

2 Ej. No. 56



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**EVALUACION Y SELECCION DE PAQUETES DE CALENTAMIENTO
EN PLATAFORMAS DE COMPRESION PARA INSTALACIONES
COSTA AFUERA.**

T E S I S

**Que para obtener el Título de
INGENIERO QUIMICO**

p r e s e n t a

MARIA DEL ROCIO LOPEZ GABINO

México, D. F.

1984



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.

INDICE

	Página
I INTRODUCCION	1
II DESCRIPCION DE UN PAQUETE DE CALENTAMIENTO	5
II.1 Servicios que proporcionan los paquetes de calentamiento.....	6
II.2 Partes integrantes de un paquete de calentamiento	15
II.3 Aplicación de los paquetes de calentamiento	22
III REQUERIMIENTOS BASICOS PARA LA EVALUACION DE UN PAQUETE DE CALENTAMIENTO	24
III.1 Disponibilidad de combustible	24
III.2 Selección del fluido térmico	32
III.3 Materiales de construcción	36
IV EVALUACION DE UN PAQUETE DE CALENTAMIENTO	41
IV.1 Evaluación térmica-hidráulica	42
IV.2 Evaluación mecánica-estructural	63
IV.3 Evaluación económica	64
IV.4 Análisis de resultados	68
V ALGORITMO DE CALCULO	70
VI EJEMPLO NUMERICO	78
CONCLUSIONES	108

BIBLIOGRAFIA 110

Apéndice 1 Esquemas

Apéndice 2 Tablas

Apéndice 3 Figuras

Apéndice 4 Formatos

NOMENCLATURA

I

Introducción

En México, el campo que ha impulsado y aportado un considerable crecimiento tecnológico, es el de la explotación y producción de hidrocarburos.

El petróleo es explotado tanto en tierra como en mar, representando en este último el 48.7% de la producción total del país.

La Sonda de Campeche es el área explorada con mayor detalle por sus reservas cuantificadas y producción diaria de hidrocarburos, se encuentra localizada en el Golfo de México, al occidente de la península de Yucatán, aproximadamente a 80 km de la costa, en una zona comprendida entre 20 y 200 m de profundidad.

En 1976, se perforó el primer pozo exploratorio: "El Chac Uno". Dados los resultados obtenidos y en coordinación con estudios de la zona, se han continuado los trabajos de perforación, llegandose a tener 89 pozos, de los cuales 37 son exploratorios y 52 de desarrollo. De estos últimos, 47 pozos producen 1,300.010 barriles diarios de aceite junto con 171.576,000 metros cúbicos diarios de gas.

Las plataformas marinas, estructuras sujetas al fondo del mar, soportan el equipo necesario para el manejo, distribución y/o transformación de los productos obtenidos del pozo.

Están formadas por una subestructura, una superestructura y un módulo que dependiendo de la situación será habitacional, de perforación, de enlace, de producción o de compresión.

Las plataformas habitacionales proporcionan los servicios de aseo, alimentación y hospedaje al personal de operación.

Las plataformas de perforación mantienen el equipo encargado de extraer el crudo del pozo.

En las plataformas de enlace se localizan los cabezales de distribución de hidrocarburos y gas recolectados de las plataformas de producción y compresión.

En las plataformas de producción operan equipos de separación para alta y baja presión, rectificadores de gas con sus respectivos sistemas de bombeo, de tal manera que separen la mezcla en dos fases que proviene de los pozos.

Las plataformas de compresión tienen como objetivo elevar la presión del gas, hasta la necesaria para su envío a tierra. Además del proceso en sí, cuenta con plantas para realizar otros procesos indispensables que son el endulzamiento de gas combustible y la deshidratación de gas amargo.

La compresión se lleva a cabo en etapas, al término de cada una, se separa el condensado y el gas. El gas obtenido de la última etapa se divide en dos corrientes, una de ellas se envía a la planta endulzadora de gas combustible, y la otra se alimenta a la planta deshidratadora de gas amargo.

La planta endulzadora de gas reduce al mínimo el contenido de ácido sulfhídrico y bióxido de carbono de la corriente de gas, para evitar problemas de corrosión en los equipos que lo utilicen. El endulzamiento se lleva a cabo empleando una solución de dietanolamina (DEA) como agente absorbente. Esta planta se divide en dos secciones, la de absorción y la de regeneración de amina. Una vez realizado el endulzamiento, el gas dulce se envía a la red de gas combustible.

La planta deshidratadora de gas amargo minimiza el contenido de agua de la corriente de gas que se enviará a tierra, hasta el valor considerado como máximo adecuado, para evitar problemas de corrosión en su transporte y manejo.

La deshidratación del gas se efectúa por medio de un proceso de absorción que utiliza dietilenglicol(DEG) como agente deshidratante. La planta se divide en dos secciones: la de deshidratación y la de regeneración de DEG.

Para realizar todo el proceso, las plataformas de compresión requieren de los sistemas auxiliares que son los que a continuación se enlistan:

Sistema de Calentamiento

Suministro de agua de servicios y contraincendio

Generación de gas inerte

Generación y distribución de energía eléctrica

Suministro de aire para planta e instrumentos

La presente tesis enfoca su interés en el suministro de las necesidades de calentamiento en una plataforma de compresión.

Específicamente, el sistema de calentamiento distribuye sus servicios a la sección de regeneración de dietanolamina a la sección de regeneración de dietilenglicol y a los requerimientos de calentamiento de la dietanolamina y del gas combustible.

A pesar de la versatilidad que tienen los equipos de transferencia de calor, su aplicación en plataformas marinas esta restringida, debido a las limitaciones de espacio, disponibilidad de fluidos térmicos y cargas térmicas presentes. Los paquetes de calentamiento han sido una alternativa para la solución de estos problemas.

Este trabajo establece los criterios para la selección de un sistema de esta naturaleza, en instalaciones de compresión costa afuera. Se analizan las variables que afectan la evaluación y el diseño de un paquete, clasificandolos de acuerdo al servicio que proporcionan.

Se dan las características de los calentadores a fuego -

a fuego directo y de los fluidos térmicos comercialmente conocidos.

Por último se propone una metodología para la evaluación - de un paquete de calentamiento, haciendo énfasis en la evaluación térmica de calentadores a fuego directo con geometrías - recomendables para este tipo de instalaciones.

II

Descripción De Un Paquete De Calentamiento

Un paquete de calentamiento es el conjunto de aparatos y equipos que se utilizan para dar un servicio o varios servicios de intercambio térmico a altas temperaturas vía un medio indirecto de transferencia de calor, el cuál puede ser un aceite de calentamiento, como por ejemplo: "dowtherm", "therminol", "mobiltherm", etc., ciertos compuestos de silicón y hasta metales líquidos, específicamente Sodio(Na), Mercurio(Hg) y Potasio(K). Estos últimos se emplean para reactores nucleares y en ciertas industrias petroquímicas, para reacciones a temperaturas extremadamente altas.

Los servicios a altas temperaturas para las industrias de proceso, se han llevado a cabo principalmente con vapor de agua, debido a las características que esta presenta.

No es tóxica, no es inflamable además tiene otra ventaja importante: su disponibilidad. Actualmente su tecnología está ampliamente desarrollada. Estas cualidades aunadas a sus altos coeficientes térmicos, la han hecho el medio de transferencia de calor por excelencia. Sin embargo a un límite determinado de temperatura, alrededor de 550°F, la presión de vapor de agua se incrementa rápidamente, elevando el costo del equipo y disminuyendo su seguridad de manejo. Es por esto que surgió la necesidad de desarrollar tecnología para substituir el agua como agente de transferencia de calor. Estos agentes a medida que se han comercializado, han demostrado su eficiencia y seguridad, cualidades que han hecho posible su desarrollo y disponibilidad.

Una de las características de un paquete de calentamiento, es que se trata de un sistema cerrado, cuya eficiencia

depende directamente del calentador a fuego directo, el cuál eleva la temperatura del medio circulante, al recibir la -- energía de los gases de combustión, para posteriormente cederla donde se requiera; una vez realizado el servicio, retorna al calentador para repetir o cerrar el ciclo.

II.1 Servicios que proporcionan los paquetes de calentamiento.

Cuando se especifica un paquete de calentamiento en un - proceso determinado, no solo irán asociados la selección del equipo y del fluido térmico, sino también la fase en que se llevará a cabo el servicio.

Paralelamente a la selección del fluido de calentamiento se deberá determinar la fase en que operará el sistema, por lo que es necesario tomar en cuenta todos los factores involucrados, como son: las tolerancias de calentamiento del -- fluido térmico y del producto, el equipo y la economía asociados, y las características del proceso.

La principal clasificación de los paquetes de calentamiento, esta basada en la fase de operación del fluido térmico.

A su vez se subdivide en función del servicio o servicios - que proporcionarán.

II.1.1 Servicios en fase líquida

Sistema II.a

Paquete de calentamiento para servicios individuales

La figura II.1 nos muestra el típico sistema líquido, este es el sistema que presenta la configuración básica de los sistemas líquidos, proporciona un servicio único, que opera a la temperatura de salida del calentador.

Una de las características distintivas de los sistemas líquidos, es la presencia de un tanque de expansión en el

lado de succión de la bomba. ES el venteo y el punto más alto del sistema.

El fluido térmico tiene una circulación forzada a través del calentador, para lo cual se emplean bombas generalmente centrífugas. La presión máxima del sistema es la suma de la presión de descarga de la bomba más la columna hidrostática del sistema.

Detrás de la línea de descarga de la bomba se instala - una válvula de tres vías, con el fin de asegurar que siempre se tenga un flujo mínimo del líquido a través del calentador. De esta manera también se controla la temperatura, al regular el flujo del fluido térmico.

Otra manera de regular la temperatura del fluido, es controlando el flujo del combustible al quemador.

El paquete puede trabajar a presión atmosférica o a presiones más altas. Si se trabaja a presión atmosférica se debe asegurar que la temperatura de operación del fluido térmico este abajo de su punto de ebullición.

Sistema II.b

Paquete de calentamiento presurizado para servicios individuales

En un sistema presurizado, el líquido térmico tiene una temperatura arriba de su punto de ebullición a presión atmosférica; esta es una manera de evitar la ebullición y de mantener un sistema en fase líquida a una temperatura más alta para el servicio.

Para llevar un sistema a una presión más alta que la presión atmosférica se requiere de una columna hidrostática o con un gas inerte. Si se emplea un gas inerte para presurizar el sistema, este se introducirá por la parte alta del tanque de expansión.

Una vez que el sistema este lleno, se mantendrá un sello

de fluido térmico en el fondo del tanque de expansión provocando que se presenten un mínimo de incondensables. Cualquier incondensable que se acumule, será rápidamente eliminado en el tanque de expansión.

La figura II.2 muestra la configuración de este sistema, la cual es muy parecida al sistema anterior, excepto que en lugar de la válvula de tres vías, se conecta una válvula relevadora de presión que se coloca en bypass, como una medida de seguridad. Esta línea en bypass asegura el flujo continuo de líquido térmico al calentador.

Sistema II.c

Paquete de calentamiento para múltiples servicios

En la figura II.3 se presenta un paquete de calentamiento que proporciona varios servicios conectados en paralelo al calentador; esto significa que operarán a la misma temperatura a la que sale el líquido térmico del calentador.

Para el control de la temperatura cada servicio tiene una válvula de control modulante.

Aquí también es necesario colocar la línea de bypass para asegurar flujo continuo de líquido al calentador.

Sistema II.d

Paquete de calentamiento para múltiples servicios a diferentes temperaturas

Con este arreglo pueden trabajar al mismo tiempo varios servicios de calentamiento a diferentes temperaturas. Cada zona de temperatura tiene su propia bomba recirculante localizada a la entrada del servicio y una válvula de control de temperatura localizada en la salida del servicio.

Cuando la válvula de control de temperatura se abre, el fluido térmico a alta temperatura entra a la zona de bombeo donde se mezcla y recircula. Esta mezcla de fluido térmico

Este sistema proporciona una temperatura precisa y controlada, además de que se dispone de líquido con una temperatura más baja que la temperatura de salida del calentador.

Este mismo principio puede ser empleado en el sistema II.a, cuando el servicio requiere de carga térmica pequeña y un gran volumen de fluido térmico.

La bomba recirculante se dimensiona para manejar el volumen total de mezcla de fluido térmico a través del servicio.

Una alternativa al sistema anterior se muestra en la figura II.5 donde se suministra calor a dos o más servicios, pero uno de ellos requiere la temperatura mayor, el que sigue menor y así sucesivamente. Esto se lleva a cabo controlando la temperatura mediante mezclas de líquido caliente para cada servicio. Este sistema en particular, es ampliamente recomendable en procesamiento de materiales sensibles al calor.

Sistema II.e

Paquete de calentamiento para servicios de calentamiento y enfriamiento

Este es un sistema dual, es decir proporciona un servicio de calentamiento y otro de enfriamiento. Para calentamiento, el servicio se conecta en forma similar al arreglo II.a, con la adición de dos válvulas de tres vías. Estas válvulas se emplean para establecer dos sistemas independientes de circulación con un usuario afín. La zona de bombeo opera únicamente del lado frío. Este arreglo opera con un mínimo de intercambio entre el fluido térmico caliente y el frío dentro del ciclo de intercambio. Ver figura II.6.

II.1.2 Servicios en fase vapor

Sistema II.f

Paquete de calentamiento para servicios individuales con retorno de condensado por gravedad

Para calentamiento en fase vapor, el sistema más sencillo y económico es el llamado retorno de condensado por gravedad. En este caso el fluido térmico es vaporizado en el calentador, cede su calor latente al usuario, regresando al calentador en fase líquida.

Un sistema de este tipo solo es factible si la columna hidrostática del líquido térmico es suficiente para compensar las pérdidas por fricción totales en el sistema, sin inundar el sistema de calentamiento. En otras palabras, el retorno de condensado por gravedad es posible si la presión de la columna del líquido entre la parte baja del servicio y el nivel de operación en el calentador es mayor que la presión que se pierde en la línea de vapor, en el servicio y en el retorno al calentador.

En la figura II.7 se puede observar que el servicio está localizado lo más arriba posible del nivel del líquido en el calentador, para promover el flujo eficiente del fluido térmico. De esta manera se elimina la necesidad de utilizar bombas.

Para el arranque de operación es necesario abrir todas las válvulas. En este sistema se especifican válvulas de aguja para purga de aire. Se inyecta combustible al calentador, el aire es expulsado del sistema por expansión del fluido térmico mientras se calienta. Cuando todo el aire ha sido eliminado, las válvulas de aguja se cierran. Mientras que el sistema permanece bajo presión, no se requiere aire adicional para purgas.

Para controlar la temperatura en el servicio simplemente -

se necesita un control de presión para el fluido térmico en el calentador . No se emplea una válvula de control en la línea.

El empleo de este sistema es conveniente en aplicaciones donde la demanda de calor es constante y uniforme.

Sistema II.g

Paquete de calentamiento para servicios individuales con retorno de condensado por gravedad y control de vapor

Este sistema es idéntico al anterior, excepto que la temperatura del servicio es controlada por una válvula automática en la línea de vapor. Este es un sistema muy flexible ya que puede emplearse donde la demanda de vapor varía ampliamente.

Todos los sistemas de retorno de condensado por gravedad requieren adaptarles un circuito "Hartford". Este consiste de una línea de tubería en forma de "U" invertida, colocada justo antes de que el condensado entre al calentador. La altura de esta línea deberá ser igual al nivel mínimo permisible del líquido en el calentador y la conexión horizontal de este ramal no debe tener una longitud mayor a dos veces el diámetro de la tubería. Un extremo del circuito "Hartford" está unido a la línea de vapor que sale del calentador, como se ilustra en la figura II.8.

El propósito de este circuito es evitar que el vapor entre a la línea de condensado cuando el nivel del fluido térmico sea tan bajo que provoque que la carga térmica en el calentador aumente considerablemente produciendo carbonización, fallas en los tubos y la posibilidad de una explosión en la línea de condensado.

Cuando la válvula reguladora de vapor se emplee para controlar el suministro de calor al servicio y la temperatura del vapor, la resistencia al flujo en la línea provocará --

una reducción en la presión dentro de la unidad. Esta disminución causará que el nivel del líquido se eleve en la línea de condensado a su posición más alta en el punto C de la figura II.8. Paralelamente el fluido arriba del circuito "Hartford" disminuirá su nivel hasta llegar al punto A.

La distancia inicial entre los puntos A y C representan la altura equivalente de las pérdidas por fricción de la línea de vapor, del calentador mismo y de la línea de condensado. Si el líquido baja su nivel al punto B, el flujo del líquido al calentador es interrumpido y el vapor será inducido a regresar a la línea de condensado. La repentina interrupción del flujo de líquido puede provocar un golpe de ariete, además el líquido llegará a niveles peligrosos. En estos momentos debe abrirse la válvula reguladora de vapor, para permitir que el nivel del líquido se eleve dentro del calentador

Sistema II.h

Paquete de calentamiento para múltiples servicios con retorno de condensado por gravedad

Hay aplicaciones donde es práctico utilizar, para varios servicios de calentamiento, un solo calentador. Generalmente para tales sistemas se requiere que la temperatura en cada servicio sea simultáneamente la misma. Si se tienen diferencias muy amplias en los servicios, sucede que el servicio de más baja temperatura desaprovecha la carga térmica que llega a él y baja el nivel del líquido en el calentador. Si esta condición es seria, causará corte en el suministro de vapor y paro automático del flujo de combustible, hasta que el líquido térmico drene lo suficiente para elevar el nivel del fluido en el calentador a condiciones normales. Ver figura II.9.

Sistema II.i

Paquete de calentamiento para servicios individuales con retorno de condensado con circulación forzada

El retorno de condensado con circulación forzada se emplea cuando la elevación de la unidad de proceso es insuficiente para permitir el regreso del condensado por gravedad.

Para prevenir una posible vaporización en la línea de condensado y la consecuente cavitación de la bomba de retorno de condensado, se instalan válvulas en bypass cerca de las bombas, o se bombea el condensado directamente al tanque de almacenamiento, como se muestra en la figura II.10. La alimentación a este equipo se lleva a cabo por gravedad.

Sistema II.h

Paquete de calentamiento en fase vapor para servicios múltiples con circulación forzada

En la figura II.11 se muestra el arreglo para este paquete. Se observa que al igual que el sistema II.i, se requiere de un equipo adicional para el manejo del condensado.

Cabe hacer notar que estas unidades pueden trabajar a presiones menores que la atmosférica, para lo cual se necesita un eyector conectado a los servicios y al tanque de almacenamiento.

II.1.3 Comparación de servicios en fase vapor y en fase líquida

A continuación se presentan las características distintivas de los paquetes de calentamiento en fase vapor y en fase líquida.

Las características de los sistemas en fase vapor son las siguientes:

- 1) Suministran más calor por unidad de masa de fluido de calentamiento, debido a que ceden su calor latente.
- 2) A su temperatura de condensación suministran un calentamiento uniforme, esto da como resultado un control de temperatura más preciso. Esta característica es importante cuando las condiciones del proceso requieren calentamiento uniforme sobre productos sensibles al calor.

Un sistema líquido equivalente se operaría, estableciendo velocidades de flujo extremas y de esta manera mantener una temperatura uniforme.

- 3) Cuando se emplea un sistema de retorno de condensado por gravedad, no se requieren bombas.
- 4) Consumen menos potencia para su transporte.

Los sistemas en fase líquida muestran las siguientes particularidades:

- 1) A diferencia de los sistemas en fase vapor, los fluidos líquidos no requieren equipo para retorno de condensados. Este factor es importante cuando se tienen varios servicios operando en un amplio rango de temperaturas.
- 2) En general el calentamiento en fase líquida requiere de sistemas de operación más simples y sencillos.
- 3) No se presentan gradientes de temperatura debido a caída de presión en la tubería.
- 4) Trabajan con un mínimo de venteo.
- 5) El calentamiento en fase líquida elimina problemas de remoción de condensados en unidades con serpentines sinuosos.

II.2 Partes integrantes de un paquete de calentamiento

Además del calentador a fuego directo y dependiendo del paquete de calentamiento que se emplee, se requiere de bombas de circulación, filtro de fluido térmico y si se trata de un sistema en fase líquida, tanque de expansión térmica además de la instrumentación y control adecuados.

En esta sección se da un panorama de los equipos empleados en un paquete de calentamiento en fase líquida y la función que desempeñan dentro del sistema.

II.2.1 Calentadores a fuego directo

De acuerdo con el objetivo de un paquete de calentamiento se requiere de un conjunto de equipos de los cuales, el calentador a fuego directo es el principal, es el corazón del sistema y es el componente más crítico debido a las funciones que desempeña. De su selección y diseño dependerán las características de los demás equipos que constituyen el paquete.

Dada la importancia de un calentador a fuego directo es necesario dar una breve descripción de estos equipos, su clasificación usos y aplicaciones, así como también los fundamentos que han regido para su selección y diseño.

Los calentadores a fuego directo son equipos cuya función es aprovechar el calor liberado de un combustible, la combustión de este se lleva a cabo en un aparato llamado quemador. El objetivo del quemador es el de mezclar eficientemente el agente oxidante que es el aire y el combustible, el calor liberado es transferido a un fluido contenido en elementos tubulares de calentamiento, esta transmisión de calor se lleva a cabo a altas temperaturas, lo que favorece la transferencia de calor por radiación.

Como en la sección de radiación no se aprovecha total--

mente la carga térmica disponible, a menudo se tiene una sección en donde se recupera calor en forma convectiva.

El arreglo de las secciones de radiación y convección es muy variado. Su geometría depende del tipo de calentador, del diseño y de su construcción.

La última sección que constituye el calentador a fuego directo es la chimenea, su función es la de proporcionar el tiro suficiente para desalojar los gases de combustión. En algunos casos se emplean ventiladores operando los calentadores con tiro forzado, para reducir el tamaño de la chimenea.

La principal clasificación de los calentadores a fuego directo se basa en la orientación de los serpentines de calentamiento en la sección de radiación y se dividen en horizontales y verticales. Por otro lado de acuerdo a su forma, los horizontales pueden ser tipo cabina o caja mientras que los verticales únicamente son cilíndricos.

Las tablas II.1 y II.2 muestran los diferentes equipos que se emplean para las plantas de proceso en la actualidad y las figuras II.12, II.13, II.14 y II.15 indican las configuraciones básicas de estos equipos.

De las tablas II.1 y II.2 se pueden apreciar diferencias significativas entre los calentadores a fuego directo verticales y horizontales. Las principales son:

- 1) Los calentadores a fuego directo horizontales trabajan a capacidades más grandes que los verticales.
- 2) Los equipos horizontales ocupan una área mayor tanto para anclaje como para mantenimiento.
- 3) Los calentadores a fuego directo verticales trabajan a temperaturas altas y cargas térmicas bajas, los horizontales son más versátiles ya que pueden trabajar a temperaturas y cargas térmicas altas, como por ejemplo en desintegración con vapor y reformación térmica.
- 4) Los equipos horizontales tienen mayor peso.
- 5) Los calentadores verticales tienen un diseño más sofisticado, tomando en cuenta que su geometría puede ser más elaborada y compleja.

Ahora bien, para la selección de un calentador a fuego directo es necesario tomar en cuenta los siguientes factores: disponibilidad del equipo, servicio, disponibilidad de combustible, área, tamaño y peso del equipo.

Para instalaciones costa afuera, tres de estos factores son críticos: el área disponible, peso del equipo y servicio que proporcionarán. Estos predominan sobre los demás para la selección.

Aunque los hornos tipo caja y cabina son adaptables para todos los procesos que se llevan a cabo, requieren una área grande y un espacio considerable para desmontaje y limpieza.

Por otro lado el peso de estos equipos es considerablemente alto para una plataforma marina.

La experiencia ha demostrado que los hornos verticales han llenado satisfactoriamente las necesidades del proceso en plataformas de compresión, por lo que la selección de un calentador a fuego directo para instalaciones costa afuera se reduce a equipos verticales.

II.2.2 Tanque de Expansión

El tanque de expansión se localiza del lado de succión de la bomba. Esta pieza es una de las más importante en un sistema líquido, pero rara vez recibe la adecuada atención en la fase de diseño. Su propósito es proporcionar el espacio necesario para la expansión térmica del líquido durante el ciclo de calentamiento y si surge una sobrecarga debido a un venteo súbito de la trampa de vapor del fluido térmico.

Para esta finalidad, el volumen del tanque debe tener por lo menos dos veces el volumen de expansión del líquido calculado a la máxima temperatura de operación. De esta manera el tanque de expansión estará a una cuarta parte de su capacidad a la temperatura mínima, pero no excederá las $3/4$ partes de capacidad a la temperatura más alta de operación.

El tanque de expansión deberá colocarse en el punto más alto del sistema, a una elevación tal que suministre la adecuada columna de succión para la bomba (NPSH).

Se recomienda que los tanques de expansión sean construidos con una relación longitud-diámetro grande, generalmente entre 2-3 a 1, para evitar el mínimo contacto con el aire y por lo tanto disminuir la oxidación del fluido.

Los tanque se ventean a la atmósfera cuando la presión de vapor del fluido térmico es tan baja que permite un sistema atmosférico y también cuando el líquido es lo suficientemente estable con el aire, para evitar la necesidad de emplear un gas inerte comprimido que detenga la oxidación.

Para un venteo adecuado se necesitan válvulas de aguja -- que deben ser instaladas en los puntos más altos del sistema.

Durante el arranque de un nuevo sistema o después de que se reemplaza un fluido térmico por otro ya existente, es importante que la temperatura se eleve gradualmente 100°F/h. El venteo adecuado en este estado inicial, asegurará

una larga vida al fluido, minimizando la cavitación de la - bomba y evitará la agitación del fluido térmico dentro del - tanque de expansión.

Un sistema líquido atmosférico se emplea cuando la pre--- sión del fluido de transferencia de calor, a la temperatura - máxima de operación es baja y la vaporización en áreas de - caída de presión alta en el sistema, no presente problemas.

Los fluidos térmicos que tengan presión de vapor alta re- quieren de sistemas presurizados; esto va acompañado por una compresión de 20 a 125 psig en el tanque de expansión, con - nitrógeno u otro gas inerte.

II.2.3 Sistema de Bombeo

El sistema de bombeo debe tener la suficiente capacidad - para el flujo eficiente del líquido en el circuito.

Generalmente se especifican bombas de tipo centrífugo, pe- ri si el sistema es pequeño y proporciona un solo servicio, se pueden emplear bombas de desplazamiento positivo.

Como se sabe, las bombas se fabrican en tamaños estanda-- res y para su selección se lleva a cabo un dimensionamiento en el cual se calcula el tamaño de las bombas, la potencia - requerida, la cabeza neta de succión y la selección de los - materiales de construcción.

La información que se necesita para la evaluación del sis- tema de bombeo es la siguiente:

1) Flujo de fluido térmico. Se necesita para el cálculo de la potencia, para determinar el número de unidad y para la - selección de los materiales de construcción.

2) Temperatura de bombeo. Este dato indica si el fluido ma- nejado esta saturado o subenfriado, que a su vez sirve para

para la selección del tipo de enfriamiento y sellos de la bomba.

3) Densidad relativa. Con este valor se encuentra la relación entre la presión diferencial y la altura de la bomba.

4) Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Si la presión de vapor es igual a la presión de operación, el fluido térmico estará saturado. Esto determina la energía total positiva de succión, haciendo que en ocasiones se eleve el recipiente de succión para aumentar tal energía, o de otra manera el costo de la bomba se eleve al especializarse su construcción.

5) Viscosidad. En base al valor de viscosidad el fabricante seleccionará el diseño del impulsor.

6) Presión de succión y presión de descarga. Son necesarias para escoger el tipo de bomba, los interiores, el diseño de la carcasa y el tipo de sellos.

7) Presión diferencial. Es la diferencia entre la presión de descarga y la presión de succión. Con este valor se calcula la potencia hidráulica y su valor representa la energía que la bomba cede al fluido.

8) Se requiere además de un diagrama de tubería e instrumentación del paquete de calentamiento, este nos indicara la longitud de la tubería, los accesorios y válvulas junto con la altura del tanque de expansión para el cálculo del NPSH disponible de la bomba.

Con los datos anteriores y el dimensionamiento del sistema fabricantes podrán recomendar sus equipos, cumpliendo con estos requisitos.

II.2.4 Sistema de Instrumentación y Control

El sistema de control e instrumentación de un paquete de calentamiento sirve para mantener:

- 1) La carga térmica deseada
- 2) Una combustión controlada y eficiente
- 3) Condiciones de seguridad en todos los equipos que constituyen el paquete.

Para mantener la carga térmica, se requiere un control de flujo del fluido de alimentación al calentador a fuego directo, un control de la distribución de flujo a través del horno y un control de salida para el suministro de la carga térmica a los equipos. Las variables a instrumentar en este punto son flujo y temperatura.

La instrumentación para el control de la combustión en un calentador a fuego directo es variada, dependiendo si el combustible es líquido, gaseoso o si se tiene un equipo de quemado dual. La diferencia principal estriba en el empleo de vapor de atomización y su consecuente control en el caso que se empleen combustibles líquidos.

El suministro de combustible al quemador se lleva a cabo mediante un control de presión, el cual generalmente está conectado a uno de temperatura. Un medidor de flujo de combustible es necesario para determinar la carga térmica de entrada y registrar la eficiencia del calentador.

Los puntos que requieren control e instrumentación porque presentan riesgos de seguridad en la operación son: interrupción de flujo de fluido térmico al calentador, bajo nivel de líquido en el tanque de expansión, interrupción de flujo de combustible y apagado de la flama.

II.3 Aplicación de los paquetes de calentamiento en instalaciones costa afuera

Generalmente una plataforma marina requiere un rango de temperatura entre 120° y 300°F para satisfacer las demandas de calor. Las aplicaciones típicas en este rango de temperaturas son el calentamiento de crudo antes de su bombeo a tierra y el calentamiento de emulsiones agua-aceite en tratadores. Temperaturas arriba de 460°F son necesarias para reconcentración de glicol en deshidratadores de gas y para regeneración de aminas en procesos de endulzamiento de gas.

Actualmente estos requerimientos pueden satisfacerse de dos maneras: con un sistema de recuperación de energía o con un paquete de calentamiento.

En plataformas marinas, se emplean turbinas de gas o diesel para comprimir gas, generar electricidad o directamente para necesidades de bombeo, mediante compresores.

Una turbina de gas quema aceite combustible o gas y produce gases de desecho limpios a temperaturas entre un rango de 840°F a 950°F. Obviamente es deseable recuperar algo de esta carga térmica, empleandola en el sistema de calentamiento del proceso. Cuando se emplean los productos de combustión de las turbinas de gas como fuente principal de calentamiento, es necesario igualar las demandas de calor con la eficiencia de las turbinas. Esta situación debe considerar condiciones de emergencia, donde una turbina baje su rendimiento térmico y por lo tanto el suministro de energía térmica.

Comparativamente un paquete de calentamiento es independiente en su operación. El calentador a fuego directo puede manejar gas o aceite combustible si se diseña adecuada-

mente para esto, de tal manera que asegure su funcionamiento sin depender del proceso.

III

Requerimientos Básicos Para La Evaluación De Un Paquete De Calentamiento

Antes de tratar la evaluación de un paquete de calentamiento, es necesario establecer algunos parámetros que afectan directamente la evaluación y que están incluidos implícitamente en los métodos de cálculo.

Esta sección trata particularmente de la disponibilidad de combustible ligada estrechamente con la selección del quemador, de la selección del fluido térmico y de los tipos de materiales de construcción para el calentador a fuego directo.

III.1 Disponibilidad de combustible

Para la evaluación de un calentador a fuego directo en -- donde se establezca un rendimiento térmico, es requisito indispensable determinar la composición de los productos de la combustión y el calor total liberado.

Los productos de la combustión varían en su composición según sea el tipo de combustible y el aire sobrante empleado en el proceso de oxidación. El contenido de carbono e hidrógeno del combustible definen la composición del gas de combustión.

