez el más -

exacto, pero un método más rápido, menos engorroso y con un porcentaje de error pequeño (máximo 2%) es el de Ludwig, en el cual, se basa este trabajo tomando en cuenta además las correcciones y actualización hechas por Frank L. Maker

El método de Dittus e Hildebrand dice que debido a que las líneas dp/dL a presión constante son aproximadamente lineales con respecto a la longitud, se puede construir una familia de dichas curvas. Cada punto sobre la línea para un valor dado de presión representa la relación del decremento de presión con respecto a la longitud, que ocurrirá en la porción de la línea donde la presión es igual al valor escogido de presión. Usando las pendientes de las líneas como guía de la magnitud, haciendo un estimado de la presión en una pequeña sección de longitud dL hacia atrás de la salida y tomando un valor dp/dL promedio sobre esta sección. Entonces:

$$\frac{dp}{dL} \times dL = \Delta dp$$

En otras palabras, la caída de presión en la sección dL es igual al producto dL por el valor promedio dp/dL supuesto ó al área bajo la curva de presión contra longitud. Esta caída de presión puede ser evaluada gráficamente o aritméticamente y el valor se compara con el asumido. Si los resultados se grafican en donde estén la familia de curvas $(dp/dL)_p$ la línea de caída de presión guía a la selección del siguiente valor más aproximado.

Si se considera que el calor absorbido por unidad de longitud de

tubo es constante, lo que se puede asumir para el caso de los tubos absorbiendo calor por radiación, la entalpía del fluido (H) es proporcional a la longitud (L) y entonces dp/dH puede sustituir a dp/dL . Con una ecuación para determinar el valor de dp/dH como una función de la entalpía, la cual, incluye no sólo la caída de presión por fricción, sino también la debida a la velocidad y por la altura. Para tubos horizontales el último de los términos se puede despreciar. Se ha visto que los efectos de la cabeza velocidad son bajos con respecto a los de la fricción, por lo que, generalmente es sumada la presión velocidad correspondiente a la velocidad final dando resultados muy exactos. En los casos de operaciones a vacío, donde las velocidades pueden ser altas, sí se toma en cuenta la cabeza velocidad.

La caída de presión provocada por la fricción del fluido dentro de la tubería del horno expresada en forma diferencial será:

$$dp = - \frac{(Vel)^2 (Denp) (Ff) (dL)}{2(Dt)} \quad (20)$$

Donde:

- dp: Caída de presión (lb/pies²)
- Vel: Velocidad (pies/seg)
- Denp: Densidad (lb/pies³)
- Ff: Factor de fricción
- dL: Longitud (pies)
- Dt: Diámetro de tubo (pies)

Ahora bien, si se considera el flujo (Wt) dado en libras por segundo, sabiendo además que, el volumen específico (V) es el inverso de la densidad y que la velocidad está dada por:

$$Vel = \frac{4(Wt)}{\pi(Dt)(Dens)} \quad (21)$$

Sustituyendo el valor de la velocidad dada por la ecuación -- (21) y el volumen específico a la densidad, además multiplicando ambos lados de la ecuación (20) por (p) se obtiene:

$$pdp = - \frac{0.811(Wt)^2(pV)(Ff)(dL)}{Dt^5} \quad (22)$$

Si se está calentando un gas en el horno, asumiendo que el calor absorbido por pie lineal de tubo es constante. La entalpía del gas se incrementa linealmente con la longitud. El calor específico puede tomarse como constante en este rango, con lo cual, la temperatura varía linealmente con respecto a la longitud, por lo tanto, se podría aplicar la ley de los gases ideales $pV = nRT$. Si la ecuación diferencial (22) se integrara, considerando a pV lineal con respecto a L , se tendrá:

$$\int_{L_1}^{L_2} (pV)dL = \frac{(p_1V_1) + (p_2V_2)}{2}(L_2 - L_1) \quad (23)$$

ó en otras palabras, la integral de $(pV)dL$ desde L_1 hasta L_2 es igual al valor promedio de pV veces el intervalo $(L_2 - L_1)$. Debido a lo cual, la caída de presión del intervalo es:

$$P_1^2 - P_2^2 = 0.811(p_1V_1 + p_2V_2)(Ff)(L_2 - L_1) \frac{Wt^2}{Dt^5} \quad (24)$$

Cuando se tiene un líquido volátil en el cual pV varía linealmente con respecto a H y si además varía, también linealmente con L . Cuando éste sea el caso, se podrá comprobar que pV es lineal con respecto a H , si se gráfica los valores de pV teniendo a (H) como abscisa y a (p) como ordenada. Los puntos medios de los valores constantes de (pV) deberán ser verticales, lo cual, indica que dichos valores serán independientes de la presión, por lo que, se puede aplicar la ecuación (24) para calcular la caída de presión de un líquido evaporándose. Si consideramos la presión expresada en $(lb/pulg^2)$, el flujo en (lb/hr) y el diámetro externo del tubo en $(pulg)$, la ecuación (24) será:

$$P_1^2 - P_2^2 = 3.36 \times 10^{-6}(p_1V_1 + p_2V_2)(Ff)(L_2 - L_1) \frac{Wpp^2}{Dt^5} \quad (25)$$

Debido a que en el desarrollo anterior no incluye los efectos de la cabeza velocidad, la cual debe de sumarse a la presión estática, se estudia la forma de calcularla a partir de la ecuación siguiente:

$$P_{vh} = \frac{0.28 \times 10^{-6}(Wt)^2(V)}{Dt^5}$$

Para los casos donde la cabeza velocidad no es muy grande y (pV) es razonablemente lineal con respecto a (H) , el método aquí es rápido y -

fácil, siendo además, casi tan exacto como el método usual de etapa por etapa ó que el método gráfico.

Ya que, el método anteriormente descrito no funciona en los casos de bajas presiones ó condiciones de vacío, debido a que los efectos de la cabeza velocidad son considerables, es conveniente discutir el método gráfico con el cual puede resolverse estos problemas.

Considerando una pequeña sección (dL) de tubería en un punto (L) en la longitud entre L_1 y L_2 . Las condiciones de presión en el punto (L) serán iguales a:

$$p + \frac{(Wt)^2(v)^2}{2(Area)^2} = p^* \quad (27)$$

presión
estática + presión
velocidad = presión
total

Las condiciones en el punto ($L + dL$) será:

$$p + dp + \frac{(Wt)^2(v + dv)^2}{2(Area)^2} + \frac{(Wt)^2(v)(Ff)(dL)}{2(Dt)(Area)^2} = p^* \quad (28)$$

al restar (27) a (28) se tendrá:

$$dp + \frac{(Wt)^2(dv)^2}{2(Area)^2} + \frac{(Wt)^2(v)(Ff)(dL)}{2(Dt)(Area)^2} = 0,0 \quad (29)$$

Hay que considerar el efecto del calor que se está suministrando a lo largo de la tubería. Es en la sección radiante del horno, donde usualmente tiene lugar la vaporización, de donde se puede asumir que la absorción calorífica por pie cuadrado de superficie de tubo será casi uniforme, puesto que la relación de absorción de calor, de acuerdo a la ley de Stefan-Boltzman, está en los rangos de temperatura usualmente encontrados en los hornos de la industria petrolera, en los cuales, como ya hemos visto, es poco afectada por la temperatura de la pared del tubo. Por lo que, el cambio de entalpía en el intervalo (dL) es:

$$dH = \frac{\pi (Q)(Dt)(dL)}{(Wt)} \quad (30)$$

Donde:

- dH: Entalpía (BTU/lb)
- Q: Calor radiante absorbido (BTU/seg.pie²de sup.int.)
- Dt: Diámetro interno de tubo (pies)
- dL: Longitud de la sección (pies)
- Wt: Flujo del fluido calentándose (lb/seg)

Si se despeja (dL) de la ecuación (30) y se sustituye en la ecuación (29), sustituyendo además el área en función del diámetro y realizando operaciones se obtiene:

$$dp = - \frac{0.811(Wt)^2(dV)}{Dt^4} - \frac{0.258(Wt)^3(V)(Ff)(dH)}{(Dt)^6(Q)} \quad (31)$$

Esta ecuación no puede ser integrada debido a que contiene los términos (V) y (dV), y la relación de (V) con (p) y (H) no es conocida analíticamente.

El primer término del lado derecho de la ecuación (31) da el cambio en la cabeza velocidad en función del cambio en el volumen específico. Para cálculos preliminares, se considera que puede despreciarse, siempre y cuando el valor sea pequeño. Entonces se puede escribir.

$$\frac{dp}{dH} = - \frac{0.258(Wt)^2(V)(Ff)}{(Dt)^6(Q)} \quad (32)$$

En la salida del calentador se conoce la entalpía, la presión, el flujo, el diámetro de los tubos, el calor transferido, y el factor de fricción y además se puede calcular el valor de (dp/dH) en ese punto.

Si se grafican los volúmenes específicos en un sistema de coordenadas de (p) vs. (H), como se puede apreciar en la figura (17), se ve que el trazar la pendiente del punto de salida, ésta tiende hacia arriba y hacia la izquierda. Sin embargo, se desconocen los otros puntos por donde pasa la curva, pero se sabe que, pasará hacia arriba y hacia la izquierda, cortando sucesivamente las diferentes líneas de volumen específico constante. Pero si cada valor de volumen específico es sustituido en la ecuación (32), se obtiene la pendiente particular, con

la cual, la curva de (p) vs. (H) cruza cada línea de volumen específico (V). Si en cada cruce, se dibuja una serie de pequeñas líneas paralelas a la correspondiente pendiente y las líneas son unidas, se tiene la curva deseada, la cual, se prolonga hasta llegar a línea de líquido saturado. Dando a conocer el punto exacto donde la vaporización comienza.

Si resulta que la presión velocidad no es tan pequeña con respecto a la caída total de presión. Se puede resolver a partir de la ecuación (30), la que al integrarla queda

$$p + \frac{0.811(Wt)^2(V)}{Dt^4} + \frac{0.258(Wt)^3(Ff) \int VdH}{(Dt)^6(Q)} = cte. \quad (33)$$

O sea que, la presión estática en cualquier punto es igual a la presión inicial, menos la presión velocidad y menos las pérdidas por fricción hasta ese punto. Como se ilustra en la figura (18). En la ecuación (26) se puede apreciar que el valor de la presión velocidad para un flujo y diámetro dados, es proporcional al volumen específico y constante a lo largo de cualquier línea de volumen específico. La ecuación (27) muestra que en el punto donde la vaporización comienza, el volumen específico del líquido tiene un valor pequeño, ya que, el vapor formado es despreciable. Consecuentemente en este punto la presión velocidad es despreciable y se puede decir que la presión estática es igual a la presión total. En cualquier otro punto la relación de presión estática (p) y presión total (p*) está dado por la ecuación (27). De donde la ecuación (33) puede escribirse como:

