

4



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES.

CAMPUS ARAGON

**“SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLIN EN
CALENTADORES A FUEGO DIRECTO”.**

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

ALBERTO AQUINO BALTAZAR

282106

**DIRECTOR DE TESIS:
ING. RAFAEL FIGUEROA BELLO**





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA 11
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
CAMPUS ARAGÓN

SECRETARÍA ACADÉMICA

Ing. IVÁN MUÑOZ SOLÍS
Jefe de la Carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica,
Presente.

En atención a la solicitud de fecha 11 de julio del año en curso, por la que se comunica que el alumno ALBERTO AQUINO BALTAZAR, de la carrera de Ingeniero Mecánico Electricista, ha concluido su trabajo de investigación intitolado "SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO", y como el mismo ha sido revisado y aprobado por usted, se autoriza su impresión; así como la iniciación de los trámites correspondientes para la celebración del Examen Profesional.

Sin otro particular, reitero a usted las seguridades de mi atenta consideración.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
San Juan de Aragón, México, 12 de julio del 2000
EL SECRETARIO


Lic. ALBERTO IBARRA ROSAS

C p Asesor de Tesis.
C p Interesado.

AIR/VSR/vr



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS
PROFESIONALES ARAGÓN - UNAM

JEFATURA DE CARRERA DE INGENIERÍA
MECÁNICA ELÉCTRICA.

OFICIO No. ENAR/JAME/0606/2000.

ASUNTO: **Sínodo.**

**LIC. ALBERTO IBARRA ROSAS,
SECRETARIO ACADÉMICO.
P R E S E N T E**

Por este conducto me permito relacionar los nombres de los Profesores que sugiero integren el Sínodo del Examen Profesional del alumno **ALBERTO AQUINO BALTAZAR**, con Número de Cuenta: **9013926-0** con el tema de tesis: **"SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLIN EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO"**.

| | | | |
|--------------------|--|--------------|-----------|
| PRESIDENTE: | ING. EVERARDO ESQUIVEL SÁNCHEZ | ENERO | 76 |
| VOCAL: | ING. RAFAEL FIGUEROA BELLO | JUNIO | 81 |
| SECRETARIO: | ING. JORGE RODRÍGUEZ LUNA | MAYO | 89 |
| SUPLENTE: | ING. JAVIER NAVA PÉREZ | NOV. | 90 |
| SUPLENTE: | ING. JULIÁN ALCANTARA HERNÁNDEZ | JULIO | 99 |

Quiero subrayar que el Director de Tesis es el Ing. Rafael Figueroa Bello, el cuál está incluido en base a lo que reza el Reglamento de Exámenes Profesionales de esta Escuela.

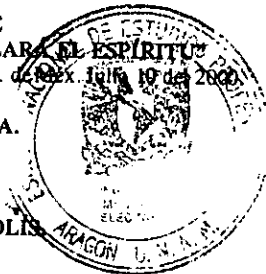
A T E N T A M E N T E

"POR MI RAZA HABLARÉ EL ESPÍRITU"

San Juan de Aragón, Edo. de Mex. a las 10 de la mañana del 19 de Julio del 2000.

EL JEFE DE CARRERA.

ING. IVÁN MUÑOZ SOLÍS



c.c.p. Lic. Ma. Teresa Luna Sánchez. - Jefa del Depto. de Servicios Escolares.
c.c.p. Ing. Rafael Figueroa Bello. - Asesor de Tesis.
c.c.p. Alumno.

IMS/mlev*



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA

DUPLICADO

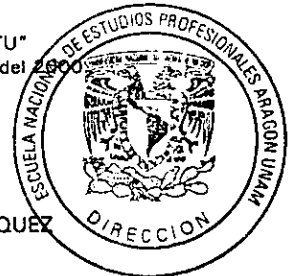
ALBERTO AQUINO BALTAZAR
PRESENTE.

En contestación a su solicitud de fecha 6 de abril de 1999, relativa a la autorización que se le debe conceder para que el señor profesor, Ing. RAFAEL FIGUEROA BELLO pueda dirigirle el trabajo de Tesis denominado, "SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLIN EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO", con fundamento en el punto 6 y siguientes del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por usted reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobada su solicitud.

Aprovecho la ocasión para reiterarle mi distinguida consideración.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPÍRITU"
San Juan de Aragón, México, 18 de mayo del 2000
EL DIRECTOR

LIC. CARLOS EDUARDO LEVY VÁZQUEZ



Nota: La aceptación del tema de tesis y asesor de la misma fue registrado en la Secretaría Académica de esta Escuela con fecha 13 de abril de 1999.

c c p Secretaría Académica.
c c p Jefatura de la Carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica .
c c p Asesor de Tesis.

ELV/AIR/V3/ma*

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAGON
INGENIERIA MECANICA ELECTRICA



INGENIERIA MECANICA ELECTRICA



CAMPUS

ARAGON

DEDICATORIAS Y AGRADECIMIENTOS

A mis padres **Constantina Baltazar Sandoval** y **Filiberto Aquino de la Cruz**, a quienes debo todo lo que soy, por su apoyo incondicional durante todo este tiempo, para ellos la culminación de mi carrera profesional, así como mi eterna gratitud, cariño y respeto.

A mis hermanos **Esperanza, Gustavo, Filiberto y Rogelio**, que con su ejemplo me han llevado a ser mejor persona y profesionista; y para mis tres amores **Elizabeth, Jaqueline y Diana**.

Para la persona que cambio el rumbo de mi vida, para ti **Alejandra**, con un cariño muy especial.

Para aquella personita que nunca llegué a conocer, pero que siempre quise; un recuerdo muy especial para ella.

Para el **Ing. Rafael Figueroa Bello** por haberme hecho el honor de asesorar y dirigir la presente tesis profesional.

Al **Ing. Jorge Meza Portillo** con mi más sincero agradecimiento por su guía, y apoyo profesional durante el desarrollo de este trabajo de tesis, para él mi gratitud, respeto y amistad.

Una mención muy significativa para las personas que de manera incondicional colaboraron tanto moral como profesionalmente para la conclusión exitosa de ésta investigación:

Ing. Adelina García García

Ing. Carmen Valdez Elías G.

Ing. Hermenegildo Rojas Chavez

Ing. Alfonso Salazar Cárdenas

A la **UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO** y muy especialmente a la **ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES, CAMPUS ARAGÓN**, por formar parte de tan noble, gloriosa y célebre Institución.

A **MIS PROFESORES**, los cuales me dieron mucho más de lo que esperaba, una formación académica.

Al **INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO** y al **DEPARTAMENTO DE DISEÑO MECÁNICO ESTRUCTURAL**, por darme la oportunidad de realizar éste trabajo de investigación.

SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN**CALENTADORES A FUEGO DIRECTO****ÍNDICE GENERAL**

INTRODUCCIÓN..... I

CAPITULO I**GENERALIDADES**

| | |
|--|----|
| 1.1 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR..... | 1 |
| CONDUCCIÓN..... | 1 |
| CONVECCIÓN..... | 2 |
| RADIACIÓN..... | 3 |
| 1.2 DESCRIPCIÓN DE LOS CALENTADORES A FUEGO DIRECTO..... | 6 |
| FUNCION E IMPORTANCIA..... | 7 |
| 1.2.1 CLASIFICACIÓN DE CALENTADORES | 7 |
| EN FUNCION DE SU GEOMETRIA..... | 8 |
| CALENTADORES DE SECCION CIRCULAR..... | 9 |
| CALENTADORES DE SECCION RECTANGULAR..... | 9 |
| 1.2.2 COMPONENTES DE UN CALENTADOR..... | 10 |
| 1.3 ZONAS TÉRMICAS DE UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO..... | 12 |
| ZONA DE RADIACIÓN..... | 12 |
| ZONA DE CONVECCIÓN..... | 13 |
| ZONA ESCUDO..... | 13 |

| | |
|---|----|
| 1.4 CARACTERÍSTICAS DE LAS SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA DE CALOR..... | 14 |
| 1.4.1 SERPENTÍN DE TUBOS DESNUDOS..... | 14 |
| CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DEL PIPE..... | 14 |
| CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DEL TUBE..... | 15 |
| ESPESORES MÍNIMO Y PROMEDIO..... | 19 |
| 1.4.2 MATERIALES DEL SERPENTÍN..... | 20 |
| 1.4.3 SERPENTÍN DE TUBOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS..... | 22 |
| CLASIFICACIÓN..... | 22 |
| ALETAS..... | 23 |
| BIRLOS..... | 25 |

CAPITULO II

ENSUCIAMIENTO DE LAS SUPERFICIES EXTERNAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

| | |
|--|----|
| 2.1 ENSUCIAMIENTO..... | 27 |
| 2.2 ENSUCIAMIENTO EXTERNO..... | 29 |
| 2.2.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS COMBUSTIBLES UTILIZADOS EN CAFD..... | 29 |
| 2.2.2 PROCESO DE FORMACIÓN DE HOLLIN (CENIZA)..... | 31 |
| 2.2.3 CAPAS DE ENSUCIAMIENTO FORMADOS SOBRE UNA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR..... | 34 |
| 2.2.4 PROCESO DE DEPOSICIÓN DE LA CENIZA..... | 34 |
| 2.2.5 CARACTERÍSTICAS DEL HOLLIN..... | 36 |
| 2.2.6 PROCESO DE TRANSFORMACIÓN DE DEPÓSITOS DE HOLLÍN A ESCORÍA..... | 37 |
| 2.3 ENSUCIAMIENTO INTERNO..... | 40 |
| 2.3.1 FORMACIÓN DEL COQUE..... | 40 |

CAPITULO III

EFFECTOS DEL ENSUCIAMIENTO EN UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO

| | |
|--|----|
| 3.1 INTRODUCCIÓN..... | 41 |
| 3.2 EFICIENCIA TÉRMICA DEL CAFD..... | 42 |
| 3.2.1 EFECTOS DEL ENSUCIAMIENTO SOBRE LA EFICIENCIA TÉRMICA..... | 43 |

| | |
|--|----|
| 3.3 CAÍDA DE PRESIÓN DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN..... | 45 |
| 3.3.1 EFECTO DEL ENSUCIAMIENTO EN LA CAÍDA DE PRESIÓN DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN..... | 45 |
| 3.4 CAÍDA DE TEMPERATURA..... | 48 |
| 3.5 CORROSIÓN A ALTAS TEMPERATURAS..... | 50 |
| OXÍGENO..... | 50 |
| TRISULFATOS DE HIERRO ALKALI..... | 52 |
| OXÍDO DE VANADIO..... | 53 |
| COMPONENTES DEL VANADIO DE BAJO PUNTO DE FUSIÓN..... | 54 |
| 3.6 ESFUERZOS POR PRESIÓN INTERNA..... | 55 |
| TERMOFLUENCIA..... | 55 |
| TEMPERATURA MÁXIMA DE PARED DEL SERPENTÍN DE TUBOS..... | 57 |
| 3.7 LIMITACIONES DEL ESFUERZO TÉRMICO PERMISIBLE..... | 63 |

CAPITULO V

CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR DEBIDO AL ENSUCIAMIENTO

| | |
|---|----|
| 4.1 MÉTODO DE CÁLCULO..... | 65 |
| 4.1.1 SECCIÓN DE CONVECCIÓN..... | 67 |
| 4.2 EJEMPLO DE APLICACIÓN..... | 70 |
| 4.2.1 BANCO DE TUBOS ESCUDO..... | 72 |
| 4.2.2 BANCO DE TUBOS EN LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN..... | 75 |
| 4.2.3 COEFICIENTE CONVECTIVO DEL GAS..... | 76 |
| 4.2.4 COEFICIENTE CONVECTIVO DE PELÍCULA..... | 77 |
| 4.2.5 COEFICIENTE CONVECTIVO DE PARED..... | 77 |
| 4.3 CÁLCULO DEL ENSUCIAMIENTO INTERNO..... | 80 |
| 4.4 CÁLCULO DEL ENSUCIAMIENTO EXTERNO..... | 81 |
| 4.5 FLUJO DE CALOR..... | 82 |

CAPITULO V

SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

| | |
|-----------------------|----|
| 5.1 INTRODUCCIÓN..... | 84 |
|-----------------------|----|

| | |
|--|-----|
| 5.2 CLASIFICACIÓN, VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE CADA TIPO..... | 85 |
| 5.2.1 PISTOLAS DE ARENA..... | 86 |
| 5.2.2 PISTOLAS DE BALINES..... | 87 |
| 5.2.3 SOPLADORES DE AGUA..... | 87 |
| 5.2.4 GOLPEADORES..... | 88 |
| 5.2.5 SOPLADORES DE HOLLÍN FIJO-ROTATORIO..... | 88 |
| 5.2.6 SOPLADORES DE HOLLÍN RETRÁCTILES..... | 90 |
| 5.2.7 SOPLADORES DE HOLLÍN SÓNICOS..... | 91 |
| 5.3 ACCIONAMIENTO DE LOS DISPOSITIVOS DE LIMPIEZA DE HOLLÍN..... | 93 |
| 5.4 INSTALACIÓN, PRÁCTICAS RECOMENDADAS E INSTALACIONES TÍPICAS..... | 94 |
| 5.4.1 INSTALACIÓN DE SOPLADORES FIJOS-ROTATORIOS..... | 94 |
| 5.4.2 INSTALACIÓN DE SOPLADORES RETRÁCTILES..... | 97 |
| 5.4.3 ARREGLOS TÍPICOS DE SOPLADORES TÍPICOS ROTATORIOS Y RETRÁCTILES..... | 98 |
| 5.4.4 MANTENIMIENTO..... | 99 |
| 5.5 SISTEMAS DE CONTROL DE LOS DISPOSITIVOS DE LIMPIEZA..... | 102 |

CAPITULO VI

ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO

| | |
|--|-----|
| 6.1 INTRODUCCIÓN..... | 103 |
| 6.2 BASES DEL ANÁLISIS TÉCNICO..... | 104 |
| 6.2.1 CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DEL CAFD..... | 104 |
| 6.2.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN..... | 105 |
| 6.2.3 CONSUMO POR SERVICIOS AUXILIARES..... | 105 |
| CONSUMO DE VAPOR..... | 106 |
| CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA..... | 107 |
| CONSUMO DE COMBUSTÓLEO..... | 108 |
| 6.3 BASES DEL ANÁLISIS ECONÓMICO..... | 110 |
| 6.3.1 INVERSIÓN DEL SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN..... | 111 |
| 6.3.2 HORIZONTE DE PLANEACIÓN..... | 111 |
| 6.3.3 COSTOS Y PRECIOS..... | 111 |
| 6.3.4 COSTOS ANUALES DE PRODUCCIÓN..... | 112 |
| COSTOS DE SERVICIOS AUXILIARES..... | 112 |

| | |
|--|-----|
| COSTOS POR MANTENIMIENTO..... | 113 |
| GASTOS GENERALES..... | 113 |
| COSTOS POR DEPRECIACIÓN..... | 113 |
| 6.3.5 INGRESOS..... | 115 |
| 6.3.6 PARÁMETROS ECONÓMICOS..... | 117 |
| VALOR PRESENTE NETO..... | 117 |
| TASA INTERNA DE RENDIMIENTO..... | 117 |
| RAZÓN BENEFICIO-COSTO..... | 118 |
| PERIODO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN..... | 118 |
| 6.3.2.6 RESULTADOS ECONÓMICOS..... | 121 |

CAPITULO VII

RECOMENDACIONES

| | |
|--|---------|
| 7.1 PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE UN SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN..... | 122 |
| 7.1.1 EQUIPOS DONDE SE PUEDEN INSTALAR..... | 122 |
| 7.1.2 TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN..... | 123 |
| 7.1.3 COMPOSICIÓN DEL COMBUSTIBLE A UTILIZAR..... | 124 |
| 7.2 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN..... | 126 |
| 7.3 OPERACIÓN DE UN SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN..... | 129 |
| 7.4 MÉTODOS PARA MÍNIMIZAR O EVITAR EL ENSUCIAMIENTO Y LA CORROSIÓN..... | 131 |
| USO DE ADITIVOS..... | 131 |
| CONTROL DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN..... | 132 |
| USO DE ALTA CALIDAD DEL COMBUSTIBLE..... | 132 |
| CONCLUSIONES..... | 133 |
| BIBLIOGRAFIA..... | 135 |

INTRODUCCION

Desde el descubrimiento del petróleo y sus propiedades, los combustibles fósiles se han convertido en una de las fuentes de energía más rentables en todo el mundo. En México no ha sido la excepción, ya que el mayor consumo de energía en la industria, es producto de combustibles derivados del petróleo, es decir, la demanda de energía en el ámbito nacional gravita en un 90% sobre los hidrocarburos. Un estudio realizado por PEMEX muestra que el consumo de combustibles industriales se encuentra distribuido de la siguiente manera:

| | |
|----------------------------------|-----|
| Combustóleo..... | 49% |
| Gas Natural..... | 51% |
| Gasóleo y Diesel Industrial..... | 1 % |

Aunque, en la actualidad se trabaja bajo la premisa de sustituir el combustóleo por gas natural, principalmente por cuestiones ambientales, el primero, sigue siendo uno de los combustibles más usados a nivel nacional, por la gran cantidad de energía que desprende al ser quemado, además de ser económico, producto del procesamiento del petróleo, tanto pesado como ligero.

En equipos de combustión, como calderas y hornos de proceso, son muy utilizados los combustibles líquidos (combustóleo) como los gaseosos (gas natural). Sin embargo, la utilización del combustóleo genera grandes problemas en el interior del calentador, sobre todo en el serpentín de tubos. Esto debido a la suciedad que se deposita sobre dichos tubos, consecuencia de la combustión. Dicha suciedad conocida como ensuciamiento se deposita sobre el serpentín de tubos, provocando una resistencia a la transferencia de calor, generada por pequeñas partículas de combustible no quemadas durante la combustión, lo que a final de

cuentas redundan en el buen funcionamiento del equipo. Este trabajo de tesis analiza este problema y plantea soluciones para evitarlo y resolverlo.

Para poder lograr lo anterior el presente trabajo se dividirá en siete capítulos, los cuales engloban el problema generado en los Calentadores a Fuego Directo, el ensuciamiento; sus efectos en dichos equipos; las pérdidas, tanto energéticas como económicas, en el sistema; así como una propuesta para solucionar dicho problema, junto con su debido análisis técnico-económico, y finalmente, el análisis y las recomendaciones más adecuadas de acuerdo a un estudio previamente citado.

De esta manera, el primer capítulo, considera una descripción del equipo que se someterá a estudio, las zonas en la que se divide; así como, las características y materiales de cada parte y componente que lo integran. Se menciona más detalladamente las superficies de transferencia de calor, mejor conocidas como serpentín de tubos, que utilizan los Calentadores a Fuego Directo, es decir, su diseño, materiales con que se fabrican, propiedades y características.

La explicación del problema, en el segundo capítulo, que se genera en el serpentín, contempla el tipo de ensuciamiento (interno o externo) que se forma, sus posibles causas de formación, el origen del mismo, sus temperaturas de formación, la manera en que se depositan sobre las superficies de transferencia de calor (serpentín de tubos); así como su proceso de desarrollo al paso del tiempo y los diversos tipos de ensuciamiento que podemos encontrar.

El tercer capítulo, fundamenta la realización de este trabajo, ya que trata los efectos del ensuciamiento sobre los Calentadores a Fuego Directo, y más propiamente sobre las superficies de transferencia de calor, es decir, nos menciona los diversos efectos causados por el ensuciamiento, los cuales los podemos dividir en cinco principalmente: eficiencia térmica, caída de presión de los gases de combustión, caída de temperatura, corrosión a altas temperaturas y esfuerzos por presión interna, aunque, pueden generarse otros, estos son los que tienen mayor relevancia.

El siguiente capítulo, es el cálculo matemático de la pérdida de calor debido al ensuciamiento. Este capítulo en su primera parte, nos explica el método de cálculo utilizado.

En la segunda parte, nos da el ejemplo de aplicación, a través del cual se comprueba el daño térmico que causan los depósitos de ensuciamiento, y como consecuencia, durante la operación del Calentador a Fuego Directo.

El quinto capítulo, describe los diversos tipos de sistemas de limpieza conocidos en el mercado como sopladores de hollín, los cuales se utilizaran para evitar el ensuciamiento. Se menciona su clasificación y descripción de cada tipo; así como el accionamiento de dichos dispositivos, su instalación, su mantenimiento y los sistemas de control utilizados en los calentadores.

El capítulo seis, uno de los más importantes y en el cual radica la rentabilidad de los sistemas de limpieza recomendados en el capítulo anterior. El estudio se realiza en función de un solo tipo de soplador de hollín. Por lo tanto, la selección adecuada del sistema de limpieza debe basarse en las recomendaciones del fabricante, así como de un estudio técnico-económico, el cual servirá para elegir el tipo adecuado de soplador, así como los beneficios que se obtendrán a mediano y largo plazo.

En el último capítulo, se recomiendan los parámetros a tomar en cuenta para la selección del sistema de remoción de hollín: equipos donde se pueden instalar, temperatura de los gases de combustión y composición del combustible a utilizar. Es claro que hay más parámetros que deben tomarse en cuenta, sin embargo, en base al estudio de este trabajo estos son los más importantes. También se menciona el modo de operación del sistema de remoción de hollín. Finalmente, se explican algunos métodos alternativos para evitar o minimizar el ensuciamiento y la corrosión, como son: el uso de aditivos, control de las condiciones de operación y el uso de combustibles de alta calidad.

CAPÍTULO PRIMERO

GENERALIDADES

1.1 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En general, en cualquier sistema se lleva a cabo la transferencia de calor, sin embargo, se encuentran únicamente tres formas de transmitirlo: por conducción, convección y radiación.