Para asegurar la combustión completa, se utiliza aire en -- exceso sobre el mínimo requerido o estequiométrico, de acuerdo al tipo de combustible y al equipo o sistema de combustión.

Las características del combustible que deben quedar establecidas antes de iniciar un diseño o evaluación son: tipo de combustible, poder calorífico, contenido de contaminantes, -- factibilidad técnica y el costo.

Los tipos de combustibles que más se emplean en calentadores a fuego directo se encuentran en fase líquida y en fase gaseosa.

Los yacimientos explotados en instalaciones costa afuera, particularmente los que se encuentran en la Sonda de Campeche, contienen una relación de gas-crudo de 500 ft³/barril de crudo. La disponibilidad de estos volúmenes de gas, ha llevado a la mayor utilización, producción y aprovechamiento de este.

El gas natural que se produce en México se emplea como materia prima para la industria petroquímica, como materia prima para la industria metalúrgica, para generación de energía eléctrica y como combustible.

El gas natural empleado como combustible tiene muchas cualidades. Al quemarse es más limpio que el carbón, el combustible y el diesel, además no produce residuos peligrosos. Por otro lado en plataformas marinas su disponibilidad es casi inmediata. El gas natural explotado, se encuentra asociado con ácido sulfhídrico y bióxido de carbono, emplearlo implica un endurecimiento previo que elimine, hasta los límites recomendables, la presencia de estas dos sustancias.

Las propiedades del gas natural son aditivas y pueden calcularse fácilmente a partir de las propiedades de sus constituyentes. La composición de los gases naturales es generalmente conocida y se determina por análisis tradicionales de combustión y absorción mediante destilaciones a bajas temperaturas.

El poder calorífico de los combustibles gaseosos esta en función de los calores de combustión de cada uno de sus componentes y de la fracción en peso de cada uno de ellos.

La tabla III.1 muestra propiedades de varios componentes de los gases naturales, para cálculos de combustión.

El flujo de aire estequiométrico se calcula como la suma

ria del oxígeno estequiométrico necesario para la reacción de combustión de cada componente del gas combustible, multiplicada por la relación en peso de oxígeno y aire.

III.1.2 Quemadores

La selección del quemador o quemadores esta estrechamente ligada a las características del combustible y a las condiciones de la combustión.

En estos aparatos se efectúa la combustión, cuya eficiencia depende de la óptima mezcla del combustible y el agente oxidante.

Por medio del quemador se alimenta y regula la cantidad de combustible que entra al horno. Además si el calentador a fuego directo utiliza tira natural, manejan el aire requerido para la combustión.

Generalmente el diseño de los quemadores lo realizan los fabricantes de estos aparatos, quienes necesariamente no son los mismos que fabrican el calentador.

Los fabricantes de quemadores tienen una gran variedad de líneas para diferentes aplicaciones. El usuario debe tomar en cuenta las siguientes consideraciones para efectuar una adecuada selección de estos equipos:

1) Tipo de combustible. Los quemadores se clasifican de acuerdo al tipo de combustible que manejan. Su clasificación es la siguiente:

- a) Quemadores de combustibles líquidos
- b) Quemadores de combustibles gaseosos
- c) Quemadores de combinación gas-líquido

Los quemadores de combustibles líquidos vaporizan o atomizan el combustible y lo mezclan íntimamente con el aire suministrado para la combustión. El combustible líquido es transformado en microgotas, con lo que se incrementa la relación masa-superficie, permitiendo un rápido calentamiento y vaporización del líquido.

Los quemadores de combustible líquido pueden clasificarse

de acuerdo al método usado para atomizar el combustible, ya sea a presión o por medio de otro fluido como agua o aire.

En los atomizadores a presión se fuerza al líquido a aumentar su velocidad, haciendolo pasar a través de pequeños pasajes tangenciales hasta llegar a una cámara cónica con rotación continua de tal manera que el líquido tienda a -- formar una capa delgada, para posteriormente pasar por pequeños orificios donde se rompe formando pequeñas gotas.

La figura III.2 muestra un quemador de este tipo.

Los quemadores más empleados son los que utilizan vapor como medio de atomización. Tales quemadores son diseñados con una doble boquilla de alimentación, para inyectar el líquido combustible y el vapor separadamente en una cámara de mezclado o inmediatamente a la entrada del quemador. La presión de vapor es ligeramente más alta que la del combustible, provocando el mezclado debido a una acción de corte. Adicionalmente el combustible en contacto con el vapor tiende a emulsificarse contribuyendo al proceso de atomización.

El vapor y el combustible dispersos finamente son expedidos a una serie de orificios dentro de la corriente turbulenta de aire.

Para esta operación el vapor empleado debe estar absolutamente seco, si es posible utilizarlo con 50°F de sobrecalentamiento y con una presión recomendada de 50 psig.

La figura III.3 presenta un esquema elemental de este tipo de quemadores.

La estabilización de la flama se alcanza por una variedad de métodos, como por ejemplo discos estabilizadores colocados en la boquilla promoviendo la recirculación de los gases calientes producto de la combustión a la base de la flama.

b) Los quemadores de gas combustible se clasifican en: atmosféricos, sellados y paquete.

En los quemadores atmosféricos el gas es conducido, en pequeñas corrientes por surtidores individuales a la abertura de la descarga del quemador.

El aire para la combustión es inducido por el tiro de la chimenea, entra por obturadores que se encuentran colocados alrededor del quemador. La mezcla aire-gas es entonces quemada, tan pronto entra al horno.

En la entrada de la chimenea se coloca un regulador de tiro, que consiste de una placa metálica movable, usada para regular el tiro o presión y el suministro correcto de aire.

Comercialmente estos quemadores tienen un amplio rango de capacidades. Su aplicación es para unidades de tiro natural. La figura III.4 muestra la configuración básica de estos quemadores.

Los quemadores sellados suministran el aire para la combustión a presión, este pasa a través de la boquilla del quemador. El combustible se inyecta paralelamente con una corriente de aire a presión, mezclándose y quemándose después de pasar por la boquilla.

Este tipo de quemadores requiere de un soplador con un ventilador de tiro forzado. Algunos fabricantes suministran el quemador untegrado con el ventilador; a estos se les da el nombre de quemadores paquete. Las figuras III.5 y III.6 muestran este tipo de unidades.

c) Los quemadores de combinación líquido-gas son diseñados para quemar líquido, gas o una combinación de gas-líquido.

Generalmente estos quemadores presentan configuraciones básicas de los quemadores tipo gas, adaptándoles adecuadamente cañones de combustible líquido. Ver figura III.7. Separadamente se tienen ajustadores de registro, para control independiente de aire, del combustible líquido y del gas.

2) Tipo de tiro. Los calentadores a fuego directo puede trabajar con tiro natural o con tiro forzado.

En los equipos con tiro natural, el aire para la combustión es suministrada mediante el quemador. Las chimeneas de estas unidades son altas, de tal manera que mantengan una presión ligeramente menor a la atmosférica. Con esto se induce la entrada del aire y se permite la salida de los gases de combustión.

A diferencia de los anteriores, los quemadores de unidades con tiro forzado manejan únicamente el combustible. Las chimeneas son pequeñas, requiriendo de un ventilador para el manejo del aire para la combustión.

El tiro forzado se emplea cuando hay limitaciones de espacio, también para aumentar la velocidad de los gases de combustión y por lo tanto la eficiencia de la transferencia de calor por convección, o para forzar la entrada de los gases de combustión en áreas del calentador con geometrías especiales como es el caso del calentador a fuego directo con serpentín helicoidal y zona de convección integrada. Ver figura II.13.

3) Capacidad y rango de capacidad. Los quemadores están adaptados para manejar una capacidad mínima, normal y máxima. Sin embargo el diseñador debe asegurar que el aparato maneje el flujo de combustible a las condiciones normales de operación.

4) Exceso de aire. La mayoría de los quemadores manejan del 5 al 20% de exceso de aire. A mayor cantidad de aire se asegura una combustión completa pero también se tendrá aire sobrecalentado que únicamente se descargará a la atmósfera y disminuirá el poder calorífico de los gases de combustión.

Abajo de los valores dados de exceso de aire, no se asegura una combustión o se trata de quemadores con un diseño sofisticado.

5) Composición del combustible. Esto es particularmente importante, para considerar los efectos que tienen los componentes del combustible sobre los materiales de construcción del quemador.

El uso de combustibles con alto contenido de contaminantes, como por ejemplo azufre, limita la elección del quemador.

Por otro lado debe considerarse la habilidad de estos aparatos para satisfacer las especificaciones ambientales.

Los principales contaminantes del ambiente son óxidos de azufre, nitrógeno, carbono y partículas sólidas como cenizas y hollín. Un método establecido para minimizar la cantidad de óxidos, consiste en limitar cuidadosamente la cantidad de exceso de aire usada en la combustión.

6) Tipo de flama. Dadas las dimensiones del calentador, se debe evitar choques de flama con las paredes del horno y el sobrecalentamiento local del serpentín.

Un diseño estricto del calentador requiere la predicción de patrones de liberación de acuerdo al tipo y dimensión de la flama que proporcione el fabricante.

III.2 Selección del fluido térmico

Una vez que la temperatura de diseño y la fase a la que operará el sistema han sido especificados, es posible seleccionar el agente de calentamiento. La mayoría de los fluidos térmicos comerciales encuentran su principal aplicación en fase líquida, unos cuantos están disponibles en fase vapor.

En la tabla III.3, se enlistan los agentes de transferencia de calor más importantes en el mercado, incluyendo su composición, rango de temperatura y fase a la que generalmente prestan su servicio.

La tabla III.4 muestra algunas de las propiedades físicas de estos fluidos.

La consideración fundamental para la selección es equiparar los rangos de temperaturas del servicio, con el rango de temperatura de operación recomendado para los diferentes fluidos.

Si varios fluidos térmicos están en un rango correcto de operación, se deben estimar los siguientes factores para su selección:

- 1) Flammabilidad
- 2) Corrosividad y ensuciamiento
- 3) Toxicidad y contaminación
- 4) Estabilidad térmica
- 5) Eficiencia en la transferencia de calor
- 6) Costo

1) Flammabilidad. Todos los agentes de transferencia de calor que están entre 350° y 1000°F son inflamables, si se presentan una temperatura suficientemente alta, y una fuente de ignición. En el punto de inflamación los fluidos se incendiarán momentáneamente con la aplicación de una flama, y en el

punto de ignición se produce el suficiente vapor para mantener la combustión.

Si se llega a la temperatura de autoignición no se requiere de una causa para producirla, comunmente esta temperatura se encuentra abajo del rango de operación del fluido.

2) Corrosividad y ensuciamiento. El ensuciamiento de superficies de transferencia de calor es reducido si el sistema esta bien diseñado.

El ensuciamiento puede ocasionarse por la deposición de polímeros o de subproductos de coque originados por la deposición térmica de las sustancias orgánicas.

Todos los fluidos térmicos dados en la tabla III.3 no son corrosivos para acero medio. Para sales inorgánicas -- arriba de 850°F es recomendable emplear aceros inoxidables o de baja aleación. Los fluidos clorados pueden liberar cloruro de hidrógeno (HCl) cuando se calientan arriba de su temperatura máxima recomendada, esto induce a la corrosión del acero medio y a corrosión por esfuerzos térmicos de los aceros inoxidables, si se presentan trezas de agua en el sistema. Por lo tanto una recomendación adicional es mantener un venteo adecuado para remover el vapor de agua, en sistemas que contengan fluidos clorados.

3) Toxicidad. Los agentes de transferencia de calor son moderadamente tóxicos y con precauciones normales, no representan riesgos para el personal de operación. La información detallada de toxicidad y problemas ecológicos de cada fluido térmico, debe proporcionarla el fabricante.

4) Estabilidad térmica. Este factor es importante pues determina la vida del fluido y por lo tanto su frecuencia de reemplazo. También afecta la vida útil del equipo, la eficiencia del sistema y la seguridad del proceso.

La deterioración de los fluidos térmicos puede ocurrir por dos causas, desintegración térmica u oxidación.

En la desintegración térmica, los enlaces carbono-hidrógeno se rompen, formando nuevos compuestos. Algunos pueden ser productos volátiles que disminuyen el punto de inflamación.

La desintegración térmica también puede producir materia menos volátiles como por ejemplo polímeros, que incrementan la viscosidad del fluido. Esta alta viscosidad disminuye el flujo, permitiendo que las temperaturas de película aumenten acelerando la desintegración térmica, incrementando la formación de compuestos de coque en las superficies del calentador y por último provocando fallas por sobrecalentamiento.

De manera similar, los productos de oxidación pueden llevar a la formación de materiales insolubles, que se depositan en las superficies de calentamiento, provocando que de nuevo la temperatura se incremente.

La temperatura máxima que debe alcanzar un fluido térmico es de 50°F arriba de su temperatura recomendada en operación. Si un sistema opera arriba de este exceso, entre dos y cuatro semanas perderá el 10% de flujo, atribuible a venteo de volátiles y deposición de carbón.

5) Eficiencia en la transferencia de calor. Una técnica muy general para comparar la eficiencia térmica, sin considerar una geometría particular, ni todos los factores que afectan la transferencia de calor, es determinar el coeficiente de película del fluido térmico, con la siguiente ecuación:

$$h = 0.023 Cp(\mu/D)^{0.2}(Pr)^{-0.067}(G)^{0.8}$$

Para un diámetro y temperatura dados.

-6) Los costos de inversión inicial para fluidos de transferencia de calor difieren ampliamente. Generalmente los aceites de petróleo y las sales inorgánicas son los menos costosos. Algunos fluidos orgánicos son bastante caros, particularmente los ésteres terfenílicos.

En sistemas en fase líquida, los costos de inversión inicial representan una parte significativa del costo total.

La decisión final se deberá basar en la comparación de los costos de inversión, considerando la vida del fluido esperada y el retorno a la inversión, contra los costos de calentamiento.

III.3 Materiales de construcción

Los materiales de construcción de un calentador a fuego directo dependen de variables que en la fase del diseño térmico se establecen, pues se ven directamente afectados por las condiciones de operación.

Los componentes estructurales del calentador que revisan una importancia mayor durante la evaluación son en primer término: el serpentín de calentamiento, la estructura del calentador y el refractario y aislante.

El serpentín de calentamiento consiste normalmente de un número de tubos conectados en serie por codos de 180° que sirven de retornos. Otro tipo de calentadores verticales presentan elementos de calentamiento en forma de un serpentín circunferencial completo.

Los factores que afectan la selección del material para el serpentín expuesto a elevadas temperaturas, son la vida de servicio del material, las condiciones dentro del horno y su costo.

La vida de servicio varía substancialmente para cada aplicación específica, e incluso para un mismo servicio es diferente el estimado por las compañías constructoras.

La temperatura y los esfuerzos a los que está sujeto el serpentín son tan cruciales como el medio al cual está expuesto. En los calentadores a fuego directo la temperatura del metal siempre será más grande que la temperatura del fluido en un punto dado. Esta diferencia puede incrementarse por la deposición o incrustación de coque. Por lo tanto se debe considerar, no solamente la temperatura de pared máxima inicial, sino también la temperatura del metal máxima después de cierto tiempo de operación.

Si anticipadamente se sabe de niveles de oxidación severos, la selección del material deberá prever una alta re-

sistencia a la incrustación.

Probablemente el factor de peso en la selección del material es su costo. Un acero con excelentes propiedades a temperaturas elevadas tendrá una aplicación limitada si su costo es prohibitivo.

La tabla III.5 muestra los materiales más comúnmente usados para la fabricación de los serpentines de calentamiento a su temperatura máxima de diseño.

El material más empleado es el acero al carbón, su amplio uso es reflejo de su bajo costo en relación a los otros materiales, se recomienda en medios donde la corrosión y oxidación son relativamente bajas.

Los aceros aleados empleados para servicios con altas temperaturas contienen molibdeno, cromo o silicio. El molibdeno es adicionado para mantener resistencia a altas temperaturas el cromo suprime la grafitización y mejora la resistencia a la oxidación; el silicio provee una alta resistencia a la oxidación.

Los aceros austeníticos agrupados como una familia, son esencialmente aleaciones de hierro, cromo y níquel; se emplean para manejar sustancias corrosivas o para resistir condiciones de oxidación severas a temperaturas arriba de 1500 °F.

El espesor del material se calcula en función de la presión de diseño y a los esfuerzos del material a la temperatura de diseño.

La estructura del calentador a fuego directo es la cubierta y las paredes externas; el material de construcción es generalmente acero reforzado para evitar deformaciones

En los calentadores a fuego directo verticales, la estructura sirve como miembro estructural de carga; es diseñado para soportar el serpentín de calentamiento, independientemente

te del refractario y se ajusta para soportar las cargas de plataformas y escaleras.

El material aislante y refractario tiene como función prevenir el sobrecalentamiento de la estructura, debido al paso del calor producido en la cámara de combustión. Se le llama refractario porque otro de sus objetivos es reradiar el calor que no es absorbido en el serpentín de calentamiento.

Las características que se consideran en la selección de estos materiales son las siguientes:

- 1) Temperatura extrema. Expuesto a temperaturas más allá de los límites de diseño, el material refractario puede fundirse o quebrarse.
- 2) Choques térmicos. Sometido a fluctuaciones frecuentes de temperaturas el material puede cuartearse.
- 3) Esfuerzos mecánicos. Las vibraciones anormales del calentador, pueden contribuir a la deterioración de algunos materiales refractarios.

Los esfuerzos debido a la expansión y contracción de la estructura afectan a estos materiales, el diseño mecánico debe considerar estos factores.

- 4) Erosión. Las cenizas producto de la velocidad de las corrientes del gas combustible, pueden causar erosión en el material aislante.
- 5) Ataque químico. Algunos combustibles contienen impurezas que reaccionan con los constituyentes del refractario.
- 6) Costo. La evaluación económica de los materiales refractarios es complicada, ya que los materiales que tienen las mejores propiedades aislantes a menudo tienen resistencias mecánicas bajas. La selección de un refractario representa un compromiso entre su valor aislante y su utilidad mecánica.

Los materiales refractarios comerciales se dividen en tres categorías:

a) Ladrillos refractarios. Son manufacturados a partir de mezclas de aserrín, coque y arcilla refractaria de alúmina, obteniéndose ladrillos porosos, con buenas características aislantes.

El rango de temperaturas de diseño para estos materiales es de 1000°F a 2800°F. Su uso en nuevas instalaciones ha disminuido debido a la práctica del sistema de preensamblado en fábrica de las secciones del calentador. Sin embargo su aplicación y demanda en procesos a altas temperaturas es muy grande.

b) Concreto refractario. Se trata de concreto aislante aplicado por vaciado o con pistola neumática. Para secciones preensambladas en fábrica, el método de aplicación con pistola bajo condiciones controladas, ha resultado ser un método económico. De cualquier forma la colocación del concreto es un trabajo de habilidad y las técnicas de aplicación, pueden significar la diferencia entre el éxito o fracaso de la instalación.

Los materiales que constituyen el concreto refractario son mezclas de Lumnita-Haydita-Vermiculita. La especificación del fabricante indica la relación en volumen que guarda la mezcla y sus propiedades como aislante.

El coeficiente de expansión es bajo, por lo que se emplea en áreas grandes sin la necesidad de juntas de expansión.

El rango de temperatura máxima de diseño es de 1800°F a 1900°F.

c) Fibra cerámica. Su desarrollo en el campo de los materiales refractarios para calentadores a fuego directo es más moderno.

Este revestimiento consiste de una capa principal, seguida por una o más capas de material de relleno. La diferencia estriba en que la primera capa tiene mayor densidad que

que las posteriores y sus propiedades aislantes son mejores.

Las ventajas de la fibra cerámica se derivan principalmente de su peso ligero y de su disponibilidad inmediata para operar, evitando procedimientos especiales de arranque, como por ejemplo curado o secado del material refractario.

IV

Evaluación De Un Paquete De Calentamiento

Este capítulo está dividido en cuatro secciones:

- IV.1 Evaluación térmica-hidráulica
- IV.2 Evaluación mecánica-estructural
- IV.3 Evaluación económica
- IV.4 Análisis de resultados

El primer punto, a su vez esta desglosado, en la metodología empleada para la evaluación de las secciones integrales - del calentador a fuego directo, del tanque de expansión, de las bombas y de la instrumentación y control.

En la evaluación mecánica-estructural, se describen los líneamientos generales que la rigen.

Para la evaluación económica, se determinan los factores y criterios necesarios para el costeo del equipo que constituye el paquete de calentamiento.

Por último, en el análisis de resultados, se resumen en -- forma de tabulaciones, las variables que se han determinado - en los puntos anteriores (evaluación térmica-hidráulica, mecánica-estructural y económica) y se plantean las consideraciones finales para la selección del servicio auxiliar de calentamiento en una plataforma de compresión.

IV.1.1 Consideraciones para la evaluación térmica de la zona de radiación

El método empleado en esta tesis para la evaluación de la zona de radiación esta basado en los trabajos de Lobo y Evans y de R.N. Wimpres.

El método consiste fundamentalmente en comparar mediante un balance global de calor, la energía cedida por los gases de combustión con las corrientes que la absorben; tomando en cuenta tanto la transferencia de calor por radiación como las aportaciones de calor por convección.

El flujo de calor radiante entre dos superficies reales a las temperaturas T_1 y T_2 esta dado por la ecuación IV.1

$$q_r = \sigma A F_{12}(T_1^4 - T_2^4) \quad \text{IV.1}$$

donde A es el área de una de las superficies y F es el factor de intercambio, el cual depende del área y arreglo de las superficies y de la emisividad y absortividad de cada una.

En los calentadores a fuego directo la superficie de absorción no es la que a simple vista se ve, pues el serpentín de calentamiento recibe la radiación de los gases -- calientes directamente y una fracción de esta es absorbida. El calor restante llega hasta el refractario que se encuentra enfrente de los tubos, este calor es reradiado. De nuevo parte de la energía reradiada es absorbida por el serpentín y el resto pasa a través de ellos.

Por lo anterior, la superficie de los tubos se reemplaza por una superficie de plano frío equivalente A_{cp} . Esta es igual a la longitud del serpentín multiplicada por la distancia centro a centro que separa a los tubos del serpentín.

Sin embargo, el serpentín no absorberá toda la energía radiada a la superficie de plano frío.

La superficie total de plano frío puede ser corregida por un factor de eficiencia α . Hottel ha publicado estos factores α como una función del arreglo de tubos y del espaciamiento.

Las gráficas para una o dos camas de tubos frente a una pared de refractario son reproducidas en la figura I. Al producto de la superficie de plano frío por el factor de eficiencia se le llama superficie equivalente de plano frío. Representa la superficie de un plano negro ideal que tiene la misma capacidad de absorción que el serpentín de calentamiento.

El término que falta por evaluar en la ecuación IV.1 es el factor de intercambio F, este factor depende directamente de la emisividad de los gases.

Considerando que los únicos constituyentes del gas combustible que contribuyen significativamente a la emisión radiante son el bióxido de carbono y el vapor de agua se deduce que la emisividad del gas depende de la concentración de cada uno de estos componentes, así como también de las dimensiones del horno, de las temperaturas del gas combustible y de las propiedades de la superficie absorbente.

Lobo y Evans han demostrado que la composición y efecto dimensional pueden ser representados por un único término que es la sumatoria de la presión parcial del bióxido de carbono y del agua multiplicada por la longitud media de la trayectoria del haz radiante l . La figura II relaciona la presión parcial p de los componentes radiantes, en función del exceso de aire para combustibles de hidrocarburos. Finalmente la emisividad es correlacionada como una función del producto pl y la temperatura de los gases de -

combustión, como se muestra en la figura III.

El factor de intercambio F , depende también de la cantidad de energía reradiada por el refractario. La analogía de este efecto esta basada en la relación que existe entre la superficie expuesta de refractario con el área equivalente de plano frío. El área expuesta de refractario es definida como el área de todas las paredes de la sección de radiación menos el área de plano frío equivalente del serpentín de calentamiento.

Con la figura IV se puede obtener el factor de intercambio F , en función de la emisividad de los gases y de la relación de las areas de refractario y de plano frío equivalente. Estas graficas toman en cuenta que el serpentín no absorbe toda la energía que llega a él, considerando una absorción de la superficie metálica de 0.9.

De acuerdo con lo anterior, la ecuación IV.1 puede transformarse en la siguiente ecuación:

$$q_r = \sigma \alpha A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) \quad \text{IV.2}$$

donde T_g es la temperatura de los gases de combustión y T_t es la temperatura del serpentín.

Para determinar la transferencia de calor por convección Lebo y Evans han hecho las siguientes simplificaciones:

El coeficiente por convección es aproximadamente igual a $2 \text{ BTU/hr pie}^2 \cdot \text{F}$, el área expuesta a la transferencia de calor por convección es equivalente a dos veces A_{cp} y el factor de intercambio F es igual a 0.57. Entonces la ecuación que representa la transferencia de calor por convección es:

$$q_c = 2(2 \alpha A_{cp}) \frac{F}{0.57} (T_g - T_t) \quad \text{IV.3}$$

$$= 7.0 \alpha A_{cp} F (T_g - T_t) \quad \text{IV.4}$$

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

$$q_R = q_r + q_c \quad \text{IV.5}$$

Substituyendo las ecuaciones IV.3 y IV.4 en la IV.5 se tiene la siguiente expresión:

$$q_R = \sigma \alpha A_{cp} F (T_g^4 - T_t^4) + 7 \alpha A_{cp} F (T_g - T_t) \quad \text{IV.6}$$

Rearreglando términos:

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = \sigma (T_g^4 - T_t^4) + 7 (T_g - T_t) \quad \text{IV.7}$$

R.N. Wimpres expresó la ecuación IV.7 en forma gráfica, en donde la relación $q_R / (\alpha A_{cp} F)$ se ve claramente, que es una función de las temperaturas del gas combustible y la pared del tubo. Ver figura V.

Para determinar la temperatura de los gases en la cámara de combustión, se realiza un balance de calor dentro del calentador.

El calor es suministrado a la sección de radiación de tres maneras: el calor liberado en la combustión q_1 , el calor sensible del aire empleado para la combustión q_a , y el calor sensible del combustible q_f . Este calor es absorbido por el serpentín q_R , otra parte es transportada en los gases de salida q_{g2} , y otra parte es el calor perdido a través de las paredes q_p . La ecuación de este balance es la siguiente:

$$q_1 + q_a + q_f = q_R + q_{g2} + q_p \quad \text{IV.8}$$

Despejando a q_R se tiene que:

$$q_R = q_1 + q_a + q_f - q_{g2} - q_p \quad \text{IV.9}$$

Dividiendo la ecuación anterior por $\alpha A_{cp} F$ y multiplicando y dividiendo por q_1 se obtiene:

$$\frac{q_R}{\alpha A_{cp} F} = \left(1 + \frac{q_a}{q_1} + \frac{q_f}{q_1} - \frac{q_{g2}}{q_1} - \frac{q_p}{q_1} \right) \frac{q_1}{\alpha A_{cp} F} \quad \text{IV.10}$$

Conociendo la carga térmica a remover en el calentador y estableciendo su eficiencia se determina el calor liberado q_1 . El calor sensible del aire q_a se calcula conociendo su temperatura de entrada, de igual forma se calcula el calor sensible del combustible. El calor debido a pérdidas se considera del 1 al 3% del calor total liberado. De esta manera el calor que sale de la cámara de radiación que se llevan los gases de combustión q_{g2} es la única incógnita de la ecuación IV.10.

De nuevo R.N. Wimpres gráfica el contenido de calor de los gases de combustión q_{g2}/q_1 en función de la temperatura y exceso de aire. Ver figura VI.

La solución, tanto numérica como gráfica de las ecuaciones - IV.7 y IV.10 dan como resultado el calor transferido en la sección de radiación y la temperatura de los gases de combustión.

IV.1.2 Consideraciones para la evaluación térmica de la zona de convección

La sección de convección se introdujo como parte integral de un calentador a fuego directo, con el propósito de absorber una mayor cantidad de carga térmica, contenida en los gases de combustión a la salida de la zona de radiación, aumentando así la eficiencia del equipo.

Los métodos de simulación y diseño de esta zona, evalúan un coeficiente global de transferencia de calor, en el cual se consideran las siguientes aportaciones:

- 1.- La transferencia de calor por convección de los gases calientes, determinada por el coeficiente individual de los gases.
- 2.- La radiación de los gases calientes. Esta contribución se determina como un coeficiente aparente.
- 3.- La radiación de las paredes refractarias. Su aportación se obtiene también como el punto anterior.

Las correlaciones empleadas para el cálculo del coeficiente individual de los gases, son particulares dependiendo del tipo de sección de convección.

J. Monrad a partir de trabajos experimentales, publicó la siguiente correlación para determinar el coeficiente de convección de los gases:

$$h_{cg} = \frac{2.14 (T_{pg})^{0.28} (G_{gc})^{0.6}}{d_o^{0.4}} \quad \text{IV.11}$$

donde: T_{pg} es la temperatura de película promedio de los gases de combustión en °R.

d_o es el diámetro exterior del tubo en pulgadas.

G_{gc} es la masa velocidad de los gases de combustión en lb/s ft²

La masa velocidad de los gases de combustión se define como:

$$G_{gc} = W_{gc} / A_{fgc} \quad \text{IV.12}$$

dónde: W_{gc} = flujo de las gases de combustión, en lb/seg.
 A_{fgc} = área libre, en pie^2 . El área libre que existe cuando no hay superficie extendida en los tubos de la sección de convección se calcula de la siguiente manera:

$$A_{fgc} = A_{nc} L_c - A_{pte} \quad \text{IV.13}$$

dónde: A_{nc} = ancho de la sección de convección, en pie^2 .
 L_c = largo de la sección de convección, en pie^2 .
 A_{pte} = área proyectada de los tubos de la sección de convección, en pie^2 .

La ecuación IV.11 aplica para los calentadores a fuego directo que tienen como sección de convección un banco de tubos horizontales, colocados arriba de la cámara de combustión. El serpentín de la zona de convección puede estar formado con tubos lisos, alutados o birlados.

Cuando se tiene cualquiera de los dos tipos de área extendida, el coeficiente de transferencia de calor h_c , debe corregirse por la relación de superficies lisa y extendida y por la eficiencia de las aletas o birlos, de acuerdo con la expresión siguiente:

$$h_{efc} = h_c \frac{(E A_{se} A_1)}{A_1} \quad \text{IV.14}$$

Donde: E = eficiencia de la superficie extendida, depende de las dimensiones de la aleta o birlo y de su conductividad térmica. Este valor es obtenido con las figuras VII y VIII.
 A_{se} = área de la superficie extendida total, en pie^2 / hilera.
 A_1 = área de superficie total de tubo liso, en pie^2 / hilera.

Para el caso particular de los calentadores a fuego directo con serpentín helicoidal, en donde el diámetro interno del serpentín absorbe calor radiante y el diámetro externo hace - las veces de sección de convección, la ecuación propuesta para el cálculo del coeficiente de convección de los gases es - la siguiente:

$$h_c = 0.6 \frac{k_g}{D_{eq}} (Re_g)^{0.5} (Pr_g)^{0.31} \quad \text{IV.15}$$

Donde: k_g = conductividad térmica de los gases de combustión.

D_{eq} = Diámetro equivalente del serpentín

Re_g = Número de Reynolds

Pr_g = Número de Prandtl

El diámetro equivalente puede ser obtenido de la siguiente forma:

$$D_{eq} = 4V_{fg} / d_o L_r \quad \text{IV.16}$$

Donde: V_{fg} = Volumen de los gases de combustión dentro de la sección de convección.

d_o = diámetro del serpentín

L_r = longitud del serpentín

De acuerdo a trabajos reportados por Hottel, el coeficiente de radiación de los gases, en la zona de convección se - puede estimar con la siguiente ecuación:

$$h_r = \frac{(1 + e_t)/2 (e_g T_g^4 - e_t T_t^4)}{(T_{gc} - T_t)} \quad \text{IV.17}$$

Donde: e_t = emisividad del serpentín

e_g = emisividad de los gases

T_{gc} = temperatura de los gases

T_t = temperatura del serpentín

La ecuación anterior se ha reportado gráficamente en función de la temperatura promedio de los gases, como se muestra en la gráfica IX. La temperatura promedio de los gases de combustión se define como la temperatura promedio del fluido térmico que va por dentro de los tubos más la diferencia media logarítmica de las temperaturas de los gases y del fluido térmico.