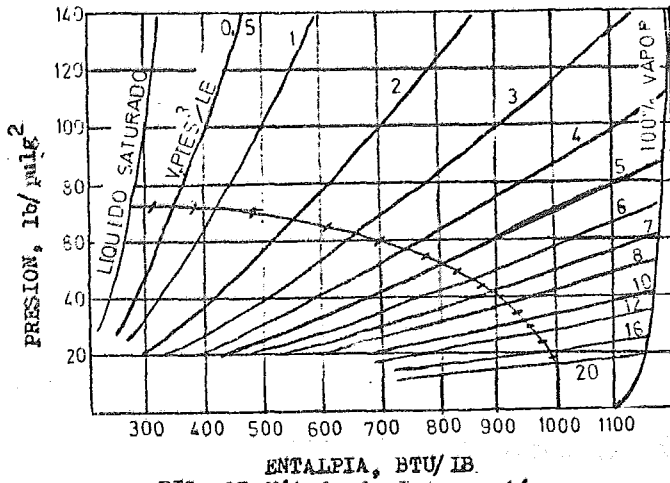


FIG. 17 Método de integración gráfica

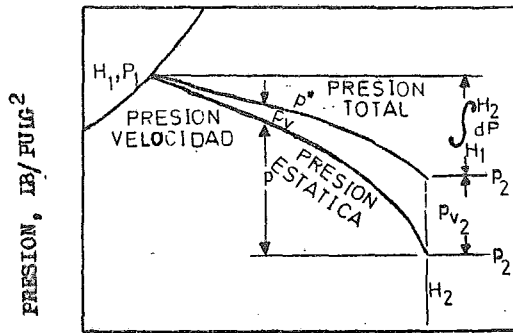


FIG. 18

Presiones a lo largo del tubo

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C.
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

$$p^* + \frac{0.258(Wt)^3 (Ff) \int V dH}{Dt^4} = p_1 \quad (34)$$

Esto requiere la evaluación de la integral, la cual, no puede hacerse directamente debido a que (V) es función tanto de (p) y (H), para lo cual, no se tiene expresión analítica para resolverla. Si se diferencia la ecuación (34) y se arregla la ecuación, se tendrá:

$$\frac{dp^*}{dH} = - \frac{0.258(Wt)^3 (Ff)(V)}{(Dt)^6(Q)} \quad (35)$$

Debido a que, la diferencia de (p*) y (p) es constante, esto sugiere que, para cada línea de volumen específico se puede dibujar otra línea de (V*), el cual es mayor por el valor de la presión velocidad, este cambio, estrictamente hablando, no es más que, una transferencia de ejes de las coordenadas. Ya que, las líneas de (V*) deben tener la misma relación con (p*), que las líneas de (V) con respecto a (p). Con lo cual, a partir de la ecuación (35) se podrá obtener por el método gráfico ya descrito, la caída de presión.

DISEÑO PRELIMINAR CHIMENEA

En un horno de corriente de aire natural, debe tener el suficiente tiro para poder soportar la caída de presión a través de los quemadores, de la sección de convección, del regulador del tiro y de la propia chimenea.

Para los quemadores de gas ó de petróleo un valor normal de caída -

de presión es de aproximadamente 0.25 pulgadas de agua. En la sección de convección la caída de presión se considera como la mitad de la cabeza velocidad por fila de tubos, y la cabeza velocidad en pulgadas de agua está dada por la siguiente ecuación:

$$\text{Alvel} = \frac{0.003(\text{Gmv})^2}{\text{Dgn}} \quad (36)$$

La densidad del gas de combustión se puede apreciar en la gráfica (19), y como es lógico se evalúa a la misma temperatura promedio usada para calcular el coeficiente de transmisión de calor en la sección de convección.

La caída de presión en la misma chimenea y en el regulador de tiro, está expresada en términos de la cabeza velocidad, como se muestra a continuación:

Entrada chimenea	0.5
Regulador de tiro	1.5
Pérdidas por fricción	Ach/50(Dch)
Salida chimenea	<u>1.0</u>
TOTAL	3.0 + Ach/50(Dch)

El tiro de la chimenea depende de la diferencia de densidad de los gases calientes de la combustión y el aire alrededor de la chimenea.

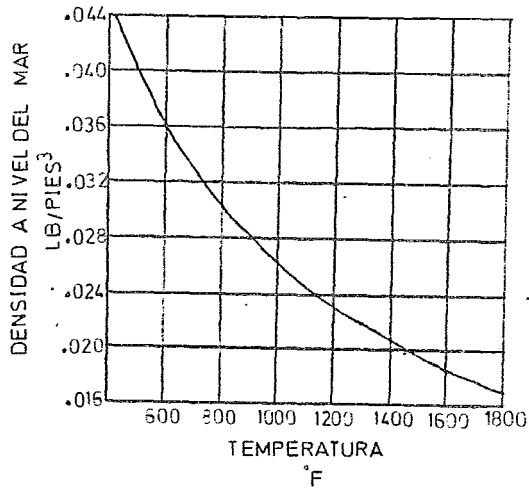


FIG. 19

Densidad del gas (combustible)
de combustión

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE QUIMICA	
TESIS PROFESIONAL	DAVID TORRES C
DISEÑO DE UN CALENTADOR	

El tiro debe ser calculado a una temperatura cerca de 100°F, más baja que la temperatura de los gases de combustión a la salida de la sección de convección. Estos 100°F abajo es una buena suposición, ya que, la temperatura baja en el colector y en la chimenea. En la figura (20), la pérdida disponible se muestra por cada 100 pies de altura.

También es necesario que todas las presiones en el horno trabajen abajo de la presión atmosférica, para que no haya fugas. En muchas instalaciones la altura de la chimenea depende si hay estructuras altas cerca de ella, si no es así, una buena combinación de alturas y diámetro es la mejor elección. Una velocidad recomendable de los gases de combustión dentro de la chimenea es de 30 pies/seg.

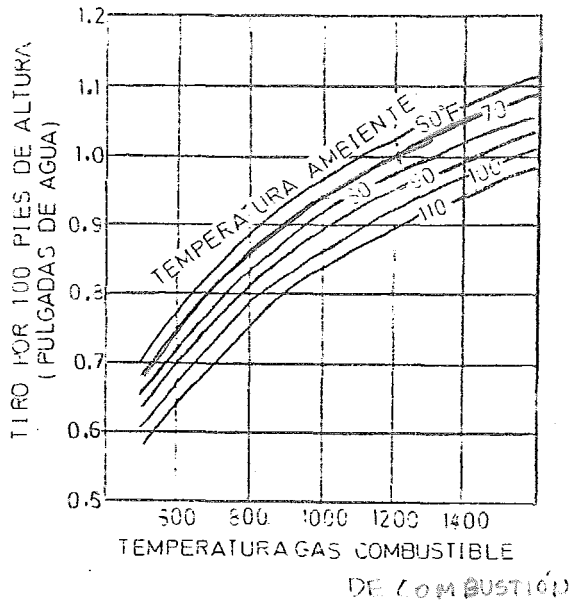


FIG. 20

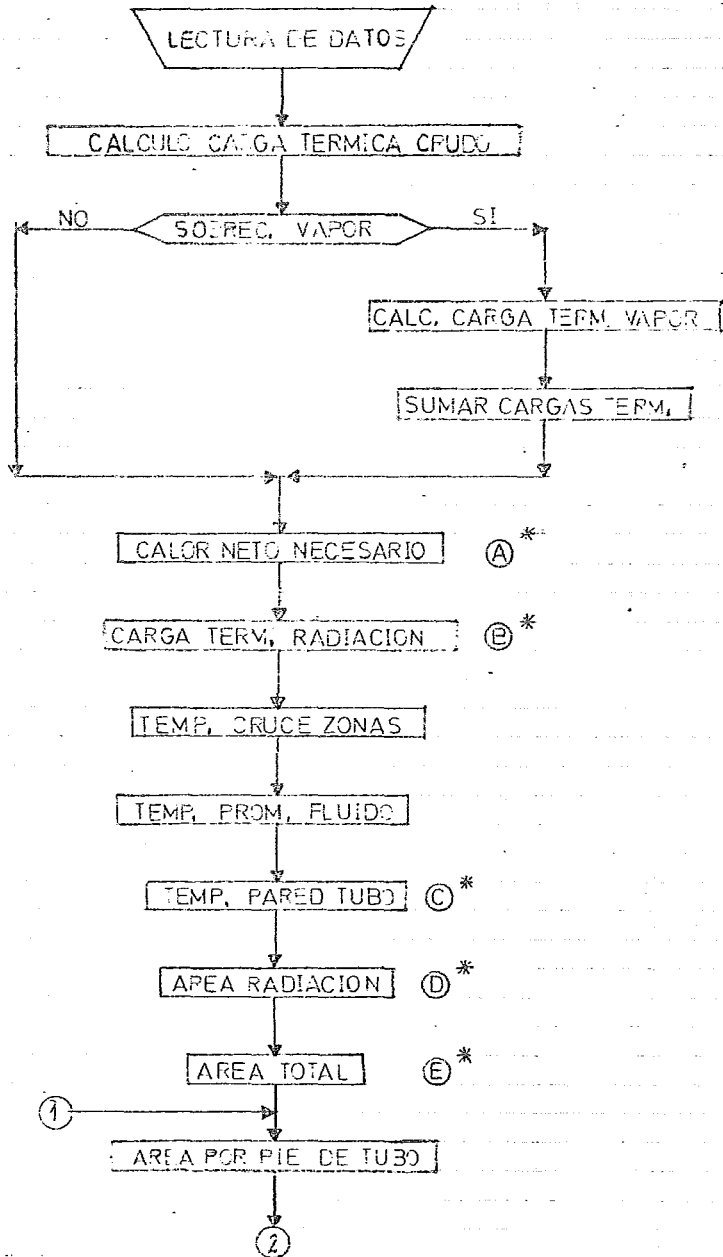
Tiro de Chimenea

CAPITULO IV

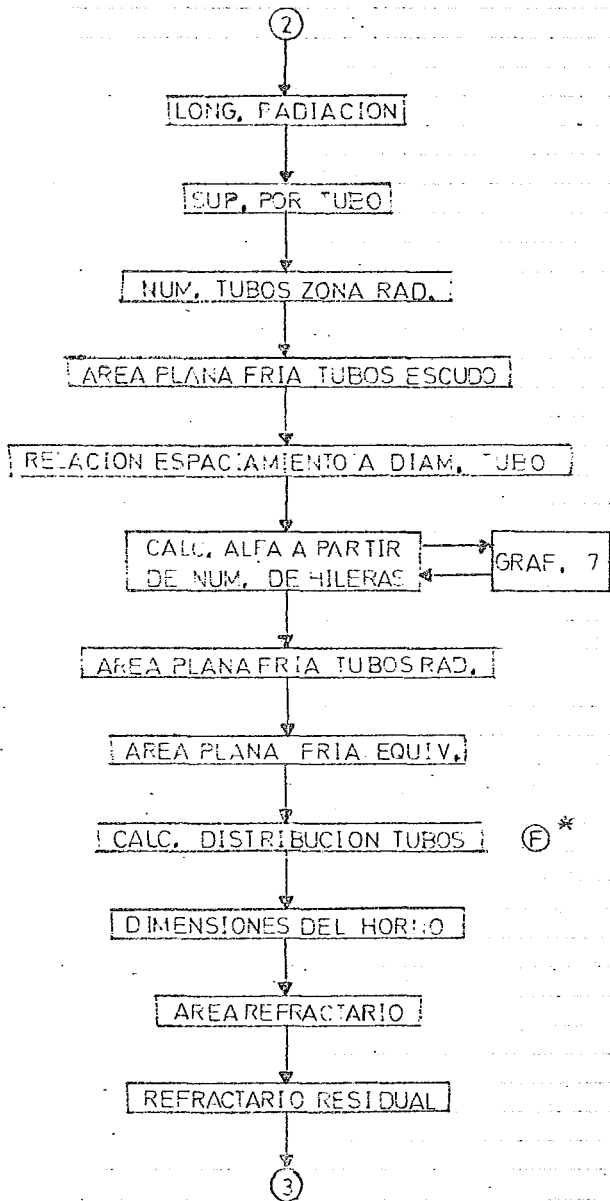
DESARROLLO MATEMATICO

En este capítulo se resolverá el problema de aplicar los principios, razonamientos y ecuaciones delineados en las secciones anteriores y que son básicos para el diseño de un "CALENTADOR DE CRUDO A FUEGO DIRECTO".