CONDUCCIÓN

Es un proceso de propagación de energía, en forma de calor, por contacto directo entre las partículas de uno o varios cuerpos a distintas temperaturas, debido al movimiento de las moléculas de la sustancia. En dicha transferencia, la dirección del flujo de calor es perpendicular al cuerpo, siempre y cuando sea isotérmico, homogéneo e isotrópico. Fourier a partir de derivaciones y cálculos matemáticos formuló que el flujo de calor es proporcional al cambio de temperatura a través de la pared y al área de la misma A, esto es,

$$dQ = kA \left[-\frac{dt}{dx} \right] \quad \text{[BTU/hr] ; [Watts]} \dots\dots\dots 1.1.1$$

donde:

t = temperatura en cualquier punto de la pared,

x = espesor de la pared en dirección del flujo de calor,

dQ = cantidad de flujo de calor

El término $-dt/dx$ llamado gradiente de temperatura es negativo debido a la suposición de que se tiene una temperatura mayor en la cara de la pared en donde $x = 0$ y menor en la cara donde $x = x$. La constante de proporcionalidad K es conocida como *conductividad térmica*. En los sólidos dicha constante varía dependiendo de su conductividad al flujo de calor. La conducción pura aparece en gases y líquidos cuando no existe la posibilidad de transmisión de calor por convección.

CONVECCIÓN

Proceso de transmisión de calor llevado a cabo por el movimiento natural (de las micropartículas) de un fluido, líquido o gas, desde una región de alta temperatura hacia otra de menor. El calor se transporta de una manera simultánea por conducción y convección, debido a que el contacto entre partículas a distintas temperaturas durante el movimiento del fluido es inevitable. Este movimiento se basa en el principio de Arquímedes, el cual dice que un fluido a mayor temperatura tiene menor peso (menor densidad) y, viceversa, un fluido a menor temperatura tiene mayor peso (mayor densidad).

Para cálculos prácticos, el mecanismo de transmisión de calor por convección se basa en la ley de Newton (Ley de Enfriamiento):

$$Q = hA (t_s - t_f) \quad (\text{BTU/hr}) ; [\text{W}] \dots\dots\dots 1.1.2$$

Esta ley dice que, el flujo de calor Q hacia una pared o de esta al fluido es proporcional al área de la superficie A , y a la diferencia de temperatura $\Delta t = t_s - t_f$, donde t_s es la temperatura de la superficie y t_f es del líquido o medio gaseoso.

Sin embargo, el intercambio de calor necesita un coeficiente de proporcionalidad h , llamado comúnmente "coeficiente local de transmisión de calor",

$$h = \frac{dQ}{(t_s - t_f)dA} = \frac{q}{(t_s - t_f)} \quad [\text{Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}] ; [\text{W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}] \dots\dots\dots 1.1.3$$

Dicho coeficiente h depende de la forma y dimensiones del sólido, de las condiciones del flujo, de la temperatura, velocidad, propiedades físicas del fluido y otros parámetros.

De acuerdo a la naturaleza del movimiento del fluido se distinguen dos tipos de convección: la forzada y la natural (también llamada "libre"). La convección libre puede aparecer en un fluido (líquido o gas) de densidad variable, es decir, la diferencia de pesos específicos entre las partículas calientes y frías del fluido provocan su movimiento. La naturaleza e intensidad de la convección natural están determinadas por las condiciones térmicas del proceso y dependen de la clase del fluido, de la diferencia de la temperatura y del volumen de espacio en que se lleva a cabo.

Normalmente, la convección forzada va acompañada de la natural y su única diferencia es que ocurren a diferentes velocidades; la natural es mayor cuanto mayor es la diferencia de temperatura y menor la velocidad del movimiento forzado. Con altas velocidades, el efecto de la convección libre es despreciable.

Este proceso considera el proceso de transferencia y de flujo de calor en estado estacionario, el cual establece como condición que la velocidad y temperatura del fluido sean constantes en el tiempo en cada punto del fluido.

RADIACIÓN

Proceso de transmisión de energía interna, en forma de energía calorífica, de una sustancia sólida, líquida o gaseosa por medio de ondas electromagnéticas ⁽¹⁾. Esto es, cuando un cuerpo emite radiación lo hace en forma de energía térmica; así, en el momento en que comienza a propagarse se transforma en energía radiante; finalmente, cuando el cuerpo receptor absorbe tal

1. Las ondas electromagnéticas son perturbaciones originadas en el cuerpo emisor que se propagan a la velocidad de la luz (3×10^8 m/s).

energía se convierte en térmica o calorífica. Debe mencionarse que, un cuerpo en cualquier estado de la materia, irradia y absorbe radiación electromagnética, si no fuera así dicho cuerpo irradiaría toda su energía interna y su temperatura llegaría a cero absoluto.

La radiación es considerada de naturaleza especial, ya que posee propiedades continuas del campo de ondas electromagnéticas, llamadas ondulatorias, y propiedades típicas de los fotones, llamadas corpusculares. En las primeras, la radiación de los metales es de naturaleza pulsatoria y sus ondas son de varias frecuencias, incluyendo las de baja. En el segundo tipo de propiedades, la energía térmica no es absorbida y emitida de forma continua, sino en cantidades discretas, cuantos o fotones ⁽²⁾. Debido a que el fotón es una partícula de materia, la radiación térmica se considera como un gas de fotones. El paso de los fotones a través de una sustancia es un proceso de absorción y emisión de energía de estos por los átomos y moléculas de esta sustancia.

La naturaleza de cualquier radiación es semejante y sólo se diferencian por la longitud de onda.

Aquellos cuerpos que absorben toda la energía de la radiación térmica se llaman **cuerpos negros**, su absorptividad es $A=1$. En tanto que, los cuerpos cuya absorptividad de radiación es independiente de la longitud de onda son llamados cuerpos **no negros o grises**. Esto es debido a que no absorben toda la radiación que les llega, es decir, parte de ella es reflejada o lo atraviesa.

La radiación está basada en una serie de leyes bajo las cuales se explica su comportamiento, así como su naturaleza. Estas leyes de la radiación han sido elaboradas para

2.El fotón es una partícula de materia que posee energía, cantidad de movimiento, masa electromagnética

cuerpos ideales, como el cuerpo negro, y radiación en equilibrio⁽³⁾. **Ley de Stefan-Boltzmann**, considerada una de las más importantes, establece la dependencia de la radiación con la temperatura, y varía proporcionalmente a la cuarta potencia de la temperatura absoluta. La relación se representa de la siguiente forma:

$$E_0 = c_0 \left[\frac{T}{100} \right]^4 \quad [\text{Btu/hr ft}^2] ; [\text{W/m}^2] \dots\dots\dots 1.1.4$$

donde $c_0 = c_1/15 (\pi/c_2)^4 \times 10^8 = 5.67 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ es la constante de un cuerpo negro.

3. *Radiación En Equilibrio se entiende como la radiación de un sistema emisor cuyos cuerpos tienen igual temperatura.*

1.2 DESCRIPCIÓN DE LOS CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

Dentro de la industria petrolera, tanto en la refinación como en la petroquímica, frecuentemente se requiere calentar algún fluido. Para lograr esto se requieren **Calentadores a Fuego Directo, también llamados hornos o calentadores de proceso**. Los cuales se definen como equipos de transferencia de calor cuya finalidad es elevar la temperatura de un fluido de proceso que circula en el interior de los tubos para su posterior aprovechamiento en el proceso. Tales equipos son llamados así debido a que parte de los tubos del serpentín se encuentran en la sección donde se genera la flama. Esta es generada por un quemador, equipo donde se realiza la combustión del gas o combustóleo, de la cual se desprende la energía térmica dirigida a calentar el fluido.

La estructura de los calentadores está concebida como una envolvente metálica, de forma cilíndrica o rectangular, junto con una pared de refractario aislante. En su interior, se encuentra un serpentín de tubos (por donde circula el fluido), los cuales están sostenidos por un sistema de soportería.

El tamaño de un calentador está en función de sus condiciones de diseño como es la capacidad para la absorción de calor. El rango va de 150 KW (500 KBTU/hr) hasta calentadores de una capacidad de 150 MW (500 MBTU/hr), para hornos reformadores o para generación de vapor.

La mayoría de calentadores que se utilizan en la actualidad se encuentran en el rango de 3 a 105 MW (10.2 a 358 MBTU/hr) de capacidad de absorción de calor o capacidad térmica.

FUNCIÓN E IMPORTANCIA DENTRO DE UNA PLANTA DE PROCESO.

La función principal de un CAFD es la de suministrar una cantidad específica de calor a elevados niveles de temperatura, con el fin de darle ciertas características específicas al fluido de proceso.

En un CAFD se libera calor por el quemado de algún combustible fósil dentro de una cámara aislada y éste es transferido a un fluido que está contenido en un serpentín tubular. Los tubos del serpentín están colocados en las paredes y techo de las cámaras de combustión, donde la transferencia de calor se da por radiación.

La importancia estriba en el hecho de que, en las plantas de la industria de la refinación y la petroquímica primaria, los equipos de combustión conocidos como Calentadores a Fuego Directo u hornos, son los principales consumidores de energía; ya que consumen el 65% de la energía demandada en un proceso.

1.2.1 CLASIFICACIÓN DE CALENTADORES.

De acuerdo a su servicio, los calentadores se clasifican principalmente en seis categorías que a continuación se listan:

- a) Rehervidor de columna.
- b) Precaentador fraccionador de alimentación.
- c) Precaentador reactor de alimentación.
- d) Calentador abastecedor de transferencia media.
- e) Calentador reductor de viscosidad.
- f) Reactor

EN FUNCIÓN DE SU GEOMETRÍA.

Existen muchas variantes en el diseño, disposición y detalles de construcción de los CAFD. Esto se debe a que el diseño para cada calentador es único, ya que cada proyecto también lo es; sin embargo se puede hacer una clasificación general de los tipos de calentadores a fuego directo (Figura 1.1) atendiendo a la orientación de los tubos del serpentín en la zona de radiación; la cual puede ser horizontal o vertical; es decir:

- a) Vertical cilíndrico sólo con radiación.
- b) Cilíndrico vertical con serpentín en forma helicoidal.
- c) Cilíndrico Vertical con flujo de convección cruzado.
- d) Cilíndrico vertical con la zona de convección integrada.
- e) Tipo postigo.
- f) De tubos verticales con doble fila de quemadores.
- g) De tubos horizontales con cabina.
- h) Rectangulares con tubos horizontales de doble celda.
- i) De caja con tubos horizontales con muro intermedio divisor.
- j) De tubos horizontales con quemadores en el final de la caja.
- k) De caja con tubos horizontales con la sección de convección montada lateralmente.
- l) De tubos horizontales con doble hilera de quemadores.

Estos equipos por sus características de comportamiento y concepción de diseño desarrollarán en las cámaras de combustión temperaturas superiores a 1200 °C (2200 °F).

Los CAFD, también, se clasifican en:

- a) Calentadores de sección circular (verticales), y
- b) Calentadores de sección rectangular (horizontales).

CALENTADORES DE SECCIÓN CIRCULAR.

En este tipo de CAFD, el serpentín de tubos está dispuesto en forma vertical o helicoidal a lo largo de la cámara de combustión y su sección transversal es circular, por lo que dicha cámara, debido a su orientación sirve de tiro, disminuyendo la altura de la chimenea.

Los quemadores se colocan en el piso de la zona de radiación, orientando la flama verticalmente. En la zona de convección el arreglo del serpentín es horizontal, formando un banco de tubos colocados en la parte superior de la cámara de combustión donde proporciona un mayor aprovechamiento de la energía.

Este tipo de CAFD puede prescindir de esta zona adicional de calentamiento, cuando el diseño requiere bajas eficiencias, lo cual representa bajo costo del equipo.

CALENTADORES DE SECCIÓN RECTANGULAR.

En este tipo de calentadores, el serpentín de tubos en la sección de radiación tiene un arreglo horizontal a lo largo de las paredes laterales y el techo, así como horizontal o bien vertical al centro de la cámara de combustión; a la cual se le conoce como celda.

Su sección transversal es rectangular y normalmente los tubos son calentados verticalmente desde el piso y horizontalmente por quemadores montados en las paredes frontales y/o laterales. Al igual que los calentadores de sección circular, en la zona de convección, la orientación del serpentín es horizontal, y debido a su rango de carga térmica, siempre es justificable el uso de esta zona adicional.

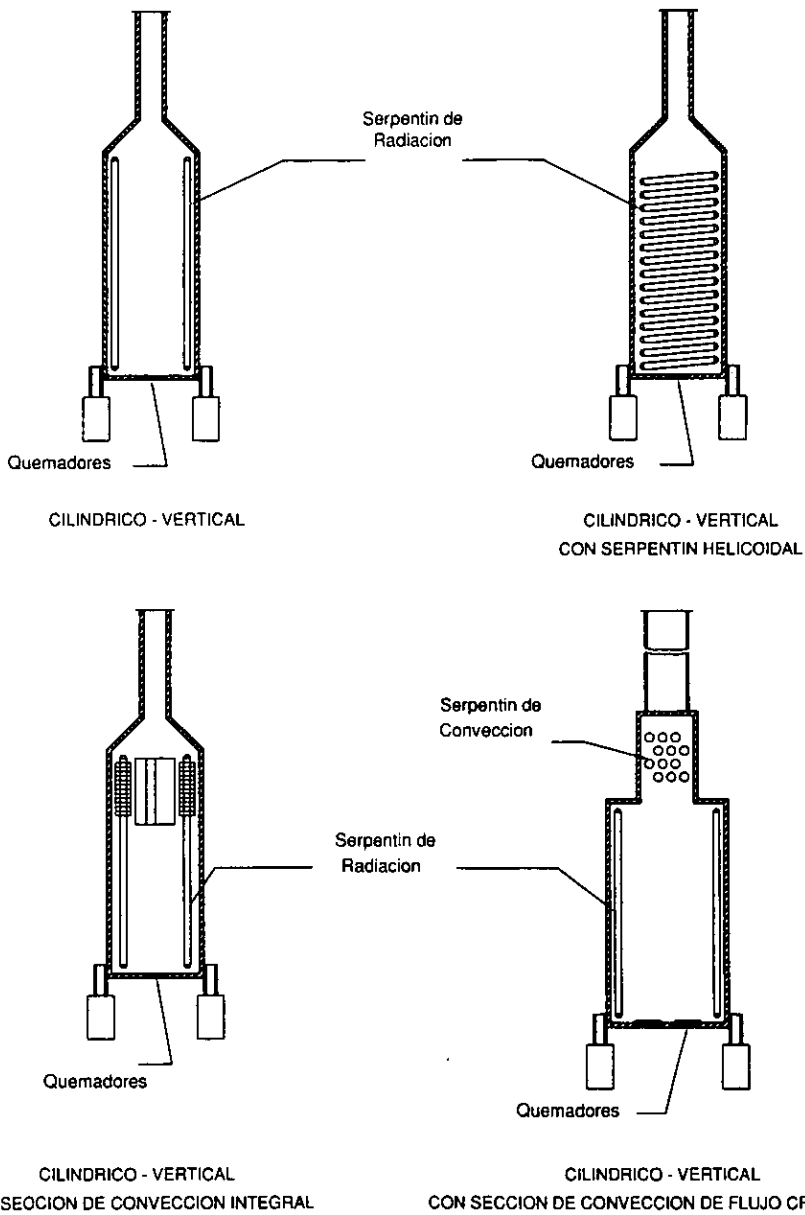
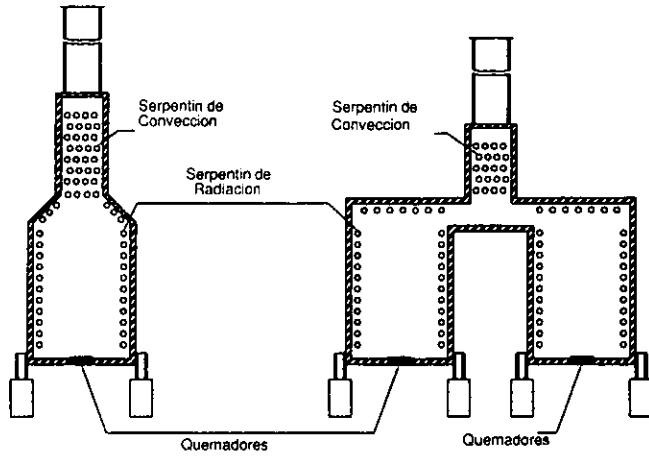


FIGURA 1.1 CALENTADORES A FUEGO DIRECTO CILINDRICO-VERTICAL

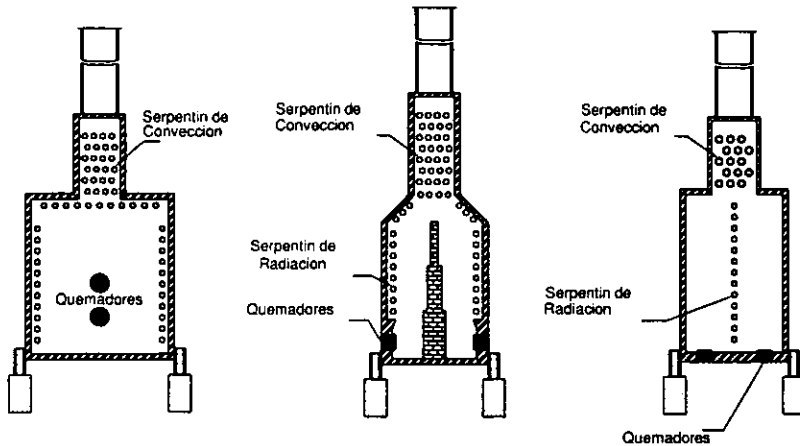
| | | | | | |
|-----------------------|-----|---------------------------------------|-----|-----------|-------------------------|
| ESC.: | SIN | ACOT.: | SIN | PRESENTA: | ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA | | SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOJÍN EN CAFD | | | |

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAGÓN



DE TUBOS HORIZONTALES
CON CABINA

RECTANGULAR CON LOS TUBOS
HORIZONTALES DE DOBLE CELDA



DE TUBOS HORIZONTALES CON
QUEMADORES EN FINAL DE LA CAJA

DE CAJA CON TUBOS
HORIZONTALES CON
MURO INTERMEDIO

DE TUBOS HORIZONTALES CON
DOBLE HILERA DE QUEMADORES

FIGURA 1.1 CALENTADORES A FUEGO DIRECTO RECTANGULAR-HORIZONTAL

ESC.: SIN

ACOT.: SIN

PRESENTA
ALBERTO AQUINO BALTAZAR

TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFD

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAGÓN

1.2.2 COMPONENTES DE UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO.

Los componentes principales que constituyen un *calentador* son los siguientes (VER Figura 1.2):

Serpentín.- Es el conjunto de tubos a través del cual el fluido de proceso circula desde el cabezal de entrada hasta el de salida del CAFD. El serpentín es el componente más importante y más costoso de un calentador a fuego directo. Los tubos están colocados en serie por medio de retornos o cabezales: los tubos instalados en la sección de radiación son lisos, generalmente de cédula 40 y 80 y en la sección de convección son de superficie extendida.

Soportes de tubos.- Es el elemento mecánico que sirve para soportar los tubos del serpentín dentro del calentador.

Paredes.- Las paredes del calentador están formadas en su parte exterior por una cubierta de acero y en su parte interior por un material aislante refractario.

Refractarios.- Son materiales inorgánicos no metálicos que proporcionan la estructura o revestimiento necesario para soportar las altas temperaturas. Tienen la función de aislante porque son de muy baja conductividad térmica, estos pueden ser ladrillos y concretos incluyendo las fibras cerámicas. Los refractarios son destruidos por las altas temperaturas, el ataque químico de la atmósfera en combinación con las temperaturas de trabajo y por el contenido de azufre y sales metálicas en los combustibles.

Aislantes.- Son materiales de muy baja conductividad térmica, como por ejemplo ladrillos y concreto, incluyendo las fibras cerámicas. Los aislantes están constituidos por refractarios.

Quemadores.- Un quemador está conformado por un conjunto de accesorios que mezclan de manera adecuada cantidades específicas de aire y combustible en forma homogénea, provocando después que el combustible se queme a través de un proceso químico exotérmico estable, existen los siguientes tipos de quemadores:

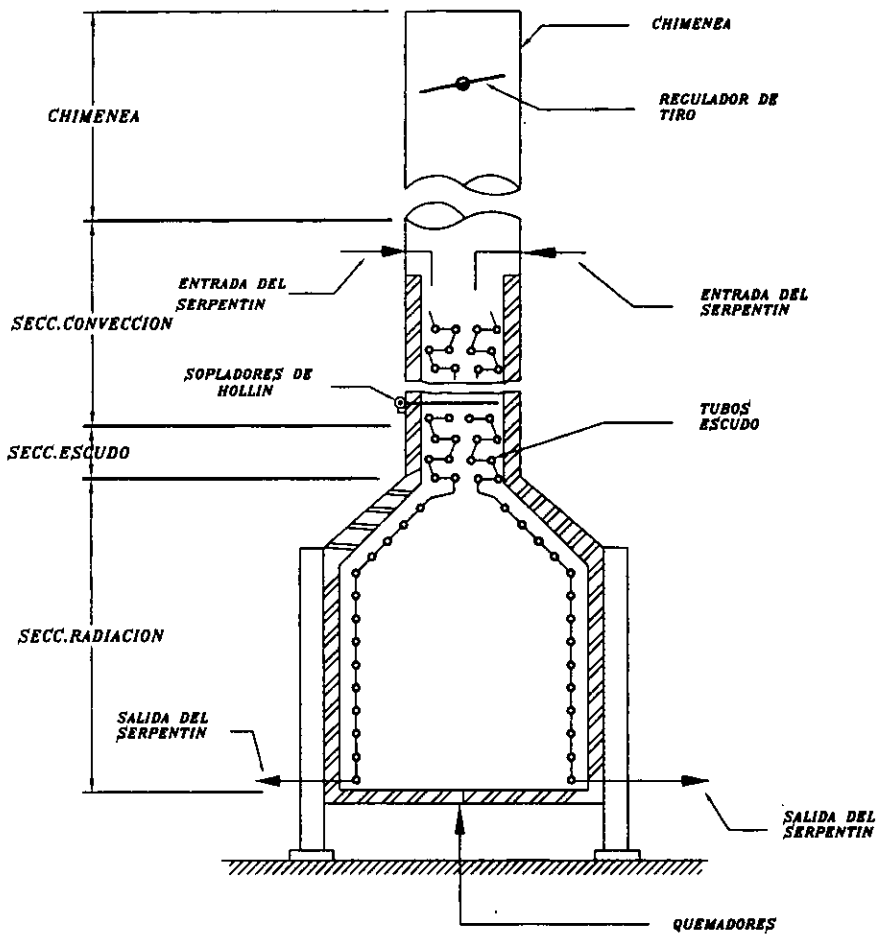


FIGURA 1.2 CORTE DE UN CAFD RECTANGULAR-HORIZONTAL

| | | |
|---|------------|--------------------------------------|
| ESC.: SIN | ACOT.: SIN | PRESENTA: ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCION DE HOLLIN EN CAFD | | |

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAGON

- Quemadores de combustóleo, que mezclan aire, combustóleo y vapor de atomización.
- Quemadores de gas que mezclan aire y gas.
- Quemadores que combinan el manejo de combustóleo y gas.

