



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Escuela Nacional de Estudios Profesionales
“ A R A G O N ”

115

RECUPERACION DE ENERGIA EN CALENTADORES
A FUEGO DIRECTO.

Sist. 29250

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
JAIME RODRIGUEZ MONROY

San Juan de Aragón, Méx.

1985



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

DEDICATORIA

**RECUPERACION DE ENERGIA EN CALENTADORES
A FUEGO DIRECTO**

CAPITULO I

INTRODUCCION Y OBJETIVO

En un mundo ávido de energía, donde el petróleo es usado como un instrumento para fines políticos y económicos, es indispensable obtener el mayor beneficio de la energía liberada durante su uso. Aunque México es uno de los países con las mayores reservas probadas de este energético, ésta no es una razón para desperdiciarlo, además de ser un recurso no renovable.

En México, existe un gran número de instalaciones petroquímicas en las que diariamente se queman millones de metros cúbicos de gas natural y miles de litros de aceite combustible.

Para dar una idea de la cantidad de combustible que se consume, basta decir que un calentador de carga de una planta Refinadora de Naftas quema diariamente 4,316 m³ por hora de gas natural -- (1), entonces se puede imaginar la cantidad de combustible que necesitará un complejo petroquímico del tamaño de La Cangrejera y de la Refinería de Madero, para aclarar más este punto, se dan las Tablas 1 y 2, la relación de algunos calentadores (sin tomar en cuenta las calderas) para cada uno de los complejos petroquímicos aludidos.

Es obvio que producir tal cantidad de energía necesaria le cuesta al país miles de millones de pesos diariamente. Es por esta razón, necesario desarrollar sistemas de recuperación de energía, para los calentadores usados en la industria del petróleo que sean económicamente realizables, utilizando la energía que contienen los gases producto de la combustión originada dentro del calentador, este es el objetivo de la tesis que presento, aunque estos sistemas de recuperación de energía ya han sido desarrollados por firmas de Ingeniería extranjeras, no se trata de reinventarlos, se

deberá tener en cuenta que, si el objetivo principal de la tesis es desarrollar un sistema de recuperación de energía, esto se hará en base a las necesidades y recursos actuales existentes en México.

A t e n t a m e n t e

Jaime Rodríguez Monroy

Marzo de 1985.

TABLA N.º 1

RELACION DE CALENTADORES EXISTENTES EN EL COM- PLEJO PETROQUIMICO DE LA CANGREJERA (1)'

CANTIDAD	TIPO DE CALENTADOR	PLANTA DE
1	CALENTADOR DE CARGA	ESTABILIZADORA DE CRUDO
1	CALENTADOR DE CARGA	HIDRODESULFURADORA DE NAFTAS
1	HORNO DE PIROLISIS	REFORMADORA DE AROMATICOS (BTX)
1	CALENTADOR DE CARGA	HIDRODEALQUILADORA DE TOLUENO
1	CALENTADOR DE CARGA	DESPROPORCIONADORA DE AROMATICOS
1	CALENTADOR DE CARGA	ETILENO
1	CALENTADOR DE REACCION	ETILENO
2	CALENTADORES DE CARGA	PRODUCCION DE XILENOS PLUS
2	CALENTADORES DE REACCION	ISOMERIZACION DE XILENOS

NOTA Los números entre paréntesis indican el número correspondiente a la fuente de información citado en la bibliografía

TABLA No.2

RELACION DE CALENTADORES EXISTENTES EN LA REFINERIA DE MADERO (2)

CANTIDAD	TIPO DE CALENTADOR	PLANTA DE
1	CALENTADOR DE CARGA	DESTILACION PRIMARIA MA Y MB
1	CALENTADOR DE CARGA	FRACCIONADORA DE LIGEROS
1	CALENTADOR DE CARGA	PREPARACION DE CARGA MI
1	CALENTADOR DE CARGA	BUTADIENO CK
1	CALENTADOR DE CARGA	DEMEX
1	CALENTADOR DE AIRE	BUTADIENO CK
2	CALENTADORES DE CARGA	ESTIRENO CT
3	CALENTADORES DE CARGA	REFORMACION DE GASOLINA UPH-700

CAPITULO II

CLASIFICACION DE LOS CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

2.1. CLASIFICACION DEL EQUIPO

2.1.1. GENERALIDADES

Para clasificar cualquier objeto primero se deben definir las características del objeto, así, la primera pregunta a responder será: ¿Qué es un calentador a fuego directo?

En la mayoría de los casos, el término calentador describe - aquellos equipos en los cuales el calor es liberado por un combustible y transmitido directamente o indirectamente a un fluido o a un sólido. El propósito de calentar el material de proceso, es obtener un cambio en algunas de sus propiedades físicas o químicas. El calor que se requiere para este propósito puede ser obtenido mediante combustión, electricidad, energía nuclear o energía solar.

Pero se debe entender como calentador a fuego directo, llamado de aquí en adelante CAFD, el equipo cuya transmisión de calor es fundamentalmente radiante y en el cual el fluido o sólido de proceso está expuesto directamente a la llama producida por la combustión de combustibles, generalmente fósiles, tales como aceites, gases o carbón.

Los CAFD se diferencian de los intercambiadores de calor porque su carga térmica es mucho mayor, además de que el intercambio de calor se realiza en formas diferentes.

Dentro de la industria de proceso también se conoce a los calentadores a fuego directo con el nombre de calentador u horno de proceso.

Este tipo de calentador consta principalmente de las siguientes partes: quemadores, paredes aisladas, serpentines de tubos, ductos y chimenea.

Dentro de las clasificaciones que pueden existir para los diferentes servicios petroleros, de fundición, cementeros, etc., este trabajo se referirá únicamente a los calentadores de proceso sin -- reacción que transfiera energía a un fluido conducido por ductos.

Una breve clasificación de los calentadores a fuego directo -- (CAFD) utilizados en diferentes procesos están listados en la tabla No. 3.

La CAFD de proceso sin reacción utilizados en la industria de -- procesos son diseñados con los siguientes objetivos:

- Producir la carga térmica principal en la planta, ver la figura No. 8, para el fluido de proceso.
- Producir diferencias de temperaturas entre las terminales que otros equipos no pueden proveer.

Una vez establecido lo anterior se deberá definir lo que es una planta de proceso en términos generales.

Una planta de proceso es aquella instalación industrial que es concebida y diseñada para la transformación de un estado de la materia prima por medios químicos y/o físicos a un producto terminal; a su vez que este producto terminal puede ser usado como materia prima en una segunda planta o bien como producto terminado.

Generalmente las industrias petroquímicas y de refinación constan de varias plantas de este tipo interrelacionadas entre sí. Un ejemplo claro de este tipo de plantas es el complejo petroquímico de La Cangrejera en el Edo. de Veracruz.

En dichas plantas existe una serie de equipos de transmisión de calor, de los cuales, se dará a continuación una pequeña definición y clasificación en cuanto al equipo que se trate.

2.1.2. CAMBIADORES DE CALOR

Se define como cambiador a todo equipo que efectúe una transmisión de calor de una substancia a otra.

Existen dos procedimientos por los cuales se puede efectuar esta transmisión de calor, uno de ellos es mediante la mezcla de los fluidos caliente y frío, y el otro es por la transmisión de calor desde un fluido que se encuentra en un lado de la pared o división hacia y a través de la pared hasta el otro fluido que está en el otro lado.

Estos equipos pueden clasificarse en base a la configuración de las trayectorias del fluido a través del cambiador en base a su construcción. La convención aceptada internacionalmente es en base a su construcción y estos equipos se encuentran clasificados según el código TEMA.

En base a la trayectoria del fluido se clasifican en:

- Flujo paralelo
- Flujo en contracorrientes
- Flujo cruzado de un solo paso
- Flujo cruzado de paso múltiple.

Cuando existe flujo paralelo en un cambiador los fluidos -- caliente y frío, entran por el mismo extremo del cambiador, fluye a través de la misma dirección y salen por el extremo opuesto, en el flujo a contracorriente los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del cambiador y fluyen en direcciones opuestas, figura No. 1-A, en el flujo cruzado de un solo paso, un fluido se desplaza dentro del cambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido, figura No. 1-B, y en los cambiadores de calor de flujo cruzado de paso múltiple, un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa respecto a la corriente del otro fluido, figura No. 1-C.

Por su construcción se pueden clasificar como:

- De doble tubo
- De cabezal fijo
- De cabezal flotante
- De cabezal flotante empacado
- De tubos en U
- De tubos en U con doble cabezal
- De bayoneta

Solo se han mencionado los principales tipos ya que en cada uno de los anteriormente mencionados hay variaciones que conducen a subclasificaciones y como es lógico, mencionarlos a todos y explicar su funcionamiento es algo que no está dentro del alcance - de este trabajo.

2.1.3.GENERADOR DE VAPOR

La expresión generador de vapor se aplica a las calderas con un hogar más todos sus diversos accesorios, como el equipo quemador de combustible, el precalentador de agua para la caldera, los serpentines de los sobrecalentadores que son cambiadores de calor expuestos a los gases calientes que salen del hogar. A medida que la carga térmica de una caldera se incrementa, el flujo y la temperatura de los gases de combustión aumenta más aprisa que el flujo de vapor incrementando la temperatura del vapor en la salida del sobrecalentador, además de los sobrecalentadores se encuentran también el economizador y el calentador de aire.

El término caldera se aplica estrictamente a aquella parte de la unidad en la cual el agua (u otro líquido) se vaporiza. En sus inicios el generador de vapor consistía solamente de una caldera, nombre que se ha aplicado a todos los tipos de generadores de vapor. El cuadro sinóptico No. 1 da la clasificación general en base a diferentes aspectos importantes de un generador de vapor.

2.1.4.REHERVIDORES

El rehervidor no es otra cosa que un cambiador de calor diseñado para suministrar calor y permitir un fácil control de las condiciones de la torre de destilación, existen dos tipos que son: el de sifón y el de marmita.

2.1.5.CONDENSADORES

El condensador normalmente es un cambiador de calor de tubos y coraza, de los cuales existen tres tipos principales, que son: los condensadores evaporativos, los condensadores de chorro y los condensadores de superficie, siendo el más usado el condensador de superficie.

2.1.6. TORRES DE ENFRIAMIENTO

Las torres de enfriamiento se han utilizado ampliamente para desechár a la atmósfera el calor que no es utilizado de procesos industriales, su uso ha estado destinado donde no se disponen de grandes cantidades de agua y es necesario aprovechar al máximo el agua disponible, así como por economía del agua tratada químicamente. Los dos tipos de torre de enfriamiento son: la de convección natural y la convección forzada. En la torre de enfriamiento por convección natural el agua se pulveriza directamente en la corriente de aire que se mueve a través de la torre de enfriamiento por convección térmica. Al caer, las gotas de agua se enfrían tanto por convección ordinaria como por evaporación.

En una torre de enfriamiento por convección forzada, el agua se pulveriza en una corriente de aire producida por un ventilador, el cual lo hace circular a través de la torre. El ventilador puede estar montado en la parte exterior de la torre aspirando así el aire hacia arriba, a lo que se le llama tiro inducido, o puede estar en la base por fuera de la torre obligando que el aire fluya directamente hacia adentro, lo que se conoce como tiro forzado.

2.1.7. HORNOS REACTORES

Se llama horno reactor a todo aquel CAFD, en el cual sucede una reacción química dentro de los tubos y en los que se efectúa una descomposición térmica para obtener determinados productos o mejores compuestos para uso industrial, con el uso de un catalizador.

Los hornos representativos de este tipo son: el horno de - pirolisis, en el cual entran gases como etano, propano y/o butano, además de hidrocarburos pesados como la nafta, los cuales son alimentados al reactor y por efecto del calor (descomposición térmica) son convertidos a olefinas tales como etileno y diolefinas.

Un reformador de gas natural es el mejor ejemplo de un horno reactor con tubos llenos de catalizador, en este tipo de horno el gas natural es alimentado junto con vapor, donde entra a los tubos llenos de catalizador en los cuales se obtiene hidrógeno y monóxido de carbono, la reacción química descrita anteriormente se lleva a cabo a temperaturas que van de los 732°C a los 898°C.

2.1.8. CALENTADORES A FUEGO DIRECTO(CAFD)

Son los equipos que proporcionan la carga térmica esencial y/o principal del proceso (ver la figura No. 8) y como es obvio, - son los equipos más grandes que funcionan bajo los principios de - transmisión de calor, una explicación más amplia de lo que es CAFD está incluida en el punto 2.2, los calentadores se pueden clasificar bajo dos criterios, los cuales son: por la operación que lle-- van a cabo y por la colocación del serpentín de tubos dentro del - CAFD.

La clasificación bajo el criterio de operación se muestra - en el cuadro sinóptico No. 2 y en el cuadro sinóptico No. 3 se pre-- senta la clasificación por la colocación del serpentín en tales -- cuadros se muestra el No. de figura que ilustra esquemáticamente - a cada tipo de CAFD.

Con estas dos clasificaciones, se espera dar una idea de la gran variedad de CAFD que existen en la industria petroquímica y - de refinación, estos CAFD no se describen porque el objetivo de es te trabajo es realizar el diseño de un sistema de recuperación de energía y no un análisis de los diferentes tipos de CAFD que exsis ten.

CUADRO SINOPTICO No. 1

CLASIFICACION DE
LOS GENERADORES
DE VAPOR

	POR USO	ESTACIONARIOS MOVILES
	POR LA PRESION	GENERADORES DE VAPOR CON DOMOS DE VAPOR } ALTA PRESION BAJA PRESION
		GENERADORES DE VAPOR CONTINUOS } PRESIONES SUPERCRITICAS
	POR EL CONTENIDO DE LOS TUBOS	TUBOS DE AGUA TUBOS DE HUMO
	POR LA FORMA DE LOS TUBOS	TUBOS RECTOS TUBOS INCLINADOS TUBOS CURVOS
	POR LA POSICION DE LOS TUBOS	TUBOS RECTOS TUBOS INCLINADOS TUBOS CURVOS
	POR LAS FUENTES DE CALOR	POR COMBUSTION GASES CALIENTES DE DESPERDICIO POR ENERGIA NUCLEAR POR ENERGIA ELECTRICA
	POR LA POSICION DEL HOGAR	DE HOGAR EXTERNO DE HOGAR INTERNO
	POR EL TIPO DE CIRCULACION DE AGUA	CIRCULACION NATURAL CIRCULACION FORZADA
	POR EL TIPO DE TIRO	DE TIRO INDUCIDO DE TIRO FORZADO

CLASIFICACION DE LOS CAFD POR SU APLICACION

CAFD SIN REACCION

REHERVIDORES DE COLUMNA

CALENTADOR DE ALIMENTACION DE LA COLUMNA
FRACCIONADORA

CALENTADOR ATMOSFERICO DE CRUDO

CALENTADOR DE COQUIZACION

CALENTADOR DE LA PLANTA DESALFADORA DE
PROPANO

SOBRECALENTADOR DE VAPOR

CAFD CON REACCION

ROMPEDORES DE VISCOSIDAD

REFORMADORES

CALENTADORES DE PIROLISIS

REFORMADORES CATALITICOS

HORNOS PARA LA OBTENCION DE METANOL

HORNOS PARA LA OBTENCION DE AMONIACO

CUADRO SINOPTICO No. 3
CLASIFICACION DE LOS CAFD POR LA COLOCACION
DEL SERPENTIN

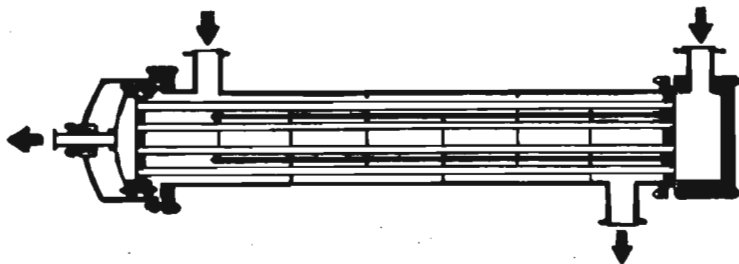
CILINDRICO - VERTICALES {
 TODO RADIANTE (FIG No. 2)
 SERPENTIN HELICOIDAL (FIG. No. 2)
 CRUCE DE FLUJO DE CONVECCION (FIG. No. 3)
 CON CONVECCION INTEGRAL (FIG. No. 3)

RECTAGULARES O DE CAJA {
 ENRAMADA O VENTANILLA (FIG. No. 4)
 TUBOS VERTICALES DOBLE CALENTAMIENTO (FIG. No. 4)
 DE CABINA CON TUBOS HORIZONTALES (FIG. No. 5)
 DE CAJA CON TUBOS HORIZONTALES DOS CAMARAS (FIG. No. 5)
 DE CABINA DE TUBOS HORIZONTALES CON PARED DIVISORIA (FIG. No. 6)
 DE CAJA DE TUBOS CALENTADOS AL FINAL (FIG. No. 6)
 DE CAJA CON SECCION DE CONVECCION LATERAL (FIG. No. 7)
 DE TUBOS HORIZONTALES CON DOBLE CALENTAMIENTO (FIG. No. 7)

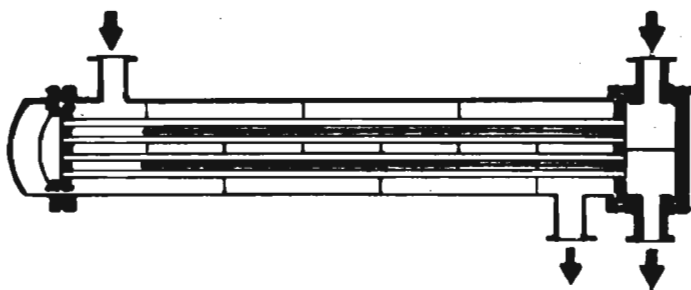
TABLA No 3 (3)

APLICACIONES MAS USUALES DE LOS CAFD

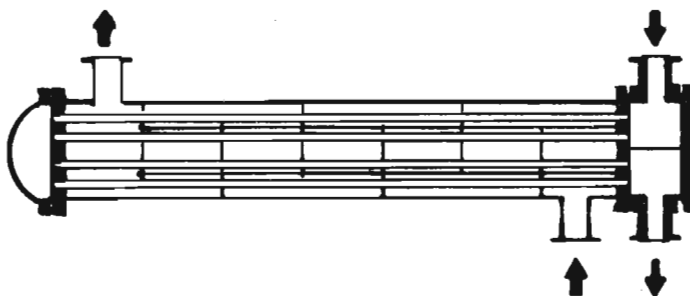
APLICACION DEL CAFD	INTERVALO APROXIMADO DE TEMPERATURA DE OPERACION	
FUSION DE LA ALUMINA	2037 - 2204	°C
QUEMADO DE REFRACTARIOS MOLDEADOS	1871	°C
FUSION DE FERROALEACCIONES	1829	°C
QUEMADO DEL CEMENTO	1537 - 1648	°C
QUEMADO DE LADRILLO REFRACTARIO	1371 - 1648	°C
FUSION DEL VIDRIO	1315 - 1426	°C
QUEMADO DE ARCILLA REFRACTARIA	1204 - 1426	°C
OXIDACION PARCIAL DEL METANO	1204 - 1426	°C
FUSION DEL COBRE	1148 - 1426	°C
QUEMADO DEL AZUFRE	1148	°C
OBTENCION DE GAS	1037 - 1426	°C
QUEMADO DE LADRILLO	952 - 1426	°C
CALCINACION DE PIGMENTOS	871	°C
VITRIFICACION	760 - 926	°C
QUEMADO DE CAL	593 - 871	°C
QUEMADO DE PIRITAS	426 - 1093	°C
CARBONIZACION A BAJAS TEMPERATURAS	426 - 648	°C
CRAQUEO TERMICO DEL PETROLEO	426 - 628	°C
FUSION DEL ASFALTO	176 - 232	°C



A) CAMBIADOR EN CONTRACORRIENTE



B) CAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO DE UN SOLO PASO



C) CAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO DE VARIOS PASOS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983

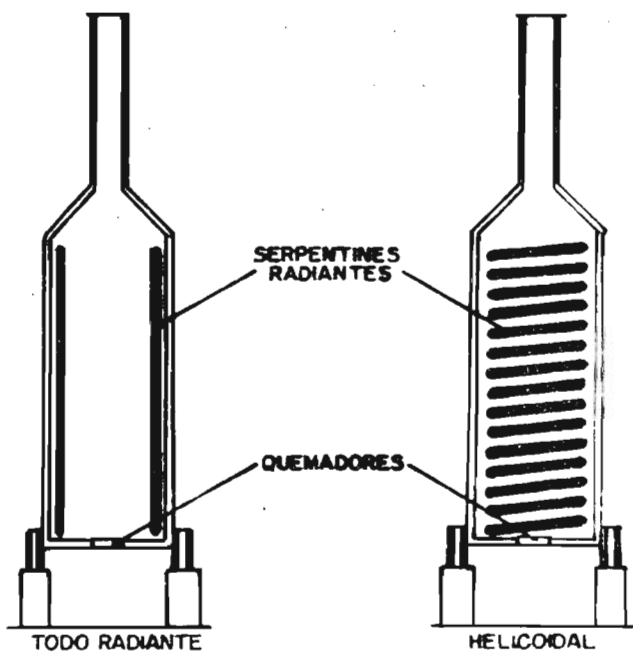


FIG. No. 2 CAFD CILINDRICO-VERTICALES

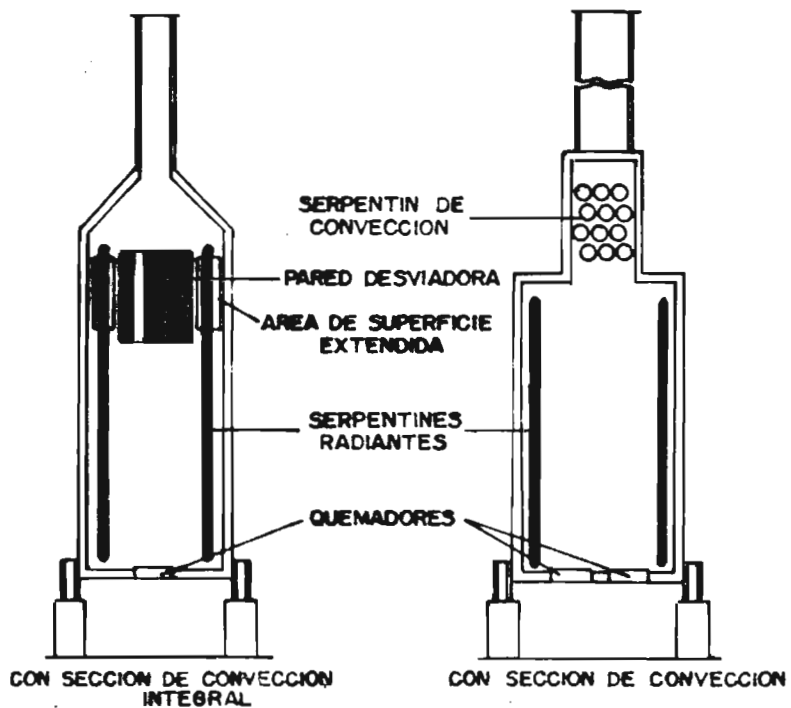
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.M.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983

JAIME RODRIGUEZ MONROY

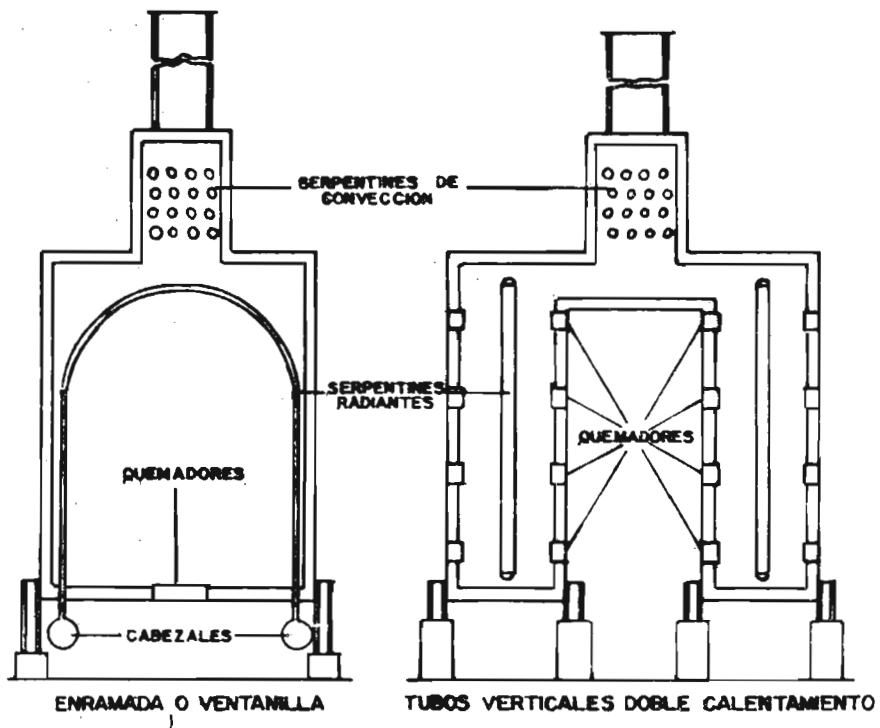


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983

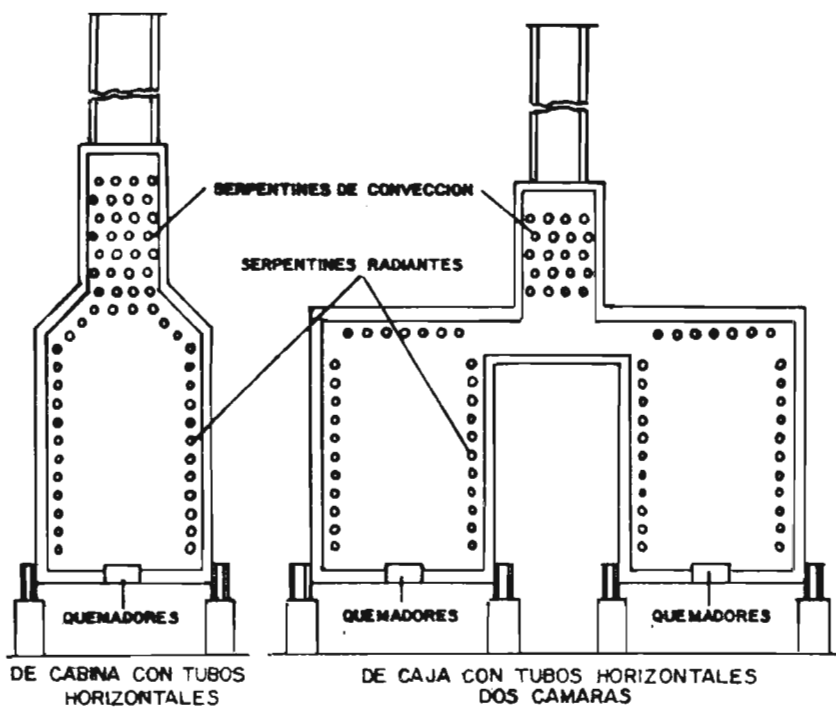


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983

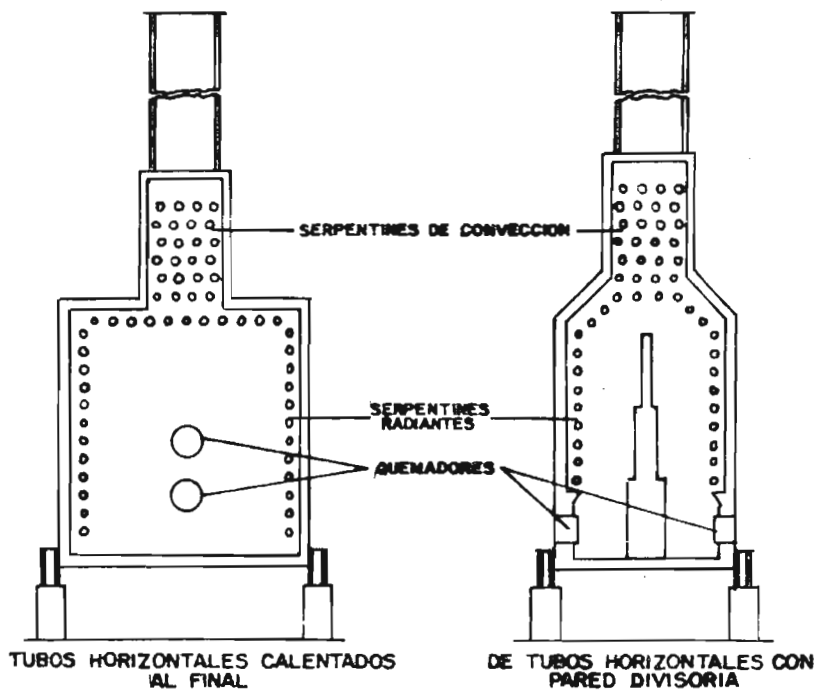


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983

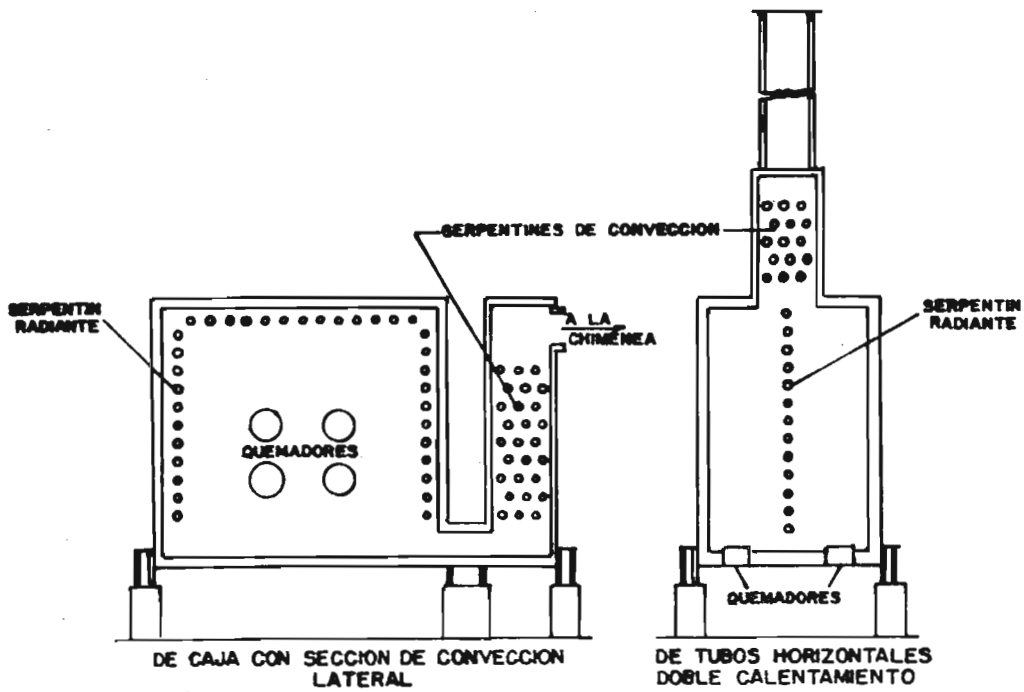


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983

FIG. No. 7 CAFD RECTANGULARES O DE CAJA

JAIME RODRIGUEZ MONROY

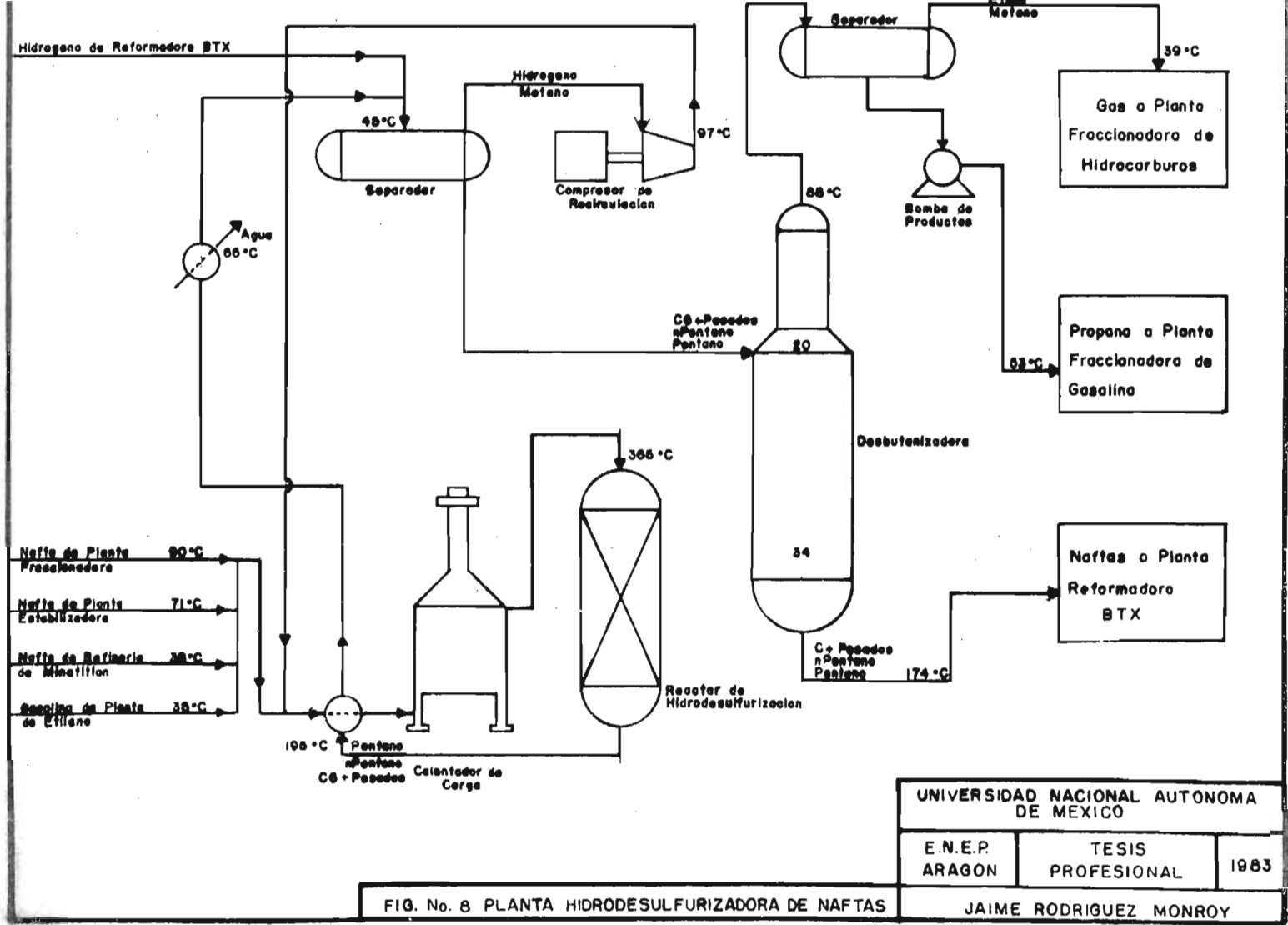


FIG. No. 8 PLANTA HIDRODESULFURIZADORA DE NAFTA

2.2. DESCRIPCION DEL EQUIPO

2.1.1. GENERALIDADES

En el gran universo de los procesos existen ciertos factores químicos y físicos que influyen en el diseño de un CAFD. Por ejemplo, las altas temperaturas durante la operación y combustibles con altos contenidos de metales y cenizas, obligan a la selección de materiales altamente aleados y excesivamente caros.

En este capítulo se hará una descripción de las dos principales zonas térmicas en que se divide un CAFD, estudiando a su vez, los refractarios y aislantes usados en los CAFD. Es importante el hacer notar que los elementos mecánicos y estructurales no se describen ya que no son objetos de estudio de esta tesis.

2.2.2. PRINCIPALES ZONAS TERMICAS

En un CAFD se encuentran dos principales zonas térmicas llamadas sección de radiación y sección de convección.

2.2.3. SECCION DE RADIACION

La sección de radiación es aquella donde se produce la combustión y tal como lo indica su nombre, la mayor parte de la transmisión de calor se efectúa por medio de radiación, en ella se encuentra una serie de tubos unidos entre sí conocidos con el nombre de serpentín de radiación y su función es la de presentar un área para la absorción del calor liberado por la combustión. Dentro de esta sección se encuentra una subsección llamada de tubos escudo, aunque, físicamente se encuentran en la sección de convección, pertenecen a la sección de radiación porque gran parte del calor que absorbe llega a ellos por medio de radiación. Ver la figura No. 9.

2.2.4. SECCION DE CONVECCION

En la sección de convección se tiene como objetivo principal el de recuperar parte de la energía contenida por los gases de combustión que pasan a través de ella por el uso de una serie de tubos (con superficie extendida) conocidos con el nombre de --serpentin de convección, los cuales absorben parte del calor contenido por el flujo de gases de combustión. Se utilizan tubos --con superficie extendida porque presentan una mayor área de flujo de gases de combustión incrementando de este modo la transmisión de calor. Ver figura No. 9

2.2.5. REFRACTARIOS

La cubierta está revestida internamente por materiales llamados refractarios. Un material refractario es aquel material --que resiste elevadas temperaturas sin fundirse y tiene la capacidad de presentar una resistencia al flujo de calor que a él incide.

Aparte de la función básica de proteger a la estructura de un sobrecalentamiento, los refractarios también sirven para contener el calor del hogar a alta temperatura por rerradiación.

Los refractarios más usados son:

- Ladrillos refractarios
- Ladrillos refractarios aislantes
- Morteros
- Refractarios plásticos
- Concretos refractarios

El ladrillo refractario es un ladrillo poroso que se fabrica con cualquiera de los siguientes materiales: sílice, magnesita, alúmina, carburo de sílice, silicatos de zirconio, carbón y grafito.

Los ladrillos refractarios utilizados en un CAFD se fabrican bajo las especificaciones de ASTM parte 17, norma C 27 -70, --esta norma los clasifica en 5 clases que son: Super resistente --(Super duty), Alta resistencia (High duty), Semi-sílica (Semi-sílica), Media resistencia (Medium-duty), Baja resistencia (Low---duty) y Alta alúmina (High-duty), esta última clase a su vez se divide en 7 subclases y las cuales son: 50%, 60%, 70%, 80%, 90% y 99% de alúmina.

Estos ladrillos resisten temperaturas durante la operación que llegan hasta los 1000°C.

Las propiedades más importantes que presentan los ladrillos -- refractarios son:

- Baja Conductividad térmica
- Alto punto de fusión
- Resistencia al astillamiento o desgajamiento
- Resistencia a escoriarse
- Estabilidad a los gases y vapores

Los morteros se utilizan como recubrimiento de cara expuesta al fuego y/o calor en las paredes de material refractario, como adherente de ladrillos en las paredes, en las juntas y uniones, y en reparaciones para dar protección a las paredes contra elementos destructivos.

Son compuestos con alto porcentaje de alúmina (Al_2O_3) de arcilla - ligada químicamente, de material de alúmina - sílice calcinada, de arcilla refractaria recalcinada, de arcilla dura y en el tipo especial compuesto por magnesita, cromo, sílice, alúmina y carburo de sílice.

Tiene grandes resistencias mecánicas en rangos de temperaturas -- elevadas y de ambientes corrosivos.

Los porcentajes en que intervienen los componentes es determinante para la calidad del mortero, la norma ASTM C213-70 referente a materiales refractarios colados define sus características y usos.

Los refractarios plásticos están compuestos por un agregado grueso de la trituration de ladrillo refractario o de un material refractario calcinado y ligado químicamente con un material refractario plástico y se usa para 3 propósitos generales.

El primero, es para hacer formas moldeadas de refractario, el segundo es para formar paredes monolíticas o estructuras de horno; el -- tercero, para reparar defectos en los trabajos donde se utilizan materiales refractarios.

El concreto refractario aislante es un concreto ligero que se obtiene por una mezcla de material aglutinante, tal como cemento hidráulico con materiales que reciben el nombre de ludimita, vermiculita y - haydita en una proporción de 1:2:4.

La ludimita es un compuesto formado por 40% de alúmina y 39% de cal (CaO), la vermiculita es un material refractario inerte fabricado por medio de fusión expansiva de arcilla y pizarra seguida de una ebullición de la escoria del recocido o requemado y por último, la Haydita es un material laminar hidratado que consiste de silicato - de aluminio-acero-magnesio.

Las ventajas que presenta el concreto refractario son: una alta resistencia a la compresión (en frío, de 70.3 a 562.8 Kg/cm², dependiendo de su composición), se contrae hasta que su temperatura llega a los 1037°C, es ligero y sus propiedades de resistencia a la abrasión son excelentes.

Sus principales desventajas son: es un material frágil a los golpes a altas temperaturas lo que ocasiona su desprendimiento.

Desde el punto de vista económico el más barato de los refractarios usados en un CAFD es el concreto refractario.

La selección del refractario para un CAFD no es una cosa sencilla de realizar, ya que conlleva la experiencia de quien diseña, las condiciones de operación, los detalles de diseño y el aspecto económico.

Además de los factores antes mencionados, para la selección de un refractario se debe tener en cuenta los siguientes datos:

- Clase de CAFD
- Continuidad en la operación
- Tipo de combustible
- Temperaturas del horno en sus diferentes partes
- Rapidez e intervalo de los cambios de temperatura
- Cantidad de calor liberado por unidad de volumen
- Razón de la disipación de calor
- Impacto causado por la carga fría
- Fluidez del metal
- Velocidad de los gases en contacto con el refractario
- Abrasión causada por los óxidos de metales, escorias, cenizas y cualquier otro agente.
- Choque de la flama contra las paredes
- Efecto de las flamas pulsantes, explosiones y vibraciones producidas por máquinas cercanas.

La tabla No. 4 presenta una guía generalizada para la selección de refractarios en varias de las diferentes unidades existentes en refinerías.

Normalmente en un CAFD se encuentran diferentes clases de refractarios dependiendo del lugar del que se esté hablando, es decir, cerca de los quemadores, donde el calor es intenso y existe la posibilidad de golpes de la flama contra el refractario se utiliza el concreto refractario o el ladrillo refractario o una combinación de ambos, mientras que en las paredes y techo del CAFD, se utilizan normalmente concreto refractario y si las condiciones de operación lo permiten, se utilizan fibras cerámicas, lana mineral o cualquier aislante de este tipo, por último en las chimeneas se utiliza normalmente un concreto refractario aislante.

2.2.6. AISLANTES

El aislante más comúnmente usado en los CAFD es la fibra cerámica que es un material fabricado a base de fibras de amianto y/o asbesto, esta fibra cerámica puede resistir temperaturas arriba de los 1426°C. Las ventajas que presenta son: buenas propiedades mecánicas, fácil instalación, se obtiene en 2 presentaciones; una en forma de manta y otra en forma de bloque, es muy ligera lo cual permite una reducción del acero estructural necesario para el CAFD, las desventajas que presenta es que su uso es restringido donde la abrasión producida por los gases de combustión sea casi nula y debido a su naturaleza porosa puede presentarse corrosión en la estructura. En la tabla No. 5 se presentan las características de los aislamientos más comúnmente usados en la industria, así como, los limitantes de temperatura y la conductividad térmica a diferentes temperaturas.

2.2.7. EL SERPENTIN DE TUBOS

El serpentín de tubos, tanto en la sección de radiación y convección, es una serie de tubos unidos entre sí por codos de retorno de 180° los cuales normalmente son soldados a los tubos, el serpentín de tubos es la superficie absorbente de calor en un CAFD. En la sección de radiación los tubos son desnudos (sin birlos o aletas), mientras que en la sección de convección son aletados o birlos.

Tanto los tubos de radiación y convección están fabricados del mismo material. La tabla No. 6 presenta una lista de los materiales más usados en los CAFD y las temperaturas máximas de pared para el diseño.

2.2.8. ALETAS Y BIRLOS

Las aletas y birlos son también conocidos con el nombre de elementos de superficie extendida, se utilizan en la sección de convección con el fin de aumentar el área por la cual pasan los gases de combustión a altas temperaturas incrementándose así la transmisión del calor.

Las aletas son pequeñas placas de metal (Figura No.10) con un espesor que varía de 0.889 mm hasta 4.76 mm, con una altura que varía de 6.35 mm a 12.7 mm, normalmente son fijadas al tubo por soldadura, se sitúan en planos o circunferencias normales a la superficie del tubo, tales planos o circunferencias contienen de 12 a 22 aletas en cada plano o circunferencia y en el tubo se sitúan, por lo regular, una densidad de 12 planos o circunferencias por cada 0.3048 m.

Los birlos son pequeños cilindros de metal (Figura No. 10) con un diámetro normalizado de 12.7 mm y una altura que puede variar de 12.7 mm a 50.8 mm, tal como las aletas se sitúan en planos o circunferencias normales a la superficie del tubo y se fijan normalmente por soldadura a los tubos.

La tabla No. 7 da información acerca de los materiales usados para birlos y aletas y a la máxima temperatura calculada para ellos.

2.2.9. SOPORTES Y GUIAS DE LOS TUBOS

Deben ser diseñados correctamente para soportar el peso de los tubos, en la tabla No. 8 se lista una variedad de los materiales más usados para soportes de tubos y sus temperaturas de diseño.

2.2.10 QUEMADORES

Son parte integral del CAFD y son los elementos para realizar la combustión. Pueden estar situados en el piso, techo o en las paredes laterales, pero de ello se hablará más extensamente en los capítulos siguientes.

2.2.11 CHIMENEA

La chimenea es el conducto por donde salen los gases de combustión del CAFD a la atmósfera, además de proporcionar el tiro necesario para este efecto.

2.3. TIRO NATURAL Y TIRO FORZADO

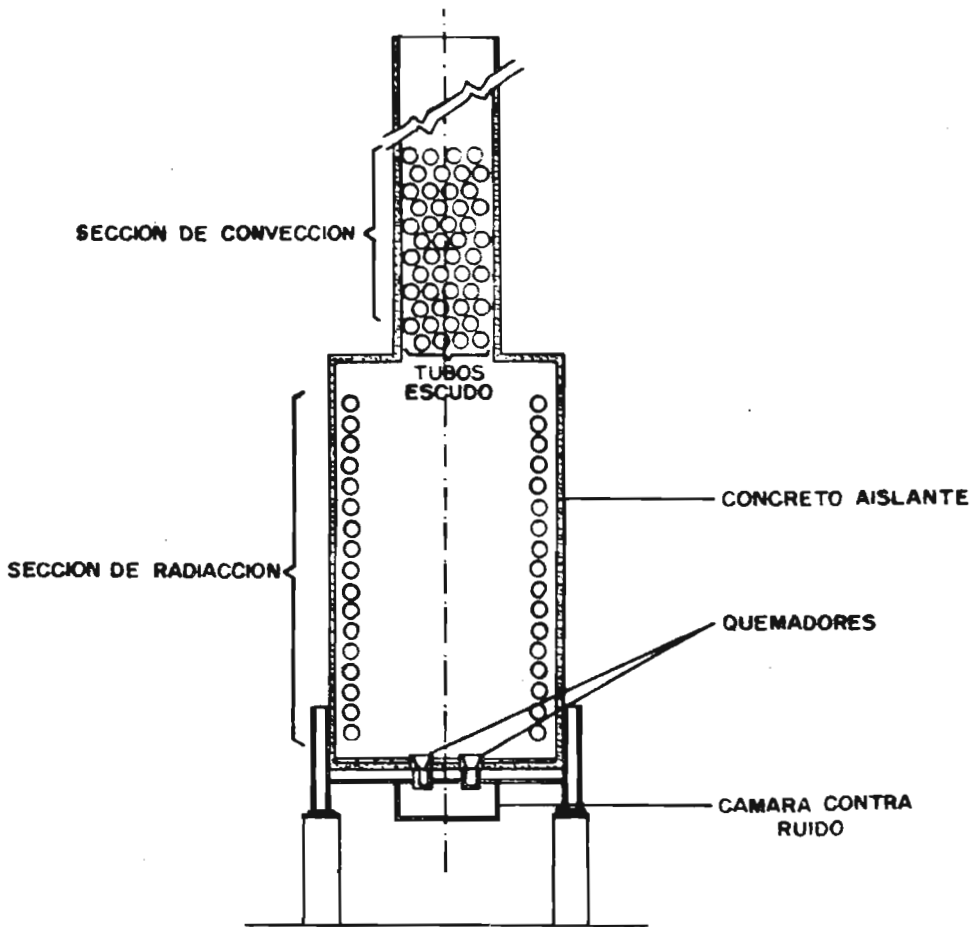
En un CAFD, los gases de combustión que se encuentran dentro de la chimenea están más calientes que el aire atmosférico que los rodea, lo cual origina que los gases de combustión dentro de la -- chimenea sean más ligeros que el aire a temperatura ambiente, esta diferencia de densidades creará una diferencia de presiones y a esa diferencia de presiones entre los gases de combustión que se encuentran dentro de la chimenea y el aire exterior se le llama tiro, -- cuando esta diferencia de presiones ocurre sin la ayuda de un medio o elemento exterior se le llama tiro natural.

Lo que se conoce como tiro forzado (el acarreo de gases) que se logra con la ayuda de ventiladores, si el ventilador se coloca en la boca de la chimenea y esto ocasiona una presión de succión -- dentro de la chimenea se le llama tiro inducido.

Si el ventilador se coloca en el hogar del CAFD entonces el - ventilador proporcionará una presión mayor dentro de la chimenea -- que la atmosférica logrando de este modo lo que se conoce como tiro forzado.

La principal razón de obtener un tiro ya sea natural, forzado o inducido es el de poder suministrar aire a la sección de radiación para mantener la combustión durante toda la operación del CAFD y llevar los gases de combustión a la atmósfera.

El tiro forzado tiene la ventaja de que es independiente de - las condiciones climatológicas exteriores y necesita chimeneas menos altas que las de tiro natural.