Para ello se ha elaborado un programa de computadora, en vista de lo cual, se muestra un diagrama de bloques, en el que, al mismo tiempo que ilustra como se desarrolla el programa, se indican las consideraciones y restricciones (por medio de notas) que se tomaron en cuenta para realizar dicho programa, y que lleve a cabo un cálculo lo más exacto posible con sólo suministrarle los datos más elementales. A continuación de este diagrama, se incluye el mencionado programa de computadora, al que, se le agregaron comentarios en los principales pasos para un mejor entendimiento del mismo. Además se anexan los resultados obtenidos en el cálculo del calentador, que se ha tomado como ejemplo, cuyos datos se indican en la hoja de "Condiciones de Diseño", en la cual, aparecen los datos requeridos del comprador del horno, proporciona también la hoja de "Detalles de Diseño", que suministra los resultados finales del cálculo, que es similar a la hoja que envía el fabricante del horno.

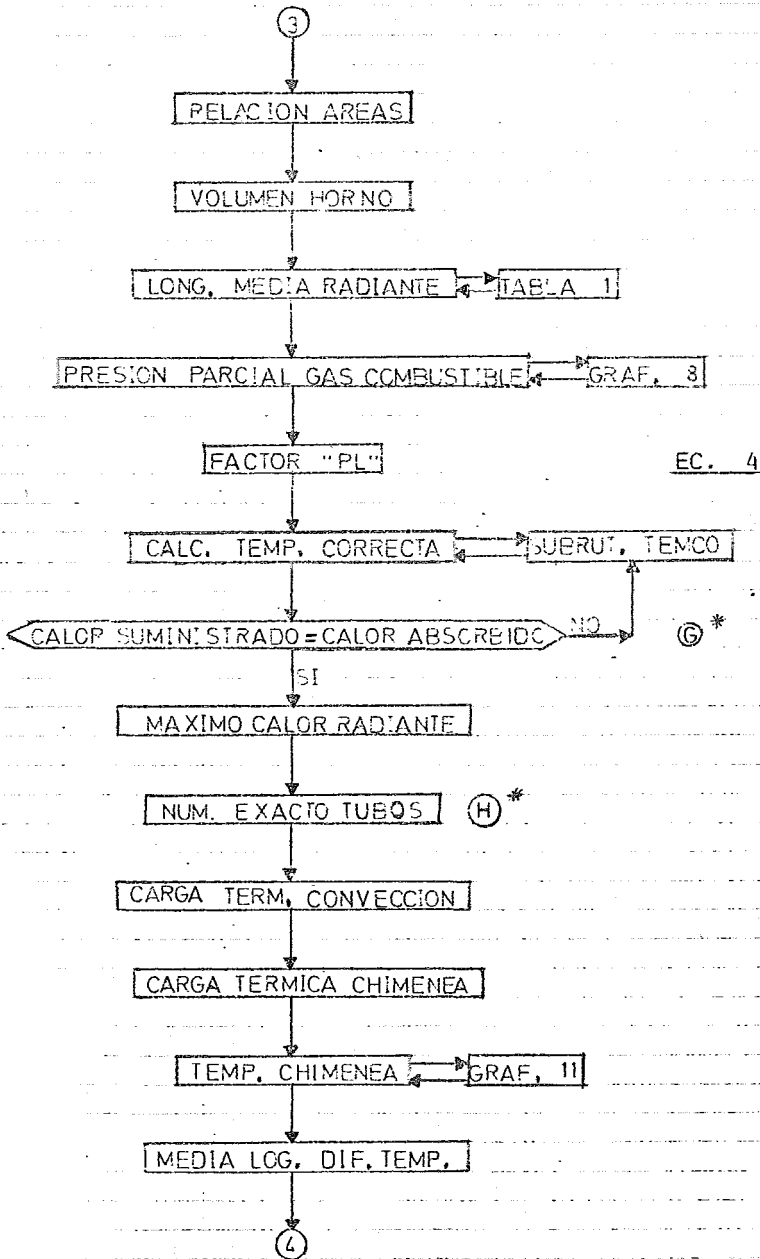


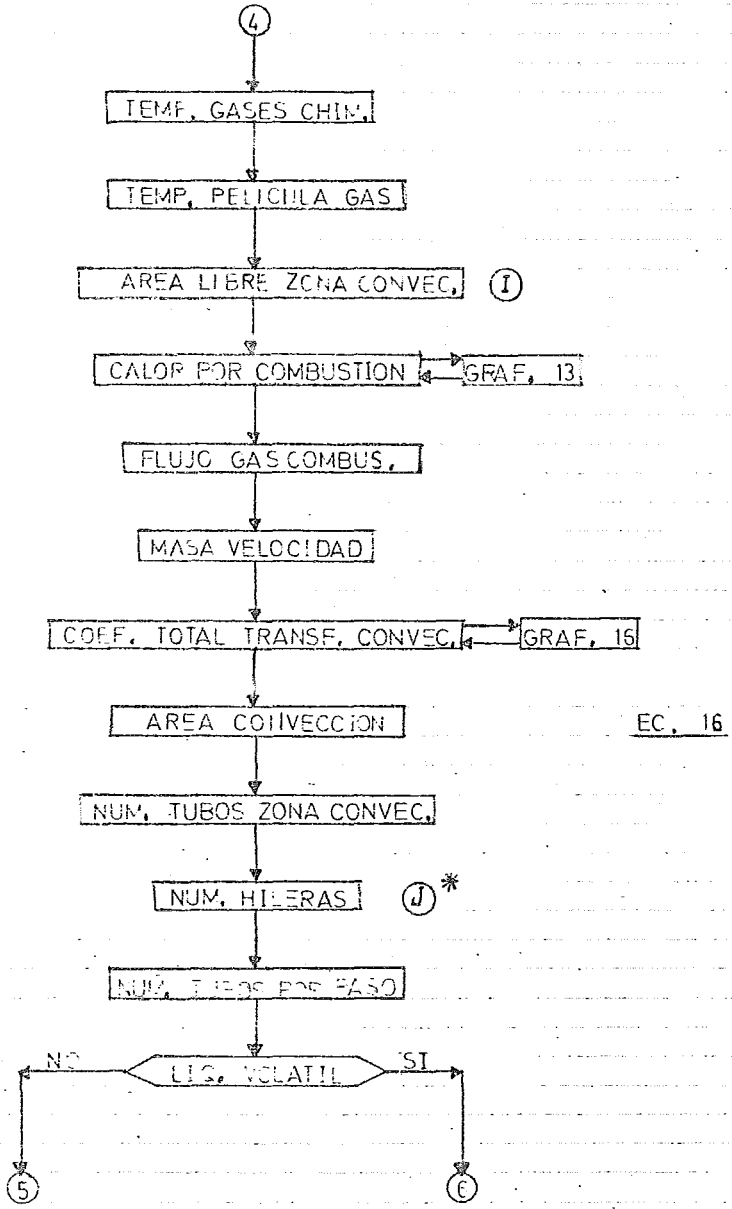
* VER NOTA
PAG. 70

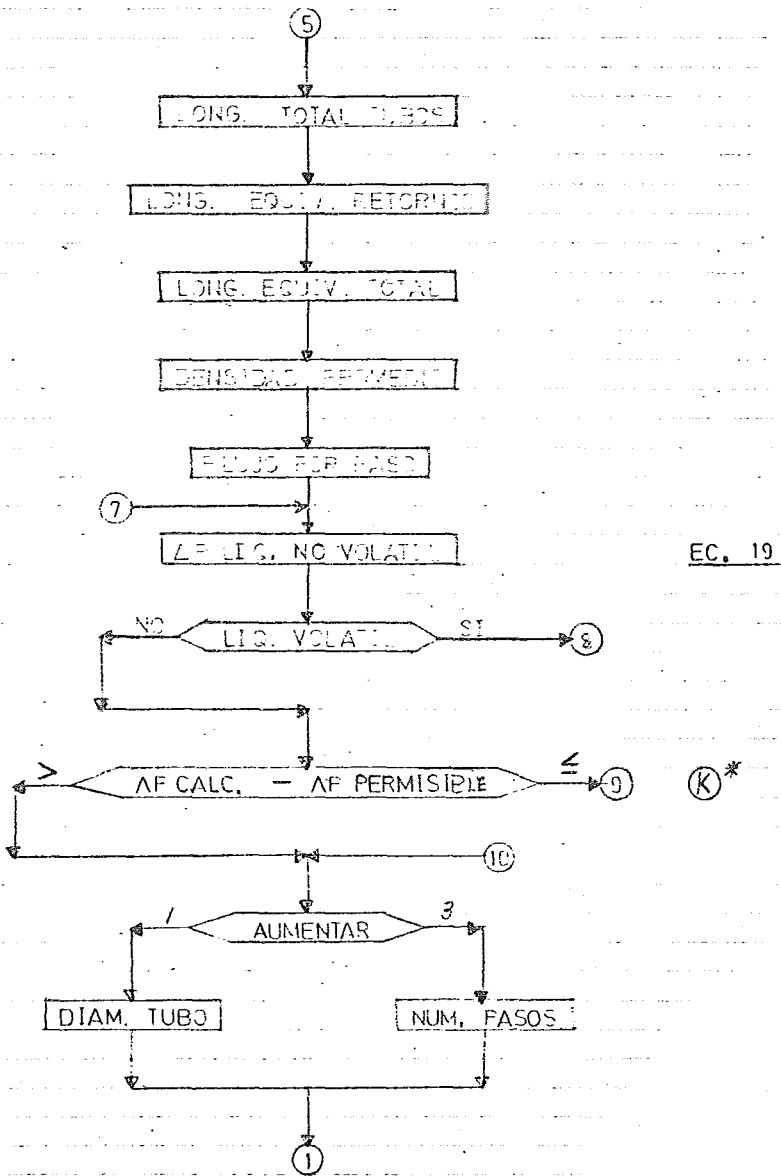


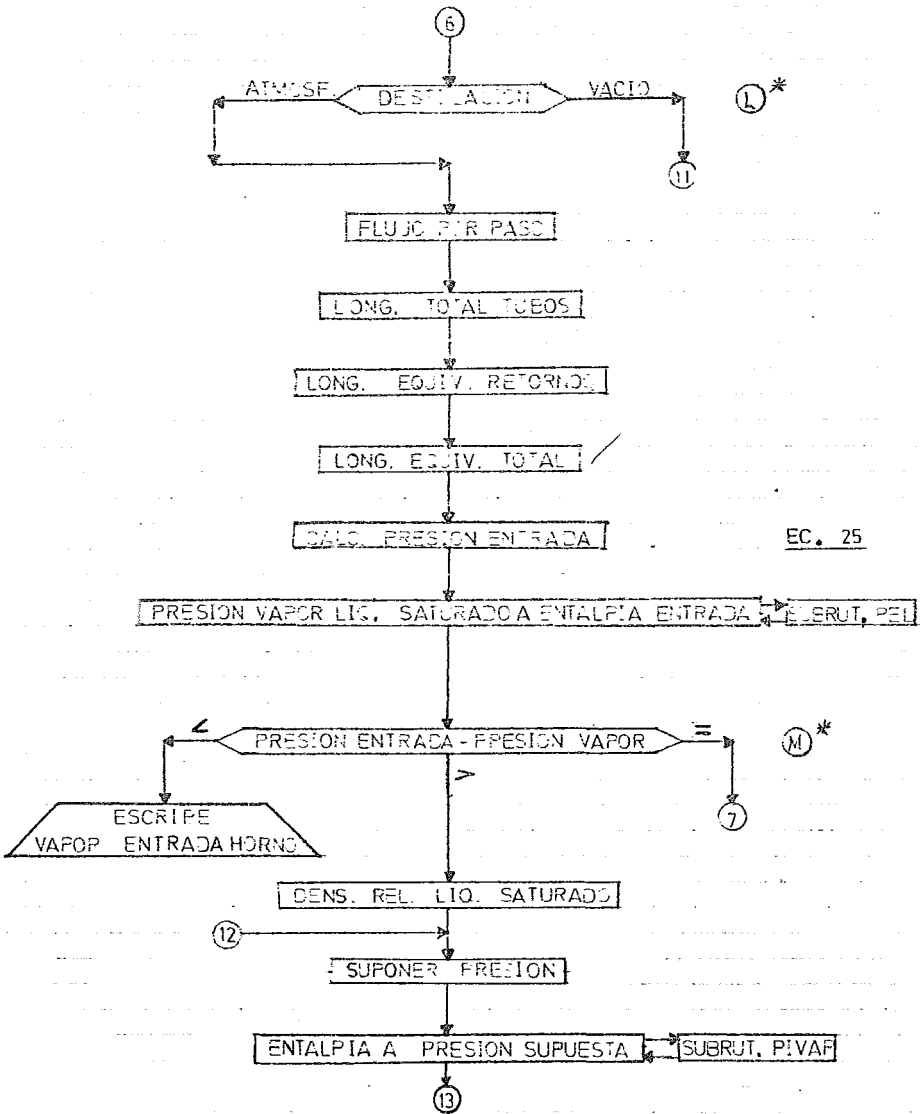
EC. 3