Monrad estableció la correlación para el cálculo del coeficiente aparente, debido a la radiación de las paredes del refractario:

$$h_{re} = 9.46 (T_{pc}/1000)^3 \quad \text{IV.18}$$

Donde: T_{pc} = temperatura de pared del tubo, en °R.

La cantidad de radiación de las paredes refractarias, se puede expresar como una fracción del calor transferido directamente al serpentín de tubos:

$$\beta = \frac{h_{re}}{h_c + h_r + h_{re}} \left(\frac{A_{re}}{A_1} \right) \quad \text{IV.19}$$

En donde h_c se substituye por h_{cc} si se trata de tubos con superficie aletada.

El coeficiente de transferencia de calor de los gases, tomando en cuenta todas las aportaciones, se puede obtener de la siguiente manera:

$$h_{cg} = (1 + \beta) (h_c + h_r) \quad \text{IV.20}$$

El coeficiente total de transferencia de calor para la sección de convección es la suma de los coeficientes del fluido térmico y de los gases, más los factores de ensuciamiento y la resistencia de la pared del tubo.

$$1/U = 1/h_{cg} + 1/h_i + R_o + R_i + e/K \quad \text{IV.21}$$

El coeficiente de transferencia para el fluido térmico puede ser calculado con la ecuación IV.67

$$h_i = 0.027 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.33} \frac{K}{D} \quad \text{IV.22}$$

Obtenido el coeficiente global U, se puede calcular el calor absorbido en la sección de convección

$$q_c = U A \text{LMTD} \quad \text{IV.23}$$

IV.1.3. Evaluación hidráulica

La caída de presión del fluido térmico esta afectada directamente por la geometría del equipo establecida en el diseño.

Esto significa una buena selección del diámetro del tubo, de la longitud del serpentín y dependiendo del tipo de calentador a fuego directo del número de pasos.

El criterio más empleado para evitar caídas de presión altas es el de mantener una velocidad máxima dentro del serpentín. Otra medida que se ha tomado, es la de recomendar una masa velocidad del fluido.

La tabla I' enlista los servicios de calentamiento más comunes que se pueden presentar con sus respectivas masa velocidad recomendadas.

La caída de presión para un fluido en una fase, ya sea líquido o vapor, puede ser calculada empleando los principios hidráulicos, de flujo de fluidos.

La siguiente ecuación permite la evaluación de la caída de presión con suficiente exactitud:

$$\Delta P = \frac{(0.00517)f (g')^2 (\bar{V})(L_{eq})}{d_i} \quad \text{IV.24}$$

donde: f = factor de fricción de fanning

g' = masa velocidad del fluido térmico, en Lb/ s pie²

\bar{V} = volúmen específico promedio del fluido térmico, en pie³/lb

d_i = diámetro interno, en pulg.

L_{eq} = longitud equivalente total, en pies

La longitud equivalente total L_{eq} es la suma de las longitudes de tramos rectos más las longitudes equivalentes de retornos y codos.

El factor de fricción de fanning esta en función del número de Reynolds y del diámetro interno del serpentín, como se ve en la figura X.

IV.1.4 Evaluación de la chimenea

La función de la chimenea es mantener el flujo de los gases de combustión en todas las zonas del calentador; debe provocar el tiro suficiente para dar salida a los productos de la combustión, evitando así el regreso de estos y cualquier sobrecalentamiento dentro del horno.

El término tiro es comunmente empleado para referirse a la diferencia de presión causado por el flujo de los gases en las secciones del horno, en los ductos y en la misma chimenea.

El tiro natural es el resultado de la diferencia de densidades de una columna de gases calientes y el aire frío de la atmósfera. Para inducir el flujo de los gases hacia la entrada de la chimenea, es necesario mantener una presión ligeramente menor que la presión atmosférica dentro del horno. Para asegurar la salida de los gases al exterior, la chimenea debe tener la suficiente altura para que la presión de la columna de gases calientes sea equivalente a la caída de presión de los gases en el horno, más la presión que ejerce el aire a la salida de la chimenea.

En una chimenea con tiro forzado se impulsa la entrada de el aire requerido para la combustión y posteriormente los gases de combustión son forzados a atravesar las diferentes secciones del horno, hasta su salida al exterior; esto implica el uso de un ventilador, que mantiene el equipo a presiones arriba de la presión atmosférica.

Tanto para chimeneas con tiro natural como para chimeneas con tiro forzado, se evalúan los siguientes puntos:

1.- Pérdidas de presión en el quemador, en la sección de convección, a la entrada y a la salida de la chimenea y en el controlador de tiro, también llamado damper.

La caída de presión en el quemador depende del tipo de -

de quemador empleado y su valor lo proporciona el fabricante.

La caída de presión en la sección de convección se puede - estimar de la siguiente manera:

$$\Delta P_{sc} = 0.5 P_{v,m\acute{a}x} \quad \text{IV.25}$$

donde: $P_{v,m\acute{a}x}$ es la presión equivalente a la energía cinética de los gases dividida entre el volumen específico:

$$P_{v,m\acute{a}x} = \frac{v^2}{2g_c} \frac{1}{V_s} \quad \text{IV.26}$$

donde: v = velocidad de los gases, este valor depende directamente del área libre de flujo.

g_c = aceleración de la gravedad:

En el caso de secciones de convección con superficie extendida, Schweppe y Terrijos han desarrollado correlaciones particulares para el cálculo de $P_{v,m\acute{a}x}$; así mismo la ecuación - IV.25 debe ser multiplicada por el número de hileras de tubos que constituyen la sección de convección.

Las pérdidas a la entrada de la chimenea pueden estimarse - a partir de la siguiente expresión:

$$\Delta P_{ech} = 0.5 P_{vch} \quad \text{IV.27}$$

donde P_{vch} se obtiene a partir de la velocidad de los gases a la entrada de la chimenea y de la densidad de los gases ca-
lientes:

$$P_{vch} = 1/2 \rho_{gc} v_{gch}^2 \quad \text{IV.28}$$

De forma similar la caída de presión a la salida de la chime-
nea es:

$$\Delta P_{sch} = 1.0 P_{vch} \quad \text{IV.29}$$

Y para el controlador de tiro:

$$\Delta p_{ct} = 1.5 p_{vch} \quad \text{IV.30}$$

2.- El efecto de tiro debido a la altura de la sección de convección

$$p_{ac} = h(\rho_a - \rho_{gc})g_c \quad \text{IV.31}$$

donde h = altura de la sección de convección

ρ_a = densidad del aire

ρ_{gc} = densidad de los gases de combustión en la sección de convección.

La suma algebraica de todos los términos anteriores nos da la caída de presión de los gases en el calentador:

$$\Delta p_{gc} = \Delta p_q + \Delta p_{sc} + \Delta p_{ech} + \Delta p_{sch} + \Delta p_{ct} + \Delta p_{ac} \quad \text{IV.32}$$

En la ecuación anterior falta evaluar la caída de presión por fricción en la chimenea. Este valor se puede evaluar en función de la altura de la chimenea y de su diámetro.

$$\Delta p_f = p_{vch} h_{ch} / 50 D_{ch} \quad \text{IV.33}$$

La caída de presión total en el calentador es:

$$\Delta p_{tgc} = \Delta p_{gc} + \Delta p_f \quad \text{IV.34}$$

En los calentadores con tiro forzado, la altura de la chimenea no satisface la caída de presión en el calentador. El tiro suministrado por la altura de la chimenea es:

$$p_{ch} = h_{ch}(\rho_a - \rho_{gch})g_c \quad \text{IV.35}$$

La diferencia entre la caída de presión total de los gases en el calentador ΔP_{tgc} y el tiro suministrado por la altura de la chimenea, es la presión que debe proporcionar el ventilador.

En los calentadores que operan con tiro natural, la caída de presión total en el calentador ΔP_{tgc} debe ser igual al tiro proporcionado por la altura de la chimenea P_{ch} .

IV.1.5 Evaluación del dimensionamiento del tanque de expansión

La evaluación del tanque de expansión determina si la capacidad de este, es suficiente para almacenar el volumen - expandido del fluido térmico a la temperatura máxima de operación.

El volumen máximo de expansión del fluido térmico puede ser obtenido de la siguiente forma:

$$V_{\text{máx exp}} = V_{\text{ts}} + \Delta V_{\text{máx exp}} \quad \text{IV.36}$$

donde: V_{ts} = capacidad total del circuito de calentamiento, en ft^3 .

$\Delta V_{\text{máx exp}}$ es la diferencia de volúmen debido a la expansión térmica del fluido, este valor puede obtenerse de:

$$\Delta V_{\text{máx exp}} = V_{\text{ts}} \left(\frac{\rho_{f1}}{\rho_{f2}} \right) \quad \text{IV.37}$$

donde: ρ_{f1} = densidad del fluido térmico a la temperatura - mínima de operación y ρ_{f2} = densidad del fluido térmico a - la temperatura máxima de operación.

El tanque de expansión deberá estar a las 3/4 partes de su capacidad a la temperatura máxima de operación; esto significa que el volumen del tanque de expansión será:

$$V_{\text{te}} = 0.75 V_{\text{máx exp}} \quad \text{IV.38}$$

De la misma manera y con ayuda de las relaciones altura-diámetro para la capacidad dada en la expresión IV.38, deberán verificarse los niveles normal y mínimo a sus correspondientes temperaturas.

IV.1.6 Evaluación hidráulica del sistema de bombeo

Antes de realizar la evaluación hidráulica del sistema de bombeo, se necesitan determinar algunos parámetros físicos - del sistema de calentamiento, para establecer las variables que quedarán fijas.

En primer lugar, se requiere conocer la energía que la - bomba transmite al fluido térmico manejado para subir su pre sión, también llamada potencia hidráulica. Esta se calcula - con la ecuación IV.39:

$$HP_h = \Delta P_b G_f / 1715 \quad \text{IV.39}$$

donde G_f = gasto de diseño del fluido térmico, en galones - por minuto.

ΔP_b es la presión diferencial de la bomba, en psi. Se calcu la restando la presión de descarga menos la presión de suc ción del sistema:

$$\Delta P_b = P_d + P_s \quad \text{IV.40}$$

La presión de descarga P_d , esta dada por la suma de los - siguientes conceptos:

$$P_d = P_2 + (Z_2 \rho_f / 2.31) + \Delta P_{frd} + \Delta P_{vc} + \Delta P_p \quad \text{IV.41}$$

donde: P_2 = presión del calentador a fuego directo, en psi.

Z_2 = altura a la que el fluido ha de llegar, en ft.

ΔP_{frd} = caída de presión por fricción en la tubería de des-- carga, en psi.

ΔP_{vc} = caída de presión en la válvula de control de la bomba en psi.

ΔP_p = caída de presión de la placa de orificio que sirve co- mo elemento de medición del flujo.

la presión de succión se determina como sigue:

$$p_s = p_1 + (Z_1 \text{s.g.}/2.31) - \Delta p_{\text{frs}} - \Delta p_e \quad \text{IV.42}$$

donde: p_1 = presión en el tanque de expansión, en psi.

Z_1 = altura desde el fondo del tanque hasta la línea de centro de la boquilla de succión.

s.g. = gravedad específica del fluido térmico.

Δp_{frs} = caída de presión por fricción en la línea de succión

Δp_e = caída de presión provocada por los equipos que están en la línea de succión, en psi.

La potencia hidráulica calculada en la ecuación IV.40 es esta basada en una eficiencia de la bomba del 100%, lo cual no es verdaderamente exacto. La potencia real mejor conocida como potencia al freno BHP, se calcula conociendo la eficiencia de la bomba:

$$\text{BHP} = \text{HP}_h / e \quad \text{IV.43}$$

La eficiencia depende del modelo y diseño de la bomba y - su valor es variable para cada fabricante.

El segundo término de comparación es la cabeza neta positiva de succión NPSH. Como se dijo anteriormente, el NPSH es la energía con que el fluido cuenta para producir la velocidad absoluta de entrada que se requiere en el ojo del impulsor. El NPSH es función del diseño de la bomba, por lo cual se tienen dos valores; el que proporciona el sistema llamado NPSH disponible y el NPSH requerido que depende del diseño - del impulsor.

El NPSH disponible debe ser siempre mayor, por lo menos - dos pies arriba del NPSH requerido para evitar problemas de cavitación y mal funcionamiento de la bomba. Esto se logra con la elevación del tanque de expansión.

Para calcular el NPSH disponible se tiene la siguiente expresión:

$$\text{NPSH}_d = (p_1 - p_v) \frac{2.31}{\text{s.g.}} + Z_1 - (\Delta p_{\text{frs}}) \frac{2.31}{\text{s.g.}} \quad \text{IV.44}$$

donde: p_v = presión de vapor del fluido térmico, en psi, y el NPSH_d esta dado en pies.

Para fijar inicialmente la elevación del recipiente se puede estimar el NPSH requerido, auxiliandose de las curvas de las bombas de fabricantes.

IV.1.7 Evaluación del control y la instrumentación

La instrumentación del calentador a fuego directo esta en función del control de las siguientes variables:

- 1.- Flujo de fluido térmico. En casos de bajo flujo de -- fluido térmico, se puede llegar a sobrecalentamiento y -- coquización. Así mosmo se puede producir la vaporización del fluido térmico, incrementando la caída de presión , y si se presenta flujo mínimo crítico, causará sobrecalentamiento dsl tubo.
- 2.- Relación de quemado. Normalmente este factor esta gobernado por la temperatura de salida del fluido térmico.
- 3.- Suministro de aire. El flujo de aire se ajusta con con troladores, colocados en el plenum o en la entrada del -- abastecimiento de aire. Generalmente se emplean controles manuales para calentadores a fuego directo con tiro natural, pero este puede ser automatizado para mejorar su eficiencia.

Si se emplean ventiladores con tiro forzado, el flujo - de aire puede ser controlado por un regulador de tiro a la entrada del ventilador o un control de velocidad para el - ventilador. La señal para accionarlo esta gobernada por la relación aire-combustible del sistema de control.

La instrumentación secundaria pero no por eso menos importante es la siguiente:

- 1.- Indicadores de temperatura por paso. Estos son empleados como pstrones de medición para la circulación de flujo por paso y para los balances de la temperatura a la salida tambien para cada paso. Deberán ser colocados muy cerca de la salida de la cámara de combustión.
- 2.- Indicadores de temperatura en la cámara de combustión. Proveen información sobre el quemada en la cámcara de combustión y sirven tambien para modular los niveles de tempe

ratura del refractario.

3.- Indicadores de temperatura en la chimenea. Suministrán información sobre la eficiencia y el calor liberado por el combustible y el ensuciamiento de los tubos.

4.- Termopares. Las temperaturas excesivas a las que se ve sometido el metal en algunas partes del calentador a fuego directo, pueden disminuir su resistencia; los termopares son indicadores de la relación de quemado, para que de esta manera se determinen las necesidades de ajuste de flujo, así como también se pueda estimar la vida útil del material.

5.- Indicadores de presión. Proveen información de las caídas de presión del fluido térmico, del gas combustible y del aire.

Las alarmas y paros de seguridad se emplean para flujo mínimo de fluido térmico, baja presión o flujo de combustible. Se incluyen alarmas por flujo máximo de fluido térmico, por temperatura alta en la chimenea y por falla de flama.

El sistema de bombeo se instrumenta de acuerdo al control de una sola variable. Esta variable generalmente es la capacidad a la descarga de la bomba, por consiguiente se requiere de una válvula de control de flujo.

Para conocer la caída de presión a la succión y a la descarga de la bomba, se colocan indicadores de presión. Se deben colocar dispositivos de seguridad, como interruptores por bajo flujo.

Un dispositivo adicional que tienen las bombas es un filtro temporal, el cual impedirá que los objetos sólidos lleguen a introducirse a la bomba.

El tanque de expansión requiere como instrumentación mínima indicadores e interruptores por alto y bajo nivel, indicador de temperatura y de presión, indicador de flujo y válvula de seguridad.

IV.2 Evaluación mecánica-estructural

La evaluación mecánica-estructural tiene el propósito de analizar los puntos que a continuación se detallan, - determinando si su aplicación o selección es la adecuada.

De lo contrario, es necesario evaluar si estos factores son apreciablemente negativos para la operación, y si lo son como deben modificarse considerando sus posibles efectos.

- 1.- Los materiales a emplear en la fabricación de todas - las secciones del calentador a fuego directo, que comprenden: el serpentín de calentamiento, la estructura, refractario, chimenea, quemadores, ventilador, y todos los soportes y elementos estructurales del horno. Así como también los materiales de construcción de las bombas y del tanque de expansión.
- 2.- Espesores de los equipos tomando en cuenta la oxidación, la erosión, irradiación y la corrosión permisible, a las temperaturas y presiones de diseño y operación.
- 3.- Esfuerzos térmicos y mecánicos, reacciones y movimientos asociados con presión, temperatura y fuerzas externas.
- 4.- Los procesos de soldadura y relevado de esfuerzos empleados en las partes que requieran estos procedimientos.
- 5.- Las dimensiones de la estructura y de los elementos estructurales que forman parte de ella, los cuales deberán soportar el peso propio del calentador y todas las acciones debidas a operación, mantenimiento y fenómenos naturales.
- 6.- Los procedimientos de inspección y prueba que deberán aplicarse a los equipos integrantes del paquete de calentamiento.

IV.3 Evaluación económica .

El complemento de la evaluación de un paquete de calentamiento, es la realización de un análisis económico de los aspectos contables involucrados.

El objetivo de la evaluación económica es considerar las propuestas que satisfagan los requerimientos técnicos del servicio al menor costo en valor presente.

La evaluación económica se realiza de acuerdo a dos tipos diferentes de costos:

- 1) Inversión inicial
- 2) Costos totales anuales

La inversión inicial comprende las erogaciones que se realizan para adquirir el equipo que constituye el paquete de calentamiento; estos egresos solo se presentan una vez. Están representados por los costos de fabricación del calentador a fuego directo, del tanque de expansión, del sistema de bombeo, de la instrumentación y control, accesorios y partes de repuesto, así como también los costos de transportación, instalación y pruebas de los equipos.

Los costos totales anuales están clasificados, de acuerdo a sus posibilidades de control, en costos fijos y costos variables.

Los costos fijos son aquellos que relativamente no cambian con las fluctuaciones de la operación. Los conceptos que se cuentan como costos fijos son la amortización y los gastos de mantenimiento.

La amortización se calcula de la siguiente manera:

$$A = I_t \frac{i}{1 - (1 + i)^{-n}} \quad \text{IV.45}$$

donde: A = amortización o cantidad total de dinero que deberá pagarse por el uso del capital en intervalos iguales de tiempo.

i = tasa de interés por período
 $A.A$ = años de vida útil del equipo
 n = periodos por año

El mantenimiento se considera como un porcentaje del precio del equipo.

Los costos fijos son la suma de los costos de amortización y mantenimiento:

$$CF = A + M \quad \text{IV.46}$$

Los costos variables son aquellos cuya cantidad aumenta o disminuyen en proporción a la producción, como en este caso -- se trata de un sistema auxiliar, estos costos variarán en -- proporción a la forma operativa del sistema.

Los costos variables están constituidos por los gastos de gas combustible, de energía eléctrica y de fluido térmico.

El costo de gas combustible esta dado por:

$$CGC = c_{gc} G_{gc} t_{op} \quad \text{IV.47}$$

donde: CGC = costo del gas combustible por año /año.

c_{gc} = precio unitario del gas combustible en /ft cúbico.

t_{op} = horas de operación por año.

Como en las plataformas marinas, generalmente la generación de energía eléctrica se realiza por medio de turbogeneradores que usan gas combustible dulce, el costo de la energía eléctrica esta dado:

$$CEE = (BHP_b + BHP_v) Q_{gc} t_{op} / LHV \quad \text{IV.48}$$

donde: CEE = costo de energía eléctrica por año, en /año

BHP_b = potencia consumida por la o las bombas, en HP

BHP_v = potencia consumida por el ventilador, en HP

c_{gc} = consumo calorífico de gas combustible, en BTU/BHP hr.
 LHV = poder calorífico inferior del gas combustible, en --
 BTU/ft³.

Los costos del fluido térmico estan dados por:

$$CFT = c_{ft}(F_i + W_{rf}t_{op}) \quad \text{IV.49}$$

donde: CFT = costos del fluido térmico por año, en /año.

c_{ft} = costo unitario del fluido térmico, en /lb.

F_i = carga inicial de fluido térmico, en lb.

W_{rf} = fluido térmico de reposición, en lb/hr. :

Los costos totales anuales quedan determinados por la suma de los tres conceptos anteriores:

$$CV = CGC + CEE + CFT \quad \text{IV.50}$$

y los costos totales anuales:

$$CTA = CF + CV \quad \text{IV.51}$$

Para manejar estos valores, en una base comparativa, se requiere llevarlos a valor presente. Esto es evaluar la cantidad de dinero que debe gastarse durante el período de vida del equipo, llevado a la fecha de referencia, la cual generalmente es la fecha de arranque del equipo.

Expresado en forma matemática se tiene:

$$V.P. = CTA \left(\frac{1 + (1+i)^{-n} A.A.}{i} \right) \quad \text{IV.52}$$

En el proceso de adquisición de un paquete de calentamiento se realiza la evaluación comercial. Esta toma como base la evaluación económica junto con varios parámetros de selección. Es decir las propuestas con menor costo en valor

presente y mejores términos de cumplimiento tanto técnicos como comerciales, con respecto a lo solicitado por el usuario será el proveedor seleccionado.

En la fase de estudio de prefactibilidad técnica económica de un proyecto, la evaluación económica se realiza con la ayuda que proporciona la literatura abierta.

Los métodos de costeo más conocidos son el de Guthrie, y Gallagher.

IV.4 Análisis de Resultados

Una vez realizadas las evaluaciones térmica-hidráulica, mecánica-estructural y económica, se procede a elaborar la tabulación de los resultados, con el fin de hacer un análisis de las variables necesarias para la selección de un determinado paquete de calentamiento.

En primer término, el formato nº 1, muestra los datos que deben tabularse, para el caso de propuestas de fabricantes, -- dentro de un proyecto de adquisición.

Este primer formato unicamente indica las condiciones técnicas que deben compararse; específicamente los resultados de la evaluación térmica hidráulica del calentador a fuego directo.

Estos datos incluyen las condiciones de operación, las cuales serán suministradas por el usuario, y los datos de diseño proporcionados por el fabricante, comparados con la evaluación -- realizada por la firma de ingeniería.

El formato nº 2, contiene los resultados de la evaluación -- del tanque de expansión y de las bombas.

La instrumentación y control mínimos que debe tener el paquete de calentamiento sujeto a evaluación, están contemplados en el formato nº 3.

Para efectuar la evaluación de los fabricantes, se toma como base la información proporcionada en la requisición junto -- con la información suministrada por los proveedores, de acuerdo con los cuestionarios técnico y comercial que se incluyen -- dentro del paquete de requisición.

Si las propuestas de los fabricantes contienen diferentes -- tipos de calentadores a fuego directo, se procederá a colocar una primer columna con los datos suministrados por un fabricante, a continuación la segunda columna contendrá los resultados obtenidos en la evaluación correspondiente; la tercer columna

contendrá los datos del segundo fabricante, y la siguiente columna su respectiva evaluación, continuandose de la misma manera para todos los proveedores invitados a cotizar.

Para el caso de estudios técnico-económicos, solamente se tendrán los resultados de cada uno de los paquetes de calentamiento propuestos en la generación de alternativas del estudio en cuestión.

La evaluación mecánica-estructural esta resumida en los formatos nº 4 y 5, los cuales son simplemente una recomendación organizada de los puntos más generales de esta especialidad.

El último formato esta construido para analizar las condiciones comerciales, evaluando de esta manera el aspecto económico.

Aquí se tabulan los precios del calentador a fuego directo, los costos fijos anuales, los costos de operación, los costos variables anuales y el valor presente total. Adicionalmente, para la selección del fabricante se tabular los precios de las partes de repuestos, costos de supervisión para la erección, flete y seguro, porcentaje de integración nacional, garantías que ofrecen los fabricantes en la construcción y operación del equipo, las cláusulas de penalización por fallas y retraso en el tiempo de entrega, los tiempos de entrega de los dibujos y del equipo; los términos de pago, la validez de la oferta, las formulas de escalación por variación de precios; el peso del equipo listo para embarque, el lugar de entrega del equipo y el tiempo estimado de erección. Se deberá indicar si los fabricantes cumplen o no con los requisitos técnicos. Así mismo se anotará al fabricante seleccionado y las razones de su recomendación.

Para estudios técnico-económicos se recomienda emplear el formato nº 6, pues es imposible a este nivel, evaluar todos los aspectos antes mencionados. En este formato se indicará la alternativa seleccionada y el porque de su elección.

V

Algoritmo de Cálculo

De acuerdo con el capítulo anterior, a continuación se describe una secuencia lógica, en forma de diagrama de flujo para la evaluación de los dos tipos de calentadores a fuego directo verticales más empleados en plataformas de compresión.

Este algoritmo muestra las consideraciones y las diferencias entre la evaluación de la zona de radiación y de la zona de convección, de los calentadores a fuego directo con serpentín helicoidal y los calentadores a fuego directo con tubos verticales.

INICIO

q_d, t_1, t_2, t_r
Prop. físicas l.t.
Prop. físicas g.c.
LHV, t_{agc}, t_{aa}, n

$$q_1 = q_d/n$$

$$q_r = \sigma_r q_d$$

1 = CÉDTV
2 = CFDSH

$$A_r = q_r / (q/A)_{rec}$$

Geometría prop.
 $N_p, d_o, d_1, pitch,$
 (H/D) ← A

$$L_r = A_r / s_t^1$$

$$NTR = \sqrt{A_r / (H/D) s_t^1} \cdot pitch$$

$$L_{tr} = A_r / NTR s_t^1$$

$$D_{ct} = NTR / pitch$$

I

$$A_r = q_r / (q/A)_{rec}$$

Geometría prop.
 $d_o, d_1, (H/D), pitch$

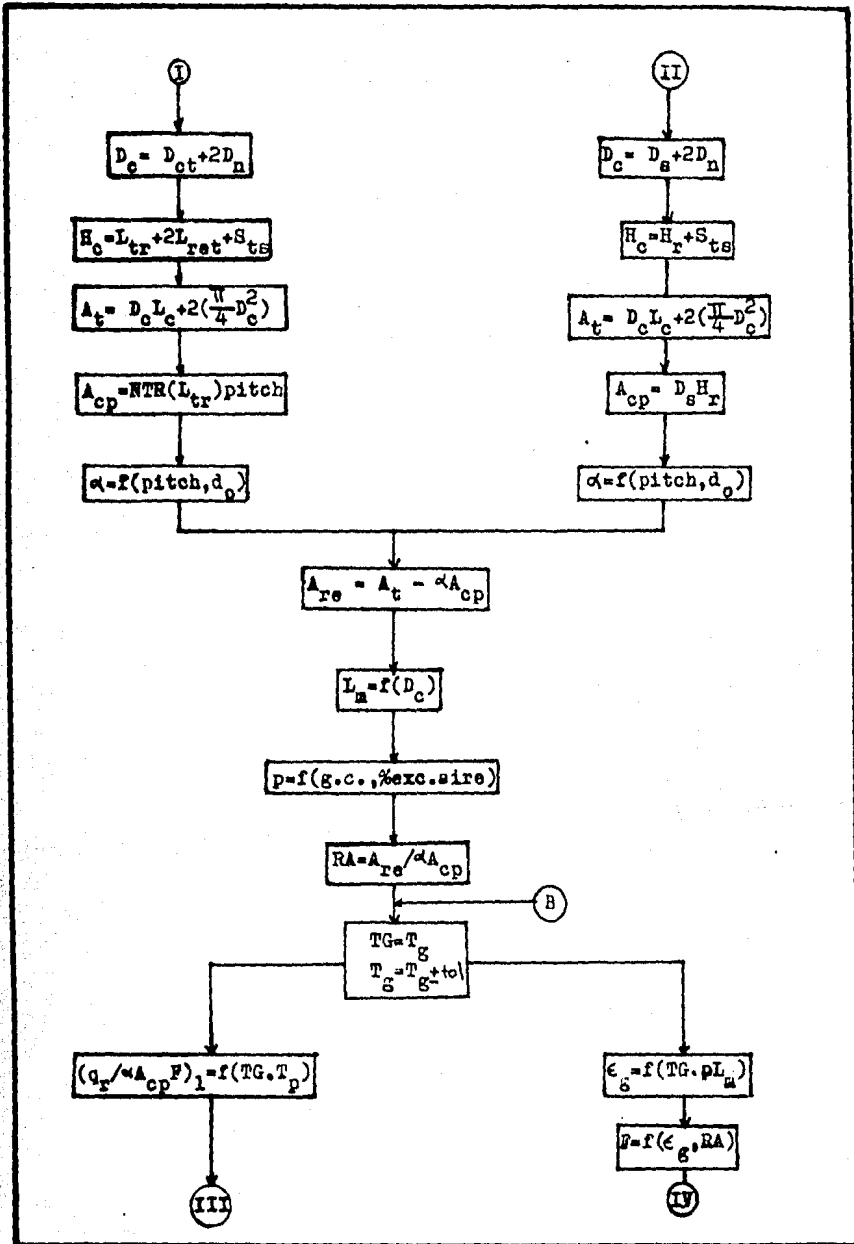
$$L_r = A_r / s_t^1$$

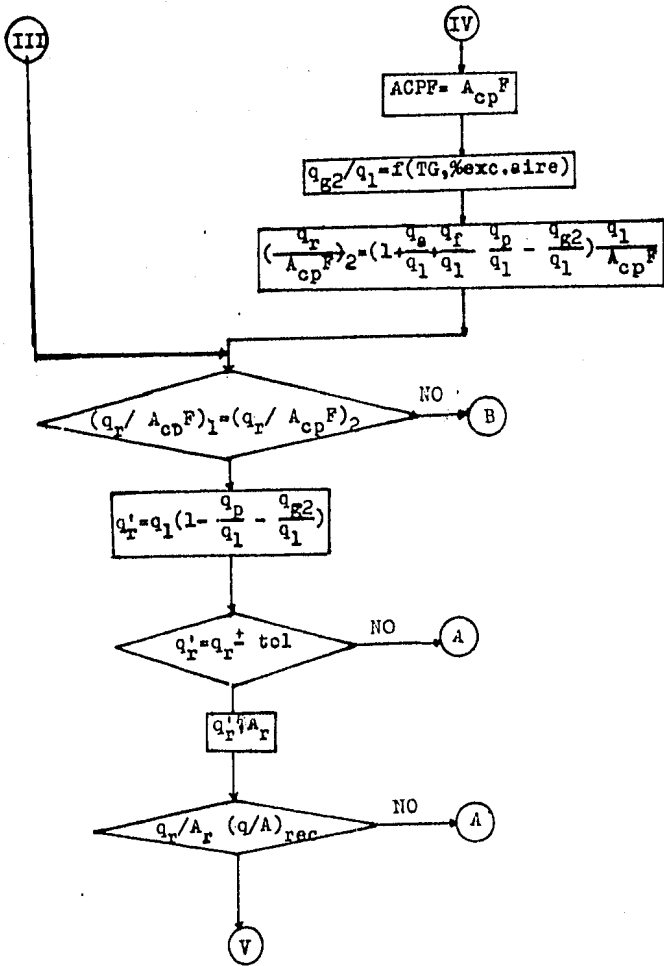
$$D_B = -y + \sqrt{y^2 - 4w(-z)^1} / 2w$$