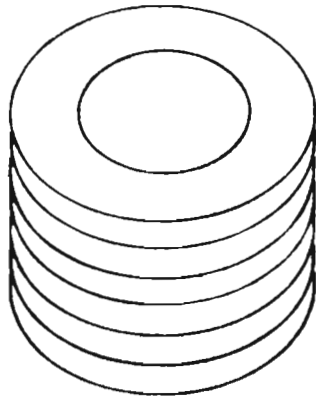


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

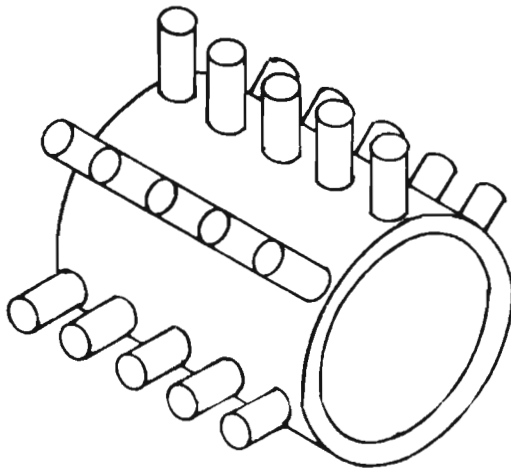
E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983



ALETAS



BIRLOS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983

TABLA No. 4 (5)

**SELECCION DE REFRACTARIOS PARA
EL USO EN REFINERIAS**

UNIDAD	TIPO DE OPERACION	REFRACTARIO
Unidad de rompimiento catalítico	Atmósferas oxidantes o reductoras, nivel de erosión bajo, temperaturas de 538°C a 760°C	Aislamientos concentrados sobre anclas independientes
Lineas de transferencia	Niveles muy altos de erosión a temperaturas de 316°C a 760°C	Concretos especiales resistentes a la erosión
Reformadores de nafta	Erosión baja o moderada con atmósfera con alto contenido de hidrógeno a temperatura de 538°C	Concreto aislante con bajo contenido de hierro
Unidades productoras de hidrógeno	Atmósferas con alto contenido de hidrógeno a temperaturas de 1093°C a 1648°C	Ladrillo de alta resistencia o concreto con bajo contenido de silicio
CAFD	Atmósferas oxidantes o reductoras con posible astillamiento térmico del refractario a temperaturas de 938°C a 1315°C	Las paredes pueden ser cubiertas con concreto refractario, ladrillo aislante o fibra cerámica

CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES PARA AISLAMIENTOS TÉRMICOS PARA REFINERÍAS (6)

MATERIAL	CARACTERÍSTICAS	LÍMITE DE TEMPERATURA	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA
Fibra de asbesto (estandar)	Buena a la flexión y excelente a la tensión, excelente para punteo y para tuberías de vapor y no tiene dimensiones estandares	0 °C - 399 °C	a 0 °C = $\text{kJ} \cdot \text{cm} / \text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{°C}$ a 21 °C = 6.12 a 100 °C = 6.24 a 260 °C = 6.62
Fibra de asbesto (super)	Buena a la compresión y a la flexión, limitada a la tensión, alta resistencia al esfuerzo cortante, alta resistencia a la compresión.	100 °C - 649 °C	a 0 °C = $\text{kJ} \cdot \text{cm} / \text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{°C}$ a 21 °C = a 100 °C = 6.73 a 260 °C = 8.97
Tierra de diatomeas	Buena a la compresión y a la flexión, limitada a la tensión, utilizando como capa interior abajo del 85 % de magnesio, se maneja bien donde la temperatura de operación excede los 300 °C, no apropiada bajo cargas, no flexible.	100 °C - 1038 °C	a 0 °C = $\text{kJ} \cdot \text{cm} / \text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{°C}$ a 21 °C = 8.97 a 100 °C = 9.46 a 260 °C = 9.93
Silicato de calcio hidratado	Buena resistencia a la compresión y a la tensión limitada a la tensión, buena resistencia al agua moderada resistencia al vapor, alta resistencia al esfuerzo cortante, no apropiada para el punteo bajo cargas pesadas, no flexible.	21 °C - 649 °C	a 0 °C = $\text{kJ} \cdot \text{cm} / \text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{°C}$ a 21 °C = 6.41 a 100 °C = 7.21 a 260 °C = 8.66
85 % de magnesio	Buena resistencia a la compresión, limitada resistencia a la flexión, y a la tensión, regular resistencia al agua, moderada resistencia al vapor, alta resistencia al esfuerzo cortante, alta resistencia a la compresión, no apropiada para punteo bajo cargas pesadas, no flexible.	100 °C - 267 °C	a 0 °C = $\text{kJ} \cdot \text{cm} / \text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{°C}$ a 21 °C = 5.28 a 100 °C = 5.92 a 260 °C =
Lana mineral para bajas temperaturas	Moderada resistencia a la compresión y a la tensión, regular resistencia al agua, moderada resistencia al vapor, fácil colocación a temperaturas atmosféricas, requiere cuidadoso tratamiento con vapor, depende de una barrera de vapor para su servicio en bajas temperaturas	Abojo de 121 °C	a 0 °C = 4.80 $\text{kJ} \cdot \text{cm} / \text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{°C}$ a 21 °C = 5.12
Lana mineral para altas temperaturas	Limitada resistencia a la compresión y a la tensión regular resistencia a la flexión, excelente resistencia al agua, moderada resistencia al vapor, flexible y soporta considerable expansión y contracción, no resiste el excesivo abuso mecánico sin desgaste	21 °C - 926 °C	a 21 °C = 5.28 $\text{kJ} \cdot \text{cm} / \text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{°C}$ a 100 °C = 6.41 a 260 °C = 8.17

TABLA No. 6 (4)

MATERIALES USADOS PARA SERPENTINES DE CAFD

MATERIAL	TIPO	TEMPERATURA MAXIMA DE PARED PARA DISEÑO (°C)
Acero al carbono	B	538
Carbono - ½Mo	T1 ó P1	593
1¼Cr - ½Mo	T11 ó P11	593
2¼Cr - 1Mo	T22 ó P22	649
5Cr - ½Mo	T5 ó P5	649
7Cr - ½Mo	T7 ó P7	704
9Cr - 1Mo	T9 ó P9	704
18Cr - 8Ni	304 ó 304H	815
16Cr - 12Ni - 2Mo	316 ó 316H	815
18Cr - 10Ni - Ti	321 ó 321H	815
18Cr - 10Ni - Cb	347 ó 347H	815
Ni - Fe - Cr	ALLOY 800	982
25Cr - 20Ni	HK-40	1010

TABLA No. 7 (4)

MATERIALES PARA ALETAS Y BIRLOS

MATERIAL	TEMPERATURA MAXIMA CALCULADA °C	
	ALETAS	BIRLOS
Acero al carbono	455	510
5 Cr	503	593
11-13 Cr	694	694
18 Cr - 8 Ni	815	815

TABLA No. 8 (4)

**TEMPERATURAS LIMITE PARA ALGUNOS MATERIALES USADOS
PARA FABRICAR SOPORTES Y GUIAS DE TUBOS**

MATERIAL	TIPO O GRADO	TEMPERATURA LIMITE DE DISEÑO °C
Acero al carbono	A - 283 GrC	427
5 Cr - 1/2 Mo	GrC5	621
Fundición aleada de Hierro	A - 139 Clase III Tipo C	648
18 Cr - 8 Ni	Gr CF8	760
28 Cr - 12 Ni	Tipo II	982
50 Cr - 50 Ni		982
50 Cr - 50 Ni - Cb	IN657	982
60 Cr - 40 Ni		1039
25 Cr - 20 Ni	Gr HK40	1039

CAPITULO III

CALENTADORES SIN REACCION Y TIRO NATURAL

3.1 COMBUSTION Y GASTO DE GAS

3.1.1. COMBUSTION

Un CAFD recibe el calor necesario para su funcionamiento de una llama, pero para que exista una llama debe existir una combustión.- La combustión se define como una oxidación rápida o lenta de una -- sustancia acompañada por la transformación de energía química en - energía molecular y en un aumento sustancial de la temperatura de - las sustancias que intervienen en la reacción.

3.1.2. COMBUSTIBLES

La sustancia en la que se produce la oxidación rápida o lenta es conocida con el nombre de combustible. Los combustible se encuentran en la naturaleza en las tres fases conocidas: sólidos, líquidos y gaseosos. Los combustibles sólidos como son la madera y el carbón. Este último utilizado durante años como combustible industrial, abarca una amplia gama de tipos como son el lignito, carbón bituminoso, antracita y grafito.

Entre los combustibles líquidos se encuentran los alcoholes, los hidrocarburos líquidos como son el petróleo diáfano, la gasolina, el aceite diesel y los aceites combustibles numerados del 1 al 10.

Los combustibles gaseosos más importantes a nivel industrial son el gas coque, el gas de agua, el gas de alto horno, el gas de refinería y el gas natural.

De los combustibles industriales mencionados anteriormente para el funcionamiento de los CAFD y por lo tanto objeto de este estudio son los aceites combustibles y el gas natural.

Los aceites combustibles son hidrocarburos líquidos que quedan después de que los productos más ligeros y más volátiles, tales como la gasolina y el petróleo diáfano, se han destilado del petróleo crudo. En consecuencia, el aceite combustible para los CAFD es un aceite más pesado que el petróleo diáfano. Puede ser destilado que sale de la columna después de que el petróleo diáfano ha pasado, o se extrae de la parte inferior del fraccionador. La mayor parte del aceite combustible pesado es residuo de la destilación. Estos aceites combustibles se clasifican y se normalizan. En un principio se reconocieron 6 grados. Más tarde se desechó el número 4 y se eliminó el 3, pero algunos usuarios aún piden este número.

La tabla No. 9 presenta la clasificación que se publicó en el Fuels - Oils Comercial Standard (7). El contenido de las materias insolubles y de agua no deben exceder un total del 0.5% para los quemadores controlados automáticamente y el 1% para los quemadores con accionamiento manual que usan aceite pesado.

En la Tabla No. 10 se da otra información de interés, esta tabla fue presentada por la Standard Oil Development Company (8).

Durante varios años el peso específico ha jugado un papel importante (y todavía lo juega), en la dominación de los aceites -- combustibles porque la viscosidad del combustible (que determina la naturaleza de los aparatos de calentamiento necesarios para su bombeo y atomización) varía con el peso específico, siendo las más ligeras, más fluidas a la temperatura ordinaria de los pesados. No obstante, no existe una relación entre la viscosidad y el peso específico; los aceites combustibles de la misma densidad, pero de diferente origen tienen con frecuencia diferentes viscosidades. Aunque esta última propiedad tiene gran importancia para la combustión no puede medirse, pues exige aparatos muy delicados y por lo general, se necesita mucho tiempo para su determinación.

Por otra parte, el peso específico se expresa en 2 formas: Grados Baume y Grados API. En cada una de las dos formas el peso específico está comparado con el del agua a 16°C y se expresa en la siguiente forma:

$$\text{Peso Específico} = \frac{141.5}{\text{API} + 131.5} = \frac{140}{\text{Baume} + 150}$$

La diferencia entre las dos escalas es extremadamente pequeña. - Como en los aceites y en cualquier derivado del petróleo se puede determinar fácilmente los grados API o el peso específico, esto ha dado lugar a la costumbre de describirlos por su peso específico en vez de su viscosidad.

Pero en el aspecto práctico, la viscosidad del aceite juega un papel sumamente importante, debido a la alta viscosidad que presentan los aceites combustibles y por lo tanto se emplea el uso de bombas de desplazamiento positivo. Además por su alta viscosidad las líneas de alimentación de aceite, deberán ser calentadas a una temperatura que varía de 204°C a 315°C y por lo tanto deberán estar aisladas lo mejor posible para evitar una disminución en la temperatura del aceite combustible lo cual ocasionaría una caída de presión muy grande y la obstrucción de las líneas de alimentación y los quemadores.

En todos los aceites combustibles existe cierta cantidad de materia sólida (que son comúnmente: coque, escamas de metal de la misma línea, catalizador y pequeñas rocas que se introducen al sistema) que ocasiona el deterioro de válvulas y la obstrucción de los quemadores, la solución más comúnmente usada es la de emplear filtros, pero como el tamaño de estos sólidos varía desde 6 m hasta unas cuantas micras, siempre existirán ciertas cantidades de sólidos en el aceite.

El gas natural como su nombre lo indica no es obtenida por métodos artificiales; puede emplearse tal y como se extrae de los pozos, eliminando impurezas como el azufre y vanido.

Los gases naturales que tienen un alto poder calorífico contienen principalmente metano.

El gas natural se presenta como el combustible más apropiado -- para los CAFD por su alto poder calorífico, así como por su facilidad de manejo. El gas natural se compone exclusivamente de hidrocarburos e impurezas, siempre se deberá saber cuales son los elementos (hidrocarburos) que componen el gas combustible, para que con esto se pueda

evitar aquella(s) temperatura(s) y presión(es) en que los componentes puedan alcanzar la temperatura del punto de rocío, ya que se -- convertirían en hidrocarburos líquidos, lo cual ocasiona serios -- problemas a los quemadores, y por lo tanto, a la operación del CAFD para evitar este fenómeno, la temperatura mínima que alcance al componente de menor temperatura de condensación deberá ser mayor de -- 13°C que la temperatura del gas combustible, pero aquellos casos en que tales hidrocarburos líquidos se llegaran a presentar, existen -- dos medios para separarlos de la corriente del gas combustible y -- son: el uso de un aceite absorbente y el uso de mamparas en la línea del sistema de distribución de gas combustible.

Por su gran contenido de hidrocarburos, no es aconsejable que -- el gas sea precalentado a altas temperaturas por la sencilla razón -- que los hidrocarburos se craquean (rompimiento de moléculas) a altas temperaturas y taponan el conducto con hollín.

3.1.3. PODER CALORIFICO DE LOS COMBUSTIBLES

El poder calorífico se debe entender como la cantidad de calor liberado; medida en condiciones normalizadas por el combustible durante la combustión.

Todo combustible que contenga hidrógeno tendrá siempre dos poderes caloríficos, los cuales son llamados poder calorífico superior o grueso y poder calorífico inferior o neto.

El primero es la cantidad total de calor liberado incluyendo -- aquel calor que es necesario para mantener el H_2O producida durante la combustión en forma de vapor.

El segundo se obtiene restando el poder calorífico superior menos el calor latente del vapor de agua condensado, en otras palabras es el calor del que se puede disponer a la porción que es útil -- del calor total producido por la combustión.

3.1.4. RELACION AIRE - COMBUSTIBLE

Para poder trabajar con el aire atmosférico en los cálculos de combustión se debe saber de que está compuesto. Bien, el aire atmosférico tiene una composición volumétrica de 20.99% de oxígeno y 78.03% de nitrógeno, pero menos del 1% de argón y pequeñas cantidades de gases como vapor de agua, dióxido de carbono, helio, hidrógeno y neón.

Pero para los cálculos que se requieren en Ingeniería es por lo general suficientemente exacto incluir todos los gases inertes en el nitrógeno y usar el siguiente análisis:

21% de oxígeno y 79% de nitrógeno, en volumen

La composición aproximada en peso del aire es 23.1% de O_2 y 76.9% de N_2 , o sea que hay $76.9/23.1 = 3.32$ Kg de N_2 por Kg. de O_2 .

La relación aire - combustible como su nombre lo indica establece los kilogramos que se necesitan de aire por cada Kg. de combustible. Tal relación puede calcularse de 3 diferentes maneras y las cuales son:

- 1.- Por el balance de material en la ecuación química que define la combustión.
- 2.- Por la fórmula de Dulong, la cual establece que la relación aire - combustible puede conocerse por medio de los elementos que contiene el combustible, la fórmula de Dulong es la siguiente:

$$R_{a/c} = 0.115(C) + 0.345(H_2) + 0.0432(S - O_2)$$

Donde:

$R_{a/c}$ = Relación entre combustible en Kg de aire por Kg de combustible.

C = % en peso de carbono en el combustible

H_2 = % en peso del hidrógeno en el combustible

S = % en peso de azufre en el combustible

O_2 = % el peso del oxígeno en el combustible

- 3.- Por último en base a los poderes caloríficos de los combustibles. Como generalmente se conoce el poder calorífico de los combustibles tanto el superior (PCS) como el inferior (PCI) se pueden utilizar las siguientes fórmulas. Para calcular la relación aire - combustible para combustibles de hidrocarburo en fase gaseosa

$$R_{a/c} = \frac{16959.695}{PCI + 1064.37} + 15$$

y para combustibles de hidrocarburos en fase líquida:

$$R_{a/c} = (1.16069 \times 10^{-3}) (PCS)$$

Donde:

$R_{a/c}$ = Relación aire - combustible Kg. de aire/Kg de comb.

PCI = Poder calorífico en W/m^3

PCS = Poder calorífico superior en W/Kg

Es importante el hacer notar los siguientes puntos con respecto al aire para la combustión de los CAFD.

- 1.- El aire deberá siempre ser considerado como húmedo.
- 2.- Siempre deberá existir una cantidad de exceso de aire para el buen funcionamiento del CAFD.

La importancia de que el aire se considere como húmedo se debe a que la presión parcial del vapor de agua influye directamente sobre la temperatura de ignición de la mezcla aire - combustible en la velocidad de propagación de la flama, así como el tamaño de la flama, experimentalmente se ha demostrado que, cuando existe una humedad relativa demasiado alto la flama es más corta que -- cuando la humedad relativa es baja. También se ha observado que para la misma cantidad de calor liberado, la longitud de la flama producida por la combustión del aceite combustible es aproximadamente la mitad cuando el aceite combustible es atomizado con -- vapor siendo también más brillante y rizada que cuando es atomizado mecánicamente el aceite combustible.

La posible explicación de los efectos producidos por el vapor de agua durante la combustión y que fueron explicados en los párrafos precedentes es que siempre que se queman hidrocarburos hay formación de agua en forma de vapor, pero el aire usado para la combustión también tiene cierta cantidad de vapor de agua la cual se agrega al ya formado por la combustión, pero a su vez parte de las moléculas de este vapor de agua se romperán, en otras palabras, el oxígeno e hidrógeno, se encontrarán como elementos individuales, por lo cual el oxígeno se combinará con el carbono existente produciendo CO_2 . Del hidrógeno liberado parte de él se combinará con oxígeno formando H_2O y saldrá como parte de los productos de la combustión.

El segundo punto establece que siempre deberá existir un exceso de aire para el buen funcionamiento del CAFD, esto se debe a que el combustible no se quemará completamente cuando no se mezcla con más que la cantidad ideal de aire. En este caso algunas moléculas de combustible nunca encontrarán el oxígeno necesario.

Para que la combustión sea completa se necesita algún exceso de aire dependiendo de la cantidad conveniente para el proceso. Y como es obvio, en los CAFD la combustión si es completa, pero - también interesa obtener la forma más eficaz de quemar el combustible. La combustión preferible es la que resulta usando los siguientes excesos de aire (siempre y cuando se usen quemadores del tipo natural):

Para hidrocarburos gaseosos = 20%

Para hidrocarburos líquidos = 30%

Para los cálculos de combustión donde la combustión se efectúa con exceso de aire, se supondrá que el H_2 se quema hasta dar H_2O y el C hasta dar CO_2 . El O_2 que no se requiere aparecerá en los productos como O_2 .

Si se utiliza mayor exceso de aire que el necesario, ocasionará que el combustible sea desalojado del hogar del CAFD (el humo -- que se ve es combustible no quemado) lo cual ocasiona un derroche de combustible. Además el exceso de aire es fundamental en los medios de control de temperatura para cualquier CAFD.

3.1.5 ENTALPIA DE COMBUSTION

Lo más corriente es que la temperatura estándar, normal o de referencia para los poderes caloríficos sea de $25^\circ C$ y, cuando conviene, la presión estándar es de 1.013 Bar. Distinguir las propiedades en el estado estándar con exponentes, como t° , p° , U_R° , H° . Considerese el diagrama de energía de un sistema abierto, figura No. 11, que representa un calorímetro de flujo o gasto estacionario. Admitase que el combustible y el aire (saturado con H_2O) entren al sistema a $25^\circ C$ y que los productos de la combustión del sistema salgan a la misma temperatura. El contenido de energía de los reactivos que entran en su energía interna, U_R° y lo que llamaremos su energía química, E_C . La suma de estas dos es el contenido total de energía, $E_t = U_R^\circ + E_C$. Además, cruzando el límite o frontera del sistema ésta cantidad de trabajo del flujo o corriente, $pV_R^\circ/999.57$, donde el subíndice se refiere a los reactivos. Saliendo del sistema están la energía interna de los productos, U_P° , a $25^\circ C$, el trabajo de flujo $pV_P^\circ/999.57$ el calor Q , transmitido o cedido por el sistema. Como el calor, Q , en un particular, siendo "desde y a" el estado estándar, se designa con símbolos especiales, figura No. 11; q_p es el poder calorífico a presión constante; $-h_{rp}$ en KJ/Kg de combustible, la entalpía de combustión o

de reacción (o bien, $-H_{rp}$ para entalpías que no sean específicas). Se admitirá que la entalpía sensible (es decir, sensible al termómetro) de los reactivos se presente por $H_r = U_r + pV_r/999.57$ y la entalpía total por $H_r = U_r + pV_r/999.57 + E_c = E_t + pV_r/999.57$; el E_t es la energía total contenida en los reactivos (excluyendo la nuclear). La entalpía de los productos que cruzan la frontera es $H_p = U_p + pV_p/999.57$. Aplicando la Ley de la conservación de la energía a la figura No. 11 se tiene:

$$H_r^{\circ} = H_p^{\circ} + (-h_{rp}^{\circ}), \text{ o sea,}$$

$$h_{rp}^{\circ} = H_p^{\circ} - H_r^{\circ}, \text{ (} t^{\circ} = 25^{\circ}\text{C)}$$

la cual establece que h_{rp}° es el cambio de entalpía de los reactivos a los productos, pero no se establece cuáles son las magnitudes de las entalpías H_p° y H_r° . La temperatura constante en la ecuación anterior pudiera ser cualquier otra temperatura y es una definición de la entalpía de reacción; el valor estándar, h_{rp}° es negativa porque el sistema desprende calor; entonces $-h_{rp}^{\circ}$ es positiva.

3.1.6 COMBUSTION ADIABATICA

Para obtener una ecuación del proceso de combustión que incluye el término del calor, Q , en general, volvamos a la figura No. 11 y escribamos el balance de energía que comprenda la energía química E_c :

$$H_r^{\circ} + E_c = H_p^{\circ} + q_p^{\circ}$$

de donde:

$$E_c = H_p^{\circ} - H_r^{\circ} + q_p^{\circ}$$

A continuación, supóngase que la combustión se verifica desde cualquier temperatura T_1 y que los productos salen del sistema a la temperatura T_2 , figura No. 11; este diagrama de energía da:

$$-Q = H_{r1} - H_{p2} + E_c$$

Pero, utilizando, el valor de E_c encontrado anteriormente, se obtiene:

$$H_{p2} - H_p^\circ = H_{r1} - H_r^\circ + q_p^\circ + Q$$

Esta ecuación se puede utilizar para hallar una incógnita, que podría ser Q si se conciesen los estados 1 y 2. El poder calorífico q_p° pueden ser el superior, o bien la inferior, a presión constante. Así pues, - el H_2O no se condensa, se admitirá que $q_p^\circ = q_1^\circ$, que es el poder calorífico inferior, las unidades de cada término han de ser las de q_1° y - donde Q estará de acuerdo con los signos convencionales. Si la temperatura final de los productos es lo suficientemente baja como para producir la condensación de H_2O formada durante la combustión, se debería utilizar q_h° en lugar de q_1° . Si el proceso de combustión es adiabático, $Q = 0$ y la ecuación será:

$$H_{p2} - H_p^\circ = H_{r1} - H_r^\circ + q_1^\circ$$

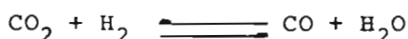
donde las unidades de cada término han de ser las de q_1° . La ecuación anterior se utiliza para determinar la entalpía de los productos H_{p2} y la temperatura en el estado 2. Esta temperatura, T_2 , se llama la temperatura de flama adiabática (tal vez despreciando la disociación).

3.1.7 DISOCIACION

A cualquier temperatura antes de alcanzar la condición de equilibrio, algunas de las moléculas que se han formado durante la reacción se romperán, y este fenómeno inverso se llama disociación. De modo que, en lugar de verificarse una combustión completa, los productos contienen moléculas que han reaccionado parcialmente y otras que no han reaccionado.

En cualquier instante particular, están ocurriendo reacciones tales como el desdoblamiento de la molécula de CO_2 en CO y O_2 , o la de H_2O en H_2 y en O_2 . Siempre que suceda esto, el cambio es de acuerdo con proporciones estequiométricas, que son, por ejemplo,:

($\text{CO}_2 \rightleftharpoons \text{CO} + 0.5\text{O}_2$): un mol de CO_2 se disocia en un mol de CO y en 0.5 mol de O_2 ; tal vez simultáneamente, un mol de CO_2 , se puede formar con un mol de CO y 0.5 mol de O_2 . Hay otras disociaciones similares, y sus inversas, que se verifican en los productos; y como tales reacciones se producen en ambos sentidos, podemos indicar esta característica utilizando una doble flecha (o sea como el signo igual). De acuerdo con este plan, las reacciones de inversión más útiles son:



Todas las reacciones precedentes, y algunas otras de menor efecto en los combustibles de hidrocarburos, ocurren simultáneamente en todo momento. Cuando tales reacciones se verifican en ambos sentidos a la misma velocidad o proporción (se forma una molécula de CO_2 y se disocia otro al mismo tiempo, etc.), la reacción química está en equilibrio; de manera que se le puede dominar a las ecuaciones anteriores - ecuaciones de equilibrio. En condiciones de equilibrio, se puede imaginar que la reacción tiene lugar en un sistema aislado, permaneciendo constantes la presión y temperatura. Obsérvese que además la composición de los productos se mantiene constante, que la energía no entra ni sale, que los procesos de equilibrio son reversibles y que, de hecho, se verifican tan fácilmente en un sentido como en otro.

Como la reacción queda, en consecuencia, limitada, también la cantidad de energía liberada o desprendida es también limitada. Así pues, la temperatura de flama adiabática, calculada para la combustión completa, no se logra cuando los productos están en un estado en el que la disociación es de importancia. Por encima de unos 1930°C , la disociación del H_2O será lo suficiente importante; a unos 2480°C la disociación del H_2O será la suficiente como para producir efecto. La anterior explicación no implica que la combustión haya de quedar necesariamente incompleta en proporción importante, puesto que si se retira energía por transmisión de calor o por trabajo realizado, la temperatura tiende a disminuir, y más combustible reacciona para formar productos.

3.1.8 FLAMAS

Una flama es únicamente una envolvente o una zona dentro de la cual ocurren las reacciones de combustión a tal velocidad que se produce una reacción visible. El perfil de la flama es el contorno tridimensional en el cual empieza la combustión y divide la mezcla aire-combustible de los gases de combustión.

En una flama estable el perfil de la flama parece ser estática, esto es porque la flama se mueve con la misma velocidad con la que llega la mezcla aire-combustible al quemador.

Si la mezcla aire-combustible se alimenta a una velocidad mayor, la flama puede parpadear y si se alimenta de una velocidad menor la flama puede retroceder al quemador.

La velocidad de la flama depende de factores tales como presión, temperatura, calidad del combustible, cantidad de aire primario, turbulencia de mezclado y efectos de enfriamiento de los alrededores y no se puede predecir confiablemente salvo en casos específicos.

No todas las mezclas de un combustible con aire pueden quemarse continuamente en una combustión autosoportada, por lo que existe un límite de mezcla pobre (límite inferior) y de mezcla rica (límite superior) afuera del cual la combustión es imposible. Aún dentro de los límites de flamabilidad, hay ciertas limitaciones prácticas para utilizar las mezclas aire - combustible, una de ellas son los gases como son el CO producido por una mezcla rica. Otra limitación es la temperatura o atmósfera requerida para ciertos procesos.

Para un quemador determinado, los cambios en las variables de operación, tales como la presión, de la mezcla o la cantidad de aire primario afectan la forma de la flama.

Para la mayoría de los quemadores, un aumento en la presión de la mezcla ampliará la flama y un aumento en el aire primario la acortará (a la misma liberación de calor). El espesor de la flama se reduce aumentando la presión ambiental y aumentando la velocidad de quemado.

La flama del gas en el CAFD debe ser azul o azul veteada ligeramente de amarillo, deberá ser corta y de color azul si el gas combustible está seco, se acortará la flama y dejará de ser luminosa cuando el CAFD esté caliente. Si el CAFD está frío la flama será azul.

Generalmente una buena flama de aceite combustible es limpia y amarilla, normalmente mide de 0.3 a 3 metros de longitud, según el quemador.

3.1.9 QUEMADORES

Los quemadores mezclan y convierten el petróleo, el gas, el vapor y el aire en calor de combustión. En general, los quemadores se usan en la refinerías son del tipo combinado de gas y aceite combustible. Para comprender el funcionamiento del quemador hay que estudiar primero por separado las partes de gas y aceite combustible del mismo.

Como el quemador de gas no prepara el combustible, sino que sólo lo establece su proporción y lo mezcla, los diversos tipos de quemadores se diferencian únicamente en el modo en que se mezclan el combustible y el aire. Los de gas pueden dividirse en dos tipos generales:

- 1.- Algunos quemadores mezclan previamente una parte, a la totalidad, del aire necesario para la combustión con el gas, cosa que se hace en el quemador, o en otros equipos corriente arriba, antes de dejarlo libre.
- 2.- Otros quemadores mezclan en el CAFD el aire y el gas, fuera del conjunto del quemador.

En la mayoría de los quemadores industriales se aspira aire atmosférico al quemador por la acción de un surtidor de gas situado en un tubo Venturi, figura No. 12. El aire que se mezcla antes en el quemador se llama aire primario o aire de premezclado; el aire restante de combustión, admitido exteriormente al quemador, se llama aire secundario. La cantidad de aire primario puede variar hasta el 100% del aire necesario para la combustión.

El aire primario se regula con obturadores. Cuando la presión del gas es baja, hay que establecer cuidadosamente la proporción en el quemador para conservar la relativamente pequeña cantidad de energía del chorro de gas que arrastra el aire primario. La velocidad de la mezcla aire-gas debe ser también mayor que la combustión o propagación de la flama, para evitar el retroceso de esta última.

Como el tamaño y la forma de los orificios del quemador son fijos, la naturaleza de la combustión depende en gran medida de la cantidad de aire primario. Este se maximiza para tener una flama corta y relativamente excenta de la luminosidad.

Los quemadores de aceite combustible, además de hacer la proporción y mezcla del combustible y del aire, los quemadores de aceite deben atomizar (que es convertir la masa líquida del aceite combustible a pequeñas gotas) el combustible. Esto se puede realizar:

- 1.- Fragmentando la película de aceite combustible en gotas por fuerza centrífuga.

- 2.- Forzando el aceite combustible a pasar por una boquilla bajo presión.
- 3.- Utilizando atomización con vapor o aire, este último tipo de atomización no es recomendable debido a que los atomizadores por aire tienen costos de operación excesivamente altos.

Hay muchos tipos de quemadores de combustóleo. De ellos, dos de los más comunes son el de vapor atomizador y el de aire atomizador a alta presión. Los dos trabajan basándose en el mismo principio y -- suelen intercambiarse.

Esos quemadores aceptan, prácticamente, cualquier combustible líquido mientras la temperatura se mantenga en su valor correcto para que la viscosidad en la punta del quemador sea la debida. A diferencia de otros tipos no requieren un aceite combustible limpio. Si se obstruye por exceso de partículas sólidas, se pueden cambiar -- los quemadores en sólo minutos.

La figura No. 12 ilustra el corte de un quemador de vapor atomizador y mezcla interior. El vapor de agua y el aceite ingresan por detrás del quemador. El aceite se desplaza por el tubo interior con céntrico hasta el núcleo donde se dispersa por el orificio en la cámara de mezcla.

Después de pasar por el espacio anular entre la tubería de aceite y el cilindro exterior, el vapor entra forzado por los orificios. La turbulencia causada por el vapor emulsifica a fondo la mezcla de aceite y vapor. Después de esto, la emulsión pasa a alta velocidad por el cuello de la cámara y llega a la punta del quemador.

Los orificios en esta punta atomizan y dispersan el aceite en el interior del CAFD con un ángulo de 30° cuando los quemadores son interiores y de 20° en caso de ser exteriores. Esto se hace para evitar que la llama choque contra las paredes.

El quemador está provisto de una válvula de derivación del vapor. Una vez cerrada la válvula de carga del aceite, se puede abrir esta otra para que el vapor purgue la tubería de suciedad o de aceite.

El quemador combinado consiste en dos de ellos, uno del tipo de gas y otro de aceite montados con una sola unidad. Este quemador -- permite que el trabajo del CAFD y la distribución del combustible -- sean más flexibles porque pueden quemar gas, aceite o ambos, simultáneamente, ver la figura No. 12.

PARA AMBOS CASOS

Temperatura de bulbo seco = 35°C

Temperatura de bulbo húmedo = 18.33°C

Humedad relativa = 64.7%

Presión Atmosférica = 0.7871544 Bar

Lo primero es establecer la ecuación química que defina la combustión, así, para el aceite combustible hay que convertir la composición en peso a la composición molar.

C 90.9/12 = 7.575 Mol.

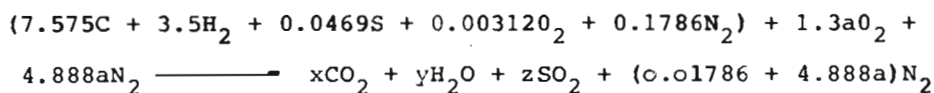
H₂ 7.0/2 = 3.500 mol.

S 1.5/32 = 0.0469 mol.

O₂ 0.1/32 = 0.00312 mol.

N₂ 0.5/28 = 0.01768 mol.

Por lo que la ecuación de la combustión para un 30% de exceso de aire es:



Efectuado el balance la masa para la ecuación, para el carbono se obtiene:

$$x = 7.575$$

Para el Hidrógeno:

$$y = 3.50$$

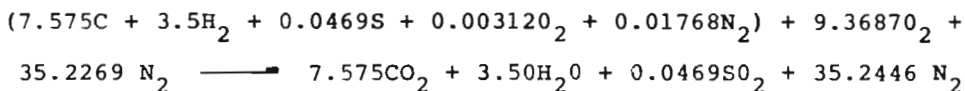
Para el Azufre:

$$z = 0.0469$$

Para el Oxígeno:

$$\begin{aligned}0.00312 + 1.3a &= x + y/2 + z \\0.00312 + 1.3a &= 7.575 + 3.5/2 + 0.0469 \\a &= 7.2067\end{aligned}$$

Y la ecuación es entonces:



Comprobando:

$$\begin{aligned}(7.575(12) + 3.50(2) + 0.0469(32) + 0.00312(32) + 0.01768(28) + \\9.3687(32) + 35.2269(28) = 7.575(44) + 3.5(18) + 0.0469(64) + \\35.2439(28)\end{aligned}$$

$$\underline{1386.1304} = \underline{1386.1308}$$

Entonces la relación aire seco - combustible es:

$$R_{a/c} = \frac{9.3687(32) + 35.2268(28)}{7.575(12) + 3.5(2) + 0.0469(32) + 0.00312(32) + 0.01968(28)}$$

$$R_{a/c} = \frac{1286.1488}{99.99568} = 12.862 \quad \frac{\text{Kg de aire seco}}{\text{Kg de combustible}}$$

Ya determinada la relación de aire seco - combustible, se calcula la relación de aire húmedo - combustible, pero primero se debe determinar la cantidad de vapor de agua en el aire tal como sigue:

$$H_2O \text{ en el aire} = \text{Aire seco suministrado} \times \frac{P_{H_2O}}{P_{atm} - P_{H_2O}}$$

donde P_{H_2} se puede calcular como la humedad relativa por la presión de saturación a temperatura ambiente (T_{bs}).

La presión de saturación de Tablas de vapor (9) a $T_{bs} = 35^\circ\text{C}$ -- es 0.05628 Bar, por lo tanto

$$P_{H_2O} = \phi \times P_s$$

Como la humedad relativa es 64.7%

$$P_{H_2O} = .647 \times 0.05628 = 0.036413 \text{ Bar.}$$

Y la cantidad del aire húmedo suministrado será:

$$H_2O \text{ en el aire} = (9.6387 + 35.2268) \times \frac{0.036413}{0.7871544 - 0.036413}$$

$$H_2O \text{ en el aire} = 2.1760 \text{ moles de aire}$$

Entonces el aire suministrado es:

$$\begin{aligned} \text{aire húmedo suministrado} &= \text{aire seco} + H_2O \text{ en el aire} \\ &= 44.8646 + 2.1760 = 47.0406 \text{ moles.} \end{aligned}$$

Y la relación aire húmedo - combustibles es:

$$\frac{t_{a/c}}{t_{c/c}} = \frac{9.3687(32) + 35.2268(28) + 2.1760(18)}{7.575(12) + 3.5(2) + 0.0469(32) + 0.00312(32) + 0.01768(28)}$$

$$\frac{t_{a/c}}{t_{c/c}} = \frac{1325.3168}{99.99568} = 13.253 \frac{\text{Kg. de aire húmedo}}{\text{Kg. de combustible}}$$

El siguiente cálculo a realizar es el análisis de la composición de los gases productos de la combustión.

Los constituyentes de los gases productos son los siguientes:

ANALISIS MOLAL

COMPONENTES	MOLES
CO ₂	7.575
SO ₂	0.0469
N ₂	35.2446
H ₂ O	5.676

<u>REACTIVOS</u>	<u>Cp (KJ/Kg °K)</u>	<u>h a 298 °K (h = CpT)</u>
C	0.8541	254.52 KJ/Kg
H ₂	14.3146	4625.75 KJ/Kg
O ₂	0.9185	273.73 KJ/Kg
N ₂	1.04	309.92 KJ/Kg
S	0.7536	224.57 KJ/Kg
O ₂	0.9185	273.73 KJ/Kg
N ₂	1.04	309.92 KJ/Kg

<u>PRODUCTOS</u>	<u>Cp (KJ/Kg °K)</u>	<u>h a 298 °K (h = CpT)</u>
H ₂ O	1.8648	555.71 KJ/Kg
CO ₂	0.8440	251.51 KJ/Kg
SO ₂	0.6225	185.50 KJ/Kg
N ₂	1.04	309.92 KJ/Kg

Ahora, se calculará la energía (entalpía) que entra al sistema debido a que el combustible es el calentado a 85°C (358°K) y el aire que entra a 35°C (308 °K) por lo tanto,

<u>REACTIVOS</u>	<u>Cp (KJ/Kg °K)</u>	<u>h a 298 °K (h = CpT)</u>
C	0.8541	305.76 KJ/Kg
H ₂	14.3146	5124.62 KJ/Kg
O ₂	0.9185	328.82 KJ/Kg
N ₂	1.04	372.32 KJ/Kg

<u>REACTIVOS</u>	<u>Cp (KJ/°K)</u>	<u>h a 358 °K (h = CpT)</u>
S	0.7536	298.79 KJ/Kg h a 308 °K (h = CpT)
O ₂	0.9185	282.89 KJ-Kg
N ₂	1.04	320.32 KJ/kg

El método que se seguirá para obtener la temperatura de flama adiabática es el siguiente; se efectuará el balance de energía que entra al sistema, esto es, la diferencia entre las entalpías (a la temperatura - de referencia y a la temperatura de entrada de los reactivos al sistema) - multiplicada por su masa, dará la energía neta que entra al sistema, conocida esta energía y como no hay suministro interno de calor, deberá -- mantenerse constante la cantidad de energía, en base a este concepto se podrá calcular la entalpía de los productos suponiendo una temperatura - y se hará el balance de energía para los productos, en aquella temperatura en la que la energía entra es igual a la que sale, es la conocida - como temperatura de flama adiabática.

Energía que entra al sistema

Reactivos.

$$C \quad h_{358} - h_{298} + PCI = 305.76 - 254.52 + 32791.01 = 32845.25 \text{ KJ/Kg}$$

$$H_2 \quad h_{358} - h_{298} + PCI = 5124.62 - 4625.75 + 119954.75 = 120453.62 \text{ "}$$

$$S \quad h_{358} - h_{298} + PCI = 296.78 - 224.57 + 9257.01 = 9329.22 \text{ KJ/Kg}$$

$$O_2 \quad h_{358} - h_{298} = 328.82 - 273.73 = 55.09 \text{ KJ/Kg}$$

$$N_2 \quad h_{358} - h_{298} = 372.32 - 309.82 = 62.40 \text{ KJ/Kg}$$

$$O_2 \quad h_{308} - h_{298} = 289.89 - 273.73 = 16.16 \text{ KJ/Kg}$$

$$N_2 \quad h_{308} - h_{298} = 320.32 - 309.92 = 10.40 \text{ KJ/Kg}$$

Por lo tanto,

$$C \quad (32 \ 842.25 \text{ KJ/Kg}) \ (90.9 \text{ Kg}) = 2 \ 985 \ 360.5 \text{ KJ}$$

$$H_2 \quad (120 \ 453.62 \text{ KJ/Kg}) \ (7.0 \text{ Kg}) = \quad 843 \ 175.34 \text{ KJ}$$

$$S \quad (9 \ 329.22 \text{ KJ/Kg}) \ (1.5 \text{ Kg}) = \quad 13 \ 993.83 \text{ KJ}$$

$$\begin{aligned}
 \text{O}_2 & \quad (55.09 \text{ KJ/Kg}) (0.1 \text{ Kg}) = 5.509 \text{ KJ} \\
 \text{N}_2 & \quad (62.40 \text{ KJ/Kg}) (0.5 \text{ Kg}) = 31.20 \text{ KJ} \\
 \text{O}_2 & \quad (16.16 \text{ KJ/Kg}) (299.80\text{Kg}) = 4 884.84 \text{ KJ} \\
 \text{N}_2 & \quad (10.40 \text{ KJ/Kg}) (986.35\text{Kg}) = 10 258.07 \text{ KJ}
 \end{aligned}$$

Energía total que entra al sistema 3 857 699.10 KJ/tonelada

Masa de los productos:

$$\begin{aligned}
 \text{CO}_2 & \quad (7.575) (44) = 333.3 \text{ Kg} \\
 \text{H}_2\text{O} & \quad (3.50) (18) = 63.0 \text{ kg} \\
 \text{SO}_2 & \quad (0.0469) (64) = 3.0 \text{ kg.} \\
 \text{N}_2 & \quad (35.2446) (28) = 986.84 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

Balance de energía

$$\begin{aligned}
 & 53(h - 555.71) + 333.3(h - 251.51) + 3(h - 185.5) + 986.84(h - 309.92) \\
 & = 3 857 699.10 \text{ KJ}
 \end{aligned}$$

Supóngase que $T = 2400 \text{ }^\circ\text{C} = 2873 \text{ }^\circ\text{K}$

$$\begin{aligned}
 \text{H}_2\text{O} \quad h &= (1.8648)2873 = 5357.57 \text{ KJ/Kg} \\
 \text{CO}_2 \quad h &= (0.884) (2873) = 2424.81 \text{ KJ/Kg} \\
 \text{O}_2 \quad h &= (0.6625)(2873) = 1788.44 \text{ KJ/Kg} \\
 \text{N}_2 \quad h &= (1.04) (2873) = 2987.92 \text{ KJ/kg}
 \end{aligned}$$

Substituyendo

$$\begin{aligned}
 & 3(5357.57 - 55.71) + 333.3(2424.81 - 251.51) + 3(1788.44 - 185.5) + \\
 & 36.84(2987.92 - 309.92) = 302 769.18 + 724 360.89 + 4 808.82 + 2 642 757.5 \\
 & 3 674 696.2 \text{ KJ.}
 \end{aligned}$$

Como el resultado anterior está muy lejos de la energía que entra -- sistema, se debe aumentar la temperatura.

Supóngase que $T = 2720 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2993) = 5581.34 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (2993) = 2526.09 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2993) = 1863.14 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2993) = 3112.71 \text{ KJ/Kg}$$

Substituyendo

$$\begin{aligned} &63(5581.34 - 555.71) + 333.3(2526.09 - 251.51) + 3(1863.14 - 185.5) \\ &986.84(3112.72 - 309.92) = 316\,608.39 + 758\,117.5 + 5\,032.92 + 2\,765\,915.1 \\ &= 3\,645\,673.8 \text{ KJ} \end{aligned}$$

Como ya la diferencia que entre la energía que entra y la que sale es -- mínima, supongase que $T = 2730 \text{ }^\circ\text{C} = 3003 \text{ }^\circ\text{K}$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (3003) = 5599.99 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (3003) = 2534.53 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (3003) = 1869.36 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (3003) = 3123.12 \text{ KJ/Kg}$$

Substituyendo

$$\begin{aligned} &63(5599.99 - 551.71) + 333.3(2534.53 - 251.51) + 3(1869.36 - 185.5) + \\ &986.84(3123.12 - 309.92) = 318\,341.64 + 760\,930.56 + 5\,051.58 + 2\,7776\,178.2 \\ &= 3\,860\,201.8 \text{ KJ} \end{aligned}$$

Como $3\,860\,201.80 \text{ KJ}$ es aproximadamente igual a $3\,857\,699.10 \text{ KJ}$ -- se puede decir que la temperatura de flama adiabática es aproximadamente $2730 \text{ }^\circ\text{C}$.

Para el gas natural se seguirá el mismo procedimiento, por lo tanto, ya no se describirá cada paso.