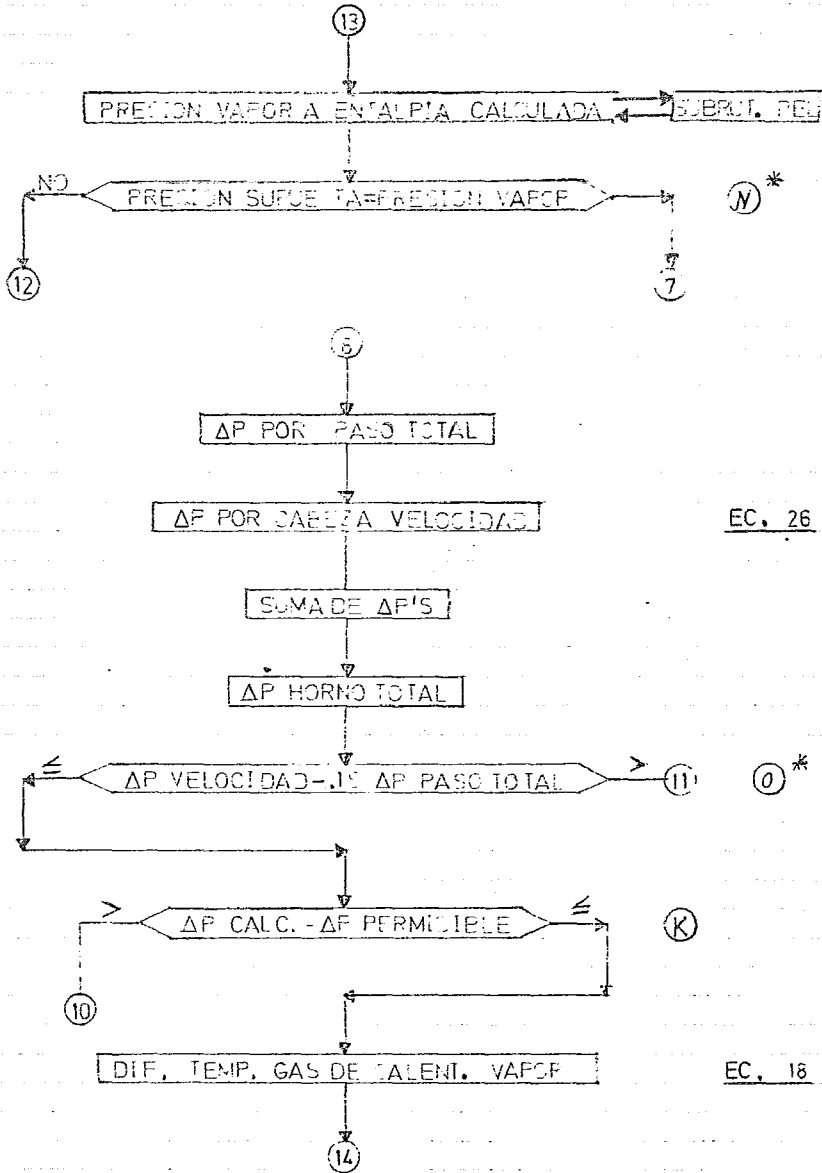
(F)*

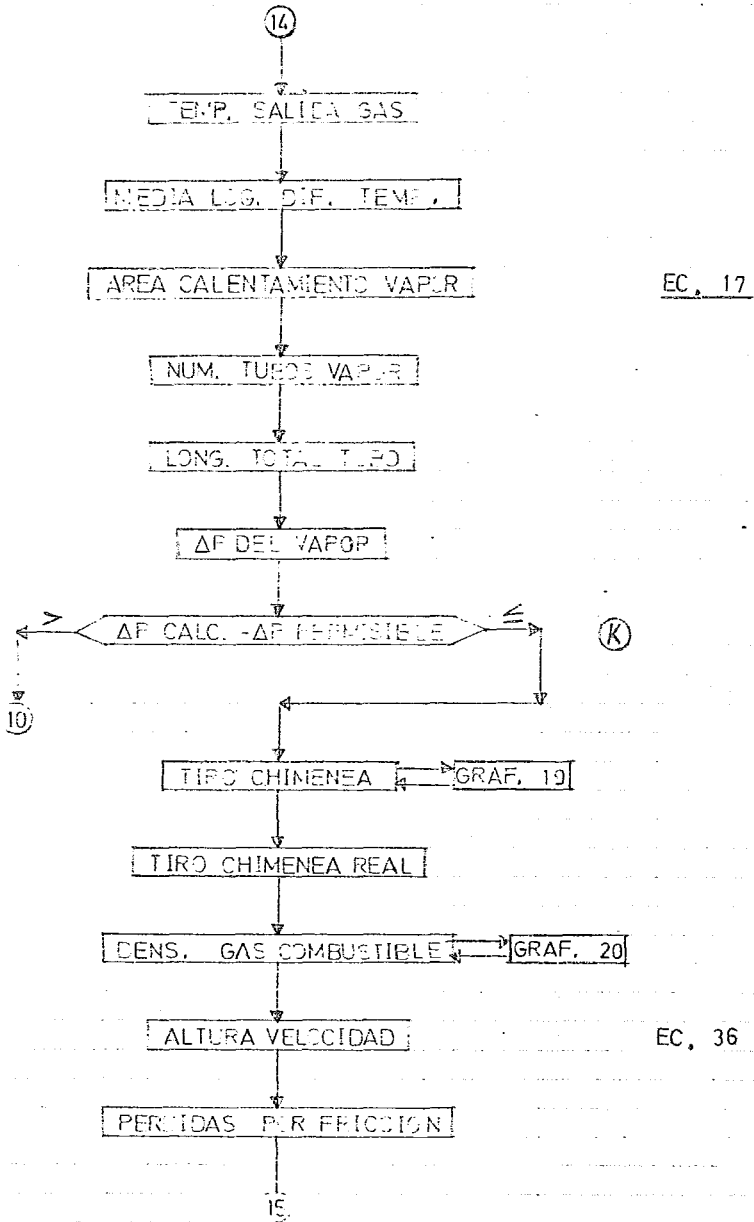


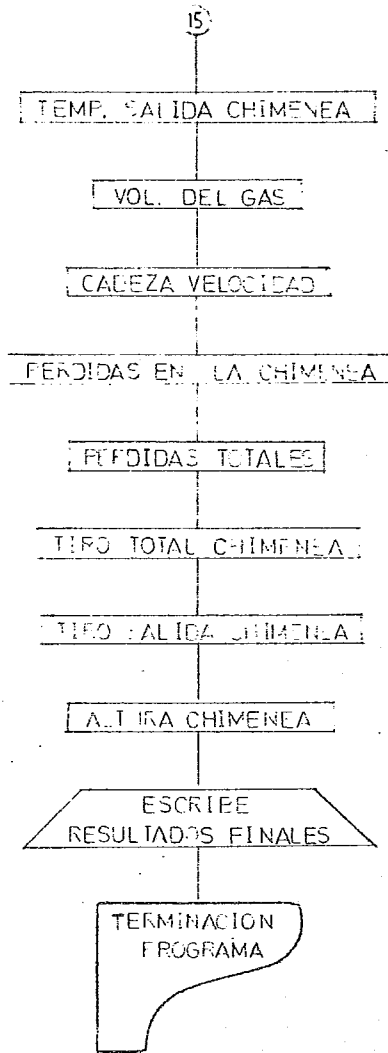


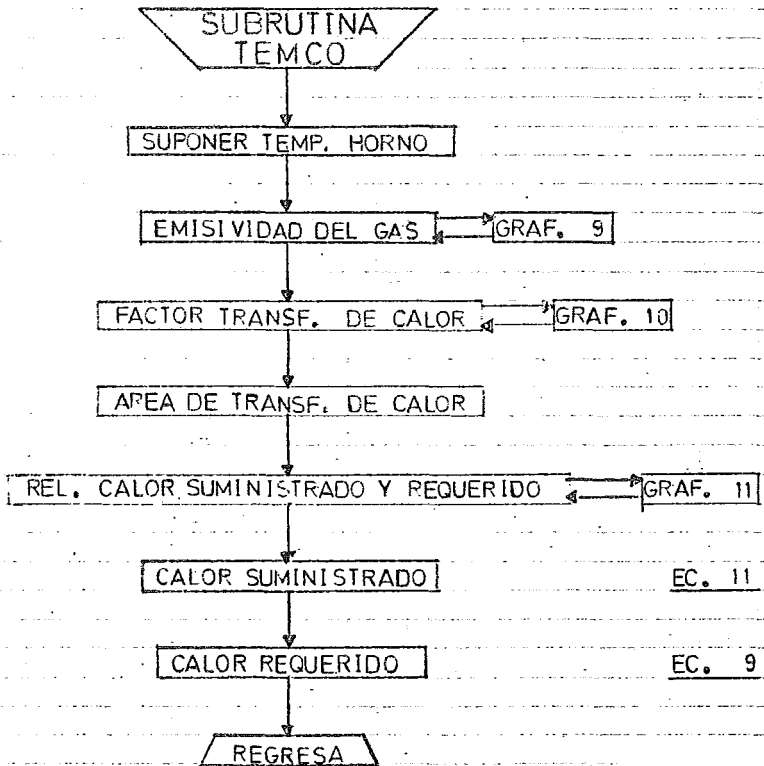


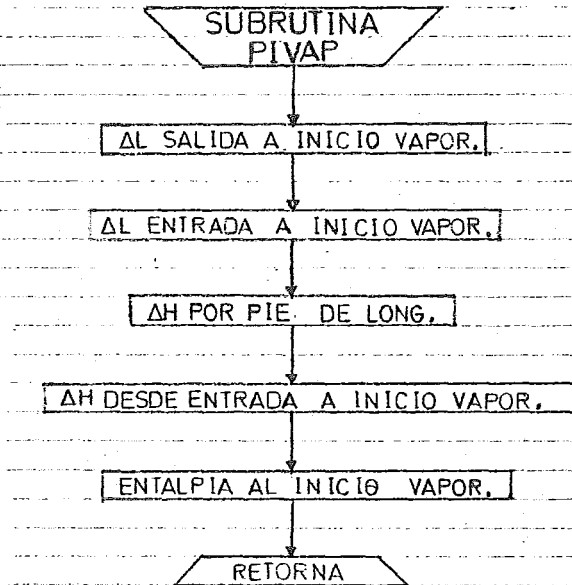
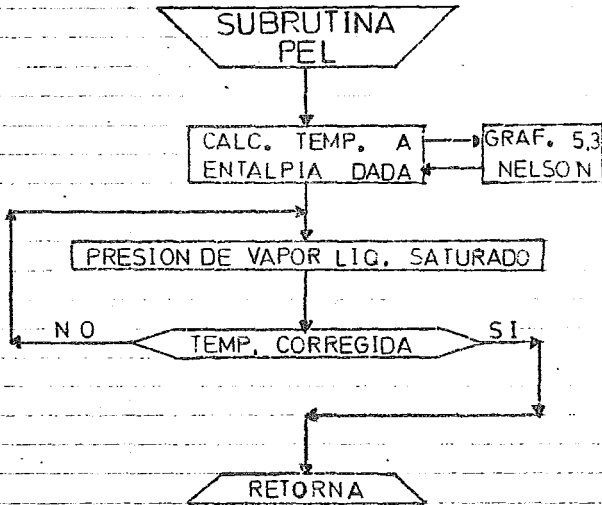












NOTAS DIAGRAMA DE BLOQUES

- A. Para calentadores de proceso la eficiencia total está usualmente en el rango de 70 a 80%, basándose en la carga térmica neta.
- B. Es común requerir una carga calorífica radiante del 65 al 75% de la carga total.
- C. Para obtenerla se suman 100°F a la temperatura promedio del fluido.
- D. Usando el máximo calor radiante permisible se calcula el área de radiación.
- E. La superficie del área de convección se considerará casi igual a la de radiación.
- F. La distribución de los tubos en una caja rectangular se basó en las experiencias recogidas de los fabricantes de hornos.
- G. El cruce de las líneas de calor suministrado y calor absorbido dan la temperatura del horno.
- H. Se calcula el flujo de calor promedio y si es mayor que, el máximo calor permisible en un 10% se selecciona una -

superficie de tubo mayor, si es menor en un 10% se escoge una superficie de tubo menor.