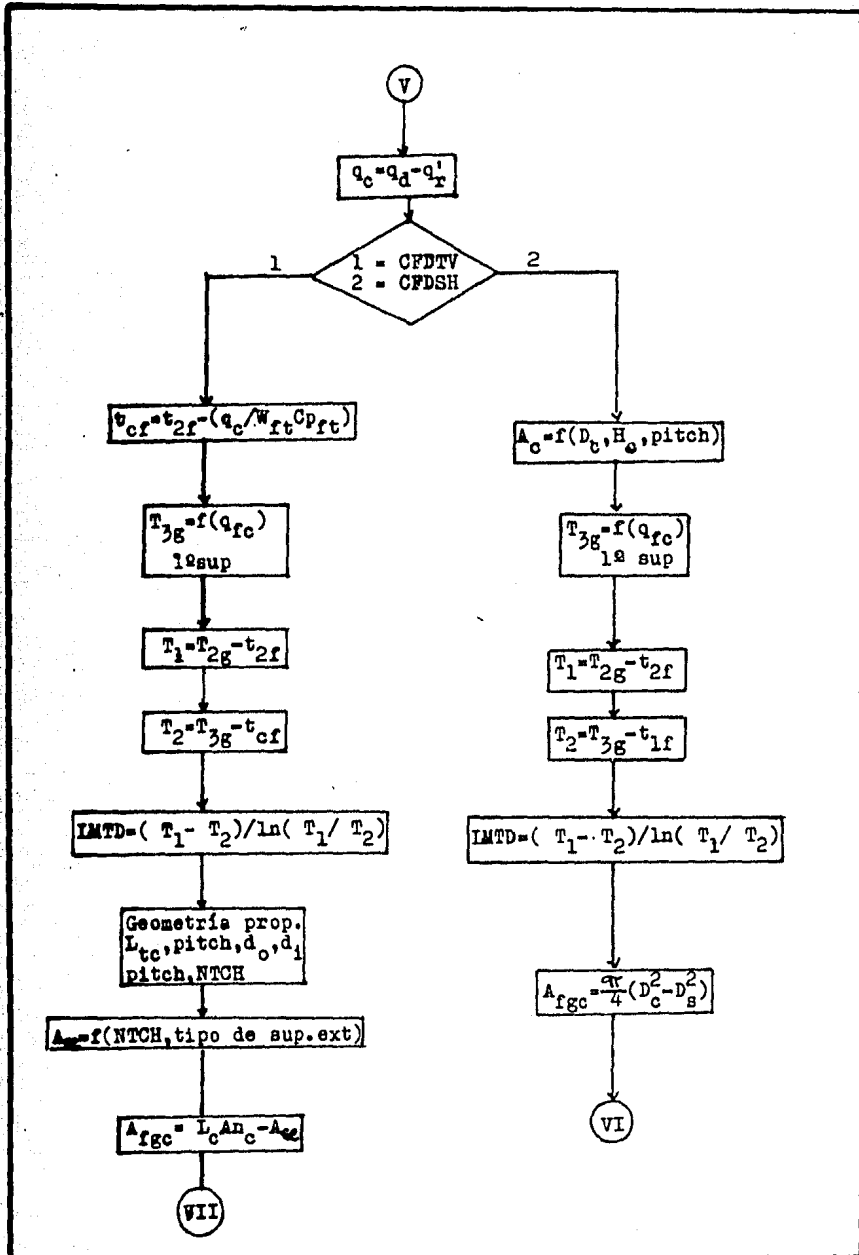
$$H_r = (H/D) D_B$$

$$N = (H_r - D_o) / pitch$$

II







VII

$$G_{gc} = W_{gc} / A_{fgc}$$

$$T_{gc} = t_f + \text{IMTD}$$

$$T_{pg} = t_f + (\text{IMTD}/2)$$

$$A'_{cp} = NTCH_e L_{tc} \text{pitch}$$

$$q_{s1} = (1 - \infty) A'_{cp} F (T_{gc}^4 - T_{pg}^4)$$

$$h_c = 2.14 (T_{pg})^{1/4} (i_{gc})^{1/6} / (d_o)^{1/4}$$

$$E = f(\text{tipo } \delta_{ren} \text{ ext})$$

$$h_{efc} = h_c ((EA_{cs} + A_1) / A_1)$$

$$h_{re} = 9.46 (T_{pc} / 1000)^3$$

$$h_r = f(T_{gc}, T_{pc})$$

$$A_{re} = 2L_{tc} \text{pitch}'$$

VIII

VI

$$G_{gc} = W_{gc} / A_{fgc}$$

$$T_{gc} = t_f + \text{IMTD}$$

$$D_{eq} = 4V_{fg} / (\pi D_o L_r)$$

$$Re_g = D_{eq} G_{gc} / \mu_g$$

$$Pr_g = \overline{Cp}_g \mu_g / k_g$$

$$h_c = 0.6 (k_g / D_{eq}) (Re)^{1/2} (Pr)^{0.33}$$

$$h_{re} = 9.46 (T_{pc} / 1000)^3$$

$$h_r = f(T_{gc}, T_{pc})$$

$$A_{re} = D_c H_c + (\frac{\pi}{2} D_c^2)$$

VIII

VIII

$$\beta = f(h_c, h_{efc}, h_{re}, h_r, A_{re}, A_s, A_l)$$

$$h_{cg} = (1 + \beta)(h_c + h_r)$$

$$1/U = 1/h_{cg} + 1/h_i + R_o + R_i + e/K_m$$

$$q_c = UA_c \text{IMTD} + q_{s1}$$

CFD=1 NO

$$f = f(Re, d_1)$$

$$(L/D_1)_{eq} = f(n_{re}, N_c, l_{re})$$

$$L_{eq} = (L/D_1)_{eq} D_1 + L_{tr}$$

IX

$$f = f(Re, d_1)$$

$$(L/D_1)_{eq} = f(r_s/D_1)$$

$$L_{eq} = (L/D_1)_{eq} D_1$$

IX

IX

$$\Delta P = \frac{f(L_{eq})G^2 V^3}{D_i}$$

VI

Ejemplo Numérico

La finalidad del ejemplo numérico que se presenta a continuación, es la de ilustrar la evaluación propuesta en capítulos anteriores.

El procedimiento llevado a cabo muestra el cálculo de un paquete de calentamiento que contiene un calentador a fuego directo cilíndrico vertical, en donde el serpentín de calentamiento se arregla helicoidalmente. La parte interna del serpentín absorbe calor radiante, mientras que la parte externa hace las veces de sección de convección absorbiendo calor de los gases calientes que salen de la sección de radiación. Estos gases son forzados a pasar entre la separación del serpentín y la pared del refractario, de tal manera que se favorezca la transferencia de calor por convección.

El mismo procedimiento se realizó para un calentador con tubos verticales, como serpentín de calentamiento para la zona de radiación. El serpentín de tubos de la sección de convección es un banco horizontal de tubos con superficie extendida, localizado arriba de la cámara de combustión.

Los resultados obtenidos, así como también el comportamiento de ambos equipos se reportan al final del capítulo.

La evaluación térmica-hidráulica y la evaluación económica se presentan en tablas comparativas con datos proporcionados por fabricantes de estos equipos.

La información necesaria para efectuar la evaluación, fue obtenida de las necesidades de calentamiento de una plataforma de compresión, ubicada en el Golfo de México.

A. Condiciones de proceso para el sistema de calentamiento

Tipo de Servicio: Calentamiento con fluido térmico en fase líquida para múltiples servicios a diferentes temperaturas.

Carga térmica

Normal:	MMBTU/hr	15.00
De Diseño:	"	20.25

Flujo de fluido térmico

Normal:	lb/hr	313800.0
De Diseño:	"	376550.0

Temperatura

De entrada		
Normal:	°F	372.0
A las condiciones de diseño:	"	360.0
De salida:	"	470.0

Presión

De entrada:	lb/in ²	70.0
De salida:	"	40.0
Caída de presión disponible:	"	30.0

B. Disponibilidad de gas combustible

Se utilizará gas combustible dulce procedente de la planta de endulzamiento.

Composición y características:

Componente	Composición(%mol)
Metano	60.015
Etano	16.080
n-Butano	1.205
i-Butano	3.344
n-Pentano	0.522
i-Pentano	0.592
n-Hexano	0.438
Heptano(+)	0.207
Bióxido de carbono	4.973
Agua	0.198
Nitrógeno	2.008

Peso molecular: 25.83

Poder calorífico inferior: 16380 BTU/lb

C. Disponibilidad de fluido térmico

Se empleará aceite de calentamiento tipo Dowtherm "G-40"

Características y propiedades:

Composición: mezcla de compuestos de Di y Tri-aril-eter

Color: líquido café o ambár

Punto de cristalización: abajo de 40°F

Temperatura de autoignición: arriba de 1030°F

Peso molecular promedio: 215

Intervalo de temperatura de trabajo: 12 a 650 °F

Factor de ensuciamiento: 0.001 BTU/°F hr ft²

Propiedades físicas: Ver fig. VI.1 y VI.2

**PRELIMINARES PARA LA
EVALUACION**

1.- Cálculo del flujo de combustible

$$W_c = q_1 / LHV$$

$$W_c = 25.31 \times 10^6 \text{ BTU/hr} / 16380.6 \text{ BTU/lb} \\ = 1545.27 \text{ lb/hr}$$

2.- Cálculo del oxígeno estequiométrico requerido para la combustión

$$O_{2 \text{ est}} = \left(\frac{3n+1}{2} \right) y_1$$

CH ₄	Y ₁ = 0.600	O ₂ = 1.2003
C ₂ H ₆	= 0.160	= 0.5629
C ₃ H ₈	= 0.104	= 0.5207
C ₄ H ₁₀	= 0.043	= 0.2956
C ₅ H ₁₂	= 0.011	= 0.0912
C ₆ H ₁₄	= 0.006	= 0.0612
		<hr/>
		O _{2 est} = 2.7319 lbm/lbm _c

3.- Cálculo del aire requerido para la combustión

$$W_a = (O_{2 \text{ est}} \times \% \text{exc. aire}) \times \\ \times PM_{O_2} \times RPA \times \frac{W_c}{PM_c}$$

$$W_a = (2.7319 \times 1.15) \text{ lb}_m / \text{lb}_{m_c} \times (32 \text{ lb/lbm}) \\ \times 4.16 \text{ lba/lb} \times (1545.27 \text{ lb/hr} / 25.8 - \\ \text{lb/lbm}_c) \\ = 25089.1 \text{ lb aire/hr}$$

4.- Cálculo del flujo de gases de combustión

$$W_{gc} = W_a + W_c$$

$$W_{gc} = 25089.1 + 1545.27 \\ = 26634.42 \text{ lb/hr}$$

**EVALUACION DE LA ZONA DE
RADIACION**

1.- Eficiencia esperada η :

$$\eta = 0.8$$

2.- Cálculo del calor total liberado

$$q_1 = q_d / \eta$$

$$q_1 = 20.25 \text{ MMBTU/hr} / 0.8 \\ = 25.31 \text{ MMBTU/hr}$$

3.- Cálculo de la carga -
térmica por absorber
en radiación

$$q_r = 0.7 q_d$$

$$q_r = 0.7 (20.25 \text{ MMBTU/hr}) \\ = 14.175 \text{ MMBTU/hr}$$

4.- Cálculo de la superficie
de radiación

$$A_r = q_r / (q/A)_{rec}$$

$$A_r = 14.175 \times 10^6 \text{ BTU/hr} / 7173 \text{ BTU/hr ft}^2 \\ = 1976 \text{ ft}^2$$

5.- Geometría propuesta:

$$d_o = 6.625 \text{ in}$$

$$d_i = 6.025 \text{ in}$$

$$(H/D) = 2.5$$

$$\text{pitch} = 6.625 \text{ in}$$

6.- Cálculo de la longitud
del serpentín de radia-
ción

$$L_r = A_r / a_t$$

$$L_r = 1976 \text{ ft}^2 / 1.734 \text{ ft}^2/\text{ft} \\ = 1139.56 \text{ ft}$$

7.- Cálculo del diámetro
del serpentín

$$L_r = wD_s^2 - yD_s - z$$

donde:

$$w = (H/D) / \text{pitch}$$

$$y = (d_o / \text{pitch}) - (H/D)$$

$$z = d_o / 12$$

$$1139.56 = 7.854D_s^2 + 1.94D_s - 0.552$$

Resolviendo la ecuación:

$$D_s = 9.0 \text{ ft}$$

8.- Cálculo de la altura de la zona de radiación

$$H_R = (H/D) D_B$$

$$H_R = (2.5)(9.0 \text{ ft}) \\ = 22.5 \text{ ft}$$

9.- Cálculo del número de vueltas del serpentín

$$N = (H_R - D_0) / \text{pitch}$$

$$N = (22.5 \text{ ft} - 0.552 \text{ ft}) / 0.552 \text{ ft} \\ = 39.76 \quad N = 40$$

10.- Corrección de la longitud del serpentín

$$L_R = N (D_B)^2 + (\text{pitch})^2$$

$$L_R = 40 (9.0 \text{ ft})^2 + (0.552)^2 \\ = 1131.19 \text{ ft}$$

11.- Corrección de la altura del serpentín

$$H_R = (N \times \text{pitch}) + D_0$$

$$H_R = 40(0.552 \text{ ft}) + 0.552 \text{ ft} \\ = 22.632 \text{ ft}$$

12.- Cálculo del diámetro total del calentador

$$D_C = D_B + 2D_N$$

$$D_C = 9.0 \text{ ft} + 2(0.552 \text{ ft}) \\ = 10.104 \text{ ft}$$

13.- Cálculo de la altura del calentador

$$H_C = H_R + S_{ts}$$

$$H_C = 22.632 \text{ ft} + 1.0 \text{ ft} \\ = 23.632 \text{ ft}$$

14.- Cálculo del área total de las superficies del calentador

$$A_t = D_C H_C + 2 \left(\frac{\pi}{4} D_C^2 \right)$$

$$A_t = (10.104 \text{ ft})(23.632) + \frac{\pi}{2} (10.104 \text{ ft})^2 \\ = 910.508 \text{ ft}^2$$

15.- Cálculo del área de plano frío

$$A_{cp} = \pi D_s H_r$$

$$A_{cp} = \pi(9.0ft)(22.632ft) \\ = 639.90 \text{ ft}^2$$

16.- Cálculo del área efectiva del refractorio

$$A_{re} = A_t - A_{cp}$$

$$A_{re} = 910.508ft^2 - (1.0)(639.90ft^2) \\ = 270.608ft^2$$

17.- Estimación de la longitud media del haz radiante

$$L_m = 1.0 D_s$$

$$L_m = 1.0 (9.0ft) \\ = 9.0 \text{ ft}$$

18.- Obtención de la presión parcial de los gases

Con la gráfica II

$$p = f(15\% \text{ de exceso de aire}) \\ p = 0.24 \text{ atm}$$

19.- Cálculo de la relación de áreas del refractorio y del plano frío

$$A_{re} / A_{cp}$$

$$A_{re} / A_{cp} = 270.608 \text{ ft}^2 / 639.90 \text{ ft}^2 \\ = 0.42$$

Evaluación de la temperatura promedio del tubo

20.- Cálculo del número de Reynolds del fluido - térmico

$$Re = D_1 g' / \mu$$

$$Re = \frac{0.5054 \text{ ft} (1876863 \text{ lb/hr ft}^2)}{1.536 \text{ lb/hr ft}} = 617275.14$$

donde:

$$g' = W_{ft} / (\pi/4) D_1^2$$

$$g' = (376550 \text{ lb/hr}) / (\pi/4) (0.505 \text{ ft})^2 = 1876863 \text{ lb/hr ft}^2$$

21.- Cálculo del número de Prandtl para el fluido

$$Pr = \bar{C}_p \bar{\mu} / \bar{k}$$

$$Pr = \frac{(0.485 \text{ BTU/hr} \cdot \text{F}) (1.536 \text{ lb/hr ft})}{0.0715 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F/ft}} = 10.423$$

22.- Cálculo del coeficiente de película del fluido térmico

$$h_i = 0.027 \frac{k}{D_1} (Re)^{.8} (Pr)^{.33}$$

$$h_i = 0.027 \left(\frac{0.0715 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F/ft}}{0.505 \text{ ft}} \right) \times (617275.14)^{.8} (10.423)^{.33} = 355.0998 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F}$$

23.- Cálculo de la diferencia de temperatura a través de la película del fluido

$$\Delta T_f = \frac{(q/A)_{\text{rec}} \left(\frac{D_0}{D_1} \right)}{h_i}$$

$$\Delta T_f = \frac{(7226.67 \text{ BTU/hr ft}^2) \left(\frac{6.625 \text{ ft}}{6.065 \text{ ft}} \right)}{355 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F}} = 22.23 \cdot \text{F}$$

24.- Cálculo de la temperatura de pared

$$t_p = T_{2f} + \Delta T_f$$

$$t_p = 470 \cdot F + 22.23 \cdot F \\ = 492.23 \cdot F$$

25.- Cálculo de la diferencia de temperatura del tubo

$$T_m = \frac{(q/A)_{\text{rec}} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) e_B}{K_m}$$

$$T_m = \frac{7226.67 \text{ BTU/hr ft}^2 \left(\frac{6.625 \text{ ft}}{6.0625 \text{ ft}} \right) 0.281 \text{ in}}{325 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot F/\text{in}} \\ = 6.8 \cdot F$$

26.- Cálculo de la temperatura de la pared del tubo promedio

$$T_p = t_p + \frac{T_m}{2}$$

$$T_p = 492.23 \cdot F + (6.8/2 \cdot F) \\ = 495.63 \cdot F$$

27.- Cálculo de la fracción de calor absorbidos en radiación

$$\frac{q_r}{A_{cp} F} = \left(1 + \frac{q_a}{q_1} + \frac{q_f}{q_1} - \frac{q_p}{q_1} - \frac{q_{g2}}{q_1}\right) \times \left(\frac{q_1}{A_{cp} F}\right) \dots I$$

- 1^a Suponer T_g
- 2^a Evaluar ϵ_g figura III.
- 3^a Evaluar F figura IV
- 4^a Calcular $\alpha A_{cp} F$
- 5^a Obtener q_{g2}/q_1 fig. VI
- 6^a Calcular $q_r/A_{cp} F$

Consideraciones:

No hay precalentamiento de aire

$$q_a = 0.0$$

No hay precalentamiento de combustible

$$q_f = 0.0$$

Calor por pérdidas

$$q_p = 0.015 q_1$$

$T_{g\text{sup}}$	1800	1600	°F
ϵ_g	0.40	0.42	
F	0.445	0.46	
$\alpha A_{cp} F$	291.15	294.35	ft ²
$\frac{q_1}{A_{cp} F}$	86938.37	85993.39	BTU/hr ft ²
$\frac{q_{g2}}{q_1}$	0.465	0.415	
$\frac{q_r}{A_{cp} F}$	45207.95	49016.23	BTU/hr ft ²

28.- Cálculo de la fracción de calor cedida por los gases de combustión

- 1^a Suponer T_g
- 2^a Obtener $q_r/A_{cp} F$ con $T_{g\text{sup}}$ y T_p en la figura V

$T_{g\text{sup}}$	1800	1600	°F
T_p	495.	495.	°F
$q_r/A_{cp} F$	52000.	36000.	BTU/hr ft ²

29.- Obtención de la temperatura de salida de los gases

Gráficar los datos obtenidos en los puntos 27 y 28. En la intersección de estas curvas se obtiene T_{gs} y la fracción de calor absorbida en radiación

De la intersección de las curvas:

$$T_{gs} = 1628 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q_{g2}/q_1 = 0.43$$

30.- Cálculo de la carga térmica absorbida en radiación

$$q_r = q_1 \left(1 + \frac{q_2}{q_1} + \frac{q_{g2}}{q_1} \right)$$

$$q_r = 25.31 \times 10^6 \text{ BTU/hr } (1 + 0.015 + 0.43) \\ = 1404835.5 \text{ BTU/hr}$$

31.- Cálculo del porcentaje de calor absorbido en radiación

$$\%q_r = (q_r/q_1) \times 100$$

$$\%q_r = \frac{14048435 \text{ BTU/hr}}{20250000 \text{ BTU/hr}} \times 100 \\ = 69.38$$

32.- Comprobación de $(q/A)_{rec}$.

$$(q/A)_{rec} = q_r/A_r$$

$$q_r/A_r = 14048435 \text{ BTU/hr} / 1961.48 \text{ ft}^2 \\ = 7162.14 \text{ BTU/hr ft}^2$$

EVALUACION DE LA ZONA DE CONVECCION

1.- Carga térmica a remover en convección

$$q_c = q_d - q_r$$

$$q_c = 20250000 \text{ BTU/hr} - 14048435 \text{ BTU/hr} \\ = 6201565 \text{ BTU/hr}$$

2.- Cálculo del área de convección

A_c = área del serpentín expuesta a calor por convección

$$A_c = 1961.48 \text{ ft}^2 / 2 \\ = 980.74 \text{ ft}^2$$

3.- Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas

$$\text{IMTD} = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1}{T_2}}$$

$$T_{2g_{sup}} = 600 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Gas comb. } T_{1g} = 1628 \text{ }^\circ\text{F} \quad T_{2g} = 600 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Fluido t. } t_{2f} = 470 \text{ }^\circ\text{F} \quad t_{1g} = 360 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_1 = 1158 \text{ }^\circ\text{F} \quad T_2 = 240 \text{ }^\circ\text{F}$$

donde:

$$T_1 = T_{1g} - t_{2f}$$

$$T_2 = T_{2g} - t_{1f}$$

$$\text{IMTD} = \frac{1158 - 240}{\ln \frac{1158}{240}} \\ = 583.29 \text{ }^\circ\text{F}$$

4.- Cálculo del área de flujo de los gases de combustión en la zona de convección

$$A_{fgc} = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - D_g^2)$$

$$A_{fgc} = \frac{\pi}{4} ((10.104 \text{ ft})^2 - (9.0 \text{ ft})^2) \\ = 16.564 \text{ ft}^2$$

5.- Cálculo de la masa velocidad de los gases de combustión

$$G_{gc} = W_{gc} / A_{fgc}$$

$$G_{gc} = 26634.42 \text{ lb/hr} / 16.564 \text{ ft}^2 \\ = 1607.902 \text{ lb/ht ft}^2 \\ = 0.4466 \text{ lb/seg ft}^2$$

6.- Cálculo del diámetro equivalente para el flujo de los gases

$$D_{eq} = 4V_f / \pi D_o L$$

donde:

$$V_f = V_{zc} - V_s$$

$$V_{zc} = A_{fgc} N_{pitch}$$

$$V_s = \frac{\pi}{4} D_o L_r$$

$$V_{zc} = (16.564 \text{ ft}^2)(0.552 \text{ ft})(40) = 365.80 \text{ ft}^3$$

$$V_s = \frac{\pi}{4} (0.552 \text{ ft}^2)(1131.19 \text{ ft}) = 270.79 \text{ ft}^3$$

$$V_f = 365.80 \text{ ft}^3 - 270.79 \text{ ft}^3 = 95.01 \text{ ft}^3$$

$$D_{eq} = 4(95.01 \text{ ft}^3) / \pi(0.552 \text{ ft})1131.19 \text{ ft} = 0.1937 \text{ ft}$$

7.- Cálculo del número de Reynolds para los gases de combustión

$$Re_g = D_{eq} G_{gc} / \mu_g$$

$$Re_g = \frac{0.1937 \text{ ft} (1607.902 \text{ lb/hr ft}^2)}{0.089 \text{ lb/hr ft}} = 3468.96$$

8.- Cálculo del número de Prandtl para los gases de combustión

$$Pr_g = C_{p_g} \mu_g / k_g$$

$$Pr_g = \frac{0.2996 \text{ BTU/lb}\cdot\text{F} (0.089 \text{ lb/hr ft})}{0.05046 \text{ BTU/hr ft}^2\cdot\text{F/ft}} = 0.533$$

9.- Cálculo del coeficiente de convección de los gases de combustión

$$h_o = 0.6 \frac{k}{D_{eq}} (Re)^{0.5} (Pr)^{0.33}$$

$$h_o = 0.6 \left(\frac{0.05046 \text{ BTU/hr ft}^2\cdot\text{F/ft}}{0.1937 \text{ ft}} \right) \times (3468.96)^{0.5} (0.533)^{0.33} = 8.196 \text{ BTU/hr}\cdot\text{F ft}^2$$

10.- Cálculo del coeficiente de convección del fluido térmico

$$h_i = 0.027 \left(\frac{k_f}{D_i} \right) (Re)^{.8} (Pr)^{.33}$$

$$h_i = 355.0998 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F}$$

calculado en el punto 22 de la evaluación de la zona de radiación

11.- Corrección del coeficiente del fluido térmico para serpentines helicoidales

$$h_{ic} = h_i \left(1 + 3.5 \left(\frac{D}{D_s} \right) \right)$$

$$h_{ic} = 355.0998 \frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \cdot \text{F}} \left(1 + 3.5 \left(\frac{0.505 \text{ ft}}{9.0 \text{ ft}} \right) \right)$$

$$h_{io} = h_{ic} \left(\frac{d}{d_i} \right)$$

$$= 424.895 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F}$$

$$h_{io} = 424.895 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F} \left(\frac{6.065 \text{ in}}{6.625 \text{ in}} \right)$$

$$= 388.97 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F}$$

Cálculo de la temperatura promedio de pared del serpentín

12.- Cálculo de la diferencia de temperatura a través de la película del fluido

$$T_{fc} = \frac{(q_c/A_c)(d_o/d_i)}{h_{io}}$$

$$T_{fc} = \frac{(6.2015 \times 10^6 \text{ BTU/hr} / 980.74 \text{ ft}^2)}{388 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F}} \times$$

$$\times (6.625 \text{ in} / 6.065 \text{ in})$$

$$= 17.8 \cdot \text{F}$$

13.- Cálculo de la temperatura de pared

$$t_p = t_{2f} + T_{fc}$$

$$t_p = 470 \cdot \text{F} + 17.8 \cdot \text{F}$$

$$= 488.8 \cdot \text{F}$$

14.- Cálculo de la diferencia de temperatura - del tubo

$$T_m = \frac{(q_c/A_c)(d_o/d_i)^{e_s}}{K_m}$$

$$T_m = \frac{6323.33 \text{ BTU/hr ft}^2 \left(\frac{6.625 \text{ in}}{6.065 \text{ in}}\right)^{0.28 \text{ in}}}{325 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F/in}}$$

$$= 5.95 \cdot \text{F}$$

15.- Cálculo de la temperatura promedio de la pared del tubo

$$T_{pc} = t_p + \frac{T_m}{2}$$

$$T_{pc} = 488.8 \cdot \text{F} + \frac{5.95 \cdot \text{F}}{2}$$

$$= 491.76 \cdot \text{F}$$

16.- Cálculo del coeficiente aparente de las paredes del refractario

$$h_{re} = 9.46(T_{pc}/1000)^3$$

$$h_{re} = 9.46(951.76 \cdot \text{R}/1000)^3$$

$$= 8.15 \text{ BTU/hr} \cdot \text{F ft}^2$$

17.- Cálculo del coeficiente aparente debido a la radiación de los gases de combustión

$$h_r = f(T_{gc}, T_{pc})$$

h_r de la gráfica IV.12

$$T_{gc} = T_f + \text{IMTD}$$

$$T_{gc} = \frac{360 + 470}{2} \cdot \text{F} + 583.29 \cdot \text{F}$$

$$= 998.2 \cdot \text{F}$$

$$h_r = f(998.2 \cdot \text{F}, 491.76 \cdot \text{F})$$

$$= 2.0 \text{ BTU/hr} \cdot \text{F ft}^2$$

18.- Cálculo de la fracción de calor directamente transferido

$$\beta = \frac{h_{re}}{h_c + h_{re} + h_r} \left(\frac{A_{re}}{A_g} \right)$$

$$\beta = \frac{8.15}{8.196 + 8.15 + 2.0} \left(\frac{910.50}{1961.48} \right)$$

$$= 0.206$$

$$A_{re} = D_c H_c + 2 \left(\frac{\pi}{4} D_c^2 \right)$$

19.- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de los gases

$$h_{cg} = (1+\beta)(h_c + h_r)$$

$$h_{cg} = (1+0.206)(8.196+2.0) \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F} \\ = 12.296 \text{ BTU/hr ft}^2 \cdot \text{F}$$

20.- Cálculo del coeficiente total de transferencia por convección

$$1/U = 1/h_{cg} + 1/h_i + R_o + R_i + e/K$$

$$1/U = 1/12.296 + 1/388.97 + 0.002 + \\ + 0.28/325$$

$$U = 11.52 \text{ BTU/hr} \cdot \text{F ft}^2$$

21.- Cálculo de la carga térmica absorbida en la zona de convección

$$q_c = U A_c \text{ LMTD}$$

$$q_c = 11.52 \text{ BTU/hr} \cdot \text{F ft}^2 (980.74 \text{ ft}^2) 583 \cdot \text{F} \\ = 6590083.2 \text{ BTU/hr}$$

EVALUACION DE LA CAIDA DE PRESION DEL FLUIDO TERMICO

1.- Obtención del factor de fricción

$$f = \phi(Re, d_i)$$

figura X

$$f = \phi(617275, 6.065 \text{ in})$$

$$= 0.0038$$

2.- Cálculo de $(L/D_i)_{eq}$ equivalente del serpentín

$$(L/D_i)_{eq} = \phi(r_s/d_i)$$

figura XI

$$r_s/D_i = 4.5 \text{ ft} / 0.505 \text{ ft}$$

$$= 8.9035$$

de la figura:

$$(L/D_i)_{eq} = N_c - 1(R_1 + R_c) + R_t$$

$$R_t = 27.5$$

$$R_1 = 14$$

$$R_c = 13.5/2 = 6.75$$

$$N = 40 \text{ vueltas}$$

$$N_c = 160$$

$$(L/D_i)_{eq} = 159(14 + 6.75) + 27.5$$

$$= 3326.75$$

3.- Cálculo de la longitud equivalente total

$$L_{eq} = (L/D_i)_{eq} D_i$$

$$L_{eq} = (3326.75)(0.505 \text{ ft})$$

$$= 1681 \text{ ft}$$

4.- Cálculo de la caída de presión

$$\Delta P = \frac{(0.00517)f(G')^2 V' L_{eq}}{d_i}$$

$$\Delta P = \frac{0.00517(0.0038)(521.35)^2(1681)0.0168}{6.065}$$

$$= 24.86 \text{ Psi}$$

EVALUACION DE LA CHIMENEA

1.- Cálculo de la masa velocidad de los gases de combustión en la chimenea

$$G_{gch} = W_{gc} / ((\pi/4) D_{ch}^2)$$

$$G_{gch} = 26634.42 \text{ lb/hr} / 0.785(2.5 \text{ ft})^2$$

$$= 5425.9 \text{ lb/hr ft}^2$$

2.- Cálculo de la velocidad de los gases de combustión en la chimenea

$$v_{gch} = G_{gch} / \rho_{gch}$$

$$v_{gch} = 1.507 \text{ lb/seg ft}^2 / 0.0358 \text{ lb/ft}^3$$

$$= 42.1 \text{ ft/seg}$$

3.- Cálculo de la caída de presión a la entrada de la chimenea

$$\Delta P_{ech} = K \left(\frac{v_{gch}^2}{2g_c} \rho_{gch} \right)$$

$$P_{ech} = \frac{K((42.1 \text{ ft/seg})^2(0.0358 \text{ lb/ft}^3))}{32.2 \text{ ft/seg}^2}$$

$$= 0.4926 \text{ lb/ft}^2$$

$$= 0.0947 \text{ in H}_2\text{O}$$

4.- Cálculo de la caída de presión a la salida de la chimenea

$$\Delta P_{sch} = \frac{v_{gch}^2}{2g_c} \rho_{gch}$$

$$P_{sch} = \frac{K(42.1 \text{ ft/seg})^2(0.0388 \text{ lb/ft}^3)}{32.2 \text{ ft/seg}^2}$$

$$= 1.0678 \text{ lb/ft}^2$$

$$= 0.2053 \text{ in H}_2\text{O}$$

5.-Cálculo de la caída de presión en el controlador de tiro

$$\Delta P_{ct} = 1.5 \frac{v_{gch}^2}{2g_c} \rho_{gch}$$

$$P_{ct} = \frac{0.75(42.1 \text{ ft/seg})^2(0.0358 \text{ lb/ft}^3)}{32.2 \text{ ft/seg}^2}$$

$$= 1.4779 \text{ lb/ft}^2$$

$$= 0.2842 \text{ in H}_2\text{O}$$

6.- Cálculo de la velocidad de los gases en la sección de convección

$$v_{gsc} = g_{gc}/\rho_{gc}$$

$$v_{gsc} = 0.446 \text{ lb/seg ft}^2 / 0.0242 \text{ lb/ft}^3$$

$$= 18.43 \text{ ft/seg}$$

7.- Cálculo de la caída de presión en la sección de convección

$$\Delta P_{sc} = 0.5 \frac{v_{gsc}^2}{2g_c} \rho_{gc}$$

$$P_{sc} = \frac{0.5(18.43 \text{ ft/seg})^2(0.0242 \text{ lb/ft}^3)}{32.2 \text{ ft/seg}^2}$$

$$= 0.0638 \text{ lb/ft}^2$$

$$= 0.0122 \text{ in H}_2\text{O}$$

8.- Efecto de tiro de la sección de convección

$$\Delta P_{ac} = h(\rho_a - \rho_{gc})g_c$$

$$P_{ac} = 22.5 \text{ ft}(0.0709 - 0.0242)\text{lb/ft}^3 \times$$

$$\times 32.2 \text{ ft/seg}^2$$

$$= 33.83 \text{ lb/ft}^2$$

$$= 6.50 \text{ in H}_2\text{O}$$

9.- Efecto de tiro de la chimenea

$$P_{ch} = h_{ch}(\rho_a - \rho_{gch})g_c$$

$$P_{ch} = 37.5 \text{ ft}(0.0709 - 0.0358)\text{lb/ft}^3 \times$$

$$\times 32.2 \text{ ft/seg}^2$$

$$= 42.38 \text{ lb/ft}^2$$

$$= 8.15 \text{ in H}_2\text{O}$$

10.- Cálculo de la caída de presión por fricción en la chimenea

$$\Delta P_f = P_{vch} h_{ch} / 50 D_{ch}$$

$$\begin{aligned} P_f &= 0.9852 \text{ lb/ft}^2 (37.5 \text{ ft}) / 50 (2.5 \text{ ft}) \\ &= 0.2955 \text{ lb/ft}^2 \\ &= 0.056 \text{ in H}_2\text{O} \end{aligned}$$