Sopladores de hollín.- Los sopladores de hollín pueden definirse como equipos diseñados para remover el ensuciamiento por ceniza, que se encuentra sobre las superficies de transferencia de calor del serpentín (de tubos desnudos o con superficies extendidas), por medio del impacto de partículas, vapor o agua a gran velocidad, o bien, por la vibración de los tubos. Los sopladores de hollín se localizan en la zona de convección a distintas alturas y, comercialmente, existen en una gran variedad.

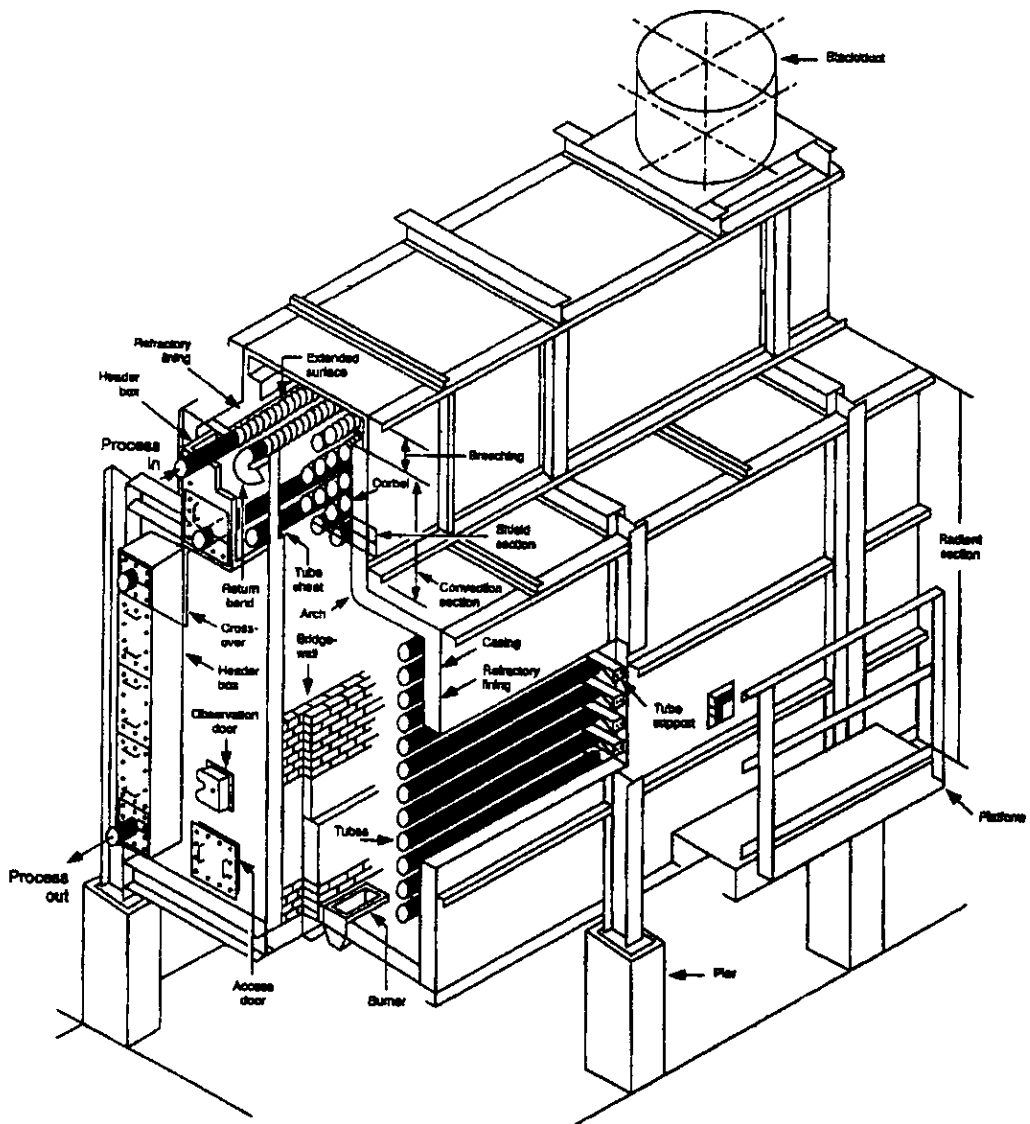
Ventiladores.- Son aparatos cuya función es mover o conducir los gases a través de ductos y otros equipos, relativamente a bajas presiones.

Compuertas y mamparas.- Dispositivos que se colocan generalmente dentro de ductos de gases de combustión y aire, permitiendo el paso de éstos y regulando su flujo.

Chimenea.- Una chimenea es un conducto que permite enviar a la atmósfera los productos de la combustión, además de proveer el jalón o tiro suficiente para mantener circulando el aire y gases a través del calentador y la propia chimenea.

Estructura o envolvente.- Es la cubierta metálica que encierra al calentador. Todas las cargas de los tubos y cabezales serán soportadas por esta estructura de acero; y no por el concreto refractario.

Instrumentación.- Es el equipo controlador e indicador de las condiciones de operación de un CAFD; tales como: controladores, registradores, termopares, circuitos de paro por emergencia, indicadores de presión, indicadores de flujo de combustible, de energía eléctrica y vapor.



COMPONENTES DE UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO

1.3 ZONAS TÉRMICAS DE UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO.

En el interior de un calentador a fuego directo, se presenta una combinación de los mecanismos de transferencia de calor, llegando a predominar:

- Transferencia de calor por **radiación**.
- Transferencia de calor por **convección**.

A partir de estos fenómenos, la transferencia de calor en los CAFD se divide en tres secciones o zonas (Figura 1.3):

- 1) zona de Radiación.
- 2) zona de Convección.
- 3) zona de Escudo.

ZONA DE RADIACIÓN.

Es la zona del calentador donde se realiza la mayor transferencia de calor. Aquí, el combustible es quemado para producir el calentamiento directo hacia las hileras de tubos que están colocadas, generalmente, a lo largo de las paredes y techo del calentador, en posición vertical u horizontal.

En dicha sección, se realiza una combinación de los tres procesos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Sin embargo, el calor absorbido por el fluido de proceso es debido a la radiación principalmente (70% del calor total), es decir, los niveles de temperatura oscilan entre los 700 °C (1300 °F) en adelante. Por lo tanto, la transmisión de calor por conducción y convección es despreciable.

ZONA DE CONVECCIÓN.

Con el objeto de aprovechar la energía térmica que poseen los gases de combustión al abandonar la zona de radiación, se instaló un banco de tubos perpendicularmente a la dirección del flujo de gases, generándose un intercambio térmico por convección.

La zona de convección se utiliza como zona de precalentamiento del fluido que entra al CAFD, o para algún servicio adicional, como sería la producción de vapor de agua.

La mayor parte de los CAFD, utilizan en esta zona tubos aletados o birlados, con lo cual se tiene mayor superficie expuesta para la transmisión de calor, y por lo tanto la eficiencia del equipo se incrementará, además, cabe mencionar que es en esta zona donde se colocan los sopladores de hollín, los cuales efectúan la limpieza de los tubos.

ZONA DE TUBOS ESCUDO.

Esta es una sección intermedia entre la zona de Radiación y de Convección. En dicha zona se realiza el cambio en la forma de transferir calor, es decir, de Radiación a Convección (puente del calentador). Está constituida por dos o tres hileras de tubos desnudos colocados horizontalmente, los cuales están expuestos a las más altas densidades de flujo térmico. Aunque predomina la radiación, la convección adquiere gran importancia.

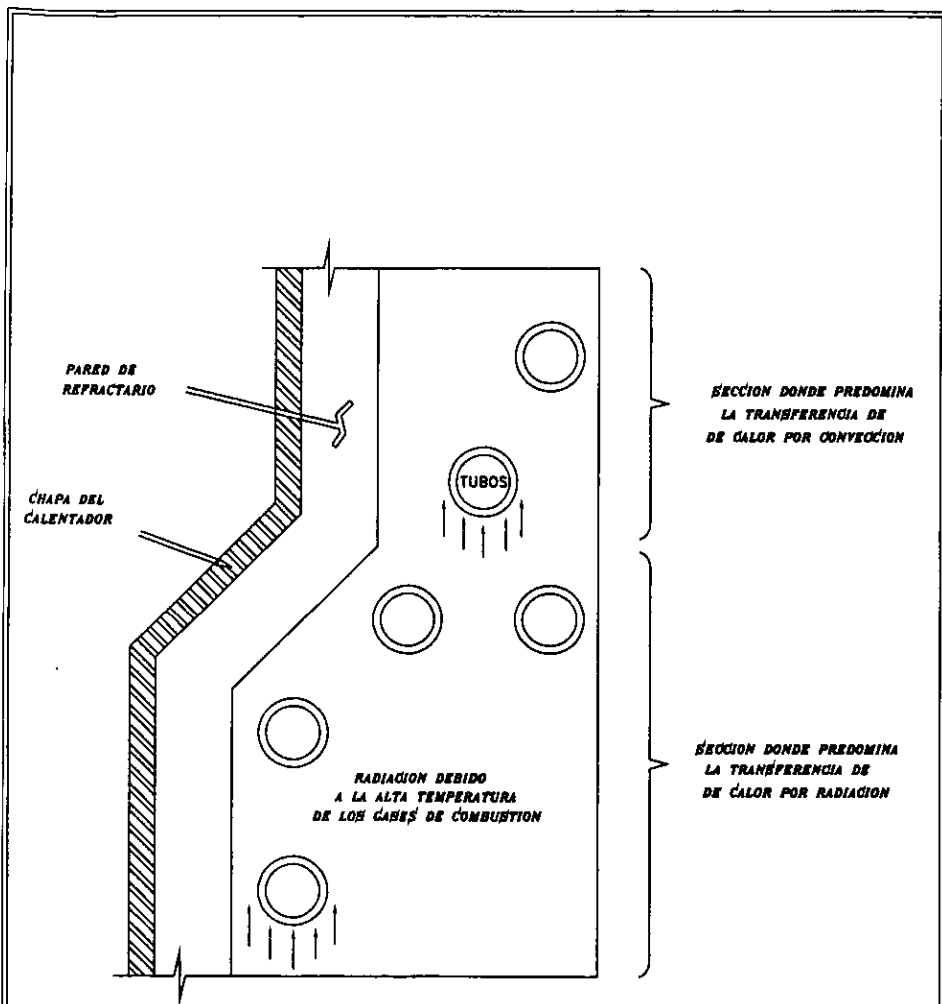


FIGURA 1.3 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN CAFO

| | | | |
|--|------------|----------------------------------|--|
| ESC.: SIN | ACOT.: SIN | PRESENTA ALBERTO AQUINO BALTAZAR | UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO |
| TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCION DE HOJALIN EN CAFO | | | ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES |
| | | | CAMPUS ARAGON |

1.4 CARACTERÍSTICAS DE LAS SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Las superficies de transferencia de calor, requeridas para transmitir el calor a un fluido durante un proceso, es un complemento de un conjunto de tubos a través del cual el fluido de proceso circula desde el cabezal de entrada hasta el de salida del CAFD. Los tubos están colocados en serie por medio de retornos o cabezales: los tubos instalados en la sección de radiación son lisos y en la sección de convección son lisos con superficies extendidas, al cual como conjunto se le conoce como *serpentín de tubos*.

1.4.1 SERPENTÍN DE TUBOS DESNUDOS

El tipo de tubos que utiliza el serpentín de radiación de un Calentador de Proceso es desnudo o liso. En la industria petrolera son conocidos como "pipe" y "tube", cada uno con sus características particulares de uso. De aquí, la importancia de diferenciarlos para su adecuada selección en equipos de intercambio de calor.

CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DEL "PIPE"

Este nombre es aplicado a los productos tubulares de dimensiones y materiales comúnmente usados para líneas de pipe (tubería) y conexiones; normalmente son designados como "*iron pipe size*" (IPS), y en los estándares del American Petroleum Institute son llamados "pipe" y designados por su número de cédula cuando se refieren a su espesor. Cada número de cédula (SCH) se refiere a un espesor de pared de tubo relacionado con la presión nominal del mismo, siendo el más bajo 5 y el más alto 160. El número de cédula se obtiene de la siguiente relación:

$$\text{NUMERO DE SCH} = \frac{P}{S} \times 1000 \dots\dots\dots 1.4.1.1$$

Donde:

P = Presión de trabajo interna.

S = Esfuerzo admisible para el material del tubo, basado en una temperatura comprendida entre -290 y 650 °C (-490 y 1200 °F).

El factor 1000 tiene la finalidad de utilizar números enteros.

Entre sus características están:

- El diámetro exterior de algún tamaño nominal dado es el mismo para todos los pesos (espesor de pared) de ese tamaño.
- El diámetro interior para un *pipe* varía para un mismo tamaño nominal pero de diferente espesor de pared.
- Para el pipe de 12 pulg y menores es designado un diámetro nominal, el cual es aproximado pero no es igual al diámetro interior de cédula 40 o tamaños estandar de peso.
- El pipe de 14 pulg y mayores tiene diámetros exteriores iguales al designado por el tamaño nominal del pipe.
- Las variables que se toman en cuenta para la selección del pipe son la temperatura, presión, influencias corrosivas y costo.

CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DEL TUBE

Otros tubos no producidos en tamaños pipe estandar son llamados *tube*. Los diámetros son designados por el diámetro exterior y cada tamaño cuenta con una variedad de diámetros interiores. Además, se caracterizan por un espesor de pared mínimo. Las tolerancias pueden aplicarse a varias dimensiones cuando su uso lo demande.

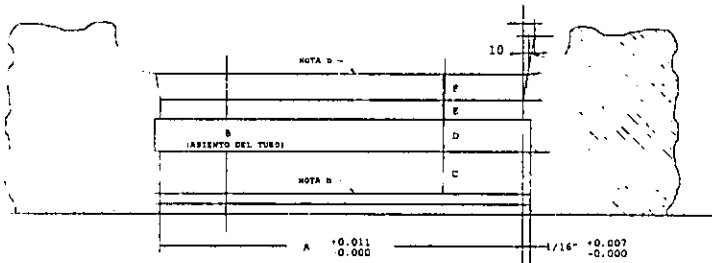
Todos los tubos deben de ser sin costuras, preferiblemente de longitud continua. La soldadura por arco eléctrico no es permitida para uniones intermedias. Los tubos que

proporcionan un espesor de pared promedio deben estar de acuerdo con las tolerancias ASTM para que el espesor mínimo de pared sea proporcionado.

Los tubos, cuando se diseñan para las cámaras de un calentador, deben extenderse un mínimo de 6 pulg. (15 centímetros) en la posición fría más lejos de la cara del extremo del tubo del cual 4 pulg. (10 centímetros) deben estar desnudos. Cuando giran los tapones de los cabezales, la longitud del tubo debe incluir una proyección del tubo desnudo igual a dos veces la dimensión del asiento del tubo, más dos pulgadas (Tabla 1.1). El tamaño del tubo (diámetro exterior, en pulgadas) debe ser seleccionado desde los tamaños siguientes: 2.375; 2.875; 3.50; 4.00; 4.50; 5.563; 6.625; 8.625; ó 10.75. Otros tamaños de tubos deben ser usados únicamente si es garantizado para consideraciones especiales de proceso.

API ESTANDAR 560

TABLA 1.1 DIMENSIONES DEL ASIENTO DEL TUBO



| DIÁMETRO INTERIOR DEL TUBO | A | B | C | D | E | F | PARED MINIMA DEL TUBO | PARED MAXIMA DEL TUBO |
|----------------------------|-------|-------|-------|-------|------|------|-----------------------|-----------------------|
| 2.375 | 2.405 | 1-1/8 | 3/8 | 3/8 | 3/16 | 3/16 | 3/16 | 7/16 |
| 2.875 | 2.905 | 1-1/4 | 3/8 | 3/8 | 1/4 | 1/4 | 3/16 | 7/16 |
| 3.500 | 3.530 | 1-3/8 | 7/16 | 7/16 | 1/4 | 1/4 | 3/16 | 7/16 |
| 4.000 | 4.030 | 1-5/8 | 7/16 | 7/16 | 1/4 | 3/8 | 1/16 | 7/16 |
| 4.500 | 4.530 | 1-5/8 | 7/16 | 7/16 | 3/8 | 3/8 | 3/16 | 1/2 |
| 5.000 | 5.030 | 1-3/4 | 1/2 | 1/2 | 3/8 | 3/8 | 1/4 | 1/2 |
| 5.563 | 5.593 | 1-7/8 | 9/16 | 3/16 | 3/8 | 3/8 | 1/4 | 1/2 |
| 6.000 | 6.030 | 2 | 3/8 | 5/8 | 3/8 | 3/8 | 1/4 | 9/16 |
| 6.625 | 6.655 | 2-1/8 | 11/16 | 11/16 | 3/8 | 3/8 | 1/4 | 9/16 |
| 7.625 | 7.655 | 2-1/2 | 3/4 | 3/4 | 3/8 | 1/2 | 1/4 | 5/8 |
| 8.625 | 8.655 | 3 | 1 | 1 | 1/2 | 1/2 | 1/4 | 11/16 |

Cuando los tubos radiantes y de escudo están en el mismo servicio, los tubos de la zona de escudo expuestos directamente a la flama de radiación deben ser del mismo material y espesor como los conectados en los tubos de la sección radiante.

Los factores principales que afectan la selección de materiales del tubo a elevadas temperaturas son la vida útil de servicio, condiciones externas y costo. Otras condiciones que deben tenerse en cuenta son la temperatura y las tensiones a las cuales el tubo es sometido. En Calentadores A Fuego Directo, la temperatura del tubo de metal es siempre más alta que la temperatura del fluido, de aquí que la diferencia de temperatura pueda aumentar por la adherencia del coque, con lo cual se generaría un mayor consumo de energía y combustible y, por consiguiente, un mayor costo. También es importante si la tensión es cortante o cíclica, ya que las tensiones térmicas pueden resultar en una característica de los componentes de acero del equipo. De aquí que tales tensiones puedan ser de mayor magnitud que las tensiones de operación de estado estable.

El medio al cual el tubo es expuesto, afecta el comportamiento de oxidación o corrosión del acero. Por lo que, si los niveles de oxidación son severos, la selección del material del tubo debe tener una alta resistencia (Tabla 2.1).

Probablemente, el factor no más importante, pero si el que más influye es el costo, ya que un acero con excelentes propiedades a elevadas temperaturas puede tener limitadas aplicaciones si su costo es elevado. Normalmente, la selección de materiales para el serpentín de tubos de un CAFD es hecha en base de un solo material, y no de dos o más diferentes (Tabla 1.2).

Una mala selección de un acero para soportar altos niveles de temperatura y de tensiones puede resultar en su deformación permanente y eventualmente fallar por ruptura.

Por lo anterior, deben tomarse en cuenta dos consideraciones muy importantes de diseño del tubo de calentadores. A muy bajas temperaturas, en el "rango elástico", el esfuerzo de diseño está basado sobre la resistencia producida. Para el rango de temperatura donde los

esfuerzos cruzados de ruptura y elásticos, el diseño del espesor de pared del tubo requerido debe satisfacer ambas condiciones.

TABLA 1.2 MATERIALES DEL TUBO Y ESPECIFICACIONES ASTM

| MATERIAL | ESPECIFICACIÓN DE LA TUBERIA | ESPECIFICACIÓN DEL TUBO |
|------------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| ACERO AL CARBÓN | A53, A106, GrB | A181, A 192, A 210Gr A-1 |
| CARBÓN-1/2 Mo | A 335 Gr P1 | A181, A 209, Gr T1 |
| 1 1/4 Cr-1/2 Mo | A 335 Gr P11 | A200, A 213, Gr T11 |
| 2 1/4 Cr-1 Mo | A 335 Gr P22 | A200, A 213, Gr T22 |
| 3 Cr-1 Mo | A 335 Gr P21 | A200, A 213, Gr T21 |
| 5Cr-1/2Mo-Si | A 335 Gr P5 | A200, A 213, Gr T5 |
| 5Cr-1/2Mo-Si | A 335 Gr PS5b | A215, Gr TS5b |
| 7 Cr-1/2 Mo | A 335 Gr P7 | A200, A 213, Gr T7 |
| 9 Cr-1 Mo | A 335 Gr P9 | A200, A 213, Gr T9 |
| 9 Cr-1 Mo-V | A 335 Gr P91 | A200, A 213, Gr T91 |
| 18 Cr-8 Ni | A312, A 376, TP 304 Y TP 304H | A213, A 271, TP 304 Y TP 304H |
| 18Cr-12Ni-2Mo | A312, A 376, TP 316 Y TP 316H | A213, A271, TP 316 Y TP 316H |
| 18Cr-10Ni-Ti | A312, A 376, TP 321 Y TP 321H | A 213, A 271, TP 321 Y TP 321H |
| ALÉACION 600H/HT | B 407 | B 407 |
| 25Cr-20Ni | A 312, TP310H | A213, TP 310H |
| 25Cr-20Ni | — | B06, Gr HK40 |

ESPEORES MÍNIMO Y PROMEDIO

Los tubos desnudos que son adquiridos para un espesor mínimo tienen un espesor promedio que es más grande. La tolerancia de espesores está especificado en el ASTM. La tolerancia del espesor mínimo es $-0, +2\%$ para tubos de estirado en caliente y $-0, +22\%$ para tubos de estirado en frío. Esto es equivalente a las tolerancias del espesor promedio de $\pm 12.3\%$ y $\pm 9.9\%$, respectivamente. Las especificaciones ASTM restantes requieren que el espesor mínimo sea más grande que 0.875 veces el espesor promedio, el cual es equivalente a la tolerancia del espesor promedio de $\pm 12.5\%$.