- I. Se selecciona un arreglo de tubos que dé una masa - velocidad de gases combustibles entre 0.3 y 0.4 lb/ pie², seg., si no está dentro del rango se cambia - el arreglo.
- J. La superficie calculada es redondeada al número inmediato superior de hileras y este exceso se acepta como margen de seguridad.
- K. Si la caída de presión calculada es mayor que la permisible, se aumenta el diámetro de tubo, después de dos cambios de diámetro de tubo, se aumenta el número de pasos.
- L. Según el tipo de destilación es el método a usar. En el caso de destilación atmosférica se utilizó el método de Ludwig, el cual dá un error del 2% máximo. Cuando se trata de destilación al vacío se usa el método de integración gráfica.
- M. Para el inicio de los cálculos se supone que la vaporización tiene su inicio a la entrada del horno.

- N. Se consideró que cuando la presión de la línea se iguala con la presión de vapor del líquido saturado, ahí empezará la vaporización. Para así poder determinar la caída de presión cuando es puro líquido y cuando hay flujo en dos fases. La gráfica de presión en la línea y de la presión de vapor da el punto donde inicia la vaporización.
- O. Si la caída de presión por velocidad es más del 15% de la caída de presión total se deberá realizar el cálculo por el método de integración gráfica.

```
DIMENSION TFL(15)
1 FORMAT(8F10.0)
2 FORMAT(I2)
3 FORMAT(4I6)
4 FORMAT(7I2)
5 FORMAT(15A4)
100 FORMAT(6(4X,F15.3),//)
101 FORMAT('1',4(/),39X,'UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO',
14(/),49X,'FACULTAD DE QUIMICA',6(/),31X,'TESIS PROFESIONAL',22X
2,'DAVID TORRES CAMPOS',6(/),39X,'DISEÑO CALENTADOR DE CRUDO A FU
3EGC DIRECTO',10(/))
102 FORMAT(8X,'VAPOR ANTES ENTRADA HORNO',//)
103 FORMAT(8X,'CALCULAR POR CAMBIO DE DENSIDAD',//)
104 FORMAT(8X,'CAIDA DE PRESION MAYOR QUE LA PERMISIBLE',//)
105 FORMAT(8X,'CAIDA DE PRESION DEL VAPOR EXCESIVA',//)
106 FORMAT(48X,'CONDICIONES DEL DISEÑO',4(/),54X,'CALENTAMIENTO',7X,
1'SUBCALENTAMIENTO',//,10X,'FLUIDO',37X,15A4,//,10X,'FLUJO',25X,
2'LB/HR',8X,2(F14.3,6X),//,10X,'DENSIDAD RELATIVA',26X,F14.3,//,10X
3,'TEMPERATURA ENTRADA',11X,'GRADOS F.',4X,2(F14.3,6X),//,10X,'TEMP
4ERATURA SALIDA',12X,'GRADOS F.',4X,2(F14.3,6X),//)
107 FORMAT(10X,'PRESION ENTRADA',15X,'PSIG',9X,2(F14.3,6X),//,10X,'PRE
1SION SALIDA',16X,'PSIG',9X,2(F14.3,6X),//,10X,'CAIDA PRESION CALCU
2LADA',7X,'PSI',9X,2(F14.3,6X),//)
108 FORMAT(10X,'VAPORIZACION ENTRADA',10X,'P.C. PESO',4X,F14.3,//,10X,
1'VAPORIZACION SALIDA',11X,'P.C. PESO',4X,F14.3,//,10X,'EFICIENCIA
2CALCULADA TOTAL',4X,'POR CIENTO',3X,F14.3,//,10X,'CALOR ABSORBIDO
3TOTAL',9X,'BTU/HR',7X,F14.3,//,10X,'CALOR LIBERADO TOTAL',30X,'BTU
4/HR',7X,F14.3,//)
109 FORMAT(40X,'DETALLES DEL DISEÑO',4(/),52X,'SECCION RADIACION',7X
1'SECCION CONVECCION',//,10X,'DIAMETRO EXTERNO',14X,'PULGADAS',7X,
2(F10.3,15X),//,10X,'ESPESOR PARED',17X,'PULGADAS',7X,2(F10.3,15X)
3,//,10X,'NUMERO DE TUBOS',33X,14,20X,14,2X,'CRUDO',//,82X,14,2X,'V
4APOR',//)
110 FORMAT(10X,'LONGITUD EFECTIVA',13X,'PULGADAS',7X,2(F10.3,15X),//,1
10X,'NUMERO DE PASOS',34X,2(I2,23X),//,10X,'ESPACIO DE CENTRO A CEN
2TRO',4X,'PULGADAS',7X,2(F10.3,15X),//,10X,'SUPERFICIE DE CALENTAMI
3ENTO',3X,'FT2',12X,2(F10.3,15X),//)
111 FORMAT(10X,'CALOR ABSORBIDO',15X,'BTU/HR',9X,2(F10.3,15X),//,10X,
1'NUMERO DE HILERA',57X,12,//,10X,'NUMERO DE TUBOS POR HILERA',48X,
212,//)
112 FORMAT('1',4(/),39X,'DISEÑO CALENTADOR DE CRUDO A FUEGO DIRECTO',4
1(/),39X,'TESIS PROFESIONAL',20X,'DAVID TORRES CAMPOS',4(/))
```

C
C
C

LECTURA DATOS

```
READ(8,2)N
CO 700 J=1,N
READ(8,1)WT,TE,TS,EE,ES,DR,DT,TAE
READ(8,1)EF,ET,FK,FF,DE,DS,TBP,DEQ
READ(8,1)ALT,PEA,PCC,PSA,DCV,CVC,THPS,VEL
READ(8,1)PSAV,PSAA,VAEF,VAEA,VASF,VASA,ESPAR,ESPAC
READ(8,3)NP,NTE,NMCR,NMCP
READ(8,4)MCT,MFC,MTG,MTBT,MTD,MLV,MDF
READ(8,5)(TFL(I),I=1,15)
WRITE(8,101)
```

C
C
C

CALCULO DE LAS CARGAS TERMICA TOTAL,NETA NECESARIA Y DE RADIACION

```
CCT=WT*(ES-EE)
CCV=C.
GO TO(201,200),MFC
200 READ(8,1)WV,EEV,ESV,TEV,TSV,VEVE,DETV,ALTV
   REAC(8,3)NP,MDV,NMDPV,NLERV
   CCV=WV*(ESV-EEV)
   CCT=CCT+CCV
201 CAN=CCT/EF
   CCR=CCT*.7
C
C   CALCULO TEMPERATURAS DE CRUCE, PROMEDIO FLUIDO, PROMEDIO PARED TUBO.
C
   TCS=TS-(.7*(TS-TE))
   TPF=(TCS+TS)/2.
   TPPT=TPF+100.
   WRITE(5,100)CCT,CNN,CCR,TCS,TPF,TPPT
C
C   CALCULO SUPERFICIES ZONA RADIACION Y TCTAL
C
   SR=CCR/NPCR
   ST=SR*2.
   MP=1.
C
C   CALCULO NUMERO DE TUBOS EN LA ZONA DE RADIACION
C
202 APPT=(3.1416*DT)/12.
   ALZR=SR/APPT
   SPT=ALT*APPT
   NTR=(SR/SPT)/NP
   NTR=NTR*NP
   BNTR=NTR
   WRITE(5,100)SR,ST,APPT,ALZR,SPT,BNTR
C
C   CALCULO AREA PLANA FRIA EQUIVALENTE
C
C   LA GRAFICA 7 PROPORCIONA ALFA A PARTIR DE LA RELACION ENTRE EL
C   ESPACIAMIENTO DE TUBOS Y EL DIAMETRO INTERNO DEL TUBO.
C
   APFS=NTE*ET*ALT/12.
   RDET=ET/DT
203 ALFA=1.0069+(.019*RDET)-(.0222*(RDET**2))+(.0015*(RDET**3))
   GO TO 207
204 ALFA=1.2362-(.1974*RDET)+(.0111*(RDET**2))
   GO TO 207
205 ALFA=1.536-(.67*RDET)+(.16*(RDET**2))-(.02*(RDET**3))+.001*RDET**4
   GO TO 207
206 ALFA=-.5798+(.772*RDET)-(.208*(RDET**2))+(.02*(RDET**3))
207 APFC=(NTR-NTE)*(ALT*ET/12.)
   APFE=APFS+(ALFA*APFC)
   NTL=NTR/3.
   BNTL=NTL
   WRITE(5,100)APFS,RDET,ALFA,APFC,APFE,BNTL
C
C   CALCULO DIMENSIONES DEL HCRNG
C
   NLTC=NTL+.1*NTL
   NNTC=NLTC*ET/12.+2
```

ALTC=NNTO
NNHC=NTR-(2*NLTO)
NNCH=NNHO*ET/12.+3.
ANCHO=NNCHO

C
C
C

CALCULO AREA REFRACTARIO Y SU RELACION CON AREA PLANA EQUIV.