Balance de la Ecuación:

$$\begin{aligned} &(84.1\text{CH}_4 + 3.35\text{H}_2\text{S} + 3.35\text{C}_2\text{H}_6 + 5\text{CO}_2 + 4.2\text{N}_2) + 1.2a\text{O}_2 + 4.512a\text{N}_2 \\ &\quad x\text{CO}_2 + y\text{H}_2\text{O} + z\text{SO}_2 + (4.2a + 4.512A)\text{N}_2 \end{aligned}$$

ara el Carbono:

$$x = 84.1 + 6.7 + 5 : x = 95.8$$

ara el Hidrógeno:

$$2y = 336.4 + 6.7 = 20.1 ; y = 181.6$$

ara el Azufre:

$$z = 3.35$$

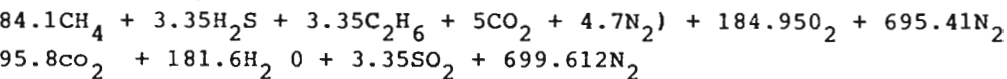
ara el Oxígeno:

$$10 + 2.4a = 2x + y + 2z$$

$$10 + 2.4a = 2(95.8) + 181.6 + 2(3.35)$$

$$a = 154.125$$

la ecuación quedada



omprobación

$$84.1(16) + 3.35(34) + 3.35(30) + 5(44) + 184.95(32) + (695.41)(28) \\ 95.8(44) + 181.6(18) + 3.35(64) + 699.61(28) = 27\ 287.536 \\ = 27\ 287.536$$

relación de aire seco - combustible

$$a/c = \frac{184.95(32) + 695.41(28)}{84.1(16) + 3.35(34) + 3.35(30) + 5(44) + 4.2(28)}$$

$$a/c = \frac{19471.536}{1897.6} = \frac{10.261 \text{ Kg de aire seco}}{\text{Kg de combustible}}$$

O en el aire

$$\text{O en el aire} = (184.95 + 695.412) \times \frac{0.036413}{0.7871544 - 0.036413}$$

O en el aire = 42.699 moles

Aire húmedo suministrado

$$\begin{aligned}\text{Aire húmedo suministrado} &= \text{aire seco} + \text{H}_2\text{O en el aire} \\ &= 880.361 + 42.699 = 923.06 \text{ moles}\end{aligned}$$

Relación aire húmedo - combustible

$$R_{a/c} = \frac{184.95(32) + 695.412(28) + 42.699(18)}{84.1(16) + 3.35(34) + 3.35(30) + 5(44) + 4.2(28)}$$

$$R_{a/c} = \frac{26158.518}{1879.6} = 13.917 \frac{\text{Kg de aire húmedo}}{\text{Kg de combustible}}$$

ANALISIS DE LOS GASES DE COMBUSTION

ANALISIS MOLAL

COMPONENTE	MOLES
CO ₂	95.8
SO ₂	3.35
N ₂	699.612
H ₂ O	224.29

Total de moles base seca = 798.762 moles

Total de moles base húmeda = 1023.052 moles

COMPONENTE	% MOL BASE SECA	% MOL BASE HUMEDA
CO ₂	11.99 %	9.36 %
SO ₂	0.0004 %	0.003 %
N ₂	87.58 %	68.38 %
H ₂ O	-----	21.92 %

ANALISIS EN PESO

COMPONENTE	PESO
CO ₂	95.8 x 44 = 4 215.20 Kg
SO ₂	3.35 x 64 = 214.40 Kg
N ₂	699.612 x 28 = 19589.13 Kg
H ₂ O	224.29 x 18 = 4037.22 Kg

% EN BASE SECA	% EN BASE HUMEDA
17.54 %	15.02 %
0.008%	0.007%
81.55 %	69.82 %
-----	14.38 %

Total peso en base seca = 24 018.736 Kg

Total peso en base húmeda = 28 055.736 Kg

Temperatura de flama adiabática

Entalpía de referencia

<u>Reactivos</u>	<u>Cp (KJ/Kg °K)</u>	<u>h a 298 °K (h = CpT)</u>
CH ₄	2.1348	636.17 KJ/Kg
H ₂ S	1.0035	299.04 KJ/Kg
C ₂ H ₆	1.7525	522.24 KJ/Kg
CO ₂	0.844	251.51 KJ/Kg
N ₂	1.04	309.92 KJ/Kg
O ₂	0.9185	273.73 KJ/Kg
N ₂	1.04	309.92 KJ/Kg

PRODUCTOS	C _p (KJ/Kg °K)	h a 298 °K (h=C _p T)
H ₂ O	1.8648	555.71 KJ/Kg
CO ₂	0.8440	251.51 KJ/Kg
SO ₂	0.6225	185.50 KJ/Kg
N ₂	1.04	309.92 KJ/Kg

Entalpfa a condiciones de entrada al sistema

REACTIVOS	C _p (KJ-Kg °K)	h a 303 °K (h=C _p T)
CH ₄	2.1348	646.84 KJ/Kg
H ₂ S	1.0035	304.06 KJ/Kg
C ₂ H ₆	1.7525	531.00 KJ/Kg
CO ₂	0.8440	255.73 KJ/Kg
N ₂	1.04	315.12 KJ/Kg h a 308 °K (h = C _p T)
O ₂	0.9185	282.89 KJ/Kg
N ₂	1.04	320.32 KJ/Kg

Energfa què entra al sistema

$$\begin{aligned}
\text{CH}_4 \quad h_{303} - h_{298} + \text{PCI} &= 646.84 - 636.17 + 50011.32 = 50021.96 \text{ KJ/Kg.} \\
\text{C}_2\text{H}_6 \quad h_{303} - h_{298} + \text{PCI} &= 531.00 - 522.24 + 47486.24 = 47495.44 \text{ KJ/Kg} \\
\text{H}_2\text{S} \quad h_{303} - h_{298} &= 304.00 - 299.04 = 4.76 \text{ KJ/Kg} \\
\text{CO}_2 \quad h_{303} - h_{298} &= 255.73 - 251.51 = 4.22 \text{ KJ/Kg} \\
\text{N}_2 \quad h_{303} - h_{298} &= 315.12 - 309.92 = 5.20 \text{ KJ/Kg} \\
\text{N}_2 \quad h_{308} - h_{298} &= 320.92 - 309.92 = 10.4 \text{ KJ/Kg} \\
\text{O}_2 \quad h_{308} - h_{298} &= 282.89 - 273.73 = 9.16 \text{ KJ/Kg}
\end{aligned}$$

CH ₄	(84.1)	(16)	(50021.96)	=	67 309 549.00 KJ
C ₂ H ₆	(3.35)	(30)	(47495.44)	=	4 773 291.70 KJ
H ₂ S	(3.35)	(34)	(4.96)	=	544.94 KJ
CO ₂	(5)	(44)	(4.22)	=	928.40 KJ
N ₂	(4.2)	(28)	(5.20)	=	611.52 KJ
O ₂	(184.75)	(32)	(9.16)	=	54 212.54 KJ
N ₂	(695.41)	(28)	(10.4)	=	202 503.39 KJ

Energía total que entra al sistema 72 241 638 KJ/Tonelada

Energía que sale del sistema

Masa de los productos

CO ₂	95.8(44)	=	4 215.2 Kg
H ₂ O	181.6(18)	=	3 268.8 Kg
SO ₂	3.35(64)	=	214.4 KG
N ₂	699.61(28)	=	19 589.08 Kg

BALANCE DE ENERGIA

$$4215(h - 251.51) + 3268.8(h - 555.71) + 214.4(h - 185.5) + 19589.08(h - 309.92) = 72\ 341\ 638\ \text{KJ}$$

Suponiendo T= 2600°C = 2873 °K

CO ₂	h = (0.884)	(2873)	=	2424.81 KJ/Kg
H ₂ O	h = (1.8648)	(2873)	=	5357.57 KJ/Kg
SO ₂	h = (0.6225)	(2873)	=	1788.40 KJ/Kg
N ₂	h = (1.04)	(2873)	=	2987.92 KJ/Kg

$$4215.2(2424.81 - 251.51) + 3268.8(5357.57 - 555.71) + 214.4(1788.44 - 185.5) + 19589.08(2987.92 - 309.92) = 9\ 160\ 894.1 + 15\ 696\ 319 + 343\ 670.33 + 52\ 459\ 556 = 77\ 660\ 439\ \text{KJ}$$

Suponiendo $T = 2510 \text{ }^{\circ}\text{C} = 2783 \text{ }^{\circ}\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (2783) = 2460.17 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2783) = 5189.73 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2783) = 1732.41 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2783) = 2894.32 \text{ KJ/Kg}$$

Substituyendo

$$\begin{aligned} &4215.2(2460.17 - 251.51) + 3268.8 (5189.73 - 555.71) + \\ &214.4(1732.41 - 185.3) + 19589.08(2894.32 - 309.92) = \\ &9\ 309\ 943.6 + 15\ 147\ 684 + 331\ 657.5 + 50\ 626018 = 75\ 415\ 302 \text{ KJ} \end{aligned}$$

Suponiendo $T = 2450 \text{ }^{\circ}\text{C} = 2723 \text{ }^{\circ}\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.844) (2723) = 2407.13 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2723) = 5077.85 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6625) (2723) = 1803.98 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2723) = 2831.92 \text{ KJ/Kg}$$

Substituyendo

$$\begin{aligned} &4215.2 (2407.13 - 251.51) + 3268.8 (5077.85 - 555.71) + \\ &+ 214.4 (1803.98 - 185.5) + 19589.08 (2831.92 - 309.92) = \\ &9\ 086\ 369.4 + 14\ 781\ 971 + 347\ 002.11 + 49\ 403\ 659 = 73\ 619\ 001 \text{ KJ} \end{aligned}$$

Por lo tanto, la temperatura de flama adiabática es de $2450 \text{ }^{\circ}\text{C}$

3.1.11 ASPECTOS PRACTICOS DE LA COMBUSTION

Quemar combustibles en los CAFD de una refineria es algo más complejo que establecer una serie de ecuaciones. En cualquier sistema de CAFD es necesario:

- 1.- Preparar el combustible para su combustión; si es un líquido hay que atomizarlo.

- 2.- Asociar el combustible y el aire en las proporciones adecuadas, al momento y a la temperatura correctos para el encendido y la combustión.
- 3.- Transferir a los tubos del CAFD el calor de los productos de la combustión. Al mismo tiempo hay que dejar suficiente calor en la zona de combustión.

Los quemadores de gas sólo necesitan establecer la proporción de los volúmenes de aire y gas y asegurar su mezcla. Pero los quemadores de aceite tienen que preparar el combustible fragmentándolo en pequeñas partículas para dejar expuesta la máxima superficie posible a fin de que el calor del CAFD lo convierta rápidamente en vapor.

Las funciones de mezcla, encendido y combustión se producen en el pequeño intervalo de tiempo que emplean el combustible y el aire en trasladarse desde el quemador hasta la entrada a la chimenea. Este intervalo de tiempo depende de la distancia recorrida y de la velocidad o grado de turbulencia.

Para un funcionamiento económico, es vital el estricto control de la corriente de aire por el CAFD.

En la mayor parte de los CAFD hay tres puntos de control del aire de combustión; cuando son de tiro natural:

- 1.- Obturadores de aire primario del quemador. Controlan la abertura por la que tiene que pasar el aire primario. Estos obturadores son el elemento de control básico del aire que va al CAFD, especialmente cuando se quema gas.
- 2.- Compuertas de aire secundario. Controlan la cantidad de este aire al CAFD. Cuando se suministra al CAFD demasiado aire, es el secundario, normalmente, el que se debe reducir.
- 3.- Registro del CAFD. Es la válvula que controla el régimen al que salen del CAFD los productos de la combustión. Si ese registro, que está en la chimenea, se ajusta de modo que quede casi cerrado, tenderá a impedir el paso de la corriente de los gases calientes al aire y, por lo tanto, se elevará la temperatura del CAFD. Cualquier aumento de ésta, significa una reducción de la entrada de aire primario y secundario. Hay que tener presente que al abrir el registro se aumenta la entrada de aire, y que al cerrarlo se disminuye.

Deben evitarse humos en el hogar, porque esto evidencia una combustión incompleta. Las llamas amarillas y "vaporosas" que incluso pueden incidir en los tubos, son indicadores de una mala combustión.

Todos los quemadores deben mantenerse encendidos. Sólo pueden interrumpirse si hay una buena razón por la que haya que retirarlos del servicio. Debe observarse atentamente la temperatura de los tubos metálicos para que no se sobrecaliente ciertas secciones del hogar. Si hay algún defecto mecánico en el quemador, se debe reparar y reintegrarlo al servicio lo antes posible.

3.1.12 SIMBOLOS UTILIZADOS EN ESTE CAPITULO

C	Carbono
C_p	Calor a presión constante de los reactivos y productos, en KJ/Kg °K
E_c	Energía química de los reactivos, en KJ
E_t	Energía total de los reactivos, en KJ
H	Hidrógeno
H_p, H_{p2}	Entalpía de los productos a la temperatura que salen del sistema, en KJ
H_p°	Entalpía de los productos a la temperatura de referencia, en KJ
H_r	Entalpía de los reactivos a la temperatura que entran al sistema en KJ
H_r°	Entalpía de los reactivos a la temperatura de referencia, en KJ
H_{r1}	Entalpía de los reactivos a la temperatura en que se realiza la combustión, KJ
h_{rp}°	Cambio de entalpía de los reactivos a los productos a la temperatura de referencia, KJ
O	Oxígeno
N	Nitrógeno
P°	Presión de referencia, en Bar o N/m ²
P	Presión a la que se efectúa la combustión, Bar o N/m ²
Q	Calor en, KJ
q_p°	Poder calorífico a presión constante a la temperatura de referencia, en KJ/Kg

- q_l° Poder calorífico inferior a presión constante a la temperatura de referencia, en KJ/Kg
- q_h° Poder calorífico superior a presión constante a la temperatura de referencia, en KJ
- S Azufre
- T_1 Temperatura a la que se efectúa la combustión, en °C
- T_2 Temperatura de salida de los productos, en °C
- t Temperatura de referencia, en °C
- T_{bs} Temperatura de bulbo seco, en °C
- U_r° Energía interna de los reactivos a la temperatura de referencia, en KJ.
- U_r Energía interna de los reactivos a la temperatura que entran al sistema, en KJ
- U_p Energía interna de los productos a la temperatura que salen del sistema, en KJ
- U_p° Energía interna de los productos a la temperatura de referencia en KJ
- V_p° Volúmen de los productos a la temperatura de referencia, en m³.
- V_r° Volúmen de los reactivos a la temperatura de referencia, en m³.

Clase de aceite combustible b)		Punto de inflamación °C	Punto de fluidez crítica °C	Agua y sedimento %	Residuo de carbón en 10% de residuo %	Cenizas %	Temperatura de destilación			Viscosidad						Peso específico		
							Temperatura de destilación			Saybolt			Cinematica en centistokes a					
							10% °C	50% °C	final °C	Universal a 38 °C		Furol a 50 °C		38 °C			50 °C	
Núm.	Descripción	min.	máx.	máx.	máx.	máx.	máx.	máx.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	min.	
1	Destilado para vaporizar mecheros tipo hornos y otros mecheros que necesitan esta clase d)	38 o legal	-18	trazos	0.15	—	420	—	625	—	—	—	—	2.2	1.4	—	—	35
2	Destilado para calefacción doméstica para empleo mecheros que no necesitan el núm. 1	38 o legal	-7 d)	0.10	0.35	—	41	675	—	40	—	—	—	(4.3)	—	—	—	20
4	Para mecheros no equipados con instalaciones de precalentamiento	55 o legal	-7	0.50	—	0.10	—	—	—	125	45	—	—	(26.4)	(5.8)	—	—	—
5	Tipo residual para quemadores equipados con instalaciones de precalentamiento	55 o legal	—	1.00	—	0.10	—	—	—	—	150	40	—	—	(32.1)	(8)	—	—
6	Para empleo en quemadores equipados con presen- fadores que permiten un combustible de gran vis- cosidad	65 o legal	—	2.00 f)	—	—	—	—	—	—	—	300	45	—	—	(6.38)	(192)	—

d) Reconociendo la necesidad de aceite combustible con poco azufre empleados en relación con hornos de tratamiento térmico, metal no ferreo, vidrio y cerámica, y otros usos especiales, se puede especificar la cantidad de azufre de acuerdo con la siguiente tabla:

Clase	Azufre, máximo %
núm. 1	0.5
núm. 2	1.0
num. 4, 5 y 6	sin límite

b) El propósito de estas clasificaciones es que, si no se satisface un requisito de una clase determinada de aceite combustible, este no significa que haya que poner dicho aceite combustible en la siguiente clase inferior, a menos que satisfaga todos los requisitos de dicha clase.

c) El aceite combustible núm. 1 debe someterse a una prueba de corrosión durante 3 h a 50 °C. La chapa de cobre expuesta no debe mostrar ninguna capa gris ni negra.

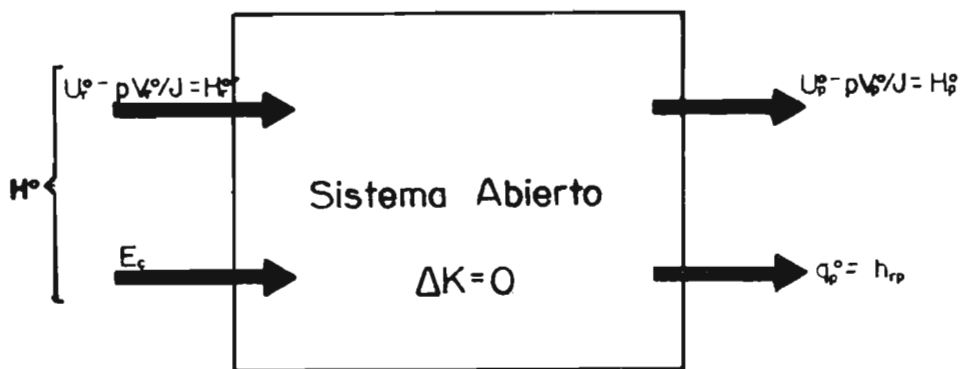
d) Pueden especificarse menores o mayores temperaturas de fluidez crítica siempre que lo requieran las condiciones de almacenaje o empleo. No obstante, estas especificaciones no deben requerir una temperatura de fluidez crítica inferior a 0 °C en ningún caso.

e) El punto de 10% puede especificarse a 226 °C. Es el máximo para empleo en CAFD que no tenga atomizadores.

f) La cantidad de agua por destilación más el sedimento por extracción no deben sobrepasar 2.00%. La cantidad de sedimento por extracción no debe sobrepasar 0.5%. Debe deducirse todo el agua y sedimento que pesan del 1.0%.

TABLA No. 9 (7)

REQUISITOS DETALLADOS DE LOS ACEITES ^{a)}
COMBUSTIBLES



$$p=C$$

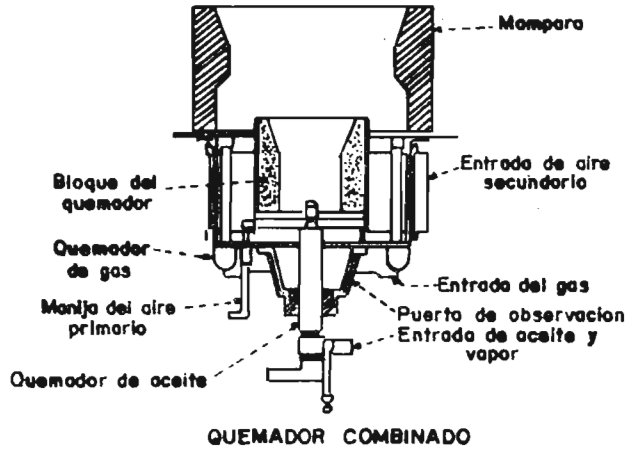
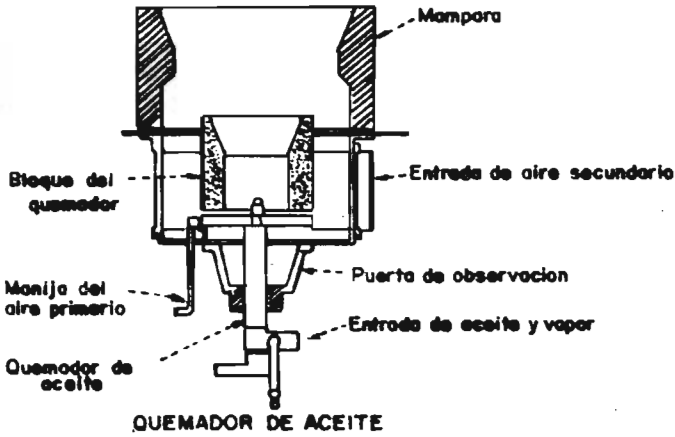
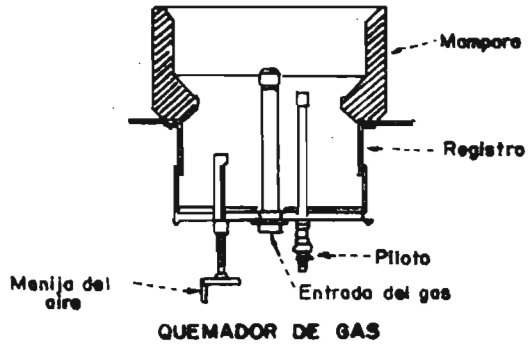
$$\Delta T=0$$

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1983



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 12 TIPOS DE QUEMADORES

JAIME RODRIGUEZ MONROY

METODO DE CALCULO

INTRODUCCION:

Aunque los CAFD han sido usados extensamente por varias décadas en la industria de refinación y petroquímica no existen mucha publicaciones que hayan sido editadas cubriendo los métodos de diseño de estos equipos. La evaluación de la transmisión de calor en un CAFD es tan complicada que la aplicación directa de las relaciones básicas de radiación y convección es extremadamente laboriosa.

Este capítulo describe un método presentado por R.H.Wimpress(10) para el diseño de un CAFD. El método está basado en las correlaciones fundamentales para la transmisión de calor por radiación y convección. Es aplicable a los tipos usuales de CAFD existentes en las refinerías, donde la combustión tiene lugar en una cámara sin que la flama choque sobre las paredes o tubos. Sin embargo no puede ser usado directamente para aplicaciones que incluyen quemadores del tipo tangencial.

Los procedimientos de evaluación fueron desarrollados de los métodos presentados por Lobo Y Evans (11) para la sección de radiación y Monrad (12), Briggs y Young (13) para la sección de convección. Si se desea ahondar sobre la obtención y desarrollo de las correlaciones deberán consultarse las referencias.

Se incluye la aplicación detallada del método al diseño de un CAFD el cual fue diseñado por el Instituto Mexicano del Petróleo para Petróleos Mexicanos y el cual se encuentra instalado en la refinería de Tula, Hgo.

LA TRANSMISION DE CALOR

Varias investigaciones han sido realizadas para determinar la transmisión de calor por radiación entre superficies sólidas y gases calientes, en las cuales, las superficies han estado colocadas en diferentes tipos de arreglos. Lobo y Evans (II) aplicarán los conceptos básicos de radiación al diseño de los CAFD y desarrollarán un método de evaluación que generalmente es aplicable sin muchas complicaciones. El que se describe aquí sigue la forma básica del presentado por R.H. Wimpress, pero ha sido simplificado, por la eliminación de algunas variables menores y la inclusión de correlaciones adicionales del tipo experimental.

La base para la transmisión de calor por radiación es la ecuación de Stefan-Boltzman. Un cuerpo negro a temperatura absoluta T envía energía en forma de calor w_B en forma de radiación, la cual es evaluada por la siguiente ecuación:

$$w_B = \sigma T^4$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzman y la cual tiene un valor de $0.56697 \times 10^{-7} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4$

Para evaluar la transmisión de calor por radiación Q_R entre dos superficies reales a temperatura T_A y T_B la relación viene dada por:

$$Q_R = \sigma AF (T_A^4 - T_B^4)$$

Donde A es el área de una de las superficies y F es un factor de Intercambio, el cual depende del área relativa y el arreglo de las superficies, de emisividad o absorvidad de cada una. También la superficie emisora o la superficie absorbente pueden ser usada para determinar Q_R . Sin embargo, el valor del factor de intercambio depende de la superficie que sea usada para los cálculos.

SUPERFICIE DE PLANO FRIO EQUIVALENTE

En un CAFD, la superficie absorbente de calor está bien definida. Esta superficie absorbente es el serpentín de tubos en la zona de radiación. Para efectos de cálculo, la superficie absorbente de calor presentada por el serpentín es reemplazada por otra superficie de absorción de calor, llamada superficie de plano frío equivalente, tal superficie es la base para el cálculo de la transmisión de calor por radiación.

Como se ha dicho antes, el serpentín de tubos está casi siempre situado frente a una pared de refractario, excepto en explicaciones especiales, por lo tanto, parte del calor radiante emitido por los gases caliente de combustión llega directamente a los tubos y es absorbido por ellos. El restante llega al refractario y es rerrradiado hacia adentro del CAFD, de ésta rerrradiación que regresa, parte es absorbida por los tubos y el restante pasa a través del espacio existente entre los tubos.

Esta complicada situación es manejada en los cálculos, reemplazando el serpentín de tubos por una superficie de plano equivalente, A_{cp} . La cual es igual al número de tubos por la longitud expuesta de los tubos,

por la distancia existente entre las líneas de centros de los tubos. Sin embargo, el serpentín de tubos no absorbe todo el calor que absorbe la superficie de plano frío. Así que la superficie de plano frío debe ser corregida por un factor de eficiencia, que será llamado α . Hottel (14) ha publicado valores para el factor como una función del arreglo de tubos y el espaciamiento entre los mismos. Estos valores se muestran gráficamente en la figura No. 13.

El producto del área plano frío por el factor de absorción, αA_{cp} , es llamada área de plano frío equivalente. Esta es el área de un plano negro ideal que tiene la misma capacidad de absorción que el serpentín de tubos.

Mientras esto sucede en los tubos de la zona de radiación. ¿Qué pasa en los tubos escudo?. Estos tubos no son rerradiados por la parte posterior debido a que no hay una pared de refractario. Por lo tanto, la energía que no es absorbida por los tubos escudo pasa a los tubos de la sección de convección y es absorbida ahí.

Desde el punto de vista del gas radiante, el factor α para los tubos escudo es la unidad. Así, en los cálculos, el factor de corrección α es sólo aplicado al serpentín de radiación por encontrarse situado frente a una pared de refractario. El área de plano frío equivalente de los tubos escudo es tomada sin ser afectada por α . Se podría argumentar que los tubos escudo no recobran todo ese calor, de tal manera, que los cálculos de transmisión de calor en la sección de radiación puede resultar con valores demasiado altos. Sin embargo, la experiencia muestra que debido a la alta velocidad de los gases de combustión que pasan por los tubos escudo, la transmisión de calor por convección es más alta que la existente en los tubos de serpentín de radiación. Por lo tanto, el asumir un valor de α igual a uno es lo suficientemente razonable, además que simplifica los cálculos.

FACTOR DE INTERCAMBIO

El último término que falta de ser evaluado en la ecuación (2) es el factor de intercambio F. Primero, se debe tener en cuenta que los gases de combustión en la sección de radiación están muy lejos de comportarse como un cuerpo negro ideal. De sus componentes los que más contribuyen en la emisividad son el bióxido de carbono (CO_2) y el agua (H_2O). La emisividad de los gases de combustión depende de la concentración de estos dos componentes, y por supuesto, de la temperatura de los gases de combustión y de la superficie absorbente. Lobo y Evans (II) han demostrado que la composición y los efectos dimensionales de los gases de combustión pueden ser evaluados por un sólo término, que es la presión parcial de bióxido de carbono más la presión parcial del vapor de agua por la longitud del haz radiante. La figura No.14 muestra la presión parcial P de los componentes radiantes como una función del exceso de aire para combustibles de hidrocarburos. También se ha encontrado que la temperatura de pared del tubo tiene un efecto menor -

sobre la emisividad de los gases de combustión. Aunque la emisividad puede ser relacionada como una función del producto PL y la temperatura de los gases de combustión como se muestra en la figura No. 15. Las temperaturas de pared del tubo menores de 649°C y mayores de 316°C causan menos del 1% de desviación en las curvas presentadas en la figura No. 15, por lo tanto, para los fines de este estudio son lo bastante exactas como para ser utilizadas.

El factor de intercambio depende también de la cantidad de rerradiación producida por las paredes de refractario. En efecto, la energía reflejada por el refractario llega a la parte posterior del tubo. Por lo tanto, un CAFD en el que sus paredes estén completamente cubiertas por tubos absorberá menos el calor por unidad de área que aquel -- que tiene menos tubos pero más área de rerradiación suministrada por el refractario. Este efecto puede ser relacionado sobre la base del cociente del área efectiva del refractario entre el área de plano frío equivalente como se muestra en la figura No. 16.

El área efectiva del refractario es definida como aquella área -- la cual sería expuesta si el serpentín de tubos fuera reemplazado por un plano frío equivalente.

La figura No.16 también muestra que los tubos no absorben toda la energía que llega a ellos. Las curvas están basadas en que el serpentín tiene una absorptividad de 0.9.

Entonces la ecuación en la sección de radiación está dada por:

$$Q_{srr} = \epsilon \alpha \times A_{cp} F (T_{gc}^4 - T_{pp}^4) \quad (3)$$

TRANSMISION DE CALOR POR CONVECCION EN LA SECCION DE RADIACION

Aunque la transmisión de calor en la sección de radiación se efectúa principalmente por radiación, la transmisión de calor por convección no puede ser despreciada. La cantidad de calor transmitida por convección puede variar del 5% al 20% de la carga total de radiación dependiendo de la temperatura existente en la sección de radiación. La ecuación para la transmisión de calor por convección es:

$$Q_{src} = h_{rc} A_{tr} (T_{gc} - T_{pp}) \quad (4)$$

Por supuesto, la transmisión de calor por convección no contribuye mucho al calor absorbido por el fluido, por lo tanto, se puede hacer algunas simplificaciones. Para un CAFD, normalmente el coeficiente h_{rc} es aproximadamente $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ y A_{tr} es cerca de dos veces αA_{cp} , y el factor de intercambio 0.57. Substituyendo estos valores en la ecuación (4), se obtiene la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} Q_{sr} &= (11) (2\alpha A_{cp}) (F/0.57) (T_{gc} - T_{pp}) \\ &= 39.95 \alpha A_{cp} F (T_{gc} - T_{pp}) \end{aligned} \quad (5)$$

CALOR TOTAL ABSORBIDO EN LA SECCION DE RADIACION

El calor total absorbido en la sección de radiación es la suma de la transmisión de calor por radiación y convección

$$Q_{sr} = Q_{srr} + Q_{src} = \alpha x A_{cp} F (T_{gc}^4 - T_{pp}^4) + 39.95 A_{cp} F (T_{gc} - T_{pp}) \quad (6)$$

si se divide por $A_{cp} F$

$$\frac{Q_{sr}}{\alpha A_{cp} F} = (T_{gc}^4 - T_{pp}^4) + 39.95 (T_{gc} - T_{pp}) \quad (7)$$

donde los valores de $Q_{sr} / \alpha A_{cp} F$ contra la temperatura de los gases de combustión están graficados en la figura No. 17

BALANCE DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION

Para determinar la temperatura de los gases de combustión en la sección de radiación, se debe efectuar un balance de calor en el CAFD. El calor suministrado en la sección de radiación proviene de tres fuentes, que son: el calor neto liberado por la combustión, Q_{nc} , el calor sensible del aire para la combustión, Q_{ac} y el calor sensible del combustible Q_{sc} , y el calor es absorbido en tres formas que son: el calor absorbido por los tubos, Q_{sr} , el calor que se pierde por la humedad del aire, Q_p y el calor sensible existente en los gases de combustión Q_{eg} . Esto se puede expresar como ecuación en la forma siguiente:

$$Q_{nc} + Q_{ac} + Q_{sc} = Q_{sr} + Q_p + Q_{eg} \quad (8a)$$

Obteniendo el calor absorbido Q_{sr} , en función de los demás

$$Q_{sr} = Q_{nc} + Q_{ac} + Q_{sc} - Q_p - Q_{eg} \quad (8b)$$

Por la ecuación anterior la podemos expresar en forma similar a la ecuación (7), como:

$$\frac{Q_{sr}}{\propto A_{cp} F} = \left(1 + \frac{Q_{ac}}{Q_{nc}} + \frac{Q_{sc}}{Q_{nc}} - \frac{Q_p}{Q_{nc}} - \frac{Q_{eg}}{Q_{nc}} \right) \frac{Q_{nc}}{\propto A_{cp} F} \quad (9)$$

El calor neto liberado por la combustión puede ser encontrado tan pronto como la eficiencia total η y la carga total de diseño Q_d sean establecidas. Los valores de Q_{ac} y Q_{sc} son encontrados por medio de la temperatura del combustible, respectivamente. Las pérdidas Q_p son aproximadamente el 3% de calor neto liberado por la combustión. Por lo tanto, la única variable existente en la ecuación (9) es Q_{nc} . Pero el calor contenido por los gases de combustión es función de la temperatura de los gases y del exceso de aire, tal función se muestra en la figura N.º. 18 estas curvas fueron obtenidas de la combustión de 16 gases combustibles y 17 aceites combustibles.

TEMPERATURA DE PARED DEL TUBO

La figura No.17 muestra la cantidad de calor transmitido entre la masa de los gases de combustión a una temperatura uniforme y una superficie de tubos a temperatura uniforme, sin embargo, en la mayoría de los CAFD la temperatura de pared del tubo no es constante como no lo es la de los gases de combustión.

La temperatura de pared del tubo depende de la temperatura del fluido, de la resistencia térmica del metal del tubo, del coeficiente interno de película y del flux total. La temperatura del fluido puede ser tomada como la medida aritmética de las temperaturas del fluido en la entrada y salida de la sección de radiación. La caída de temperatura entre la temperatura del fluido y la temperatura de la pared del tubo puede, si es necesario, ser determinada por las ecuaciones para el coeficiente interno de película. Entonces se puede decir que la temperatura promedio de pared del tubo no afecta el valor del calor absorbido por radiación, pero se obtiene suficiente exactitud al sumar 38°C a la temperatura promedio del fluido T_{pf} .

TEMPERATURA REAL DE LOS GASES EN LA SECCION DE RADIACION

La temperatura promedio real de los gases de combustión depende de la forma de los CAFD y de las condiciones que existen para la combustión. La experiencia ha mostrado que los CAFD del tipo rectangular con sección transversal aproximadamente cuadradas y sin grandes áreas de refractario donde la flama no golpea directamente a los tubos o refractarios, la temperatura promedio de los gases de combustión es muy cercana a la que tienen los gases de combustión a la salida de la sección de radiación. Para los hornos cilíndricos con una razón alta de altura/diámetro, la temperatura promedio de los gases de combustión -- es más alta (por poco) que la de los gases de combustión a la salida -- de la sección de radiación.

ABSORCION DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION

La ecuación (7) da el calor transmitido a los tubos como una función de la temperatura promedio de los gases de combustión. La ecuación (9) da el calor retirado de los gases de combustión como una función de la temperatura de salida de gases de combustión.

La solución simultánea de ambas ecuaciones da como resultado la -- temperatura existente y la cantidad de calor transmitido en la sección de radiación.

Normalmente la solución es obtenida en forma gráfica, marcando dos puntos determinados por la ecuación (9) sobre la figura No.17. El valor de T_{gc} es leído donde la línea que une los puntos cruce la temperatura promedio de pared del tubo. Y el calor absorbido de la sección de radiación Q_{sr} es rápidamente determinado por medio del balance de calor.

Se debe notar que la ecuación (9) se comporta en forma lineal con respecto a la temperatura de los gases de combustión, por lo que la temperatura T_{gc} encontrada uniendo los dos puntos por una línea recta es lo suficientemente exacta para ser tomada en los cálculos.

TRANSMISION DE CALOR EN LA SECCION DE CONVECCION

Como la sección de radiación, el calor en la sección de convección también se transmite por convección y radiación. Las bases para evaluar la transmisión de calor en la sección de convección fueron establecidas por Monrad(12) y Garner(15). Monrad(12) tomó en cuenta la convección, por decirlo así, directa, la radiación debida a los gases de combustión y la rerrradiación producida por las paredes de refractario, para evaluar la -- transmisión de calor en secciones de convección que sólo contaban con --

tubos desnudos, mientras que Gardner(15) investigó el coeficiente de transmisión y la eficiencia de las aletas para tubos de la sección de convección.

TRANSMISION DE CALOR POR CONVECCION DIRECTA

La ecuación obtenida por Monrad(12), fue revisada para incluir datos experimentales obtenidos posteriormente, tal ecuación es la siguiente:

$$h_{cc} = \frac{2.14 (T_{pea})^{0.25} (G_{max})^{0.6}}{d^{0.4}}$$

La figura No.20 muestra los coeficientes de transmisión de calor -- por convección directa para los tamaños de tubos más comúnmente usados. La temperatura promedio de la película de los gases de combustión está definida como el promedio de la temperatura del fluido más un medio de la diferencia media logarítmica de temperaturas entre los gases de combustión y el fluido. El valor del gasto de los gases de combustión es el máximo que cruza la sección transversal de la sección de convección. La cantidad de los gases producidos por la combustión es función del exceso de aire existente, como se muestra en la figura No. 19.

RADIACION DESDE LOS GASES DE COMBUSTION

El método para evaluar el calor transmitido por radiación proveniente de los gases de combustión al serpentín de convección fue presentado por Hottel(14). Los resultados de este método están representados por la figura No.21, tales resultados se encontraron bajo las siguientes bases: un espaciamiento de dos veces el diámetro del tubo, una absorptividad de 0.9 para el metal del tubo. La temperatura promedio de los gases de combustión puede ser tomada como la temperatura promedio del fluido más la diferencia media logarítmica entre la temperatura de los gases de combustión y la temperatura del fluido. La temperatura promedio de pared puede ser tomada como la temperatura del fluido más 38°C.

RADIACION DEBIDA A LAS PAREDES DE REFRACTARIO

El coeficiente de transmisión de calor de la pared al tubo puede -- ser expresado como una función de la temperatura de pared del tubo como -- se muestra en la figura No. 22. Este coeficiente junto con las área relativas de la pared de refractario y de los tubos en la sección de convección determina un factor de corrección definido como sigue:

$$f = \frac{h_{prc}}{h_{cc} + h_{rgc} + h_{prc}} \frac{A_{ph}}{A_{th}} \quad (11)$$

COEFICIENTE TOTAL DE TRANSMISION

El coeficiente total aparente de película para los gases de combustión es función de los coeficientes individuales y se puede calcular -- como sigue:

$$h_{apg} = (1 + f) (h_{cc} + h_{rgc}) \quad (12)$$

El coeficiente interno de película (h_{ip}) será calculado como se --- muestra en secciones posteriores, basado en h_{ip} las propiedades físicas del fluido y en el flujo másico. Por lo tanto el coeficiente total de trans_{misión} de calor en la sección de convección viene dado por:

$$U_c = \frac{(h_{apg}) (h_{ip})}{h_{apg} + h_{ip}} \quad (13)$$

TUBOS DE SUPERFICIE EXTENDIDA O ALETADA

En las tres secciones se presentaron las ecuaciones desarrolladas por Monrad(12), pero estas relaciones fueron sólo obtenidas para tubos desnudos. Fue Cardner(15) quien determinó la eficiencia de una aleta, para desarrollar sus investigaciones Gardner(15) hizo las siguientes -- hipótesis:

- 1.- La distribución de la temperatura y del flujo de calor en la aleta es independiente del tiempo.
- 2.- El material de la aleta es homogéneo e isótopo.
- 3.- No hay fuentes de calor en la aleta
- 4.- El flujo de calor en cualquier punto de la aleta es directamente -- proporcional a la diferencia entre la temperatura de los gases de - combustión y la temperatura de la aleta en el punto considerado.
- 5.- La conductividad térmica de la aleta no cambia.
- 6.- La temperatura del fluido circundante de la aleta es uniforme.
- 7.- La junta de la aleta y el tubo no ofrece resistencia térmica.

8.- El espesor de la aleta es tan pequeño comparado con su altura que el gradiente de temperatura en el espesor de la aleta puede ser -- despreciado.

Con la base en estas hipótesis Cardner (15) desarrolló la siguiente relación para la eficiencia de una aleta:

$$E = \frac{\text{tang } h(u_b - u_e)}{u_b - u_e} \quad (14)$$

donde

$$u = X \frac{(h_{cc}) (d) (AA)}{K(A) (d) X} \quad (15)$$

En base a estas consideraciones, el coeficiente de película para los tubos de sección extendida, está relacionado con el coeficiente de convección para un tubo desnudo por la siguiente ecuación:

$$h_p = \frac{h_{cc} ((E) (AA) + A_{th})}{A_{th}} \quad (16)$$

COEFICIENTE INTERNO DE PELICULA

En un CAFD, el fluido de proceso dentro de los tubos presenta flujo turbulento. La mecánica de los fluidos establece que el flujo turbulento se presenta cuando el número de Reynolds $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ del fluido excede cierto valor, pero no sólo la velocidad influye en el flujo turbulento, sino que también es función de otros valores que son: el diámetro del tubo y la viscosidad del fluido, la forma que se interrelacionan tales factores fue descubierta por Reynolds, y su representación es la siguiente:

$$Re = \frac{(d) (c)}{\mu} = \quad (17)$$

La relación anterior es llamada el Número de Reynolds. Existe turbulento, si el valor del Número de Reynolds excede 2100.

El flujo turbulento está compuesto por tres capas como se muestra en la figura No. 28, tales capas están bien definidas y se conocen como capa laminar, capa amortiguadora y el flujo turbulento.

En la película laminar, la cual está muy cerca de la pared, la velocidad del flujo es cero o muy próxima a cero esto se debe principalmente a la viscosidad del fluido. En la capa amortiguadora también -- llamada de transición, el movimiento en un instante dado puede ser laminar o turbulento para fines de este estudio se le llamará a la capa laminar película interna y como es obvio, el espesor de esta capa laminar varía inversamente con el Número de Reynolds, en la película interna la transmisión de calor se efectúa por conducción y convección, si el espesor de la película es muy grande la transmisión de calor se efectúa principalmente por conducción, si el espesor de la película es pequeño la transmisión de calor se realizará principalmente por convección, es por esta razón que es necesario evaluar el coeficiente de transmisión de calor en la película interna y poder determinar que tan grande es la caída a través de la película.

Si la transmisión de calor se realiza por conducción y convección se cumple que:

$$q = \frac{K_f (T_{pp} - T_{pfi})}{L_t} = h_{pf} (T_{pf} - T_{ppi}) \quad (18)$$

Por lo tanto

$$\frac{(h_{pf}) (L_t)}{K_f} = \frac{T_{pp} - T_{ppi}}{T_{pf} - T_{ppi}} \quad (19)$$

Al término de la izquierda se le conoce como Número de Nusselt y -- tal razón representa la razón del gradiente de temperatura de la película interna al gradiente de temperatura del fluido.

Como es imposible obtener la temperatura de la película interna, -- existen ecuaciones que relacionan el Número de Nusselt con otros parámetros adimensionales como es el Número de Prandtl y el cual se define como:

$$Pr = \frac{C_{pf} (\mu)}{K_f} \quad (20)$$

La ecuación que relaciona el Re, Pr y Nu fue obtenida por Dittus -- y Boelter en base a una serie de datos experimentales, tal ecuación es -- la siguiente:

$$h_{pi} = 0.023 \frac{G^{0.8} (C_{pf}/\mu)^{0.4} (K_f)^{0.6}}{d^{0.2}} \quad (21)$$

Es necesario el hacer notar que todas las propiedades que intervienen en la ecuación anterior serán evaluadas a la temperatura del fluido.

La importancia de conocer el valor de este coeficiente se basa en el hecho de que algunos líquidos con alta viscosidad, por ejemplo, el asfalto, presentan una película interna de un espesor considerable, si el diseño se hace no teniendo en cuenta estas condiciones, se puede provocar que el fluido a la salida del CAFD no tenga las propiedades deseadas y que se carbonicen las paredes de los tubos.

DISEÑO DE LA CHIMENEA

Las funciones principales de una chimenea son: el introducir la cantidad de aire necesario para la combustión y producir un tiro lo suficientemente alto para vencer una serie de pérdidas y este tiro será un poco mayor del necesario debido a las condiciones de operación para las que es diseñado el CAFD puede variar debido a diferentes razones.

En los CAFD, los gases de combustión son capaces de producir presiones más grandes que la atmosférica, si se interfiere o se detiene su flujo, siempre deberá resistir una presión negativa dentro del CAFD, la razón de esta aseveración es la siguiente: si la presión existente dentro del CAFD es mayor que la atmosférica, el aire no entrará al CAFD, en lugar de que esto suceda, los gases calientes de la combustión salen, llevando consigo cierta cantidad de combustible, además de que ocasionan sobrecalentamientos y corrosión de los componentes del CAFD.

El tiro producido por los gases de combustión depende de la diferencia de densidad entre los gases de combustión y el aire exterior. El tiro en cm. de agua está expresado como:

$$\text{Tiro} = 3.49163 \times 10^{-4} (AL) (P) \frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_{gc}}$$

Las chimeneas se diseñan en la base de que la velocidad de los gases de combustión en la chimenea es de 7.62 m/seg.

Las pérdidas de que se habló que existen a través de los CAFD son los siguientes:

- Pérdidas en el quemador y en el plenum
- Pérdidas en el arco
- Pérdidas en los tubos escudo
- Pérdidas en los tubos aletados
- Pérdidas a la entrada de la chimenea
- Pérdidas en el damper
- Pérdidas por fricción en la chimenea
- Pérdidas en la salida de la chimenea.

-Al pasar el aire para la combustión por el plenum (que es una caja que va colocada debajo del piso o paredes del CAFD para amortiguar el ruido que se origina al efectuarse la combustión) y los quemadores sufre una caída de presión que hay que evaluar y que está dada según el tamaño y tipo de plenum y quemador. Estas pérdidas se encuentran graficadas por los fabricantes y por lo regular de acuerdo al quemador y plenum seleccionado, tales pérdidas varían de 0.508 a 0.762 cm. de H₂O.

Normalmente se dice que las pérdidas en el arco (que es aquella sección del CAFD en la que termina la sección de radiación y comienza la convección) sean de -0.254 cm de H₂O, para asegurar un buen funcionamiento del CAFD.

Las pérdidas de tiro en la sección de convección (tubos escudo y aletados) se deben principalmente a la fricción que se produce por el flujo de gases de combustión al pasar alrededor de los tubos.

Las pérdidas a la entrada y salida de la chimenea son debidas a la reducción de área de paso de los gases de combustión al entrar y salir de la chimenea.

Las pérdidas en el damper (que es una placa de metal y de ninguna manera una válvula de mariposa; la cual es usada para regular el tiro en el acero) se produce debido también a la fricción de los gases de combustión cuando tocan el damper.

Por último, las pérdidas de fricción en la chimenea, como su nombre lo indica, son debidas a la fricción de los gases de combustión contra la pared y son calculadas en cm de H₂O, en la forma siguiente:

$$\text{Pérdidas por fricción por m de altura} = \frac{(G)^2 T_{gc}}{3609504.5(D)}$$

Las demás perdidas pueden ser evaluadas bajo el concepto de energía de velocidad, basado en la velocidad másica de los gases de combustión en el punto en que se desea evaluar las pérdidas, esto se puede lograr por medio de la siguiente expresión:

$$\text{Pérdida en el punto deseado} = 1.0487 \times 10^{-3} (G)^2 V_{gc} \quad (24)$$

Estas pérdidas serán expresadas en cm de H₂O y son estimadas como el producto de la ecuación anterior en cada punto que se deseen calcular por un factor. Para tubos desnudos, este factor es 0.2 por cada cama de tubos; para tubos aletados es 1.0 para cada cama o hilera de tubos; para la entrada a la chimenea el factor es 0.5; para el damper, el factor es 0.5 y para la salida de la chimenea es 1.0.

CAIDA DE PRESION DEL FLUJO EN EL CAFD

La caída de presión del flujo en un CAFD depende, como es obvio del número de tubos por paso y de la velocidad másica del fluido a través - de los serpentines de radiación y convección.

En un CAFD se pueden presentar tres casos diferentes, en los que se presenta la caída de presión en el fluido y tales casos son:

- Caída de presión cuando sólo hay líquido
- Caída de presión cuando sólo hay vapor
- Caída de presión cuando hay vapor y líquido

La caída de presión cuando sólo hay líquido presente se puede calcular como:

$$\Delta P = (\Delta h_1 + \Delta h_2) \quad (25)$$

donde: $\Delta h_1 = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}$ (26)

y

$$\Delta h_2 = K \frac{v^2}{2g} \text{ no de accesorios} \quad (27)$$

Y para cuando sólo existen vapores y gases se puede calcular

$$\Delta P = 1.9068 \times 10^{-6} \frac{f w^2 \bar{v}_{pf}}{d^5} \quad (28)$$

La caída de presión para cuando existen vapor y líquido puede calcularse de la siguiente manera:

- Primero se calcula si sólo existirá líquido haciendo uso de las ecuaciones (25), (26) y (27).
- Se calcula como solo vapor utilizando la ecuación (28).
- Y por último, se calcula la caída de presión por la siguiente fórmula:

$$\Delta P = \Delta P_L (\% \text{ en peso de líquido}) + \Delta P_V (\% \text{ en peso de vapor}) \quad (29)$$

Para aplicar los conceptos anteriores se deben tener en cuenta los siguientes criterios:

- Cuando la vaporización existente no excede del 15% en peso, se debe calcular la caída de presión como si sólo existiera líquidos.
- Cuando la vaporización existente es mayor del 15% en peso y menor del 60% en peso, se calculará como si sólo existiera vapor, y
- Si la vaporización a la salida excede el 60% en peso, se calculará como si solo existiera solo vapor.

INFORMACION REQUERIDA PARA EL DISEÑO

Es la información que se necesita para iniciar el diseño térmico -- del CAFD. Tal información es la siguiente:

- 1.- Carga térmica necesitada para la operación o proceso.
- 2.- Gasto de fluido que va a ser calentado
- 3.- Fase del flujo, es decir, líquido, vapor o dos fases
- 4.- Temperaturas de proceso a la entrada y salida del CAFD
- 5.- Caída de presión permisible
- 6.- Presión del fluido de proceso a la entrada y salida del CAFD
- 7.- Tipo y composición del combustible
- 8.- Peso molecular del fluido, vapor o de la mezcla vapor líquido
- 9.- Area disponible para el CAFD en la planta
- 10.- Tiro disponible si el CAFD va a ser conectado a una chimenea común a otro tipo.
- 11.- Máximas temperaturas de película permitidas si hay la posibilidad de formación de coque.

FACTORES PRACTICOS QUE INFLUYEN EL DISEÑO DE UN CAFD

Existen algunos factores prácticos que influyen en el diseño de un CAFD, y tales factores son:

- Selección del tipo de CAFD
- Distribución aproximada del calor en la sección de radiación y -- convección.
- Distribución de los quemadores
- Valores típicos de transmisión de calor (Flux)
- Valores recomendados de velocidad másica del fluido
- Tamaños usuales de tubos usados en los CAFD
- Selección de la distribución de los tubos en la sección de radiación
- Selección de la distribución de los tubos en la sección de convección
- Sistemas de precalentamiento de aire
- Códigos aplicables al diseño de un CAFD

SELECCION DEL TIPO DE CAFD A SER UTILIZADO

La selección de un CAFD dependerá de los siguientes factores:

- Carga térmica
- Area disponible dentro del CAFD
- Características del fluido de proceso

Cuando se necesite de una carga térmica menor de 8800KW se recomienda utilizar un CAFD del tipo cilíndrico y si la carga térmica es mayor a 8800 KW se recomienda utilizar un CAFD del tipo rectangular.

Cuando se dispone de un área reducida dentro de la planta se recomienda utilizar un CAFD del tipo cilíndrico y en caso contrario un CAFD del tipo rectangular.

Las características del fluido influyen desde el punto de vista mantenimiento, características tales como la tendencia a la coquización, ensuciamiento e incrustación obligan a un mantenimiento continuo, lo cual influye en la colocación del serpentín.

DISTRIBUCION APROXIMADA DE CALOR EN LA SECCION DE RADIACION Y EN LA SECCION DE CONVECCION

Durante el diseño de un CAFD es siempre necesario decidir que % de la carga térmica total será absorbida por la sección de radiación y qué % por la sección de convección.

Normalmente, en el diseño de un CAFD se especifica que la sección de radiación deberá tener un serpentín de tubos que absorbe del 60% al 70% de la carga térmica total del CAFD.

En un CAFD si se incrementa la temperatura de los gases de combustión disminuirá la absorción de calor en la sección de radiación o si se incrementa el % de absorción en la sección de radiación del CAFD la temperatura de los gases de combustión disminuirá.

Por esta razón y debido a que la carga térmica que puede absorber la sección de convección es función de la temperatura de los gases de combustión, el % de absorción de la sección de convección dependerá del % de absorción de la sección de radiación.

DISTRIBUCION DE LOS GASES

La distribución de los quemadores deberá ser cuidadosamente diseñada dentro del equipo para evitar que la flama golpee los refractarios, aislantes o tubos y ocasionar la falla de cualquiera de estos elementos.

Como la distribución de los quemadores dependerá del número de quemadores requerido, primero se debe determinar el número de quemadores, para tal propósito se emplea la siguiente fórmula:

$$\text{Número de quemadores} = \frac{Q_{nc}}{Q_{L/\text{quemador}}}$$

Se recomienda, hasta donde sea posible, que un CAFD del tipo cilíndrico, el número de quemadores sea un múltiplo de número de pasos, la razón de esta recomendación es que se logra una mejor distribución del calor.

Teniendo el número de quemadores y dependiendo de la geometría del tipo de CAFD seleccionado, se procederá a distribuirlos dentro del CAFD para esto se deberá observar que se cumplan las indicaciones listadas en la tabla No. 11.

Cuando los quemadores se distribuyen en un círculo dentro de un CAFD del tipo cilíndrico deberán tener la suficiente separación entre ellos para evitar que las flamas interfieran unas con otras.

VALORES TIPICOS DE TRANSMISION DE CALOR (FLUX)

En la tabla No. 12 se listan los valores promedios típicos para la transmisión de calor por unidad de área (flux).

Estos valores están basados en que exista una distancia de 2 veces el diámetro nominal entre las líneas de centro de los tubos y que los tubos son sólo calentados únicamente de un lado teniendo una pared de refractario tras ellos.

VALORES RECOMENDADOS DE VELOCIDAD MASICA DEL FLUIDO

Las velocidades recomendadas del fluido por unidad de masa se utilizan para calcular aproximadamente el tamaño del tubo y los pasos necesarios a través del CAFD. Obviamente el tamaño exacto del tubo dependerá de la caída de presión permisible a través del CAFD y del valor del coeficiente de película interna.

La tabla No. 13 enlista los servicios y las velocidades recomendadas para cada servicio.