Ejemplo 1: Con una tolerancia de $-0, +28\%$, un tubo que está a 0.500 pulg (12.7 milímetros) de espesor mínimo de especificación tiene el espesor promedio:

$$(0.500)(1 + 0.28/2) = 0.570 \text{ pulg (14.5 milímetros)}$$

Ejemplo 2: Para obtener el espesor mínimo de 0.500 pulg (12.7 milímetros) en un tubo a una tolerancia de $\pm 12.5\%$ sobre el espesor promedio, el espesor promedio debe estar especificado así:

$$(0.500)(1/0.875) = 0.571 \text{ pulg (14.5 milímetros)}$$

En todas las especificaciones de espesores debe indicarse si el valor específico es un espesor mínimo o un promedio. La tolerancia usada para calcular el espesor de pared mínimo y promedio debe estar dada en la especificación ASTM, en la cual los tubos deben basarse.

1.4.2 MATERIALES DEL SERPENTÍN

En calentadores, tal vez, el material más ampliamente usado para el "tube" del serpentín es el acero al carbón, debido a que su resistencia a la corrosión y oxidación es relativamente ligera, además de su bajo costo y de su buen servicio.

Las aleaciones de acero (contiene molibdeno, cromo y silicón) son usadas para servicios a elevadas temperaturas (Tabla 1.3). El molibdeno es añadido principalmente para dar una alta resistencia; el cromo es añadido para suprimir la grafitación y para producir un aumento en la resistencia a la oxidación. El silicón es añadido para proporcionar mayor resistencia a la oxidación

TABLA 1.3 TEMPERATURAS DE DISEÑO DE MATERIALES
USADOS PARA TUBOS DEL CALENTADOR

| MATERIAL | TIPO O GRADO | TEMPERATURA LIMITE DE DISEÑO DEL METAL | |
|---------------------|--------------|---|------|
| | | °F | °C |
| ACERO AL CARBÓN | B | 1,000 | 540 |
| CARBÓN-1/2 Mo | T1 o P1 | 1,100 | 590 |
| 1 1/4 CR - 1/2 Mo | T11 o P11 | 1,100 | 590 |
| 2 1/4 Cr - 1 Mo | T22 o P22 | 1,200 | 650 |
| 5 Cr - 1/2 Mo | T5 o P5 | 1,200 | 650 |
| 7 Cr - 1/2 Mo | T7 o P7 | 1,300 | 700 |
| 9 Cr - 1 Mo | T9 o P9 | 1,300 | 700 |
| 18Cr - 8 Ni | 304 o 304H | 1,500 | 820 |
| 18Cr - 12 Ni - 2 Mo | 316 o 316H | 1,500 | 820 |
| 18 Cr - 10 Ni - Ti | 321 o 321H | 1,500 | 820 |
| 18 Cr - 10 Ni - Cb | 347 o 347H | 1,500 | 820 |
| Ni Fe - Cr | Alloy 800H | 1,800 | 980 |
| 25 Cr - 20 Ni | HK-40 | 1,850 | 1010 |

Los aceros inoxidables austeníticos son aleaciones de hierro, cromo y níquel y se utilizan

para manejar materiales más corrosivos o para resistir una asevera oxidación. El más usado de los aceros austeníticos inoxidable es el tipo 304, ya que tiene una excelente resistencia a la corrosión y oxidación y tiene una alta resistencia a la termofluencia (creep). Los tipos 321 y 347 son similares al 304, excepto porque contienen titanio y columbium, respectivamente. Estos aditivos se combinan con el carbón y su función es minimizar la corrosión intergranular, que puede ocurrir en cierta medida después del soldado.

El tipo 316, que contiene molibdeno, es utilizado para dar servicio de alta resistencia arriba de 820 °C (1500 °F) y puede resistir la oxidación arriba de 900 °C (1650 °F). Para servicios arriba de 870 °C (1600 °F), los tipos 309 y 310, el cual contiene cerca de 25 % de cromo y 12 y 20 % níquel, respectivamente, son usados. Aceros con excelente resistencia a altas temperaturas, debido a su contenido de cromo, pueden ser usados en aplicaciones donde la corrosión u oxidación es extrema.

La aleación 800 (20 % cromo y 32 % níquel) posee una excelente resistencia arriba de 980 °C (1800 °F) y resiste la oxidación y carburación. Este material es usado en tubos para calentadores de pirólisis, sobrecalentadores de vapor, etc.

Los materiales centrífugamente fundidos, tales como HK-40 (25 % cromo, 20 % níquel y 40% carbón) son ampliamente usados para tubos en calentadores reformadores de hidrocarburos y en calentadores de pirólisis.

Codos De Retorno.- La manera de unir los tubos es por medio de codos de retorno de 180°, el cual es el método más costoso. Estos codos son soldados en los extremos de los tubos. Los codos de retorno pueden ser de material forjado o fundido, o bien del mismo material de los tubos del serpiente.

1.4.3 SERPENTÍN DE TUBOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS

El calor generado, en la zona de radiación de un CAFD, no es aprovechado totalmente por el fluido que circula a través del serpentín de tubos. Por esto, se creó la zona de convección, que tiene como objetivo aprovechar al máximo ese calor; sin embargo, esto no fue suficiente. Por lo que se buscó que la velocidad de transferencia de calor de un fluido caliente a un fluido frío a través de las paredes de los tubos desnudos fuera más eficiente. La solución al problema fueron las llamadas “**superficies extendidas**”. Las cuales son aquellas partes de metal que se añaden a las superficies ordinarias, tubos lisos o desnudos, ya sea soldadas o insertadas. Esto con el fin de aumentar o extender el área de la superficie de transferencia de calor que se encuentra en contacto con el fluido a calentar. Su propósito es lograr una mayor disipación de calor en dicha superficie, es decir, aumentar la transferencia de calor entre la superficie y el fluido adyacente que circula en el interior del tubo.

Tales superficies se emplean cuando un coeficiente de película es sustancialmente más bajo que el otro, y la meta es hacer que $h_o A_o = h_i A_i$. Sin embargo, su influencia en la superficie se estudia de manera diferente de la simple conducción y convección, debido a que la diferencia de temperatura entre el fluido y la superficie cambia continuamente desde el extremo hasta la base.

Las superficies extendidas en secciones de convección pueden ser sujetas al tubo por soldadura de arco o de resistencia, dependiendo del tipo de superficie extendida seleccionada.

La metalurgia para superficies extendidas debe ser seleccionada de acuerdo a su temperatura máxima calculada (Tabla 1.4). Sin embargo, entre los materiales más comunes para fabricar aletas se encuentran:

- Aceros al carbono.
- Aceros inoxidables tipo 304,310,321,409,410, etc.
- Aleaciones especiales como INCONEL e INCOLOY.

Las dimensiones de las superficies extendidas deben estar limitadas a la lista de la Tabla 1.5.

CLASIFICACIÓN

De acuerdo con su forma, las superficies extendidas que se utilizan en tubos del serpiente de equipos de proceso se clasifican en:

- a) Aletas
- b) Birlos

ALETAS

Las aletas, consideradas como superficies extendidas, dependen del coeficiente de transferencia de calor entre los fluidos y de las paredes del tubo; así como del área a la cual se encuentra expuesto cada fluido, cuando se utilizan tubos desnudos. De esta manera, el fluido que contenga el menor coeficiente de transferencia de calor controlará la transferencia de calor total. Así, en el caso de que el coeficiente de transferencia de calor del fluido dentro del tubo sea varias veces mayor que el del fluido en el exterior, es necesario aumentar la superficie exterior de los tubos, para que aumente la velocidad de total de transferencia de calor. Entre las razones principales de la utilización de aletas es:

- a) *Para aumentar el área de superficie del tubo.*
- b) *Maximizar la transferencia de calor.*
- c) *Reducir el número de tubos.*
- d) *Reducir el tamaño del equipo.*
- e) *Disminuir el costo del equipo.*

La superficie exterior de un tubo desnudo puede incrementarse hasta 30 veces al aletar, por lo que el diseñador tiene un amplio rango para optimizar su diseño. De esta forma en muchas aplicaciones, un tubo aletado puede reemplazar hasta 6 o más tubos desnudos por un tercio del costo y la cuarta parte del volumen.

Las aletas pueden ser de sección uniforme o variable: rectangulares, redondas, triangulares, trapezoidales y circunferenciales. Sin embargo, las aletas de tipo industrial que existen, se clasifican de dos formas (Figura 1.4):

Aletas Longitudinales.- Los tubos tienen sujetas largas tiras de metal con canales en su parte exterior. Estas tiras pueden ser sujetas de dos formas: soldándolas continuamente por su base o insertándolas al tubo. Comúnmente cuando se usan canales en las aletas, las superficies se sellan integralmente al tubo.

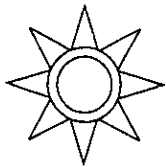
Aletas Transversales.- Son superficies extendidas que se emplean, principalmente, para el enfriamiento y calentamiento de gases de flujo cruzado.

De acuerdo con su gran variedad de formas (Figura 1.4), entre las aletas más usadas se encuentran:

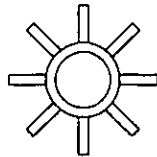
Aletas helicoidales.- Son aletas transversales que se sujetan al tubo liso en varias formas tales como insertos, expandiendo el metal mismo para formar la aleta, o bien, soldando una cinta metálica al tubo en una forma continua. Entre este tipo de aletas se encuentran los siguientes tipos:

Aletas serrateadas.- Para este arreglo se usa un corte en-V, en la cual la aleta es helicoidalmente cubierta alrededor y continuamente soldada al tubo. La aleta puede tener muchas combinaciones de espesores, alturas y densidad (número de aletas por unidad de longitud del tubo). Típicamente los rangos de espesores son de 0.035 a 3/16 pulg. (0.00089 a 0.0047 m), con una altura de ¼ a 1 ½ pulg. (0.0064 a 0.0381 m) y una densidad de 2-7 aletas por pulg.

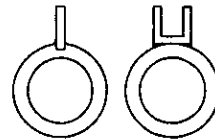
Aletas Sólidas.- Es un tipo de aleta no interrumpida, helicoidalmente enrollada alrededor, y continuamente soldada al tubo. Sus espesores, altura y densidad son similares a las aletas serrateadas, pero generalmente exponen un rango ligeramente menor de transferencia de calor para la misma configuración de la aleta y flujo de gas de la chimenea.



TIPO ESTRELLA



TIPO SEGMENTADAS

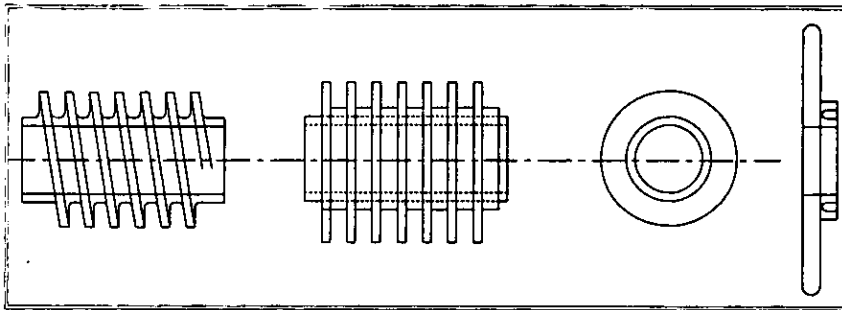


INSERTADA

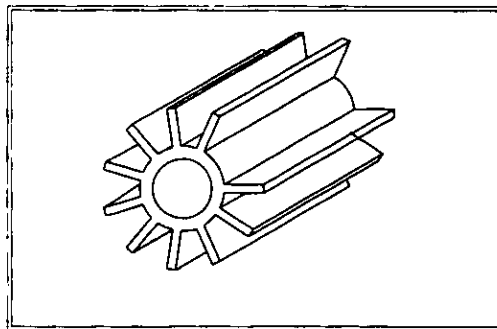
SOLDADA

ALETAS DISCONTINUAS

COLOCACION DE ALETAS



B) ALETAS TRANSVERSALES



A) CORTE DE UNA ALETA LONGITUDINAL

FIGURA 1.4

TIPOS DE ALETAS

ESC.: SIN ACOT.: SIN PRESENTA: ALBERTO AQUINO BALTAZAR

TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLIN EN CAFÉ

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAGÓN

Aletas de tipo disco.- Normalmente, este tipo de aletas se sueldan al tubo o se sujetan a él mediante contracción. Para colocar una aleta de disco por contracción en un tubo, es necesario que el disco con diámetro un poco menor al tubo se caliente hasta que su diámetro interior exceda al diámetro exterior del tubo. Luego, se recorre el tubo hasta su posición, y cuando se enfría, el disco se contrae formando la unión tubo-disco.

Aletas discontinuas.- Aletas consideradas transversales pueden tener diversas formas, tales como las aletas de tipo estrella.

Aletas de tipo espina y tipo diente o espiga.- Este tipo de aletas emplean conos, pirámides o cilindros que se extienden desde la superficie del tubo. La forma de las aletas permite que se puedan usar para flujo longitudinal o flujo cruzado.

BIRLOS

Los birlos son otro tipo de superficies extendidas. Este tipo de tubería birlada o pernada llega a utilizarse en aplicaciones muy severas o donde se emplean combustibles muy sucios en cuanto a condiciones de temperatura y/o corrosión. Además, de que éstos tienen un costo mayor que los tubos aletados.

Nominalmente, los birlos son cilíndricos y soldados a la circunferencia de tubo (Figura 1.5). Están colocados de forma normal y paralela al flujo de gas del cañón de la chimenea. Para este tipo de tubería birlada es común hacer tratamientos térmicos postsoldadura, con excepción de materiales de acero de bajo carbono y algunos aceros inoxidables. Los materiales más comunes para fabricar birlos se encuentran:

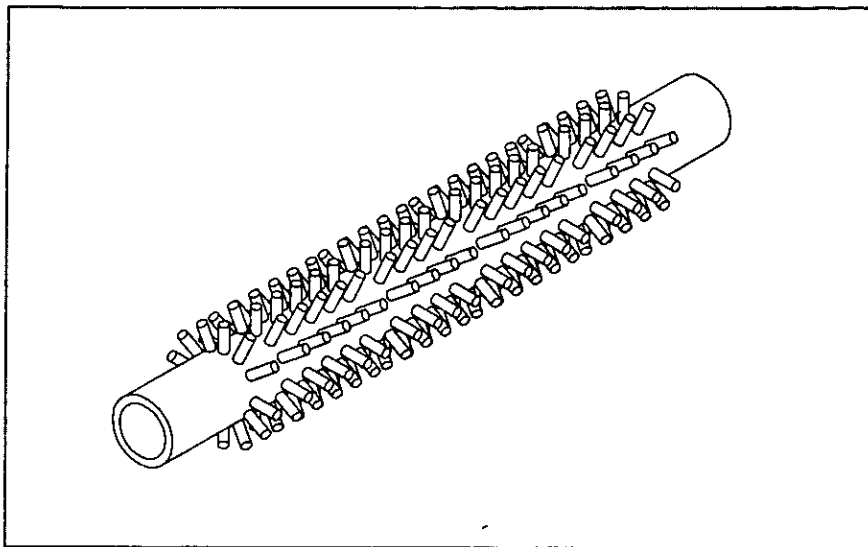
- Aceros al carbono.
- Acero aleados de acuerdo al material del tubo.
- Aceros inoxidables tipo 304,310,321,409,410 y otros.

TABLA 1.4 MATERIALES DE SUPERFICIES EXTENDIDAS

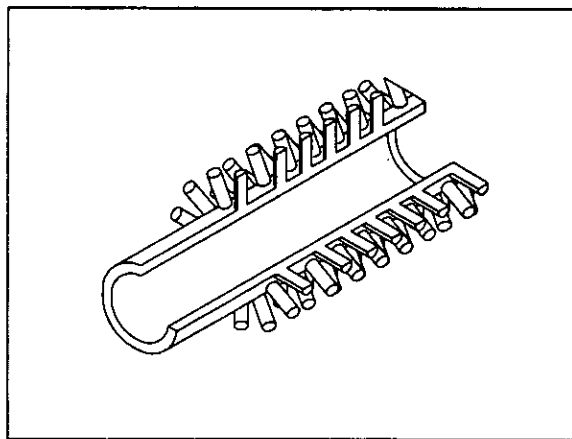
| MATERIAL DEL TORNILLO | °F | °C | MATERIAL DE LA ALETA | °F | °C |
|-------------------------------|------|-----|-------------------------------|------|-----|
| ACERO AL CARBON | 950 | 510 | ACERO AL CARBON | 850 | 454 |
| 21/4Cr-1Mo 5Cr-1/2Mo | 110 | 583 | — | — | — |
| 11-13 Cr | 1200 | 649 | 11-13 Cr | 1100 | 593 |
| 18Cr-8Ni ACERO INOXIDABLE | 1500 | 815 | 18Cr-8Ni ACERO INOXIDABLE | 1500 | 815 |
| 25Cr-20Ni ACERO INOXIDABLE | 1800 | 982 | 25Cr-20Ni ACERO INOXIDABLE | 1800 | 982 |

TABLA 1.5 DIMENSIONES DE LA SUPERFICIE EXTENDIDA

| COMBUSTIBLE | BIRLOS | | | | | ALETAS | | | | |
|-------------|-----------------|------|---------------|------|-----------------------|--------|---------------|------|-----------------|-----|
| | DIAMETRO MINIMO | | ALTURA MAXIMA | | ESPESOR NORMAL MINIMO | | ALTURA MAXIMA | | DENSIDAD MAXIMA | |
| | PLG. | MM | PLG. | MM | PLG. | MM | PLG. | MM | PLG. | MM |
| GAS | 1/2 | 12.7 | 1 | 25.4 | 0.05 | 1.3 | 1 | 25.4 | 5 | 197 |
| OL | 1/2 | 12.7 | 1 | 25.4 | 0.10 | 2.5 | 3/4 | 19.1 | 3 | 118 |



SUPERFICIE EXTENDIDA: BIRLADA



CORTE DE UN TUBO BIRLADO

| | | | | | |
|---|-----|--|-----|--|--------------------------------------|
| FIGURA 1.5 | | SUPERFICIE EXTENDIDA BIRLADA O PERNADA | | UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES CAMPUS ARAGÓN | |
| ESC.: | SIN | ACOT.: | SIN | | PRESENTA: ALBERTO AQUINO DALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFÉ | | | | | |

CAPÍTULO SEGUNDO

ENSUCIAMIENTO DE LAS SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

2.1 ENSUCIAMIENTO

El ensuciamiento, considerado como sustancias o compuestos adheridos o depositados sobre las superficies que provocan su deterioro, tiene varias formas y un amplio campo de estudio. Por esto, algunos autores lo dividen de acuerdo a su origen (Ver figura 2.1), es decir cuando es generado por:

1. Formación de agua
2. Corrosión
3. Causas Biológicas
4. Reacciones químicas
5. Precipitación
6. Sedimentación
7. Enfriamiento

Ensuciamiento Biológico.- Este tipo de ensuciamiento es generado por el ataque y metabolismo⁽⁴⁾ de macroorganismos (ensuciamiento macrobial) y/o microorganismos (ensuciamiento microbial) sobre las superficies de metal.

4. **METABOLISMO.**- Conjunto de procesos biológicos mediante los cuales los organismos incorporan a su propia materia viva diversas sustancias que toman del medio ambiente.