AR=(2*(ANHC*ALTO))+((2*ALT)*(ANHC+ALTC))
ARR=AR-APFE
BNLTO=NLTO
BNHC=NNHC
WRITE(5,100)BNLTO,ALTO,BNHC,ANHC,AR,ARR
RARE=ARR/APFE

C
C
C
C

CALCULO DEL VOLUMEN DEL HORNO, LONGITUD MEDIA RADIANTE Y PL
DE LA GRAF. 8 CON EXCESO AIRE DA PRESION PARCIAL GAS COMBUSTIBLE

VI=ALT*ANHC*ALTO
ALMR=(VH**-.33)*2./3.
PPGC=.2821-(.0023*PEA)+(CG002*(PEA**2.))
PL=PPGC*ALMR
FPR=.02*CNN
P=PEA
WRITE(5,100)RARE,VH,ALMR,PPGC,PL,FPR
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)200,220,214
208 THPS=THPS-100.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)208,220,209
209 THPS=THPS+40.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)210,220,209
210 THPS=THPS-15.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)210,220,211
211 THPS=THPS+7.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)212,220,211
212 THPS=THPS-3.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)212,220,213
213 THPS=THPS+1.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)220,220,213
214 THPS=THPS+100.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)215,220,214
215 THPS=THPS-40.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)215,220,216
216 THPS=THPS+15.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)217,220,216
217 THPS=THPS-7.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)217,220,218
218 THPS=THPS+3.


```
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)219,220,218
219 THPS=THPS-1.
CALL TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
IF(CARS-CARA)219,220,220
220 FCR=(.98-CPGC)*CNN
C
C CHECAR MAXIMO CALOR RADIANTE PERMISIBLE CON EL CALCULO PARA EN
C CCNTRAR NUMERO EXACTO DE TUBOS.
C
FCRA=FCR/SR
CAEN=FCR/WT
EIV=ES-CAEN
CALL PEL(EIV,FK,TBP,DR,PVLS,TCZ)
TCS=TCZ
IF(ABS(NMCR-FCRA)/NMCR-.1)224,224,221
221 IF(NMCR-FCRA)222,224,223
222 NTR=NTR-NP
GO TO 207
223 NTR=NTR+NP
GC TC 207
224 CSC=CCT-FCR
C
C CALCULO CALOR ZONA CONVECCION Y CHIMENEA
C LA CARGA TERMICA DE LA CHIMENEA EN GRAFICA 11 CA TEMP. CHIMENEA
C
CCC=.98-EF
GO TO(225,226,227,228,229,230,231,232,233,234,235),IPEA
225 TCH=66.3388+(4649.05*CCC)-(1181.8*(CCC**2.))
GO TC 236
226 TCH=56.2912+(4245.27*CCC)-(954.49*(CCC**2.))
GO TC 236
227 TCH=54.5486+(3980.08*CCC)-(888.11*(CCC**2.))
GO TC 236
228 TCH=77.4348+(3697.98*CCC)-(771.21*(CCC**2.))
GO TC 236
229 TCH=84.2842+(3294.65*CCC)-(482.15*(CCC**2.))
GO TC 236
230 TCH=47.1879+(3459.19*CCC)-(1427.7*(CCC**2.))
GO TC 236
231 TCH=66.4297+(2998.21*CCC)-(446.43*(CCC**2.))
GO TC 236
232 TCH=65.7168+(2894.64*CCC)-(446.43*(CCC**2.))
GO TO 236
233 TCH=11.4126+(3306.92*CCC)-(1981.3*(CCC**2.))+(1249.35*(CCC**3.))
GO TC 236
234 TCH=57.8591+(2609.51*CCC)-(333.33*(CCC**2.))
GO TO 236
235 TCH=40.03+(2701*CCC)-(1963.*(CCC**2.))+(554.*(CCC**3.))
236 DTC=THPS-TCS
C
C CALCULO TEMPERATURAS PROMEDIO CRUDO,PARED TUBO CONVECCION,GASES
C CHIMENEA Y CE LA PELICUAL DEL GAS.
C
C CALCULO DE LA MEDIA LOGARITMICA DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS
C
WRITE(5,100) FCR,FCRA,CSC,CCC,TCH,DTC
DTE=TCH-TE
```

```
ALTC=(DTC-DTF)/(ALOG(DTC/DTF))
TPC=(TE+TCS)/2.
TPTC=TPC+100.
TGCH=TPC+ALTC
TGF=TPC+(ALTC/2.)
WRITE(5,100) DTF,ALTD,TPC,TPTC,TGCH,TGF
```

C
C
C

CALC. ANCHO Y AREA LIBRE DE LA SECCION DE CONVECCION

```
CHOC=(NTE+.5)*ET
ECHO=(CHOC-(NTE*DT))/12.
ARLI=ECHO*ALT
```

C
C
C

DETERMINACION DE LOS GASES DE COMBUSTION DE FIGURA 13

```
GC TC (237,238),MTC
237 FWGC=841.0845+(9.0276*PEA)-(0.013*(PEA**2.))
GC TC 239
238 FWGC=821.5011+(7.6749*PEA)+(0.011*(PEA**2.))
239 WGC=CAN*FWGC/LCOCOD.
```

C
C
C
C

CALCULO FLUJO DE GASES Y MASA VELOCIDAD

CALCULO COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE FIGURA 16

```
FG=WGC/3600.
WRITE(5,100) CHOC,ECHO,ARLI,FWGC,WGC,FG
GMV=FC/ARLI
IF(TGCH-800.)240,240,241
240 ITCH=1.
GC TC 242
241 IF(TGCH-900.)242,242,243
242 ITCH=2.
GC TC 248
243 IF(TGCH-1000.)244,244,245
244 ITCH=3.
GC TC 248
245 IF(TGCH-1100.)246,246,247
246 ITCH=4.
GC TC 248
247 ITCH=5.
248 GC TO(249,255,261),MDT
249 GC TO(250,251,252,253,254),ITCH
250 CTTC=4.023+(14.29*GMV)-(12.48*(GMV**2.))+(7.37*(GMV**3.))
GC TC 267
251 CTTC=3.522+(16.41*GMV)-(17.54*(GMV**2.))+(10.33*(GMV**3.))
GC TC 267
252 CTTC=3.217+(17.59*GMV)-(22.99*(GMV**2.))+(16.01*(GMV**3.))
GC TC 267
253 CTTC=3.247+(12.54*GMV)-(6.25*(GMV**2.))
GC TC 267
254 CTTC=3.386+(12.34*GMV)-(6.20*(GMV**2.))
GC TC 267
255 GC TO(256,257,258,259,260),ITCH
256 CTTC=3.632+(15.03*GMV)-(14.29*(GMV**2.))+(6.44*(GMV**3.))
GC TC 267
257 CTTC=3.528+(13.91*GMV)-(11.77*(GMV**2.))+(5.12*(GMV**3.))
GC TC 267
```

```
258 CTTC=3.1C6+(15.08*GMV)-(14.69*(GMV**2.))+(6.84*(GMV**3.))
GC TO 267
259 CTTC=2.914+(14.6*GMV)-(14.97*(GMV**2.))+(8.39*(GMV**3.))
GC TO 267
260 CTTC=2.454+(16.6*GMV)-(20.58*(GMV**2.))+(13.52*(GMV**3.))
GC TO 267
261 GO TO(262,263,264,265,266),ITCH
262 CTTC=3.845+(9.99*GMV)-(4.801*(GMV**2.))
GC TO 267
263 CTTC=3.429+(11.48*GMV)-(9.86*(GMV**2.))+(4.972*(GMV**3.))
GC TO 267
264 CTTC=3.221+(10.58*GMV)-(5.80*(GMV**2.))
GC TO 267
265 CTTC=2.951+(10.23*GMV)-(5.22*(GMV**2.))
GC TO 267
266 CTTC=2.564+(12.29*GMV)-(12.3*(GMV**2.))+(6.52*(GMV**3.))
267 ATSCP=(CSC-CCV)
```

C
C
C

CALCULO AREA TRANSFERENCIA, NUMERO DE TUBOS Y NUMERO DE HILERAS

```
ATSC=ATSCP/(ALTD*CTTC)
NTSC=ATSC/SPT
BNTSC=NTSC
BITCH=ITCH
WRITE(5,100) GMV,CTTC,ATSCP,ATSC,BNTSC,BITCH
NF=NTSC/NTE+.9
NTR=NF*NTE
```

C
C
C

CALCULO AREA TOTAL RADIACION Y CONVECCION, NUMERO DE TUBOS POR PASO

```
ATR=APPT*ALT*NTR
ATZC=APPT*ALT*NTR
NTP=(NTR+NTR)/NP
BNH=NF
BNTCR=NTR
BNTP=NTP
IF(MP-2)268,268,269
268 MP=MP+1.
MVG=C.
GC TO 270
269 MCV=MFG
MFC=3.
MP=1.
MCF=MCF-1.
270 BNP=NP
WRITE(5,100) BNH,BNTCR,ATR,ATZC,BNTP,BNP
GC TO (300,303),MLV
300 LTCT=ALT*NTP
```

C
C
C

CALCULO CAIDA PRESION PARA LIQUIDO NO VOLATIL

```
LECR=NTP*DCV*CVC*(DT/12.)
AIV=LTOT+LECR
DENP=(CE+DS)/2.
WPT=ht/NP
301 CP=(3.36E-06*FF*(WPT**2.)*AIV)/((DT**5.)*DENP)
CPT=CP/100.
WRITE(5,100)AIV,DENP,WPT,CP,LTCT,LECR
```

```
GO TO(302,314),MLV
302 IF(CPT-NMOP)400,400,317
303 GO TO (304,316),MTD
304 WPP2=(WT/NP)**2.
```

C
C
C

CALCULO CAIDA PRESION LIQUIDO VOLATIL Y PCR METCCO DE LUCWIG

```
LTCT=ALT*NTP
LECR=NTP*(DT/12.)*DCV*CVC
PSA2=PSA**2.
PSVS=PSA/DS
DT5=DT**5.
BECR=LECR
BTOT=LTOT
WRITE(5,100)WPP2,BTOT,BECR,PSA2,PSVS,DT5
```

C
C
C

CALCULO PRESION INICIO DE VAPORIZACION

```
LET=LECR+LTCT
FCCP=((3.36E-06)**FF*WPP2)/DT5
PEN2=FCCP*PSVS*LET+PSA2
PEN=PEN2**.5
EIV=EE
BET=LET
WRITE(5,100)BET,FCCP,PEN2,PEN,EIV,EE
CALL PEL(EIV,FK,TBP,DR,PVLS,TCZ)
IF(PEN-PVLS)305,312,306
305 WRITE(5,102)
GO TO 700
306 PEN=PEN-10.
VEE=CE
```

C
C
C

CALCULO DENSIDAD RELATIVA CCN FACTOR DE CARACTERIZACION Y TBP

```
TBA=TBP+460.
CR=(TBA**.33)/FK
CALL PIVAP(PEN,VEE,PSA2,FCCP,LET,ES,EE,PSVS,EIV,AIV)
CALL PEL(EIV,FK,TBP,DR,PVLS,TCZ)
IF(PEN-PVLS)307,313,306
307 PEN=PEN+4.
CALL PIVAP(PEN,VEE,PSA2,FCCP,LET,ES,EE,PSVS,EIV,AIV)
CALL PEL(EIV,FK,TBP,DR,PVLS,TCZ)
IF(PEN-PVLS)307,313,308
308 PEN=PEN-1.5
CALL PIVAP(PEN,VEE,PSA2,FCCP,LET,ES,EE,PSVS,EIV,AIV)
CALL PEL(EIV,FK,TBP,DR,PVLS,TCZ)
IF(PEN-PVLS)309,313,308
309 PEN=PEN+1.
CALL PIVAP(PEN,VEE,PSA2,FCCP,LET,ES,EE,PSVS,EIV,AIV)
CALL PEL(EIV,FK,TBP,DR,PVLS,TCZ)
IF(PEN-PVLS)309,313,310
310 PEN=PEN-0.4
CALL PIVAP(PEN,VEE,PSA2,FCCP,LET,ES,EE,PSVS,EIV,AIV)
CALL PEL(EIV,FK,TBP,DR,PVLS,TCZ)
IF(PEN-PVLS)311,313,310
311 PEN=PEN+0.1
CALL PIVAP(PEN,VEE,PSA2,FCCP,LET,ES,EE,PSVS,EIV,AIV)
CALL PEL(EIV,FK,TBP,DR,PVLS,TCZ)
```

```
IF(PEN-PVLS)311,313,313
312 AIV=LET
313 DENP=CE
WPT=WT/NP
GO TO 301
314 PEHP=CPT+PEN
```