TAMANOS USUALES DE LOS TUBOS EN UN CAFD

Los tubos más usados en la sección de radiación de un CAFD tienen los siguientes diámetros externos: 0.0889 m, 0.1143 m y 0.1682 m, estos tubos también son usados para la sección de convección.

En la mayoría de los casos se utilizan tubos con un diámetro exterior de 0.1682 m para ambas secciones, por supuesto, esto no es una regla que haya que seguir al pie de la letra, el tamaño del diámetro exterior dependerá, entre otras cosas de la caída de presión permitida entre la entrada y la salida del horno, la temperatura existente y el servicio que presta el CAFD, la tabla No. 14 muestra las principales características de los tubos antes mencionados.

SELECCION DE LA DISTRIBUCION DE LOS TUBOS EN LA SELECCION DE RADIACION

La distribución de los tubos en la sección de radiación es un factor importante en el diseño ya que de esto dependerá la cantidad de calor que absorba el fluido de proceso. Cuando se utilizan tubos con un diámetro de 0.1524 m (6") se disponen de tal manera que la distancia que existe entre las líneas de centros sea de 0.3048 m (12"), este tipo de distribución de los tubos se aplica en CAFD donde no se requiere una distribución de calor por unidad de área muy uniforme, es importante el hacer notar que los tubos normalmente distribuidos de la manera antes mencionada se encuentran situados frente a las paredes de refractario.

En servicios donde se requiere una distribución muy uniforme de la cantidad de calor por unidad de área, tales como el craqueo térmico, los tubos se sitúan en hileras de tubos los cuales son calentados desde ambos lados por quemadores.

SELECCION DE LA DISTRIBUCION DE LOS TUBOS EN LA SELECCION DE CONVECCION

La sección de convección de un CAFD deberá suministrar una área libre por la cual el flujo másico de los gases de combustión deberá pasar a una velocidad que sea compatible con el tiro existente en el CAFD esto suministrará una buena transmisión del calor en la sección de convección. En base a lo anteriormente dicho, se deberán seguir los siguientes puntos en el diseño de una sección de convección.

- En los calentadores cilíndrico-verticales, hasta donde sea posible, los codos de retorno deberán estar fuera de los espejos de tubos, en las llamadas cajas de cabezas.
- La distancia entre las líneas de centros de los tubos, será hasta donde sea posible de 0.3048 m, claro que esta distancia puede variar dependiendo del servicio y de la cantidad de calor que se necesite absorber en la sección de convección.
- La distancia entre la aleta y la pared de refractario no deberá ser menor a 0.0254 m.

CODIGOS APLICABLES AL DISEÑO DE UN CAFD

El código que se usa para determinar el espesor de pared del tubo necesario para los serpentines de un CAFD es el código del American Petroleum Institute API 530.

Este código de los valores de esfuerzo permisible para diseños de tubos con una vida útil de 10000 a 100000 hrs., y da dos métodos de cálculo del espesor de pared del tubo dependiendo si existe o no corrosión durante la operación.

Como es lógico la mayoría de los CAFD se diseñan para que sus tubos tengan una vida útil de 100000 hrs, pero existen también aquellos casos en que la vida útil del tubo es menor, por ejemplo, 20 000 hrs, como sucede en aquellos CAFD que operan en servicios intermitentes.

En caso de que en el API RP 530 no existan los valores del esfuerzo permisible a una temperatura de diseño dada, se deberá entonces consultar el ANSI B 31.3 que es la publicación del American National Standards Institute que cubre los criterios de diseño para tuberías en la industria de refinación y petroquímica.

Para aquellos CAFD en los que sólo se desee que funcionen como calentadores, deberá utilizarse para el diseño de los serpentines de tubos los criterios establecidos por el código ASME Sección I Calentadores de vapor (Power Boilers). Tales serpentines se diseñan para servicios como el calentamiento de agua de alimentación, generación de vapor y sobrecalentamiento de vapor.

Estos son los principales códigos que aplican al diseño de los serpentines de tubos de un CAFD.

APLICACION DEL METODO DE DISEÑO

En seguida se muestra la aplicación del método de diseño de un CAFD. En primer lugar se muestra la hoja de datos de proceso que especifica todas las condiciones de diseño y operación que debe cumplir el CAFD para que opere satisfactoriamente en la instalación, inmediatamente se hará el diseño detallado del CAFD.

El primer paso para el diseño de un CAFD es seleccionar el tipo de CAFD que se va a utilizar, para este caso se selecciona un CAFD del tipo caja o rectangular con tubos horizontales, por las siguientes razones:

- Primero, su carga térmica es mayor de 8 793 KW
- Segundo, existe la posibilidad de ensuciamiento debido a las características del fluido.
- Tercero, existe suficiente espacio en la planta para un CAFD de este tipo.

Seleccionado el tipo de CAFD y con la hoja de datos de proceso anexa se procede a calcular el CAFD.

Se espera una eficiencia del 84% para el CAFD, con este dato y con la carga térmica de 10 126.605KW (de aquí en adelante llamado calor de diseño, Q_d), se calcula el calor que se necesita liberar en la combustión y el cual será llamado calor neto liberado (Q_{nc}).

$$Q_{nc} = Q_d / \eta_t = 10\ 126\ 605\ W / 0.84$$

$$Q_{nc} = 12\ 055.482\ KW$$

Como se utilizará aceite combustible, se recomienda utilizar un 30% de exceso de aire y con tal cantidad se obtiene de la figura N. 19 que se liberan: 490.56 Kg. de gases de combustión/hr., por cada 293KW de calor neto liberado, por tanto,

$$Q_{nc} = \frac{12\ 055.482\ KW}{293.1\ KW} = 41.13$$

Por lo que el flujo de gases de combustión será:

$$F_{gc} = 490.56\ Kg/Hr (41.130951) = 20\ 177.299\ Kg/hr.$$

$$= 5.60\ Kg/seg.$$

El calor absorbido en la sección de radiación (Q_{sr}) será:

$$Q_{sr} = 0.7(Q_d) = 0.7(10\ 126.605\ KW)$$

$$Q_{sr} = 7\ 088.623\ KW$$

La temperatura del fluido a la entrada de la sección de radiación (T_{esr}) se puede calcular como:

$$T_{sre} = T_e - 0.7(T_s - T_e) = 233 - 0.7(233 - 205)$$

$$T_{esr} = 213.4\ ^\circ C$$

Y el cálculo de la temperatura promedio del fluido (T_{pf}) en la sección de radiación será:

$$T_{pf} = \frac{T_{esr} + T_e}{2} = \frac{213.4^\circ C + 233^\circ C}{2} = 223.2\ ^\circ C$$

Y por lo tanto la temperatura promedio de la pared del tubo (T_{pp}) en la sección de radiación será:

$$T_{pp} = T_{pf} + 38^\circ C = 223.2^\circ C + 38^\circ C = 261.2\ ^\circ C$$

Para calcular el área teórica de radiación de la tabla No.12 se selecciona el vapor del flux recomendado (qrr) para la sección de radiación, que para este caso por tratarse de un rehervidor es de ----- 31.537 KW/m² a 37.844 KW/m² y el cálculo del área teórica de radiación (A_{tr}) puede evaluarse como sigue:

$$A_{tr} = \frac{Q_{sr}}{q_{rr}} = \frac{7\,088.6235\text{ KW}}{37.844\text{ KW/m}^2} = 187.311\text{ m}^2$$

Ahora se calcula el número de pasos necesarios (N_p), esto se hace haciendo diferentes tentativas con diferentes tubos y número de pasos necesarios y comprobándolos con los valores recomendados en la tabla No. 13, la primera tentativa se hará para un tubo de diámetro exterior de --- 0.1682 m y para el tubo seleccionado obtenemos de la tabla No.14 los --- siguientes datos:

$$D = 0.1682\text{ m}$$

$$A_{it} = 0.01867$$

$$A_{et} = 0.5280\text{ m}^2/\text{m}$$

y con la fórmula siguiente:

$$G = \frac{\dot{m}}{(N_p) (A_{it})}$$

Por lo que

$$m = 256\,048.12\text{ Kg/hr} = 71.124\text{ Kg/seg}$$

y por lo tanto

$$G = \frac{71.124\text{ Kg/seg}}{(4)(0.01867\text{ m}^2)} = 952.38\text{ Kg/m}^2\text{ seg.}$$

Comparando con el valor anteriormente obtenido con el valor recomendado del gasto del fluido para un rehervidor mostrado en la tabla No. 13, se comprueba que es correcto por lo tanto el tubo a usar en la sección de radiación tendrá un diámetro exterior de 0.1682 m y 4 pasos.

El número de tubos en la sección de radiación para un CAFD del tipo rectangular se puede calcular como:

$$N_{tr} = \sqrt{\frac{A_{tr}}{(D_{cc})(A_{et})}}$$

por lo que se substituye:

$$N_{cr} = \frac{187.311 \text{ m}^2}{(0.3048 \text{ m})(0.5682 \text{ m}^2/\text{m})} = 34 \text{ tubos}$$

Si hay 4 pasos, por lo tanto, el número de tubos por paso (N_{tp}) en la sección de radiación será:

$$N_{tp} = \frac{N_{tr}}{N_p} = \frac{34 \text{ tubos}}{4 \text{ pasos}} = 8.5 \doteq 9 \frac{\text{tubos}}{\text{paso}}$$

por lo cual el número de tubos real (N_{tr}) en la sección de radiación -- será:

$$N_{tr} = N_{tp}(N_p) = 9 \frac{\text{tubos}}{\text{paso}} (4 \text{ pasos}) = 36 \text{ tubos}$$

y el área real de la sección será:

$$A_{rr} = (N_{tr})^2 (A_{et})(D_{cc}) =$$

$$A_{rr} = (36)^2 (0.3048 \text{ m})(0.5682 \text{ m}^2/\text{m})$$

$$A_{rr} = 224.45 \text{ m}^2$$

Y el cálculo de la longitud efectiva de los tubos (L_{et}) para un CAFD, esta longitud efectiva es la longitud necesaria del tubo para absorber la cantidad de calor deseada se calcula por:

$$L_{et} = \frac{A_{rr}}{(N_{tr})(A_{et})} = \frac{224.45 \text{ m}^2}{(36)(0.5628 \text{ m}^2/\text{m})} = 11.07 \text{ m} \doteq 11 \text{ m}$$

Y como se desea por razones de mantenimiento que los codos de retorno - esten por fuera de la sección de radiación, la longitud de la sección de radiación es igual a la longitud efectiva del tubo.

En base a la experiencia se ha encontrado que los CAFD del tipo rectangular o caja deben cumplir con las siguientes relaciones entre sus -- dimensiones

$$A_{sr}/L_{sr} = 3 \text{ a } 4.5, \quad A_{sr}/A_{sr} = 1, \quad A_{psr}/L_{sr} \doteq 2$$

Por lo tanto, en base a los conceptos anteriores se puede determinar el - ancho de la sección de radiación (A_{sr}) como sigue:

$$A_{sr} = \frac{L_{sr}}{A_{sr}/L_{sr}} = \frac{11 \text{ m}}{3} = 3.66 \text{ m}$$

Y el ancho de la sección de convección (A_{sc}) se calcula por:

$$A_{sc} = (N_{th}) (D_{cc}) + D_n$$

$$A_{sc} = (4) (0.3048 \text{ m}) + 0.1524 \text{ m} = 1.371 \text{ m}$$

Y la longitud de la sección de convección (L_{sc}) usualmente es la misma - que la longitud de la sección de radiación (L_{sr}) en un CAFD del tipo caja, por lo que $L_{sc} = 11 \text{ m}$.

En los CAFD de caja o rectangulares existe lo que se llama hombro, que es la zona en la que cambia de dirección la pared de la sección de - radiación para llegar a la convección, ver la figura No.24 y su longitud (L_h) se calcula por:

$$L_h = \frac{A_{sr} - A_{sc}}{1.414} = \frac{3.66 - 1.371}{1.414} = 1.618 \text{ m}$$

Y el número de tubos en el hombro (N_{th}) se calcula por:

$$N_{th} = \frac{L_h}{D_{cc}} + 1 = \frac{1.618 \text{ m}}{0.3048 \text{ m}} + 1 = 6.30 = 6$$

Por lo tanto el número de tubos por pared (N_{tpp})

$$N_{tpp} = \frac{N_{tr}}{2} - N_{th} = \frac{36}{2} - 6 = 12 \text{ tubos}$$

La altura promedio de la sección de radiación (A_{psr}) se puede calcular por:

$$A_{psr} = N_{tpp} (D_{cc}) + 0.3048 + \frac{A_{cd} + A_{sr} - A_{sc}}{4}$$

$$A_{psr} = (12)(0.3048) + 0.3048 + \frac{0.1107 + 3.66 - 1.371}{4}$$

$$A_{psr} = 4.645 \text{ m}$$

El área de plano frío (A_{cp}) de la sección de radiación será:

$$A_{cp} = (N_{tr})(L_{et})(D_{cc}) = (36)(11\text{m})(0.3048 \text{ m})$$

$$A_{cp} = 120.70 \text{ m}^2$$

Para calcular la longitud del haz radiante (L), primero se debe -- calcular el volumen de la sección de radiación (V_{sr}) y el área de las pa-- redes de radiación (A_{pr}) y los cuales se calculan de la siguiente for-- ma:

$$V_{sr} = (A_{sr})(L_{sr})(A_{psr}) = (3.66 \text{ m})(11 \text{ m})(4.645 \text{ m}) =$$

$$V_{sr} = 187 \text{ m}^3$$

$$A_{pr} = 2((A_{sr})(A_{psr}) + (A_{psr})(L_{sr})) + 1.4(A_{sr})(L_{sr})$$

$$A_{pr} = 2((3.66 \text{ m})(4.645 \text{ m}) + (4.645 \text{ m})(11 \text{ m})) + 1.4(3.66 \text{ m})(11 \text{ m}) = 187.27 \text{ m}^2$$

Por lo cual, la longitud del haz radiante (L) está definida como:

$$L = 3.6(V_{sr}/A_{pr}) = 3.6(187 \text{ m}^3/187.27 \text{ m}^2) = 3.59 \text{ m}$$

Como el exceso de aire de 30% y de la figura 14 se obtiene que la presión parcial del H_2O más la presión parcial del CO_2 (P) es:
 $P = 22\ 290.4\ N/m^2$, por lo cual ya se puede calcular el producto PL

$$PL = (22\ 290.4\ N/m^2) (3.59\ m) = 80\ 022.53\ N - m/m^2$$

El factor de corrección puede ser calculado por medio de la siguiente razón y de la figura No. 13

$$D_{cc}/D = 0.3048\ m/0.1082\ m = 1.81$$

y por lo tanto $\alpha = 0.933$

Por lo que la superficie de plano frío equivalente será:

$$\alpha A_{cp} = (0.933) (120.70\ m^2) = 112.61\ m^2$$

En base al método, supóngase una temperatura de los gases de combustión (T_{gc}) de $760\ ^\circ C$, con esta temperatura y $PL = 80\ 022.53\ N - M^2$ en la figura No.15 y encuentra la emisividad de los gases

$$\epsilon = 0.456$$

Ahora se debe encontrar el factor de intercambio para lo cual se necesita calcular el área efectiva del refractario (A_{er})

$$A_{er} = A_{pr} - \alpha A_{cp} = 187.27\ m^2 - 112.61\ m^2 = 74.66\ m^2$$

y se substituye en la siguiente relación

$$\frac{A_{er}}{A_{cp}} = \frac{74.66\ m^2}{112.61\ m^2} = 0.662$$

Con el valor anterior y la emisividad de los gases de combustión $\epsilon = 0.456$ de la figura No.16 el valor de intercambio radiante F es igual a 0.525, ahora bien, ya se puede controlar la razón

$$\frac{Q_{nc}}{\alpha A_{cp} F} = \frac{12\ 055\ 482\ W}{(112.61\ m^2)(0.525)} = 203\ 914.59\ W/m^2$$

Siempre en un CAFD del tipo caja se desea que las pérdidas de calor sean del 2%, por lo tanto, $Q_p/Q_{nc} = 0.02$

Bien, con el exceso de aire y la $T_{gc} = 760^\circ\text{C}$ de la figura No.18 encontramos la razón entre el calor contenido por los gases de combustión y el calor liberado para la combustión, o sea que:

$$\frac{Q_{eg}}{Q_{nc}} = 0.387$$

Debido a que no existe precalentamiento de aire y combustible, $Q_{sc}/Q_{nc} = 0$ y $Q_{ac} = 0$, por lo tanto, substituyendo todos los valores encontrados en la ecuación No. 6

$$\frac{Q_{sr}}{\alpha A_{cp} F} = \left(1 + \frac{Q_{sc}}{Q_{nc}} + \frac{Q_{ac}}{Q_{nc}} - \frac{Q_p}{Q_{nc}} - \frac{Q_{eg}}{Q_{nc}} \right) \frac{Q_{nc}}{\alpha A_{cp} F}$$

$$\frac{Q_{sr}}{\alpha A_{cp} F} = (1 + 0 + 0 - 0.02 - 0.387) 203\,914.59 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{Q_{sr}}{\alpha A_{cp} F} = 120\,819.39 \text{ W/m}^2$$

Ahora supóngase una $T_{gc} = 871^\circ\text{C}$ y con $PL = 80\,022.53 \text{ N-m/m}^2$ y de la figura No.15 se obtiene $g_c = 0.4375$, con este valor y con $A_{er}/A_{cp} = 0.662$ de la figura No. 4 se obtiene que $F = 0.5$, por lo tanto

$$\frac{Q_{nc}}{\alpha A_{cp} F} = \frac{12\,055\,482 \text{ W}}{(112.61 \text{ m}^2) (0.5)} = 214\,110.32 \text{ W/m}^2$$

Con $T_{gc} = 871^\circ\text{C}$ y 30% de exceso de aire de la figura No. 18 se --
Obtiene:

$$\frac{Q_{ag}}{Q_{nc}} = 0.459$$

Y como Q_p/Q_{nc} , Q_{sc}/Q_{nc} y Q_{ac}/Q_{nc} siguen siendo 0.02, 0 y 0 respectivamente, substituyendo en la ecuación No. 9 se tiene

$$\frac{Q_{sr}}{\alpha A_{cp} F} = (1 + 0 + 0 - 0.02 - 0.459) 214\,110.32 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{Q_{sr}}{\alpha A_{cp} F} = 111\,417.18 \text{ W/m}^2$$

Graficando los dos valores encontrados de $Q_{sr}/A_{cp} F$ sobre la porción que les corresponde a la figura No. 17 (como se puede ver en la figura No. 25) se obtiene la temperatura real de los gases de combustión $T_{gc} = 860^\circ\text{C}$, con este valor de T_{gc} y el valor encontrado para PL, de la figura No. 15 se obtiene que $\alpha = 0.4468$, con el valor anterior y $A_{sr}/\alpha A_{cp} = 0.662$ de la figura No. 16 se encuentra que $F = 0.5156$, por lo que:

$$\frac{Q_{nc}}{\alpha A_{cp} F} = \frac{12\,055\,482 \text{ W}}{(112.61\text{m}^2)(0.5156)} = 207\,622.12 \text{ W/m}^2$$

Con $T_{gc} = 860^\circ\text{C}$, se obtiene de la figura No. 18 que:

$$\frac{Q_{eq}}{Q_{nc}} = 0.45$$

y como en la ecuación No. 9 los valores de Q_{sc}/Q_{nc} , Q_{ac}/Q_{nc} y Q_p/Q_{nc} no cambian se tiene

$$\frac{Q_{sr}}{\alpha A_{cp} F} = (1 + 0 + 0 - 0.02 - 0.45) 207\,622.12 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{Q_{sr}}{\alpha A_{cp} F} = 110\,039.72 \text{ W/m}^2$$

Entonces el calor en la sección de radiación será

$$Q_{sr} = \left(\frac{Q_{sr}}{\alpha A_{cp} F} \right) \alpha A_{cp} F = (110\,039.72 \text{ W/m}^2) (58.06\text{m}^2)$$

$$Q_{sr} = 6\,389\,094.9 \text{ W}$$

Y el flux real se calcula como:

$$\frac{Q_{sr}}{A_{rr}} = \frac{6\,389\,094.9 \text{ W}}{224.45 \text{ m}^2} = 28\,465.55 \text{ W/m}^2$$

El cual cumple con los valores especificados para el servicio que deberá presentar.

Para el diseño de la sección de convección, primero se debe seleccionar un arreglo, se desea utilizar un arreglo triangular equilátero - con una distancia entre centros de 0.3048 m con tubos de 0.1682 m y --- 11 mts., de longitud efectiva del tubo.

El calor que deberá absorber la sección de convección (Q_{sc}) se -- calcula como:

$$Q_{sc} = Q_d - Q_{sr} = 10\ 126\ 605\ W - 6\ 389\ 094.9\ W$$

$$Q_{sc} = 3\ 737\ 511\ W$$

De la ecuación siguiente

$$\frac{Q_{eg}}{Q_{nc}} = 1 + \frac{Q_{ac}}{Q_{nc}} + \frac{Q_{sc}}{Q_{nc}} + \frac{Q_d}{Q_{nc}}$$

Substituyendo los valores encontrados

$$\frac{Q_{eg}}{Q_{nc}} = 1 + 0 + 0 - \frac{10\ 126\ 605}{12\ 055\ 482}$$

$$\frac{Q_{eg}}{Q_{nc}} = 1 - 0.84 = 0.16$$

Con el valor anterior Q_{eg}/Q_{nc} y con % de exceso de aire se obtiene la figura No.18 una temperatura promedio de los gases en la chimenea -- (T_{ch}) de 364 °C.

Se puede calcular, con bastante exactitud, la temperatura de los -- gases en la sección de convección como:

$$T_{gsc} = T_{gc} - 0.25(T_{gc} - T_{ch})$$

$$T_{gsc} = 860^{\circ}C - 0.25(860^{\circ}C - 205^{\circ}C)$$

$$T_{gsc} = 736\ ^{\circ}C$$

Y la temperatura del fluido al pasar de la sección de tubos aletados a la sección de tubos escudo (T_{pac}) se calcula en la forma siguiente:

$$T_{pac} = T_{esr} - 0.25(T_{esr} - T_e)$$

$$T_{pac} = 213^{\circ}\text{C} - 0.25(213^{\circ}\text{C} - 205^{\circ}\text{C})$$

$$T_{pac} = 211^{\circ}\text{C}$$

El siguiente paso es obtener la diferencia media logarítmica de temperaturas en la sección de tubos escudo (LMTD)TE, para lo cual hay que calcular los siguientes decrementos

$$\Delta T_1 = T_{gc} - T_{esr} = 860^{\circ}\text{C} - 213^{\circ}\text{C} = 647^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{gsc} - T_{pac} = 736^{\circ}\text{C} - 211^{\circ}\text{C} = 525^{\circ}\text{C}$$

Por lo que la (LMTD)TE

$$(LMTD)TE = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln T_1/T_2} = \frac{647^{\circ}\text{C} - 525^{\circ}\text{C}}{\ln 647^{\circ}\text{C}/525^{\circ}\text{C}}$$

$$(LMTD)TE = 583.87^{\circ}\text{C} = 584^{\circ}\text{C}$$

Entonces, la temperatura promedio del fluido en los tubos escudo será:

$$T_{pfe} = \frac{T_{esr} + T_{pae}}{2} = \frac{213^{\circ}\text{C} + 211^{\circ}\text{C}}{2} = 212^{\circ}\text{C}$$

Y la temperatura promedio de la pared del tubo (T_{ppe}) en los tubos escudo será:

$$T_{ppe} = T_{pfe} + 38^{\circ}\text{C} = 212^{\circ}\text{C} + 38^{\circ}\text{C} = 250^{\circ}\text{C}$$

Como los gases de combustión, también han de pasar por la sección de tubos aletados, se debe calcular el área mínima que tiene el flujo de gases de combustión para pasar, por lo que para la sección aletada, se propone utilizar birlos de 0.0127 m de diámetro con 0.0444 m de altura, con 20 aletas por plano y un plano por cada 0.0254 m.

Para calcular el área libre del flujo (A_{lg}) para los gases de combustión se emplea la siguiente fórmula:

$$A_{lg} = L_{sc} (A_{sc} - N_{th} (2X - D)) + L_{et} (d)$$

$$A_{lg} = 11m(1.317 M - 4(2(0.0444 M - 0.1682 m))) + (11 m)(0.0127 m)$$

$$A_{lg} = 3.31 \text{ m}^2$$

Por lo que el gasto de combustión será:

$$G = \frac{F_{gc}}{A_{lg}} = \frac{5.60 \text{ Kg/seg}}{3.31 \text{ m}^2} = 1.691 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg.}$$

Con G y T_{ppe} de la figura No. 20 se obtiene que el coeficiente de convección h es $20.77 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

La temperatura de los gases de combustión en la sección de tubos escudo puede ser calculada como:

$$T_{gc} = T_{ppe} + (LMTD)TE = 250^\circ\text{C} + 584^\circ\text{C}$$

$$T_{gc} = 834^\circ\text{C}$$

Con T_{gce} y T_{ppe} se obtiene de la figura No.21 que $h_{rgc} = 16.43 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, y por último, con T_{ppe} de la figura No. 22 se encuentra que $h_{prc} = 46.52 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Para poder encontrar el factor de corrección f dado por la ecuación No. 11 es necesario encontrar el área de refractario (A_{ph}) en la sección de convección y la cual se puede calcular como:

$$A_{ph} = (0.866) (D_{cc}) (L_{sc}) (N_h) \quad (2)$$

$$A_{ph} = (0.866) (0.3048 \text{ m}) (11 \text{ m}) (2) (2)$$

$$A_{ph} = 11.61 \text{ m}^2$$

y se debe calcular también el área debida a los tubos escudo (A_{th}), la cual es calculada por:

$$A_{th} = (N_t) (A_{et}) (L_{et})$$

$$A_{th} = (8) (0.5268 \text{ m}^2/\text{m}) (11 \text{ m})$$

$$A_{th} = 46.51 \text{ m}^2$$

Por lo que sustituyendo en la ecuación No. 11 se obtiene que:

$$f = \frac{h_{prc}}{h_{prc} + h_{rgc} + h_{prc}} \left(\frac{A_{ph}}{A_{th}} \right)$$

$$f = \frac{46.52}{20.77 + 16.43 + 46.52} \left(\frac{11.61}{46.51} \right)$$

$$f = 0.1387$$

El coeficiente total aparente de película de los gases de combustión está dado por la ecuación No. 12 y con todos los valores obtenidos anteriormente se obtiene:

$$h_{apg} = (1 + f) (h_{cc} + h_{rgc})$$

$$h_{apg} = (1 + 0.1387) (20.77 + 16.43)$$

$$h_{apg} = 42.359 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El valor del calor específico a presión constante, de la conductividad y de la viscosidad del fluido a su temperatura promedio fueron obtenidos del TEMA (8) y sus valores son los siguientes:

$$C_{pf} = 2.9097 \text{ Joules/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$K_f = 0.1401 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_f = 1.38055 \times 10^{-4} \text{ Kg/m seg.}$$

Entonces, el coeficiente interno de película dado por la ecuación No. 21 será:

$$h_{pi} = \frac{0.023 (G)^8 (C_{pf}/\mu_f)^{0.4} (K_f)^{0.6}}{d^{0.2}}$$

$$h_{pi} = \frac{0.023 (952.38)^{0.8} (2.9097/1.38055 \times 10^{-4})^{0.4} (0.1401)^{0.6}}{(0.1540)^{0.2}}$$

$$h_{pi} = 133.24 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El coeficiente global de transmisión de calor ya puede ser calculado para los tubos escudo

$$U = \frac{h_{apg} (h_{pi})}{h_{apg} + h_{pi}} = \frac{(42.359) (133.24)}{42.359 + 133.24}$$

$$U = 32.14 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El calor absorbido por los tubos escudo será entonces:

$$Q_{te} = A_{th} (U) (\text{LMTD})_{TE} = (46.51 \text{ m}^2) (32.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}) (584^\circ\text{C})$$

$$Q_{te} = 819\,167.6 \text{ W}$$

Por lo tanto, el calor que deberá absorber los tubos aletados será:

$$Q_{ta} = Q_{sc} - Q_{te} = 3\,737\,511\text{ W} - 819\,167.6\text{ W}$$

$$Q_{ta} = 2\,918\,343.4\text{ W}$$

Se debe calcular la diferencia media logarítmica para los tubos aletados (LMTD)TA pero antes se calcula T_3 por

$$T_3 = T_{ch} - T_e = 364\text{ °C} - 205\text{ °C} = 159\text{ °C}$$

Y como se hizo anteriormente se puede calcular la temperatura promedio del fluido (T_{pfa}), la temperatura promedio de la pared (T_{ppa}), la temperatura promedio de los gases de combustión (T_{gca}) y la temperatura promedio de la película exterior (T_{pea}) en la sección de tubos aletados, como se observa a continuación:

$$T_{pfa} = \frac{T_e + T_{pae}}{2} = \frac{205\text{ °C} + 311\text{ °C}}{2} = 208\text{ °C}$$

$$T_{ppa} = T_{pfa} + 38\text{ °C} = 208\text{ °C} + 38\text{ °C} = 240\text{ °C}$$

$$T_{gca} = T_{ppa} + (\text{LMTD})TA = 240\text{ °C} + 330\text{ °C} = 570\text{ °C}$$

$$T_{pea} = T_{pfa} + \frac{(\text{LMTD})TA}{2} = 208\text{ °C} + \frac{330\text{ °C}}{2} = 373\text{ °C}$$

Con el valor obtenido de T_{pea} y G se encuentra de la figura No. 20 se obtiene que $h_{cc} = 19.35\text{ W/m}^2\text{ °C}$, utilizando $T_{gca} = 570\text{ °C}$ y $T_{ppa} = 240\text{ °C}$ de la figura No. 21 se obtiene que $h_{gca} = 16.12\text{ W/m}^2\text{ °C}$, y por último, utilizando T_{ppa} y de la figura No. 22 se encuentra que $h_{prc} = 46.60\text{ W/m}^2\text{ °C}$

Para poder utilizar la ecuación No. 16 se debe calcular el área debida a las aletas o birlos (AA) y la superficie de tubo aletado por hilera (A_{th}), la primera se calcula como sigue:

$$AA = 2.58 ((D + 2X)^2 - (D)^2) (N_{ap}) (L_{et}) (N_{th})$$

$$AA = 2.58 ((0.1682 + 2(0.0444))^2 - (0.1682)^2) (20) (11) (4)$$

$$AA = 85.72\text{ m}^2$$

El parámetro para obtención de la eficiencia de la aleta se calcula por medio de la ecuación No. 15

$$u = X \sqrt{\frac{2(h_{cc})}{K(d)}} = 0.0444 \sqrt{\frac{2(19.35)}{(34.60)(0.0127)}}$$

$$u = 0.416$$

Además debemos calcular

$$\frac{D + 2X}{D} = \frac{(0.1682 \text{ m}) + 2(0.0444 \text{ m})}{(0.1682 \text{ m})} = 1.53$$

Con los dos valores anteriormente calculados se obtiene de la gráfica No. 23, que la eficiencia de la aleta es:

$$E = 0.985$$

El cálculo de la superficie de tubo aletado por hilera (A_{th}) se calcula como sigue:

$$A_{th} = (N_{th})(L_{et})(A_{et}) = 4(11 \text{ m})(0.5286 \text{ M}^2/\text{m})$$

$$A_{th} = 23.258 \text{ m}^2$$

Con todos los resultados obtenidos anteriormente ya se pueden calcular el coeficiente exterior de película para los tubos aletados

$$h_p = \frac{h_{cc}(E)(AA) + A_{th}}{A_{th}}$$

$$h_p = \frac{(19.35)(0.985)(85.75) + 23.25}{23.25}$$

$$h_p = 88.16 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El área de refractario por hilera de tubo aletado (A_{ph}) es:

$$A_{ph} = 0.866(D_{cc})(L_{et})(2) =$$

$$A_{ph} = 0.866(0.3048 \text{ m})(11 \text{ m})(2)$$

$$A_{ph} = 5.80 \text{ m}^2$$

Entonces, el factor de corrección f será:

$$f = \frac{h_{pcr}}{h_p + h_{rgc} + h_{pcr}} \quad \frac{A_{ph}}{A_{th}}$$

$$f = \frac{46.60}{88.16 + 16.12 + 46.40} \quad \frac{5.80}{23.25}$$

$$f = 0.07714$$

Y el coeficiente de película para los gases (h_{apg}) en la sección de tubos aletados son:

$$h_{apg} = (1 + 0.0771)(88.16 + 16.12)$$

$$h_{apg} = 112.31 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El coeficiente global de transmisión de calor será:

$$U = \frac{h_{apg}(h_{pi})}{h_{apg} + h_{pi}} = \frac{(112.31)(133.24)}{112.31 + 133.24}$$

$$U = 60.94 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El área requerida para la sección de convección es:

$$A = \frac{Q_{sc}}{(U)(LMTD)TA}$$

$$A = \frac{2\,918\,343.4 \text{ W}}{(60.94 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})(330^\circ\text{C})}$$

$$A = 145.11 \text{ m}^2$$

El número de hileras necesarias de tubos aletados será:

$$\frac{A}{A_{th}} = \frac{145.11 \text{ m}^2}{23.258 \text{ m}^2} = 6.23 \text{ hileras} = 7 \text{ hileras}$$

Se desea que para este CAFD la chimenea tenga un diámetro interno de 1.85 m, por lo que

$$G = \frac{F}{A}$$
$$G = \frac{5.60 \text{ kg/seg (4)}}{(1.85 \text{ m})^2}$$
$$G = 2.123 \text{ kg/m}^2 \text{ seg}$$

Por medio de la ecuación No. 24 se calculan las pérdidas en la chi menea.

Las pérdidas en el quemador y plenum serán tomadas con un valor de 0.762 cm de H₂O.

Las pérdidas o presión en el arco se desea que tenga un valor de 0.254 cm de H₂O.

Las pérdidas en el banco de tubos escudo serán:

$$P_{te} = 2(0.2)(1.0847 \times 10^{-3})(1.691)^2(7.62) =$$
$$P_{te} = 9.4539 \times 10^{-3} \text{ cm de H}_2\text{O}$$

Las pérdidas en los tubos aletados serán:

$$P_{ta} = 7(1)(1.0847 \times 10^{-3})(1.691)^2(7.62) =$$
$$P_{ta} = 0.16545 \text{ cm. de H}_2\text{O}$$

Las pérdidas a la entrada de la chimenea serán:

$$P_{ec} = 0.5(1.0847 \times 10^{-3})(2.123)^2(7.62) =$$
$$P_{ec} = 0.01862 \text{ cm de H}_2\text{O}$$

Las pérdidas en el damper serán:

$$P_d = (1.5)(1.0847 \times 10^{-3})(2.128)^2(7.62) =$$
$$P_d = 0.0587 \text{ cm de H}_2\text{O}$$

Las pérdidas a la salida de la chimenea

$$P_{sc} = (1)(1.0847 \times 10^{-3}) (2.123)^2 (7.62)$$

$$P_{sc} = 0.03725 \text{ cm de H}_2\text{O}$$

La ganancia de tiro en la sección de radiación hasta los tubos escudo, está dada por la ecuación (22)

$$\begin{aligned} \text{Tiro} &= (3.49163 \times 10^{-4}) (A) (P) \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_{gc}} \right) \\ &= (3.49163 \times 10^{-4}) (5.21 \text{ m}) (1.0132 \times 10^5) \left(\frac{1}{305} - \frac{1}{1133} \right) \\ &= 4.4163319 \times 10^{-1} \text{ cm de H}_2\text{O}. \end{aligned}$$

El efecto de la chimenea por m de altura puede ser calculada sobre la misma base

$$\begin{aligned} \text{Tiro en la chimenea} &= (3.49163 \times 10^{-4}) (1) (1.0132 \times 10^5) \times \\ \text{por m de altura} &\quad \times \left(\frac{1}{305} - \frac{1}{673} \right) \\ &= 0.0634243 \text{ cm de H}_2\text{O/m} \end{aligned}$$

Y las pérdidas de fricción en la chimenea pueden ser calculadas por la ecuación (23)

$$\begin{aligned} \text{Pérdidas por fricción por} &= \frac{(G)^2 T_{gc}}{(3609504.5) (D)} \\ \text{m de altura} &= \frac{(2.123)^2 (673)}{(3609504.5) (1.829)} \\ &= 4.59516 \times 10^{-4} \text{ cm de H}_2\text{O/m} \end{aligned}$$

Entonces el efecto de la chimenea neto será:

$$\begin{array}{r} \text{Tiro en la chimenea por} \\ \text{m de altura} \end{array} \quad - \quad \begin{array}{r} \text{Pérdidas por fricción por} \\ \text{m de altura} \end{array}$$

Entonces

$$\begin{aligned} \text{Efecto neto} &= 0.0634243 - 4.59516 \times 10^{-4} \\ &= 0.0629647 \text{ cm de H}_2\text{O/m} \end{aligned}$$

Y la pérdida total que deberá vencer la chimenea será la sumatoria de todas las pérdidas menos la ganancia de tiro

$$\Delta P = 9.4539 \times 10^{-3} + 0.762 + 0.254 + 0.16545 + 0.01862 + 0.05587 + 0.03725 - 4.4163319 \times 10^{-1}$$

$$\Delta P = 0.8610109 \text{ cm de H}_2\text{O}$$

Por lo tanto, la altura chimenea será:

$$Al = \frac{\text{Pérdidas totales de tiro}}{\text{Efecto neto de la chimenea}}$$

$$Al = \frac{0.8610109 \text{ cm de H}_2\text{O}}{0.0629647 \text{ cm de H}_2\text{O/m}}$$

$$Al = 13.674 \text{ m.}$$

Como la caída de presión se presenta en dos fases primero se habrá de calcular la caída como solo líquido, la densidad de líquido (ρ_L), se puede calcular como

$$\rho_L = (G.S.) (\text{H}_2\text{O}) = 0.739 (1000 \text{ kg/m}^3) =$$

$$\rho_L = 739 \text{ kg/m}^3$$

Y la masa del líquido (\dot{m}_L) se puede calcular como

$$\dot{m}_L = (1 - \% \text{ de evaporación en peso}) (\dot{m})$$

$$\dot{m}_L = (1 - 0.473) (256\ 048.12) = 135\ 193.4 \text{ kg/hr}$$

Y la masa de vapor \dot{m}_v será:

$$\dot{m}_v = (\% \text{ de evaporación en peso}) (\dot{m})$$

$$\dot{m}_v = (0.473) (256\ 048.12 \text{ kg/hr}) = 120\ 854.71 \text{ kg/hr}$$

Por la densidad promedio

$$\rho_{\text{prom}} = \frac{\dot{m}}{\frac{\dot{m}_L}{\rho_L} + \frac{\dot{m}_v}{\rho_v}}$$

$$\rho_{\text{prom}} = \frac{256\,648.12}{\frac{135\,193.4}{739} + \frac{120\,854.71}{46.615}}$$

$$= 92.251 \text{ kg/m}^3$$

Entonces la velocidad promedio del fluido será

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{prom}} (A)} = \frac{64\,012.03(4)}{(92.251)(0.154)^2}$$

$$V = 37\,252.825 \text{ m/hr} = 10.34 \text{ m/seg}$$

Δh_1 será calculada entonces por medio de la fórmula

$$\Delta h_1 = f \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}$$

donde L será la suma de la longitud de los tubos que hay por paso

$$L = (N_{tp})(L_t) = 18(12.2 \text{ m}) = 219.6 \text{ m}$$

Y f es aproximadamente 0.015 para los tubos usados en los CAPFD

$$\Delta h_1 = (0.015) \frac{(219.60)}{0.1540} \frac{(10.01)^2}{2(9.81)} = 116.55 \text{ m}$$

Y como para unir estos tubos se utilizan 14 codos de 180° y 4 codos de 90°, por lo tanto

$$\Delta h_2 = (k \frac{V^2}{2} (\text{No. de codos de } 180^\circ)) + (k \frac{V^2}{2} (\text{No. de codos de } 90^\circ))$$

$$\Delta h_2 = 0.75 \frac{(10.01)^2}{2(9.81)} (14) + 0.3 \frac{(10.01)^2}{2(9.81)} (4)$$

$$\Delta h_2 = 57.217 \text{ m} + 6.539 \text{ m} = 63.756 \text{ m de H}_2\text{O}$$

Y según lo que establece la ecuación No. 25

$$\frac{\Delta P}{L} = \rho_{\text{prom}} (\Delta h_1 + \Delta h_2) = 92.51 (116.55 + 63.756)$$

$$\frac{\Delta P}{L} = 16\,638.42 \text{ kg/m}^2 = 163\,057.44 \text{ New/m}^2$$

Para cuando solo hay vapor se calcula la caída de presión por la fórmula No. 28

$$\Delta P_v = \frac{1.9068 \times 10^{-6} f W^2 \bar{v}_{pf}}{d^5}$$

donde $\bar{v}_{pf} = 1/\rho_{prom} = 1/92.251 = 0.01083 \text{ m}^3/\text{kg}$

Por lo tanto

$$\Delta P_v = 1.9068 \times 10^{-6} \frac{(0.015)(64012.03)^2 (0.01083)}{(0.1540)^5}$$

$$\Delta P_v = 14\,653.60 \text{ New/m}^2$$

Esta fórmula da los resultados por cada 30.48 m de longitud equivalente.

La longitud equivalente será:

$$L_{eq} = L + L_{eq180} + L_{eq90} = 219.6 \text{ m} + 15.25(14)\text{m} + (6.09)4\text{m}$$

$$L_{eq} = 457.48 \text{ m}$$

Si la longitud equivalente es de 475.48 m por lo tanto la caída de presión es:

$$\Delta P_v = 219\,938.6 \text{ New/m}^2$$

Y la caída de presión existente en el CAFD es

$$\Delta P = \Delta P_v (\% \text{ de vaporización en peso}) + \Delta P_L (1 - \% \text{ de vaporización en peso})$$

$$\Delta P = 163\,057.44 (1 - 0.472) + 219\,936.8 (0.472)$$

$$\Delta P = 86\,094.328 \text{ New/m}^2 + 103\,811.01 \text{ New/m}^2$$

$$\Delta P = 189\,905.33 \text{ New/m}^2$$

Los símbolos usados en esta sección son los siguientes:

A = Area, área necesaria para la transmisión de calor en la sección de convección, área transversal de la aleta o birlo
m²

AA = Area debida a las aletas o birlos, m²

A_{cd} = Altura por cambio de dirección, ver la figura No.

- A_{cp} Area de plano frío m^2
 A_{er} Area efectiva del refractario m^2
 A_{et} Area exterior del tubo por unidad de longitud m^2/m
 A_{it} Area interior del tubo, m^2
 Al Altura, Altura de la chimenea, m
 A_{lg} Area libre de flujo para los gases de combustión, m^2
 A_{ph} = Area de la pared de refractario por cama o hilera de tubos en la zona de tubos aletados, escudo o de radiación m^2
 A_{pr} Area de las paredes de radiación m^2
 A_{psr} Altura promedio de la sección de radiación, m
 A_{rr} Area real de radiación m^2
 A_{sc} Ancho de la sección de convección m
 A_{sr} Ancho de la sección de radiación, m
 A_{th} Area presentada por los tubos cada hilera de tubos escudo o aletados, m^2
 A_{tr} Area teórica de radiación, m^2
 C_{pf} Calor a presión constante a la temperatura promedio del fluido, $W/kg^{\circ}C$
 d Diámetro interior del tubo, diámetro del birlo o espesor de la aleta, m
 D Diámetro exterior del tubo, diámetro interior de la chimenea, m
 D_{cc} Distancia entre la línea de centros de los tubos, m
 D_n Diámetro nominal del tubo, m
 E Eficiencia de la aleta o birlo, adimensional
 F Factor de intercambio adimensional
 F_{gc} Flujo de los gases de combustión, kg/h o kg/seg
 G Gasto del fluido o gases de combustión $kg/m^2 seg$
 g Valor de la aceleración de la gravedad m/seg^2
 h_{apg} Coeficiente aparente de película externa de los gases de combustión, $W/m^2^{\circ}C$

h_{cc}	Coefficiente de transmisión de calor por convección en la sección de convección $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
h_p	Coefficiente de transmisión de película para los tubos aletados, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
h_{pi}	Coefficiente de transmisión de calor para la película interna $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
h_{prc}	Coefficiente de transmisión de calor por radiación debida a las paredes de refractario de la sección de convección $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
h_{rgc}	Coefficiente de transmisión de calor por radiación debida a los gases de combustión $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
K	Conductividad térmica del metal de las aletas o birlos $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
K_{pf}	Conductividad térmica del fluido a su temperatura promedio $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
L	Longitud del haz radiante, longitud total de la tubería por paso, m
L_e	Longitud equivalente de los accesorios, m
L_{et}	Longitud efectiva del tubo, m
L_h	Longitud del hombro, m
(LMTD)TA, TE	Diferencia media logarítmica de temperaturas para los tubos aletados y tubos escudo $^\circ C$
L_{sc}	Longitud de la sección de convección, m
L_{sr}	Longitud de la sección de radiación, m
\dot{m}	Flujo total del fluido, kg/hr
\dot{m}_L	Flujo del fluido en fase líquida, kg/hr
\dot{m}_v	Flujo del fluido en fase vapor, kg/hr
N_p	Número de pasos, adimensional
N_{th}	Número de tubos en el hombro, por hilera o cama, adimensional
N_{tp}	Número de tubos por paso, adimensional
N_{tpp}	Número de tubos por pared, adimensional

P	Presión parcial del vapor de H ₂ O más la presión parcial del CO ₂ , presión atmosférica, New/m ²
P _a	Presión en el arco, cm de H ₂ O
P _d	Pérdidas en el damper, cm de H ₂ O
P _{ec}	Pérdidas a la entrada de la chimenea, cm de H ₂ O
P _{fc}	Pérdidas por fricción en la chimenea, cm de H ₂ O
P _{qp}	Pérdidas en el quemador y plenum, cm de H ₂ O
Pr	Número de Prandtl, adimensional
P _{sc}	Pérdidas a la salida de la chimenea, cm de H ₂ O
P _{ta}	Pérdidas en los tubos aletados, cm de H ₂ O
P _{te}	Pérdidas en los tubos escudo, cm de H ₂ O
Q _{ac}	Calor sensible del aire para la combustión, W
Q _d	Calor de diseño o carga térmica, W
Q _{eg}	Calor existente en los gases de combustión, W
Q _{nc}	Calor neto liberado por la combustión, W
Q _p	Calor perdido, W
Q _{sc}	Calor sensible del combustible o calor en la sección de convección, W
Q _R	Calor por radiación, W
Q _{rr}	Flux recomendado en la sección de radiación, W/m ²
Q _{sr}	Calor absorbido en la sección de radiación, W
Q _{src}	Calor por convección en la sección de radiación, W
Q _{srr}	Calor por radiación en la sección de radiación, W
Re	Número de Reynolds, adimensional
T _a	Temperatura del aire, °K
T _{ch}	Temperatura de los gases de combustión en la chimenea °C o °R
T _e	Temperatura del fluido a la entrada del CAFD °C
T _{esr}	Temperatura del fluido a la entrada de la sección de radiación, °C
T _{gc}	Temperatura de los gases de combustión en la sección de radiación °C o °K

- T_{gca} Temperatura de los gases de combustión en la sección de tubos aletados °C
- T_{gce} Temperatura de los gases de combustión en la sección de tubos escudo °C
- T_{pae} Temperatura del fluido al pasar de la sección de tubos aletados a los tubos escudo °C
- T_{pf} Temperatura promedio del fluido en la sección de radiación °C
- T_{pfa} Temperatura promedio del fluido en la sección de tubos aletados °C
- T_{pfe} Temperatura promedio del fluido en la sección de tubos escudo °C
- T_{pp} Temperatura promedio de la pared de tubo en la sección de radiación °C
- T_{ppa} Temperatura promedio de la pared de tubo en la sección de tubos aletados °C
- T_{ppe} Temperatura promedio de la pared de tubo en la zona de tubos escudo °C
- T_s Temperatura del fluido a la salida del CAFD °C
- U Coeficiente global de transmisión de calor, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
- V_{gc} Velocidad de los gases de combustión, m/seg
- V_{pf} Velocidad promedio del fluido, m/seg
- \bar{V}_{pf} Volumen específico del fluido, m^3/kg
- W Flujo del fluido por paso, Kg/hr
- X Altura de la aleta o birlo, m
- α Factor de corrección, adimensional
- αA_{cp} Area de plano frío equivalente, m^2
- ΔP Pérdidas totales de tiro en cm de H_2O , caída de presión en el CAFD en New/m^2
- Δh_1 Caída de presión debida a la tubería, m
- Δh_2 Caída de presión debida a los accesorios, m
- ΔP_L Caída de presión cuando solo hay fase líquida, New/m^2

- ΔP_v = Caída de presión cuando sólo hay fase vapor, N/m^2
- G = Emisividad de los gases de combustión, adimensional
- ρ_L = Densidad del líquido, kg/m^3
- ρ_{prom} = Densidad promedio cuando existen dos fases, kg/m^3
- ρ_v = Densidad del vapor, kg/m^3
- μ_f = Viscosidad del fluido, $kg/m \text{ seg}$

HOJA DE DATOS DE PROCESO DE UN CAFD

PLANTA: De Destilación Atmosférica

LOCALIZACIÓN: Tula, Hgo.