11.- Caída de presión en el quemador

$$\Delta P_q = f(\text{tipo de quemador})$$

De fabricante q_r 8 in H₂O

12.- Cálculo de la caída de presión total

$$\begin{aligned} \Delta P_{tgc} &= P_q + P_{sc} + P_{ech} + P_{sch} + P_{ct} \\ &\quad + P_{ac} + P_{ch} + P_f \end{aligned}$$

ΔP_q	+ 8.0	in H ₂ O
ΔP_{sc}	+ 0.0122	"
ΔP_{ech}	+ 0.0947	"
ΔP_{sch}	+ 0.2053	"
ΔP_{ct}	+ 0.2842	"
ΔP_{ac}	+ 6.50	"
ΔP_{ch}	- 8.15	"
ΔP_f	+ 0.056	"
ΔP_{tgc}	+ 7.0024	"

13.- Cálculo de la potencia estática que debe suministrar el ventilador

$$sHP = 1.573 \times 10^{-4} Q_a P_{tgc}$$

$$\begin{aligned} sHP &= 1.573 \times 10^{-4} (5500 \text{ SCFM}) (7 \text{ in H}_2\text{O}) \\ &= 6.05 \text{ HP} \end{aligned}$$

EVALUACION DEL TANQUE DE
EXPANSION

1.- Cálculo del volumen
máximo de expansión
del fluido térmico

$$V_{\text{máx exp}} = V_{\text{ts}} \left(1 - \frac{P_{f1}}{P_{f2}}\right)$$

$$\begin{aligned} V_{\text{máx exp}} &= 440 \text{ ft}^3 \left(1 - (69.5/57.5)\right) \\ &= 91.82 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

2.- Cálculo del volumen
del tanque de expansión

$$V_{\text{te}} = V_{\text{máx exp}} / 0.75$$

$$\begin{aligned} V_{\text{te}} &= 91.82 \text{ ft}^3 / 0.75 \\ &= 122.43 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

**EVALUACION HIDRAULICA DE
LA BOMBA**

1.- Cálculo de la presión
de succión

$$P_s = P_1 + (Z_1 s.g. / 2.31) - P_{fr} \quad P_s = 3.55 \text{ lb/in}^2 + (15 \text{ ft}(0.965) / 2.31) - 0.1$$

$$= 10 \text{ lb/in}^2$$

2.- Cálculo de la presión
de descarga

$$P_d = P_2 + (Z_2 s.g. / 2.31) + P_{fd} + P_{vc} + P_{pp} \quad P_d = 60 \text{ lb/in}^2 (22.5 \text{ ft})(0.965) / 2.31 +$$

$$+ 0.3 \text{ lb/in}^2$$

$$= 70 \text{ lb/in}^2$$

3.- Cálculo de la presión
diferencial de la bomba

$$P_b = P_d - P_s \quad P_b = 70 \text{ lb/in}^2 - 10 \text{ lb/in}^2$$

$$= 60 \text{ lb/in}^2$$

4.- Cálculo de la potencia
hidráulica de la bomba

$$HP_h = P_b G_f / 1715 \quad HP_h = 60 \text{ lb/in}^2 (748 \text{ GPM}) / 1715$$

$$= 30.53 \text{ HP}$$

5.- Cálculo de la potencia
al freno de la bomba

$$BHP = HP_h / e \quad BHP = 30.53 / 0.6$$

$$= 50.$$

D. Bases para la evaluación económica

Los costos fijos anuales fueron evaluados de acuerdo a la siguiente información:

Interés: 54% anual

Años 10

Factor de mantenimiento 3% anual

Para los costos de operación anuales se tienen los siguientes precios, referidos a instalaciones costa afuera:

Combustible	\$ 199200/MMPCS
Energía Eléctrica	2543.94 BTU/hr HP y \$199200/MMPCS
Fluido Térmico	\$ 300000/ton

E. Análisis de Resultados

A continuación se presentan las tabulaciones de los resultados para los dos fabricantes ya mencionados, de acuerdo al siguiente orden y características:

FABRICANTE A Extranjero

Propuesta: Paquete de Calentamiento en fase líquida

Tipo de Calentador a Fuego Directo: Vertical Cilíndrico de serpentina helicoidal

FABRICANTE B Extranjero

Propuesta: Paquete de Calentamiento en fase líquida

Tipo de Calentador a Fuego Directo: Cilíndrico con serpentín de tubos verticales y sección de convección en flujo cruzado

RESULTADOS EVALUACION TERMICA-HIDRAULICA DE UN PAQUETE
DE CALENTAMIENTO

Equipo: Calentador a fuego directo

Hoja 1 de 2

Servicio Suministro de los servicios
auxiliares de calentamiento
Planta: Plataforma de Compresion
Localización: Sonda de Campeche

DESCRIPCION	UNIDADES	EVAL. A	FABRICANTE A	EVAL. B	FABRICANTE B
CONDICIONES DE OPERACION					
Fluido térmico		Dewtherm G	Dewtherm G	Dewtherm G	Dewtherm G
Flujo	lb/hr	376550.0	376550.0	376550.0	376550.0
Temperatura de entrada	°F	360.0	360.0	360.0	360.0
Temperatura de salida	°F	470.0	470.0	470.0	470.0
Presión de entrada	psi	70.0	70.0	70.0	70.0
Caída de presión	psi	24.86	27.0	27.0	26.2
Combustible		Gas Combustible	Gas Combustible	Gas Combustible	Gas Combustible
Flujo	lb/hr	1545.27	1545.27	1545.27	No Indica
Exceso de aire	%	15.0	15.0	15.0	15.0
Calor total liberado	BTU/hr	25310000.0	25310000.0	25030000.0	25310000.0
DATOS DE DISEÑO					
Dimensiones totales					
Largo/Ancho/Altura	pies	12.84/11.0/46	12.84/11.0/46	9.4/54.0	9.4/54.0
Sup. total de trans. calor	pies cuad.	1976.0	1976.0	4134.0	4134.0
Peso del calentador en op.	lb	—	68800.0	—	67600.0
Zona de radiación					
Sup. de trans. calor	pies cuad.	1976.0	1976.0	1191.0	1191.0
Longitud total del serpen.	pies	1139.	No Indica	1011.0	No Indica
Longitud tubos/n ²	pies	—	—	22/38	22/38
Diámetro círculo serpen.	pies	9.00	No Indica	8.06	No Indica
Diámetro tubos/cedula	in	6/40	6/40	4/40	4/40
Dimensiones de la zona					
Largo/Ancho/Altura	pies	11/22.65	11/22.65	9.4/24.0	9.4/24.0
Calor absorbido	BTU/hr	14048435.0	No Indica	1470000.0	14175000.0
Zona de convección					
Tipo de superficie					
Sup. de trans. calor	pies cuad.	988.0	No Indica	2963.0	2963.0
Longitud total	pies	22.63	No Indica	—	No Indica
Longitud tubos/n ²		—	—	8/20	8/20

RESULTADOS EVALUACION TERMICA-HIDRAULICA DE UN PAQUETE
DE CALENTAMIENTO

Equipo: Calentador a fuego directo hoja 2 de 2

Servicio: Suministro de los servicios
auxiliares de calentamiento
Planta: Plataforma de Compresión
Localización: Sonda de Campeche

DESCRIPCION	UNIDADES	EVAL. A	FABRICANTE A	EVAL. B	FABRICANTE B
Coefficiente trans. calor	BTU/hr ft ² ·F	11.52	No Indica	44.9	No Indica
Calor Absorbido	BTU/hr	6590083.	No Indica	6680000.0	6075000.0
Chimenea					
Diámetro	pies	2.5	2.5	3.5	3.5
Altura	pies	37.5	37.5	15.0	15.0
Caida de presión	in H ₂ O	0.356	No Indica	0.3012	No Indica
Efecto de tiro	in H ₂ O	2.15	No Indica	0.114	No Indica
Ventilador					
Tipo de tiro		Forjado	Forjado	Forjado	Forjado
Potencia	HP		50.0		30.0
Presión estática	in H ₂ O	7.0	No Indica	6.0	7.0
Tamaño/número		-	- / uno	-	- / uno
Quemadores					
Tipo		Paquete-gas	Paq	Paquete-gas	Paquete-gas
Fabricante					
Número		UNO	UNO	UNO	UNO
Calor liberado por Quemador	MMBTU/hr	-		-	

Notas:

El fabricante B no cumple con la carga térmica requerida

RESULTADOS EVALUACION TERMICA-HIDRAULICA DE UN PAQUETE
DE CALENTAMIENTO

Equipo: Tonque de expansión y bombas hoja / de /

Servicio Suministro de los Servicios
auxiliares de calentamiento
Planta Plataforma de Compresión
Localización Sonda de Campache

DESCRIPCION	UNIDADES	EVAL. A	FABRICANTE A	EVAL. B	FABRICANTE B
TANQUE DE EXPANSION TERMICA					
Número de equipos		UNO	UNO	UNO	UNO
Posición		Horizontal	Horizontal	Horizontal	Horizontal
Longitud	pies	6.0	6.0	6.0	6.0
Diámetro	pies	5.0	5.0	5.0	5.0
Volumen total	pies cub.	123.0	157.0	123.0	123.0
Presión Oper/Dis	psig	4. / 50.	No especifica	4. / 50.	36. / 50.
Temperatura Oper/Dis	°F	372. / 491.	1650.	1491.	373. / 500
BOMBAS					
Tipo/nº		Centrif./UNA	Centrif./UNA	Centrif./UNA	Centrif./UNA
Gasto manejado	lb/hr	376550.0	376550.0	376550.0	376550.0
Presión de descarga	psi	70.0	70.0	70.0	70.0
Presión diferencial	psi	60.0	60.0	60.0	60.0
Potencia al freno	blp	50.0	50.0	50.0	50.0
Eficiencia		-	0.6	-	0.6
Notas					

RESULTADOS EVALUACION DE LA INSTRUMENTACION Y CONTROL
DE UN PAQUETE DE CALENTAMIENTO

Servicio Suministro de las secciones auxiliares de calentamiento
Planta Refinería de Compañía
Localización Sección de Compacte

DESCRIPCION	CANTIDAD	EVAL. BASE	FABRICANTE A	FABRICANTE B
Calentador a Fluido Directo				
Termopares en zonas de calentamiento	TRES	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Interruptor por alta temperatura para señal en tablero	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Interruptor por exceso de temp. del metal	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Manómetros de tiro	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Controlador de tiro	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Tanque de Expansión			S	
Válvula de seguridad	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Interruptores de alto y bajo nivel	DOS	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Alarmas por alto y bajo nivel	DOS	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Alarma de nivel	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Manómetro local	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Interruptores por alta y baja presión	DOS	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Regulador de presión	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Indicador de temp.	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Bombas				
Controlador de flujo	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Interruptor por bajo flujo	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Filtro	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Manómetro presión diferencial	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Manómetro de descarga	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Entrada del fluido Térmico al Calentador				
Válvula reguladora de flujo	UNA	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Válvula de seguridad	UNA	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Interruptor local por alta y baja presión	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Manómetro	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Termopar	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Salida del Fluido term.				
Válvula de control	UNA	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Interruptor de temp.	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Termopar	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Manómetro	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Placa de orificio	UNA	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Sistema de gas comb.				
Manómetro	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Placa de orificio	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Regulador de presión	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Válvula de cierre	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Válvula de venteo	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Transmisor de presión	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Interruptores por alta y baja presión	DOS	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Regulador de presión de pilotos	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica
Interruptor por baja presión en pilotos.	UNO	Si Requiere	Si Especifica	Si Especifica

**RESULTADOS EVALUACION ECONOMICA DE UN
PAQUETE DE CALENTAMIENTO**

Servicio Suministro de los servicios de calentamiento
requeridos en una instalación costa afuera

Planta Plataformas de Compresión

Hoja / de /

Localización *Sonda de Campeche*

DESCRIPCION	INVERSION INICIAL	
	FABRICANTE A	FABRICANTE B
Calentador a fuego directo	\$46886432. M.N.	\$20631259.0 M.N.
Bomba	(1)	\$6136570.0 M.N.
Tanque de Expansión	(1)	\$2030349.0 M.N.
Instrumentación	(1)	\$9920334.0 M.N.
	COSTOS FIJOS	
Amortización	\$15032053. M.N.	\$15763095.0 M.N.
Mantenimiento	\$823982. M.N.	863995.0 M.N.
	COSTOS VARIABLES	
Gas Combustible	\$37046180. M.N.	\$37046180. M.N.
Energía Eléctrica	\$372302. M.N.	\$279231. M.N.
Fluido térmico	\$9145920. M.N.	\$9145920. M.N.
Total	\$62420437.0	\$63096371.0

Notas:

(1) Incluye precio total del paquete

FABRICANTE SELECCIONADO A

TIPO DE CALENTADOR A FUEGO DIRECTO Vertical con serpentín helicoidal

RAZONES DE RECOMENDACION

- 1) Cumple técnicamente
- 2) Tiene menor peso
- 3) Sus costos totales anuales son menores
- 4) La inversión inicial es menor

Se recomienda tratar con el fabricante el tipo de ventilador, ya que la potencia que consume el propuesto, es excesiva.

Conclusiones

Las conclusiones de este trabajo como consecuencia de los resultados obtenidos son las siguientes:

1) Dadas las condiciones de temperaturas, cargas térmicas y variables que restringen el empleo de otros equipos, en las plataformas de compresión el calentamiento de los fluidos térmicos se recomienda efectuarlo con calentadores a fuego directo verticales, debido a las características que presentan, en comparación con otros tipos: el área que ocupan, tanto de anclaje como de mantenimiento es menor, el tamaño de estos equipos es menor pudiendo mejorar esta condición empleando tiro forzado.

2) La mayor aportación de este trabajo es la metodología propuesta para la evaluación de un calentador a fuego directo con serpentín helicoidal. Sin embargo este método presenta las siguientes limitaciones:

a) Se emplean métodos cortos de evaluación.

b) Se considera una sola temperatura promedio en la cámara de combustión que es igual a la temperatura de los gases que abandonan la sección de radiación.

Por consiguiente solo es aplicable en estudios de prefactibilidad técnica-económica y en la selección de fabricantes, en la fase de tabulación de cotizaciones de un proyecto.

3) Los resultados de la evaluación, indican que la diferencia entre los dos paquetes de calentamiento, se encuentra en el tipo de calentador a fuego directo, de tal manera que es posible estandarizar los demás equipos que constituyen el paquete.

Así, la selección de un fabricante o alternativa generada, debe enfocarse en el tipo de calentador a fuego directo, en los costos totales anuales y en las facilidades de construcción.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Procesos de Transferencia de Calor
Donald Q. Kern
Ed. McGraw-Hill, 1965; p. 777-810
- 2.- Heat Transmission
W. H. McAdams
Ed. McGraw-Hill 3^aEd; Sec 8.11,14,13
- 3.- Radiative Transfer
H.C. Hottel/A.P.Sarofim
Ed. McGraw-Hill, 1967; p. 200-320
- 4.- Fundamental of Heat Transfer
F.P. Incropera/D.P. Dewitt
Ed. John Wiley & Sons, 1981; p. 629-645
- 5.- Chemical Engineers' Handbook
R.H. Perry/C.H. Chilton
Ed. McGraw-Hill Kagakusha LTD, 1973; p. 5.20-5.23
p. 9.41-9.47
- 6.- Flow of Fluid
Crane Co., 1969; p. A.23-A.27
- 7.- Conference Papers Expe Mexico International
Oil & Gas
7-10 July, 1981; p. 3-11
- 8.- México, Planes de Producción y Utilización del Gas
Petroleo Internacional
Noviembre 1982; p. 42-48

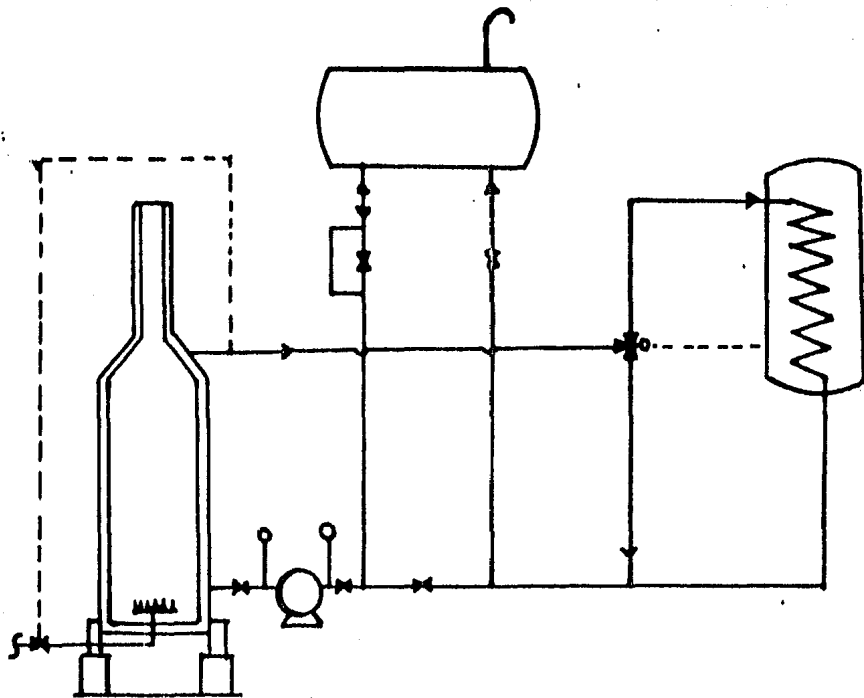
- 9.- Methods of Preheating Fuel Oil
T. K. McCranie
Plant Engineering
October 4, 1973; p. 128-129
- 10.- Process Heating Systems on Offshore Platforms
J. A. Rigby
International Petroleum Times
April 15, 1979; p. 38-40
- 11.- Heat Transfer Agents For High-Temperature Systems
J. R. Fried
Chemical Engineering
May 28, 1973; p. 40-47
- 12.- Dowtherm Heat Transfer Fluids for Low Pressure Systems
Dow Chemical Engineering Co. p. 1-10
- 13.- Liquid Phase Thermic Fluid Heater
D.K.Biswas/A.K.Mitra/C. Baral
Chemical of Age of India
Vol 23 No1 January 1977; p. 76-82
- 14.- Temperature Gradients in a Direct Fired Cylindrical Heater
Chemical Engineering Progress
Vol 59 No7 July 1963; p. 41-44
- 15.- Rating Fired Heaters
R.N. Wimpres
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner
Vol 42 No10 October 1963; p. 115-126

- 16.- How to Rate Finned Tube Convection Section in Fired Heaters
J.L. Schweppe/C.Q. Torrijos
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner
Vol 43 N26 June 1964; p. 159-166
- 17.- Radiant Heat Transmission
H. C. Hottel
Mechanical Engineering
July 1930; p. 699-704
- 18.- Design of Furnaces with Flue Gas Temperature Gradients
W.E. Lobe
Chemical Engineering Progress
Vol 70 N21 January 1974; p. 65-71
- 19.- Heat Transfer in the Radiant Section of Petroleum Heaters
W.E. Lobe/J.E. Evans
American Institute of Chemical Engineers
1959; p. 743-772
- 20.- Review of Furnace Design Methods
D.A. Lihou
TransiChem Eng.
Vol 55 1977; p. 225-242
- 21.- Construction Materials, Mechanical Features Performance Monitoring
H.L. Bernmann
Chemical Engineering
July 31, 1978; p. 87-96

- 22.- How Combustion Conditions Influence Design And Operation
H.L. Beermann
Chemical Engineering
August 14, 1978; p. 129-140
- 23.- American Petroleum Institute
Supplement to API RP 530
2nd Ed. 1973
- 24.- How to Estimate Pressure Drop in Heaters
P. Buthed
The Oil & Gas Journal
July 1, 1957; p. 111-118
- 25.- A General Correlation of Friction Factors for Various
Types of Surfaces in Crossflow
A.Y. Gunter/W.A. Shaw
Transactions of ASME
November 1945; p. 643-660
- 26.- Forced Draft Firing in Refinery Heaters
J.J. Griffin/B.R. Kersey/S.J. Eaton
Chemical Engineering Petroleum
July 1978; p. 57-60
- 27.- Fans and Fan Systems
J.E. Thomson/C.J. Trickler
Chemical Engineering
March 21, 1983; p. 48-63
- 28.- Manual del Curso de Transferencia de Calor
Instituto Mexicano del Petróleo
1982, Vol V; p. VII.1-VII.41

- 29.- Steam, Its Generation and Use
Babcock & Wilcox
38^a Ed; p. 17.1-17.12
- 30.- Current Costes of Process Equipment
R.S. Hall/J. Matley/K.J. McNaughton
Chemical Engineering
April 5, 1982; p. 80 116
- 31.- Cost of Direct Fired Heaters
J.T. Gallagher
Chemical Engineering
July 17,1967; p. 232
- 32.- Guide to Economics of Fired Heaters
P. Von Wiesenthal/H.W. Cooper
Chemical Engineering
April 6, 1970; p. 104-112
- 33.- Capital Cost Estimating
K.M. Guthrie/W.R. Grace
Chemical Engineering
March 24,1969; p.114-142

APENDICE 1

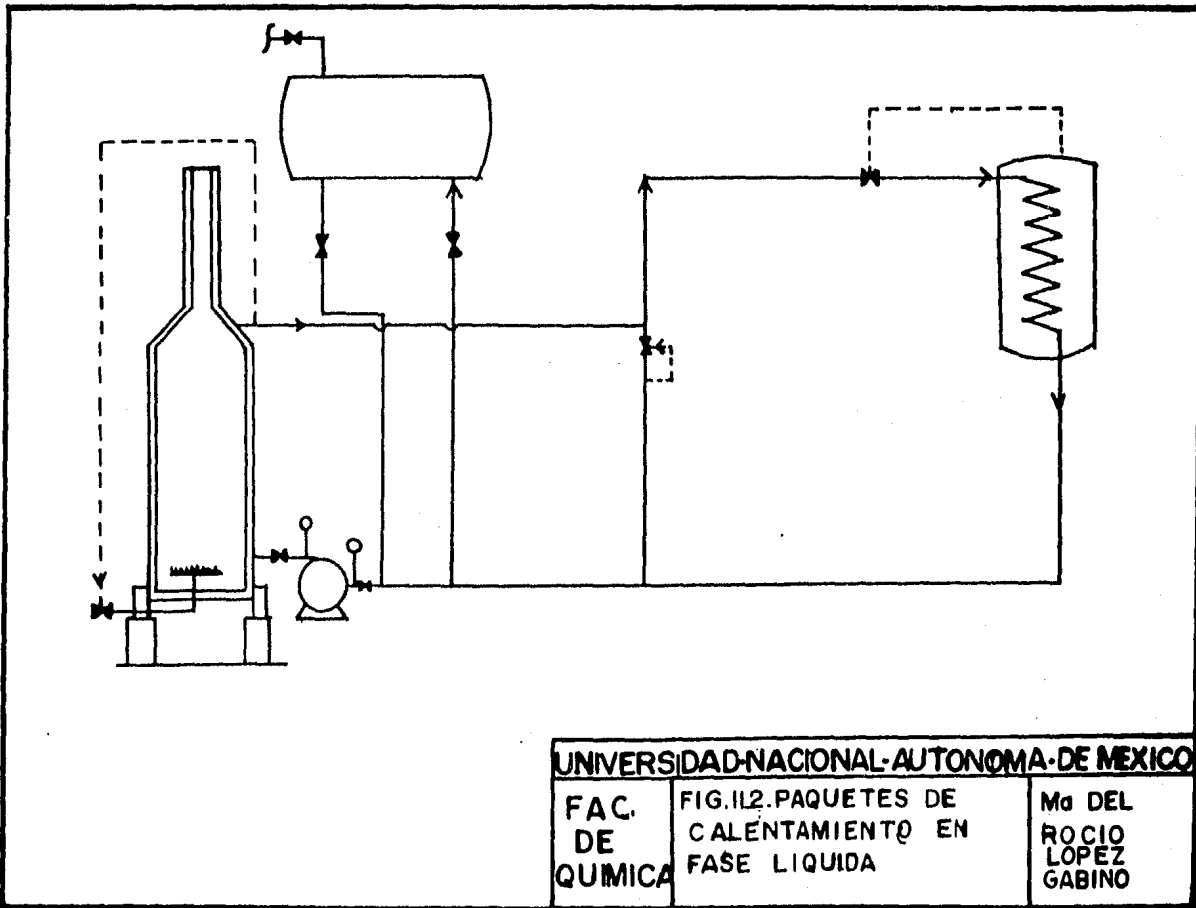


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO.

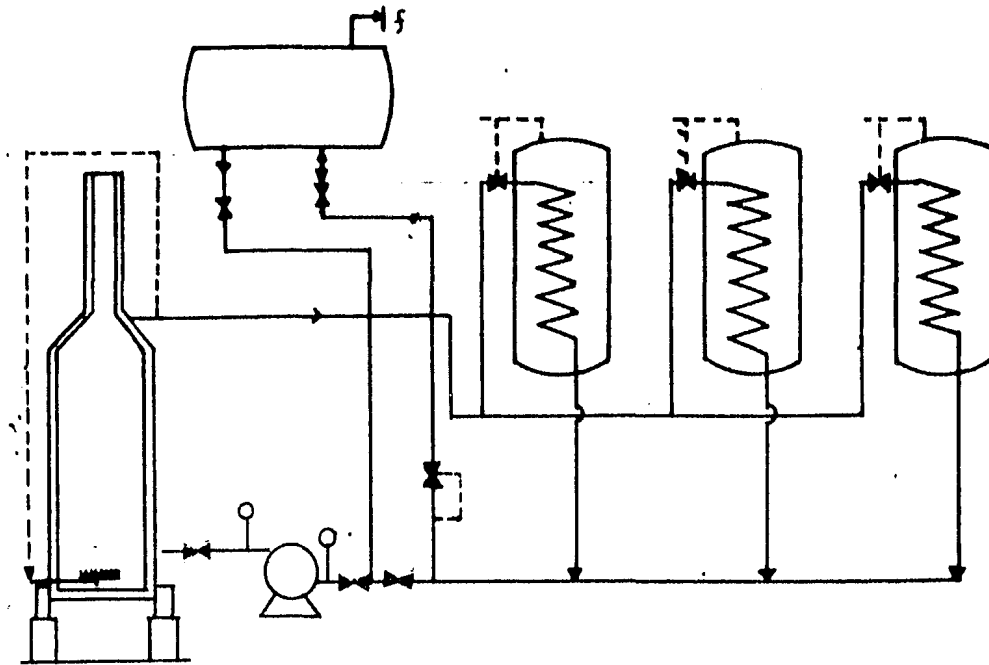
FAC.
DE
QUÍMICA.

FIG. II-1. PAQUETES DE
CALENTAMIENTO EN
FASE LÍQUIDA.

Ma. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
FAC. DE QUIMICA	FIG. 112. PAQUETES DE CALENTAMIENTO EN FASE LIQUIDA	Ma DEL ROCIO LOPEZ GABINO

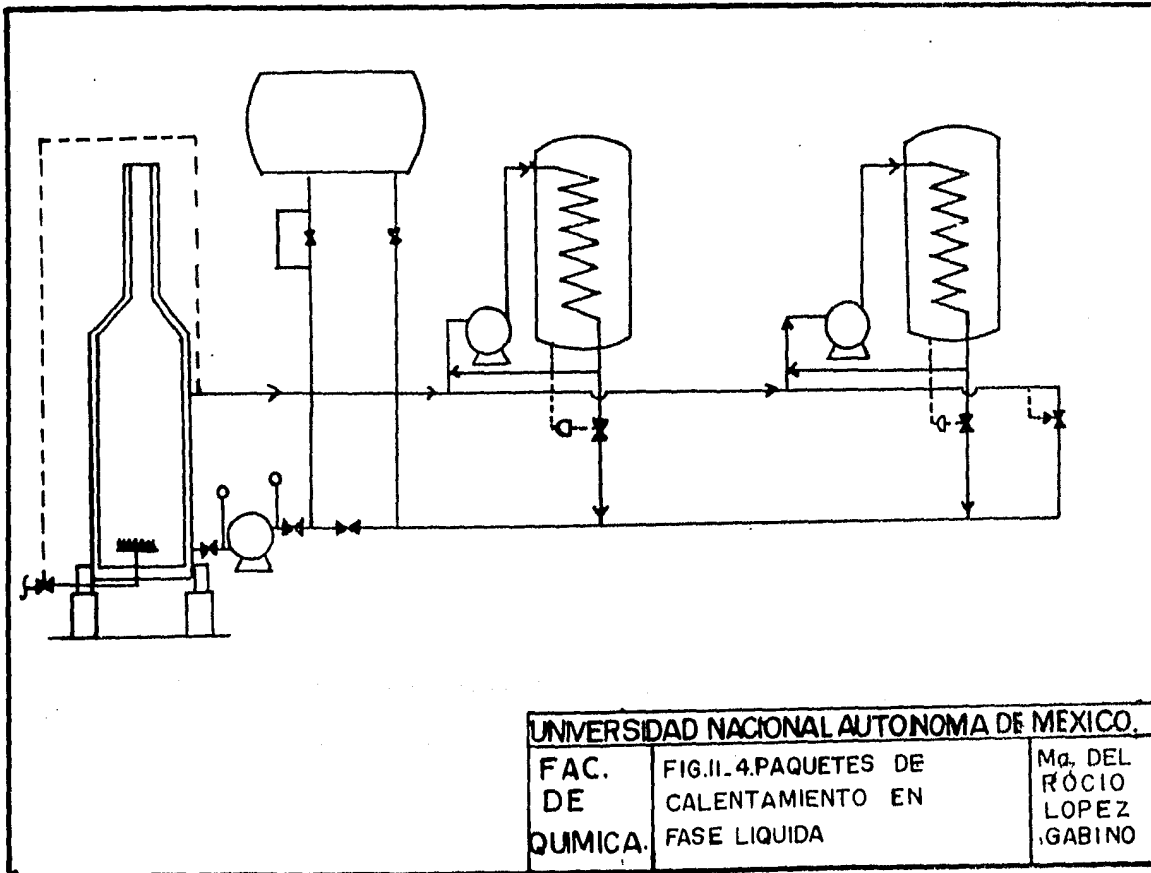


UNIVERSIDAD-NACIONAL-AUTONOMA-DE-MEXICO.