C
C
C

```
PERCICAS POR PRESION VELOCIDAD

PVH=.28E-06*(WT**2.)/(CS*(DT**4.))
PEHT=PEHP+PVH
CPH=PEHT-PSA
WRITE(5,100)PEHP,PVH,PEHT,WT,PEN,CPH
IF ((PVH/PEHT)-.15)315,315,316
315 IF(CPH-NMDF)400,400,317
316 WRITE(5,103)
GO TO 400
317 GO TO(318,319,320,321,322,323,324,325,326,327,328,333),MDF
318 CT=4.5
GO TO 329
319 CT=5.563
GO TO 329
320 CT=6.625
GO TO 329
321 CT=8.625
GO TO 329
322 CT=10.75
GO TO 329
323 CT=12.75
GO TO 329
324 CT=14.
GO TO 329
325 CT=16.
GO TO 329
326 CT=18.
GO TO 329
327 CT=20.
GO TO 329
328 CT=24.
329 GO TO(330,331,332),MFC
330 MDF=MDF+1.
ET=CT*1.8
GO TO 402
331 MCV=MCF+1.
DETV=CT
ETV=DETV*1.8
GO TO 402
332 NP=NP+1.
MFC=MGV
MDF=MDF+1
GO TO(401,402),MFC
333 WRITE(5,104)
400 GO TO(401,402),MFC
401 NTV=C.C
PSAV=C.C
CPV=C.C
GO TO 600
402 DTV=CCV/(WGC*.27)
```

NCT=CTV/10.*.9
CTV=NCT*10.
TGV=TCH+CTV

C
C
C
CALCULO DE LA MEDIA LOGARITMICA DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS

CTCV=TGV-TSV
CTFV=TCH-TEV
AMLTD=(CTFV-CTCV)/(ALOG(CTFV/CTCV))
ZCT=NCT
WRITE(5,10)CTV,ZDT,TGV,CTCV,CTFV,AMLTD

C
C
C
CALCULO DE TUBOS CALENTAMIENTO VAPCR

AV=CCV/(AMLT*3.)
SPTV=3.1416*(DET/12.)*ALT
NTV=AV/SPTV*.9

C
C
C
CALCULO CAICA PRESION VAPCR

DPCP=3.36E-04*FF*(WV**2.)*VEVE/(DET**5.)
LTV=(ALT*NTV)+((NTV-1.)*NLERV)
DPV=DPCP*(LTV/100.)
WRITE(5,10)AV,SPTV,NTV,DPCP,LTV,DPV
IF(DPV-NMOPV)600,600,403

403 MCF=MCV

GO TO 317

600 TAEI=60.

ITAE=1

601 IF(TAE-TAEI)603,603,602

602 TAEI=TAEI+10.

ITAE=ITAE+1.

GO TO 601

603 GO TO(604,605,606,607,608,609),ITAE

604 CPPA=.34275+(.87112E-03*THPS)-(.24965E-06*(THPS**2.))

GO TO 610

605 CPPA=.29766+(.90806E-03*THPS)-(.26503E-06*(THPS**2.))

GO TO 610

606 CPPA=.28576+(.88103E-03*THPS)-(.25361E-06*(THPS**2.))

GO TO 610

607 CPPA=.25203+(.91098E-03*THPS)-(.27249E-06*(THPS**2.))

GO TO 610

608 CPPA=.25669+(.88299E-03*THPS)-(.25641E-06*(THPS**2.))

GO TO 610

609 CPPA=.20079+(.89451E-03*THPS)-(.26457E-06*(THPS**2.))

610 TN=CEQ*(CPPA/100.)

C
C
C
C
C
LA FIGURA 19 CON TEMPERATURA AMBIENTE EXTERIOR Y TEMPERATURA DEL GAS CA TIRO CHIMENEA

LA FIGURA 20 DA DENSIDAD DEL GAS COMBUSTIBLE A TEMPERATURA FLUJO.

C
C
C
CHE=.25-TN
DGN=.70396E-01-(.83086E-04*TGCH)+(5.0732E-07*(TGCH**2.))-(.118E-10
2*(TGCH**3.))
ALVEL=(.003*(GCV**2.))/DGN
PF=(NTCR+NTV+NTA)/NTE*(ALVEL/2.)
WRITE(5,10) TN,CHE,ALVEL,CPPA,DGN,PF

```
TCHD=TCH-100.  
CGT=.70396E-01-(.83086E-C4*TCHD)+(.50732E-07*(TCHD**2))-(.118E-10  
2*(TCHD**3.))  
VG=FG/CGT  
A=VG/VEL  
CCH=(A/.785)**.5  
AVEL=.003*(VEL**2.)*DGT  
WRITE(5,100) DGT,VG,A,DCH,AVEL,TCHD  
PRF=100./(50.*DCH)  
PT=(2.+PRF)*AVEL  
TTR=CHE+PT+PF  
GO TO (611,612,613,614,615,616),ITAE  
611 CPPA=.34205*(.87112E-03*TCHD)-(.24965E-06*(TCHD**2.))  
GO TO 617  
612 DPPA=.29766*(.90806E-03*TCHD)-(.26503E-06*(TCHD**2.))  
GO TO 617  
613 EPPA=.28576*(.88103E-03*TCHD)-(.25361E-06*(TCHD**2.))  
GO TO 617  
614 DPPA=.25203*(.91098E-03*TCHD)-(.27249E-06*(TCHD**2.))  
GO TO 617  
615 CPPA=.25669*(.88299E-03*TCHD)-(.25641E-06*(TCHD**2.))  
GO TO 617  
616 DPPA=.20079*(.89951E-03*TCHD)-(.26457E-06*(TCHD**2.))  
617 CCH=CPPA/100.
```

```
C  
C LA ALTURA DE LA CHIMENEA ESTA DADA POR LA RELACION DE LAS PERCIDAS  
C TOTALES Y EL TIRO DE LA CHIMENEA  
C
```

```
ACH=(TTR/CCH)*100.  
WRITE(5,100)PT,TTR,CCH,ACH,DPPA,PRF  
PENF=PSA+CPH  
PENV=PSAV+DPV  
PENA=PSAA+GPA  
NPV=NP  
ETV=DETV*1.8  
NTH=NTCR/NH  
WRITE(5,112)  
WRITE(5,106) TFL,NT,WV,DR,TE,TEV,TS,TSV  
WRITE(5,107) PENF,PENV,PSA,PSAV,CPT,DPV  
WRITE(5,108) VAEF,VASF,EF,CCT,CNN  
WRITE(5,112)  
WRITE(5,109) CT,DETV,ESPAR,ESPAC,NTR,NTCR,NTV  
WRITE(5,110) ALT,ALTV,NP,NPV,ET,ETV,ATR,ATZC  
WRITE(5,111) FCR,CSC,NH,NTH  
700 CONTINUE  
CALL EXIT  
END
```

C
C
C
C
C
SUBROUTINE TEMCO(THPS,PL,RARE,APFE,CNN,TPPT,P,CARS,CARA,CPGC,IPEA)
C
C
C
C
C
SUBROUTINA PARA CALCULAR LA TEMPERATURA CORRECTA DEL HORNO
C
C
C
C
C
LA FIGURA 9 SUMINISTRA LA EMISIVIDAD DEL GAS A PARTIR DE LA
C
C
C
C
C
TEMPERATURA DEL HORNO Y DEL FACTOR PL

```
100 FORMAT(6(4X,F15.3),//)
TCC=1100.
MTCC=1
800 IF(THPS-TCC) 802,802,801
801 TCC=TCC+200
MTCC=MTCC+1
CC TC 800
802 GO TO (803,804,805,806,807,808,809,810,811,812),MTCC
803 EG=.209+(.1667*PL)-(0.0274*(PL**2.))+(.0021*(PL**3.))
CC TC 813
804 EG=.178+(.1673*PL)-(0.0252*(PL**2.))+(.0017*(PL**3.))
CC TC 813
805 EG=.148+(.1507*PL)-(0.0336*(PL**2.))+(.0026*(PL**3.))
CC TC 813
806 EG=.135+(.1811*PL)-(0.0296*(PL**2.))+(.0021*(PL**3.))
CC TC 813
807 EG=.119+(.1759*PL)-(0.0288*(PL**2.))+(.0020*(PL**3.))
CC TC 813
808 EG=.065+(.1913*PL)-(0.0323*(PL**2.))+(.0024*(PL**3.))
CC TC 813
809 EG=.033+(.1659*PL)-(0.0241*(PL**2.))+(.0015*(PL**3.))
CC TC 813
810 EG=.002+(.1499*PL)-(0.0201*(PL**2.))+(.0013*(PL**3.))
CC TC 813
811 EG=.058+(.1453*PL)-(0.0183*(PL**2.))+(.0009*(PL**3.))
CC TC 813
812 EG=.050+(.1437*PL)-(0.0188*(PL**2.))+(.0012*(PL**3.))
813 PEA=P
TCC=TCC-100.
```