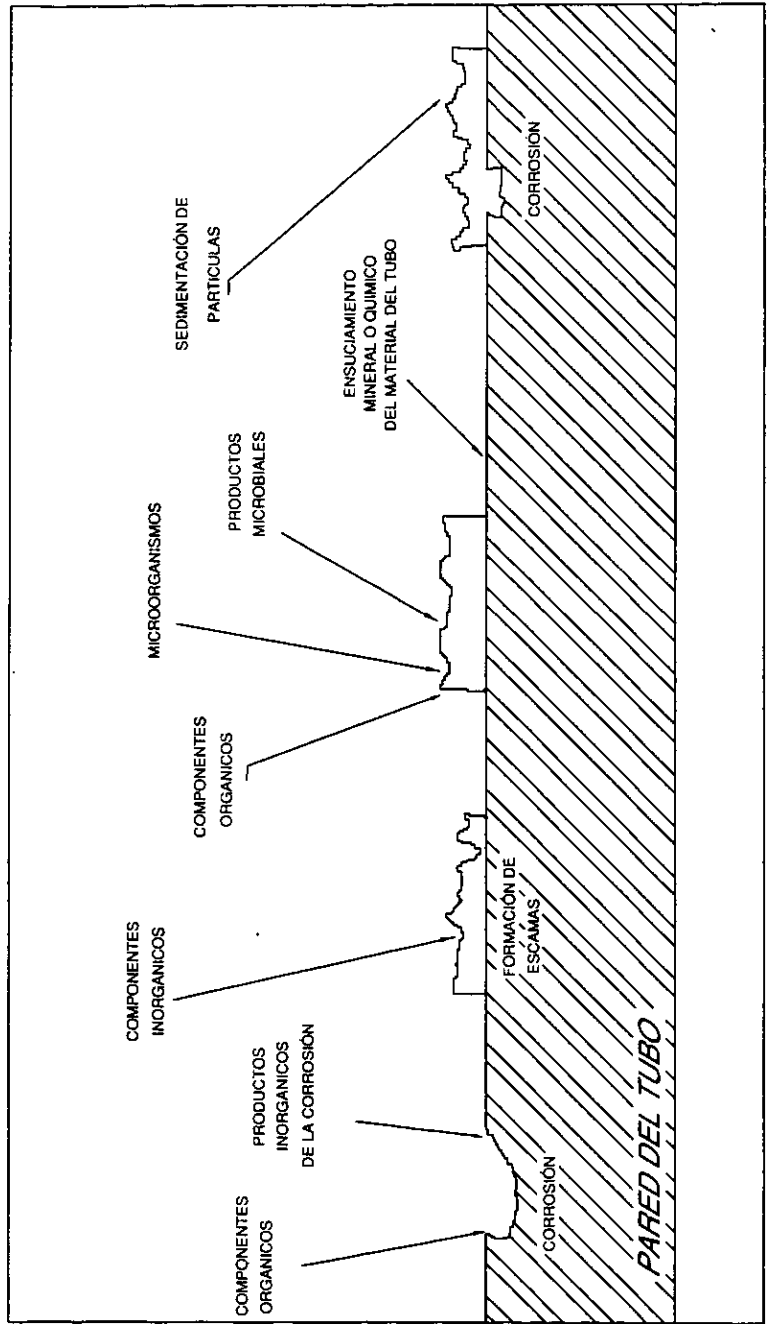


FIGURA 2.1 TIPOS DE ENSUCIAMIENTO INTERNO

| | | | | | |
|------------------------|-----|-------|-----|--|-------------------------|
| ESC: | SIN | ACUT: | SIN | PRESENTA: | ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA: | | | | SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLIN EN CAPD | |

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAOÚN

Ensuciamiento por Corrosión.- El material de la superficie reacciona con algunos componentes que se encuentran en estado líquido, lo cual produce un depósito que degrada el material de la superficie.

Ensuciamiento por la Formación de Agua.- La superficie de metal reacciona con agua, ya sea en estado líquido o gaseoso. Este tipo de ensuciamiento es muy común en generadores de vapor.

Ensuciamiento por Sedimentación.- Es la acumulación de partículas sólidas suspendidas en un fluido de proceso que circula en interior de una tubería. Se le llama sedimentación debido a que la gravedad es el mecanismo de deposición.

Ensuciamiento por Precipitación.- Es la precipitación (formación de un sólido insoluble) de las sustancias disueltas sobre las superficies del equipo de proceso. Este proceso es llamado escamado (scaling) si las sustancias disueltas han invertido las características de solubilidad de la temperatura (CaCO_3) y la precipitación ocurre sobre una superficie supercalentada.

Ensuciamiento por enfriamiento.- Es la solidificación de un líquido o alguno de sus componentes de mayor punto de fusión sobre una superficie enfriada.

Ensuciamiento por Reacciones Químicas.- Es la deposición de partículas sobre las superficies de un equipo de proceso (paredes o tubos), debido a la combustión incompleta de un combustible líquido.

En este trabajo, únicamente, se tomarán en cuenta aquellos tipos de ensuciamiento que se generan en el serpentín de tubos de un calentador de proceso. Para éste fin, el ensuciamiento se clasificara como externo e interno; los cuales, pueden contener uno o varios de los depósitos anteriormente descritos.

2.2 ENSUCIAMIENTO EXTERNO.

El ensuciamiento externo es un término usado para describir la adherencia de partículas de hollín y, posteriormente, su acumulación sobre las superficies de transferencia de calor (serpentín de tubos) de un equipo de proceso, debido al quemado un combustible líquido. Dichas partículas, originadas por una combustión incompleta, en pequeñas cantidades pueden ser fácilmente removidas por medio de equipos de limpieza (sopladores de hollín); sin embargo, al acumularse y no ser removidas pueden llegar a fundirse, debido a las altas temperaturas y reacciones químicas producidas en el interior del equipo, y formar una capa sólida que se une al metal del tubo. Dicha capa actúa como una resistencia que impide el paso del flujo de calor hacia los tubos del serpentín, con el fin de calentar el fluido de proceso que circula en su interior.

2.2.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS COMBUSTIBLES UTILIZADOS EN CAFD

Los combustibles, tanto líquidos, sólidos como gaseosos tienen como componentes fundamentales el carbón e hidrogeno y en menor medida el azufre. Sin embargo, el combustible sólido no es usado en equipos de proceso, ya que las refinerías utilizan como combustibles aquellos residuos que se obtienen en el mismo proceso de refinación. Entre los combustibles más usados en calentadores de proceso se encuentran están los líquidos y gaseosos.

Combustibles Gaseosos.- Estos combustibles, gas natural (gas oil) de refinería, no contienen cantidades significativas de azufre, ni de impurezas; de aquí que, los quemadores utilizados para este tipo de combustible sean los más sencillos en su construcción y operación. Debido a que el mezclado entre el gas natural y el aire, durante la combustión no resulta difícil, se requieren pequeñas proporciones de exceso de aire para lograr una combustión completa.

Combustibles Líquidos.- Estos combustibles tienen como característica que para poder quemarlos es necesario pasarlos a la fase de gas o atomizarlos en pequeñas gotas en forma

de niebla, para facilitar, de esta forma, el mezclado con el aire de combustión. El método más común de atomización es la utilización de un fluido atomizante, que por lo general es vapor de media presión, o bien, aire comprimido.

Los quemadores para este tipo de combustibles deben poseer un mecanismo para llevar a cabo internamente la atomización de dicho combustible. Además el diseño de registro de aire de combustión y del quemador, en general, debe ser tal que permita un mezclado lo más homogéneo entre el combustible atomizado y el aire. La cantidad de exceso de aire necesario para una combustión completa para estos combustibles es superior a la que requieren los combustibles gaseosos. Entre combustibles más utilizados a nivel industrial se encuentran: el diesel, el gas natural y el combustóleo. Algunas propiedades de los combustibles utilizados en CAFD son dados en la Tabla 2.1.

TABLA 2.1

PROPIEDADES DE LOS COMBUSTIBLES

| PROPIEDAD | GAS OIL | | FUEL OIL | |
|-----------------------------------|----------------|--------|-----------------|--------|
| DENSIDAD RELATIVA (A 15° C) | 0.85 | 0.93 | 0.95 | 0.97 |
| % GAVIMETRICO C | 86.0 | 86.0 | 85.7 | 85.4 |
| % GAVIMETRICO H | 13.2 | 12.0 | 11.8 | 11.1 |
| % GAVIMETRICO S | 0.8 | 2.0 | 2.5 | 3.5 |
| H/C | 0.153 | 0.14 | 0.138 | 0.13 |
| VISCOSIDAD A 38° C (CENTISTOKES) | 3.5 | 50 | 235 | 740 |
| Cp ENTRE 0-100° C (kJ/kg °K) | 2.01 | 1.93 | 1.91 | 1.88 |
| RELACION AIRE-COMBUSTIBLE | 14.4 | 14.1 | 14.0 | 13.8 |
| PODER CALORIFICO SUPERIOR (kJ/kg) | 45 200 | 43 500 | 43 100 | 43 100 |
| PODER CALORIFICO INFERIOR (kJ/kg) | 42 300 | 41 000 | 40 600 | 40 600 |

2.2.2 PROCESO DE FORMACIÓN DEL HOLLÍN(CENIZA)

Definición del Hollín.- Cuando se lleva a cabo el quemado de un combustible líquido en la cámara de combustión de un calentador de proceso —o bien, en un equipo de proceso donde se lleve a cabo la transferencia de calor directamente al fluido por medio de la combustión— es común que no se realice una combustión completa, debido a que las condiciones no son las ideales. Esto es evidente cuando se encuentran partículas flotando en el ambiente de combustión, las cuales se caracterizan por contener pequeñas cantidades de combustible no quemado, además de poseer excelentes propiedades aislantes. A este tipo de partículas se le denomina, comúnmente, como "hollín".

La combustión — la cual puede generar una mezcla de los siguientes gases: CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 y en menor proporción CO , H_2 y el SO_2 (este último engloba el CO_2) — en un calentador de proceso es el fenómeno que *origina* la formación de hollín, así como la corrosión y otros tipos de depósitos más severos (escoria, escamas). Esto debido a que los combustibles líquidos utilizados, como por ejemplo el combustóleo, para la generación de calor contienen ciertos elementos metálicos (Tabla 2.2) y azufre en gran concentración (comparado con los combustibles gaseosos). Por lo tanto, cuando el combustóleo es quemado en el interior del CAFD los elementos que reaccionan durante la combustión no llegan a quemarse totalmente, debido a sus temperaturas de fusión (Tabla 2.3), por lo que al pasar a través del banco de tubos de la sección de convección en forma de partículas se adhieren o se incrustan, produciendo ensuciamiento.

Los compuestos metálicos que predominan en los combustibles líquidos son el hierro, níquel y vanadio; aunque son estos últimos los que comprenden más del 10% total del hollín. El vanadio no volátil es intensamente corrosivo para los refractarios usados en los hornos de proceso. Los óxidos de vanadio forman eutécticos de bajo punto de fusión con la arcilla, formando depósitos de escoria dura y vítrea⁽⁵⁾ que son muy difíciles de remover. El pentóxido

5 Tiene las propiedades del vidrio

TABLA 2.2.

CONTAMINANTES METÁLICOS EN LOS COMBUSTIBLES LÍQUIDOS (FUEL-OIL)

| ELEMENTO | RANGO DE CONCENTRACIÓN, ppm | FORMA DE LA FUENTE |
|----------|--------------------------------|--|
| ALUMINIO | 0-25 | ARCILLA, SUCIEDAD, CATALIZADOR |
| CALCIO | 0-190 | SALES EMULSIFICADAS |
| HIERRO | 0-250 | PORFIRINAS, HERRUMBRE |
| MAGNESIO | 0-20 | SALES EMULSIFICADAS |
| NIQUEL | 0-230 | PORFIRINAS, PRODUCTOS DE LA CORROSION |
| SILICON | 0-275 | ARCILLA, SUCIEDAD |
| SODIO | 5-250 | SALES EMULSIFICADAS |
| VANADIO | 2-300 | PORFIRINAS |

de vanadio, formado durante las reacciones de la combustión, es un flujo activo y corrosivo, y su bajo punto de fusión (1216 °F, 660°C), combinado con su tendencia a formar mezclas eutécticas⁽⁶⁾ de bajo punto de fusión con otros compuestos — principalmente sales de sodio — contribuyen a la formación de escoria que cubren los tubos del serpentín y los soportes en el interior de calentador, cuando los combustibles (fuel oil) que contienen vanadio son quemados.

En el proceso de formación del hollín que se genera en un CAFD influyen, también, una serie de factores entre los que se encuentran:

6. Cuando un líquido al enfriarse se transforma en dos sólidos diferentes entre sí, o bien, cuando dos sólidos se calientan formando un líquido, es conocido como mezcla eutéctica.

1. **Tipo de combustible y composición química.**- El tipo de combustible utilizado en un calentador es el aspecto más importante a considerar en la formación del hollín, ya que debido a su composición química puede contener mayor o menor cantidad de impurezas (sales metálicas).
2. **Relación Aire-Combustible.**- Este factor es muy difícil de controlar y por lo mismo muy importante, ya que de una buena mezcla de aire y combustible depende que se lleve a cabo una combustión completa.
3. **Regulador de Tiro.**- El *Damper* o *Regulador de Tiro* proporciona la succión del aire — el cual requiere la combustión para la mezcla con el combustible — y el jalón necesario para que salgan los gases de combustión hacia la atmósfera.
4. **Velocidad de los gases de combustión.**- Cuando los gases de combustión pasan por la sección de convección del calentador hacia el cañón de la chimenea es importante su velocidad, ya que si van a una baja velocidad, debido a la falta de succión del tiro, las partículas tienden a depositarse o adherirse más fácilmente, lo que provoca un mayor ensuciamiento. Por el contrario, si los gases de combustión llevan una gran velocidad es muy difícil que los tubos del serpentín se ensucien por la adherencia de partículas de hollín.
5. **Tipo de Quemador.**- La selección adecuada del quemador es indispensable para que lleve a cabo una mezcla adecuada de aire y del combustible y, por consiguiente, una combustión completa.
6. **Caída de Presión.**- Si en el CAFD se tiene una insuficiente caída de presión a la requerida, el ensuciamiento tiende a aumentar.
7. **Tiempo de Operación.**- De acuerdo con experimentos, el mayor grado de ensuciamiento ocurre en las primeras 20 horas, después de este tiempo tiende a estabilizarse o disminuir.
8. **Temperatura de los Gases de Combustión.**- La temperatura de los gases tiene un gran efecto sobre el ensuciamiento, con mayores rangos de ensuciamiento a menores temperaturas del gas.

2.2.3 CAPAS DE ENSUCIAMIENTO FORMADOS SOBRE UNA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Cuando un combustible de carbón, líquido o sólido, es quemado genera ensuciamiento sobre las superficies de transferencia de calor —llamadas más comúnmente "tubos"—, en el cual se han identificado y diferenciado tres capas (Figura 2.2):

1. La primera, llamada "capa blanca", se caracteriza por ser una capa delgada de hollín, el cual es un polvo muy fino que se deposita alrededor del tubo. Dicha deposición es debido a un proceso difusional, aparentemente. La capa es rica en sulfato de calcio y puede generarse a lo largo de toda la combustión.
2. La segunda capa, formada sobre la capa hollín es llamada "capa interior sinter". Teniendo un espesor de pocos milímetros, es debida a la impactación inercial de las partículas de hollín contenidas en los gases de combustión, los cuales son succionados por el tiro de la chimenea hacia la atmósfera.
3. A la tercera capa, formada sobre las dos anteriores, se le conoce como "capa exterior sinter" y es debida, también, al impacto de las partículas. Se caracteriza por estar compuesta de una significativa cantidad de sodio. La capa comienza a formarse cuando el material, ceniza flotante, se funde, a consecuencia a las altas temperaturas de los gases de combustión.

Las tres capas son similares en análisis, pero su composición física es diferente.

2.2.4 PROCESO DE DEPOSICIÓN DE LA CENIZA.

El proceso de deposición de la ceniza puede generarse tanto en la zona de radiación como en la sección de convección. Es en ésta última, donde se genera el problema más serio, debido a que la transferencia de calor se realiza por medio de los gases de combustión al serpentín de tubos con superficies extendidas. Por esto, al no realizarse una combustión completa se tiene mayor ensuciamiento, al crearse depósitos de ceniza muy difíciles de remover debido al pequeño espaciamiento que existe entre las aletas o pernos de los tubos.

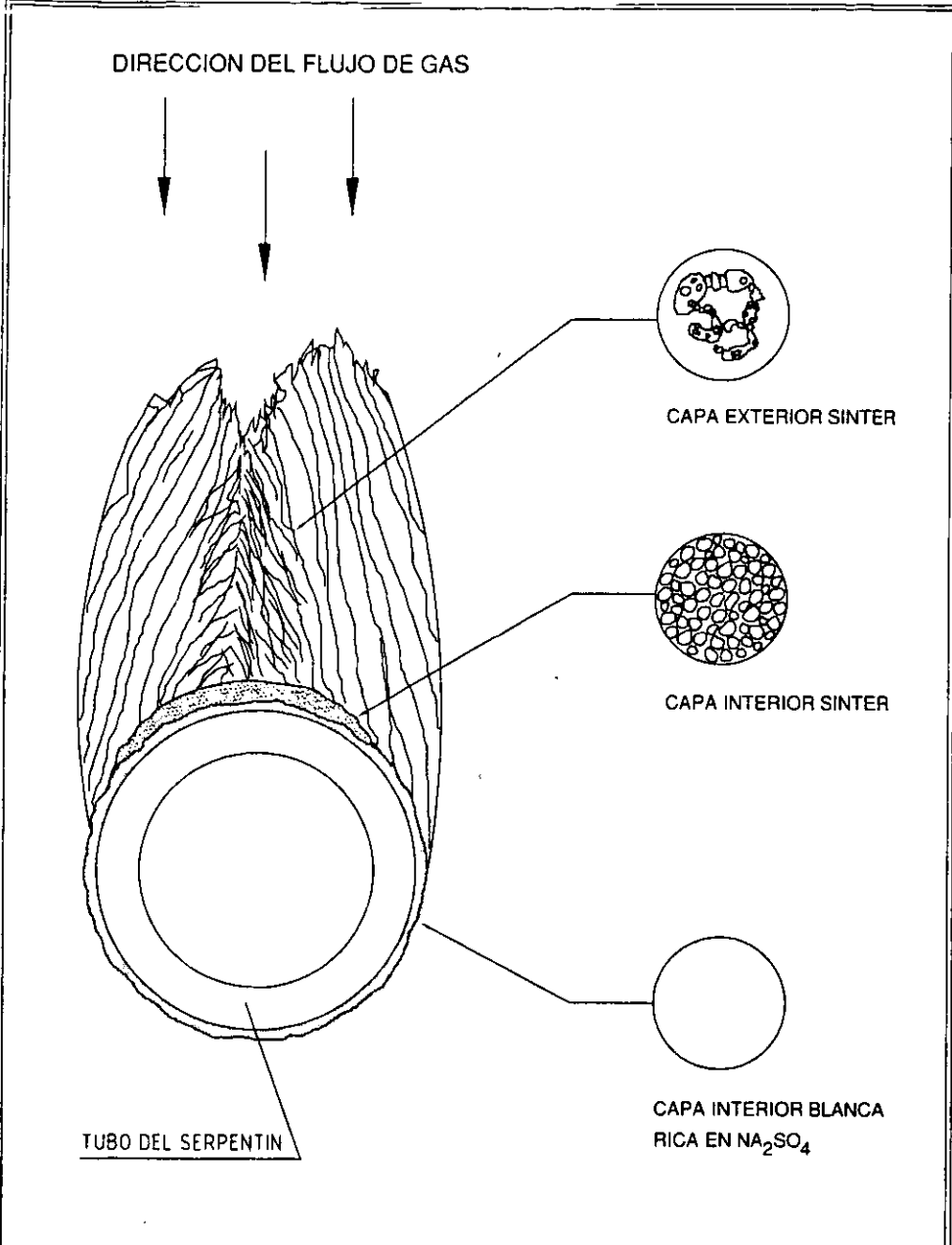


FIGURA 2.2 CAPAS FORMADAS SOBRE LA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

| | | | | |
|-----------------------|-----|--|-----|--------------------------------------|
| ESC. | SIN | ACOT. | SIN | PRESENTA: ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA | | SISTEMAS DE REMOCION DE HOLLIN EN CAFD | | |

La acumulación de depósitos de ensuciamiento son resultado de procesos químicos, físicos y biológicos ⁽⁷⁾. El primer proceso, el cual es el tema principal que se abordara en este trabajo, genera depósitos —por la incrustación de elementos metálicos (los que más predominan son el vanadio, sodio y níquel)— y corrosión —causada por el azufre contenido en el combustible. Debe señalarse que no todos los combustibles que se utilizan en los CAFD generan el mismo tipo de ensuciamiento ⁽⁸⁾; los combustibles líquidos provocan mayor ensuciamiento que los gaseosos.

Los mecanismos de depósitos por ensuciamiento son generados en un rango de temperatura de 70 a 290 °C (150 a 550 °F). Inicialmente una capa delgada de ácido es condensada sobre la superficie del metal, encima de la cual se adhieren las partículas de hollín o ceniza. Cuando la capa de hollín incrementa su espesor, su resistencia térmica causa que la temperatura de la superficie, expuesta a la corriente de gas, suba el punto de rocío del ácido previniendo una condensación adicional.

Estos depósitos de ensuciamiento sobre las superficies de transferencia de calor en CAFD son afectados por un gran número de variables, entre las que se encuentran: el tiempo, la velocidad, la concentración de partículas, la condición de la superficie, el diseño del equipo, las condiciones de operación, etc. Tales variables, individualmente o en combinación puede generar depósitos de cualquier tipo ⁽⁷⁾. El aumento de contenido de sodio es un factor que incrementa el grado de ensuciamiento. Algunos investigadores ^(9, 10, 11) han sugerido que el SO₃ es importante en el proceso de formación de depósitos por ensuciamiento, en donde la

7. W. G. Characklis, *Op. Cit* p. 1-31

8. T. Reid William, *Op. Cit. P.* 389-432

9. W. Bryers, Richard, *Op. Cit. p.* 51-65

10. Coats, A. W., D. J. A. Dear, *Op. Cit.*,

11. Grant, K. and J. H. Weymouth, *Op cit. p.* 154-160

mayor parte del azufre es emitido como SO_2 en la flama; sin embargo, no se ha encontrado la relación entre el contenido de azufre con la severidad del fenómeno. El factor que es considerado el más importante y el que más influye directamente en este proceso es la temperatura.

La composición química de la ceniza es otro factor que afecta en gran medida la fusión de la ceniza y, por consiguiente, la formación de depósitos de escoria.

La formación de hollín (por la combustión incompleta) es controlada, por las flamas de los hidrocarburos quemados y por el balance entre el rango de descomposición de los hidrocarburos simples y la relación de oxidación del hidroxilo.

2.2.5 CARACTERÍSTICAS DEL HOLLÍN O CENIZA

- Las partículas de cenizas flotantes contienen grandes cantidades de combustibles, la cantidad aumenta con el tamaño de la partícula.
- Los elementos que comprenden más del 10% del total de la ceniza son el níquel y el vanadio.
- El hollín tiene una reactividad relativamente baja. El rango de oxidación del hollín de O_2 es similar al del grafito.
- El hollín es formado prematuramente el quemado de un combustible.
- El aumento del combustible en la ceniza flotante está acompañado del incremento de componentes inorgánicos de ceniza.