TRABAJO No: 1167

No. DE UNIDADES: Una

NOMBRE DEL CALENTADOR: Rehervidor de la Torre Desbutanizadora

TIPO: Horizontal

CONDICIONES DE PROCESO POR UNIDAD

A OPERACION NORMAL

SECCION DEL CAFD	Convección y Radiación
SERVICIO	Para proceso
CARGA DE DISEÑO, kW	10126.605
FLUIDO	Hidrocarburos
FLUJO DEL FLUIDO, kg/h	256 048
PESO MOLECULAR	100.75
GRAVEDAD ESPECIFICA A 15 °C	0.728
FACTOR DE CARACTERIZACION "K"	11.99

PROPIEDADES DEL FLUIDO A LA ENTRADA DEL CAFD

TEMPERATURA, °C	205
PRESION, Bar	19.09
API DEL LIQUIDO	62.94
VISCOSIDAD DEL LIQUIDO, cp	0.197
VAPOR (% EN PESO)	—
PESO MOLECULAR DEL VAPOR	—
DENSIDAD DEL VAPOR, kg/m ³	—

PROPIEDADES DEL FLUIDO A LA SALIDA DEL CAFD

TEMPERATURA, °C	233
PRESION, Bar	15.14
GRAVEDAD ESPECIFICA A 15 °C	0.739
VISCOSIDAD DEL LIQUIDO, cp	—
VAPOR (% EN PESO)	47.2
PESO MOLECULAR DEL VAPOR	95.19
DENSIDAD DEL VAPOR, kg/m ³	46.61

CONDICIONES DE DISEÑO

% DE SOBREDISEÑO	10/10
CAIDA PERMISIBLE DE PRESION, Bar	3.44
RAZON DE RETORNO	0.55
CORROSION DEBIDA A	H ₂ S

TABLA No. II

SEPARACION DE QUEMADORES A TUBO

LIBERACION MAXIMA POR QUEMADOR (W)	DISTANCIA VERTICAL MINIMA DEL PISO A LA ϵ DE LOS TUBOS ES- CUDO (m)	DISTANCIA MINIMA DE LA ϵ DEL QUEMADOR A LA ϵ DEL TUBO (m)
586 200	2.438	0.665
879 300	3.352	0.762
1 172 400	4.267	0.838
1 465 500	5.181	0.914
1 758 600	6.096	1.066
2 344 800	7.620	1.219
2 931 000	9.144	1.371
3 517 200	10.668	1.524

TABLA No. 12

VALORES TÍPICOS DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR POR UNIDAD DE ÁREA (FLUX) PARA DIFERENTES SERVICIOS

SERVICIO	VALOR PROMEDIO (W/m ²)
CALENTADOR ATMOSFÉRICO DE CRUDO	35 137 - 44 152
CALENTADOR DE VACÍO DE CRUDO	25 230 - 35 137
REHERVIDORES (EN GENERAL)	35 137 - 37 844
CALENTADOR DE ACEITE TÉRMICO EN CIRCUITO CERRADO	25 230 - 35 137
CALENTADOR DE CARGA AL REFORMADOR CATALÍTICO	23 653 - 37 844
CALENTADOR DE COQUIZACION	34 691 - 35 137
ROMPEDORES DE VISCOSIDAD SECCIÓN DE CALENTAMIENTO	28 383 - 35 137
ROMPEDORES DE VISCOSIDAD SECCIÓN DE REACCIÓN	18 922 - 22 076
CALENTADOR DE LA PLANTA DESASFALTADORA DE PROPANO	23 653 - 25 230
CALENTADOR DE LA PLANTA REDUCTORA DE ACEITES	23 653 - 26 806
CALENTADOR DE LA PLANTA DE HIDROCARBUROS	35 137
CALENTADOR DE CARGA AL REACTOR DE LA PLANTA CATALÍTICA	34 691 - 35 137
SOBRECALENTADORES DE VAPOR	28 383 - 40 998

TABLA No. 13

VALORES RECOMENDADOS DE VELOCIDAD MÁXICA DEL FLUIDO PARA DIFERENTES SERVICIOS

SERVICIO	VELOCIDAD RECOMENDADA (kg/m ² s)
CALENTADOR ATMOSFÉRICO DE CRUDO	854 - 1 220
CALENTADOR DE VACÍO DE CRUDO	1 454 - 1 953
REHERVIDORES (EN GENERAL)	732 - 1 220
CALENTADOR DE ACEITE TÉRMICO EN CIRCUITO CERRADO	1 708 - 2 197
CALENTADOR DE CARGA AL REFORMADOR CATALÍTICO	219 - 342
CALENTADOR DE COQUIZACION	1 708 - 2 197
CALENTADOR DE LA PLANTA TRATADORA DE HIDROCARBUROS	732 - 976
SOBRECALENTADORES DE VAPOR	146 - 342
SECCIÓN PARA GENERACION DE VAPOR	468 - 732
CALENTADOR DE CARGA AL REACTOR DE LA PLANTA CATALÍTICA	1 464 - 1 952

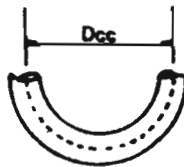
TABLA No. 14

CARACTERISTICAS DE LA TUBERIA MAS COMUNMENTE USADA EN LOS CAFD

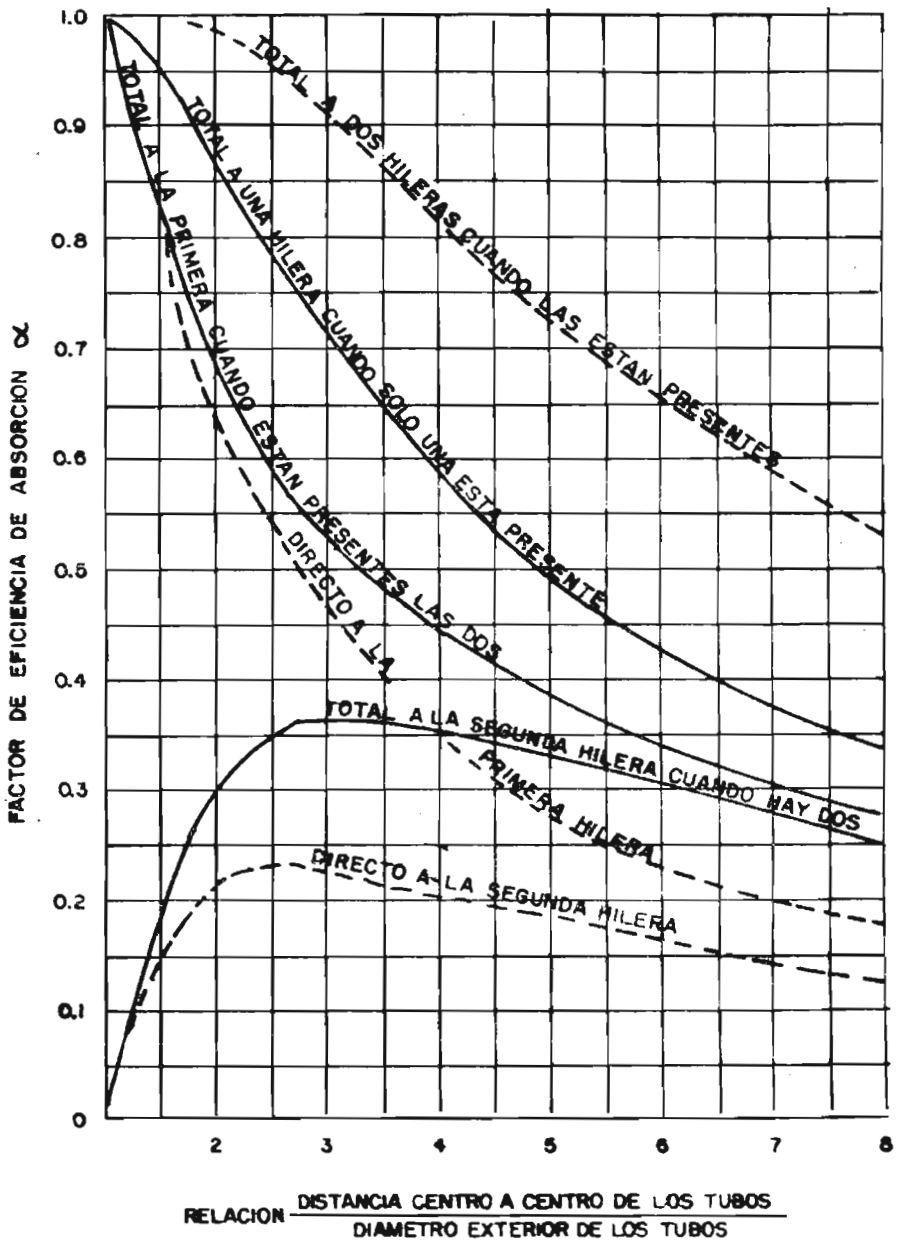
D_n (m)	D (m)	CEDULA	d (m)	A_{it} (m ²)	A_{et} (m ²)
0.0762 (3")	0.0889	40	0.07792	4.76592×10^{-3}	0.2791
		80	0.07360	4.26146×10^{-3}	0.2791
		160	0.06664	3.48850×10^{-3}	0.2791
0.1016 (4")	0.1143	40	0.1022	8.21260×10^{-3}	0.3590
		80	0.0971	7.41923×10^{-3}	0.3590
		120	0.0920	6.65185×10^{-3}	0.3590
		160	0.0873	5.99224×10^{-3}	0.3590
0.1524 (6")	0.1683	40	0.1540	0.01863	0.5285
		80	0.1463	0.01681	0.5285
		120	0.1397	0.01532	0.5285
		160	0.1317	0.01362	0.5285

TABLA No. 15

DISTANCIA ENTRE CENTROS



DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO (m)	DISTANCIA ENTRE CENTROS Dcc (m)
0.0887	0.1524
0.1016	0.1778
0.1143	0.1016
0.1413	0.2540
0.1682	0.3048
0.2190	0.4064



RELACION $\frac{\text{DISTANCIA CENTRO A CENTRO DE LOS TUBOS}}{\text{DIAMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS}}$

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
E.N.E.P. ARAGON	TESIS PROFESIONAL	1984
JAIME RODRIGUEZ MONROY		

FIG. No 13 FACTOR DE EFICIENCIA α

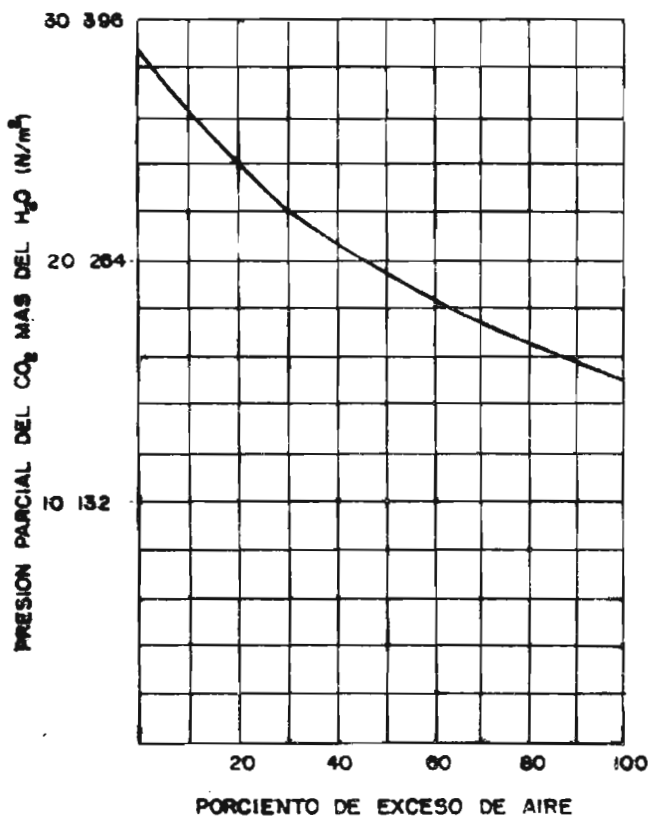
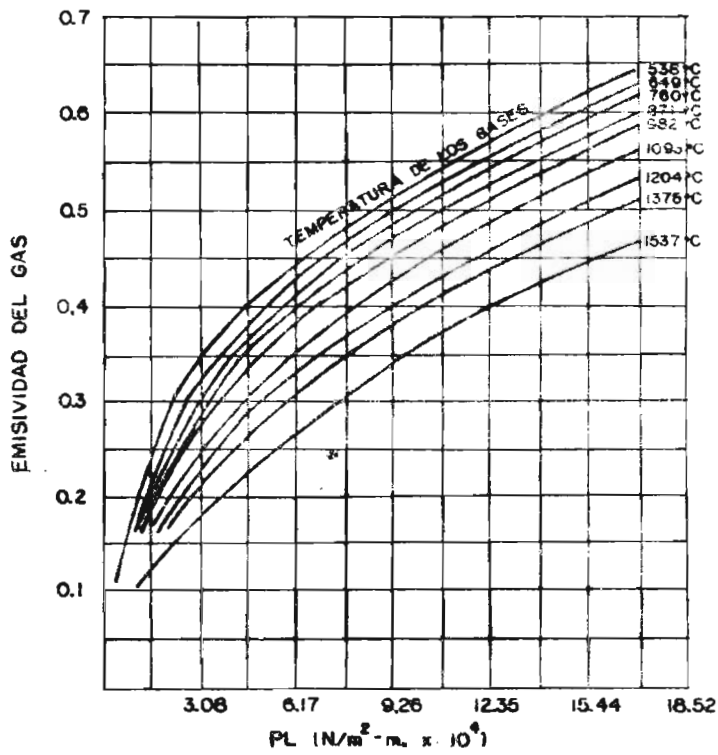


FIG. No. 14 PRESION PARCIAL DEL CO₂ MAS DEL H₂O

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
E.N.E.P. ARAGON	TESIS PROFESIONAL	1984
JAIME RODRIGUEZ MONROY		



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

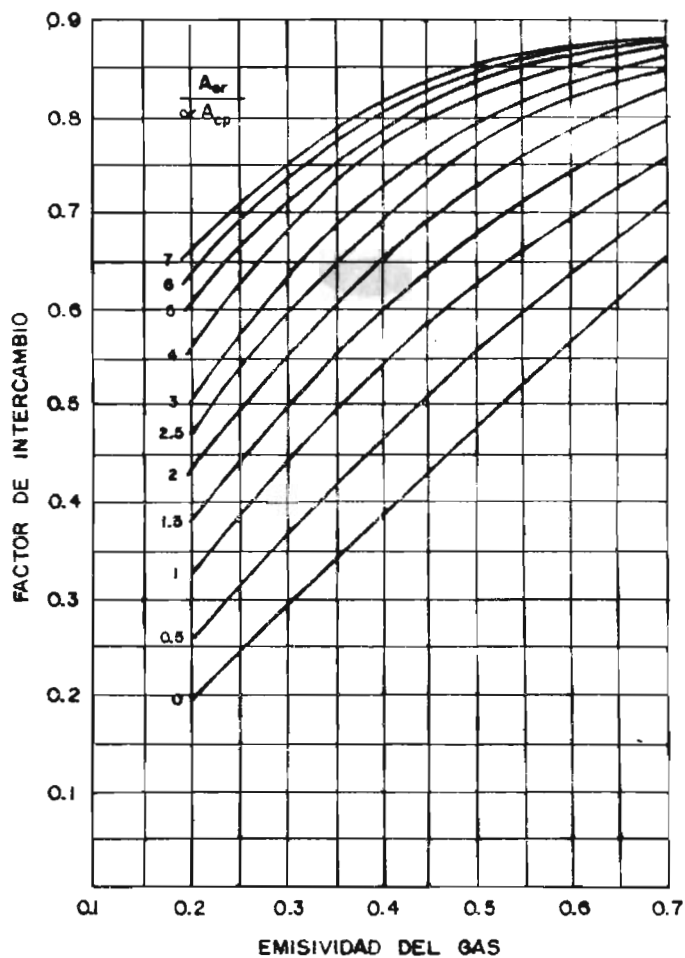
E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 15 EMISIVIDAD DEL GAS

JAIME RODRIGUEZ MONROY



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

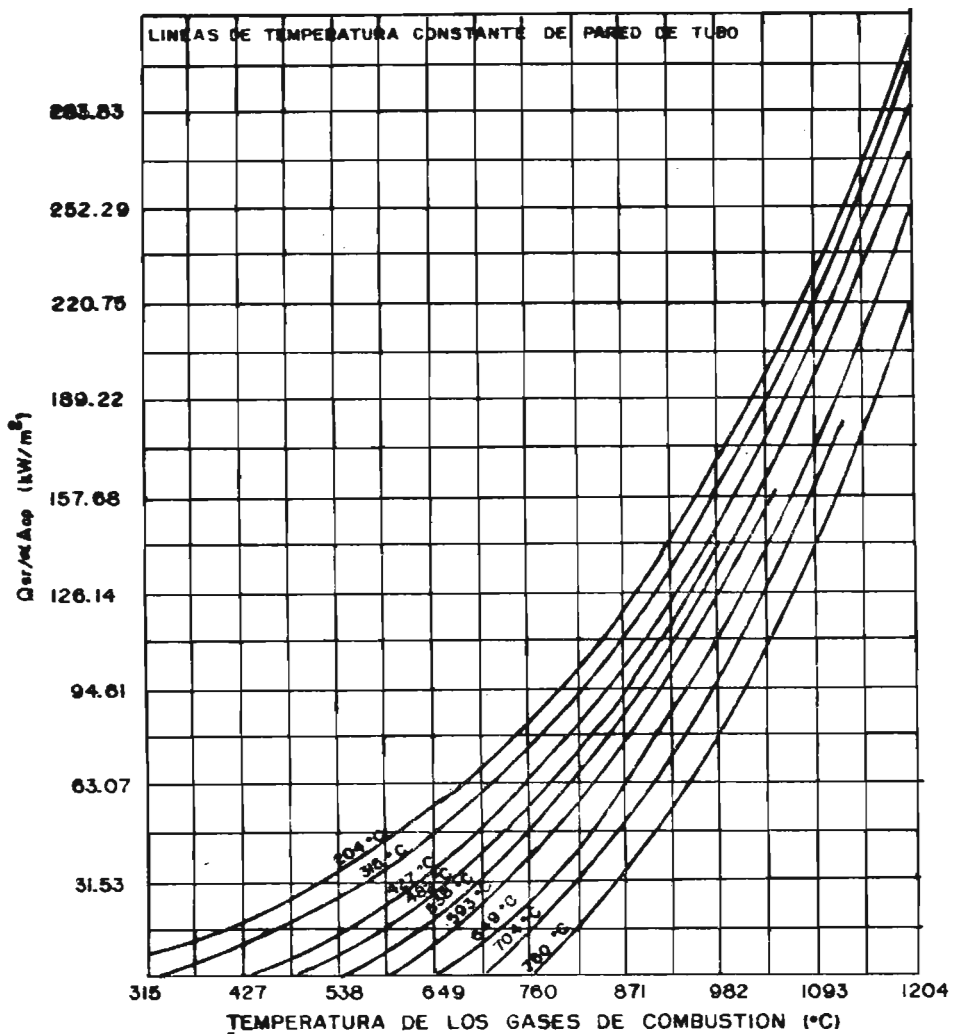


FIG. No. 17 CALOR ABSORBIDO EN LA SECCION DE RADIACION

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

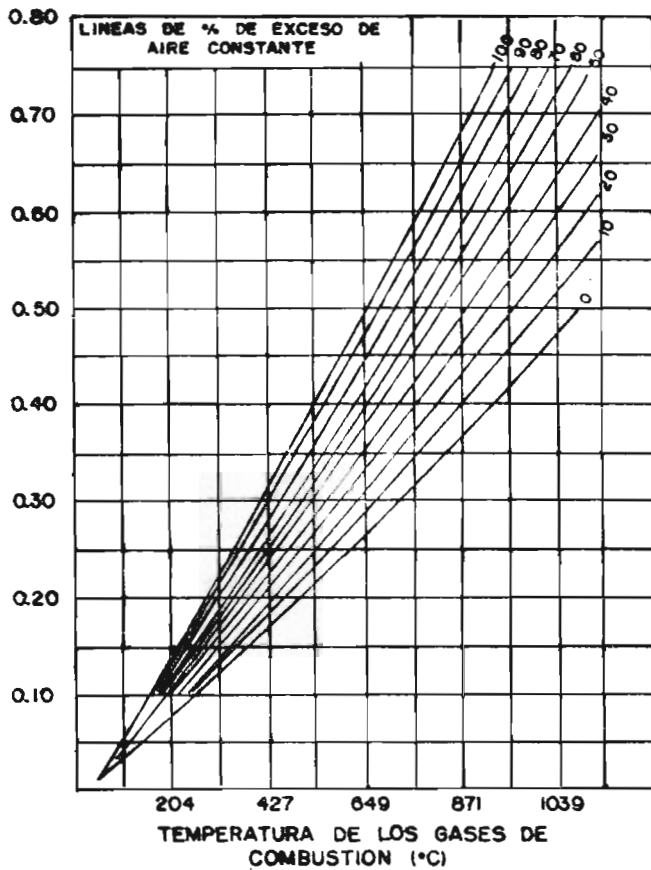
E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1964

JAIME RODRIGUEZ MONROY

CALOR CONTENIDO POR LOS GASES
CALOR NETO LIBERADO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

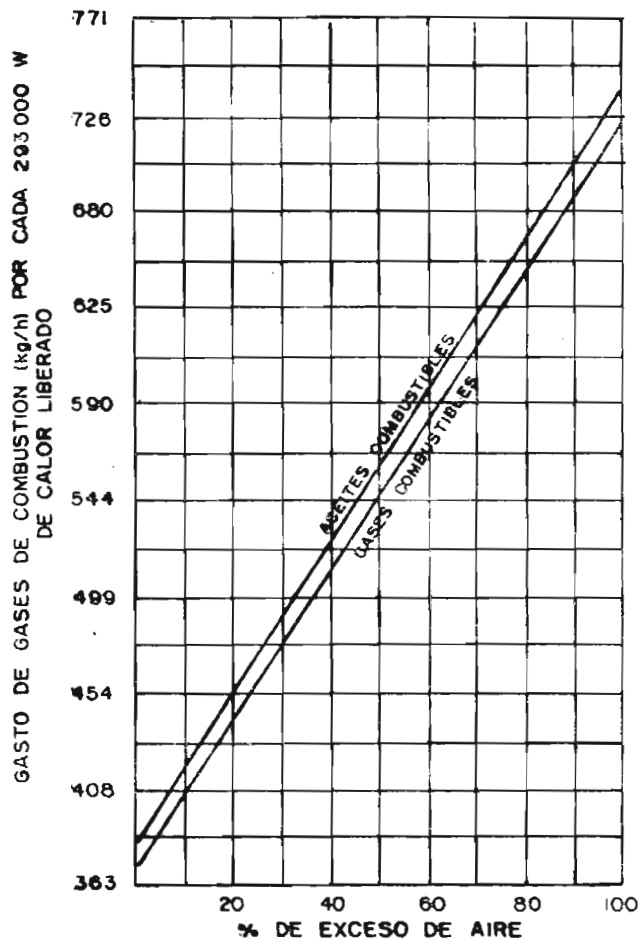
E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

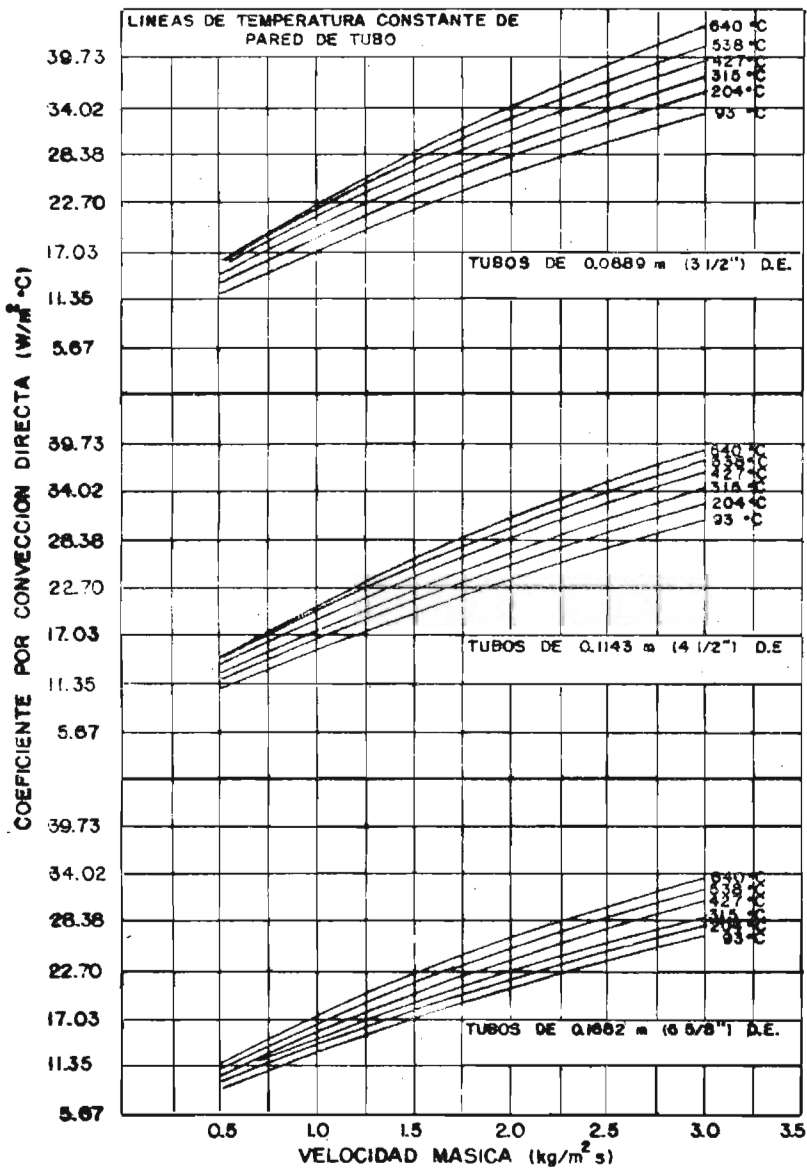
FIG. No. 18 CONTENIDO DE CALOR DE LOS GASES DE CALOR

JAIME RODRIGUEZ MONROY



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
E.N.E.P. ARAGON	TESIS PROFESIONAL	1984
JAIME RODRIGUEZ MONROY		

FIG. No. 19 GASTO DE GASES DE COMBUSTION



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

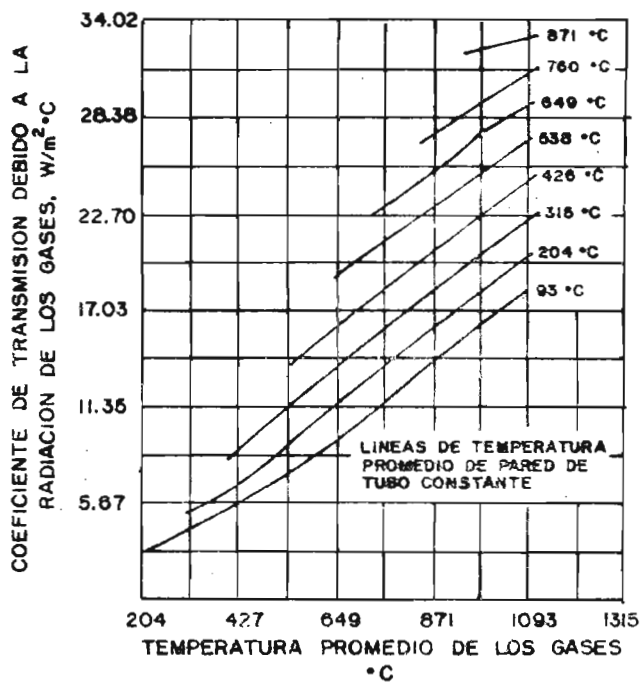
E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 20 COEFICIENTE POR CONVECCION DIRECTA
PARA TUBOS DESNUDOS

JAIME RODRIGUEZ MONROY



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 21 RADIACION DE LOS GASES

JAIME RODRIGUEZ MONROY

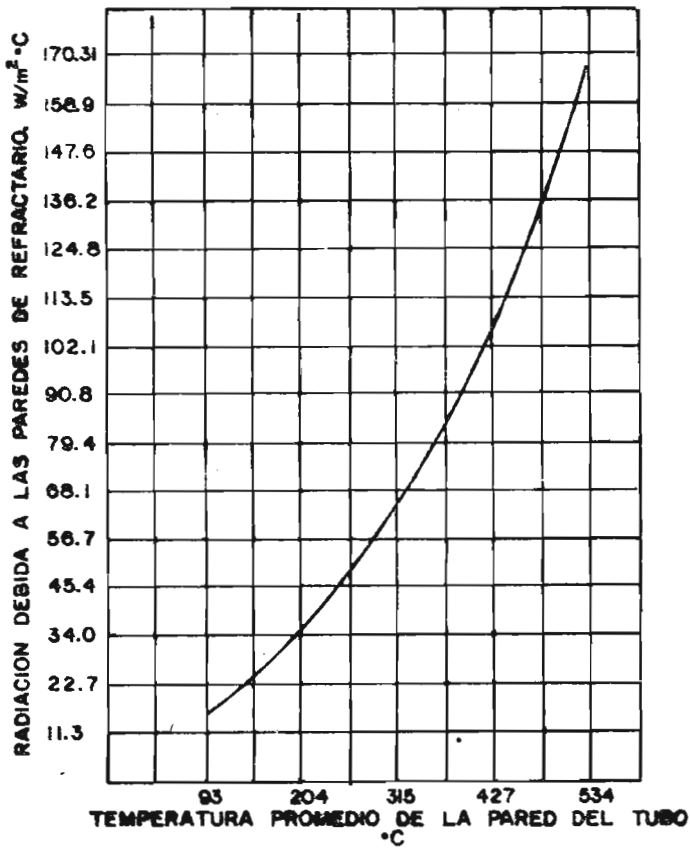
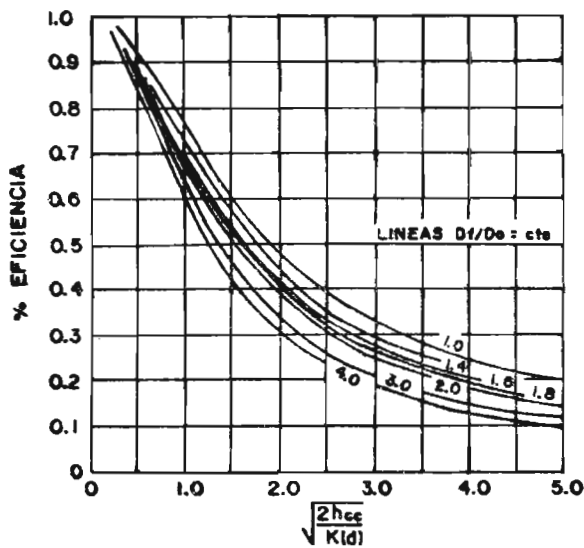


FIG. No. 22 RADIACION DEBIDA A LAS PAREDES DE REFRACTARIO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
E.N.E.P. ARAGON	TESIS PROFESIONAL	1984
JAIME RODRIGUEZ MONROY		



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

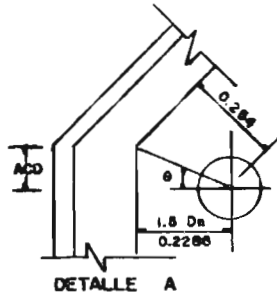
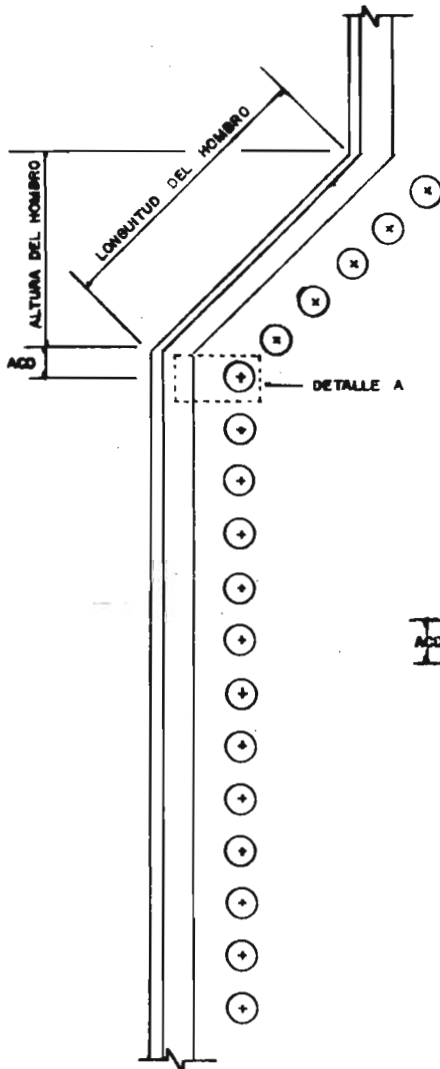
E.N.E.R.
ARABON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 23. EFICIENCIA DE ALETAS Y BIRLOS

JAIME RODRIGUEZ MONROY



$$\cos \theta = \frac{0.2266}{0.264} = 0.9 \quad \theta = 26.83^\circ$$

$$ACD = (78 \text{ @ } 10.2266 \text{ m}) = (0.4843)(0.2266 \text{ m}) = 0.1107 \text{ m}$$

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

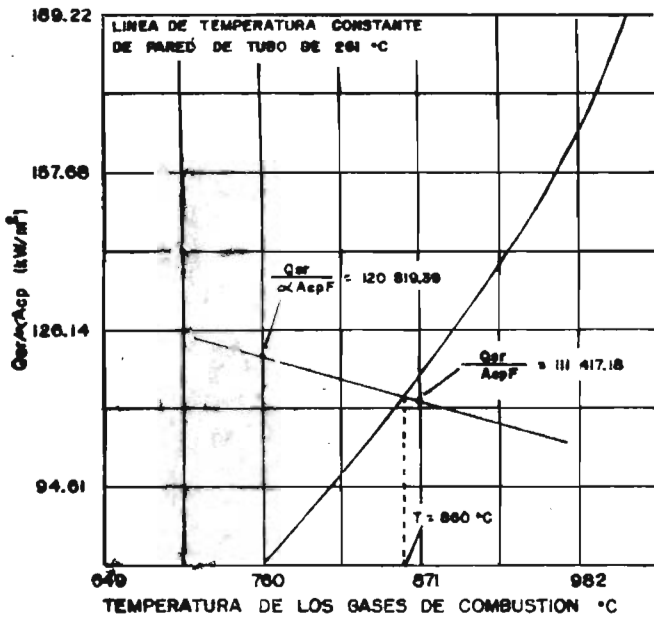
E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 24 HOMBRO DE UN CAFD RECTANGULAR

JAIME RODRIGUEZ MONROY



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

E.N.E.P. ARAGON

TESIS PROFESIONAL

1984

FIG. No. 25 TEMPERATURA REAL DE LOS GASES

JAIME RODRIGUEZ MONROY

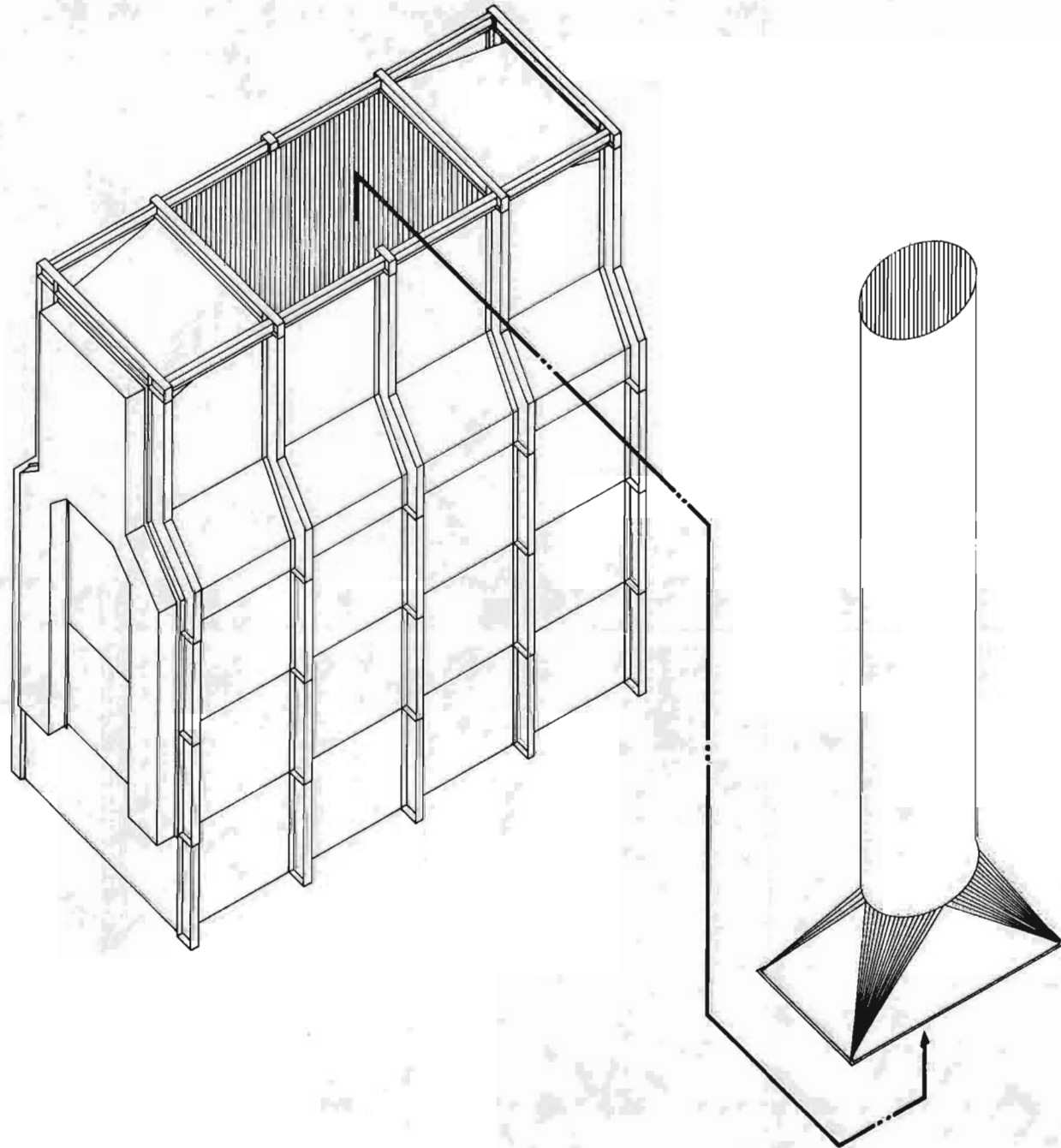


FIG. No. 20 VISTA EXTERIOR DEL CAPD.

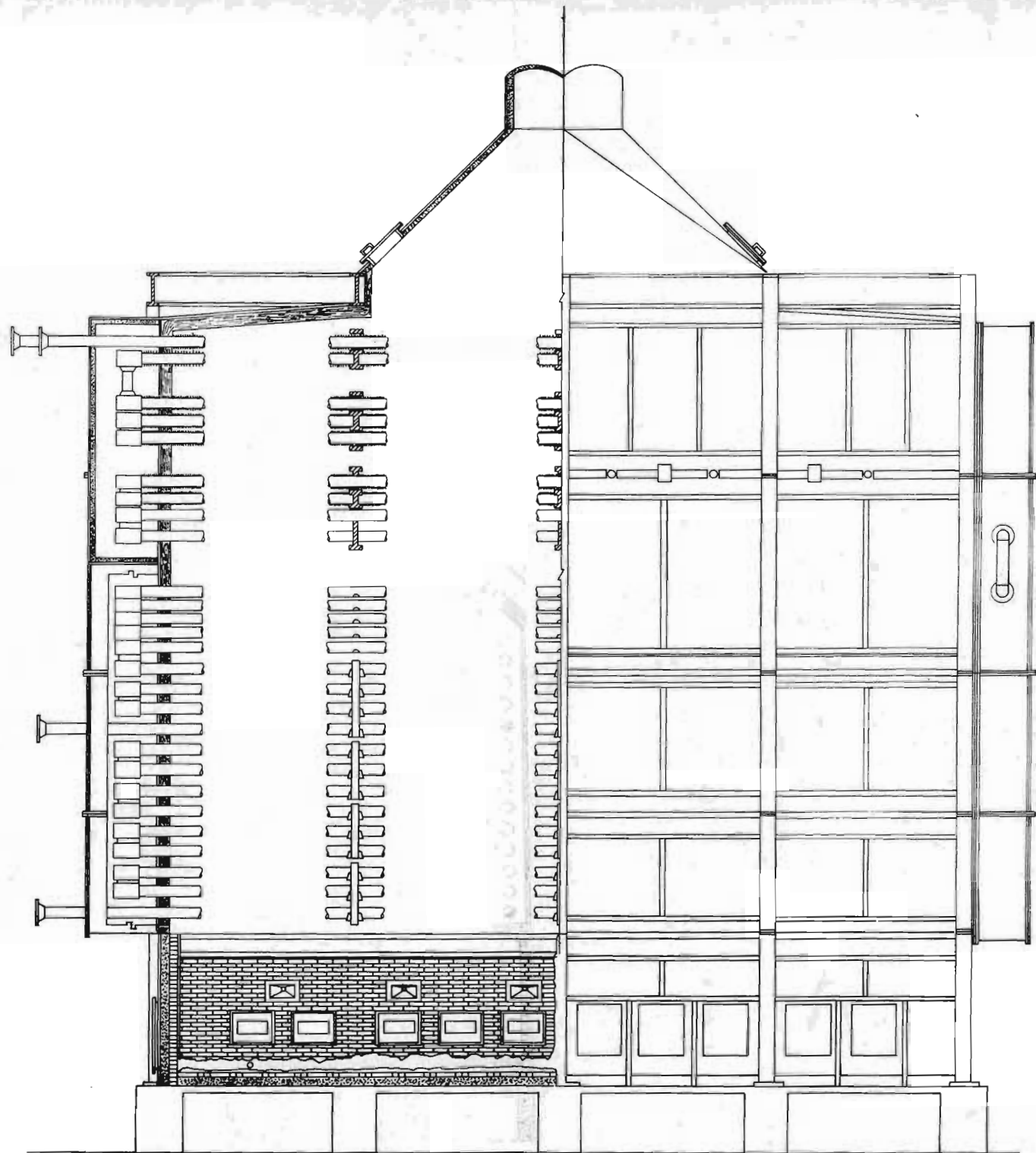
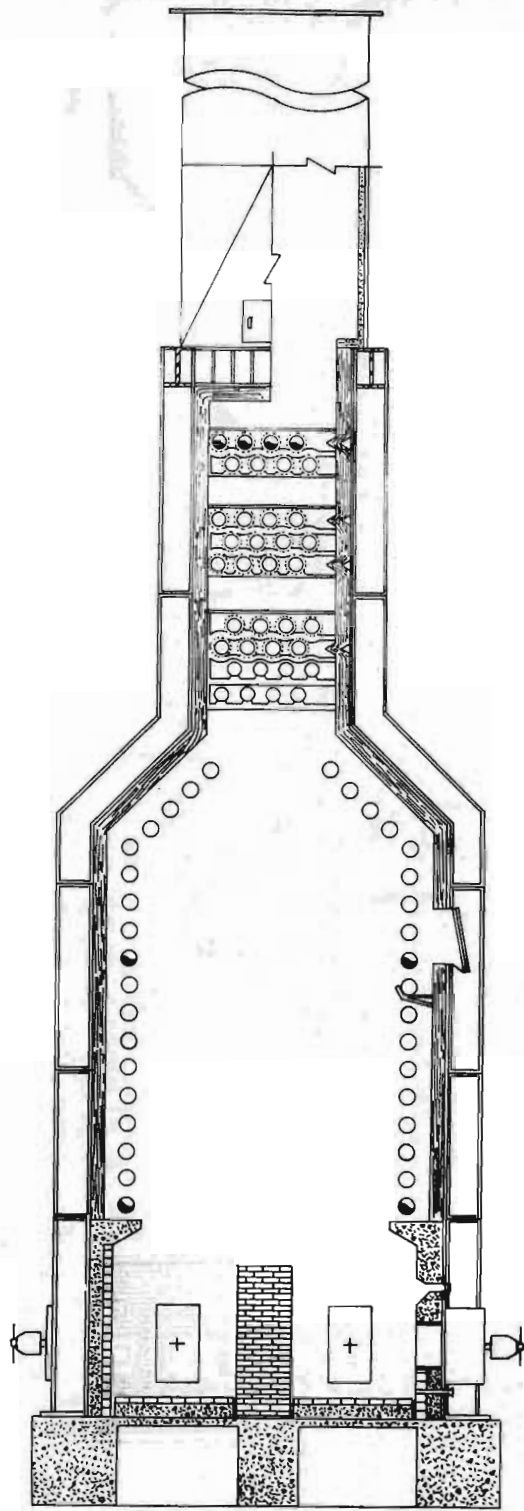
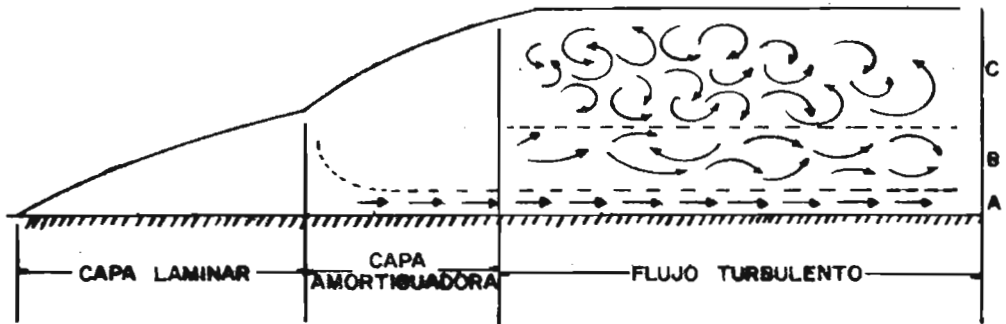


FIG. No. 27 VISTA INTERIOR DEL CAFÉ

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO		
E. H. A. R.	TESIS	1984
ARAGON	PROFESIONAL	
JAIIME RODRIGUEZ MONROY		

LEYENDA:

- A) SUBCAPA VISCOSA
- B) SUBCAPA DE TRANSICION
- C) ZONA TURBULENTA



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P
ARABON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 28 CONVECCION FORZADA

JAIME RODRIGUEZ MONROY

3.3 EFICIENCIA DEL EQUIPO

3.3.1 GENERALIDADES

La eficiencia de un CAFD está definida como:

$$\eta = \frac{\text{Carga térmica de diseño}}{\text{Calor liberado por la combustión}} \times 100\%$$

Normalmente se desea que la eficacia de un CAFD con tiro natural y sin reacción sea del 82% al 85%.

La eficiencia de un CAFD depende de varios factores importantes, estos factores son los siguientes:

- La temperatura de entrada del fluido de proceso al CAFD
- La temperatura de los gases producto de la combustión.
- El exceso de aire.

3.3.2 TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO DE PROCESO AL CAFD

¿Cómo influye la temperatura de entrada del fluido de proceso al CAFD?

En todos los CAFD, excepto los del tipo radiante y helicoidal tienen una sección de convección, en la que el fluido de proceso entra al CAFD y como esta sección absorbe cierta cantidad del calor contenido por los gases producto de la combustión, entonces la temperatura de entrada del fluido de proceso no deberá ser igual o mayor que la temperatura de los gases producto de la combustión, en caso contrario, no habrá transmisión de calor de los gases producto hacia el fluido de proceso, lo cual ocasionará una eficiencia sumamente baja del CAFD.

La limpieza de los tubos del serpentín de la sección de convección influye poderosamente en la eficiencia, ya que el hollín que se acumula sobre ellos evita una eficiente transmisión de calor, por lo tanto, se deben mantener limpios, para este fin se utilizan los sopladores de hollín, los cuales son dispositivos que despiden vapor por una serie de boquillas colocadas en una lanza para limpiar los tubos.

3.3.3 TEMPERATURA DE LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTION

Si bien la temperatura de los gases producto de la combustión no debe ser menor o igual que la temperatura de entrada

del fluido de proceso en los tubos del serpentín de convección, tampoco deberán alcanzar su temperatura del punto de rocío; esto se debe, a que como se explicó anteriormente, durante la combustión hay formación de SO_2 y si hay suficiente oxígeno en los gases de combustión se formará SO_3 . Además, como normalmente hay vapor de agua y si la temperatura y la presión es la adecuada el vapor de agua se condensará reaccionando con el SO_2 y el SO_3 , según las siguientes reacciones:



En la primera reacción da como resultado HSO_3 que es un ácido moderadamente débil conocido como sulfito de hidrógeno.

En la segunda reacción, que es la de mayor interés, se obtiene como producto el ácido sulfúrico (H_2SO_4) el cual es altamente corrosivo que ataca tanto a la chimenea como a los tubos del serpentín de convección. Por esta razón, la temperatura de los gases producto de la combustión deberá ser mayor que su temperatura de punto de rocío. Es importante el hacer notar que mientras haya una mayor cantidad de SO_3 se eleva la temperatura del punto de rocío como lo muestra la figura No. 41.

3.3.4 EXCESO DE AIRE

Si existe más aire que el exceso recomendado (20% de exceso de aire cuando se quema gas combustible y 30% de exceso cuando se quema aceite combustible) entonces existirá más aire del necesario para que se efectúe la combustión completa, este sobreexceso de aire absorberá parte del calor liberado por la combustión y como el aire no necesario sale junto con los gases producto de la combustión llevándose el calor a la atmósfera, origina que haya un mayor consumo de combustible para la misma carga térmica, como es lógico, esta mayor cantidad de combustible libera más calor que el necesitado teóricamente para la combustión reduciendo de este modo la eficiencia del CAFD.

La principal fuente de sobreexceso de aire es el espacio existente a través de las uniones entre las placas de acero, en las uniones de los refractarios así como en el espacio existente entre la pared del CAFD y los tubos de entrada y salida del CAFD.

También la fuente puede ser un mal ajuste de aire primario como secundario en los quemadores del CAFD.

Para saber exactamente la cantidad de aire que hay en el CAFD se utilizan los analizadores de oxígeno. Gracias a los datos obtenidos con su uso es posible obtener figuras como la figura No. 18.

Estos aparatos tienen normalmente dos sondas colocadas respectivamente una justamente antes del regulador de tiro y otra antes de la sección de convección como se puede observar en la figura No. 27.

El sobreexceso de aire puede ser controlado o eliminado por medio de un cuidadoso ajuste en los registros de aire de los quemadores, así como, el uso de materiales sellado en las juntas de materiales refractarios y placas de acero.