C
C
C
C
C
CEN LA EMISIVIDAD DEL GAS Y LA RELACION DE AREAS EN LA GRAFICA 10
C
C
C
C
C
DA LA TRANSFERENCIA DE CALOR

```
IF(RARE-.5)822,823,814
814 IF(RARE-1.)824,824,815
815 IF(RARE-1.5)825,825,816
816 IF(RARE-2.)826,826,817
817 IF(RARE-2.5)827,827,818
818 IF(RARE-3.)828,828,819
819 IF(RARE-4.)829,829,820
820 IF(RARE-5.)830,830,821
821 IF(RARE-6.)831,831,832
822 FTC=-.0122+(1.0691*EG)-(0.1748*(EG**2.))
CC TC 833
823 FTC=-.0147+(1.311*EG)-(0.4592*(EG**2.))
CC TC 833
824 FTC=-.0519+(1.4724*EG)-(0.6546*(EG**2.))
CC TC 833
825 FTC=-.0893+(1.6377*EG)-(0.9175*(EG**2.))
CC TC 833
826 FTC=-.1203+(1.7689*EG)-(1.1049*(EG**2.))
```



```
GC TO 833
827 FTC=.1649+(1.7979*EG)-(1.1888*(EG**2.))
GC TC 833
828 FTC=.1217+(2.4695*EG)-(2.8444*(EG**2.))+(1.1794*(EG**3.))
GC TO 833
829 FTC=.1307+(2.8633*EG)-(3.9551*(EG**2.))+(1.9826*(EG**3.))
GC TC 833
830 FTC=.2163+(2.5365*EG)-(3.3853*(EG**2.))+(1.5992*(EG**3.))
GC TO 833
831 FTC=.2927+(2.2229*EG)-(2.8684*(EG**2.))+(1.2733*(EG**3.))
GC TC 833
832 FTC=.2634+(1.9461*EG)-(2.5021*(EG**2.))+(1.1236*(EG**3.))
833 ATC=APFE*FTC
WRITE(5,100) THPS,TGC,EG,RARE,FTC,ATC
C
C CALCULO DE CALOR REQUERIDO Y CALOR SUMINISTRADO PARA OBTENER
C TEMPERATURA CORRECTA DEL HCRNC
C
MPEA=C
IPEA=1
834 IF(PEA-MPEA)836,836,835
835 MPEA=MPEA+1C.
IPEA=IPEA+1.
GC TC 834
836 CTAA=CNN/ATC
C
C DE LA FIGURA 11 CON EL POR CIENTO EN EXCESO DE AIRE Y LA TEMPERATURA DEL
C HCRNC SUPUESTA OBTENEMOS LA RELACION DEL CALOR DEL GAS Y CALOR REQUERIDO
C
GC TC(837,838,839,840,841,842,843,844,845,846,847),IPEA
837 CPGC=-.081+(.199E-03*THPS)+(1.218E-07*THPS**2)
GC TC 846
838 CPGC=-.1179+(.237E-03*THPS)+(1.15E-07*THPS**2)
GC TC 846
839 CPGC=-.0168+(.248E-03*THPS)+(1.20E-07*THPS**2)
GC TC 846
840 CPGC=-.0451+(.306E-03*THPS)-(1.11E-07*THPS**2)+(1.77E-11*THPS**3)
GC TC 846
841 CPGC=-.0237+(.292E-03*THPS)+(1.19E-07*THPS**2)
GC TC 846
842 CPGC=-.0239+(.315E-03*THPS)+(1.18E-07*THPS**2)
GC TC 846
843 CPGC=-.32220+(.158E-03*THPS)+(1.18E-06*THPS**2)-(1.43E-10*THPS**3)
GC TO 846
844 CPGC=-.0123+(.326E-03*THPS)+(1.27E-07*THPS**2)
GC TC 846
845 CPGC=-.00541+(.272E-03*THPS)+(1.11E-06*THPS**2)-(1.22E-10*THPS**3)
GC TO 846
846 CPGC=-.0209+(.377E-03*THPS)+(1.26E-07*THPS**2)
GC TC 846
847 CPGC=-.0437+(.481E-03*THPS)-(1.73E-07*THPS**2)+(1.34E-10*THPS**3)
848 CARS=(.98-CPGC)*CTAA
TGSA=THPS+46C.
TPTA=TPPT+46C.
CARA=.173E-0E*(TGSA**4-TPTA**4)+(7.*(TGSA-TPTA))
WRITE(5,100) CTAA,CPGC,CARS,CARA,THPS,TPPT
RETURN
END
```

```

SUBROUTINE PEL(EIV,FK,TBP,DR,PVLS,TCZ)
C
C SUBROUTINA PARA CALCULAR LA PRESION DE VAPOR DEL LIQUIDO SATURADO A
C UNA ENTALPIA DADA
C
C CON FACTOR DE CARACTERIZACION Y DENSIDAD RELATIVA CBTENCREMOS
C TEMPERATURA EN LA GRAFICA 5.3 DEL NELSON.
C
100 FORMAT(6(4X,F15.3),/)
CE=EIV
L=1
TBL=TBP
IF(CR-1.00) 901,905,905
901 IF(CR-.934) 902,906,906
902 IF(CR-.876) 903,907,907
903 IF(CR-.825) 904,908,908
904 IF(CR-.779) 910,909,909
905 TCZ=.3867458E 02+(.2072554E 01*CE)-(.9745811E-03*(CE**2.))
GC TC 911
906 TCZ=.5903784E 02+(.1838287E 01*CE)-(.6586968E-03*(CE**2.))
GC TC 911
907 TCZ=.5678358E 02+(.1778261E 01*CE)-(.6240327E-03*(CE**2.))
GC TC 911
908 TCZ=.5345313E 02+(.1716229E 01*CE)-(.5663123E-03*(CE**2.))
GC TC 911
909 TCZ=.1902920E 02+(.1880663E 01*CE)-1.8423245E-03*(CE**2.))
GC TC 911
910 TCZ=.1152686E 02+(.1915814E 01*CE)-(.98301E-03*(CE**2.))
911 IF(FK-10.8)912,912,913
912 TCZ=TCZ*.89
GC TC 919
913 IF(FK-10.5)914,914,915
914 TCZ=TCZ*.92
GC TC 919
915 IF(FK-11.0)916,916,917
916 TCZ=TCZ*.945
GC TC 919
917 IF(FK-11.5)918,918,919
918 TCZ=TCZ*.97
919 TSA=TCZ+460
C
C LA TEMPERATURA Y TBP DAN LA PRESION DE VAPOR DEL LIQUIDO SATURADO
C
TBA=TBP+460
FPV=((TBA/TSA)-(.002867*TBA))/(748.1-(.2145*TBA))
AO=6.769296
AL=3.567042E 03*FPV
AC=1.54060E 06*(FPV**2.)
AT=4.538994E 08*(FPV**3.)
AC=1.563831E 10*(FPV**4.)
AI=3.861961E 13*(FPV**5.)
AS=5.487237E 15*(FPV**6.)
ALPV=AC-AU+AC-AT-AC+AI-AS
PV=100**ALPV/760.
WRITE(5,100)TBP,DR,TCZ,FPV,ALPV,PV
C
C CORRECCION DE TBP POR FACTOR DE CARACTERIZACION
C
```

```
IF(L-2)920,921,921
920 TBP=TBP-(2.5*(FK-12.)*(ALCG(PV/760)/2.3))
L=2
GC TC 919
521 PVLS=PV
TBP=TBL
RETURN
END
```

```

SUBROUTINE PIVAP(PEN,VEE,PSA2,FCCP,LET,ES,EE,PSVS,EIV,AIV)
C
C SUBROUTINA PARA CALCULAR LA ENTALPIA AL INICIARSE LA VAPORIZACION
C
C CALCULO DE LA LONGITUD DESDE LA ENTRADA AL PUNTO INICIAL VAPORIZACION
C
100 FORMAT(6(4X,F15.3),/)
CE=VEE
PEN2=PEN**2.
PEVE=PEN/OE
DLT=(PEN2-PSA2)/(FCCP*(PEVE+PSVS))
AIV=LET-DLT
C
C CALCULO DE LA DIFERENCIA DE ENTALPIA POR PIE DE LONGITUD
C
CEPL=(ES-EE)/LET
DEPL=CEPL+AIV
EIV=EE+DEPL
WRITE(5,100)PEN2,PEVE,DLT,AIV,DEPL,EIV
RETURN
END
```

DISENO CALENTADOR DE CRUDO A FUEGO DIRECTO

TESIS PROFESIONAL

DAVID TORRES CAMPOS

CONDICIONES DEL DISEÑO

		CALENTAMIENTO	SOBRECALENTAMIENTO
FLUIDO		CRUDO ITSMD	VAPOR DE BAJA PRESION
FLUJO	LB/HR	700568.000	34500.000
DENSIDAD RELATIVA		0.711	
TEMPERATURA ENTRADA	GRADOS F.	460.000	458.000
TEMPERATURA SALIDA	GRADOS F.	710.000	650.000
PRESION ENTRADA	PSIG	86.189	44.429
PRESION SALIDA	PSIG	30.000	40.000
CAICA PRESION CALCULADA	PSI.	56.189	4.429
VAPORIZACION ENTRADA	P.C. PESO	0.0	
VAPORIZACION SALIDA	P.C. PESO	53.600	
EFICIENCIA CALCULADA TOTAL	POR CIENTO	0.700	
CALCR ABSORBIDO TOTAL	BTU/HR	147088624.000	
CALCR LIBERADO TOTAL	BTU/HR	210126608.000	

DISEÑO CALENTADOR DE CRUDO A FUEGO DIRECTO

TESIS PROFESIONAL

DAVID TORRES CAMPOS

DETALLES DEL DISEÑO

		SECCION RADIACION	SECCION CONVECCION
DIAMETRO EXTERNO	PULGADAS	5.563	10.750
ESPESOR PARED	PULGADAS	0.188	0.237
NUMERO DE TUBOS		192	90 CRUDO 21 VAPOR
LONGITUD EFECTIVA	PULGADAS	38.500	38.500
NUMERO DE PASOS		4	4
ESPACIO DE CENTRO A CENTRO	PULGADAS	8.000	19.350
SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO	FT2	8708.508	4082.114
CALOR ABSORBIDO	BTU/HR	112851536.000	34237088.000
NUMERO DE FILERAS			15
NUMERO DE TUBOS POR HILERA			6

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

CONCLUSIONES

El objetivo de este trabajo fué escoger el calentador a fuego directo que mejor se adapte a la aplicación para la cual se le requiere, desde el punto de vista técnico y económico. Para lo cual, se analizaron las partes fundamentales de un horno, así como los tipos más importantes de calentadores y se observó que el calentador tipo "A" resulta el mejor y más funcional para los requerimientos especificados.

Ya que, los métodos utilizados en el presente trabajo se pueden emplear (con las modificaciones necesarias) en el diseño de hornos para calentar cualquier fluido inclusive gases. Se pueden apreciar claramente las aplicaciones prácticas de este estudio en cualquier industria que requiera un sistema de calentamiento con temperaturas superiores a los 450°F.

En el cálculo de la transferencia de calor se empleó un método de diseño un tanto empírico, ya que, el cálculo de este tipo de equipo evolucionó a partir de datos prácticos. Dicho método está basado en correcciones fundamentales para transferencia de calor por radiación y convección, aplicable a los tipos de calentadores usuales en las refinerías de petróleo donde la combustión tiene lugar en un hrno sin que las flamas toquen las paredes de los tubos, ni las paredes del refractario.

La tecnología para diseñar estas unidades se desarrolló antes que la teoría y gracias a la contribución de investigadores sobre los problemas de transferencia de calor por radiación, se ha hecho posible el diseño de estos hornos. De estos investigadores Lobo y Evans desarrollaron la teoría necesaria a partir de los datos de Hottel, para el cálculo de la sección radiante, y Monrad que desarrolló la teoría para el cálculo de la sección de convección, los cuales son aplicables para el desarrollo de un diseño completo de un calentador de crudo a fuego directo.

En virtud, de haber considerado un horno atmosférico se calculó la caída de presión utilizando el método de Ludwig, que como ya vimos, dicho método tiene un error máximo posible del 2%, lo que lo hace apropiado para su uso.

A P E N D I C E

SIMBOLOGIA DATOS PROGRAMA

WT : Flujo del crudo por calentador (LB/HR)
TE : Temperatura entrada del crudo (°F)
TS : Temperatura salida del crudo (°F)
EE : Entalpía entrada del crudo (BTU/LB)
ES : Entalpía salida del crudo (BTU/LB)
DR : Densidad relativa
DT : Diámetro enterno tubo inicial (PULG.)
TAE : Temperatura ambiente exterior
EF : Eficiencia del horno
ET : Espacio de centro a centro de tubos, 1.8 veces (PULG.)
FK : Factor de caracterización
FF : Factor de fricción
DE : Densidad entrada crudo (LB/PIE³)
DS : Densidad salida crudo (LB/PIE³)
TBP : Temperatura de ebullición inicial del crudo (°F)
DEQ : Distancia de quemadores a tubos escudo (PIES)
ALT : Longitud efectiva de tubo (PIES)
PEA : Exceso de aire (%)
PCC : Poder calorífico del combustible (BTU/PIE³)
PSA : Presión salida del crudo (PSIG)
DCV : Diámetros equivalentes por cabeza velocidad (PIES)
CVC : Cabeza velocidad por cabezal

THPS : Temperatura promedio del horno supuesta (°F)
VEL : Velocidad gases de combustión en la chimenea (PIES/SEG.)
NP : Número de pasos seleccionado inicialmente
NTE : Número de tubos escudo iniciales
NMCR : Máximo calor radiante permisible (BTU/HR)
NMDP : Máxima caída de presión permisible (PSI)
WV : Flujo de vapor (LB/HR)
EEV : Entalpía entrada vapor (BTU/LB)
ESV : Entalpía salida vapor (BTU/LB)
TEV : Temperatura entrada vapor (°F)
TSV : Temperatura salida vapor (°F)
VEVE : Volumen específico del vapor (PIES³/LB)
DETV : Diámetro externo de tubo inicial para vapor (PULG.)
ALTV : Longitud efectiva de tubo para vapor (PIES)
NMDPV : Máxima caída de presión permisible para el vapor (PSI)
NLERV : Longitud equivalente retornos inicial (PIES)

BIBLIOGRAFIA

1. PETROLEUM REFINERY ENGINEERING
Wilbur L. Nelson
4a. Edición, 1958. Mc. Graw Hill

2. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
Donal Kern
1a. Edición en español, 1956. Continental

3. RATING FIRED HEATERS
R. N. Wimpres
Hydrocarbon Processing (Revista)
Octubre 1963, Vol. 42, Número 10

4. FLASHFLOW PRESSURE DROP IN HEATERS
Frank L. Maker
Petroleum Refiner (Revista)
Noviembre 1955, Vol. 34 Número 11

5. PROCESS FURNACES
Peter Ellwood & Steven Danatos
Chemical Engineering (Revista)
Abril 11 de 1966

6. FLOW OF FLUIDS, Paper # 410
División de Ingeniería CRANE
10a. Impresión, 1969

7. CRUDE SPLIT FIGURED BY COMPUTER
O.H. Hariu & R.C. Sage
Hydrocarbon Processing (Revista)
Abril 1969