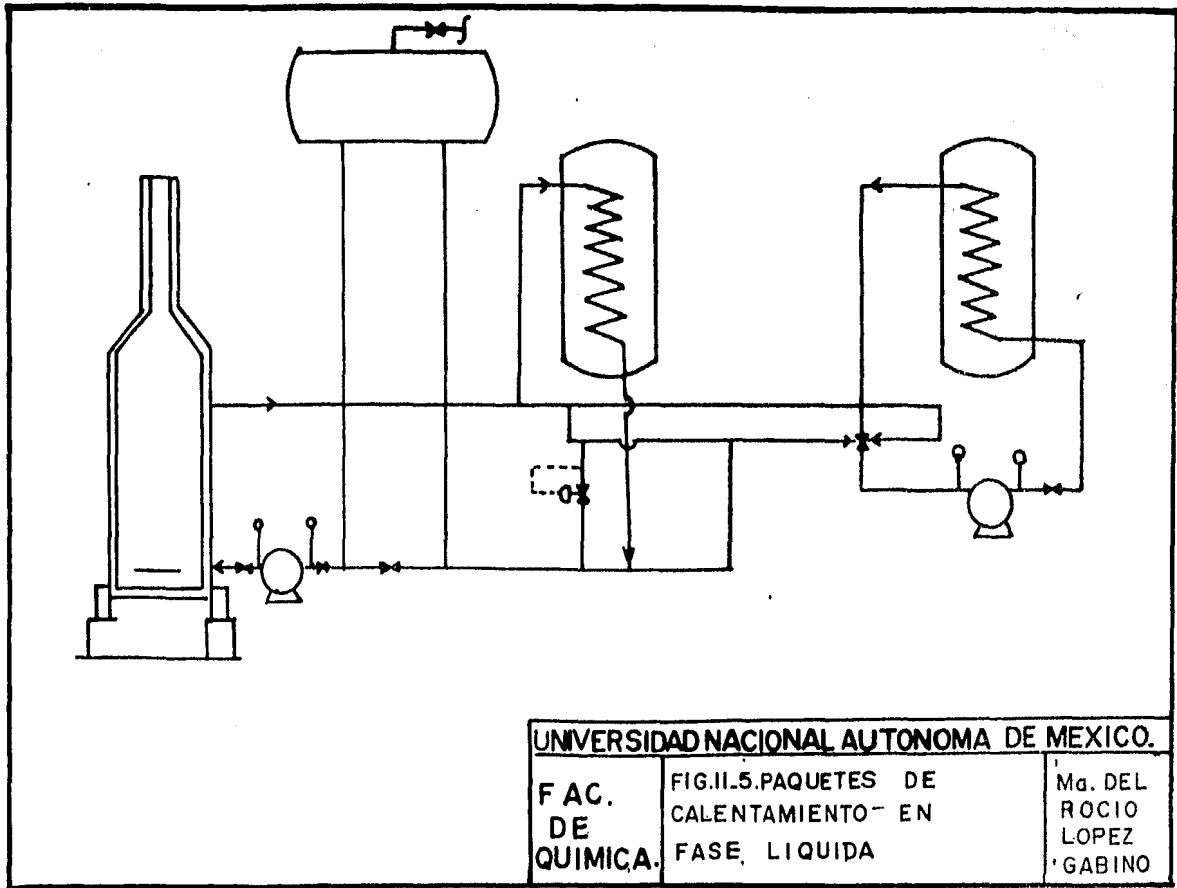
FAC.
DE
QUIMICA

FIG.11.3.PAQUETES DE
CALENTAMIENTO EN
FASE LIQUIDA

Md. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.		
FAC. DE QUIMICA.	FIG.II.4.PAQUETES DE CALENTAMIENTO EN FASE LIQUIDA	Ma. DEL RÓCIO LOPEZ GABINO

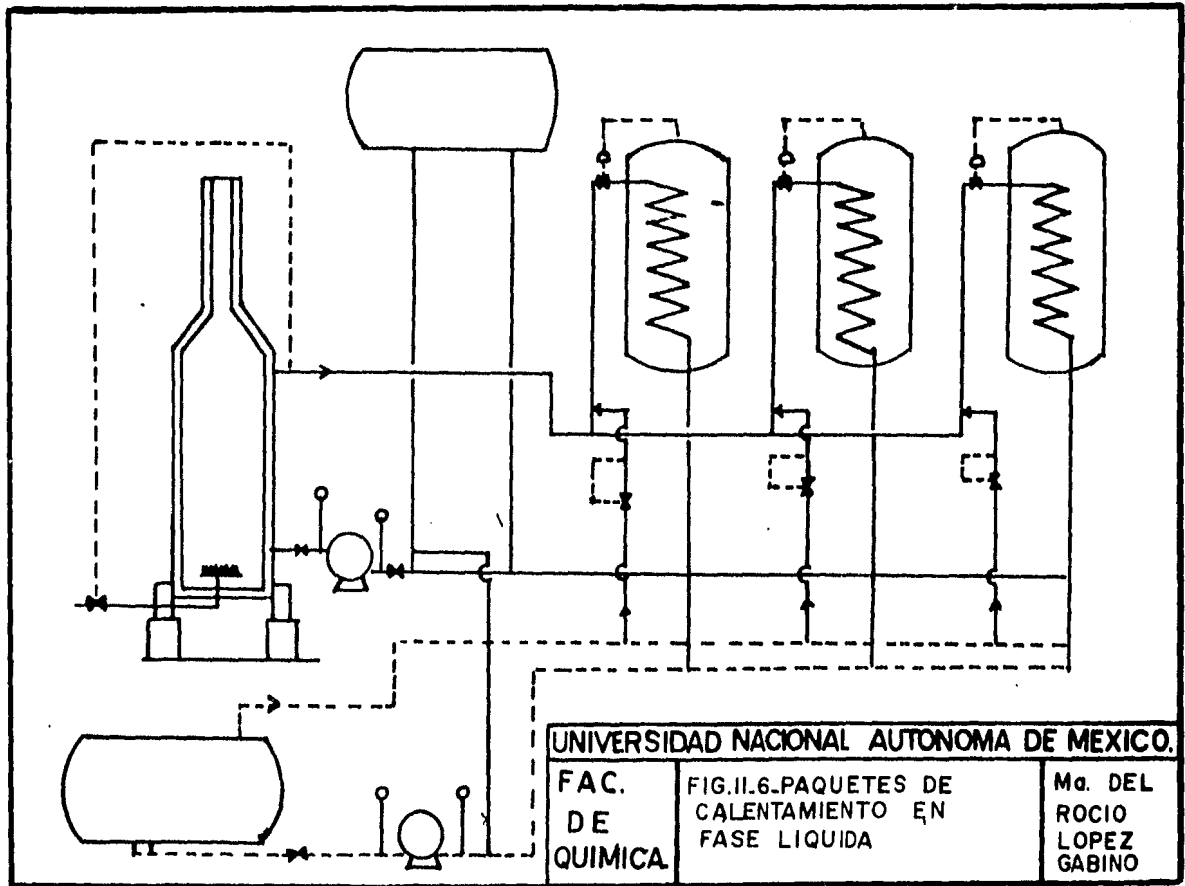


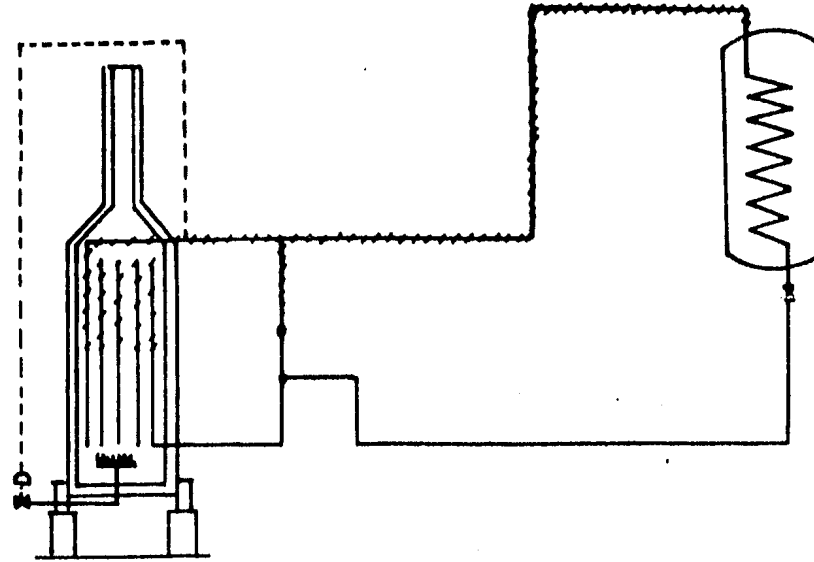
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FAC.
DE
QUIMICA.

FIG.II.5.PAQUETES DE
CALENTAMIENTO EN
FASE LIQUIDA

Md. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO



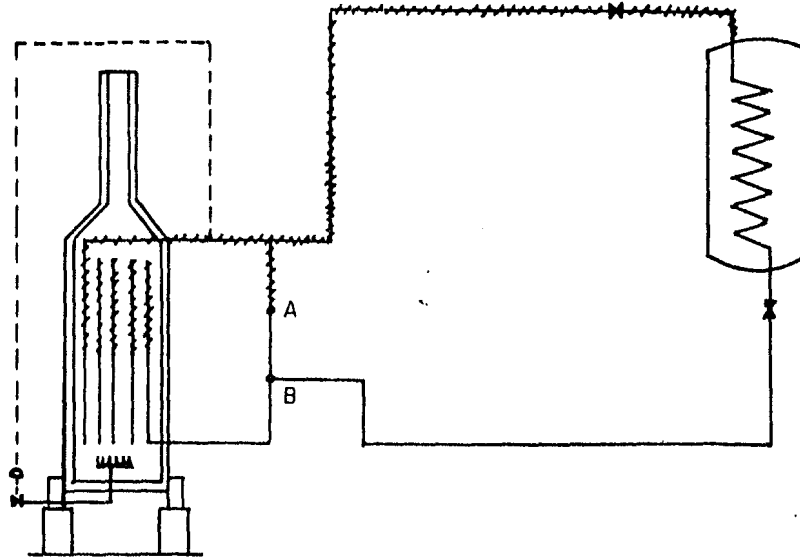


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FAC.
DE
QUIMICA

FIG.II.7 PAQUETES DE
CALENTAMIENTO EN
FASE VAPOR.

Mo. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO.

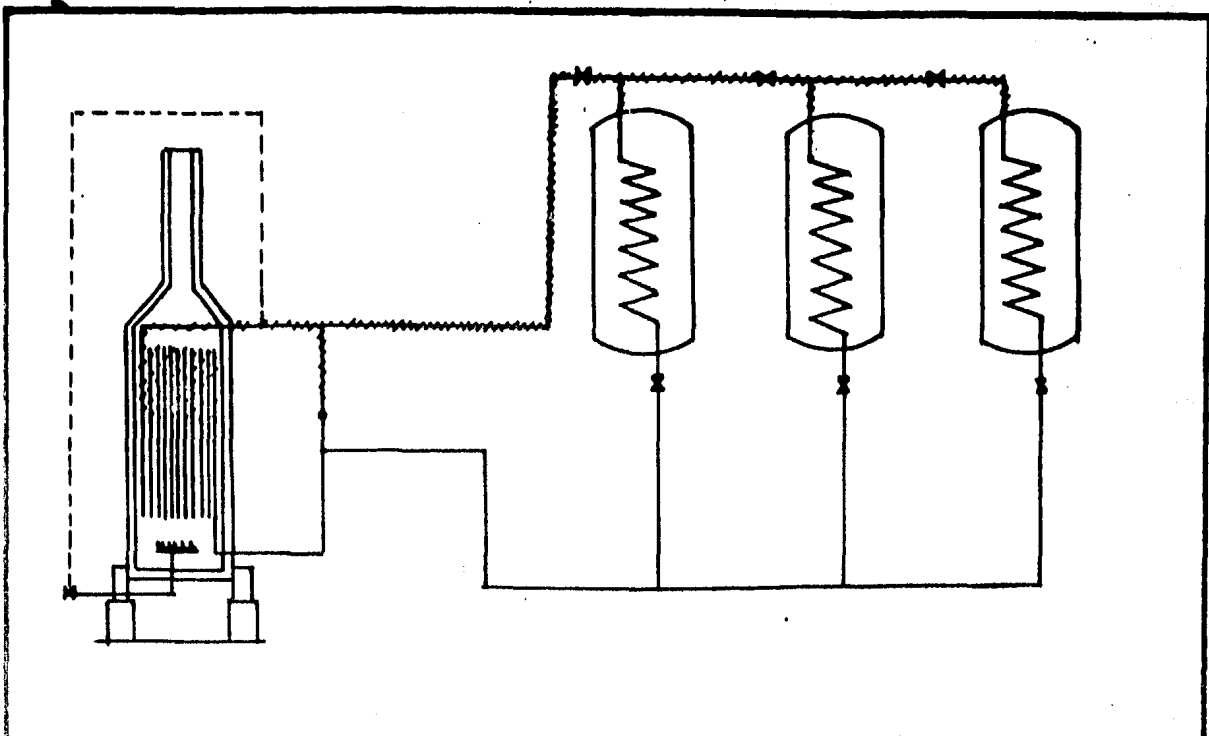


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

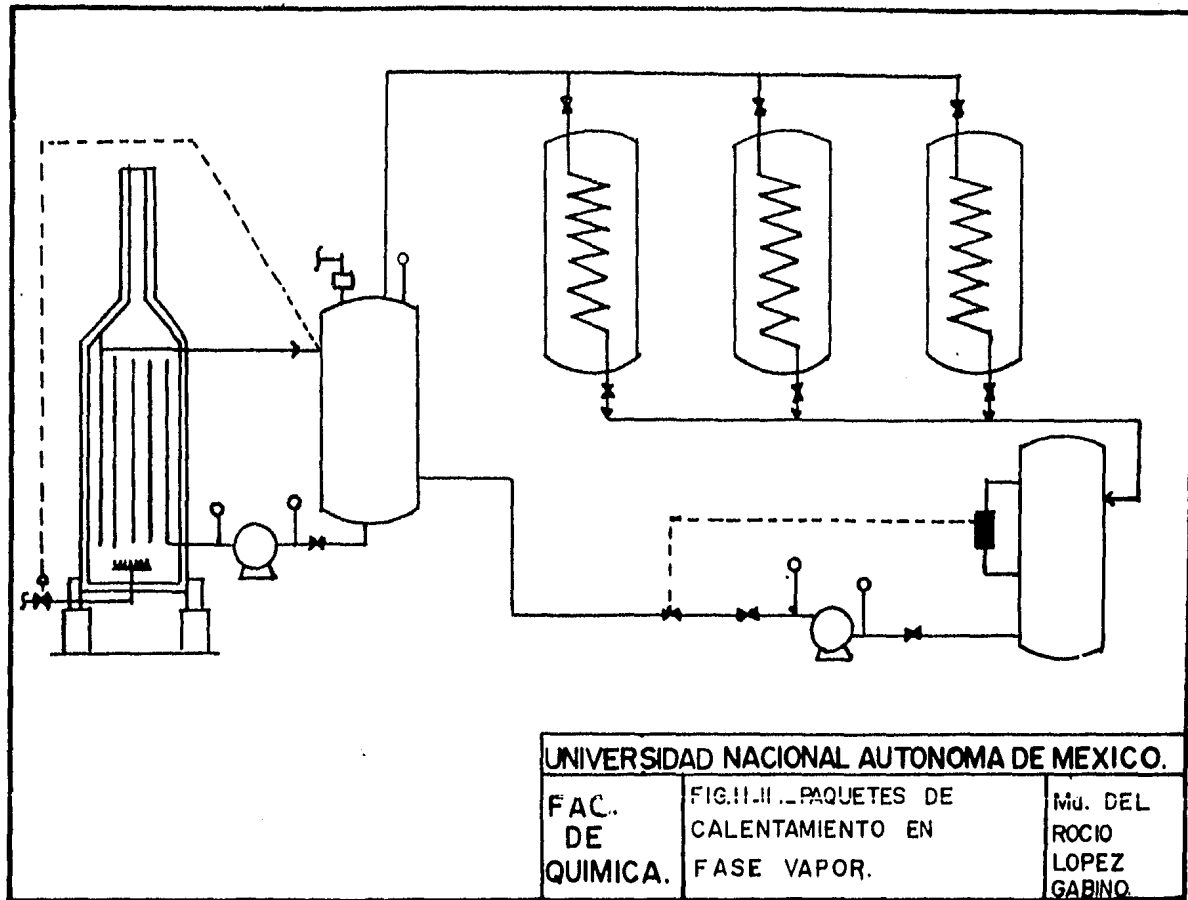
FAC.
DE
QUIMICA

FIG.II.B. PAQUETES DE
CALENTAMIENTO EN
FASE VAPOR.

Mo. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
FAC. DE QUIMICA	FIG:II_9.PAQUETES DE CALENTAMIENTO EN FASE VAPOR.	Ma. DEL ROCIO LOPEZ GABINO.

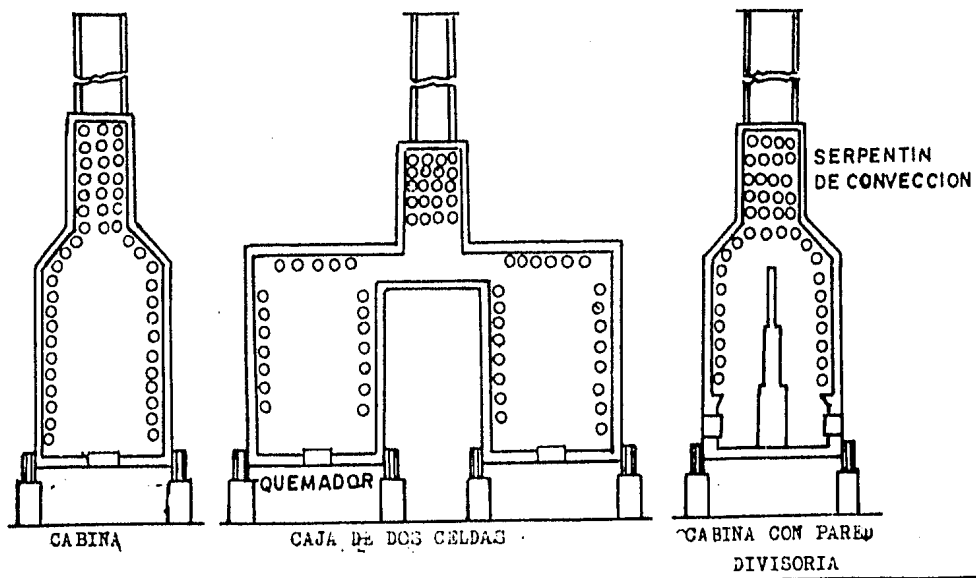


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FAC.
DE
QUIMICA.

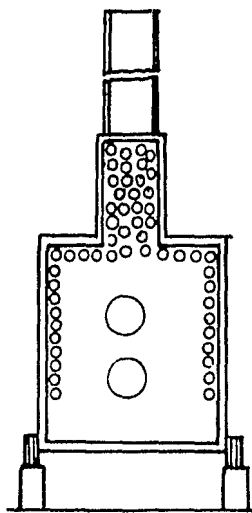
FIG. II. II. PAQUETES DE
CALENTAMIENTO EN
FASE VAPOR.

Md. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO.

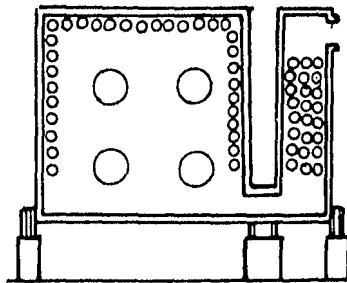


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

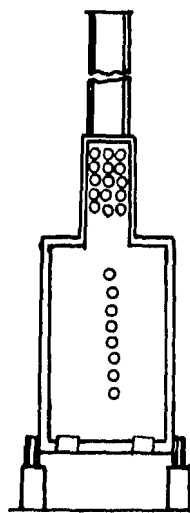
FAC. DE QUIMICA.	FIG. 12. CALENTADORES A FUEGO DIRECTO HORIZONTALES.	Ma. DEL ROCIO LOPEZ GABINO
------------------------	---	-------------------------------------



CAJA CON QUEMADOR EN EL EXTREMO



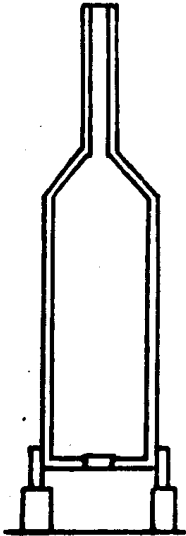
CAJA CON QUEMADOR EN EL EXTREMO Y SECCION DE CONVECCION MONTADA A UN LADO



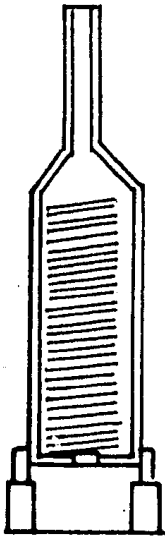
CAJA CON URICA HILERA DOBLE QUEMADOR

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

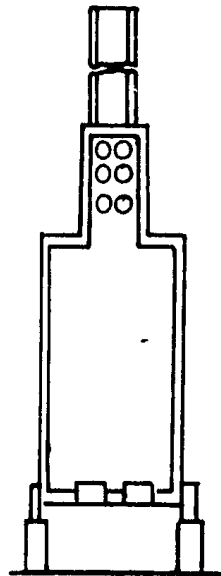
<p>FAC. DE QUIMICA</p>	<p>FIG.11.13. CALENTADORES A FUEGO DIRECTO HORIZONTALES</p>	<p>Mg. DEL ROCIO LOPEZ GABINO.</p>
--------------------------------	---	------------------------------------



CILIND. VERTICAL
TODO RADIANTE



CILIND. VERTICAL
CON SERPENTIN
HELICOIDAL



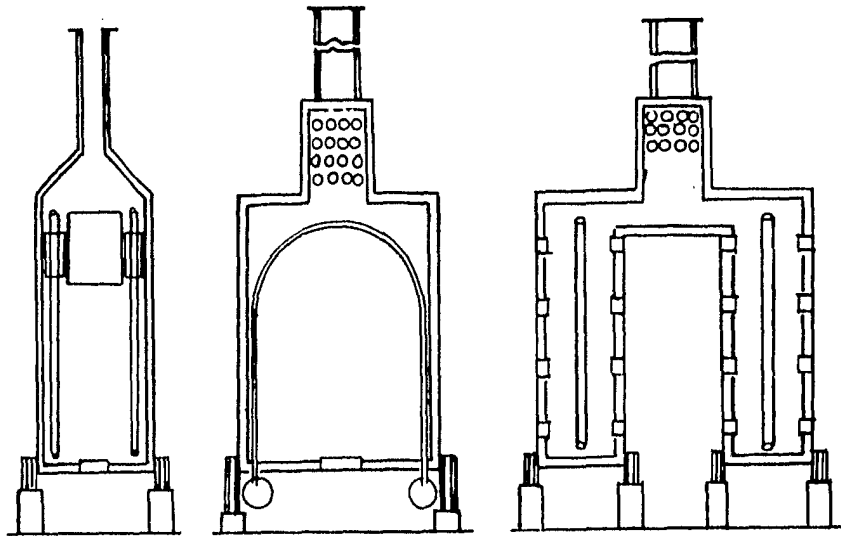
CILIND.
VERTICAL CON
FLUJO CRUZADO
EN LA SECCION
DE CONVECCION

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FAC.
DE
QUIMICA.

FIG.II-14. CALENTADORES
FUEGO DIRECTO
VERTICALES.

A Ma. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO



CILINDRICO VERTICAL
CON SECCION DE

"ARBOR" O "WICKET"

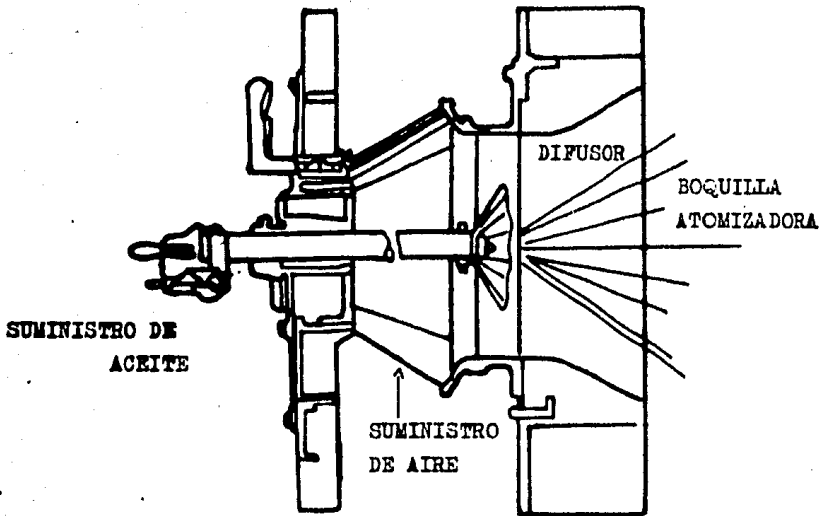
TUBOS VERTICALES UNICA
HILERA DOBLE QUEMADOR

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FAC.
DE
QUIMICA.

FIG. II-13. CALENTADORES A
FUEGO DIRECTO VERTICALES

Ma. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO

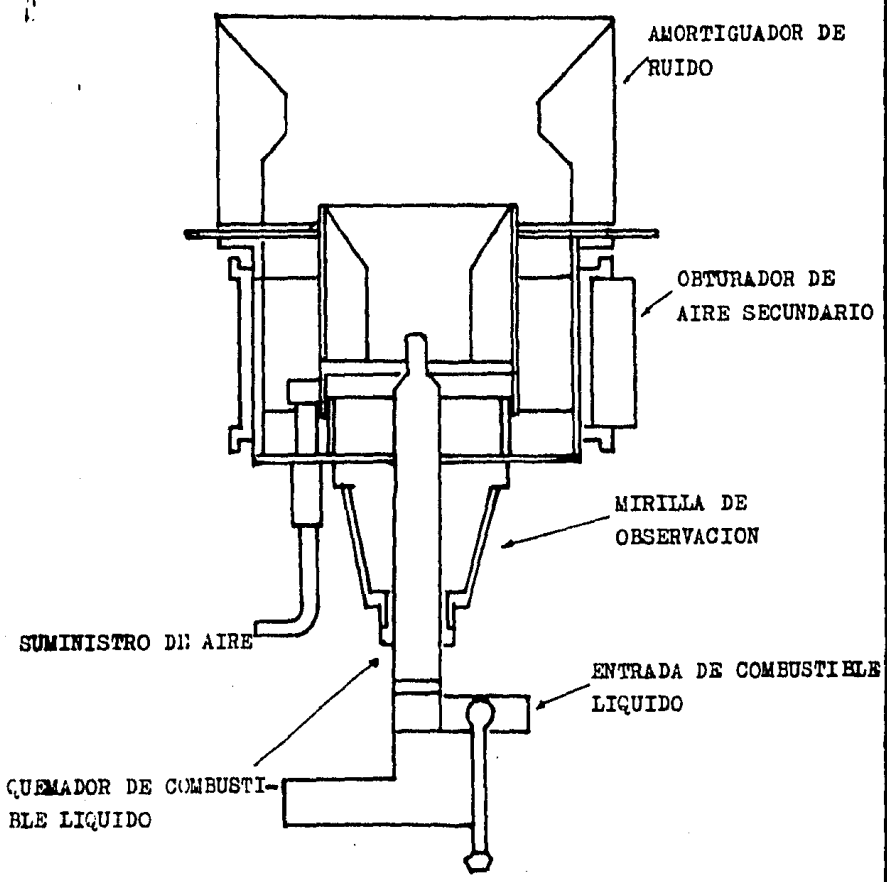


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FAC.
DE
QUIMICA.

FIG.III.2.QUEMADOR DE
COMBUSTIBLE LIQUIDO
CON ATOMIZACION
MECANICA.

Ma. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO.

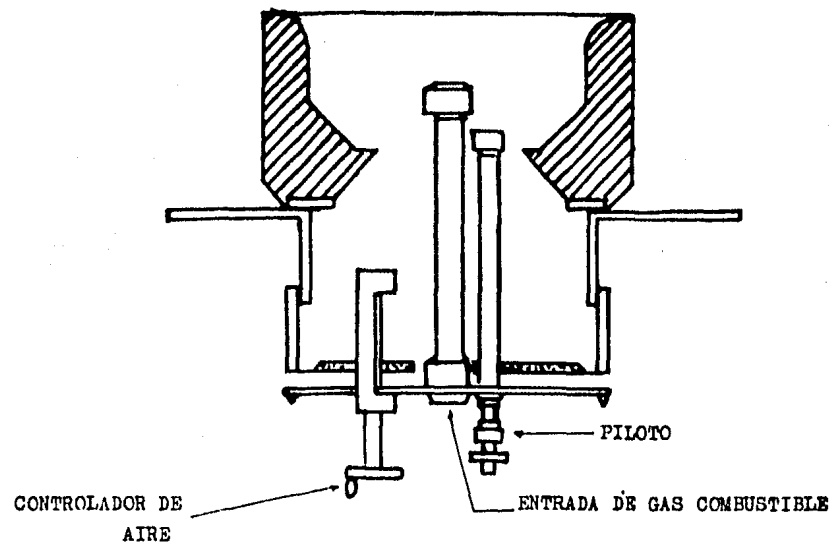


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FAC.
DE
QUIMICA

FIG.III.3.QUEMADOR DE
COMBUSTIBLE LIQUIDO CON
VAPOR PARA ATOMISAR

Ma. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO

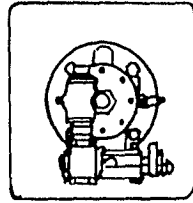


UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FAC.
DE
QUIMICA.

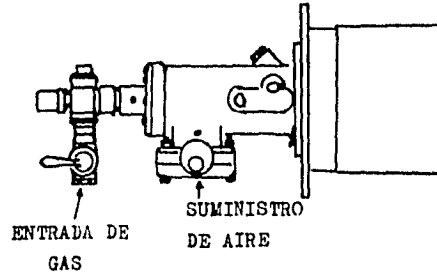
FIG.III-4. QUEMADOR DE
GAS COMBUSTIBLE
TIPO ATMOSFERICO.