CAPITULO IV

CALENTADORES SIN REACCION Y TIRO FORZADO

4.4.1. INTRODUCCION

Este capítulo muestra el diseño térmico del sistema de recuperación de energía para un CAFD. Para tal fin, se hará una comparación entre dos sistemas propuestos, inmediatamente se estimará el efecto que impone la adición de un sistema de recuperación de energía sobre los procesos de combustión que se llevan a cabo en el interior del CAFD, el % en que aumenta la eficiencia del CAFD, el perfil de temperaturas así como los dibujos del equipo agregado.

4.4.2. SELECCION DEL SISTEMA

Cuando un CAFD se obtiene ciertos niveles de temperatura en las chimeneas, existe la posibilidad de agregar sistemas de recuperación de energía como son:

Sistemas de precalentamiento de aire

Sistemas de generación de vapor

Cuando un CAFD es operado a una capacidad de 11,700 KW de carga de diseño y temperaturas mayores de 450°C (en la chimenea) se recomienda adicionar un sistema generador de vapor. Para cargas de diseño menores de 11,700 KW y temperaturas menores de 450°C (en la chimenea) se recomienda adicionar un sistema de precalentamiento de aire.

Como en el caso de este trabajo, los niveles de temperatura en la chimenea es de 364°C y la carga de diseño está por debajo de los 11,700 KW se selecciona un sistema de precalentamiento de aire.

De los muchos tipos de precalentadores de aire sólo se analizarán dos, que son:

- a) Precalentador de aire tubular
- b) Precalentador de aire regenerativo rotatorio

Las ventajas que presenta un sistema de precalentamiento de aire son las siguientes:

- 1.- La eficiencia de la combustión mejora, porque ésta es casi completa con una menor cantidad de exceso de aire.
- 2.- Ayuda a la estabilización y aceleración de la ignición del combustible, lo que permite una mayor flexibilidad en la carga.
- 3.- Se obtienen temperaturas más elevadas de las flamas y gases, producto de la combustión, lo que permite un mayor coeficiente de transmisión de calor.
- 4.- Las ventajas anteriores hacen posible la reducción de la superficie de calefacción.
- 5.- La producción de escoria es menor debido a que la combustión, es casi completa, por lo que se reducen los períodos de paro en el equipo para su limpieza.

Las desventajas de los precalentadores de aire son:

- 1.- Para un calentador de proceso que trabaja con precalentamiento de aire se deberá considerar el refractario para las paredes del CAPD de tales características que soporten las altas temperaturas de la flama y gases de combustión.
- 2.- Las acumulaciones de ceniza en los precalentadores de aire afectan seriamente la operación de la unidad.
- 3.- En los precalentadores de aire del tipo regenerativo generalmente se tienen fugas de la corriente de aire a la de los gases, cuando estas son excesivas se requerirá una compensación mediante el aumento de potencia en el ventilador.
- 4.- Al presentarse las fugas, éstas por lo general no se perciben,

sino hasta cuando la corrosión está muy avanzada, requiriéndose una reparación considerable o la reposición total del equipo.

4.4.3. DISEÑO TERMICO DE UN SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE DEL TIPO TUBULAR

El primer paso, consiste en calcular todas las propiedades de los fluidos caliente y frío (gases producto de la combustión y aire, respectivamente) a las temperaturas de entrada de ambos fluidos. Para estos cálculos, se utilizaron los datos de la tabla A-1 de la referencia (9) y los resultados se enlistan en la Tabla No. 15.

4.4.3.1. SELECCION DE LOS TUBOS

Los tubos para intercambiador de calor, también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero, u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños -- normales de tubería de hierro.

El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real, en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. En la tabla No. 16, se enlistan los tamaños de tubo que normalmente están disponibles, de los cuales los de 3/4" (0.019 m) y 1" (0.0254 m) de diámetro exterior, son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor.

Los orificios de los tubos, no pueden taladrarse muy cerca -- uno de otro en el espejo, ya que una franja demasiado estrecha de metal, entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de los tubos espejo. La distancia más corta entre los dos orificios adyacentes, es el claro o ligadura (C') y estos a la fecha son casi estandar. Los tubos se colocan en arreglos -- triangulares o cuadrados. La figura No. 29, muestra los arreglos de los tubos ya sean triangulares o cuadrados.

El espaciado de los tubos P_t es la distancia menor de centro a centro, en tubos adyacentes, los valores de P_t para diferentes diámetros de tubos en arreglo triangular y cuadrado se muestran en la Tabla No. 17.

Para poder calcular el área de flujo del aire, se debe seleccionar que tipo de tubo es el que ha de utilizar el intercambiador, así que se selecciona tubos de $1\frac{1}{2}$ " (0.0381 m), BWG 18 en arreglo de $1\frac{7}{8}$ " (0.0476) en arreglo triangular, las razones que llevaron a estos datos son los siguientes:

- 1) Como el aire va a fluir a través de los tubos, se eligió el mayor diámetro exterior posible, para que presente la mayor área de flujo por tubo (a_t') posible.
- 2) El BWG (Birmingham Wire Gage), se eligió el No. 18, porque -- presenta el espesor de pared de menor valor con lo que se espera una mayor transmisión de calor.
- 3) El arreglo seleccionado, es el triangular, porque es el que induce una mayor turbulencia y entre mayor turbulencia existe, mejor transmisión de calor se obtiene.

4.4.3.2. BALANCE DE CALOR

Efectuando un balance de calor entre el aire y los gases producto de la combustión:

$$Q = w c_p (t_2 - t_1) = WC_p (T_1 - T_2)$$

donde:

Q = flujo de calor transmitido, en W.

w = flujo de aire, en kg/s.

c_p = calor a presión constante del aire, $W \cdot s / kg \cdot ^\circ C$.

t_2 = temperatura de salida del aire, $^\circ C$.

t_1 = temperatura de entrada del aire, $^\circ C$.

W = flujo de los gases producto de la combustión, kg/s.

C_p = calor a presión constante de los gases producto de la combustión, $W \cdot s/kg \text{ } ^\circ C$.

T_1 = temperatura de entrada de los gases producto de la combustión, $^\circ C$.

T_2 = temperatura de salida de los gases producto de la combustión, $^\circ C$.

Despejando t_2 de la ecuación (1) obtenemos:

$$t_2 = \frac{W C_p (T_1 - T_2)}{w c_p} + t_1$$

Cuando se quema aceite combustible:

$$t_2 = \frac{(5.60) (1053) (364 - 146)}{(1007) (4.60)} + 35 = 312 \text{ } ^\circ C$$

Cuando se quema gas combustible:

$$t_2 = \frac{(5.05) (990.5) (364 - 157.2)}{(1007) (4.05)} + 35 = 288 \text{ } ^\circ C$$

Los cálculos anteriores, se han hecho sobre la base que en el calentamiento y enfriamiento de los gases, difiere únicamente, en aspectos menores de los procedimientos empleados en sistemas líquido-líquido. Las relaciones entre coeficientes de película, para los gases y las caídas de presión permitidas, dependen críticamente de las presiones de operación del sistema, mientras que para fluidos incompresibles, la presión de operación no es importante. Los valores de los coeficientes de película para los gases son, generalmente, menores que aquellos que se obtienen de líquidos a iguales valores de masa-velocidad.

4.4.3.3. DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS

Para simplificar el análisis de la transmisión de calor, en -

los intercambiadores, es aconsejable establecer una diferencia media de temperaturas entre los dos fluidos, esta diferencia media - logarítmica de temperatura (DMLT) y una explicación muy detallada del procedimiento analítico seguido para determinarla, la muestra la referencia (9) en las páginas 428 a la 431. La DMLT se define como:

$$\Delta T_{1n} = \frac{T_c - T_f}{\ln(\Delta T_c / \Delta T_f)} \quad . . . (1)$$

donde:

ΔT_{1n} = Diferencia media logarítmica de temperaturas, °C.

$$\Delta T_c = T_1 - t_2 \quad . . . (2)$$

$$\Delta T_f = T_2 - t_1 \quad . . . (3)$$

Siempre es aconsejable el realizar una pequeña tabla, cuando se realizan los cálculos de la DMLT tal como se muestra a continuación:

Fluido caliente	-	Fluido frío	
(T ₁) 364 °C		(t ₂) = 52 °C	(T _c)
(T ₂) 146.2°C		(t ₁) = 35°C	(T _f)
			(ΔT _c - ΔT _f) = -59.25°C

$$\Delta T_{1n} = \frac{- 59.25}{\ln (52/11.25)} = 77.90^\circ\text{C}$$

Entonces, $\Delta T_{1n} = 77.90^\circ\text{C}$, cuando se quema aceite combustible y cuando se quema gas combustible será:

Fluido caliente Fluido frío

$$(T_1) \ 364 \text{ } ^\circ\text{C} \ - \ 288^\circ\text{C} \ (t_2) = 76 \text{ } ^\circ\text{C} \ (\Delta T_c)$$

$$(T_2) \ 157.2^\circ\text{C} \ - \ 35^\circ\text{C} \ (t_1) = \underline{122.20^\circ\text{C}} \ (\Delta T_f)$$

$$(\Delta T_c - \Delta T_f) = -46.20^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{1n} = \frac{-46.20}{\ln(46.20/122.20)} = 47.49^\circ\text{C}$$

4.4.3.4. CORRECCION DE LA DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS.

Como un intercambiador de calor de flujo cruzado presenta con figuraciones de distribución de temperatura mucho más complicadas. Por lo tanto, al aplicar la DMLT a una distribución de flujo cruzado, se debe modificar la expresión que se dedujo anteriormente, para el caso flujo de un sólo paso, tanto en el lado de los tubos, - como en el lado del ducto. El análisis de la DMLT del flujo cruzado, es mucho más complejo. Afortunadamente se han desarrollado diagramas de corrección (referencias 17 a 19), que permiten convertir la DMLT del flujo a contracorriente a las condiciones de flujo cruzado, en un sólo paso o en múltiples pasos.

Para obtener el valor corregido de la diferencia media logarítmica de temperaturas (ΔT_{cr}) de cualquiera de estas distribuciones, se debe multiplicar la DMLT del flujo en contracorriente, por el factor de corrección apropiado, es decir:

$$\Delta T_{cr} = (\Delta T_{1n}) (F_t) \quad \dots \quad (5)$$

Donde F_t se obtiene de la figura No. 30. La abscisa de esta figura, es la relación adimensional P de temperaturas que se define como:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad \dots \quad (6)$$

El parámetro R que aparece en las curvas se define como:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \dots \quad (7)$$

Debe observarse que los factores de corrección de la figura - No. 30, son aplicables en ambos casos, en que el fluido caliente - fluya o bien por dentro de los tubos, o bien por el lado del ducto. En la referencia (17) se encuentran diagramas del factor de corrección, de otras distribuciones de flujo.

Calculando el F_t cuando se quema aceite combustible:

$$P = \frac{312 - 35}{364 - 35} \quad R = \frac{364 - 146.25}{312 - 35} \quad \text{por lo tanto} \quad P = 0.84$$
$$R = 0.78$$

$$\therefore F_t = 0.80$$

Por lo tanto, la ΔT_{cr} será:

$$\Delta T_{cr} = (\Delta T_{1n}) (F_t) = (77.90) (0.8) = 62.32^\circ\text{C}$$

Y cuando se quema gas combustible:

$$P = \frac{288 - 35}{364 - 35} = 0.76 \quad R = \frac{364 - 157.2}{288 - 35} = 0.81$$

$$\therefore F_t = 0.9$$

Y:

$$\Delta T_{cr} = (\Delta T_{1n}) (F_t) = (47.9) (0.9) = 43.11^\circ\text{C}$$

4.4.3.5. AISLAMIENTO TERMICO DEL DUCTO

El principal objeto de este trabajo, es el de recuperar la -- energía disponible que se encuentra en los gases producto de la -- combustión, por lo tanto, no puede haber pérdidas, por lo que ha - de aislarse de la mejor manera posible el ducto que conduce los ga - ses, producto de la combustión, así que es deseable, que las pérdidas de calor en el ducto sean del 0.5% del calor contenido por los gases.

El calor contenido por los gases, producto de la combustión, cuando se quema aceite combustible es:

$$Q = WC_p T = (5.60) (1053) (364) = 2'146,435.2 \text{ W}$$

por lo tanto, la pérdida aceptable será 107,321.7 W cuando se quema aceite combustible.

Y cuando se quema gas combustible:

$$Q = WC_p T = (5.05) (990.5) (364) = 1'820,737.1 \text{ W}$$

por lo tanto la pérdida aceptable será 91,036.85 W cuando se quema gas combustible.

Para aislar el ducto se utilizará concreto refractario porque presenta las siguientes ventajas, como son: una alta resistencia a la compresión, se contrae hasta que su temperatura llega a los - - 1,037°C y sobre todo es ligero y tiene una excelente resistencia a la abrasión.

Como es sumamente difícil conseguir catálogos o folletos de - los fabricantes de materiales para aislamiento térmico, se utilizarán los datos de la tabla III de la referencia (20) y los cuales - son:

Conductividad térmica (k) = 99.64 W-cm/m² °C

Densidad = 2,066.45 kg/m³

Temperatura máxima de servicio = 1,426°C

Como se trata de una placa compuesta como se puede ver en la figura No. 31; entonces, es sumamente deseable que la temperatura exterior de la placa sea de 50°C; como la placa exterior valga la expresión, es una placa de acero de 3/8" (.952 cm), podemos calcular la temperatura intermedia.

$$Q = \frac{k_p A (T_i - T_p)}{e_p} \quad \dots \quad (8)$$

donde:

Q = Flujo de calor, en W

k_p = Conductividad de la placa de acero, 375 W-cm/m² °C

A = Area de control (1 m²)

T_i = Temperatura intermedia entre la placa y el concreto

T_p = Temperatura exterior de la placa, en °C

e_p = Espesor de la placa, en cm

despejando T_i de la ecuación (8):

$$t_i = \frac{Q (e_p)}{k_p A} + t_p$$

Cuando se quema aceite combustible:

$$t_i = \frac{(107,321.76) (0.952)}{(375) (1)} + 50 = 322.45^\circ\text{C}$$

Cuando se quema gas combustible:

$$t_i = \frac{(91,036.85) (0.952)}{(375) (1)} + 50 = 231.11^\circ\text{C}$$

Despejando de la ecuación (8) el e_c :

$$e_c = \frac{k_c A (T_c - T_i)}{Q}$$

Donde los subíndices c se refieren al concreto:

$$e_c = \frac{(99.64) (1) (364 - 322.45)}{107,321.76} = 0.038 \text{ cm}$$

El espesor del concreto será de 0.038 cm cuando se quemara aceite -- combustible:

$$e_c = \frac{(99.64) (1) (364 - 231.11)}{91,036.85} = 0.14 \text{ cm}$$

El espesor del concreto será de 0.14 cm cuando se quemara gas combustible.

4.4.3.6. TEMPERATURAS CALORICAS

En el intercambio de calor fluido a fluido, el fluido caliente posee una viscosidad a la entrada, que aumenta a medida que el fluido frío se enfría. El fluido frío entra con una viscosidad, que disminuye a medida que se calienta. Hay una terminal caliente ($T_1 - t_2$) y una terminal fría ($T_2 - t_1$) y los valores de h_o y h_i (coeficientes de transmisión de calor por convección externo e interno, respectivamente), varían a lo largo del tubo para producir una U (coeficiente global de transmisión de calor) mayor en la terminal caliente que en la fría. Así que para simplificar los cálculos se necesita una temperatura promedio en la cual el coeficiente global de transmisión de calor (U) y otras propiedades se puedan evaluar, tal temperatura es llamada temperatura calórica, para quien desee conocer las bases y el análisis matemático seguido para llegar a las ecuaciones (9) y (10) puede consultar la referencia (21) y la cual se define para el fluido caliente como:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad . . . (9)$$

y para el fluido frío:

$$t_c = t_2 + F_c (t_2 - t_1) \quad . . . (10)$$

donde F_c es conocida como la fracción calórica siendo adimensional y la cual se encuentra graficada en la figura No. 32. Para poder utilizar la figura No. 32 hay que calcular el parámetro K_c el que se define como:

$$K_c = \frac{U_c - U_f}{U_f} \quad . . . \quad (11)$$

Pero para determinar las temperaturas calóricas representadas por las ecuaciones (9) y (10) primero hay que determinar K_c definida por la ecuación (11) en las cuales intervienen U_c y U_f que son respectivamente los coeficientes globales de transmisión de calor de las terminales caliente y fría:

$$U_c = \frac{Q}{A (T_1 - t_2)} \quad . . . \quad (12)$$

$$U_f = \frac{Q}{A (T_2 - t_1)} \quad . . . \quad (13)$$

donde:

$$A = \frac{(2) L_{et}}{\ln (D_e/D_i)} \quad . . . \quad (14)$$

donde:

- L_{et} = Longitud efectiva del tubo, en m
- D_e = Diámetro exterior del tubo, en m
- D_i = Diámetro interior del tubo, en m

La longitud efectiva del tubo se puede calcular como:

$$L_{et} = L_t + 2 (e_a) \quad . . . \quad (15)$$

donde:

$$\begin{aligned}L_{et} &= \text{Longitud efectiva del tubo, en m} \\e_a &= \text{Espesor del aislamiento térmico, en m} \\L_t &= \text{Longitud del tubo, en m}\end{aligned}$$

Substituyendo valores en la ecuación (15)

$$L_{et} = 2.43 - 2 (0.0014) = 2.42 \text{ m}$$

Substituyendo en la ecuación No. 14

$$A = \frac{2 (2.42)}{\ln (0.0381/0.0355)} = 215.124 \text{ m}^2$$

Entonces ya se puede calcular U_c y U_f cuando se quema aceite combustible, substituyendo en la ecuación (11).

$$Q = 2'146,435.2 \text{ W} - 107,321.76 \text{ W} = 2'039,113.5 \text{ W}$$

Por lo tanto:

$$U_c = \frac{2'039,113.5}{(215.12) (364 - 312)} = 182.28 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U_f = \frac{2'039,113.5}{(215.12) (146.25 - 35)} = 85.20 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y por lo tanto el K_c definido por la ecuación (11)

$$K_c = \frac{182.28 - 85.20}{85.20} = 1.13$$

Ahora calculando:

$$\frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{146.25 - 35}{364 - 312} = 2.13$$

Con los resultados de $\Delta T_f / \Delta T_c$ y K_c se obtiene de la figura No. 32 el valor de F_c y $F_c = 0.505$

El mismo procedimiento se sigue cuando se quema gas combustible.

$$Q = 1'820,737.1 - 91,036.85 = 1'729,700.3 \text{ W}$$

$$U_c = \frac{1'729,700.3}{(215.12)(364 - 288)} = 105.73 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U_f = \frac{1'729,700.3}{(215.12)(157.2 - 35)} = 65.79 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K_c = \frac{105.73 - 65.79}{65.79} = 0.60$$

$$\frac{T_f}{T_c} = \frac{157.20 - 35}{364 - 288} = 1.60$$

$$F_c = 0.505$$

Por lo tanto, las temperaturas calóricas cuando se quema aceite combustible para los gases, producto de la combustión:

$$T_c = 146.25 + 0.505 (364 - 146.25)$$

$$T_c = 256.2^\circ\text{C}$$

y para el aire:

$$t_c = 312 + 0.505 (312 - 35)$$

$$t_c = 451.8^\circ\text{C}$$

Y la temperatura calórica cuando se quema gas combustible para los gases producto:

$$T_c = 157.2 + 0.505 (364 - 157.2)$$

$$T_c = 261.2^\circ\text{C}$$

Y para el aire:

$$t_c = 288 + 0.505 (288 - 35)$$

$$t_c = 415.7^\circ\text{C}$$

4.4.3.7. CALCULO DE LAS AREAS DE FLUJO Y MASA VELOCIDAD

El área de flujo para los tubos se pueden calcular como:

$$a_t = \frac{(N_t \times a'_t)}{N_p}$$

donde:

a_t = Área de flujo para los tubos, m^2

N_t = Número de tubos

a'_t = Área de flujo para cada tubo, m^2

N_p = Número de pasos

Substituyendo en la ecuación No. 16:

$$a_t = \frac{(288) (9.93 \times 10^{-4})}{6} = 0.1489 \text{ m}^2$$

Pero como se puede observar en la Tabla No. 18 el diámetro interior de la carcasa es de 39" (0.99), pero es un diámetro que no aplica al ducto de sección rectangular que se utiliza, por lo tanto se analizará la distribución de los tubos en espejos rectangulares.

Tómese como base, que en cada paso se apilan 48 tubos, con un espaciado (P_t) de $1 \frac{7}{8}$ " (0.0476 m) se obtiene que, una fila de 8 tubos ocupa una longitud de 0.404 m y como sólo hay seis camas, por lo tanto, la altura del ducto es de 0.33 m y obtenemos un ducto -- rectangular de 0.404 m x 0.33 m.

Los cálculos anteriores, se realizaron porque se necesita para los cálculos del área de flujo en un plano a ángulo recto a la dirección del flujo de los gases, producto de la combustión y tal área está definida como:

$$a_s = L_t \{L_h - N_{th} (D_t)\} + L_{et} (d_t) \quad . . . \quad (18)$$

donde:

a_s = Área de flujo en el ducto, en m^2

L_t = Longitud del tubo, en m

L_h = Longitud de la hilera, en m

N_{th} = Número de tubos por hilera

L_{et} = Longitud efectiva del tubo, en m

D_t = Diámetro exterior del tubo, en m

d_t = Diámetro interior del tubo, en m

Substituyendo valores:

$$a_s = 2.43 \{0.404 - 8 (0.0381)\} - 2.42 (0.0355) = 0.1551 \text{ m}^2$$

Entonces la masa velocidad será:

$$G_{gc} = \frac{W}{a_s}$$

$$G_a = \frac{w}{a_t}$$

donde:

a_t = Area de flujo por los tubos, en m^2

a_s = Area de flujo por el ducto, en m^2

G_a = Masa velocidad del aire, $kg/m^2 s$

G_{gc} = Masa velocidad de los gases producto de la combustión, en $kg/m^2 s$

w = Flujo del aire, kg/s

W = Flujo de los gases producto de la combustión, en kg/s

Cuando se quema aceite combustible:

$$G_{gc} = \frac{5.60}{0.1551} = 36.105 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

$$G_a = \frac{4.60}{0.0476} = 96.632 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

Cuando se quema gas combustible:

$$G_{gc} = \frac{5.05}{0.1551} = 32.55 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

$$G_a = \frac{4.05}{0.0476} = 85.084 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

4.4.3.8. CALCULO DEL NUMERO DE REYNOLDS

A los valores de las temperaturas calóricas, se calcularán las siguientes propiedades μ (viscosidad dinámica), C_p (calor a presión constante) y k (conductividad térmica), así que para cuando se quema aceite:

Para los gases, producto de la combustión a $T_c = 256.2^\circ C$

$$\mu = 2.561 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

$$C_p = 1120 \text{ W s/kg } ^\circ C$$

$$k = 0.0381 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

Para el aire $t_c = 451.8^\circ\text{C}$

$$\mu = 3.401 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

$$C_p = 1080 \text{ W s/kg}^\circ\text{C}$$

$$k = 0.0531 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Cuando se quema gas combustible para los gases producto de la combustión a $T_c = 261.2^\circ\text{C}$

$$\mu = 2.537 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

$$C_p = 1185 \text{ W s/kg}^\circ\text{C}$$

$$k = 0.0388 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Para el aire $t_c = 415.7^\circ\text{C}$

$$\mu = 3.293 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

$$C_p = 1072 \text{ W s/kg}^\circ\text{C}$$

$$k = 0.0512 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Para poder calcular el número de Reynolds por el lado del ducto hay que obtener el radio hidráulico del ducto y por definición, el radio hidráulico corresponde al área de un círculo, equivalente al área de un canal no circular y consecuentemente a un plano a ángulo recto, con la dirección del flujo.

Por lo tanto, el diámetro equivalente está definido para un arreglo triangular como:

$$d_e = \frac{4 \left\{ (1/2 P_t) (0.86 P_t) - 1/2 \pi d_o^2 / 4 \right\}}{1/2 \pi d_o} \dots (20)$$

donde:

d_e = Diámetro equivalente, en m

P_t = Espaciado de los tubos, en m

d_o = Diámetro exterior del tubo, en m

Substituyendo en la ecuación (20):

$$d_e = \frac{4\{1/2(0.0476)(0.86)(0.0476) - 1/2(\pi)(0.0381)^2/4\}}{1/2(\pi)(0.0381)}$$

$$d_e = 0.027 \text{ m}$$

Por lo tanto el número de Reynolds por el lado del ducto, cuando se quema aceite combustible:

$$Re = \frac{d_e G_s}{\mu_s} = \frac{(0.027)(36.105)}{2.561 \times 10^{-5}} = 38,064.0$$

y para el aire:

$$Re = \frac{d_i G_a}{\mu_a} = \frac{(0.0355)(96.638)}{3.401 \times 10^{-5}} = 100,871.0$$

ahora bien, cuando se quema gas combustible:

$$Re = \frac{d_e G_s}{\mu_s} = \frac{(0.027)(32.55)}{2.537 \times 10^{-5}} = 34,641.0$$

Y para el aire:

$$Re = \frac{d_i G_a}{\mu_a} = \frac{(0.0355)(85.804)}{3.293 \times 10^{-5}} = 92,500.0$$

4.4.3.9. CALCULO DEL COEFICIENTE INTERNO DE PELICULA

Como el flujo tanto para el lado de los tubos como para el lado del ducto, presentan régimen turbulento, es muy difícil y nada

práctico determinar analíticamente el factor de fricción y el coeficiente de transmisión de calor en este régimen. Por lo tanto, se debe acudir a correlaciones experimentales y semiempíricas para determinar el factor de fricción y el coeficiente de transmisión de calor por convección para flujo turbulento. Una de ellas llamada ecuación de Nottter y Sleicher, referencia (22) y la cual es definida como:

$$Nu = 5 + 0.016Re^a Pr^b \quad \dots (22)$$

donde:

$$Nu = \text{Número de Nuselt} = \frac{hD}{k}$$

$$Pr = \text{Número de Prandtl} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$a = 0.88 - \frac{0.24}{4+Pr} \quad \dots (23)$$

$$b = 0.33 + 0.5e^{-0.6Pr} \quad \dots (24)$$

y es válida para $0.1 < Pr < 10^4$ y $10^4 < Re < 10^6$. Concuerta muy bien con los datos experimentales para el aire y en un 10%, con los mejores datos o Números de Prandtl tan altos como 10^4 y donde todas las propiedades deben calcularse a la temperatura calórica.

Para cuando se quemara aceite combustible, el aire a $t_c = 451.8^\circ\text{C}$ y el número de Prandtl es:

$$Pr = \frac{(1080) (3.401 \times 10^{-5})}{0.0531} = 0.691$$

Substituyendo valores en la ecuación (24):

$$b = 0.33 + 0.5e^{-0.6(0.691)} = 0.66$$

Por lo tanto:

$$a = 0.88 - \frac{0.24}{4 + 0.66} = 0.828$$

Entonces:

$$Nu = 5 + 0.016 (100871)^{0.828} (0.691)^{0.66} = 179.298$$

$$h_i = \frac{Nud}{k} = \frac{(179.28)(0.0531)}{0.0355} = 268.19 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y cuando se quema gas combustible:

$$Pr = \frac{(1072)(3.293 \times 10^{-5})}{0.0512} = 0.689$$

$$b = 0.33 + 0.5e^{-0.6(0.89)} = 0.66$$

$$a = 0.88 - \frac{0.24}{4 + 0.66} = 0.828$$

$$Nu = 5 + 0.016 (92500)^{0.828} (0.689)^{0.66} = 166.923$$

$$h_i = \frac{(166.923)(0.0512)}{0.0355} = 240.745 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.4.3.10. COEFICIENTE EXTERNO DE PELICULA

El flujo a través de un cilindro circular, presenta una gran dificultad para determinar los coeficientes de arrastre y de transmisión de calor por medios analíticos. En la figura No. 33 (a y b) ilustra la línea de flujo alrededor de un cilindro circular cuando no hay y cuando hay separación de flujo. En la figura No. 33 a

se muestra cuando el flujo es laminar y permanece adherido a la superficie del cilindro, esto ocurre solamente cuando el número de Reynolds es muy bajo (es decir, $Re < 1$). Cuando el número de Reynolds es mayor, el flujo se separa del cilindro y empiezan a formarse remolinos de estela tal como se muestra en la figura No. 33 b.

Recientemente, Whitaker (referencia 23) presentó una correlación más general que toma en cuenta las contribuciones promedio de la transmisión de calor de la región no separada de la capa límite, de la región de la estela alrededor del cilindro y de los efectos de la temperatura. Esta relación, que es aplicable a la transmisión de calor sobre un tubo, está dada por:

$$Nu = (0.4Re^{0.5} + 0.06Re^{0.67})Pr^{0.4}(\mu/\mu_w)^{0.25} \dots (25)$$

donde las propiedades físicas se deben determinar a la temperatura calórica del flujo, excepto μ_w que es la viscosidad a la temperatura de la pared. Esta expresión correlaciona los datos experimentales dentro de $\pm 0.25\%$ en el rango de $40 < Re < 10^5$ y $0.67 < Pr < 300$. En la ecuación (25) el término $Re^{0.5}$ caracteriza la contribución de la región no separada de la capa límite al coeficiente de transmisión de calor y el término $Re^{0.67}$ la contribución de la estela que rodea al cilindro.

Como hasta el momento se desconoce la temperatura de la superficie de la pared del tubo, se puede suponer que $(\mu/\mu_w)^{0.25} = 1$ y después corregir el coeficiente externo de transmisión de calor -- por convección a la temperatura de la pared.

Por lo tanto, calculando el número de Prandtl para los gases producto de la combustión cuando se quemara aceite combustible es:

$$Pr = \frac{(1120)(2.561 \times 10^{-5})}{0.0381} = 0.752$$

substituyendo en la ecuación No. 25:

$$Nu = \{0.4 (38064)^{0.5} + 0.06 (38064)^{0.67}\} (0.752)^{0.4} = 132.37$$

Por lo tanto:

$$h_o = \frac{(132.37) (0.0381)}{0.027} = 186.79 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y cuando se quema gas combustible:

$$Pr = \frac{(1185) (2.537 \times 10^{-5})}{0.0381} = 0.774$$

$$Nu = \{0.4 (34641)^{0.5} + 0.06 \{(34641)^{0.67}\} (0.774)^{0.4}$$

$$Nu = 126.787$$

$$h_o = \frac{126.787 (0.0388)}{0.27} = 182.19 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.4.3.11. TEMPERATURA DE PARED DEL TUBO

La temperatura de la pared del tubo puede ser calculada a partir de las temperaturas calóricas cuando h_i y h_o son conocidas. Es costumbre, despreciar la diferencia de temperaturas a través del metal del tubo y se considera que el tubo en su totalidad está a la temperatura de la superficie externa de la pared t_w . Si la temperatura calórica exterior es T_c y la temperatura calórica interior t_c y $1/R_{io} = h_{io} = h_i (A_i/A) = h_i (D_i/D_e)$ donde el subíndice io se refiere al valor del coeficiente dentro del tubo referido a la superficie exterior del tubo. Entonces t_w está definida por:

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} = (T_c - t_c)$$

Cuando se quema aceite combustible:

$$h_{iO} = (268.19) \frac{0.0355}{0.0381} = 249.88$$

$$t_w = 451.8 + \frac{249.88}{249.88 + 186.79} = (256.2 - 451.8)$$

$$t_w = 339.86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y cuando se quema gas combustible:

$$h_{iO} = 240.74 \frac{0.0355}{0.0381} = 224.31 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_w = 415.7 + \frac{224.31}{224.31 + 182.19} (261.6 - 415.7)$$

$$t_w = 330.66 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

4.4.3.12. CORRECCION DE LOS COEFICIENTES EXTERNOS DE TRANSMISION DE CALOR.

Calculado μ_w a $t_w = 339.86^\circ\text{C}$ para los gases producto cuando - se quema aceite combustible:

$$\mu_w = 2.2876 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

y para el aire:

$$\mu_w = 3.052 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

Por lo tanto:

$$h_o = h_o (\mu/\mu_w)^{0.25}$$

$$h_o = 186.79 (2.561 \times 10^{-5} / 2.287 \times 10^{-5})^{0.25}$$

$$h_o = 192.14 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{io} = h_{io} (\mu/\mu_w)^{0.25}$$

$$h_{io} = 249.88 (3.041 \times 10^{-5} / 3.052 \times 10^{-5})$$

$$h_{io} = 249.65 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calculando μ_w a $t_w = 330.6^\circ\text{C}$ para los gases producto cuando se quemaba gas combustible

$$\mu_w = 2.776 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

y para el aire:

$$\mu_w = 3.023 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$$

por lo tanto:

$$h_o = 182.19 (2.537 \times 10^{-5} / 2.776 \times 10^{-5})^{0.25} = 178.13 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{io} = 224.31 (3.293 \times 10^{-5} / 3.023 \times 10^{-5})^{0.25} = 229.15 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.4.3.13. COEFICIENTES DE TRANSMISION LIMPIO Y DE DISEÑO

Cuando los aparatos de transmisión de calor, han estado en uso por algún tiempo, se les depositan incrustaciones y basura en la parte exterior e interior de las tuberías añadiendo dos resistencias más que no fueron incluidas en el cálculo de U. La resistencia adicional, reduce el valor de U y la cantidad requerida de calor ya no se transmite por la superficie original. Para evitar esta eventualidad es costumbre diseñar el equipo anticipando la de

posición de basuras e incrustaciones introduciendo una resistencia R_d llamada factor de basura, incrustación u obstrucción. Supóngase R_{d_i} el factor de obstrucción para el fluido del tubo interior a su diámetro interior y R_{d_o} el factor de obstrucción para el fluido sobre el diámetro exterior. El valor de U obtenido únicamente de $1/h_{i0}$ y $1/h_o$ puede considerarse como coeficiente limpio y es designado por U_c y definido por:

$$U_c = \frac{h_{i0} h_o}{h_{i0} + h_o} \quad . . . \quad (27)$$

y el cual no toma en cuenta basura, lodo e incrustaciones.

El coeficiente que incluye la resistencia de las incrustaciones se llama coeficiente de diseño. El valor de A correspondiente a U_d en lugar de U_c proporciona las bases de diseño en las cuales el equipo debe ser hecho en última instancia.

Cuando se quema aceite combustible:

$$U_c = \frac{(249.65) (192.14)}{249.65 + 192.14} = 108.57 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El área de transmisión de calor será:

$$A = N_t (a'') L_{et}$$

donde:

- A = Área de transferencia de calor, m^2
- N_t = Número de tubos
- L_{et} = Longitud efectiva del tubo, m
- a'' = Área exterior del tubo por m lineal, m^2/m

substituyendo valores:

$$A = (288) (0.1196) (2.42) = 83.356 \text{ m}^2$$

Entonces:

$$U_d = \frac{Q}{A \Delta T_{cr}} = \frac{2039113.5}{83.356 (62.32)} = 392.53 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y el factor de obstrucción será definido como:

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c U_d} = \frac{108.57 - 392.53}{(108.57) (392.53)} = - 6.66 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

Y cuando se quema gas combustible:

$$U_c = \frac{(229.15) (178.13)}{229.15 + 178.13} = 100.22 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entonces:

$$U_d = \frac{1729700.3}{(83.356) (43.11)} = 481.34 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto:

$$R_d = \frac{100.22 - 481.34}{(100.22) (481.34)} = - 7.9 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

4.4.3.14. CAIDA DE PRESION A TRAVES DEL HAZ DE TUBOS

Las características de flujo a través del haz de tubos, son tan complicados que es virtualmente imposible predecir la caída de presión en bancos de tubos por métodos puramente analíticos. Entonces a la caída de presión P en el flujo por fuera de bancos con tubos, se puede calcular mediante la relación:

$$P = 2f \frac{G_{\max}^2}{\rho g_c} N \left(\frac{u_w}{u} \right)^{0.14}$$

en donde:

G_{\max} = Velocidad máxima del flujo masico, $k/m^2 s$

N = Número de filas en la dirección del flujo

g_c = 1 kg m/N s^2

ρ = Densidad, kg/m^3

w = Viscosidad a la temperatura media del flujo y a la temperatura de la pared del tubo respectivamente.

y el factor de fricción está dado por (referencia 24):

$$f = \left[0.25 + \frac{0.118}{(P_t/D - 1)^{1.8}} \right] Re^{-0.16}$$

con $5000 < Re < 40000$.

Cuando se quema aceite combustible:

$$f = \left[0.25 + \frac{0.118}{\left(\frac{0.0476}{0.0381} - 1 \right)^{1.8}} \right] (38064)^{-0.16} = 0.3121$$

Por lo tanto:

$$p = 2 (0.3121) \frac{(36.105)^2 (6)}{0.5989 (1)} \left[\frac{2.287 \times 10^{-5}}{2.561 \times 10^{-5}} \right]^{0.14} = 8023.7$$

Y cuando se quema gas combustible:

$$f = \left[0.25 + \frac{0.118}{\left(\frac{0.0476}{0.0381} - 1 \right)^{1.8}} \right] (34641)^{-0.16}$$

entonces:

$$P = 2 (0.3169) \frac{(32.55)^2 (6)}{(0.5552) (1)} \left[\frac{2.776 \times 10^{-5}}{2.537 \times 10^{-5}} \right]^{0.14} = 7391.62 \text{ N/m}^2$$

4.4.3.15. CAIDA DE PRESION DENTRO DE LOS TUBOS

La caída de presión dentro de los tubos se debe principalmente, al contacto del fluido con la tubería (capa límite) y el rozamiento de las partículas entre sí (debido al régimen turbulento). La caída de presión dentro de los tubos está definida por la siguiente ecuación:

$$\Delta P_t = f \frac{LV^2}{D(2g)}$$

donde:

- ΔP_t = Caída de presión
- f = Factor de fricción
- L = Longitud de la tubería
- D = Diámetro interior de la tubería
- V = Velocidad promedio del fluido
- g = Constante de gravedad

El factor f es un factor adimensional, que depende de la velocidad, densidad, diámetro y viscosidad y de la rugosidad presentada por la pared, pero dada la extrema complejidad de las superficies con rugosidad natural, la mayoría de las veces que se han podido entender las relaciones básicas, han sido gracias a los experimentos con tubos con rugosidad artificial. Moody construyó una de las cartas más útiles para determinar factores de fricción en tubos comerciales limpios.

Esta gráfica que aparece en la figura No. 34 constituye, la base para estos cálculos de esta sección. Al analizar la figura No. 34, se puede observar que se aplica a todas las rugosidades, ya que la pérdida de carga para flujo laminar es independiente de

la rugosidad de la pared. El número crítico en que el flujo puede ser turbulento o laminar, se encuentra entre los números de Reynolds de 2000 y 4000.

Se puede observar, que las curvas correspondientes a rugosidades relativas menores de $\epsilon/D = 0.001$ tienden a caer sobre la curva de tubos lisos al disminuir el número de Reynolds. Esto se puede explicar por la presencia de una película laminar en la pared del tubo, cuyo espesor disminuye conforme crece el número de Reynolds. Para ciertos rangos del número de Reynolds en la zona de transición, la película cubre completamente las proyecciones de las rugosidades pequeñas y el tubo posee un factor de fricción igual al del tubo liso.

Para números de Reynolds mayores, algunas rugosidades asoman a través de la película laminar ocasionando turbulencia adicional que aumenta la pérdida de carga. En la zona llamada tubos rugosos, turbulencia completamente desarrollada, el espesor de la película es despreciable con las alturas de las rugosidades y cada una de estas rugosidades contribuye de lleno a la turbulencia. La viscosidad no interviene en la pérdida de carga correspondiente a esta zona, como resulta claro al no cambiar el factor de fricción con el número de Reynolds. En esta zona las pérdidas de carga varían directamente con el cuadrado de la velocidad. Como la velocidad es la determinante para calcular la caída de presión, entonces se puede calcular la velocidad como:

$$V = Q/A$$

donde:

V = Velocidad del aire en m/seg.

Q = Flujo de aire en m^3/s

A = Area de flujo de los tubos/ m^2

Cuando se quema aceite combustible:

$$Q = 4.60 \text{ kg/s} = 3.321 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 3.321/0.0476 = 69.77 \text{ m/s}$$

Con el número de Reynolds igual a 100871 y suponiendo que se utilizaran tubos de cobre. los cuales se clasifican como tubería lisa, se obtiene que $f = 0.0178$ y por lo tanto ya se puede calcular la caída de presión a través de los tubos.

$$\Delta P_t = (0.0006) \frac{2.42 (69.77)^2}{0.0355 (2) (9.81)} = 10.14 \text{ m de columna de aire}$$

$$\Delta P_t = 137.77 \text{ N/m}^2$$

Cuando se quemara gas combustible:

$$Q = 4.05 \text{ kg/seg} = 2.924 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = 2.924/0.0476 = 61.43 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_t = (0.0006) \frac{(2.43) (61.43)^2}{(0.0355) (2) (9.81)}$$

$$\Delta P_t = 7.89 \text{ m de columna de aire}$$

$$\Delta P_t = 107.32 \text{ New/m}^2$$

4.4.3.16. CALCULO DE LAS POTENCIAS DE LOS VENTILADORES DE TIRO INDUCIDO Y FORZADO

En cualquier ventilador centrífugo la potencia del ventilador se define como:

$$N = \frac{QP}{75}$$

donde:

N = Potencia del ventilador, en CV

Q = Flujo de aire, en m^3/s

P = Presión producida por el ventilador, en kg/m^2

Así el ventilador de tiro forzado debe vencer la P_t y la caída de presión en el quemador, la cual normalmente es de 747.52 N/m^2 , por lo tanto, la caída de presión será de:

$$\Delta P = \Delta P_t + \Delta P_q$$

donde:

ΔP = Caída de presión total, en kg/m^2

ΔP_t = Caída de presión en los tubos, kg/m^2

ΔP_q = Caída de presión en los quemadores, kg/m^2

entonces:

$$\Delta P = 14.04 + 76.20 = 90.24 \text{ kg/m}^2$$

por lo tanto:

$$N = \frac{QP}{75} \frac{(3.321)(90.24)}{75} = 3.995 \text{ CV} = 3.11 \text{ HP}$$

Para el ventilador de tiro inducido tendrá que vencer las siguientes caídas de presión:

$$\Delta P = \Delta P_{te} + \Delta P_{ta} + \Delta P_{ec} + \Delta P_{sc} + \Delta P_{ht} + \Delta P_a$$

donde:

ΔP = Caída de presión total, en kg/m^2

ΔP_{te} = Caída de presión en los tubos escudo, en kg/m^2

ΔP_{ta} = Caída de presión en los tubos aletados, en kg/m^2

ΔP_{ec} = Caída de presión en la entrada de la chimenea, kg/m^2

ΔP_{sc} = Caída de presión en la salida de la chimenea, kg/m^2

ΔP_{ht} = Caída de presión en el haz de tubos, en kg/m^2

ΔP_a = Caída de presión en el arco, en kg/m^2

Todas estas pérdidas, excepto aquellas calculadas o impuestas por el diseño (como es la del arco y que es igual a 2.54 kg/m^2), - tales pérdidas serán expresadas en kg/m^3 y son definidas por la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdidas en el punto deseado} = 1.0487 (G)^2 v_{gc}$$

Y son estimadas como el producto de la ecuación anterior, en cada punto que se deseen calcular por un factor. Para tubos desnudos, este factor es de 0.2 por cada cama o hilera de tubos, -- 1.0 por cada cama o hilera de tubos aletados, para la entrada de la chimenea el factor es de 0.5 y para la salida de la chimenea es 1.0.

La masa velocidad (G) de los gases, cambia porque el área que debe utilizarse es el área real de ducto.

$$A = (0.404) (2.43) = 0.981 \text{ m}^2$$

Por criterios establecidos en el diseño de los CAFD la velocidad se tomó como 7.62 m/s .

Así que las pérdidas en el banco de tubos escudo será:

$$\Delta P_{te} = 2 (0.2) (1.0487) (1.691)^2 (7.62) = 9.14 \text{ kg/m}^2$$

en los tubos aletados

$$\Delta P_{ta} = 7 (1) (1.0487) (1.691)^2 (7.62) = 159.952 \text{ kg/m}^2$$

en la entrada de la chimenea

$$\Delta P_{ec} = 0.5 (1.0487) (5.708)^2 (7.62) = 130.179 \text{ kg/m}^2$$

a la salida de la chimenea

$$\Delta P_{sc} = 1(1.0487) (5.708)^2 (7.62) = 260.359 \text{ kg/m}^2$$

por lo tanto, la caída de presión total será:

$$\Delta P = 9.14 + 159.952 + 130.179 + 260.359 + 2.54 + 817.91 = \Delta P = 1380.08 \text{ kg/m}^2$$

Y la potencia del ventilador será:

$$N = \frac{QP}{75} = \frac{(9.350)(1380.08)}{75} = 172.04 \text{ CV} = 134.40 \text{ HP}$$

4.4.4. DISEÑO DE UN SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE DEL TIPO REGENERATIVO

4.4.4.1. DESCRIPCION

El precalentador de aire más ampliamente usado, es el del tipo regenerativo, el cual incluye un motor o rotor de movimiento -- lento, al cual está unida la superficie de calentamiento. Cada revolución producida por el rotor, conduce a un ciclo completo de intercambio de calor, en el cual el calor es absorbido de la corriente de los gases producto y cedido a la corriente de aire destinado a la combustión.

4.4.4.2. TIPOS DE SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO

Una de las principales ventajas del precalentador de aire del tipo regenerativo, es su adaptabilidad al uso de diferentes tipos de superficies de calentamiento, (en ocasiones también llamadas ca nastas), de todas las formas de superficies de calentamiento que se probaron, sólo tres lograron imponerse y tales formas fueron usadas en los precalentadores de aire del tipo regenerativo. El primer tipo de superficie usada, es la llamada de tipo corrugado - sencillo y la cual se ilustra en la figura No. 35, estudios posteriores llevaron a la adopción de la superficie de calentamiento del tipo corrugado ondulado, figura No. 36 que tiene la ventaja de suministrar muy pocos contactos entre las hojas individuales, logrando un alto porcentaje de superficie efectiva y por último, mediante experimentos realizados en los Estados Unidos de América, se adoptó el tipo de muesca ondulada, figura No. 37, los experimentos anteriormente dichos arrojaron los siguientes resultados:

1) La eficiencia media de temperaturas del precalentador de aire,

fue incrementada en 2.2%.

- 2) Las pérdidas por fricción en el lado del gas decrecieron en -- 45%.
- 3) Las pérdidas por fricción en el lado del aire decrecieron en - 45%.
- 4) Con el tipo de muesca ondulada, se aumentó en un 24% la superficie de calentamiento en el mismo espacio disponible, que con el tipo corrugado ondulado, y que a pesar del gran incremento de superficie de calentamiento, las pérdidas por fricción fueron mínimas.

4.4.4.3. BASES PARA EL DISEÑO DE UN PRECALENTADOR DE AIRE REGENERATIVO.

Las idealizaciones necesarias, para el diseño de un precalentador de aire regenerativo son las siguientes:

- 1) La conductividad térmica de la superficie de calentamiento, es cero en las direcciones del flujo del aire y de los gases, e - infinita en la dirección normal a la dirección de los flujos.
- 2) Los calores específicos a presión constante, tanto de la superficie, como la de los gases y del aire, son constantes.
- 3) Los coeficientes de transmisión de calor por convección, son - constantes a lo largo de la dirección de los flujos.
- 4) No hay infiltraciones o mezclas de los gases con el aire.
- 5) Las temperaturas de entrada, (tanto la de los gases como la -- del aire) son constantes.

4.4.4.4. CALCULO DE LAS TEMPERATURAS TEORICAS DE SALIDA DEL AIRE Y DE LOS GASES *

La cantidad de calor recobrado de los gases, producto de la - combustión, es representada en el diseño de los precalentadores de aire, por aquellas relaciones conocidas como eficiencia de temperaturas y las cuales son expresadas por:

Eficiencia de temperaturas de los gases (η_g)

$$\eta_g = \frac{t_{g1} - t_g}{t_{g1} - t_{al}}$$

Eficiencia de temperaturas del aire (η_a)

$$\eta_a = \frac{t_a - t_{al}}{t_{g1} - t_{al}}$$

Eficiencia (η)

$$\eta = \frac{\eta_g + \eta_a}{2}$$

donde:

t_a = Temperatura media del aire que sale, °C

t_{al} = Temperatura de entrada del aire, °C

t_g = Temperatura media de los gases que salen, °C

t_{g1} = Temperatura de entrada de los gases, °C

La eficiencia de temperaturas, varía con la proporción de -- áreas para el flujo de aire y gases, a través del precalentador y también con la razón de calor sensible entre el aire y los gases. Un tratado completamente teórico, que evalúa la influencia de estos factores, ha sido realizado por Hakanson y H. Zander (25). La ecuación siguiente y la figura No. 38 están tomados de este tratado y muestran los resultados finales de esta investigación:

$$\eta = \frac{1 - e^X}{1 - \frac{1}{m}e^X}$$

y:

$$X = \frac{h_1 F}{G_1 C_1} \left(\frac{1}{m} - 1 \right) \frac{0.525 (1 - r)^{0.2} (m)^{0.8}}{1 + 0.81 \{ (1 - r) / r \}^{0.02} (m)^{0.8}}$$

donde:

h_1 = Coeficiente de transmisión de calor por convección externo, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

F = Superficie efectiva de calentamiento, m^2

G_1 = Flujo de los gases, kg/h

c_1 = Calor específico a presión cte de los gases, $W(s)/kg \text{ } ^\circ C$

m = Razón de calores sensibles entre el aire y los gases

r = Fracción de la superficie efectiva de calentamiento en la corriente de los gases.