Otras de sus características son las siguientes:

VISCOSIDAD Y ADHERENCIA.- Estos dos términos están muy relacionados, ya que al formarse ceniza flotante en la combustión se originan depósitos firmes, que no se remueven con un soplador de hollín. El mecanismo de formación es un flujo viscoso de ceniza fundida, es decir, las partículas de ceniza se unen unas con otras y se adhieren a la superficie de

transferencia de calor, debido a la viscosidad. Dicha unión de las partículas provoca la posterior formación de depósitos de escoria. La viscosidad, un importante factor relacionado a este fenómeno, depende directamente de la temperatura. Esto es, al disminuir la temperatura aumenta la viscosidad de la ceniza, y viceversa, lo que por consiguiente produce ensuciamiento.

TEMPERATURA DE FUSIÓN.—Como anteriormente se mencionó, la temperatura es un factor de gran importancia en la formación de depósitos, debido a que las cenizas generadas están compuestas por elementos que tienen una temperatura de fusión (Tabla 2.3). Por lo cual, al alcanzar dicha temperatura las cenizas se funden formando un tipo de depósito, primero viscoso y posteriormente sólido, llamado escoria, el cual es más difícil de remover.

2.2.6 PROCESO DE TRANSFORMACIÓN DE DEPÓSITOS DE HOLLÍN A ESCORÍA (SLAGGING).

El escoriamiento es la deposición de un material sobre la superficie de los tubos del serpentín de un equipo de proceso, dicha capa exterior tiene como característica que es sólida —producto de la ceniza fundida— y adherida a la superficie. Esto es, una vez que el depósito llega a ser fundido, debido a las altas temperaturas que prevalecen en la cámara de combustión, la capa es difícil de remover con el uso de sopladores de hollín. La escoria es porosa entre la capa fundida y el metal. Dicha capa suministra una resistencia a la transferencia de calor, por lo que, cuando los depósitos crecen, la absorción de calor del flujo de gas hacia el fluido es disminuye considerablemente.

La resistencia a la transferencia de calor del depósito debe ser relacionado a la temperatura en la región de escoriamiento, a la cantidad de ceniza y las propiedades de la ceniza.

No se sabe en que medida afectan ciertas propiedades de los combustibles; sin embargo, pruebas sobre escoriamiento indican que el sodio, potasio, azufre, temperatura de

fusión de la ceniza y la cantidad de ceniza total deben considerarse como factores que influyen en su desarrollo⁽¹²⁾.

Los depósitos de escoria acumulados se forman cuando los elementos o sales metálicas, tales como el vanadio, níquel y sodio, y los óxidos vaporizados en el CAFD se condensan sobre las superficies más frías dentro del equipo de proceso, como los tubos del serpentín, soportes, etc. Las sales de sodio bajan los puntos de fusión de los óxidos de vanadio, partículas que pasan por el horno de proceso como un viscoso sublimado. Así, el cloruro de sodio, el sulfato de sodio, las sales de níquel, y los vanadatos complejos se precipitan de un estado de vapor, condensándose como gotas líquidas en la zona de radiación y de alta temperatura del horno. La tabla 2.3 lista algunos componentes que han sido identificados en los depósitos de escoria que se forman en un horno, así como algunas de sus características; como se puede notar todos los componentes tienen puntos de fusión menores que las temperaturas de las flamas en la zona de radiación (1430-1650 °C, 2600-3000 °F). Aquí es donde, primero, se condensan debido a que las temperaturas del serpentín de tubos se encuentran entre 230- 340 °C (450- 650 °F), posteriormente, es cuando la temperatura del flujo de gas de combustión, que pasa por toda la sección de convección, cae en cuestión de segundos de 1650 °C (3000 °F) a cerca 370 °C (700 °F) (Ver figura 2.3).

En general, la concentración de vanadio es mayor en la sección de radiación, la cantidad de sulfatos son mayores en la zona de convección y el hierro es mayor en las secciones más frías donde la corrosión es exacerbada por la condensación del ácido sulfúrico.

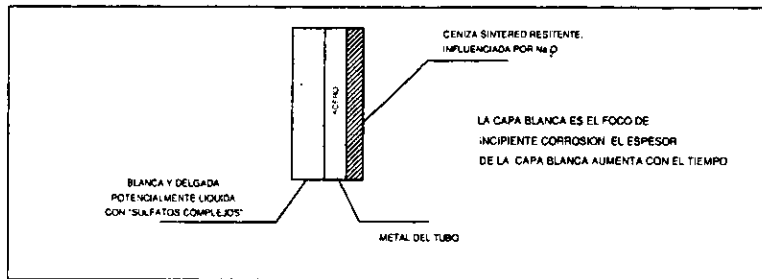
12. I. S. Pohl, *Op.cit.*

TABLA 2.3 PUNTOS DE FUSIÓN DE COMPONENTES QUE CONTIENEN
LOS DEPÓSITOS DE ESCORIA

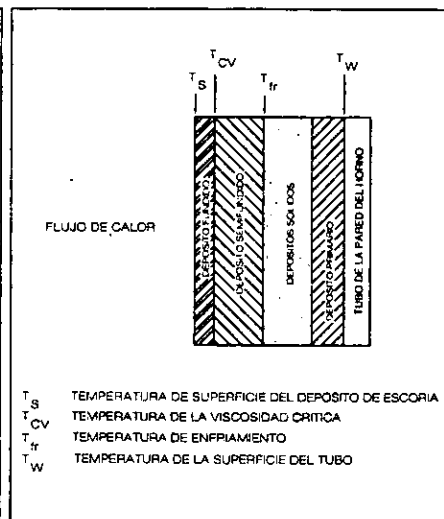
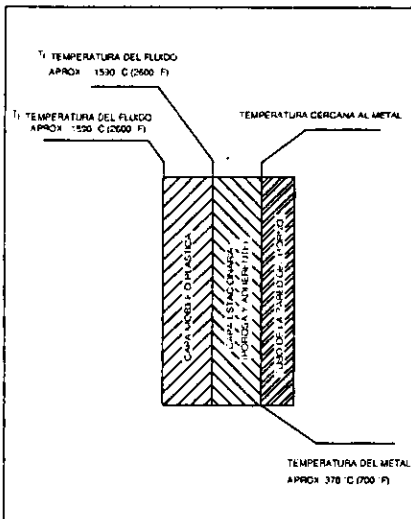
| NOMBRE | FORMULA | PUNTO DE FUSION | |
|------------------------|---|-----------------|-----|
| | | °F | °C |
| CLORURO DE SODIO | NaCl | 1486 | 808 |
| SULFATO DE SODIO | Na ₂ SO ₄ | 1623 | 884 |
| VANADATO DE SODIO | Na ₃ VO ₄ | 1590 | 866 |
| METAVANADATO DE SODIO | Na ₂ O · V ₂ O ₅ | 1165 | 630 |
| DIVANADATO DE SODIO | Na ₂ V ₂ O ₇ | 1209 | 654 |
| PIROVANADATO DE NIQUEL | 2NiO · V ₂ O ₅ | 1650 | 899 |
| PENTOXIDO DE VANADIO | V ₂ O ₅ | 1216 | 658 |

Es importante mencionar que, los depósitos de escoria de vanadio, los cuales atacan al acero, especialmente a los tubos y a los soportes de los tubos, son más peligrosos y corrosivos en los economizadores y precalentadores de aire por el ácido sulfúrico formado en la combustión de los combustibles (fuel-oil) que contienen azufre⁽¹³⁾.

13. R. C. Corey, B. J. Cross, and W. T. Reid, *Op.cit.*



DEPOSITOS POR ENSUCIAMIENTO A ALTA TEMPERATURA



A) LA PRIMERA ETAPA DE DEPOSITOS DE ESCORIA ES POROSO Y ADHERIDO AL ACERO LA RESISTENCIA DEL DEPOSITO AUMENTA CON EL TIEMPO

B) LA SEGUNDA ETAPA DE DEPOSITOS DE ESCORIA ES DENSA Y ADHERIDA AL ACERO LA FIGURA REPRESENTA UN DEPOSITO QUE HA ALCANZADO UN ESPESOR MAXIMO.

| | | | | | |
|---|-----|--|-----|--|--------------------------------------|
| FIGURA 2.3 DEPOSITOS DE ESCORIA DE 900 A 1650 C | | | | UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES CAMPUS ARAGON | |
| ESC. | SIN | ACOT. | SIN | | PRESENTA: ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA | | SISTEMAS DE REMOCION DE HOLLIN EN CAFD | | | |

2.3 ENSUCIAMIENTO INTERNO

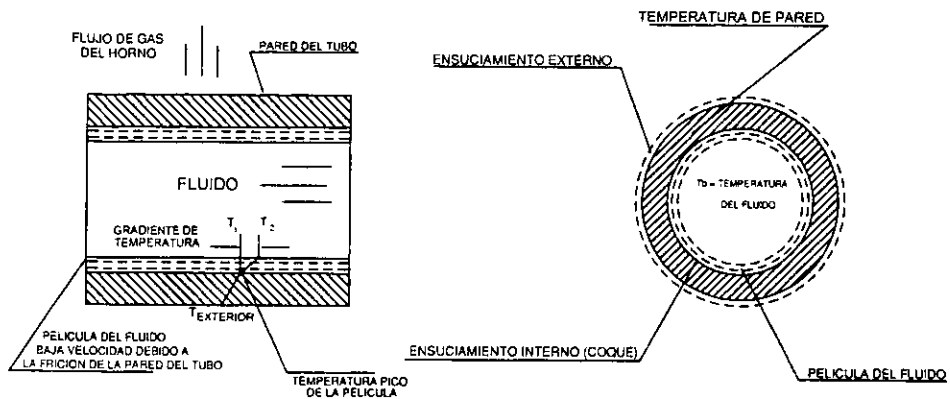
Otro tipo de ensuciamiento generado en los CAFD es el ensuciamiento interno, el cual también es llamado **coque**. Su rápida formación en el calentador de proceso, específicamente en el interior de los tubos del serpentín, no es inevitable; sin embargo, es común.

2.3.1 FORMACIÓN DE COQUE

La forma en que el coque está supeditado a formarse es:

Por el cracking térmico del fluido, el cual se encuentra contenido en el serpentín de tubos del CAFD, resultado de las altas temperaturas de operación en el equipo son las que generan la formación del coque. Esto es, la formación de coque es causada por las temperaturas de película del fluido (petróleo) que exceden su estabilidad térmica y su tiempo de permanencia. Una vez que la estabilidad térmica es excedida, la deposición del coque ocurre. Su adherencia generalmente ocurre en uno o varios pasos del calentador, pero no uniformemente. El coque tiene como característica principal, el que es relativamente un buen material aislante, comportándose como una resistencia térmica que obstruye el paso del flujo de calor. Por estas razones, son indeseables ya que aumentan la resistencia a la transferencia de calor y aumentan la temperatura del tubo formando un mayor gradiente de temperatura. (FIGURA 2.4).

A)



B)

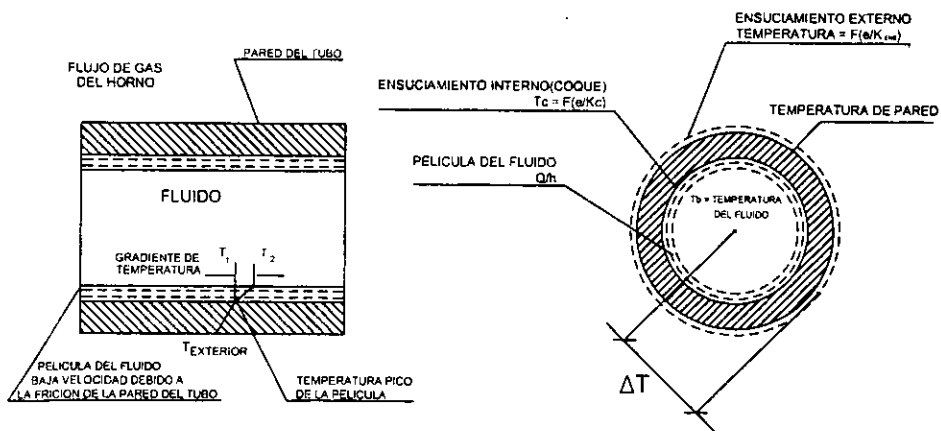


FIGURA 2.4 a) RESISTENCIAS FORMADAS EN EL TUBO DEL SERPENTIN
 b) GRADIENTE DE TEMPERATURA DEL TUBO CON COQUE ADHERIDO

| | | | | |
|---|-----|-------|-----|-------------------------|
| ESC. | SIN | ACOT. | SIN | PRESENTA. |
| | | | | ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCION DE HOLLIN EN CAFD | | | | |

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAGON

CAPÍTULO TERCERO

EFFECTOS DEL ENSUCIAMIENTO EN UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO

3.1 INTRODUCCIÓN

El ensuciamiento en sus diversas formas (hollín, coque, escamas, escoria) influye de forma negativa y de diversas maneras en la operación de un calentador de proceso. Los efectos más relevantes provocados por el ensuciamiento son:

- Disminución en la eficiencia térmica.
- Caída de Presión de los Gases de Combustión.
- Aumento de la temperatura máxima de pared del tubo y, por consiguiente, una mayor caída de temperatura.
- Mayor resistencia al paso del flujo de calor hacia el fluido de proceso, por lo tanto, un aumento de los esfuerzos generados en el interior del serpentín.
- Corrosión en las superficies de transferencia de calor

El ensuciamiento al no removerse al poco tiempo de haberse formado puede llegar a dañar, e incluso, provocar fallas en el diseño mecánico y térmico del calentador.

3.2 EFICIENCIA TÉRMICA EN UN CAFD

Definición.- Definido como el calor total absorbido entre el calor total suministrado,

$$\eta = \frac{Q_{ABS}}{Q_{LIB}} \dots\dots\dots(3.2.1)$$

difiere de la definición tradicional de eficiencia de un calentador a Fuego Directo, el cual considera el *calor neto de combustión del combustible (PCI*)* como el *calor liberado*, esto es,

$$Q_{LIB} = (\text{COMBUSTIBLE CONSUMIDO}) (PCI) \dots\dots\dots(3.2.2)$$

Esta formula relaciona la cantidad de combustible consumido y el poder calorífico, a través de la siguiente formula. Así, el calor absorbido está en función del calor liberado y las pérdidas de calor:

$$\eta = \frac{Q_{LIB} - Q_{PERD}}{Q_{LIB}} \dots\dots\dots(3.2.3)$$

donde:

$$Q_{SUM} = PCI + H_a + H_c + H_m = \text{Calor Suministrado ; [Btu/hr ; Watts]}$$

$$Q_{PERD} = Q_r + Q_{Ch} = \text{Calor Perdido ; [Btu/hr ; Watts]}$$

$$Q_{LIB} = PCI + H_a + H_c + H_m = \text{Calor Liberado ; [Btu/hr ; Watts]}$$

$$PCI = \text{Poder calorífico inferior ; [Btu/lb ; KJ/kg]}$$

$$H_a = \text{Calor sensible del aire, [BTU/lb}_{\text{combustible}} \text{, KJ/kg}_{\text{combustible}}]$$

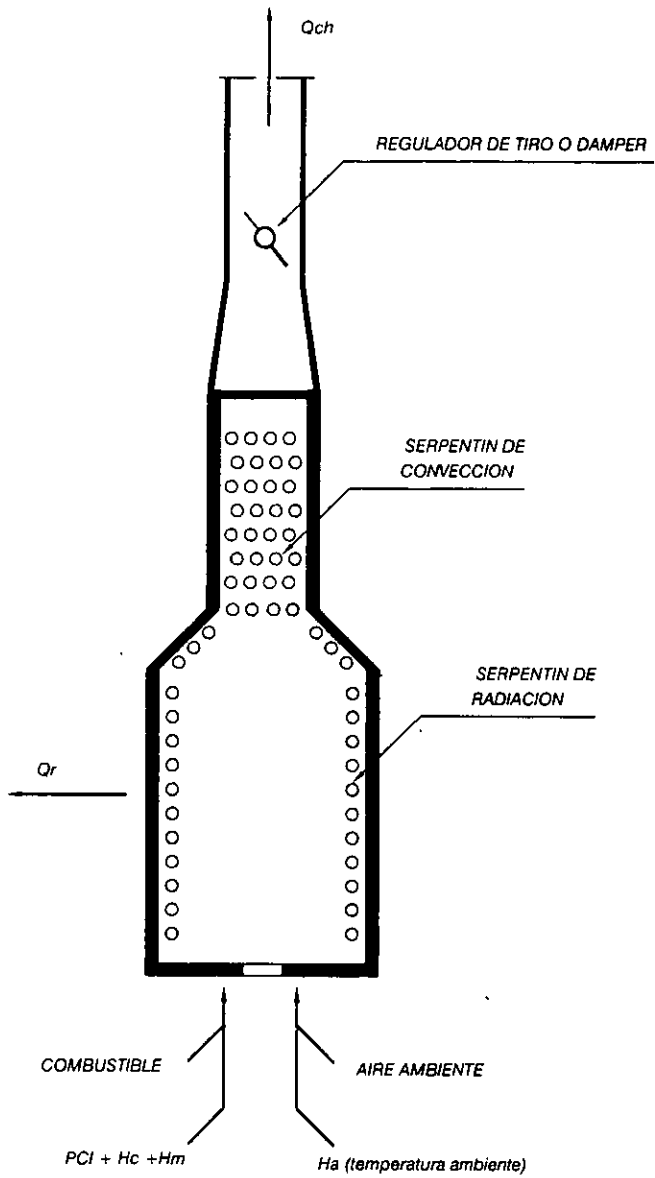
$$H_c = \text{Calor sensible del combustible, [BTU/lb}_{\text{combustible}} \text{, KJ/kg}_{\text{combustible}}]$$

$$H_m = \text{Calor sensible del medio atomizante, [BTU/lb}_{\text{combustible}} \text{, KJ/kg}_{\text{combustible}}]$$

$$Q_r = \text{Pérdidas de calor por radiación, a través de paredes ; [Btu/hr ; Watts]}$$

$$Q_{Ch} = \text{Pérdidas de calor a través de la chimenea ; [Btu/hr ; Watts]}$$

Esto se nota más gráficamente en la figura 3.1.



| | | | |
|---|-----|------------|--|
| FIGURA 3.1 BALANCE TÉRMICO EN UN CAFD | | | UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES CAMPUS ARAGÓN |
| ESC: | SIN | ACOT.: SIN | |
| PRESENTA: ALBERTO AGUIÑO BALTAZAR | | | |
| TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFD | | | |

3.2.1 EFECTOS DEL ENSUCIAMIENTO SOBRE LA EFICIENCIA TÉRMICA

La segunda ley de la termodinámica establece que "ninguna máquina térmica puede alcanzar una eficiencia de 100%, debido a que hay pérdidas, es decir, no hay un aprovechamiento óptimo del calor o trabajo". En un CAFD la eficiencia es una relación de calores que está en función de los calores sensibles y del poder calorífico inferior del combustible. Dicho de otra forma, el destino final de la energía suministrada en forma de calor, a través del quemado del combustible, es la siguiente:

- Calor sensible del aire, combustible y medio atomizador, para que los fluidos adquieran la temperatura requerida por el proceso
- Calor latente para efectuar los cambios de fase
- Energía perdida por paredes, puertas y accesos del equipo
- Energía perdida por la chimenea

La distribución de pérdidas de calor en un calentador, debido principalmente al ensuciamiento (formación de hollín, escamas, coque, escoria) adherido a las superficies de transferencia de calor, trae como consecuencia la disminución de la eficiencia térmica. Esto es, durante la operación del calentador de proceso se forman partículas de hollín en el ambiente de combustión (Ver figura 2.1), los cuales llegan a adherirse sobre los tubos del serpentín, tanto en radiación como en convección. Tales partículas debido a que poseen una conductividad térmica muy baja actúan como aislantes, es decir, forman capas que se oponen al paso del flujo de energía (en forma de calor) que emite la flama —en la zona de radiación—, así como a la transmisión de calor del flujo de gases de combustión a través del banco de tubos de convección. Aunque, no únicamente el ensuciamiento externo se opone a la transferencia de calor, sino también el ensuciamiento interno del tubo (coque) tiene este tipo de características aislantes (Ver figura 2.3).

Los problemas más graves se generan en la zona de convección por el uso de superficies extendidas en el serpentín de tubos, en donde el ensuciamiento se adhiere o se deposita con mayor facilidad. Así, al aumentar las resistencias térmicas, debido al ensuciamiento, la transferencia de calor hacia el fluido decrece y el calor transmitido se pierde al no ser

aprovechado o absorbido por el mismo. Esto a su vez, trae como consecuencia la disminución de la eficiencia del equipo y se generan mayores costos de operación. Esto último debido, al mayor consumo de combustible con el fin de que el fluido de proceso alcance la temperatura deseada.

3.3 CAÍDA DE PRESIÓN DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

Definición.- La caída de presión es el resultado de la diferencia de presiones de los gases calientes de combustión, contenidos en la cámara de combustión, y el aire circundante del medio ambiente. La caída de presión esta relacionada con algunas propiedades, las cuales se representan en la ecuación de estado de un gas,

$$Pv = RT \dots \dots \dots (3.3.1)$$

Donde P= Presión, V= volumen específico, R= constante del gas, T= Temperatura absoluta.

De acuerdo con la ecuación de estado la presión esta en función de la temperatura y volumen específico del gas, es decir, la presión es proporcional a la temperatura, pero es inversamente proporcional al volumen específico.

Por lo tanto si la caída de presión es grande la densidad y la velocidad cambian de manera significativa.

3.3.1 EFECTO DEL ENSUCIAMIENTO EN LA CAÍDA DE PRESIÓN DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

El calentador de proceso, en principio, emplea una chimenea como complemento, la cual tiene como principal función generar el tiro⁽¹⁴⁾, es decir, inducir el flujo de aire y producir

14. El tiro puede ser mecánico o natural. El primero utiliza un ventilador, mientras el segundo se produce térmicamente

una corriente de aire suficiente para superar todas las obstrucciones o caída friccional a través de quemadores, sección de convección, regulador de tiro y chimenea (Ver figura 3.2a de Caída de presión en un Horno), y de esta forma arrastrar los gases de combustión hacia la atmósfera. Se recomienda que el diseño de la chimenea este basado en una presión negativa de 0.12 mbar – 0.25 mbar (0.05 – 0.1 plg H₂O) a la entrada de la sección de convección.