Ma. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO



ENSAMBLE COMPLETO

VISTA FRONTAL



ENTRADA DE
GAS

SUMINISTRO
DE AIRE

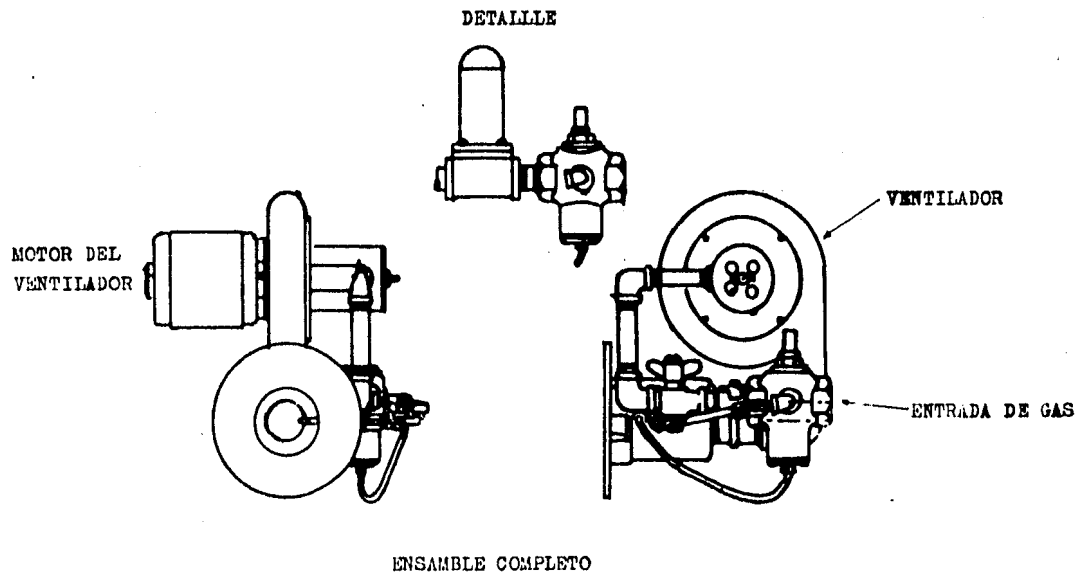
VISTA LATERAL

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

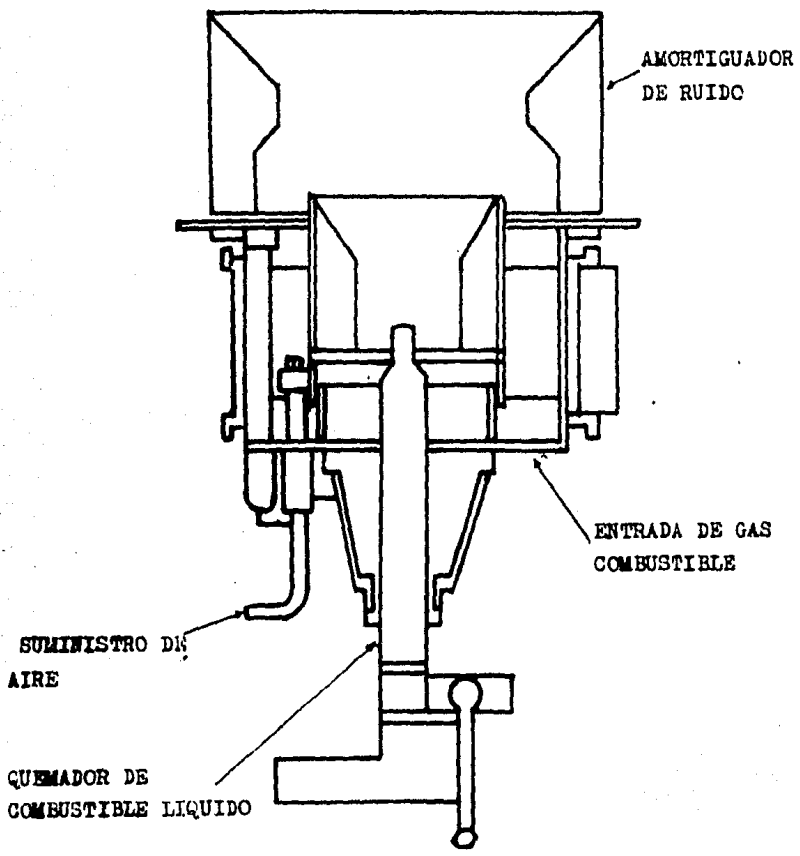
FAC.
DE
QUIMICA.

FIG. III.5. QUEMADOR DE
GAS SELLADO

Ma. DEL
ROCIO
LOPEZ
GABINO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
FAQ. DE QUIMICA.	FIG.III.6.QUEMADOR DE GAS TIPO PAQUETE	Ma. DEL ROCID LOPEZ GABINO.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FAC. DE QUIMICA.	FIG. III. 2. QUEMADORES DE COMBUSTION LIQUIDO-GAS	Ma DEL ROCIO LOPEZ GABINO
------------------------	--	------------------------------------

APENDICE 2

TABLA II.1

CALENTADORES A FUNGO DIRECTO HORIZONTALES

TIPO	CARACTERISTICAS	CAPACIDAD
Cajina con tubos horiz.	Los tubos de la sección de radiación están arreglados horizontalmente a los lados de las paredes de la cámara de combustión y en el hombro del horno	10 a 100 MMBTU/h
Caja con tubos horiz. y dos celdas	El serpentín de la sección de radiación tiene un arreglo horizontal a los lados de las paredes y el techo en las dos cámaras de combustión. La sección de convección esta arreglada como un banco de tubos horizontales posicionado entre las cámaras de combustión.	100-250 MMBTU/h
Cajina con tubos horiz. con pared divisoria	De nuevo el arreglo es horizontal a los lados de las paredes en la sección de radiación. La sección de convección toma la forma de un banco horizontal de tubos colocado arriba de la cámara de combustión. Una pared divisoria entre cada pared permite un control de quemado.	20 a 100 MMBTU/h
Caja con tubos horiz. y quemadores en el extremo de la caja	Los elementos tubulares en la sección de radiación estan arreglados a los lados y en el techo de la cámara de combustión. Estos equipos calientan horizontalmente por quemadores montados al final del calentador.	55 a 50 MMBTU/h
Caja con tubos horiz. con calentamiento en el extremo de la caja y sección de convección	Los tubos de la sección radiante están colocados a lo largo de los paredes y en el techo de la cámara de combustión. El serpentín de la sección de convección se arregla como un banco de tubos horizontales a un lado de la cámara. El calentamiento se realiza horizontalmente a partir de quemadores montados al final de la pared.	50 a 200 MMBTU/h

TABLA II.1 (continuación)

CALENTADORES A FUEGO DIRECTO HORIZONTALES

TIPO	CARACTERISTICAS	CAPACIDAD
<p>Caja con tubos horiz. una hilera central y doble quemado</p>	<p>Los tubos de radiación estan colocados en una sola hilera horizontalmente recibien un calentamiento con una distribución uni forme de transferencia de calor alrededor del tubo. Son normalmente calentados verti calmente a partir del piso.</p>	<p>20 a 50 MMBTU/h</p>

TABLA II.2

CALENTADORES A FUEGO DIRECTO VERTICALES

TIPO	CARACTERISTICAS	CAPACIDAD
Cilindrico Vertical todo radiante	El serpentín de calentamiento esta colocado en sentido vertical a lo largo de las paredes de la cámara de combustión. El calentamiento se realiza verticalmente a partir del piso del calentador.	0.5 a 20 MMBTU/h
Cilindrico vertical con serpentín helicoidal	El serpentín esta arreglado helicoidalmente a lo largo de las paredes de la cámara de combustión, y el calentamiento es vertical a partir del piso.	0.5 a 20 MMBTU/h
Cilindrico Vertical con sección de convección de flujo cruzado	Presentan quemado vertical a partir del piso. Los tubos de la sección radiante están dispuestos en un arreglo vertical a lo largo de la cámara de combustión. El serpentín de tubos de la sección de convección es un banco horizontal de tubos, colocados arriba de la cámara de combustión.	10 a 200 MMBTU/h 10 a 200 MMBTU/h
Cilindrico Vertical con serpentín helicoidal para absorción de calor por convección	El serpentín se arregla helicoidalmente a lo largo de las paredes de la cámara de combustión y el quemado es vertical a partir del piso. El diámetro interno del serpentín absorbe calor radiante, y el diámetro externo hace las veces de sección de convección absorbiendo calor por convección.	0.25 a 60 MMBTU/h
Cilindrico Vertical con sección de convección	Los tubos en la sección de radiación son colocados a lo largo de las paredes, el quemado es vertical partiendo del piso. Se usa una superficie adicional en la parte superior de cada tubo para promover el calentamiento por convección. Esta superficie adicional se posiciona entre el serpentín de convección y un baffle central.	10 a 100 MMBTU/h

TABLA II,2 (continuación)

CALENTADORES A FUEGO DIRECTO VERTICALES

TIPO	CARACTERISTICAS	CAPACIDAD
Coja con tubos verticales única hilera y doble quemado	Los tubos de radiación se arreglan en una sola hilera en cada celda de combustión y son calentados por ambos lados de la hilera.	20 a 125 MMBTU/h
"Arbor" o "Wicket"	La superficie de calentamiento en radiación es proporcionada por tubos en "U" cuyas terminales de entrada y salida se encuentran conectadas a unos cabezales de distribución y recolección del fluido. Los modos de quemado son por lo general - verticales partiendo desde el piso u horizontal desde un extremo de la cámara de combustión entre las porciones elevadas de los tubos en "U".	50 a 100 MMBTU/h

TABLA III.1 Propiedades de varios componentes de combustibles gaseosos

GAS	FORMULA	CALOR DE COMBUSTION ⁽¹⁾		
		PESO MOLECULAR	GRUESO	NETO
Monoxido de carbono	CO	28.01	4347	4347
Hidrógeno	H ₂	2.016	61095	51623
Metano	CH ₄	16.042	23875	21495
Etano	C ₂ H ₆	30.068	22323	20418
Propano	C ₃ H ₈	44.094	21699	19937
n-Butano	C ₄ H ₁₀	58.120	21321	19678
n-Pentano	C ₅ H ₁₂	72.146	21095	19507
n-Hexano	C ₆ H ₁₄	86.172	20966	19415
Etileno	C ₂ H ₄	28.052	21636	20275
Propileno	C ₃ H ₆	42.078	21048	19687
Butileno	C ₄ H ₈	56.104	20854	19493
Benceno	C ₆ H ₆	78.108	18184	17451
Tolueno	C ₇ H ₈	92.134	18501	17672
p-Xileno	C ₈ H ₁₀	106.160	18633	17734
Acetileno	C ₂ H ₂	26.036	21502	20769
Naftaleno	C ₁₀ H ₈	128.640	17303	16708
Amoniaco	NH ₃	17.032	9667	7985
Acido sulfhídrico	H ₂ S	34.076	7097	6537

(1) En BTU/lb

Ref: H.L. Bermann; How Combustion Conditions Influence Design and Operation; Chemical Engineering, August 14, 1978; p. 130)

TABLA III.2
AGENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR
COMERCIALES

NOMBRE	COMPOSICION	RANGO DE TEMPERATURA TRABAJO °F.	FASE DE DE APLICACION
Dewtherm E	o-dicloro- benceno	0 a 500	Vapor de 356 a 500°F
Dewtherm H	Aceite aromático	-100 a 575	Vapor de 358 a 575°F
Dewtherm G	Di y tri-aril- eteres	12 a 650	Líquida
Dewtherm A	Mezcla eutéctica de difenilo y óxido difenilico	60 a 750	Vapor de 495 a 750°F
Humbletherm	Aceite alifático	-5 a 600	Líquida
Hitec-Salt	40% NaNO_2 , 7% NaNO_3 y 53% KNO_3	400 a 850	Líquida
Mobiltherm 600	Alquilo aromáti- co	-5 a 600	Líquida
Therminol 44	Ester modificado	-60 a 425	Líquida
Therminol 55	Alquilo aromát.	0 a 600	Líquida
Therminol 60	Hidrocarburo	-60 a 600	Líquida
Therminol 66	Terfenil modif.	20 a 650	Líquida
Therminol 88	Mezcla de terfe- nils	293 a 800	Líquida
Ucon 50HB- 280 X	Ester	0 a 500	Líquida

Ref: J.R. Fried; Heat Transfer Agents for High-Temperature
Systems; Chemical Engineering; May 20, 1973

TABLA III.3

Propiedades Físicas De Fluidos Térmicos Comerciales (Ref:R.H.Perry & C.H. Chilton;
Chemical Engineers' Handbook; McGraw-Hill, 1973; p. 9-42)

PROPIEDAD	Dowtherm	Dowtherm	Fused Salt	Mobiltherm	Therminol	Mercurio	Hydrotherm
	A	E	Hi Tec	600	FR-2		750-200
Peso Molecular	165	147	92			200	
Gravedad específica a 212 °F	0.998	1.181	1.98300°F	0.90	1.38	13.35	1.11
Punto de fusión °F	53.6	-6.7	288	-20	20	-38.2	5
Punto de ebullición °F (presión atm.)	495.8	352.0		600	644	674.4	
Calor específico del líquido BTU/lb°F	0.526	0.412	0.373	0.580	0.333	0.033	0.56
	496°F	352°F	300°F	500°F	500°F	212°F	600°F
Viscosidad absoluta del líquido, centip.	0.30	0.30	1.7	0.595	0.63	1.23	0.572
	600°F	400°F	800°F	500°F	500°F	200°F	600°F
Conductividad tér- mica del líquido BTU/hr ft ² ·F/ft	0.076	0.064	0.35	0.067	0.057	4.85	0.059

TABLA III.4

Selección de materiales de construcción para el serpentín de calentamiento a la temperatura máxima de diseño del metal

MATERIAL	TIPO O GRADO	TEMPERATURA MAXIMA DEL METAL °F
Acero al carbón	B	1000
Ac. carbón-½Mo	T1 o P1	1100
1% Cr - ½ Mo	T11 o P11	1100
2% Cr - 1 Mo	T22 o P22	1200
5 Cr - ½Mo	T5 o P5	1200
7 Cr - 1 Mo	T7 o P7	1300
9 Cr - 1 Mo	T9 o P9	1300
18 Cr - 8 Ni	304 o 304H	1500
16Cr-12Ni-2Mo	316 o 316H	1500
18Cr-10Ni-Ti	321 o 321H	1500
18Cr-10Ni-Cb	347 o 347H	1500
Ni Fe-Cr	Aleación 800H	1800
25 Cr-20 Ni	HK-40	1850

(Ref: H.L. Berman; Construction materials; Chemical Engineering; July 31, 1978; p. 91)

TABLA I
Másas velocidad recomendadas para diferentes
servicios

SERVICIO	MASA-VELOCIDAD lb/seg/ft ²
Calentadores de crudo atmosférico	175-250
Calentadores de crudo a vacío	60-100
Rehervidores	150-250
Calentadores de fluidos térmicos en circuito cerrado	350-450
Calentadores de carga para el reformador catalítico y servicio de recalentamiento	45-70
Calentadores de coquización	350-450
Calentadores para tratamiento y desintegración de hidrocarburos	150-200
Sobrecalentadores de vapor	30-75
Generadores de vapor (con circulación forzada)	100-150
Calentadores de carga de alimentación a reactores catalíticos	300-450

(Ref: H.L. Bermann; How Combustion Conditions Influence
 Design and Operation: Chemical Engineering; Agosto 14,
 1978; p. 136)

APENDICE 3

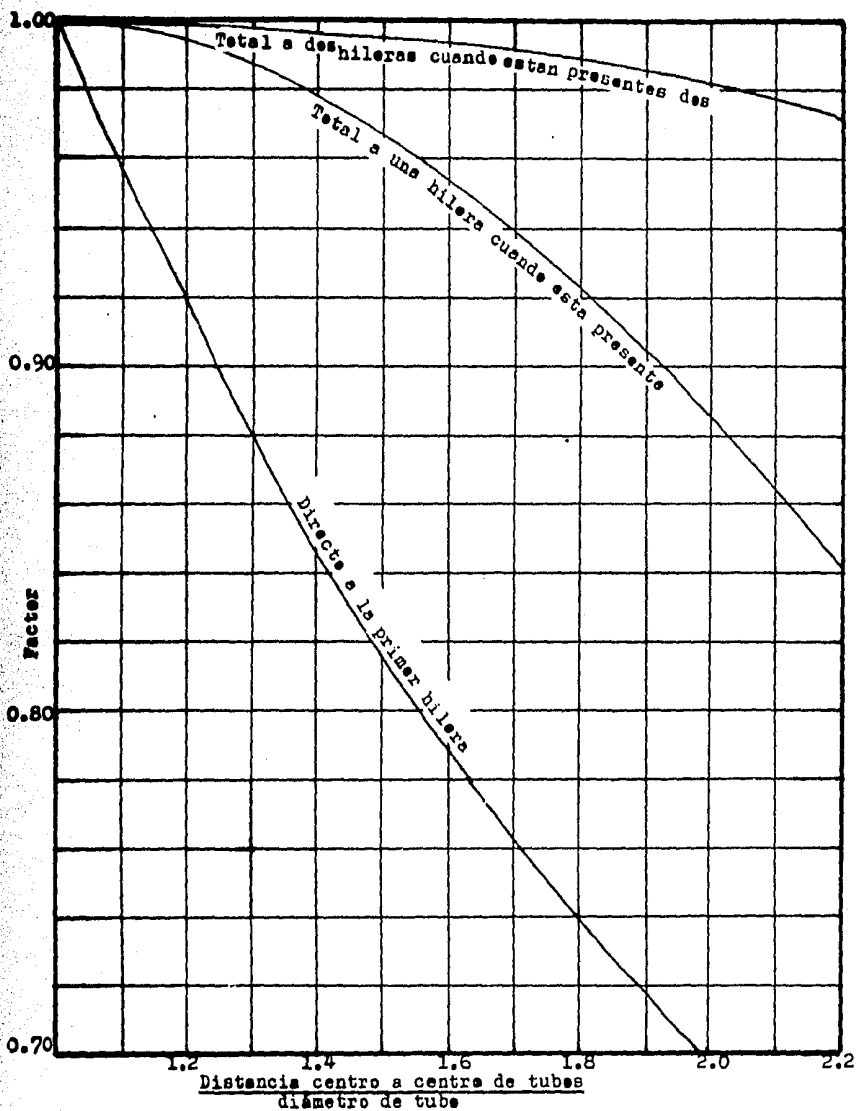


Figura I Factor de Eficiencia (Ref: R.N. Wimpess; Rating Fired Heaters; Hydrocarbon Processing & Petroleum Heaters; Oct. 1963, Vol 42 N. 10 p. 117)

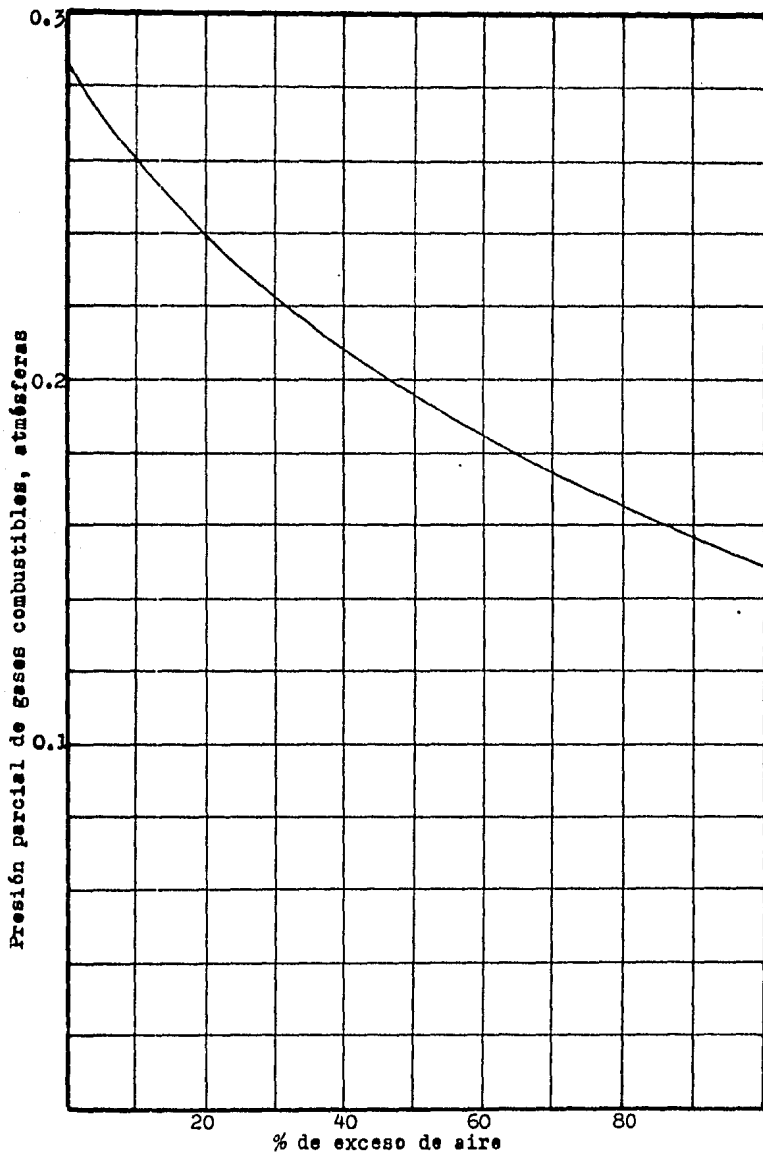


Figura II Presión Parcial de CO_2 y H_2O en gases de comb.
 (Ref: R.N. Wimpess; Rating Fired Heaters; Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner; Oct. 1963
 Vol. 42, No. 10; p. 117)

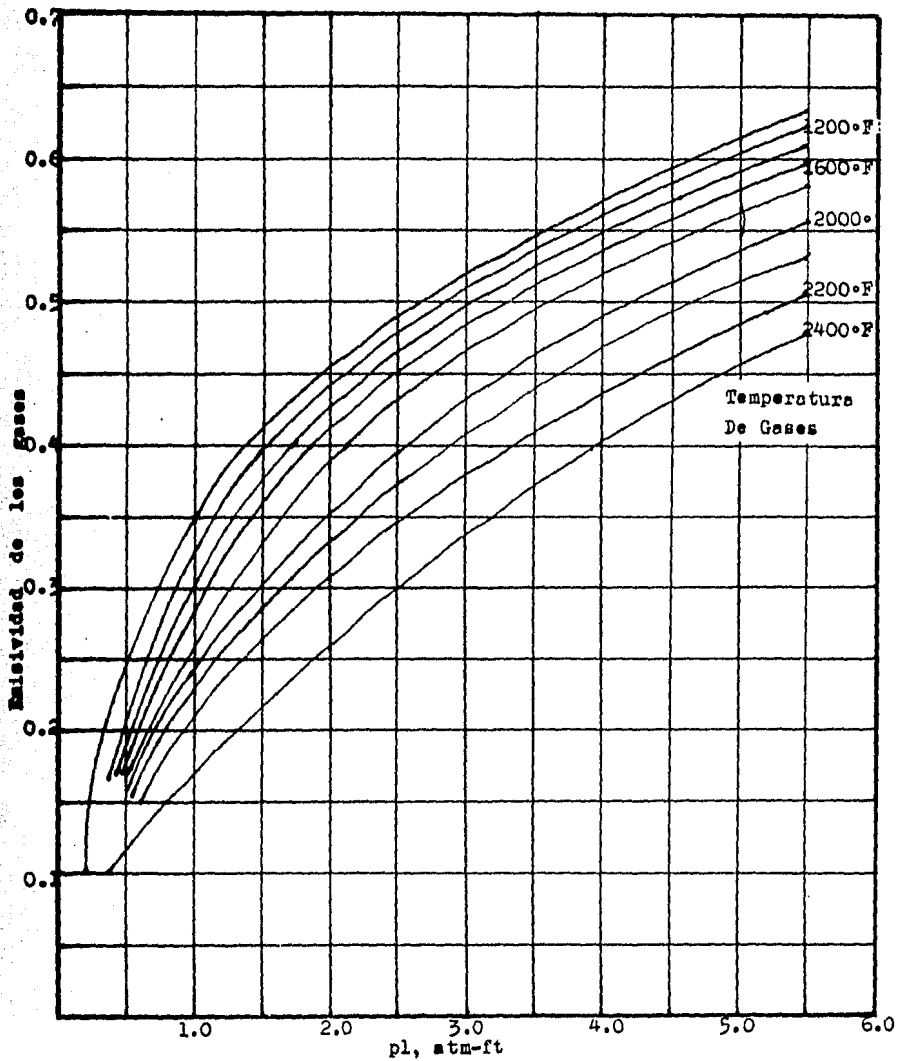


Figura III Emisividad de los gases de combustión (Ref:R.N.Wimpress; Rating Fired Heaters; Hydrocarbon Processing & Petroleum Heaters; Oct.1963, Vol. 42 N°10;p. 118)

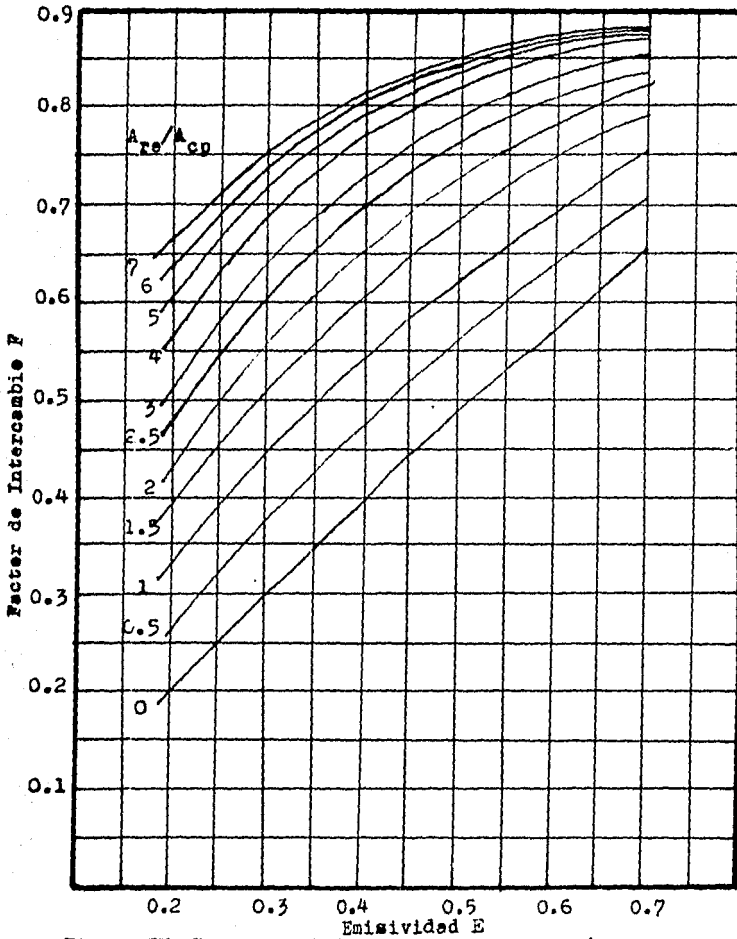


Figura IV Factor de Intercambio Radiante F (Ref: R.N. Wimpers; Rating Fired Heaters; Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner; Oct. 1963, Vol 42 No 10 p. 118)

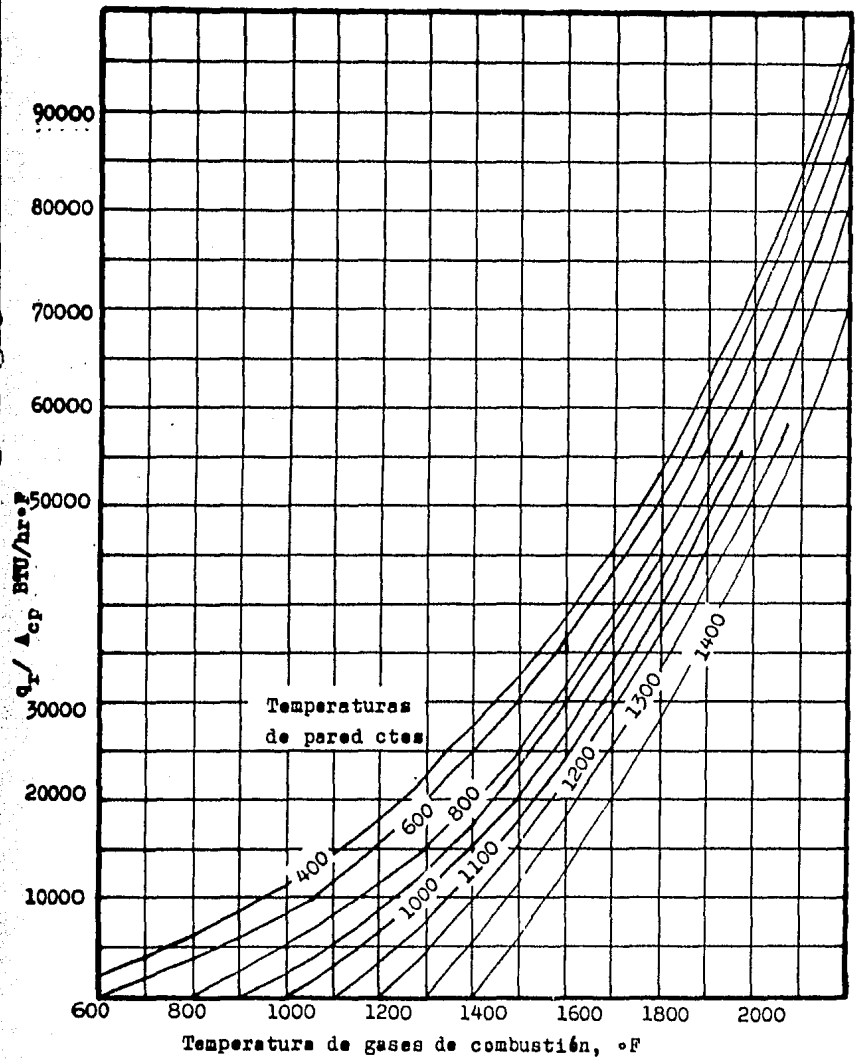


Figura V Calor Absorbido en la Sección de Radiación (Ref: R.N. Wimpress; Rating Fired Heaters; Hydrocarbon Processing & Petroleum Heaters: Oct. 1963, Vol 42 N°10; p. 119)