Como se puede observar en la figura No. 38 las abscisas están dadas por:

$$m = \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1}$$

donde:

G_2 = Flujo del aire, kg/s

c_2 = Calor específico a presión cte. del aire, $W(s)/kg \text{ } ^\circ C$

Entonces, cuando se quema aceite combustible:

$$m = \frac{(4.60) (1007)}{(5.60) (1053)} = 0.78$$

y cuando se quema gas combustible:

$$m = \frac{(4.05) (1007)}{(5.05) (990.5)} = 0.81$$

Con los datos anteriores se encuentra en la figura No. 4 las siguientes eficiencias de temperaturas de los gases:

Cuando se quema aceite combustible $\eta_g = 59\%$

Cuando se quema gas combustible $\eta_g = 60\%$

Con estos valores ya se puede calcular t_g despejándola de la ecuación (1) y la cual es:

$$t_g = t_{gl} - \eta_g (T_{gl} - t_{al})$$

Substituyendo valores cuando se quema aceite combustible:

$$t_g = 364 - 0.59 (364 - 35) = 170^\circ\text{C}$$

y cuando se quema gas combustible:

$$t_g = 364 - 0.60 (364 - 35) = 167^\circ\text{C}$$

Con el valor obtenido de m para cada caso se calcula las eficiencias de temperaturas del aire de la figura No. 38:

Cuando se quema aceite combustible $\eta_a = 76\%$

Cuando se quema gas combustible $\eta_a = 74\%$

De la misma forma:

$$t_a = t_{al} + (t_{gl} - t_{al})$$

Cuando se quema aceite combustible:

$$t_a = 35 + .76 (364 - 35) = 285^\circ\text{C}$$

y cuando se quema gas combustible:

$$t_a = 35 + .74 (364 - 35) = 279^\circ\text{C}$$

Como se puede apreciar las temperaturas teóricas de salida de los gases están por encima de sus temperaturas teóricas de punto - de rocío.

4.4.4.5. CALCULO DE LOS COEFICIENTES EXTERNOS DE TRANSMISION DE CALOR Y SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO

El coeficiente de transmisión de calor por convección para -- fluidos sobre una placa (para efectos de sencillez de cálculo, se supondrá que las hojas de la superficie de calentamiento, son placas planas), a altas velocidades no es fácil determinar, debido a que son importantes los efectos de compresibilidad, disipación por viscosidad y la variación de las propiedades con la temperatura. El análisis general, es muy complicado y como el uso de una alta - velocidad-masa del aire y una baja velocidad-masa del gas, mantienen en un precalentador regenerativo a la superficie de calentamiento a temperaturas altas. Debido a lo descrito anteriormente, se debe recurrir a la siguiente relación, presentada por Johnson y Rubin (26), cuando los números de Prandtl son moderados y el rango del número de Reynolds es de $5 \times 10^5 < Re < 10^7$.

$$h = 0.0296Re^{-1/5}Pr^{-2/3}c_p u_\infty \rho$$

donde:

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

c_p = Calor a presión constante, W (s)/kg °C

u_∞ = Velocidad del fluido, m/s

ρ = Densidad del fluido, kg/m³

y el número de Reynolds está definido por:

$$Re = \frac{u \cdot x}{\mu}$$

donde:

x = La distancia a la que se desea saber el número de Reynolds sobre la placa plana, m

μ = Viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

La única incógnita de esta última ecuación es la velocidad a la cual se puede calcular como:

$$u = Q/A$$

donde:

u = Velocidad del fluido, m/s

Q = Flujo del fluido, m^3/s

A = Area de paso, m^2

Pero como se ha dicho antes, una baja velocidad-masa es deseable por lado de los gases y se ha encontrado que $3.52 \text{ kg/m}^2\text{s}$ es un valor bastante aceptable para el diseño de precalentadores de aire, del tipo regenerativo, entonces, el área de paso se puede calcular por:

$$A = W/G$$

donde:

W = Flujo del fluido, kg/s

G = Velocidad-masa del fluido, $kg/m^2\text{s}$

por lo tanto, cuando se quema aceite combustible:

$$A = \frac{5.60}{3.52} = 1.59 \text{ m}^2$$

y cuando se quema gas combustible:

$$A = \frac{5.05}{3.52} = 1.43 \text{ m}^2$$

El flujo del fluido (Q) se puede calcular por:

$$Q = W\gamma$$

donde:

$$\gamma = \text{Peso específico del fluido, m}^3/\text{kg}$$

por lo tanto, cuando se quema aceite combustible:

$$Q = (5.60) (1.669) = 9.350 \text{ m}^3/\text{s}$$

y cuando se quema gas combustible:

$$Q = 5.05 (1.811) = 9.148 \text{ m}^3/\text{s}$$

La velocidad cuando se quema aceite combustible será:

$$u = 9.350/1.59 = 5.88 \text{ m/s}$$

y cuando se quema gas combustible:

$$u = 9.148/1.43 = 6.39 \text{ m/s}$$

Se desea que la longitud de las hojas de la superficie de calentamiento sea de 1 m, por lo tanto, el número de Reynolds será, cuando se quema aceite combustible:

$$Re = \frac{(5.88) (1)}{0.5195 \times 10^{-4}} = 113,185.75$$

y cuando se quema gas combustible:

$$Re = \frac{(6.39) (1)}{0.5451 \times 10^{-4}} = 117,226.19$$

Para poder resolver la ecuación (7) se necesita evaluar el nú

mero de Prandtl y el cual está definido por:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\kappa}$$

donde:

c_p = Calor a presión constante, W(s)/kg °C

μ = Viscosidad dinámica del fluido, kg/m s

κ = Conductividad térmica del fluido, W/m °C

Por lo tanto, cuando se quema aceite combustible:

$$Pr = \frac{(1053) (2.976 \times 10^{-5})}{0.0451} = 0.694$$

y cuando se quema gas combustible:

$$Pr = \frac{(990.5) (2.926 \times 10^{-5})}{0.0456} = 0.636$$

Evaluando la ecuación (9) con los datos obtenidos cuando se quema aceite combustible:

$$h = 0.0296 (113185.75)^{-1/5} (0.694)^{-2/3} (1053) (0.5989) (5.88)$$

$$h = 13.66 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

y cuando se quema gas combustible:

$$h = 0.0296 (117226.19)^{-1/5} (0.636)^{-2/3} (990.5) (0.552) (6.39)$$

$$h = 575.42 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

Los resultados presentados en la Tabla No. 19, fueron obtenidos de la ecuación (4), para cada fracción de la superficie de ca-

lentamiento efectiva, en la corriente de los gases, con estos datos y los valores deducidos de el coeficiente de calor por convección (h), para el lado de los gases, se elaboró la Tabla No. 20, en la cual se obtuvo un área de superficie de calentamiento promedio de 3,400 m², cuando se quema aceite combustible y 3,100 m² -- cuando se quema gas combustible.

Como se dijo anteriormente, es un precalentador de aire del tipo regenerativo, se obtienen temperaturas de la superficie de calentamiento arriba de la temperatura de punto de rocío, manteniendo una alta velocidad-masa del aire y una baja velocidad-masa del aire, en base a este concepto, suponiendo una velocidad-masa del aire de 7.5 kg/m² s se obtiene que:

$$A = 4.60/7.5 = 0.613 \text{ m}^2$$

cuando se quema aceite combustible y cuando se quema gas combustible:

$$A = 4.05/7.5 = 0.54 \text{ m}^2$$

El flujo del fluido será cuando se quema aceite combustible:

$$Q = 4.60 (0.722) = 3.321 \text{ m}^3/\text{s}$$

y cuando se quema gas combustible:

$$Q = 4.05 (0.722) = 2.924 \text{ m}^3/\text{s}$$

Por lo tanto la velocidad cuando se quema aceite combustible:

$$u = 3.321/0.613 = 5.41 \text{ m/s}$$

y cuando se quema gas combustible:

$$u = 2.924/0.613 = 4.76 \text{ m/s}$$

Y el número de Reynolds cuando se quema aceite combustible:

$$Re = \frac{(5.41) (1)}{0.1720 \times 10^{-4}} = 314,513.88$$

y cuando se quema gas combustible:

$$Re = \frac{(4.76) (1)}{0.1720 \times 10^{-4}} = 276,744.12$$

El número de Prandtl para ambos casos:

$$Re = \frac{(1007) (1.920 \times 10^{-5})}{0.0275} = 0.703$$

Por lo tanto, substituyendo todos los valores obtenidos anteriormente en la ecuación (7), cuando se quema aceite combustible:

$$h = 0.0296 (314513.88)^{-1/5} (0.703)^{-2/3} (1007) (1.385) (5.41)$$

$$h = 22.46 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

y cuando se quema gas combustible:

$$h = 0.0296 (276744.12)^{-1/5} (0.703)^{-2/3} (1007) (1.385) (4.76)$$

$$h = 20.27 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.4.4.6. TEMPERATURA DE PARED

El cálculo de la temperatura de pared, es importante porque cada porción de la superficie efectiva de calentamiento, en un pre calentador de aire del tipo regenerativo, debe ser mantenido a una temperatura arriba de la temperatura del punto de rocío de los gases, para evitar los problemas inherentes a la corrosión. La figura No. 39, muestra un método típico, para determinar la temperatu-

ra mínima de la superficie de calentamiento, para un precalentador del tipo regenerativo, el coeficiente de transmisión de calor por convección, por el lado del gas (h) multiplicado por el tiempo proporcional, que la superficie de calentamiento está en la corriente del gas, este valor es trazado a la izquierda de la temperatura de entrada del aire; y el coeficiente de transmisión de calor por convección por el lado del aire (h); multiplicado por el tiempo proporcional que la superficie efectiva de calentamiento - cuando está expuesta a la corriente de aire, es trazada a la derecha de la misma escala, en la temperatura de salida de los gases. De la figura No. 39 se encuentra que, cuando se quema aceite combustible la temperatura de pared $T_w = 165^\circ\text{C}$ y cuando se quema gas combustible $T_w = 185^\circ\text{C}$.

Los valores de área promedio obtenidos en las tablas No. 20; así como los valores de los coeficientes de transmisión de calor por convección, precedentes, fueron substituidos en la ecuación -- (4), con la cual se obtuvieron una serie de eficiencias, que al -- ser substituidas en la ecuación (5), arrojaron los siguientes resultados, cuando se quema aceite combustible:

$$\text{Eficiencia } \eta_g = 59 \quad \%$$

$$\text{Eficiencia } \eta_a = 71.02\%$$

$$\text{Eficiencia } \eta = 65.01\%$$

$$\text{Temperatura de salida de los gases} = 170^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de salida del aire} = 268^\circ\text{C}$$

y cuando se quema gas combustible:

$$\text{Eficiencia } \eta_g = 60 \quad \%$$

$$\text{Eficiencia } \eta_a = 70.88\%$$

$$\text{Eficiencia } \eta = 65.44\%$$

$$\text{Temperatura de salida de los gases} = 167^\circ\text{C}$$

Temperatura de salida del aire = 268°C

4.4.4.7. INFILTRACIONES DE AIRE

Una de las bases de diseño, para los cálculos de la sección precedente, es que no hay infiltraciones, esta afirmación, como es de suponerse, no es totalmente cierta. En los precalentadores de aire del tipo regenerativo continuo, la infiltración del aire es debida a aquellas cantidades de aire que son llevadas por el rotor hacia el compartimiento de los gases, este fenómeno es conocido como infiltraciones por traslado, aunque también pueden existir debido a una mala calidad de los sellos en los ductos y en las juntas del equipo al ducto.

La infiltración de aire frío puede variar de 3.5% al 11% del flujo de los gases de combustión, dependiendo de la calidad de construcción de las instalaciones. La única manera, de establecer el porcentaje de infiltración, es por medio de un análisis cuantitativo, de la corriente de los gases, producto de la combustión a la entrada y salida del sistema. El conocer este porcentaje es importante porque hay que tomarlo para la selección de los ventiladores de tiro forzado e inducido.

4.4.4.8. INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DEL ROTOR SOBRE LA TEMPERATURA

Cuando el rotor gira, la temperatura de la superficie de calentamiento se incrementa, mientras está cruzando el compartimiento de los gases, así que la temperatura es más alta al finalizar su viaje por este compartimiento, que al iniciarlo, pero el mayor incremento de temperatura se obtiene al iniciar este viaje. De la misma manera, al pasar por el compartimiento del aire, la mayor transmisión de calor de la superficie de calentamiento, ocurre al inicio de su paso a través de tal compartimiento y al mismo tiempo se presenta el valor más alto de decremento de temperatura de la superficie de calentamiento.

La variación de la eficiencia, con velocidades variables del rotor, puede ser estimada por la siguiente ecuación, la cual puede ser usada para variaciones mayores de la eficiencia de 5% y cuando las eficiencias de temperaturas son mayores del 50%:

$$\eta - \eta^1 = \frac{(\eta)^2}{10} \left[\frac{E_1}{E_2 n} \right]^2$$

donde:

η^1 = Eficiencia cuando la velocidad del rotor está tomada en cuenta

E_1 = Calor sensible de los gases, W/°C

E_2 = Calor sensible del aire, W/°C

n = Revoluciones por hora

Esta fórmula no es válida para $n = 0$ porque $\eta - \eta^1$ se vuelve infinita. Para velocidades muy bajas, toda la superficie efectiva de calentamiento (masa regenerativa), alcanzará la temperatura de los gases cuando pasa a través de su compartimiento y alcanzaría la temperatura del aire frío, cuando pasa a través del compartimiento del aire. Enseguida, se calculará la variación de la eficiencia, debido a la velocidad del rotor, así que cuando se quemara aceite combustible:

$$\eta - \eta^1 = \frac{(.6501)^2}{10} \left[\frac{(5.60)(1053)}{(460)(1007)(120)} \right]^2$$

$$\eta - \eta^1 = 4.75615 \times 10^{-6}$$

$$\eta = .6501 - 4.75615 \times 10^{-6}$$

$$\eta = .6500952$$

y cuando se quemara gas combustible:

$$\eta - \eta^1 = \frac{(.6544)^2}{10} \left[\frac{(5.05) (990.5)}{(4.05) (1007) (120)} \right]^2$$

$$\eta - \eta^1 = 4.47349 \times 10^{-6}$$

$$\eta = .6544 - 4.47349 \times 10^{-6}$$

$$\eta = 0.6543955$$

Como se puede observar, en ambos casos la variación es 0.00001% la cual nos indica que el efecto de la velocidad del rotor sobre la eficiencia, en este caso, es despreciable.

4.4.4.9. PERDIDAS POR FRICCIÓN EN EL PRECALENTADOR DE AIRE DEL TIPO REGENERATIVO

La figura No. 40, muestra las pérdidas por fricción relacionadas con la masa-velocidad y el diámetro hidráulico de las muescas de las superficies de calentamiento, que son usadas en los precalentadores de aire del tipo regenerativo. Esta figura, fue obtenida gracias a los experimentos realizados en el Laboratorio de la Ljungstrom Steam Turbine Company en Suiza. Los resultados que se obtengan con el uso de esta figura, pueden variar a los que se presentan en la práctica por la calidad de la construcción del precalentador, ya que aristas, cambios bruscos en el área y forma del diseño del ducto incrementa las pérdidas por fricción.

Como se puede observar la masa-velocidad a utilizarse es la que existe en el ducto y no la que existe al pasar por las hojas del aparato, las dimensiones del ducto quedan condicionadas al diseño mecánico del precalentador, pero en el peor de los casos la máxima caída de presión sería de 423.52 N/m².

4.4.4.10. INFLUENCIA DE LA PELICULA DE HOLLIN EN LA CAIDA DE PRESION Y EN LA TRANSMISION DE CALOR

Una de las más notables diferencias que existen en los precalentadores de aire del tipo regenerativo y recuperativo, es el --

efecto que causa la película de hollín. Mientras, que en los precalentadores de aire del tipo recuperativo de la película de hollín, actúa como aislante térmico que retarda la transmisión de calor, en el tipo regenerativo actúa como una superficie de almacenaje de calor, que tiende a aumentar el valor de la transmisión de calor.

Pero también, se presenta que con la acumulación de hollín y cenizas, también se presenta un incremento en la caída de presión, sin embargo, si los depósitos son excesivos, la unidad se vuelve inoperante, sin importar que tipo de precalentador sea.

4.4.5. CALCULOS DE COMBUSTION

4.4.5.1. ACEITE COMBUSTIBLE

Cuando se agrega un sistema de precalentamiento de aire, la combustión se ve afectada por la introducción de energía por medio del aire calentado, lo cual ocasiona temperaturas de flama adiabática más altas.

El primer paso, para calcular la temperatura de flama adiabática, es calcular una entalpía a una temperatura de referencia para productos y reactivos, ya que es necesaria para el balance de energía; esta entalpía de referencia, es normalmente tomada a 25°C (298°K) como se muestra enseguida:

Reactivo	Cp (kJ/kg °K)	h a 298°K (25°C)
C	0.2541	254.52 kJ/kg
H ₂	14.3146	4625.75 kJ/kg
O ₂	0.9185	273.73 kJ/kg
N ₂	1.04	309.92 kJ/kg
S	0.7536	224.57 kJ/kg
O ₂	0.9185	273.73 kJ/kg

Reactivo	Cp (kJ/kg °K)	h a 298°K (25°C)
----------	---------------	------------------

N ₂	1.04	309.92 kJ/kg
----------------	------	--------------

Productos	Cp (kJ/kg °K)	h a 298°K (25°C)
-----------	---------------	------------------

H ₂ O	1.8648	555.71 kJ/kg
------------------	--------	--------------

CO ₂	0.8440	251.51 kJ/kg
-----------------	--------	--------------

SO ₂	0.6225	185.50 kJ/kg
-----------------	--------	--------------

N ₂	1.04	309.92 kJ/kg
----------------	------	--------------

Ahora, se calcula la energía (entalpía) que entra al sistema, debido a que el combustible es calentado a 85°C (358°K) y el aire entra a 312°C (585°K), cuando pasa a través de un precalentador de aire tubular:

Reactivos	Cp (kJ/kg °K)	h a 358°K (85°C)
-----------	---------------	------------------

C	0.8541	305.76 kJ/kg
---	--------	--------------

H ₂	10.3146	5124.62 kJ/kg
----------------	---------	---------------

H ₂	14.3146	5124.62 kJ/kg
----------------	---------	---------------

O ₂	0.9185	328.82 kJ/kg
----------------	--------	--------------

N ₂	1.04	372.32 kJ/kg
----------------	------	--------------

S	0.7536	269.78 kJ/kg
---	--------	--------------

h a 312°C (585°K)

O ₂	0.9185	537.32 kJ/kg
----------------	--------	--------------

N ₂	1.04	608.40 kJ/kg
----------------	------	--------------

El método que se seguirá para obtener la temperatura de flama adiabática, es la siguiente: se efectuará el balance de energía que

entra al sistema, esto es, la diferencia entre las entalpías (a la temperatura de referencia y a la temperatura de entrada de los reactivos al sistema), multiplicada por su masa, dará la energía neta que entra al sistema, conocida esta energía, y como no hay suministro externo de calor, deberá mantenerse constante la cantidad de energía, en base a éste concepto, se podrá calcular la entalpía de los productos suponiendo una temperatura y se hará un balance de energía para los productos, en aquella temperatura en que la energía que entra es igual a la que sale, es la conocida como temperatura de flama adiabática.

Energía que entra al sistema:

$$C \quad h_{358} - h_{298} + PCI = 305.76 - 254.52 + 32791.01 = 32845.25 \text{ kJ/kg}$$

$$H_2 \quad h_{358} - h_{298} + PCI = 5124.62 - 4625.75 + 119954.75 = 120453.62 \text{ kJ/kg}$$

$$S_2 \quad h_{358} - h_{298} + PCI = 269.78 - 224.57 + 9257.01 = 9302.22 \text{ kJ/kg}$$

$$O_2 \quad h_{358} - h_{298} = 328.82 - 273.73 = 55.09 \text{ kJ/kg}$$

$$N_2 \quad h_{358} - h_{298} = 372.73 - 309.92 - 62.81 \text{ kJ/kg}$$

$$O_2 \quad h_{585} - h_{298} = 537.32 - 273.73 = 263.59 \text{ kJ/kg}$$

$$N_2 \quad h_{585} - h_{298} = 309.92 - 608.40 = 298.48 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto:

C	(32845.25 kJ/kg)	(90.9 kg)	=	2'985,360.5 kJ
H ₂	(120453.62 kJ/kg)	(7.0 kg)	=	843,175.34 kJ
S	(9302.22 kJ/kg)	(1.5 kg)	=	13,953.33 kJ
O ₂	(55.09 kJ/kg)	(0.1 kg)	=	5.509 kJ
N ₂	(62.40 kJ/kg)	(0.5 kg)	=	31.20 kJ
O ₂	(263.59 kJ/kg)	(299.8 kg)	=	79,024.28 kJ
N ₂	(298.48 kJ/kg)	(986.35 kg)	=	294,405.74 kJ

Energía total que entra al sistema 4'215,955.70 kJ

Masa de los productos

$$\text{CO}_2 \quad (7.575) (44) = 333.3 \text{ kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad (3.50) (18) = 63.0 \text{ kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad (0.0469) (64) = 3.0 \text{ kg}$$

$$\text{N}_2 \quad (35.2446) (28) = 986.84 \text{ kg}$$

Balance de energía

$$63 (h - 555.71) + 333.3(h - 251.51) + 3 (h - 185.5) + 986.84 (h - 309.92) = 4'215,955.70 \text{ kJ}$$

La temperatura de flama debe ser mayor que la calculada anteriormente, supóngase que $T = 3,000^\circ\text{C} = 3,273^\circ\text{K}$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (3273) = 6103.49 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (3273) = 2893.33 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (3273) = 2168.36 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (3273) = 3403.92 \text{ kJ/kg}$$

Substituyendo:

$$63 (6103.49 - 555.71) + 333.3 (2893.33 - 251.51) + 3 (2168.36 - 185.5) + 986.84 (3403.92 - 309.92) = 4'289,260.1$$

Como fue superior a la energía calculada supóngase que $T = 2970^\circ\text{C} = 3243^\circ\text{K}$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (3243) = 6047.54 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (3243) = 2866.81 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (3243) = 2148.48 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (3243) = 3372.72 \text{ kJ/kg}$$

Substituyendo:

$$63 (6103.49 - 555.71) + 333.3 (2893.33 - 251.51) + 3 (2168.36 - 185.5) + 986.84 (3403.92 - 309.92) = 4'289,260.1$$

Como fue superior a la energía calculada supóngase que $T = 2970^{\circ}\text{C} = 3243 \text{ }^{\circ}\text{K}$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (3243) = 6047.54 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (3243) = 2866.81 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (3243) = 2148.48 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (3243) = 3372.72 \text{ kJ/kg}$$

Substituyendo:

$$63 (6047.54 - 555.71) + 333.3 (2886.81 - 251.51) + 3 (2148.48 - 185.5) + 986.84 (3372.72 - 309.92) = 4'252,713.90 \text{ kJ}$$

Si $T = 2950^{\circ}\text{C} = 3223^{\circ}\text{K}$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (3223) = 6010.35 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (3223) = 2849.13 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (3223) = 2135.23 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (3223) = 3351.92 \text{ kJ/kg}$$

Substituyendo:

$$63 (6010.25 - 555.71) + 333.3 (2849.43 - 251.51) + 3 (2135.23 - 185.5) + 986.84 (3351.92 - 309.92) = 4'217,238 \text{ kJ}$$

Como $4'217,238 \text{ kJ}$ es aproximadamente igual a $4'215,955.7 \text{ kJ}$ - se puede decir que la temperatura de flama adiabática es, aproximadamente 2950°C .

Cuando se utiliza un precalentador de aire del tipo regenera-

tivo, la temperatura alcanzada por el aire es de 268°C (541°K).
 Como el método es el mismo, ya no se describirá cada paso:

Reactivo	Cp (kJ/kg °K)	h a 268°C (541°K)
O ₂	0.9185	496.80 kJ/kg
N ₂	1.04	562.64 kJ/kg

Energía que entra al sistema:

$$\begin{aligned}
 C \quad h_{358} - h_{298} + PCI &= 305.76 - 254.52 + 32791.01 = 32845.25 \text{ kJ/kg} \\
 H_2 \quad h_{358} - h_{298} + PCI &= 5124.62 - 4625.75 + 119954.75 = 120453.62 \text{ kJ/kg} \\
 S \quad h_{358} - h_{298} + PCI &= 269.78 - 224.57 + 9257.1 = 9302.22 \text{ kJ/kg} \\
 O_2 \quad h_{358} - h_{298} &= 328.82 - 273.73 = 55.09 \text{ kJ/kg} \\
 N_2 \quad h_{358} - h_{298} &= 372.73 - 309.92 = 62.81 \text{ kJ/kg} \\
 O_2 \quad h_{541} - h_{298} &= 496.90 - 273.73 = 223.17 \text{ kJ/kg} \\
 N_2 \quad h_{541} - h_{298} &= 562.64 - 309.92 = 252.72 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned}
 C \quad (32842.25 \text{ kJ/kg}) (90.9 \text{ kg}) &= 2'985,360.5 \text{ kJ} \\
 H_2 \quad (120453.62) (7.0 \text{ kg}) &= 843,175.34 \text{ kJ} \\
 S \quad (9302.22 \text{ kJ/kg}) (1.5 \text{ kg}) &= 13,953.28 \text{ kJ} \\
 O_2 \quad (55.09 \text{ kJ/kg}) (0.1 \text{ kg}) &= 5.509 \text{ kJ} \\
 N_2 \quad (62.40 \text{ kJ/kg}) (0.5 \text{ kg}) &= 31.20 \text{ kJ} \\
 O_2 \quad (223.17 \text{ kJ/kg}) (299.80 \text{ kg}) &= 66,906.36 \text{ kJ} \\
 N_2 \quad (252.17 \text{ kJ/kg}) (986.35 \text{ kg}) &= 248,727.87 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Energía que entra al sistema 4'158,159.8 kJ

Balance de energía:

$$63 (h - 555.71) + 333.3 (h - 251.51) + 3(h - 185.5) + 986.84 (h - 309.92) = 4'158,159.8 \text{ kJ}$$

Supongase que $T = 2860^{\circ}\text{C} = 3133^{\circ}\text{K}$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (3133) = 5842.41 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (3133) = 2769.59 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (3133) = 2075.61 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (3133) = 3258.32 \text{ kJ/kg}$$

$$63 (5842.41 - 555.71) + 333.3 (2769.57 - 251.51) + 3 (2075.61 - 185.5) + 986.48 (3258.32 - 309.92) = 4'087,263 \text{ kJ}$$

Supongase que $T = 2910^{\circ}\text{C} = 3183^{\circ}\text{K}$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (3183) = 5935.65 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (3183) = 2813.77 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (3183) = 1981.41 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (3183) = 3310.32 \text{ kJ/kg}$$

$$63 (5935.65 - 555.71) + 333.3 (2813.77 - 251.51) + 3 (1981.41 - 185.5) + 986.48 (3310.32 - 309.92) = 4'158,159.6 \text{ kJ}$$

Como 4'158,159.6 kJ es igual a 4'158,159.8 kJ se puede decir que la temperatura de flama adiabática es aproximadamente 2910°C .

4.4.5.2. GAS COMBUSTIBLE

El método utilizado, será el mismo que en la sección anterior, por lo tanto, ya no se describirá ningún paso.

Sistema de precalentamiento de aire del tipo tubular

Análisis molal

Componente	Moles
CO ₂	95.8
SO ₂	3.35
N ₂	699.612
H ₂ O	225.63

Total de moles en base húmeda = 1024.392 moles

Componente	% mol en base húmeda
CO ₂	9.35 %
SO ₂	0.003%
N ₂	68.29 %
H ₂ O	22.02

Análisis en peso:

Componente	Peso
CO ₂	95.8 (44) = 4215.20 kg
SO ₂	3.35(64) = 214.40 kg
N ₂	699.612 (28) = 19589.13 kg
H ₂ O	225.63(18) = 4061.34 kg

Total peso en base húmeda = 28'078,076 kg

Temperatura de flama adiabática

Reactivos	Cp (kJ/kg °K)	h a 298°K
CH ₄	2.1348	636.17 kJ/kg

Reactivos	Cp (kJ/kg °K)	h a 298°K
H ₂ S	1.0035	299.04 kJ/kg
C ₂ H ₆	1.7525	522.24 kJ/kg
CO ₂	0.844	251.51 kJ/kg
N ₂	1.04	309.92 kJ/kg
O ₂	0.9185	273.73 kJ/kg
N ₂	1.04	309.92 kJ/kg

Productos		h a 298°
H ₂ O	1.8648	555.71 kJ/kg
CO ₂	0.884	251.51 kJ/kg
SO ₂	0.6225	185.50 kJ/kg
N ₂	1.04	309.92 kJ/kg

Entalpía en condiciones de entrada al sistema

El gas se calienta a 30°C (303°K)

El aire se calienta a 283°C (561°K)

Reactivos	Cp (kJ/kg °K)	h a 303°K (30°C)
CH ₄	2.1348	646.84 kJ/kg
H ₂ S	1.0035	304.06 kJ/kg
C ₂ H ₆	1.7525	531.00 kJ/kg
CO ₂	0.844	255.73 kJ/kg
N ₂	1.04	315.12 kJ/kg
		h a 561°K (288°C)
O ₂	0.9185	515.27 kJ/kg
N ₂	1.04	583.44 kJ/kg

Energía que entra al sistema

$$\text{CH}_4 \quad h_{303} - h_{298} + \text{PCI} = 646.84 - 636.17 + 50011.32 = 50021.96 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 \quad h_{303} - h_{298} + \text{PCI} = 531.00 - 522.24 + 47486.68 = 47495.44 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{H}_2\text{S} \quad h_{303} - h_{298} = 304.00 - 299.04 = 4.76 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{CO}_2 \quad h_{303} - h_{298} = 255.73 - 251.51 = 4.22 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h_{303} - h_{298} = 315.12 - 309.92 = 5.20 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{O}_2 \quad h_{581} - h_{298} = 515.27 - 273.73 = 241.54 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h_{581} - h_{298} = 583.44 - 309.92 = 273.52 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{CH}_4 \quad (84.1) (16) (50021.96) = 67'309,549.00 \text{ kJ}$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 \quad (3.35) (30) (47495.44) = 4'773,291.70 \text{ kJ}$$

$$\text{H}_2\text{S} \quad (3.35) (34) (4.96) = 544.94 \text{ kJ}$$

$$\text{CO}_2 \quad (5) (44) (4.22) = 928.40 \text{ kJ}$$

$$\text{N}_2 \quad (4.2) (28) (5.20) = 611.52 \text{ kJ}$$

$$\text{O}_2 \quad (184.75) (32) (241.54) = 1'427,984.40 \text{ kJ}$$

$$\text{N}_2 \quad (695.41) (28) (273.52) = 5'325,839.20 \text{ kJ}$$

Energía total que entra al sistema 78'838,746 kJ

Energía que sale del sistema

$$\text{CO}_2 \quad (95.8) (44) = 4215.2 \text{ kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad (181.6) (18) = 3268.8 \text{ kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad (3.35) (64) = 214.4 \text{ kg}$$

$$\text{N}_2 \quad (699.61) (28) = 19589.08 \text{ kg}$$

Balance de energía:

$$4215(h-251.51) + 3268.8(h-555.71) + 214.4(h-185.5) + 19589.08(h-309.92) = 78'838,746 \text{ kJ}$$

Supongase que $T = 2620^{\circ}\text{C} = 2893^{\circ}\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (2893) = 2557.41 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2893) = 5394.86 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2893) = 1800.89 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2893) = 3008.72 \text{ kJ/kg}$$

$$4215 (2557.41 - 251.51) + 3268.8 (5394.80 - 555.71) + 214.4 (1800.80 - 185.5) + 19589.08 (3008.72 - 309.92) = 78'750,929 \text{ kJ}$$

Supongase que $T = 2622^{\circ}\text{C} = 2895^{\circ}\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (2895) = 2559.18 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2895) = 5398.59 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2895) = 1802.76 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2895) = 3010.8 \text{ kJ/kg}$$

$$4215 (2559.18 - 251.51) + 3268.8 (5398.59 - 555.71) + 214.4 (1802.13 - 185.5) + 19589.08 (3010.8 - 309.92) = 78'811,594 \text{ kJ}$$

Supongase que $T = 2623^{\circ}\text{C} = 2896^{\circ}\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.844) (2896) = 2560.06 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2896) = 5400.46 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2896) = 1802.76 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2896) = 3011.84 \text{ kJ/kg}$$

$$4215 (2560.06 - 251.51) + 3268.8 (5400.46 - 555.71) + 214.4 (1802.76 - 185.5) + 19589.08 (3011.84 - 309.92) = 78'841,923 \text{ kJ}$$

Como 78'841,923 kJ, es aproximadamente igual a 78'838,746 kJ se puede decir, que la temperatura de flama adiabática es aproximadamente de 2623°C .

Supóngase que $T = 2620^{\circ}\text{C} = 2893^{\circ}\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (2893) = 2557.41 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2893) = 5394.86 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2893) = 1800.89 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2893) = 3008.72 \text{ kJ/kg}$$

$$4215 (2557.41 - 251.51) + 3268.8 (5394.80 - 555.71) + 214.4 \\ (1800.80 - 185.5) + 19589.08 (3008.72 - 309.92) = 78'750,929 \text{ kJ}$$

Supóngase que $T = 2622^{\circ}\text{C} = 2895^{\circ}\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (2895) = 2559.18 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2895) = 5398.59 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2895) = 1802.76 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2895) = 3010.8 \text{ kJ/kg}$$

$$4215 (2559.18 - 251.51) + 3268.8 (5398.59 - 555.71) + 214.4 \\ (1802.13 - 185.5) + 19589.08 (3010.8 - 309.92) = 78'811,594 \text{ kJ}$$

Supóngase que $T = 2623^{\circ}\text{C} = 2896^{\circ}\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.844) (2896) = 2560.06 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2896) = 5400.46 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2896) = 1802.76 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2896) = 3011.84 \text{ kJ/kg}$$

$$4215 (2560.06 - 251.51) + 3268.8 (5400.46 - 555.71) + 214.4 \\ (1802.76 - 185.5) + 19589.08 (3011.84 - 309.92) = 78'841,923 \text{ kJ}$$

Como 78'841,923 kJ, es aproximadamente igual a 78'838,746 kJ se puede decir, que la temperatura de flama adiabática es aproximadamente de 2623°C.

Sistema de precalentamiento de aire del tipo regenerativo:

Reactivos	Cp (kJ/kg °K)	h a 541°K (268°C)
O ₂	0.9185	496.90 kJ/kg
N ₂	1.04	562.64 kJ/kg

El aire fue precalentado a 268°C (541°K)

$$\text{O}_2 \quad h_{541} - h_{298} = 496.90 - 273.73 = 223.17 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h_{541} - h_{298} = 562.40 - 309.92 = 252.72 \text{ kJ/kg}$$

Energía que entra al sistema

$$\text{CH}_4 \quad (84.1) (16) (50021.96) = 67'309,549.00 \text{ kJ}$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 \quad (3.35) (30) (47495.44) = 4'773,291.70 \text{ kJ}$$

$$\text{H}_2\text{S} \quad (3.35) (34) (4.76) = 544.94 \text{ kJ}$$

$$\text{CO}_2 \quad (5) (44) (4.22) = 928.40 \text{ kJ}$$

$$\text{N}_2 \quad (4.2) (28) (5.20) = 611.52 \text{ kJ}$$

$$\text{O}_2 \quad (184.75) (32) (223.17) = 1'319,381.00 \text{ kJ}$$

$$\text{N}_2 \quad (695.41) (28) (252.72) = 920,832.40 \text{ kJ}$$

Energía que entra al sistema = 78'325,136 kJ

Balance de energía:

$$4215 (h - 251.51) + 3268.8 (h - 555.71) + 214.4 (h - 185.5) + 19589.08 (h - 309.92) = 77'297,918 \text{ kJ}$$

Supóngase que T = 2580°C = 2853°K

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (2853) = 2522.05 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2853) = 5320.27 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2853) = 1775.99 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2853) = 2967.12 \text{ kJ/kg}$$

$$4215 (2522.05 - 251.51) + 3268.8 (5320.27 - 555.71) + 214.4 (1775.99 - 185.5) + 19589.08 (2967.12 - 309.92) = 77'537,823$$

Supóngase que $T = 2578^\circ\text{C} = 2851^\circ\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (2851) = 2520.28 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2851) = 5316.54 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2851) = 1774.74 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2851) = 2695.04 \text{ kJ/kg}$$

$$4215 (2520.28 - 251.51) + 3268.8 (5316.54 - 555.71) + 214.4 (1774.74 - 185.5) + 19589.08 (2695.04 - 309.92) = 77'477,157$$

Supóngase que $T = 2606^\circ\text{C} = 2879^\circ\text{K}$

$$\text{CO}_2 \quad h = (0.884) (2879) = 2545.03 \text{ kJ/kg}$$

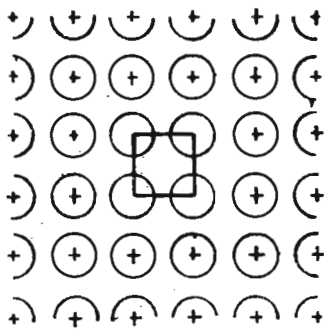
$$\text{H}_2\text{O} \quad h = (1.8648) (2879) = 5368.75 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{SO}_2 \quad h = (0.6225) (2879) = 1792.17 \text{ kJ/kg}$$

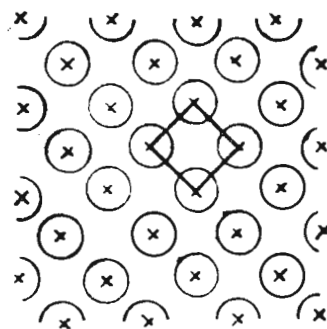
$$\text{N}_2 \quad h = (1.04) (2879) = 2994.16 \text{ kJ/kg}$$

$$4215 (2545.03 - 251.51) + 3268.8 (5368.75 - 555.71) + 214.4 (1792.17 - 185.5) + 19589.08 (2994.16 - 309.92) = 78'261,993 \text{ kJ}$$

Como 78'261,993 kJ, es aproximadamente igual a 78'325,136 kJ se puede decir, que la temperatura de flama adiabática es de 2576°C . En la tabla No. 21, se muestra un resumen de las temperaturas de flama adiabática, alcanzadas con y sin sistema de precalentamiento de aire.

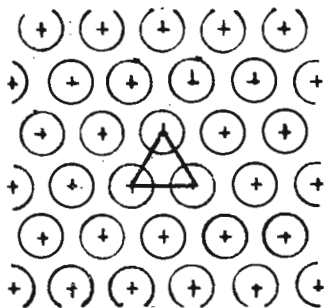


Simple

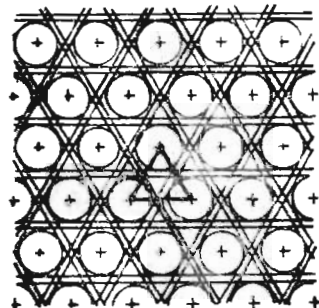


Rotado

ARREGLOS EN CUADRO

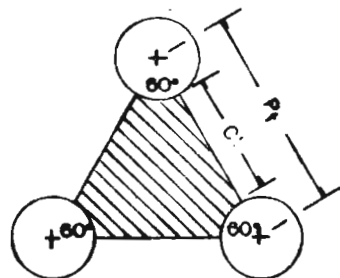
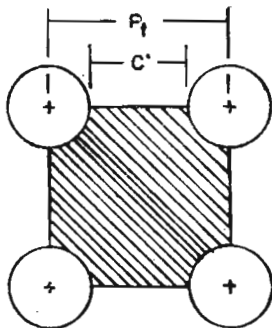


Simple



Con espacios para limpieza

ARREGLOS TRIANGULARES



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

E.N.E.P. ARAGON

TESIS PROFESIONAL

1984

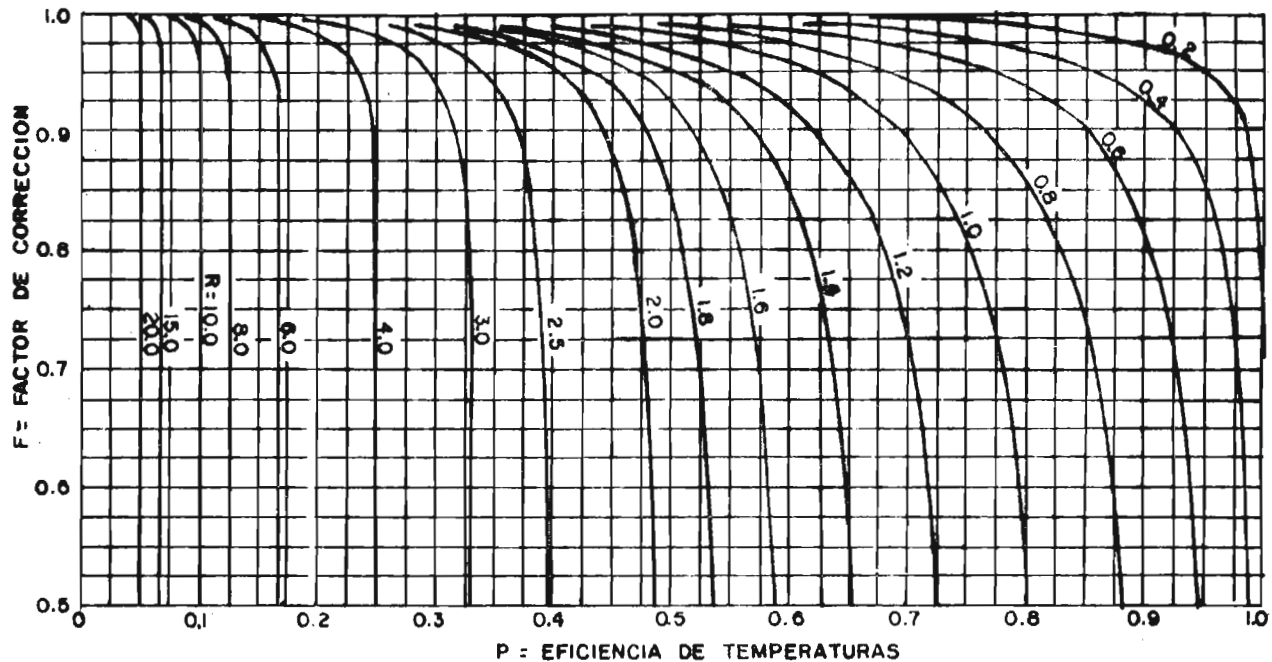


FIG. No. 30 FACTOR DE CORRECCION

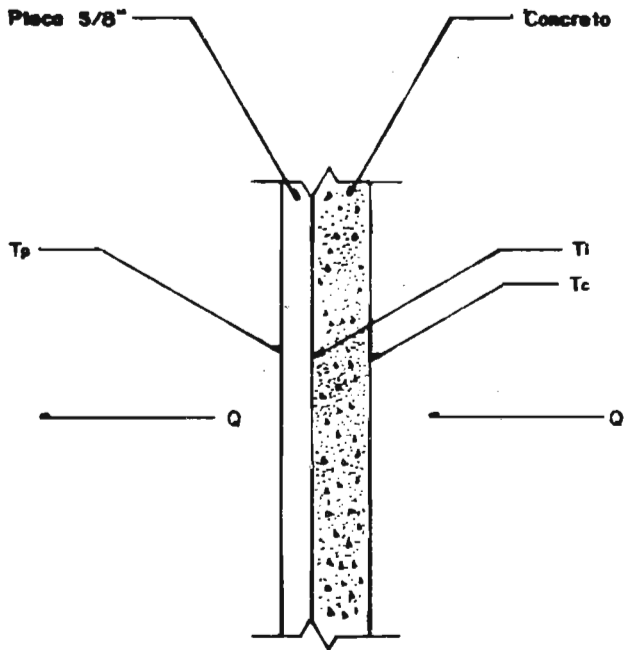
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.R
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

JAIME RODRIGUEZ MONROY



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
E.N.E.P. ARAGON	TESIS PROFESIONAL	1984
JAIME RODRIGUEZ MONROY		

FIG. No. 31 AISLAMIENTO TERMICO

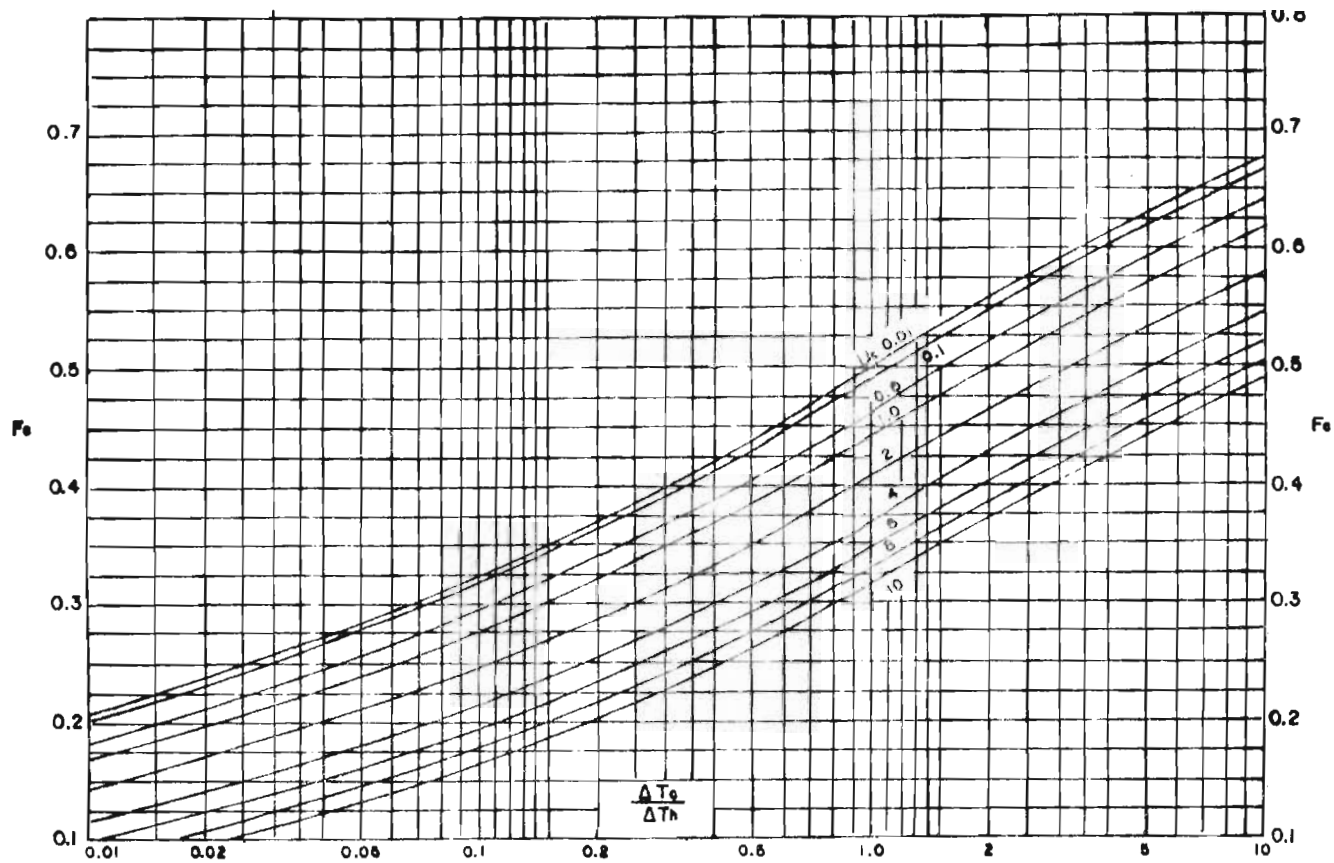


FIG. No. 32 PARAMETRO F_e

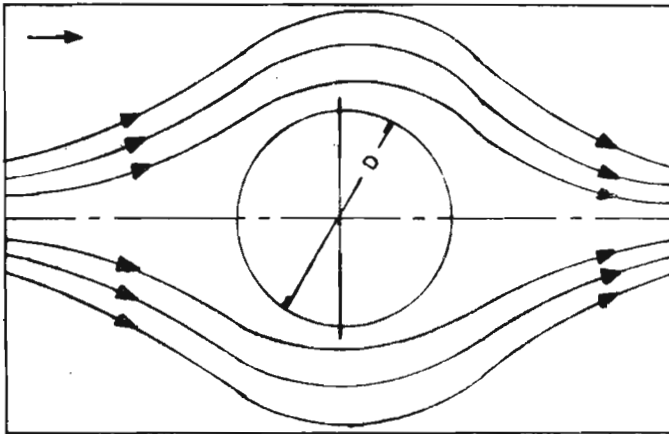
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

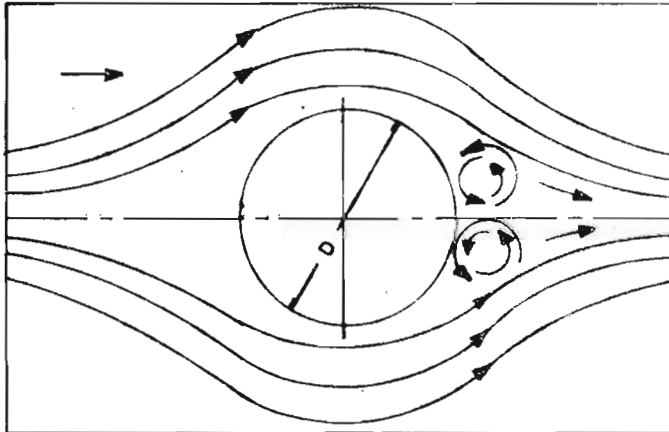
TESIS
PROFESIONAL

1984

JAIME RODRIGUEZ MONROY



A) FLUJO LAMINAR



B) FLUJO TURBULENTO

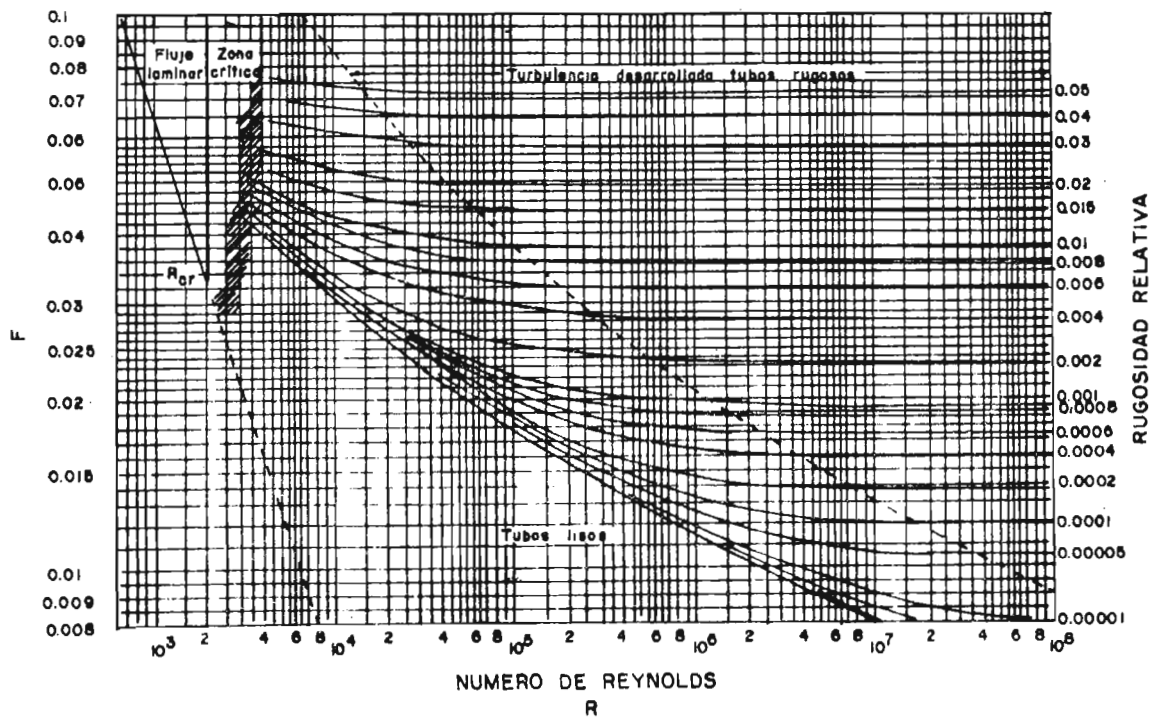
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