Un efecto importante en un CAFD es la caída de presión que se genera cuando los gases de combustión salen de la sección de convección. Es aquí donde el ensuciamiento adherido a los tubos provoca que la corriente de aire que entra al calentador no sea suficiente para llevar a cabo la combustión, además de impedir la salida de los gases calientes de combustión, esto debido a la reducción del área de espaciamento entre tubos.

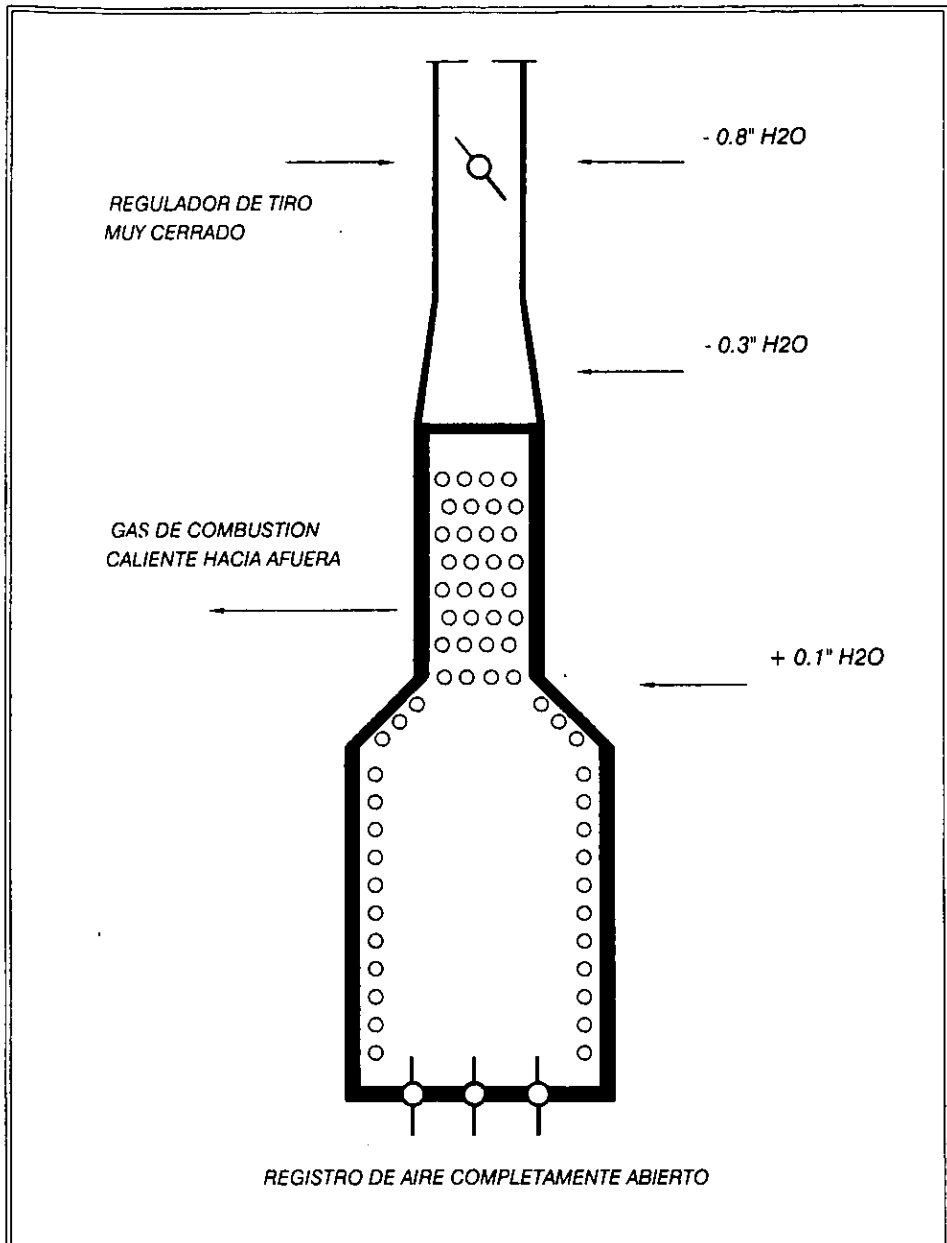
Así, al dificultar la salida de los gases de combustión se tiende a generar una presión positiva (figura 3.2), con la consecuente inyección de mayor cantidad de combustible y un incremento de temperatura, que conduce a un sobrecalentamiento y corrosión en la estructura de acero.

Otros efectos del tiro sobre la caída de presión son: si el regulador de tiro no está abierto lo suficiente, los registros de aire de los quemadores deben abrirse más para permitir la entrada de aire, esto producirá una insuficiente caída de presión a través del quemador para mezclar el aire y el combustible. Por el contrario, si el regulador de tiro de la chimenea está completamente abierto y los registros de aire secundario también lo están, se puede generar una presión demasiado baja en la sección de convección (figura 3.3).

La forma para calcular la caída de presión es por medio de la siguiente fórmula:

$$\Delta P = \frac{H(\rho_u - \rho_g)}{\rho_w} (12) = 0.187H(\rho_u - \rho_g) \dots\dots\dots(3.3.1.1)$$

El cálculo de la caída de presión a través del banco aletado de tubos difiere del cálculo para tubos desnudos,



| | | | | | |
|---|-----|-------|-----|---|--|
| FIGURA 3.2 PRESION POSITIVA EN EL CAFD, EL CUAL LO DAÑA | | | | UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO | |
| ESC. | SIN | ACOT. | SIN | PRESENTA. ALBERTO AQUINO BALTAZAR | ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES |
| TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCION DE HOLLIN EN CAFD | | | | CAMPUS ARAGON | |

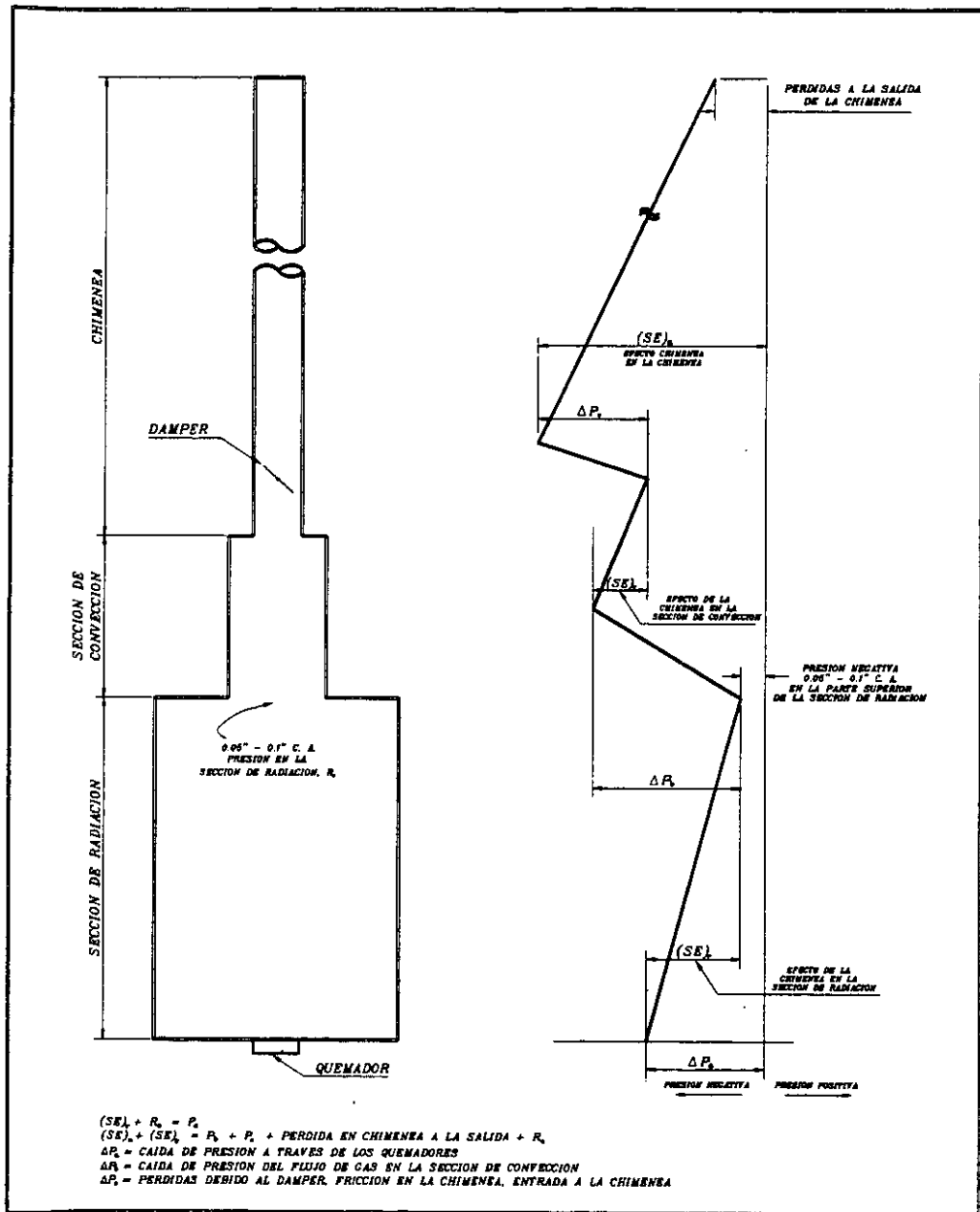


FIGURA 3.2a PERFIL TÍPICO DE PRESIONES EN UN CAPD DE TIRO NATURAL
 (TOMADO DE LA NORMA API 535)

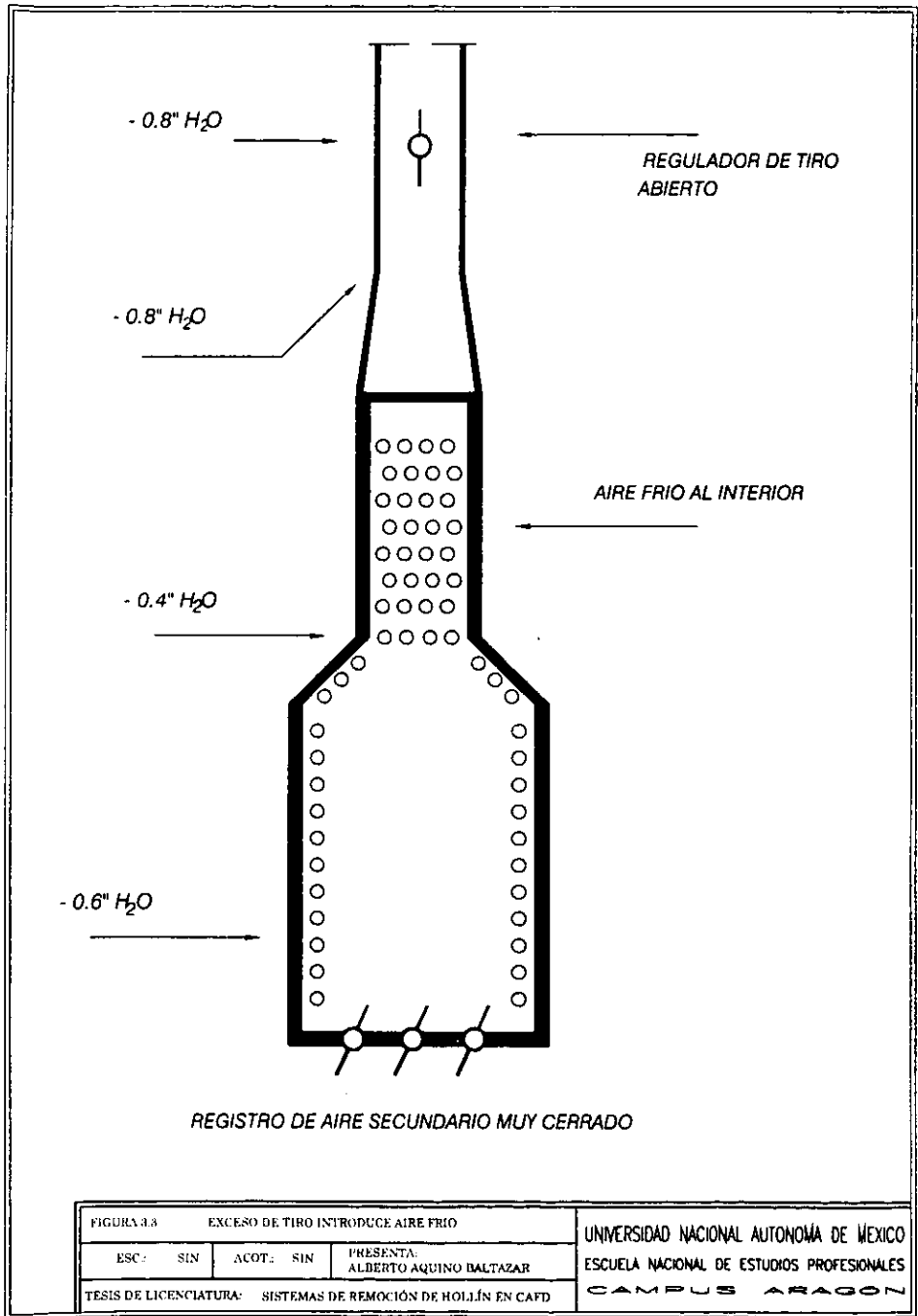


FIGURA 4.3

EXCESO DE TIRO INTRODUCE AIRE FRIO

| | | | | | |
|------------------------|-----|-------|-----|--|-------------------------|
| ESC: | SIN | ACOT: | SIN | PRESENTA: | ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA: | | | | SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFD | |

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAUCO 7

$$\Delta P = \frac{f(C_{f,max})2L}{2g\rho_w D_v} \left(\frac{D_v}{S_T}\right)^{0.4} \dots\dots\dots (3.3.1.2)$$

Ahora combinando las constantes y convirtiendo la caída de presión en pulgadas de H₂O.

$$\Delta P = 0.003 \frac{f(C_{f,max})2L}{\rho_w D_v} \left(\frac{D_v}{S_T}\right)^{0.4} \dots\dots\dots (3.3.1.3)$$

donde:

ΔP = Caída de presión, [pulg H₂O, mbar]

H = Altura de la chimenea, [pies, metros]

ρ_a = Densidad del aire ambiente, [lb/pulg³, kg/m³]

ρ_g = Densidad de los gases de combustión, [lb/pulg³, kg/m³]

ρ_w = Densidad del agua, [lb/pulg³, kg/m³]

f = Factor de fricción para la relación de caída de presión

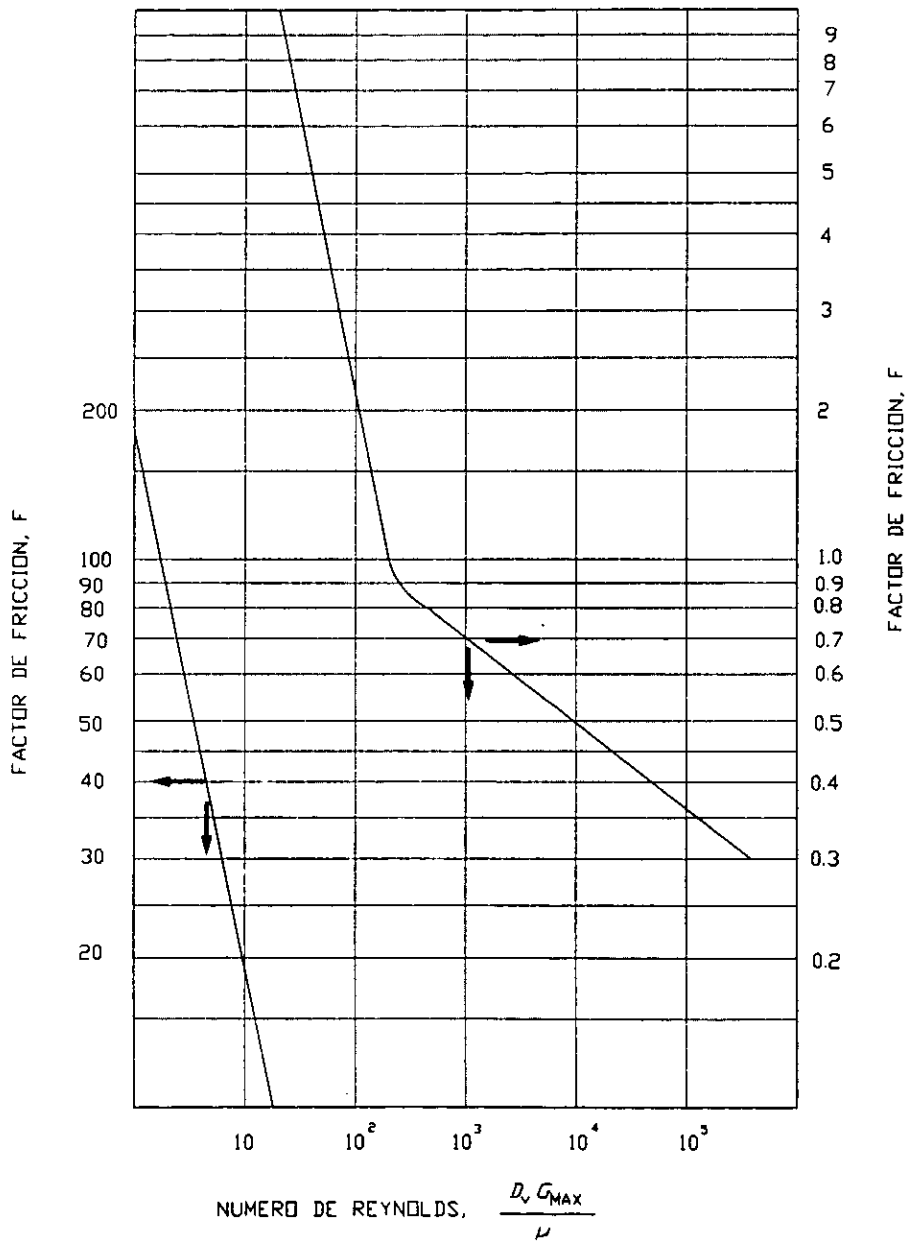
G_{mav} = Masa velocidad en la sección transversal de convección, [lb/pie², kg/m²]

L = Longitud del tubo, [pies, metros]

D_v = Diámetro hidráulico volumétrico = $\frac{4(\text{volumen libre neto})}{\text{sup de fricción}}$

S_T = PITCH transversal

Donde el factor de fricción, f , es expresado en función del número de Reynolds (gráfica 0).



GRAFICA 0 FACTOR DE FRICCIÓN DEL FLUJO TRANSVERSAL

3.4 CAIDA DE TEMPERATURA

El funcionamiento u operación del CAFD debe cumplir la ecuación de eficiencia,

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{lib}} \dots\dots\dots(3.4.1)$$

donde:

η = Eficiencia térmica

Q_{abs} = Calor absorbido por el fluido, cte

Q_{lib} = Calor liberado por el combustible, por medio de la flama y/o los gases de combustión.

Sin embargo, esto no se cumple, ya que el fluido de proceso que circula por el serpentín de tubos, el cual debe mantener una temperatura constante, no absorbe todo el calor que emite la flama y los gases de combustión, producto del combustible quemado. Esto trae como consecuencia un bajo rendimiento en el equipo.

La transmisión del calor de la flama y del flujo de gases de combustión hacia el fluido que circula en el interior del serpentín de tubos encuentra resistencias a su paso, provocadas por:

- El material del tubo
- La película del fluido

Sin embargo, otro tipo de resistencias formadas o generadas durante la operación del CAFD obstruyen el paso del flujo de calor hacia el fluido de proceso, y son debidas al:

- Ensuciamiento interno (coque)
- Ensuciamiento externo (hollín, escoria, escamas, etc.)

El ensuciamiento depositado sobre las superficies de transferencia de calor de los tubos del serpentín (*como se muestra en la figura 2.4*) genera una resistencia térmica adicional al flujo de calor, emitido por los gases de combustión (en la zona de convección) y por la flama (en la zona de radiación). De acuerdo a la zona del CAFD en que se encuentre el ensuciamiento la resistencia térmica será mayor o menor, por lo general, es la zona de convección, donde se genera una mayor resistencia debido a la tubería aletada que utilizan los tubos del serpentín.

Las capas o depósitos adheridos a las superficies de transferencia de calor tienen una baja conductividad térmica. Así, cuando el fluido, que circula en el serpentín de tubos, no absorbe todo el calor emitido por los gases de combustión y la flama, se hace necesario inyectar una mayor cantidad de combustible para que el fluido mantenga la temperatura requerida por el proceso. Esto provoca un mayor gradiente de temperatura entre el fluido de proceso y los gases de combustión, y la flama (sí es en la zona de radiación), y por consiguiente, una mayor temperatura del tubo de metal (FIGURA 2.4).

Este es uno de los efectos más importantes debido al ensuciamiento, por lo cual se reduce el rendimiento térmico del equipo de transferencia de calor. En caso de continuar la caída de temperatura a través de los tubos del serpentín y no se realice un adecuado mantenimiento, el efecto en el horno de proceso puede llegar a causar la falla, ruptura o estallido del tubo.

El American Petroleum Institute (API) establece los criterios para calcular el *espesor de pared* de los tubos del serpentín por medio de *la temperatura máxima de pared*, cuando se genera ensuciamiento interno (coque). Sin embargo, existen limitaciones para el diseño térmico, que establece la norma mencionada, que deben considerarse.

3.5 CORROSIÓN A ALTAS TEMPERATURAS

DEFINICIÓN.- La corrosión es un ataque destructivo de los metales resultado de la oxidación del metal por un agente oxidante en el medio ambiente, puede ser de naturaleza química o electroquímica. La primera implica un ambiente corrosivo o una elevada temperatura, o bien ambas. La segunda es debido al agua o a películas de humedad. El área sobre el cual el metal es oxidado es el ánodo y el agente oxidante es el cátodo.