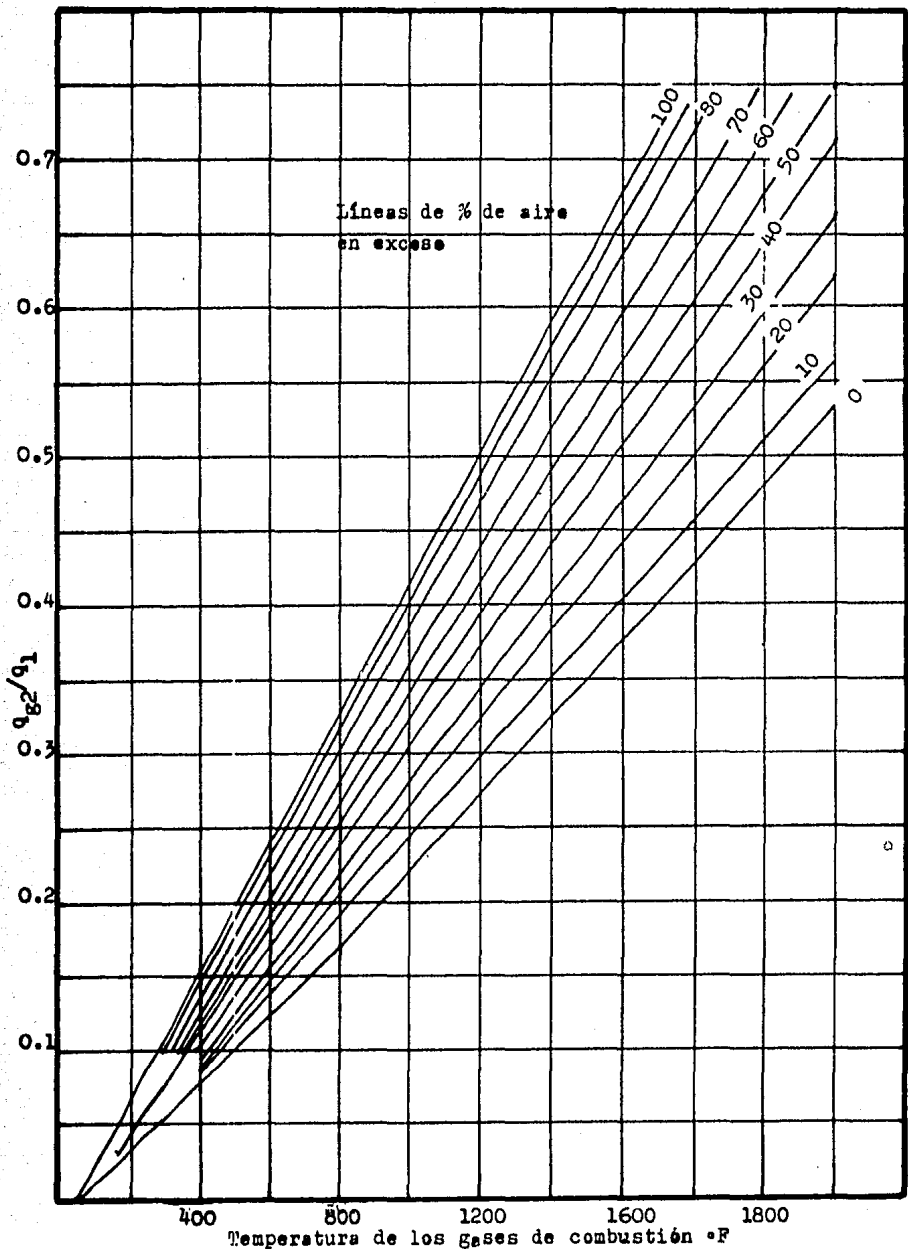


Figura VI Contenido de Calor de los Gases de Combustión

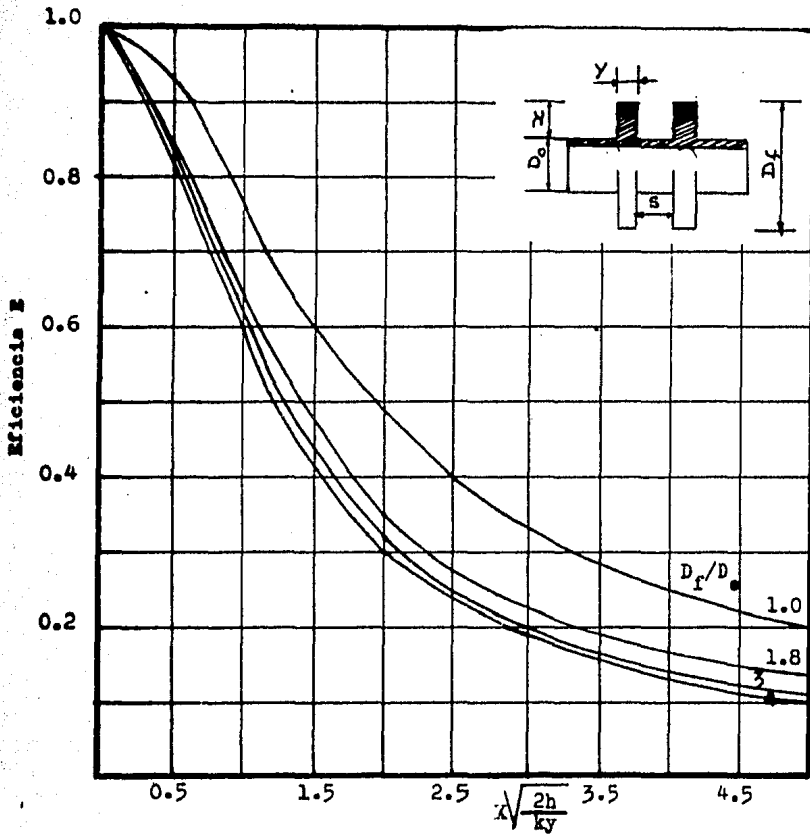


Figura VII Eficiencia de Aletas A. de Espesor Constante
 (Ref: J.L.Schwepe & C.A.Terrijos; Hydrocarbon
 Processing & petroleum Refiner; Jun.1964, Vol 43
 N°6; p. 160)

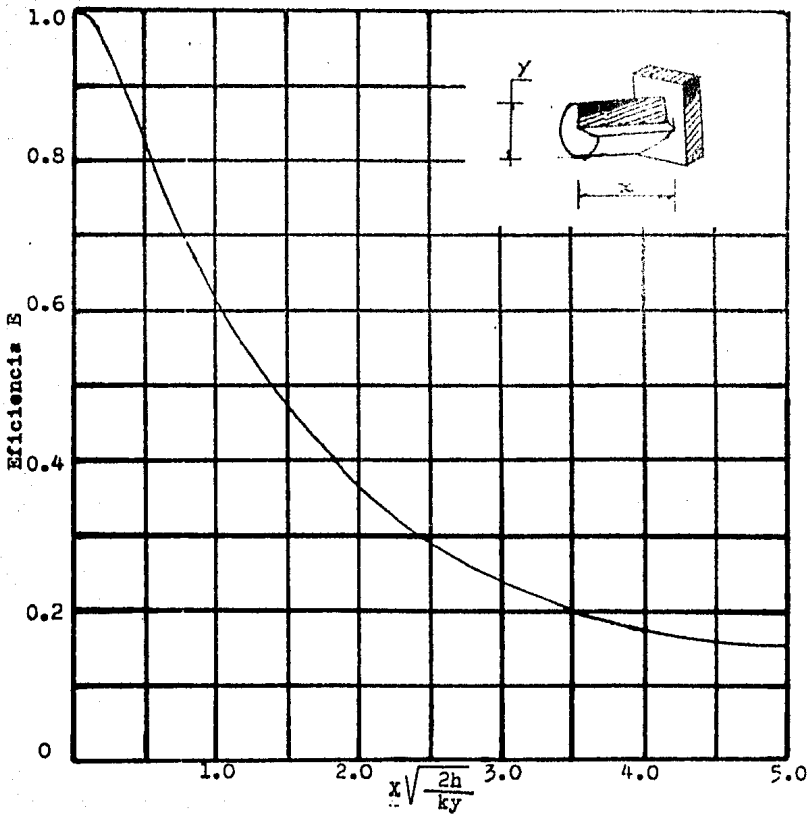


Figura VIII Eficiencia de Birles de Diámetro Constante
 (Ref: J.L. Scweppe & C.A. Terrijos; Hydro-
 carbon Processing & Petroleum Refiner; Jun.
 1964, Vol 43 N°6; p. 160)

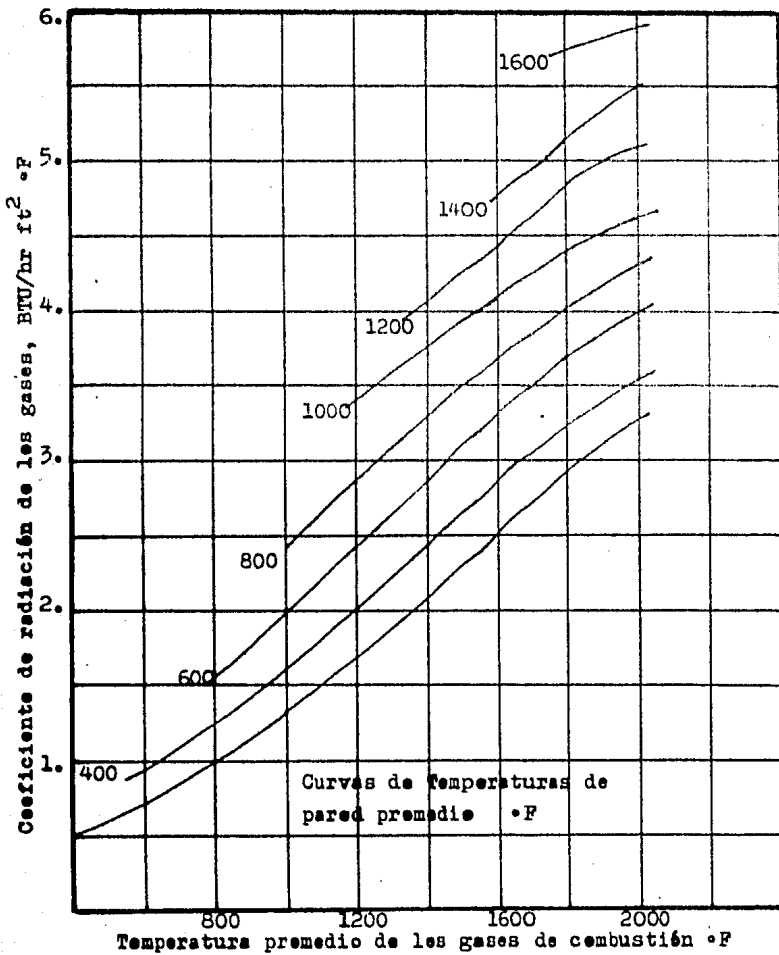


Figura IX Coeficiente de Radiación de los gases (Ref: J. L. Schweppe & C.A. Terrijes; Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner; Jun. 1964, Vol. 43 Nº 6; p. 161)

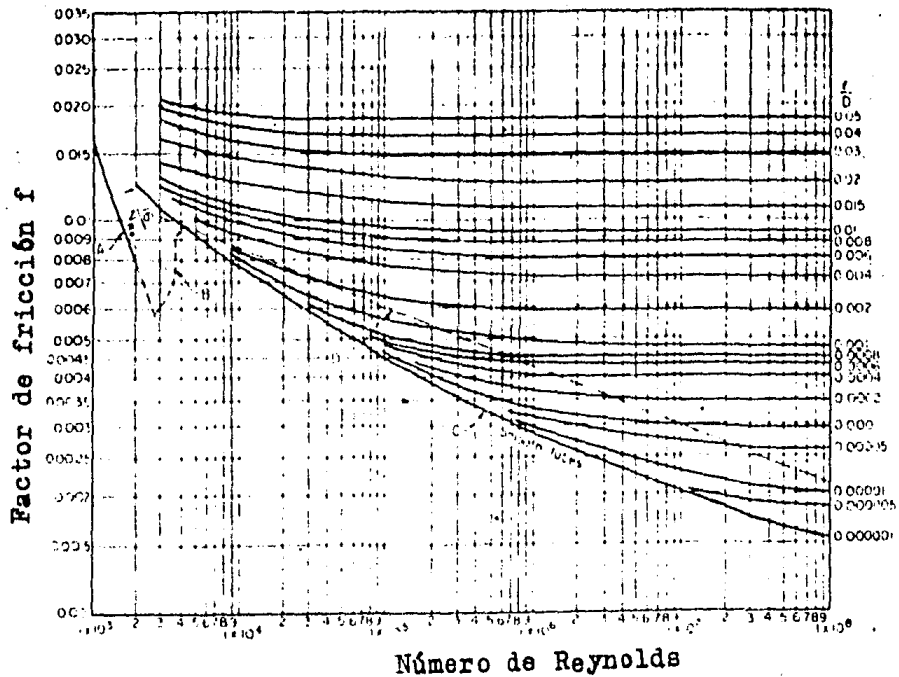


Figura X Factor de fricción de Fanning
 Ref: R.H. Perry & C.H. Chilton; Chemical
 Engineers' Handbook; McGraw-Hill, 1973;
 p. 5-22

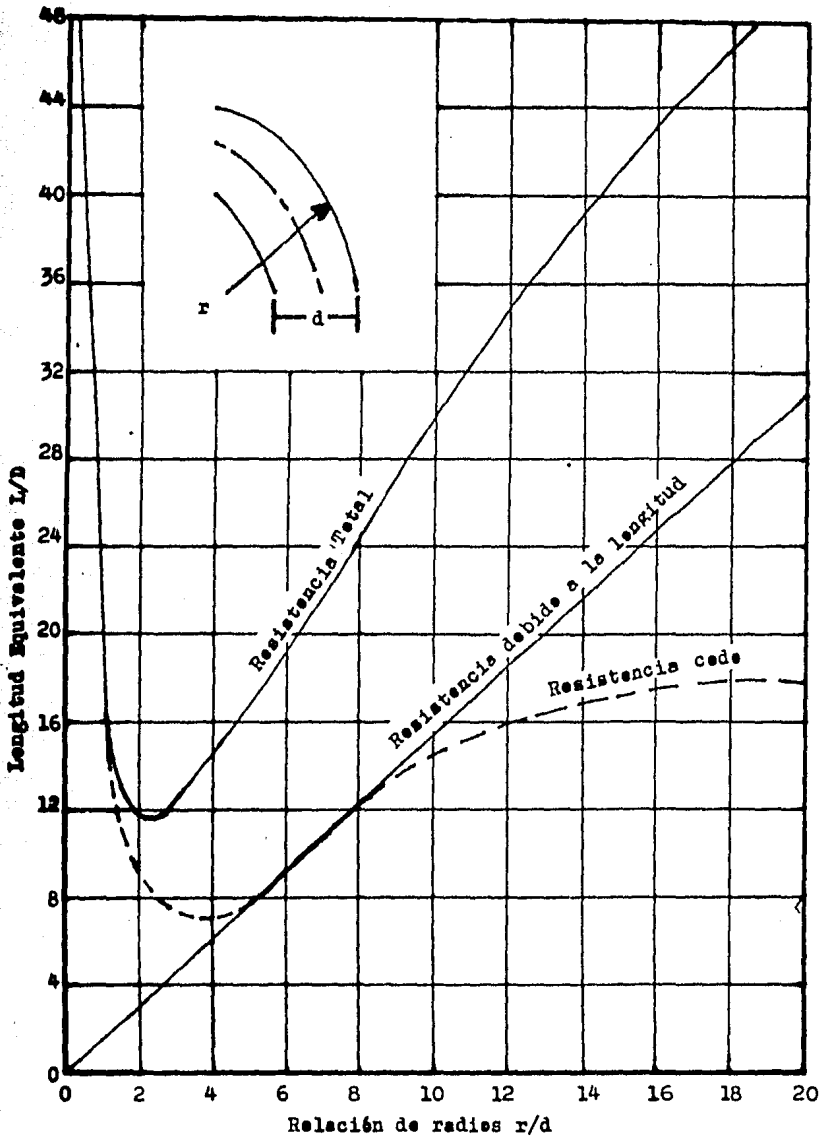
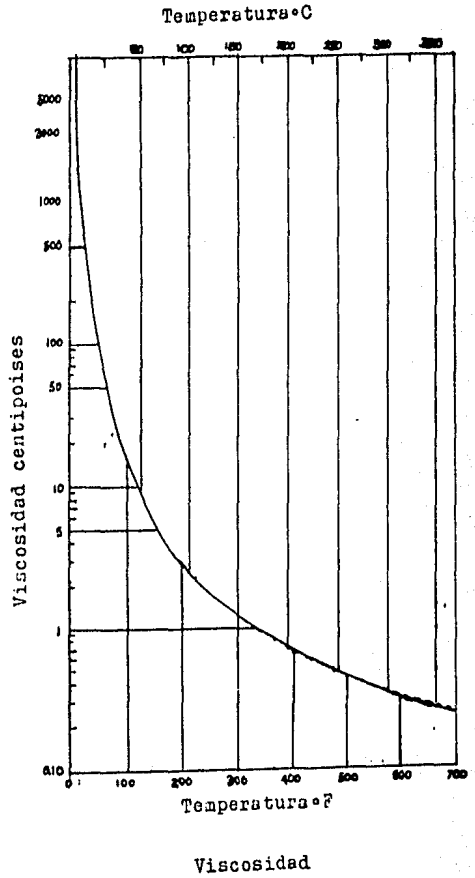
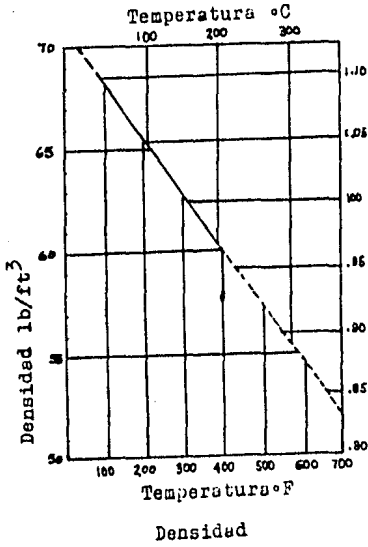
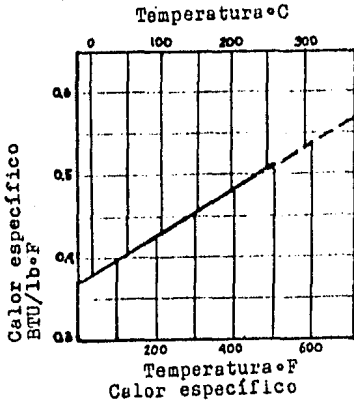


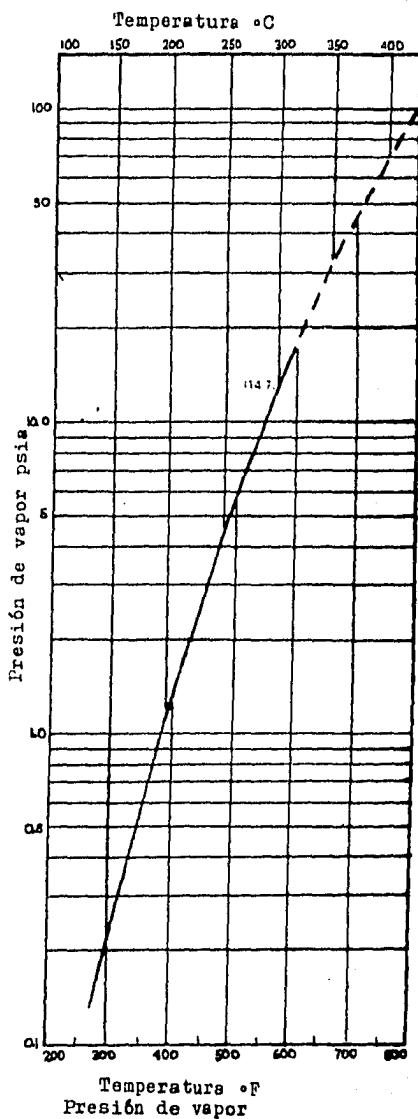
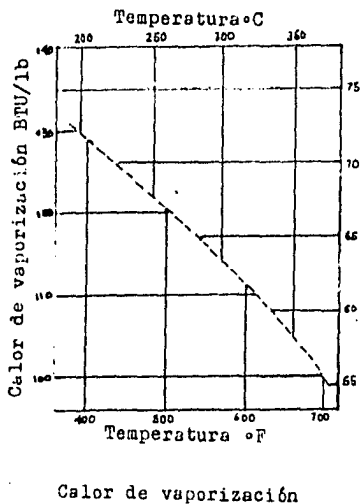
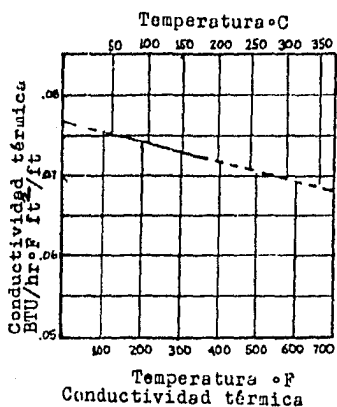
Figura XI Longitud Equivalente en Serpientes (Ref:Crane Co; Flow of fluids; 1973; p. A-27)

Figura VI.2 Propiedades físicas de Dowtherm G



Ref: Dowtherm Heat Transfer Fluids
for Low Pressure Systems; Dow
Chemical Co. p. 4

Figura VI.1 Propiedades físicas de Dowtherm G
 (Ref: Dowtherm Heat Transfer Fluids for Low Pressure
 Systems; Dow Chemical Co. p.3)



APENDICE 4

RESULTADOS EVALUACION TERMICA-HIDRAULICA DE UN PAQUETE

DE CALENTAMIENTO

Equipo: Calentador a fuego directo hoja 1 de 2

Servicio:

Planta:
Localización

FORMATO No. 1

DESCRIPCION	UNIDADES	EVAL. A	FABRICANTE A	EVAL. B	FABRICANTE B
CONDICIONES DE OPERACION					
Fluido térmico					
Flujo	lb/hr				
Temperatura de entrada	°F				
Temperatura de salida	°F				
Presión de entrada	psi				
Caída de presión	psi				
Combustible					
Flujo	lb/hr				
Exceso de aire					
Calor total liberado	BTU/hr				
DATOS DE DISEÑO					
Dimensiones totales					
Largo/Ancho/Altura	pies				
Sup. total de trans.calor	pies cuad.				
Peso del calentador en op.	lb				
Zona de radiación					
Sup. de trans. calor	pies cuad.				
Longitud total del serpen.	pies				
Longitud tubos/Nº	pies				
Diámetro círculo serpen.	pies				
Diámetro tubos/cedula	in				
Dimensiones de la zona					
Largo/Ancho/Altura	pies				
Calor Absorbido	BTU/hr				
Zona de convección					
Tipo de superficie					
Sup. de trans. calor	pies cuad.				
Longitud total	pies				
Longitud tubos/nº	pies				

**RESULTADOS EVALUACION DE LA INSTRUMENTACION Y CONTROL
DE UN PAQUETE DE CALENTAMIENTO**

Servicio
Planta
Localización

FORMATO No. 3

DESCRIPCION	CANTIDAD	VAL. BASE	FABRICANTE A	FABRICANTE B
Calentador a Fuego Directo				
Termopares en zonas de calentamiento				
Interruptor por alta temperatura pero señal en tablero				
Interruptor por exceso de temp. del metal				
Manómetros de tiro				
Controlador de tiro				
Tanque de Expansión				
Válvula de seguridad				
Interruptores de alto y bajo nivel				
Alarmas por alto y bajo nivel				
Vidrio de nivel				
Manómetro local				
Interruptores por alta y baja presión				
Regulador de presión				
Indicador de temp.				
Bombas				
Controlador de flujo				
Interruptor por bajo flujo				
Filtro				
Manómetro presión diferencial				
Manómetro de descarga				
Entrada del Fluido Térmico al calentador				
Válvula reguladora de flujo				
Válvula de seguridad				
Interruptor local por alta y baja presión				
Manómetro				
Termopar				
Salida del Fluido Térmico				
Válvula de control				
Interruptor de temp.				
Termopar				
Manómetro				
Placa de orificio				
Sistema de gas comb.				
Manómetro				
Placa de orificio				
Regulador de presión				
Válvula de corte				
Válvula de venteo				
Transmisor de presión				
Interruptores por alta y baja presión				
Regulador de presión de pilotos				
Interruptor por baja presión en pilotos				

RESULTADOS EVALUACION MECANICA-ESTRUCTURAL DE UN PAQUETE
DE CALENTAMIENTO

Servicio
Planta
Localización

FORMATO Nº 5

Equipo: Tanque de expansión y bombas Hoja de

DESCRIPCION	FABRICANTE A	FABRICANTE B	FABRICANTE C
TANQUE DE EXPANSION			
Materiales de Construcción			
Cabezas			
Envolvente			
Aislamiento			
DATOS DE DISEÑO			
Presión de diseño			
Temperatura de diseño			
Corrosión Permisible			
Relevado de esfuerzos			
Codigos			
Relevado de esfuerzos			
Radiografiado			
Tamaño boquillas			
Peso vacio			
Peso en operación			
Peso lleno de agua			
BOMBAS			
Materiales de construcción			
Caraza			
Impulsor			
DATOS DE DISEÑO			
Temperatura de diseño			
Presión de diseño			
Sello mecánico			
Codigos			
Notas			

**RESULTADOS EVALUACION ECONOMICA DE UN
PAQUETE DE CALENTAMIENTO**

Servicio

Planta

Localización

Hoja de

DESCRIPCION	INVERSION INICIAL	
	FABRICANTE A	FABRICANTE B
Calentador a fuego directo		
Bombas		
Tanque de expansión		
Instrumentación		
	COSTOS FIJOS	
Amortización		
Mantenimiento		
	COSTOS VARIABLES	
Gas Combustible		
Energía Eléctrica		
Fluido Térmico		
Total		
Notas:		
		FORMATO No. 6

NOMENCLATURA

A_r	Area expuesta a transferencia de calor por radiación, ft^2
A_c	Area expuesta a transferencia de calor por convección
A_{cp}	Area de plano frío en la sección de radiación en ft^2
A'_{cp}	Area de plano frío de los tubos escudo en la sección de convección, ft^2
A_t	Area total de las superficies de la zona de radiación, ft^2
A_{se}	Area total de superficie extendida, ft^2
A_n	Ancho de la sección de convección, ft^2
A_{fgc}	Area libre de flujo de los gases de combustión ft^2
A_l	Area de tubo liso, ft^2
A_{re}	Area de refractario, ft^2
s'_t	Superficie por pie lineal del tubo, ft^2/ft
C_p	Capacidad calorífica del fluido térmico, BTU/Lb °F
C_{p_g}	Capacidad calorífica de los gases de combustión BTU/Lb °F
C_p	Capacidad calorífica promedio, BTU/lb °F
L_o, d_o	Diámetro externo del serpentín de calentamiento ft, in
L_i, d_i	Diámetro interno del serpentín de calentamiento ft, in
L_n, d_n	Diámetro nominal del serpentín de calentamiento ft, in

D_{ct}	Diámetro del círculo de tubos formado por el serpentín de calentamiento, ft
D_s	Diámetro ocupado por la parte externa del serpentín helicoidal, ft
D_c	Diámetro del calentador, ft
D_{eq}	Diámetro equivalente, ft
D_{ch}	Diámetro de la chimenea, ft
E	Eficiencia de la superficie extendida, ft
F	Factor de intercambio
f	Factor de fricción
G', g'	Masa velocidad del fluido térmico, lb/hr ft ² , lb/seg ft ²
G_{gc}, g_{gc}	Masa velocidad de los gases de combustión en la sección de convección, lb/hr ft ² , lb/seg ft ²
G_f	Flujo volumétrico del fluido térmico, GPM
G_{gch}	Masa velocidad de los gases de combustión en la chimenea, lb/hr ft ²
h_c	Coefficiente de calor por convección de los gases de combustión, BTU/hr ft ² ·F
h_{cg}	Coefficiente total de transferencia de calor - por convección de los gases de combustión, BTU/ hr ft ² ·F
h_{efc}	Coefficiente efectivo de convección cuando se tiene superficie extendida, BTU/hr ft ² ·F
h_r	Coefficiente aparente debido a la radiación de los gases de combustión, en la zona de convección, BTU/hr ft ² ·F
h_{re}	Coefficiente aparente de las paredes del refractario en la zona de convección, BTU/hr ft ² ·F
h_i	Coefficiente de película del fluido térmico, BTU/hr ft ² ·F

h_1	Coefficiente de película del fluido térmico, BTU/hr ft ² ·F
h_{ic}	Coefficiente de película corregido, debido a la forma helicoidal del serpentín, BTU/hr ft ² ·F
H_c	Altura del calentador, ft
(H/D)	Relación altura-diámetro
H_r	Altura de la sección de radiación
k	Conductividad térmica del fluido de calentamiento, BTU/hr ft ² ·F/ft
k_g	Conductividad térmica de los gases de combustión, BTU/hr ft ² ·F/ft
k_m	Conductividad térmica del tubo, BTU/hr ft ² ·F/in
L_r	Longitud total del serpentín de calentamiento en la sección de radiación, ft
L_{tr}	Longitud de tubos en la sección de radiación, ft
L_c	Longitud del serpentín de calentamiento en la zona de convección, ft
L_{tc}	Longitud de tubos en la zona de convección, ft
L_{ret}	Longitud de los retornos, ft
L_{eq}	Longitud equivalente, ft
L_m	Longitud media del haz radiante
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica, °F
LHV	Poder calorífico inferior del combustible, BTU/lb
N	Número de vueltas del serpentín helicoidal
NTR	Número de tubos en la zona de radiación
NTCH	Número de tubos en la zona de convección por hilera
N_c	Número de codos

P	Caída de presión del fluido térmico en el calentador, lb/in^2
P_{tgc}	Caída de presión total de los gases de combustión, lb/in^2
P_{ech}	Caída de presión de los gases de combustión a la entrada de la chimenea, in H_2O
P_{sch}	Caída de presión de los gases de combustión a la salida de la chimenea, in H_2O
P_{sc}	Caída de presión de los gases de combustión en la sección de convección, in H_2O
P_{ct}	Caída de presión de los gases de combustión en el controlador de tiro, in H_2O
P_q	Caída de presión de los gases de combustión en el quemador, in H_2O
P_{ac}	Tiro suministrado por la altura de la zona de convección, in H_2O
P_f	Caída de presión por fricción de los gases de combustión en la chimenea, in H_2O
p	Presión parcial de los gases de combustión, atm
P_v	Presión de vapor del fluido térmico, atm
P_s	Presión de succión, lb/in^2
P_d	Presión de descarga, lb/in^2
P_b	Presión diferencial, lb/in^2
P_2	Presión en el calentador a fuego directo, lb/in^2
P_1	Presión en el tanque de expansión, lb/in^2
Pr	Número de Prandtl para el fluido térmico
Pr _g	Número de Prandtl para los gases de comb.

q_a	Calor sensible del aire, BTU/hr
q_c	Calor absorbido en la zona de convección, BTU/hr
q_d	Carga térmica de diseño, BTU/hr
q_l	Calor total liberado por el combustible, BTU/hr
q_f	Calor sensible del combustible, BTU/hr
q_r	Calor absorbido en la zona de radiación, BTU/hr
q_{sl}	Calor absorbido por los tubos escudo de la zona de convección, BTU/hr
$(q/A)_{rec}$	Flujo de calor recomendado por unidad de área ó flux de calor recomendado, BTU/hr·F
Q_a	Flujo volumétrico del aire, CFM
Re	Número de Reynolds del fluido térmico
Re_g	Número de Reynolds de los gases de combustión
R_1	Factor de ensuciamiento del fluido térmico, BTU/hr · F ft ²
R_o	Factor de ensuciamiento de los gases de combustión, BTU/hr · F ft ²
S_{ts}	Separación del serpentín de calentamiento al techo del calentador, ft
t_{1f}	Temperatura de entrada del fluido térmico, °F
t_{2f}	Temperatura de salida del fluido térmico, °F
t_{sa}	Temperatura de entrada del aire, °F
t_{sc}	Temperatura de entrada del combustible, °F
T_{2g}	Temperatura de los gases de combustión a la entrada de la zona de convección, °F
T_{3g}	Temperatura de los gases de combustión a la salida de la zona de convección, °F

T_{gc}	Temperatura de los gases de combustión en la zona de radiación, °F
T_f	Diferencia de temperatura a través de la película de fluido térmico, °F
t_p	Temperatura de pared del tubo, °F
T_m	Diferencia de temperatura de la pared del tubo, °F
T_p	Temperatura de pared del tubo promedio, °F
U	Coefficiente total de transferencia de calor, BTU/hr·F ft ²
V'	Volumen específico promedio del fluido térmico, ft ³ /lb
V_s	Volúmen del serpentín de calentamiento, ft ³
$V_{m\acute{a}x \text{ exp}}$	Volúmen máximo de expansión del fluido térmico, ft ³
V_{te}	Volúmen del tanque de expansión, ft ³
V_{ts}	Capacidad del circuito de calentamiento, ft ³
v_{gsc}	Velocidad de los gases de combustión en la zona de convección, ft/seg
v_{gch}	Velocidad de los gases de combustión en la chimenea, ft/seg
W	Flujo de fluido térmico, lb/hr
W_{gc}	Flujo de gases de combustión, lb/hr
W_c	Flujo de combustible, lb/hr
W_a	Flujo de aire, lb/hr

Letras griegas

α	Factor de eficiencia
β	Fracción de calor transferido en la sección de convección
ϵ	Emisividad