JAIME RODRIGUEZ MONROY



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

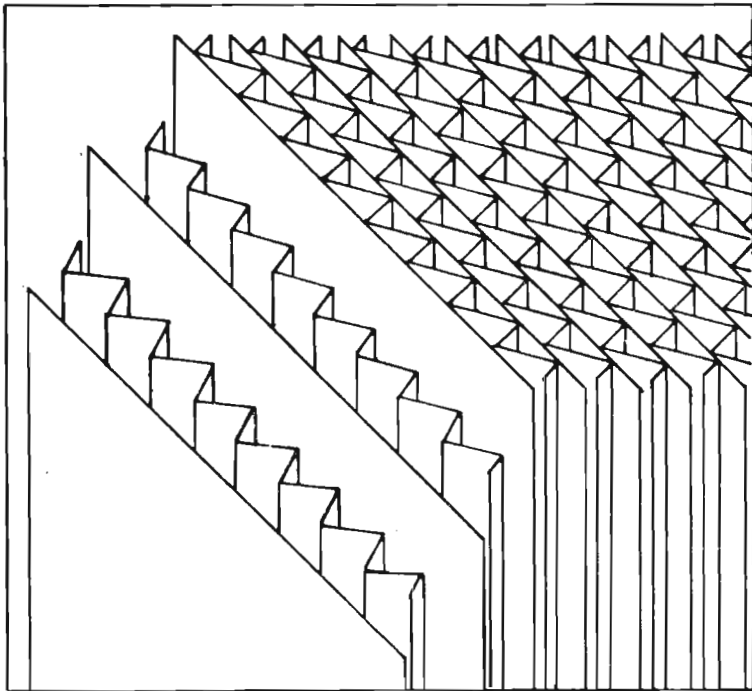
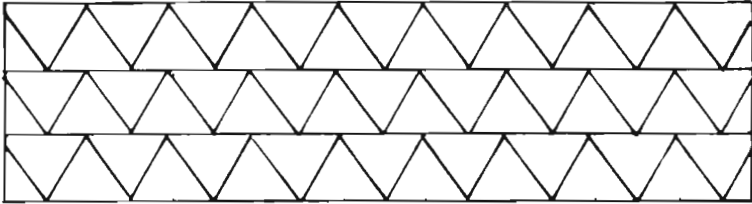
E.N.E.P. ARAGON

TESIS PROFESIONAL

1984

FIG. No. 34 DIAGRAMA DE MOODY

JAIME RODRIGUEZ MONROY



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

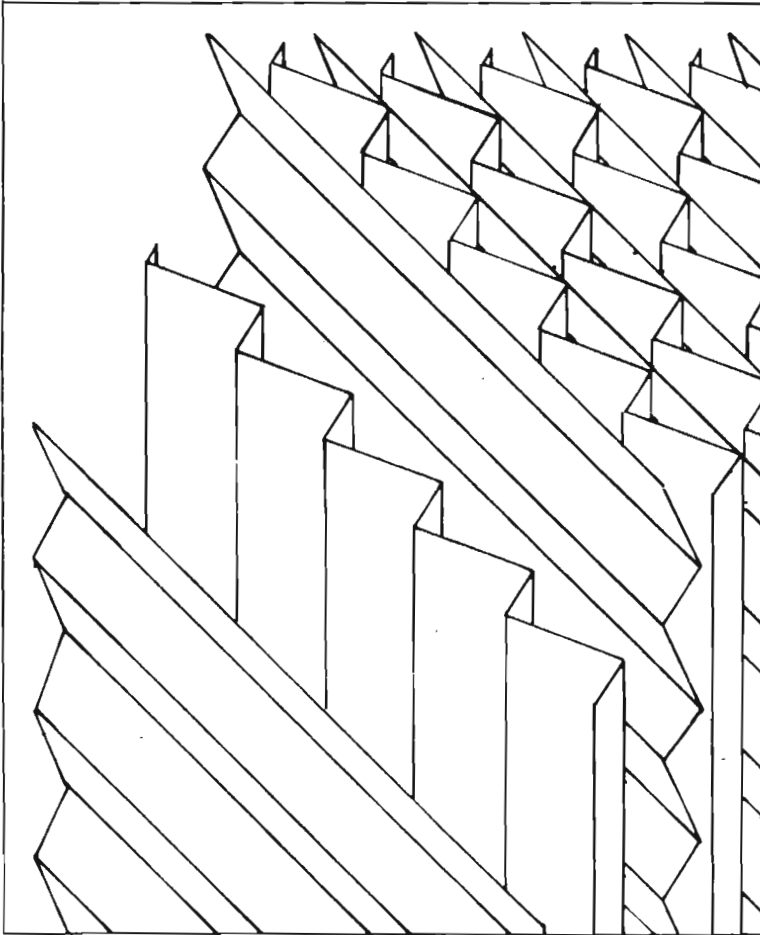
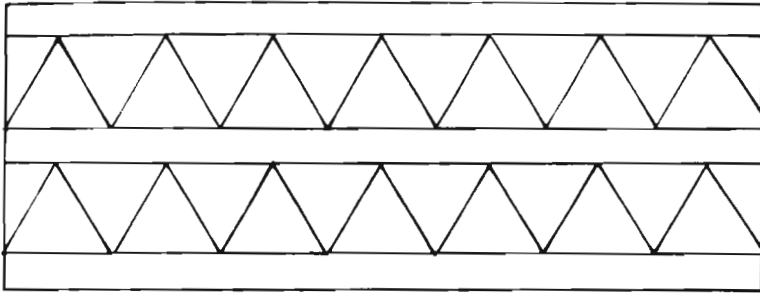
E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

JAIME RODRIGUEZ MONROY

FIG. No. 35 CORRUGADO SENCILLO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

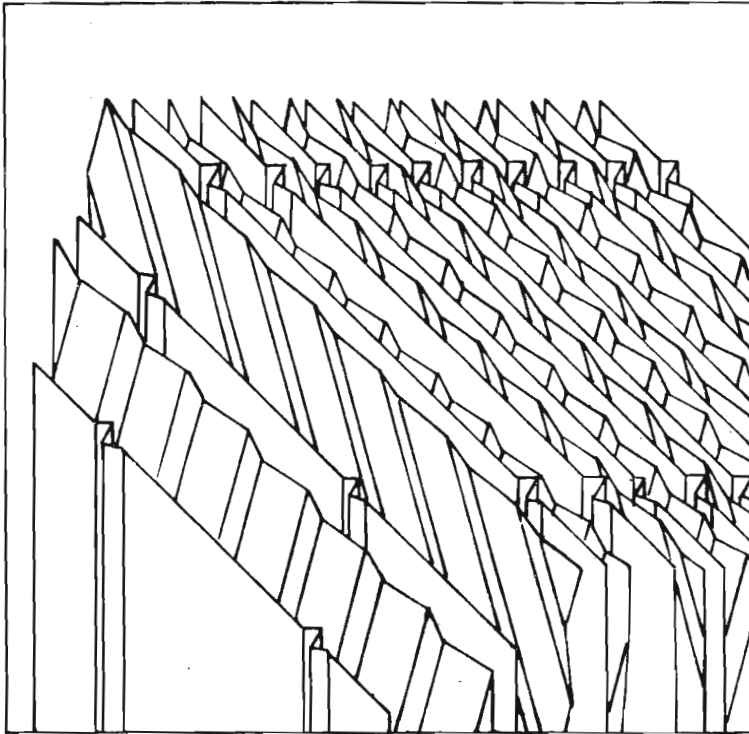
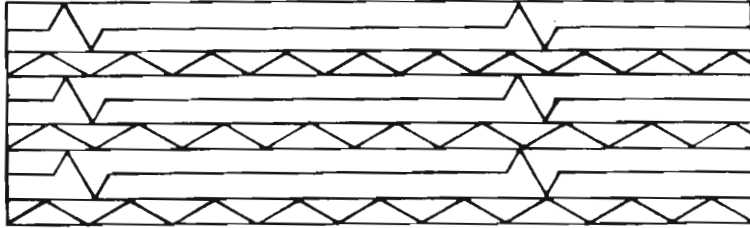
E.N.E.R
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 36 CORRUGADO ONDULADO

JAIME RODRIGUEZ MONROY



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 37 MUESCA ONDULADA

JAIME RODRIGUEZ MONROY

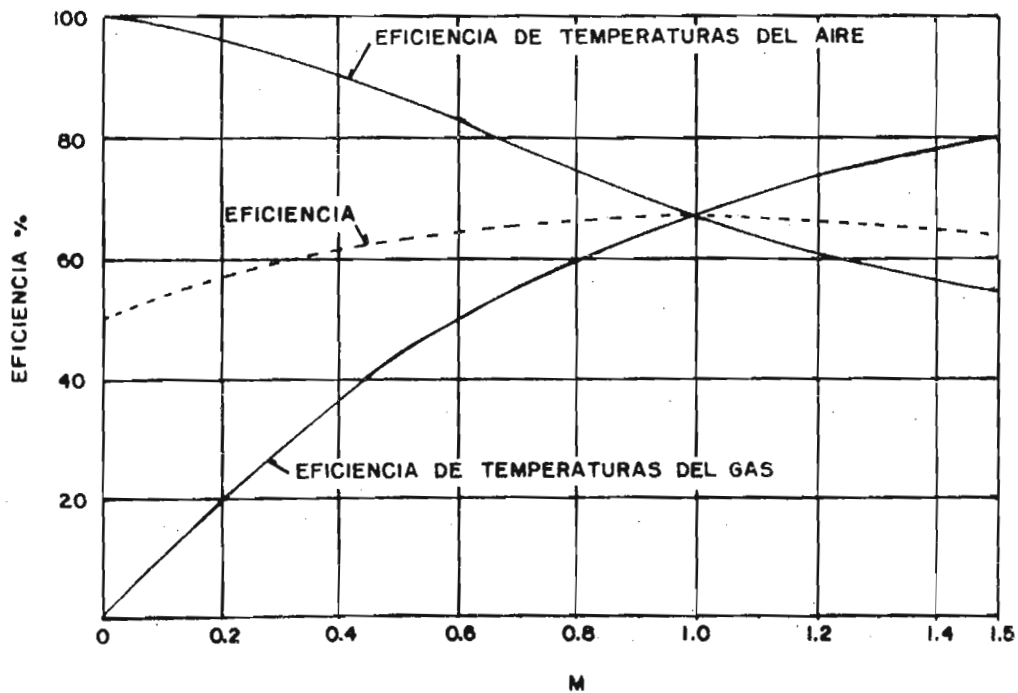


FIG. No. 38 EFICIENCIAS DE TEMPERATURAS

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

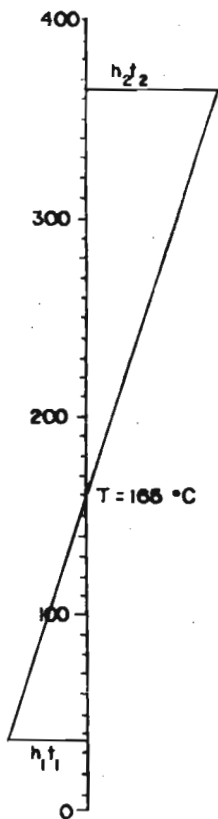
E.N.E.P
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

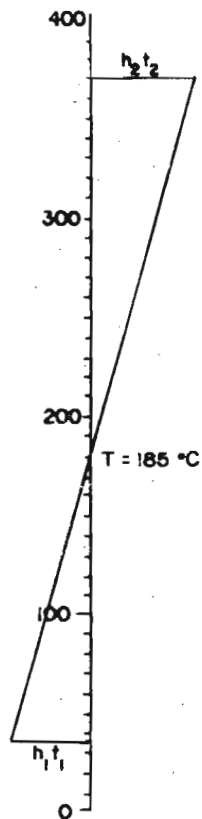
1984

JAIME RODRIGUEZ MONROY

CUANDO SE QUEMA ACEITE
COMBUSTIBLE



CUANDO SE QUEMA GAS
COMBUSTIBLE

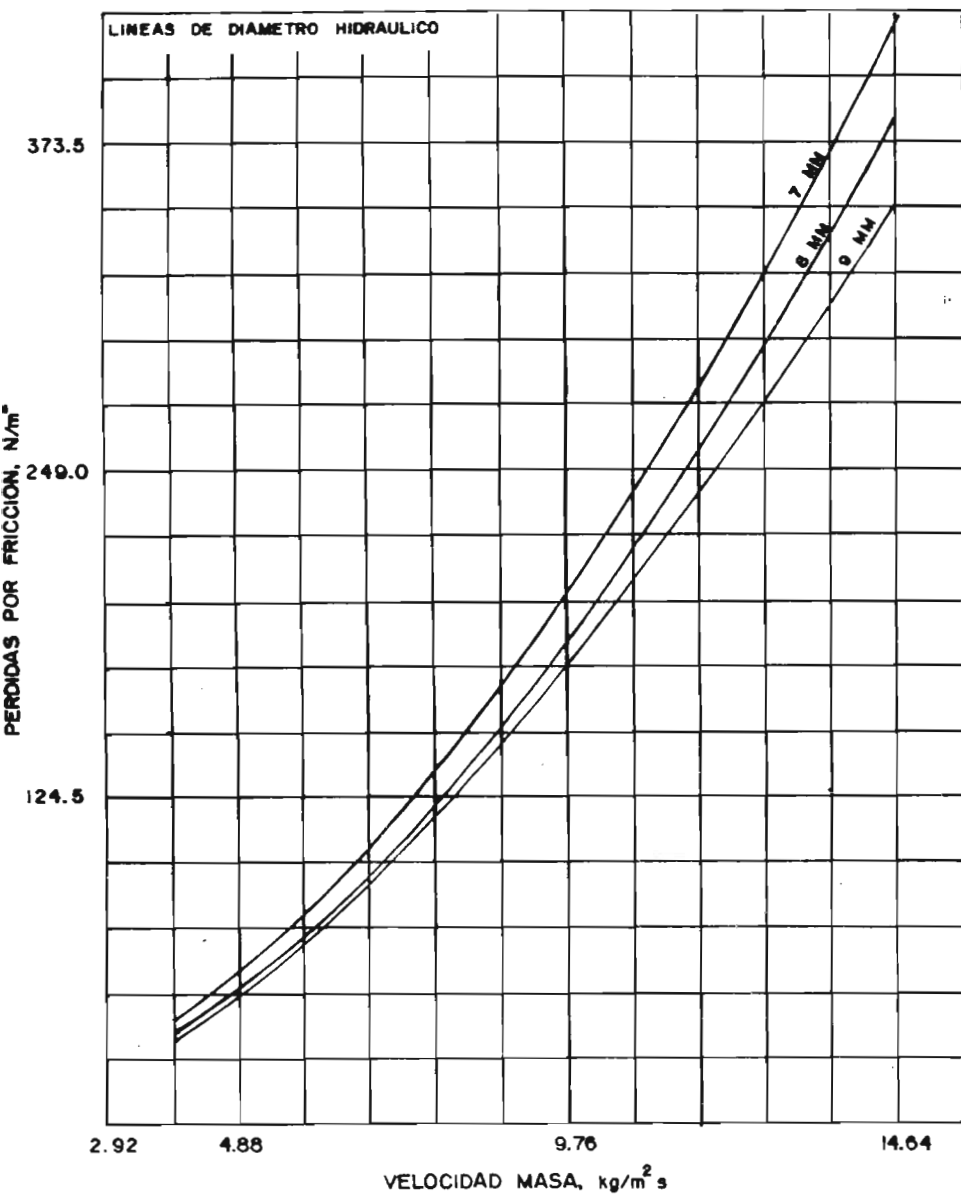


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

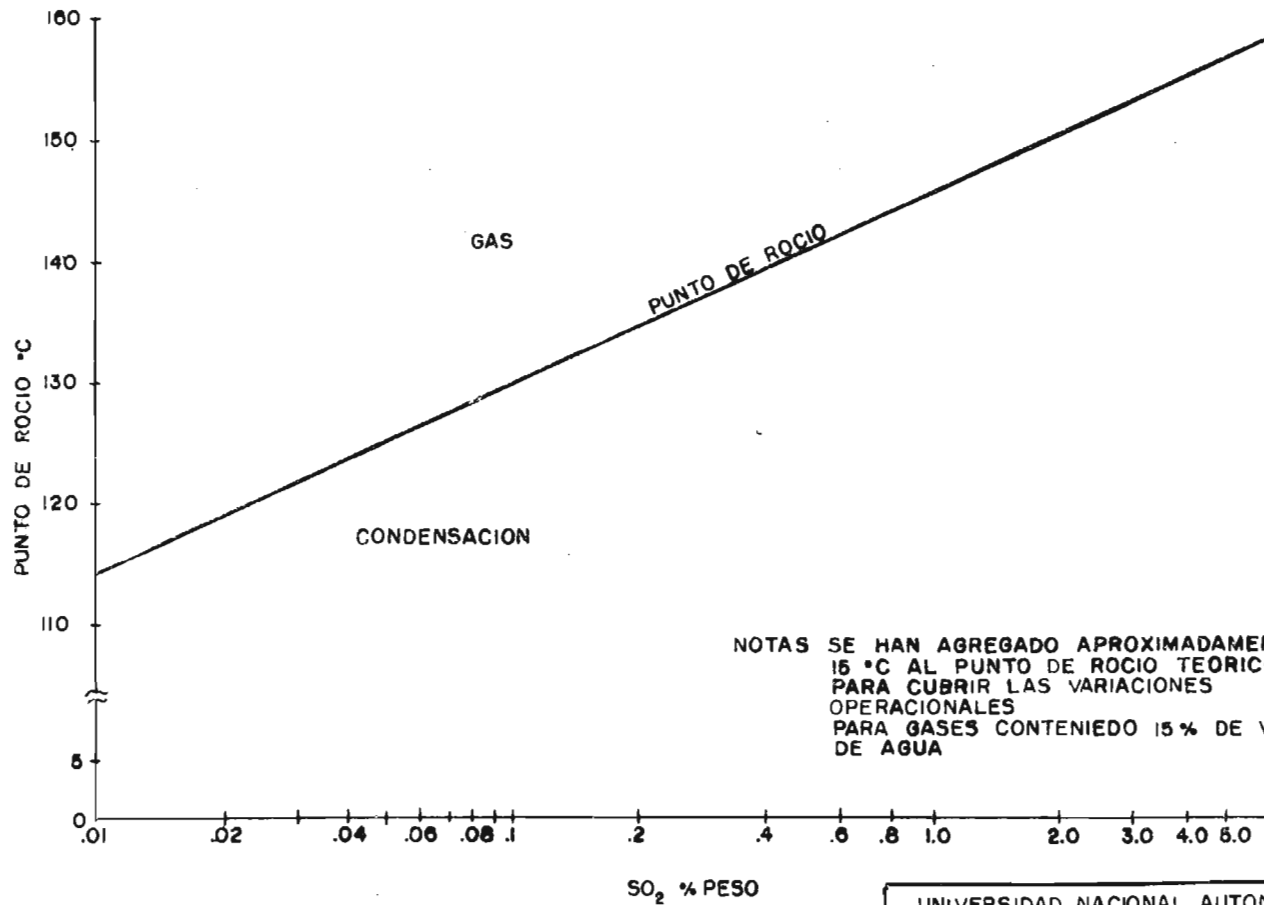
E.N.E.P.
ARAGON

TESIS
PROFESIONAL

1984

FIG. No. 40 PERDIDAS POR FRICCION

JAIINE RODRIGUEZ MONROY



NOTAS SE HAN AGREGADO APROXIMADAMENTE 15 °C AL PUNTO DE ROCIO TEORICO PARA CUBRIR LAS VARIACIONES OPERACIONALES PARA GASES CONTENIEDO 15 % DE VAPOR DE AGUA

FIG. No. 41 PUNTO DE ROCIO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
E.N.E.P. ARAGON	TESIS PROFESIONAL	1984
JAIME RODRIGUEZ MONROY		

TABLA No. 15

PROPIEDADES DE LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTION Y DEL AIRE

PROPIEDAD	GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTION CUANDO SE QUEMA ACEITE COMBUSTIBLE	GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTION CUANDO SE QUEMA GAS COMBUSTIBLE	AIRE
TEMPERATURA DE ENTRADA, (°C)	364	364	35
PRESION ATMOSFERICA, (Bar)			0.7871544
CALOR A PRESION CONSTANTE, (Ws/kg °C)	1053	990.5	1007
CONDUCTIVIDAD TERMICA, (W/m °C)	0.0451	0.0456	0.0275
DENSIDAD, (kg/m ³)	0.5989	0.0552	1.385
VISCOSIDAD CINEMATICA, (m ² /s)	0.5195 x 10 ⁻⁴	0.5451 x 10 ⁻⁴	0.1720 x 10 ⁻⁴
FLUJO, (kg/s)	5.60	5.05	
FLUJO DE AIRE, (kg/s)	4.60	4.05	
CONTENIDO DE SO ₂ (% en peso)	1.15	5.84	
TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO, (°C)	146.25	157.2	

TABLA No. 16

DATOS DE TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

TUBO D.E. IN (m)	BWG	ESPESOR DE LA PARED (m)	DIAMETRO INTERNO (m)	AREA DE FLUJO (m ²)	SUPERFICIE POR m LINEAL (m ²)	
					EXTERIOR	INTERIOR
1/2 (0.0127)	12	2.76 x 10 ⁻³	7.16 x 10 ⁻³	4.03 x 10 ⁻⁶	0.0398	0.0227
	14	2.10 x 10 ⁻³	8.48 x 10 ⁻³	5.65 x 10 ⁻⁶		0.0266
	16	1.65 x 10 ⁻³	9.39 x 10 ⁻³	6.94 x 10 ⁻⁶		0.0295
	18	1.24 x 10 ⁻³	0.0102	8.19 x 10 ⁻⁶		0.0320
	20	8.89 x 10 ⁻³	0.0109	9.35 x 10 ⁻⁶		0.0342
3/4 (0.0190)	10	3.40 x 10 ⁻³	0.0122	1.17 x 10 ⁻⁴	0.0598	0.0384
	11	3.04 x 10 ⁻³	0.0129	1.31 x 10 ⁻⁴		0.0406
	12	2.76 x 10 ⁻³	0.0135	1.43 x 10 ⁻⁴		0.0424
	13	2.41 x 10 ⁻³	0.0142	1.59 x 10 ⁻⁴		0.0446
	14	2.10 x 10 ⁻³	0.0148	1.72 x 10 ⁻⁴		0.0466
	15	1.82 x 10 ⁻³	0.0153	1.86 x 10 ⁻⁴		0.0483
	16	1.65 x 10 ⁻³	0.0157	1.94 x 10 ⁻⁴		0.0494
	17	1.47 x 10 ⁻³	0.0161	2.02 x 10 ⁻⁴		0.0505
	18	1.24 x 10 ⁻³	0.0165	2.15 x 10 ⁻⁴		0.0520
1 (0.0254)	8	4.19 x 10 ⁻³	0.0170	2.29 x 10 ⁻⁴	0.0797	0.0534
	9	3.75 x 10 ⁻³	0.0178	2.50 x 10 ⁻⁴		0.0561
	10	3.40 x 10 ⁻³	0.0185	2.71 x 10 ⁻⁴		0.0583
	11	3.04 x 10 ⁻³	0.0193	2.93 x 10 ⁻⁴		0.0606
	12	2.76 x 10 ⁻³	0.0198	3.09 x 10 ⁻⁴		0.0624
	13	2.41 x 10 ⁻³	0.0205	3.32 x 10 ⁻⁴		0.0646
	14	2.10 x 10 ⁻³	0.0211	3.52 x 10 ⁻⁴		0.0665
	15	1.82 x 10 ⁻³	0.0217	3.71 x 10 ⁻⁴		0.0683
	16	1.65 x 10 ⁻³	0.0220	3.83 x 10 ⁻⁴		0.0694
	17	1.47 x 10 ⁻³	0.0224	3.95 x 10 ⁻⁴		0.0705
18	1.24 x 10 ⁻³	0.0229	4.12 x 10 ⁻⁴	0.0719		
1 1/4 (0.0317)	8	4.19 x 10 ⁻³	0.0233	4.29 x 10 ⁻⁴	0.0997	0.0734
	9	3.75 x 10 ⁻³	0.0242	4.60 x 10 ⁻⁴		0.0761
	10	3.40 x 10 ⁻³	0.0249	4.88 x 10 ⁻⁴		0.0783
	11	3.04 x 10 ⁻³	0.0256	5.16 x 10 ⁻⁴		0.0805
	12	2.76 x 10 ⁻³	0.0261	5.39 x 10 ⁻⁴		0.0823
	13	2.41 x 10 ⁻³	0.0269	5.70 x 10 ⁻⁴		0.0845
	14	2.10 x 10 ⁻³	0.0274	5.95 x 10 ⁻⁴		0.0865
	15	1.82 x 10 ⁻³	0.0281	6.19 x 10 ⁻⁴		0.0882
	16	1.65 x 10 ⁻³	0.0284	6.35 x 10 ⁻⁴		0.0893
	17	1.47 x 10 ⁻³	0.0287	6.81 x 10 ⁻⁴		0.0904
18	1.24 x 10 ⁻³	0.0292	6.70 x 10 ⁻⁴	0.0918		
1 1/2 (0.0381)	8	4.19 x 10 ⁻³	0.0297	6.93 x 10 ⁻⁴	0.1196	0.0933
	9	3.75 x 10 ⁻³	0.0304	7.35 x 10 ⁻⁴		0.0960
	10	3.40 x 10 ⁻³	0.0312	7.67 x 10 ⁻⁴		0.0982
	11	3.04 x 10 ⁻³	0.0320	8.06 x 10 ⁻⁴		0.1005
	12	2.76 x 10 ⁻³	0.0325	8.32 x 10 ⁻⁴		0.1022
	13	2.41 x 10 ⁻³	0.0332	8.70 x 10 ⁻⁴		0.1045
	14	2.10 x 10 ⁻³	0.0337	9.03 x 10 ⁻⁴		0.1064
	15	1.82 x 10 ⁻³	0.0345	9.29 x 10 ⁻⁴		0.1083
	16	1.65 x 10 ⁻³	0.0347	9.48 x 10 ⁻⁴		0.1093
	17	1.47 x 10 ⁻³	0.0350	9.67 x 10 ⁻⁴		0.1104
18	1.24 x 10 ⁻³	0.0355	9.93 x 10 ⁻⁴	0.1118		

TABLA No. 17

ESPACIADO DE TUBOS P_t

DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO	ARREGLO EN CUADRO	ARREGLO TRIANGULAR
3/4" (0.0190 m)	3/4" (0.0190 m)	5/16" (0.0238 m)
1" (0.0254 m)	1 1/4" (0.0317 m)	1" (0.0254 m)
1 1/4" (0.0317 m)	1 9/16" (0.0396 m)	1 1/4" (0.0317 m)
1 1/2" (0.0381 m)	1 7/8" (0.0476 m)	1 9/16" (0.0396 m)
		1 7/8" (0.0476 m)

TABLA No. 18

CUENTA DE TUBOS

DIAMETRO INTERIOR CORAZA	1P	2P	4P	6P	8P
12" (0.304 m)	18	14	14	12	12
13 1/4" (0.366 m)	27	22	18	16	14
15 1/4" (0.387 m)	36	34	32	30	27
17 1/4" (0.438 m)	48	44	42	38	36
19 1/4" (0.488 m)	61	58	55	51	48
21 1/4" (0.539 m)	76	72	70	66	61
23 1/4" (0.590 m)	95	91	86	80	76
25" (0.635 m)	115	110	105	98	95
27" (0.686 m)	136	131	125	118	115
29" (0.736 m)	160	154	147	141	136
31" (0.787 m)	184	177	172	165	160
33" (0.832 m)	215	206	200	190	184
35" (0.889 m)	246	238	230	220	215
37" (0.939 m)	275	268	260	252	246
39" (0.990 m)	307	299	290	286	275

TUBOS DE 1 1/2" (0.0381 m) ARREGLO TRIANGULAR DE 1 7/8" (0.0476 m)

TABLA No. 19

VALORES DE HF

F (%)	PARA LOS GASES		PARA EL AIRE	
	CUANDO SE QUEMA ACEITE COMBUSTIBLE (W/°C)	CUANDO SE QUEMA GAS COMBUSTIBLE (W/°C)	CUANDO SE QUEMA ACEITE COMBUSTIBLE (W/°C)	CUANDO SE QUEMA GAS COMBUSTIBLE (W/°C)
10	47794.423	40599.703	161264.830	84092.361
20	44653.470	38101.459	151314.640	78917.862
30	43635.317	37066.680	147231.430	76744.570
40	43137.830	36644.088	145552.640	75899.263
50	43110.117	36620.602	145459.570	75650.626
60	43506.404	36957.175	146796.460	76547.752
70	44416.632	37730.360	149867.690	78149.228
80	46169.654	39219.515	155762.620	81233.631
90	50014.771	42465.792	166756.560	88001.365

TABLA No. 20

VALORES DE HF

	r (%)	HF (W/°C)	H (W/m ² °C)	F (m ²)
<p>CUANDO SE QUEMA ACEITE COMBUSTIBLE</p>	10	47794.423	13.66	3498.85
	20	44853.470	13.66	3263.56
	30	43625.317	13.66	3193.66
	40	43137.630	13.66	3157.96
	50	43110.117	13.66	3155.93
	60	43506.404	13.66	3184.94
	70	44416.632	13.66	3261.55
	80	46169.654	13.66	3379.91
	90	50014.771	13.66	3661.40
<p>CUANDO SE QUEMA GAS COMBUSTIBLE</p>	10	40699.703	13.54	2998.50
	20	38101.459	13.54	2813.99
	30	37066.680	13.54	2737.66
	40	36644.085	13.54	2706.35
	50	36620.602	13.54	2704.62
	60	36957.175	13.54	2729.48
	70	37730.364	13.54	2786.58
	80	39219.515	13.54	2896.50
	90	42465.792	13.54	3137.79

TABLA No. 21

TEMPERATURAS DE FLAMA ADIABATICA

TEMPERATURA DE FLAMA °C

COMBUSTIBLE	SIN SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO	CON SISTEMA TUBULAR	CON SISTEMA REGENERATIVO
ACEITE COMBUSTIBLE	2730	2950	2910
GAS COMBUSTIBLE	2450	2623	2606

CAPITULO V

EVALUACION ECONOMICA

5.1. GENERALIDADES

Uno de los aspectos más importante, dentro de la realización de un proyecto, es el aspecto económico, de lo cual depende, muchas veces, de que se realice o no un proyecto industrial.

El problema que se presentó en este trabajo, es la dificultad de obtener precios actualizados de los sistemas de precalentamiento de aire, ya sea de fabricantes o distribuidores.

Tal problema, fue resuelto gracias a la valiosa ayuda prestada por el Ing. Héctor Castro Bautista, sin la cual no tendría esta tesis las fórmulas necesarias para la evaluación económica. Tales fórmulas fueron desarrolladas, para intercambiadores de calor, pero eso es exactamente un precalentador de aire, un intercambiador de calor para gases.

5.2. PERDIDAS EXISTENTES EN EL CAFD ANTES DE LA INSTALACION DEL PRECALENTADOR

El CAFD objeto de este estudio, tiene la siguiente relación encontrada durante el método de diseño:

$$\frac{Q_{eg}}{Q_{nc}} = 0.16 \quad . . . \quad (1)$$

donde:

Q_{eg} = Calor existente en los gases de combustión, kW

Q_{nc} = Calor neto liberado por la combustión, kW

de (1) se obtiene:

$$Q_{eg} = 0.16 Q_{nc} \quad \dots \quad (2)$$

substituyendo valores en (2)

$$Q_{eg} = 0.16 (12055.48 \text{ kW}) = 1928.87 \text{ kW}$$

Esta cantidad de calor, desechado a la atmósfera en una hora, lo que cuesta anualmente esta energía se puede calcular por:

$$C_e = Q_{eg} (C_{kW}) (t)$$

donde:

C_e = Costo de la energía desechada a la atmósfera, pesos/año

Q_{eg} = Calor existente en los gases, kW

C_{kW} = Costo del kW-h

t = Tiempo en horas de funcionamiento al año

Por lo tanto:

$$C_e = (1928.87 \text{ kW}) (\$9.80/\text{kW-h}) (8000 \text{ h/año})$$

$$C_e = \$ 151'223,960.00/\text{año}$$

5.3. EVALUACION ECONOMICA DEL PRECALENTADOR DE AIRE DEL TIPO TUBULAR

Se obtuvo que un sistema de precalentamiento de aire del tipo tubular, debe tener una superficie efectiva de transmisión de calor de 83.356 m². La siguiente fórmula desarrollada por el I.M.P. es evaluar el precio de cambiadores.

$$\text{costo}/\text{pie}^2 = 95184.5 (\text{área en pies}^2)^{-0.42446}$$

y como 83.356 m² = 897.26 pies², por lo tanto substituyendo:

$$\text{costo/pie}^2 = 95184.5 (897.26)^{-0.42446}$$

$$\text{costo/pie}^2 = \$5,303.71/\text{pie}^2$$

y el costo del equipo será:

$$\text{costo} = (\$5,303.71/\text{pie}^2) (897.26 \text{ pie}^2) = \$4'758,806.80$$

Otro concepto que se debe tener en cuenta en la inversión inicial, es el costo del ducto que llevará los gases hasta el precalentador, las dimensiones de este ducto son:

Longitud total	34.76 m
Altura	2.43 m
Ancho	0.404 m

Este ducto tiene un área superficial de 197.019 m^2 , si el costo del m^2 según la referencia (27) de un ducto o chimenea es de -- $\$14,871.67/\text{m}^2$, por lo tanto, el costo del ducto será:

$$\text{Costo del ducto de gases} = (\$14,871.67/\text{m}^2) (197,019 \text{ m}^2)$$

$$\text{Costo del ducto de gases} = \$2'930,001.00$$

El ducto de aire hacia los quemadores tienen las siguientes dimensiones:

Longitud total	35.136 m
Altura	0.333 m
Ancho	0.404 m

El área superficial es de 51.790 m^2 y utilizando el valor anterior del m^2 se obtiene que:

$$\text{Costo del ducto de aire} = (\$14,871.67/\text{m}^2) (51.790 \text{ m}^2)$$

$$\text{Costo del ducto de aire} = \$770,203.78$$

Entonces la inversión inicial es la siguiente:

Costo Unidad	\$ 4'756,806.80
Ducto de gases	2'930,001.00
Ducto de aire	<u>770,203.78</u>
	\$ 8'457,011.58

El ahorro anual, está representado por el calor absorbido por el aire, entonces, cuando se quema aceite combustible:

$$Q_{ac} = m C_p T$$

donde:

Q_{ac} = Calor sensible absorbido por el aire, kW

m = Flujo de aire, kg/s

C_p = Calor a presión cte, W(s)/kg °C

T = Temperatura del aire, °C

Substituyendo valores:

$$Q_{ac} = (4.60) (1.043) (312) = 1496.91 \text{ kW}$$

Por lo tanto, el calor liberado por la combustión deberá ser menor:

$$Q_{nc} = 12055.482 - 1496.91 = 10,558.56 \text{ kW}$$

y la eficiencia será:

$$\eta = \frac{Q_d}{Q_{nc}} = \frac{10,126.605 \text{ kW}}{10,558.56 \text{ kW}} = 95.90\%$$

Por lo tanto el ahorro anual será:

Ahorro anual = (1,496.91 kW) (\$9.80/kW-hr) (8000/año)

Ahorro anual = \$ 117'357,000.00

Cuando se quema gas combustible el aire adquiere:

$$Q_{ac} = (4.05) (1.043) (289) = 1,216.55 \text{ kW}$$

El calor liberado será:

$$Q_{nc} = 12,055.482 - 1,216.55 = 10,838.92 \text{ kW}$$

El ahorro anual será:

$$\text{Ahorro anual} = (1,216.55 \text{ kW}) (\$9.80/\text{kW-hr}) (8000 \text{ hr/año})$$

$$\text{Ahorro anual} = \$95'377,520.00$$

Así, el tiempo de amortización, cuando se quema aceite combustible será:

$$t \text{ de amortización} = \frac{\text{Costo total del equipo}}{\text{Ahorro anual}}$$

$$t \text{ de amortización} = \frac{\$8'457,011.58}{\$117'357,000.00} = 0.07 \text{ años}$$

o sea en 26 días

Y cuando se quema gas combustible:

$$t \text{ de amortización} = \frac{\$8'457,011.58}{\$95'397,500.00} = 0.088$$

o sea 32 días

5.4. EVALUACION ECONOMICA DEL PRECALENTADOR DE AIRE DEL TIPO REGENERATIVO

El sistema de precalentamiento del tipo regenerativo requiere una superficie de 3400 m^2 ($36,597.294 \text{ pies}^2$) por lo tanto substituyendo:

$$\text{costo/pie}^2 = 95184.5 (36,597.294)^{-0.42446}$$

$$\text{costo/pie}^2 = \$1,100.43$$

y el costo del equipo será:

$$\text{costo} = (\$1100.43/\text{pie}^2) (36,597.294 \text{ pies}^2)$$

$$\text{costo} = \$40'272,998.00$$

más el costo de los ductos:

$$\begin{array}{r} \$40'272,998.00 \\ 2'930,001.00 \\ \hline 770,203.78 \\ \$43'973,202.78 \end{array}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, para calcular el calor absorbido por el aire, cuando se quema aceite combustible:

$$Q_{ac} = (4.60) (1.039) (268) = 1280.87 \text{ kW}$$

El calor liberado:

$$Q_{nc} = 12055.42 - 1280.87 = 10,774.603 \text{ kW}$$

y la eficiencia será:

$$\eta = \frac{Q_d}{Q_{nc}} = \frac{10,126.605}{10,774.603} = 93.93\%$$

El ahorro anual será:

$$\text{Ahorro anual} = (1280.87 \text{ kW}) (\$9.80/\text{kW-hr}) (8000 \text{ hr/año})$$

$$\text{Ahorro anual} = \$100'420,000.00$$

El tiempo de amortización será:

$$t \text{ de amortización} = \frac{\$ 43'973,202.78}{\$100'420,000.00/\text{año}} = 0.43 \text{ año}$$

o sea 160 días

Cuando se quemara gas combustible:

$$Q_{ac} = (4.05) (1.039) (268) = 1,127.72 \text{ kW}$$

El calor liberado será:

$$Q_{nc} = 12055.482 - 1127.73 = 10,927.75 \text{ kW}$$

La eficiencia será:

$$\eta = \frac{Q_d}{Q_{nc}} = \frac{10,126.605}{10,927.75} = 92.96\%$$

El ahorro anual será:

$$\begin{aligned} \text{Ahorro anual} &= (1127.73 \text{ kW}) (9.80/\text{kW-hr}) (8000 \text{ hr/año}) \\ &= \$88'414,032.00 \end{aligned}$$

El tiempo de amortización será:

$$t \text{ de amortización} = \frac{\$43'973,202.78}{\$88'414,032.00/\text{año}} = 0.49 \text{ año}$$

o sea 182 días

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

En base a los capítulos precedentes, la selección del tipo de precalentador de aire que debe emplearse en un CAFD no es fácil, - pero en la práctica se ha encontrado que el precalentador regenerativo presenta más ventajas, estas principalmente en funcionalidad, operación, mantenimiento y aspecto económico, éstas se pueden apreciar por medio de la siguiente evaluación entre un precalentador - regenerativo y tubular.

1.- Operación

El precalentador regenerativo puede emplearse en equipos que estén quemando combustibles tanto sucios como limpios, mientras que el tubular solamente se recomienda para cuando se -- quemaran combustibles limpios, esto es debido a que el precalentador tubular no cuenta con algún elemento de limpieza para - cuando el sistema esté operando.

2.- Inversión inicial

De un modo general, el precalentador regenerativo en CAFD con liberación de calor hasta 14,650 kW es más caro que el tubular, con liberación de 14,650 kW hasta 26,370 kW, el costo es más o menos igual y en calentadores con una liberación mayor de 26,370 kW es de menor costo que el tubular.

3.- Espacio ocupado

Por tener una gran superficie de calefacción en la multitud - de láminas onduladas en forma de canastas compactas, el precalentador regenerativo ocupa mucho menos espacio que un precal-

lentador tubular, para una misma capacidad.

4.- Facilidad y Costo de Instalación

El precalentador regenerativo es más rápido de ensamblar, puesto que los elementos de calefacción son armados en forma de canastilla de tamaños y pesos normalizados, listos para colocarse en el rotor. En un precalentador tubular el ensamble es más laborioso y costoso por el manejo de tubos de gran longitud, en gran cantidad y por la operación de rolado de los tubos en los espejos.

5.- Mantenimiento y accesibilidad

El mantenimiento en un precalentador regenerativo es más fácil y rápido ya que tiene dispositivos para:

- Inspección visual de las canastas del lado frío.
- Inspección de las chumaceras.
- Sistema de limpieza por medio de un soplador de hollín.

6.- Realización

Como se ha demostrado, su realización es:

- Técnicamente realizable, ya que se cuenta con la tecnología necesaria.
- Económicamente justificable ya que los precios actuales del petróleo, la inversión adicional requerida, se recupera en corto tiempo.

Por lo tanto, al ser económica y técnicamente realizable se debe considerar durante la etapa de planeación y diseño de nuevas plantas petroquímicas y de refinación, así como implementar programas de recuperación de energía en unidades actualmente en operación.

INDICE DE FIGURAS

NUMERO

- 1 Cambiadores de calor
- 2 CAFD Cilíndrico verticales
- 3 CAFD Cilíndrico verticales
- 4 CAFD Rectangulares o de caja
- 5 CAFD Rectangulares o de caja
- 6 CAFD Rectangulares o de caja
- 7 CAFD Rectangulares o de caja
- 8 Planta hidrodesulfurizadora de naftas
- 9 Principales zonas térmicas
- 10 Aletas y birlos
- 11 Calorímetro de sistema abierto
- 12 Tipos de quemadores
- 13 Factor de eficiencia
- 14 Presión parcial del $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$
- 15 Emisividad del gas
- 16 Factor de intercambio radiante
- 17 Calor absorbido en la sección de radiación
- 18 Contenido de los gases de combustión
- 19 Gasto de gases de combustión
- 20 Coeficiente por convección directa para tubos desnudos
- 21 Radiación de los gases
- 22 Radiación debida a las paredes del refractario
- 23 Eficiencia de aletas y birlos
- 24 Hombro de un CAFD rectangular
- 25 Temperatura real de los gases
- 26 Vista exterior del CAFD
- 27 Vista interior del CAFD
- 28 Convección forzada
- 29 Arreglo de los tubos
- 30 Factor de corrección

NUMERO

31	Aislamiento térmico
32	Factor Fc
33	Líneas de flujo
34	Diagrama de Moody
35	Corrugado sencillo
36	Corrugado ondulado
37	Muesca ondulada
38	Eficiencia de temperaturas
39	Temperatura de pared
40	Pérdidas por fricción
41	Punto de rocío

INDICE DE TABLAS

NUMERO

- 1 Relación de calentadores existentes en el complejo petroquímico de La Cangrejera
- 2 Relación de calentadores existentes en la Refinería Madero
- 3 Aplicaciones más usuales de los CAFD
- 4 Selección de refractarios para el uso en refinerías
- 5 Características de los materiales para aislamientos térmicos para refinerías
- 6 Materiales usados para serpentines de CAFD
- 7 Materiales para aletas y birlos
- 8 Temperaturas límite para algunos materiales usados para fabricar soportes y guías de tubos
- 9 Requisitos detallados de los aceites combustibles
- 10 Propiedades típicas de los aceites combustibles
- 11 Separación de quemadores a tubo
- 12 Valores típicos de la transmisión de calor por unidad de área (flux) para diferentes servicios
- 13 Valores recomendados de velocidad másica del fluido para diferentes servicios
- 14 Características de la tubería más comunmente usada en los CAFD
- 15 Propiedades de los gases producto de la combustión y del aire
- 16 Datos de tubos para intercambiadores de calor
- 17 Espaciado de tubos P_t
- 18 Cuenta de tubos
- 19 Valores de HF
- 20 Valores de HF
- 21 Temperaturas de flama adiabática

INDICE DE CUADROS SINOPTICOS

NUMERO

- 1 Clasificación de los generadores de vapor
- 2 Clasificación de los CAFD por su aplicación
- 3 Clasificación de los CAFD por la colocación del serpentín.

LISTA DE REFERENCIAS

- (1) Folleto "Complejo Petroquímico de La Cangrejera. editado por Pemex, 1981.
- (2) "Datos generales de la Refinería Madero", Superintendencia General de Proceso, Pemex, Octubre de 1982.
- (3) "Process Furnaces", Peter Ellwood and Steven Donatos, Chemical Engineering, April 11, 1966.
- (4) "Construction materials, mechanical features, performance monitoring". Herbert L. Berman, Caltex Petroleum Corp. Chemical Engineering, July 1983.
- (5) "Here's a comprehensive round up on refinery use of refractories". M. S. Crowley, American Oil Comp. The Oil and Gas Journal, September 26, 1966.
- (6) "Ingeniería de proyectos de plantas industriales". H. F. Rose y M. H. Barrow, Compañía Editorial Continental, S. A.
- (7) "Fuel Oils Commercial Standards C. S. 12-48". Sexta Edición publicado por el Ministerio de Comercio de los Estados Unidos de América, 1948.
- (8) Technical paper of Standard Oil Development Company.
- (9) "Transferencia de Calor" por M. Necati Ozisik, Editorial McGraw Hill, 1979.
- (10) "Rating Fired Heaters". Wimpres R. N. Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner, 42, No. 10; 115 - 126, 1963.
- (11) "Heat Transfer in Radiant Section of Petroleum Heaters" Lobo W. E. and Evans J. E. Trans. Am., Inst. Chem. Engrs. 35, 743 - 778, 1939.-
- (12) "Heat transmission in Convection Section of pipe stills". Monrad C. C., Ind. Eng. Chem., 24, 505, 1933.
- (13) "Convection Heat Transfer and Pressure drop of air Flowing across triangular pitch banks of finned tubes". Brings D. E. and Young E. H.
- (14) "Heat Transmission by Radiation from No-Luminous Gases", Hottel H. C., Ind. Eng. Chem. 19, 833 (1927)
- (15) "Efficiency of Extended Surface", Gardner K. A., Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 67, 621 (1945)
- (16) "Standards of Tubular Exchangers Manufactures Association", TEMA, Sixth Edition, 1978.
- (17) "Mean Temperature Difference in Design", Bowman R. A., Mueller A. C. and Nagle W. M., Trans. ASME, 62: 283-294 (1940)

- (18) "Variable Heat Transfer Rate Correction in multipass Exchangers Shell-Side film Contralling", Gardner K. A., Trans. ASME 67: 31-38 (1945)
- (19) "Mean Temperature Difference in One, Two y Three Pass Cross Flow Heat Exchangers", Stevens R. A., Fernández J. and Wolf J. R., ASME 79: 287-297 (1957)
- (20) "Monolithic Refractories for Process Equipment", Smoot T. W. and Cobaugh G. D.; Chemical Engineering, August 16, 1965.
- (21) "Procesos de Transferencia de Calor", Donald Q. Kern; 120-125, Decimoquinta impresión, Marzo 1981, CECSA.
- (22) "A solution to the turbulente Graetz Problem III Fully Deve^loped and Entry Region Heat Transfer Rates"; Notter R. H. and Sleicher C. A. Chem. Engrs. Sci., 27; 2073-2093 (1972)
- (23) "Forced Convection Heat Transfer Calculations for Flow in - Pipes, Past Flat plates, Single Cylinders and Flow in Packed Beds and Tube Blundes", Whitaker S., AIChEJ, 18; 361-371 -- (1972)
- (24) "Heat Transfer", Jacobo, Max, vol. I, John Wiley and Sons Inc., New York, 1949.
- (25) "Temperaturen und Warmeaussnutzung in einem Luftvor warmer" by Hakanson and H. Zander, Zeitschrift des Ve reins deutscher Ingenieure, vol. 70, 1926, pp 471-474.
- (26) "Aerodynamic Heating and Convective Heat Transfer Summary - of Literature Survey" by Johnson H. A. and M. W. Rubensein; Trans. ASME, 71; 447-456 (1949)
- (27) "The Richardson Rapid System, Process Plant Construction Es^timating Standards, Volumen 4, Process Equipment" by Richardson Engineering Services Inc.