Los elementos químicos que tienen un ligero o ningún efecto en los metales y aleaciones a temperaturas atmosféricas pueden llegar a ser extremadamente corrosivos a altas temperaturas, resultando en severas escamas, agrietamiento, desintegración, fragilidad o debilitamiento. El oxígeno, por ejemplo, el cuál tiene pequeños o ningún efecto (en ausencia de humedad) sobre el acero a temperatura atmosférica, puede llegar a ser extremadamente destructivo a elevadas temperaturas, ya que puede unirse con el hierro para cambiarlo de un resistente acero a una masa frágil de óxido de hierro.

OXÍGENO.

En la refinación del petróleo, el oxígeno encontrado es normalmente el que circunda en el aire (el cual contiene aproximadamente 20% de oxígeno), por lo regular éste reacciona con el acero para causar escamas. La oxidación en el aire aumenta con el incremento de la temperatura del metal y puede disminuir con el aumento del contenido de cromo en el metal.

Las temperaturas máximas del metal para niveles de oxidación bajos se mencionan en la tabla 3.1 (arriba de estas temperaturas la oxidación llega a ser apreciable).

El oxígeno a altas temperaturas también reacciona con aleaciones de níquel hasta causar escamas. El desconchamiento, el cual depende de las características de expansión y de la composición del óxido formado y de los cambios de temperatura, acelera la oxidación de las aleaciones de níquel. La temperatura a la cual la oxidación del aire llega a ser significativa es dada en la tabla 3.2. para el níquel y algunas de sus aleaciones más comunes.

Estos son los efectos sobre los materiales más comúnmente utilizados en el serpentín de tubos de un CAFD. Sin embargo, en refineries se utilizan, además, otro tipo de materiales donde también ocurre este fenómeno, como son el aluminio y el cobre.

TABLA 3.1 TEMPERATURAS MÁXIMAS DE OXIDACIÓN DE LOS ACEROS

| MATERIAL | TEMPERATURA | |
|---------------------------|-------------|------|
| | °F | °C |
| ACERO AL CARBÓN | 1,050 | 570 |
| ACERO AL CARBÓN-MOLIBDENO | 1,050 | 570 |
| ACERO AL ½ % CROMO | 1,075 | 580 |
| ACERO AL 1 ¼ % CROMO | 1,100 | 590 |
| ACERO AL 2% CROMO | 1,150 | 620 |
| ACERO AL 2 ½ % CROMO | 1,175 | 635 |
| ACERO AL 3% CROMO | 1,175 | 635 |
| ACERO AL 5% CROMO | 1,200 | 650 |
| ACERO AL 7% CROMO | 1,250 | 680 |
| ACERO AL 9% CROMO | 1,500 | 820 |
| ACERO AL 12% CROMO | 1,500 | 820 |
| ACERO AL 18CROMO-8NIQUEL | 1,600 | 870 |
| ACERO AL 25CROMO-12NIQUEL | 2,000 | 1090 |
| ACERO AL 25CROMO-20NIQUEL | 2,100 | 1150 |

TABLA 3.2 TEMPERATURAS MÁXIMAS DE OXIDACIÓN DE LAS ALEACIONES

| MATERIAL | TEMPERATURA | |
|-------------------|-------------|------|
| | °F | °C |
| NIQUEL | 1,900 | 1040 |
| MONEL | 1,000 | 540 |
| INCONEL | 2,000 | 1090 |
| INCOLOY | 2,000 | 1090 |
| HASTELLOY A, B, D | 1,400 | 760 |
| HASTELLOY C | 1,800 | 980 |
| HASTELLOY X | 2,000 | 1090 |

TRISULFATOS DE HIERRO ALKALI.

Todos los combustibles utilizados en CAFD, excepto el gas natural, contienen impurezas inorgánicas llevadas por los productos de la combustión, los cuales interactúan con el metal de los tubos del serpentín y entre ellos mismos, así como con los óxidos de azufre de los gases. Aunque no se conocen muy bien las reacciones que ocurren durante la combustión, Anderson y Diehl⁽¹⁵⁾ basados en el trabajo de Corey⁽¹⁶⁾ encontraron que los Trisulfatos de Hierro Alkali [$(\text{Na}_3\text{Fe}(\text{SO}_4)_3$ y el $\text{K}_3\text{Fe}(\text{SO}_4)_3$] pueden ser formados a temperaturas de 540 a 650 °C (1000 a 1200 °F). La importancia radica en que el trisulfato de hierro sodio funde a 630 °C (1160 °F) para formar una película líquida sobre la superficie del tubo, en la cual, según Nelson y Cain⁽¹⁷⁾, la corrosión en fase líquida que ocurre a altos rangos de temperatura, comparada con el

15. E. A. Sondreal, S. J. Selle, P.H. Tufte, V. H. Menze, and V.R. Laning, *Op. Cit.*

16. E. A. Sondreal, G. H. Gronhould, P. H. Tufte, and W. Beckering, *Op. Cit.*

17. Gronhoyal, G. H., Harak and Paulson L.E., *Op cit.*, p. 76-94

ataque en fase gaseosa, reacciona rápidamente con el tubo de metal produciendo una escama de óxido de hierro magnético y sulfuro. El ataque puede ser rápido, cuando el depósito formado en la superficie está fundido y puede ocurrir una severa corrosión.

OXÍDO DE VANADIO.

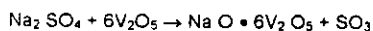
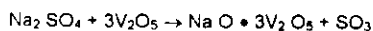
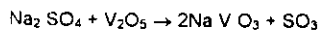
El vanadio existe en algunos combustibles, tales como los combustibles residuales derivados de ciertos combustibles crudos, y óxidos como en el pentóxido de vanadio y el sulfato de sodio, así como precipitados y formas de flujo de bajo punto de fusión. Aparentemente, estos compuestos reaccionan directamente con el acero, mientras el oxígeno atmosférico sirve para regenerar el óxido de vanadio. Además, el vanadio puede generar la formación de una serie de componentes con bajos puntos de fusión.

Estudios indican que la corrosión por vanadio no se lleva a cabo abajo de 590 °C (1,100 °F). Esto es porque los compuestos de pentóxido de vanadio deben de ser fundidos para causar la reacción. Aunque el pentóxido de vanadio puro se funde a una temperatura un poco arriba de 590 °C (1,100 °F), otras sustancias en los gases de combustión, tales como los compuestos de sodio y óxidos de azufre, unido con el pentóxido de vanadio reducen el punto de fusión considerablemente. El pentóxido de vanadio fundido forma una escoria con el acero. La escoria fundida se derrama y expone el metal puro al ataque. La acción corrosiva de la ceniza, producto de la combustión del combustible fósil, aumenta severamente con el aumento de la temperatura y el contenido de vanadio. Por ejemplo, el nivel tolerable de vanadio en combustibles fósiles (derivados del petróleo) está en el rango de concentración de 20 a 150 ppm entre 650 a 840 °C (1200 y 1550 °F), dependiendo de la relación de sodio-vanadio. Bajo las condiciones apropiadas algunos aceros son más resistentes que otras aleaciones como el 60-40 y 50-50 % de cromo-níquel.

COMPONENTES DEL VANADIO DE BAJO PUNTO DE FUSIÓN

El vanadio, el azufre y el sodio son los constituyentes más corrosivos y perjudiciales de los combustibles residuales. En particular, el vanadio y el sodio reaccionan para formar productos con puntos de fusión bajos (580 °C, 1071 °F).

Los estudios de Niles Y Sanders ⁽¹⁸⁾ mencionan que sólo tres componentes fueron formados por la reacción del sulfato de sodio ($\text{Na}_2 \text{SO}_4$) y el pentóxido de vanadio (V_2O_5):



Todos estos componentes de los gases de combustión son altamente corrosivos. El componente más común encontrado en los depósitos es el Vanadato Vanadil Sodio ($\text{Na O} \cdot \text{V}_2 \text{O}_4 \cdot 5\text{V}_2\text{O}_5$) con un punto de fusión de 660 °C (1218 °F).

18. Niles, W. K. and Sanders H. R., *Op. Cit.*, p. 178-186

3.6 ESFUERZOS POR PRESIÓN INTERNA

Las partes mecánicas de un CAFD están diseñadas para soportar los esfuerzos por presión y/o temperatura generados durante su operación. De aquí, que las características de combustión (flujo térmico, temperatura, composición de los gases de combustión, etc.) y sus efectos (corrosión, caída de temperatura, caída de presión, pérdida de eficiencia) son las condiciones principales para diseñar los componentes de éste equipo.

Específicamente, los tubos del serpentín—considerado como el componente principal y que en este punto se abordara exclusivamente—para su diseño, deben considerar las siguientes condiciones:

- Diámetro interno de los tubos, longitud del serpentín y arreglo del mismo; los cuales se determinan de acuerdo a las condiciones del proceso.
- Longitud individual de los tubos, la cual está limitada por el tamaño del calentador y espacio de la planta, restricciones de manufactura y restricciones estructurales.
- Espesor de pared del tubo, el cual depende de los requerimientos del proceso (diámetro interno presión y temperatura de operación), composición y propiedades del fluido de proceso a las condiciones de operación y del tipo de acero a utilizar.

TERMOFLUENCIA

Un fenómeno que está íntimamente relacionado con el diseño mecánico de los tubos de metal del serpentín es la "termofluencia", debido a que están sometidos a temperaturas elevadas, así como a grandes esfuerzos (presiones). Esta deformación plástica que ocurre bajo condiciones constantes, tanto de temperatura como de esfuerzo, se conoce como *Termofluencia* (creep en inglés)

La termofluencia (a esfuerzo constante) es posible a todas las temperaturas sobre el cero absoluto; sin embargo, a temperatura más elevada, más importante se vuelve el fenómeno.

El American Petroleum Institute (API) establece las consideraciones de diseño para el cálculo del espesor de los tubos de un calentador en Refinerías de Petróleo (API-RP-530 "Calculation of Heater-Tube Thickness in Petroleum Refineries). Este espesor mínimo de pared debe diseñarse y seleccionarse de acuerdo a los siguientes parámetros:

- presiones de diseño,
- temperatura de diseño del fluido,
- corrosión permisible, y
- material del tubo.

El CAFD tiene como función calentar un fluido a una temperatura determinada, la cual debe ser la misma durante todo el tiempo en que este funcionando el equipo —éste es el criterio bajo el cual se diseña térmicamente el calentador. Sin embargo, debido a que el CAFD no trabaja bajo condiciones ideales se generan problemas durante la operación. El ensuciamiento interno y externo, junto con la corrosión, son los principales generadores de fallas en el Diseño Mecánico de estos equipos; aunque, también cuando el fluido entra a una temperatura menor a la especificada o entra un mayor flujo de fluido son causas de fallas.

El ensuciamiento adherido a las superficies de transferencia de calor es otro factor que afecta el diseño mecánico del equipo. Esto es, al depositarse o adherirse partículas de hollín sobre las superficies de los tubos del serpentín y no removerlos inmediatamente, llegan a formarse depósitos más severos (escamas, escoria, etc.), o bien, posteriormente se generan reacciones que provocan corrosión (esto debido a las altas temperaturas). Esta serie de fenómenos generan un desgaste en el metal de los tubos del serpentín y, posteriormente, una pérdida en la resistencia. Así, cuando pérdida de resistencia es acelerada por los depósitos de ensuciamiento, incrustaciones y corrosión reduce la vida útil de los tubos; ya que estos son diseñados para un determinado tiempo, por lo que al final de este periodo, las paredes ya no son capaces de soportar la carga por presión, por lo tanto, deben ser retirados y sustituidos por otros.

Dicho de otra forma, si el ensuciamiento se desarrolla sobre los tubos, el espesor de estos aumentará, así como su resistencia térmica, es decir, provocará que su esfuerzo permisible disminuya y la temperatura de pared del tubo aumente. Lo anterior, puede notarse más claramente si analizamos el siguiente punto.

TEMPERATURA MÁXIMA DE PARED DEL SERPENTÍN DE TUBOS⁽¹⁹⁾.

Este parámetro es importante considerarlo debido a que no sólo se genera ensuciamiento sobre las superficies de transferencia de calor; sino también, en la parte interior del serpentín de tubos, en la zona de radiación. De aquí, la importancia de su comprensión.

La temperatura máxima de pared del tubo del serpentín, en la zona de radiación, define la variación de temperatura del fluido a lo largo de todo el serpentín, es decir, debido a que el calor no es uniformemente distribuido en todo el serpentín, su temperatura no es la misma en cualquier punto. La temperatura máxima de pared en un Calentador A Fuego Directo, en la sección de radiación, está calculada a partir de la temperatura del fluido que circula en el interior del tubo, así como de la caída de temperatura a través de la pared del tubo y de la caída de

temperatura provocada por la película del fluido y del coque, éste último generado por el ensuciamiento interno del tubo del serpentín. Para su cálculo debe obtenerse, primeramente, el flujo máximo de calor radiante, así como su coeficiente de transferencia de calor,

19. Tomada de API Standard 560, Op cit.

El coeficiente de transferencia de calor para un régimen turbulento se obtiene de la siguiente forma:

Para un flujo líquido con $Re > 10,000$

$$h_L = 0.023 (k/D_i) Re^{0.8} Pr^{0.33} (\mu_b/\mu_w)^{0.14} \dots\dots\dots(3.6.1)$$

Para un flujo de vapor con $Re > 15,000$

$$h_v = 0.21(k/D_i) Re^{0.8} Pr^{0.4} (\mu_b/\mu_w)^{0.5} \dots\dots\dots(3.6.2)$$

$$Pr = c\mu_b/k$$

$$Re = D_i G/\mu_b$$

Donde:

h_L = Coeficiente de transferencia de calor, en fase líquida; (BTU/hr pie² °F) (W/m²°K)

k = Conductividad térmica del fluido; (BTU/hr pie °F) (W/m °C)

D_i = Diámetro interior del tubo; (pie, m)

μ_b = Viscosidad absoluta del fluido; (lb/pie hr) (Pa-seg)

μ_w = Viscosidad absoluta del fluido a la temperatura de la pared; (lb/pie hr)(Pa-seg)

h_v = Coeficiente de transferencia de calor, en fase vapor; (BTU/hr pie² °F) (W/m²°C)

T_b = Temperatura absoluta del vapor; (°R, °K)

T_w = Temperatura absoluta de pared del vapor; (°R, °K)

G = Flujo másico del fluido; (lb/hr pie²) (kg/seg m²)

C = Capacidad calorífica del fluido; (lb/hr pie²) (kg/seg m²)

El flujo máximo de calor en un punto del serpentín es calculado así:

$$q_m = F_c F_L F_T q_a + q_c \dots\dots\dots(3.6.3)$$

donde:

q_m = Flujo máximo radiante de calor, superficie exterior, (BTU/hr pie²) (W/m²)

F_c = Factor de relación para variaciones circunferenciales de flujo de calor

F_L = Factor de relación para variaciones longitudinales de flujo de calor

F_T = Factor de relación para el efecto de temperatura del tubo de metal sobre el flujo radiante de calor

q_a = Flujo promedio de calor radiante, superficie exterior, (BTU/hr pie²) (W/m²)

q_c = Flujo promedio de calor convectivo, superficie exterior, (BTU/hr pie²) (W/m²)

El factor de variación circunferencial, F_c , es dado como una función del espaciado del tubo y la geometría del serpentín. El factor dado por la gráfica es el radio del flujo máximo local de calor en la cara completamente expuesta de un tubo para el flujo promedio de calor alrededor del tubo.

El factor de variación longitudinal, F_L , no se puede cuantificar fácilmente. Los valores entre 1.0 y 1.5 son los más comúnmente usados. Si en la zona de radiación se tiene una distribución uniforme de flujo de calor, el valor de 1 puede ser el apropiado. Los valores mayores de 1.5 tienen una distribución extremadamente desigual al flujo calor.

El factor de temperatura del tubo de metal, F_T , es menor de 1.0 cercano a la salida del serpentín o en áreas de temperatura máxima del tubo del metal. Este es mayor a 1.0 en áreas de temperaturas más bajas del tubo de metal. Para más aplicaciones, el factor puede calcularse:

$$F_T = \left(\frac{T_g^4 - T_s^4}{T_g^4 - T_p^4} \right) \quad (^\circ R, ^\circ K) \quad \dots\dots\dots(3.6.4)$$

Donde:

T_g = promedio de temperatura del gas del cañón de chimenea en la sección radiante

T_s = temperatura del tubo de metal en un punto (°R, °K)

T_a = temperatura promedio del tubo de metal en la sección radiante

Matemáticamente la temperatura máxima de pared del tubo del serpentín se calcula con la siguiente ecuación, una vez que se conoce la temperatura de bulbo (fluido):

$$T_m = T_b + \Delta T_f + \Delta T_c + \Delta T_w \quad \dots\dots\dots(3.6.5)$$

$$\Delta T_f = q_m/h (D_o/D_i - 2t_c) \quad \dots\dots\dots(3.6.5.a)$$

$$\Delta T_c = q_m t_c / k_c (D_o/D_i - t_c) \quad \dots\dots\dots(3.6.5.b)$$

$$\Delta T_w = q_m t_a / k_w (D_o/D_o - t_a) \quad \dots\dots\dots(3.6.5.c)$$

Donde:

T_m = temperatura máxima del tubo de metal; (°F, °C)

T_b = temperatura del fluido; (°F, °C)

ΔT_f = Diferencia de temperatura a través de la película del fluido; (°F, °C)

ΔT_c = Diferencia de temperatura a través del coque; (°F, °C)

ΔT_w = diferencia de temperatura a través de la pared del tubo; (°F, °C)

q_m = Flujo máximo de calor radiante, superficie exterior; (BTU/hr pie²) (W/m²)

h = coeficiente de transferencia de calor de la película del fluido; (BTU/hr pie °F) (W/m °C)

D_o = Diámetro exterior del tubo; (pie, m)

D_i = Diámetro interior del tubo; (pie, m)

T_c = espesor del coque; (pie, m)

K_c = conductividad térmica del coque; (BTU/hr pie °F) (W/m °C)

T_a = espesor promedio del tubo; (pie, m)

K_w = conductividad térmica del tubo de metal; (BTU/hr pie °F) (W/m °C)

TABLA 3.3.

ESPESOR MINIMO PERMISIBLE DE TUBOS

| DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO | | ESPESES MINIMOS | | | |
|----------------------------|------------|--------------------------|------------|----------------------------|------------|
| | | TUBOS DE ACERO FERRITICO | | TUBOS DE ACERO AUSTENITICO | |
| PULGADAS | MILIMETROS | PULGADAS | MILIMETROS | PULGADAS | MILIMETROS |
| 2.375 | 60.3 | 0.135 | 3.4 | 0.095 | 2.4 |
| 2.875 | 73.0 | 0.178 | 4.5 | 0.105 | 2.7 |
| 3.50 | 88.9 | 0.189 | 4.8 | 0.105 | 2.7 |
| 4.00 | 101.6 | 0.198 | 5.0 | 0.105 | 2.7 |
| 4.50 | 114.3 | 0.207 | 5.3 | 0.105 | 2.7 |
| 5.563 | 141.3 | 0.228 | 5.7 | 0.117 | 3.0 |
| 6.625 | 168.3 | 0.245 | 6.2 | 0.117 | 3.0 |
| 6.625 | 219.1 | 0.282 | 7.2 | 0.130 | 3.3 |
| 10.75 | 273.1 | 0.319 | 8.1 | 0.144 | 3.7 |

Así, cuando sobre el serpentín se generan más resistencias a la transferencia de calor el factor más afectado es el esfuerzo de diseño (el cual es el esfuerzo actuante), debido al incremento de la temperatura de pared del tubo. Esto es, el esfuerzo actuante (S_{ACT}) en el serpentín está en función de tres factores (espesor, diámetro exterior, presión) de acuerdo con la formula de esfuerzo para el diseño:

$$S = \frac{P}{2} \left(\frac{D_o}{t} - 1 \right) = \frac{P}{2} \left(\frac{D}{t} + 1 \right) \dots \dots \dots (3.6.6)$$

Por lo tanto, el espesor de pared de un tubo puede obtenerse despejando la ecuación anterior,

$$t = \frac{PD_o}{2S + P} \dots \dots \dots (3.6.6.a)$$

Donde:

S = esfuerzo permisible del material a la temperatura de diseño, lb/plg² (MPa)

P = presión de diseño del fluido de proceso, lb/plg² (MPa)

D_o = diámetro exterior, plg (mm)

D_i = diámetro interior, plg (mm)

t = espesor, plg (mm)

Como se puede notar en la ecuación, la resistencia del tubo disminuirá y puede llegar al punto en que el material se deforme y se fracture. Una forma de verlo más gráficamente es en las curvas de Larson – Miller, a través del siguiente ejemplo.

EJEMPLO: ¿Cual será la esfuerzo generado en el serpentín de tubos (acero mediano carbón, ASTM A53 Grade B A106) que tiene a una temperatura de pared de 425 °C (800 °F), para un diseño de vida útil de 100, 000 hrs?

Su esfuerzo es de 92390 KPa (942 kg/cm², 13400 lb/plg²) (Tomado de las gráficas de Larson-Miller)

¿Cual será la esfuerzo generado en el serpentín de tubos (acero mediano carbón, ASTM A53 Grade B A106) si la temperatura de pared se eleva de 800 °F a 900 °F?

Su esfuerzo es de 51710 KPa (527 kg/cm², 7500 lb/plg²) (Tomado de las gráficas de Larson-Miller)

Como conclusión podemos decir que el esfuerzo de diseño disminuyó debido al incremento de la temperatura de pared.

$$(\sigma_c + 273)(20 + \log L) 10^{-1}$$

MEDIUM-CARBON STEEL
 ASTM A 53 Grade B (Seamless)
 A 106 Grade B
 A 210 Grade A-1

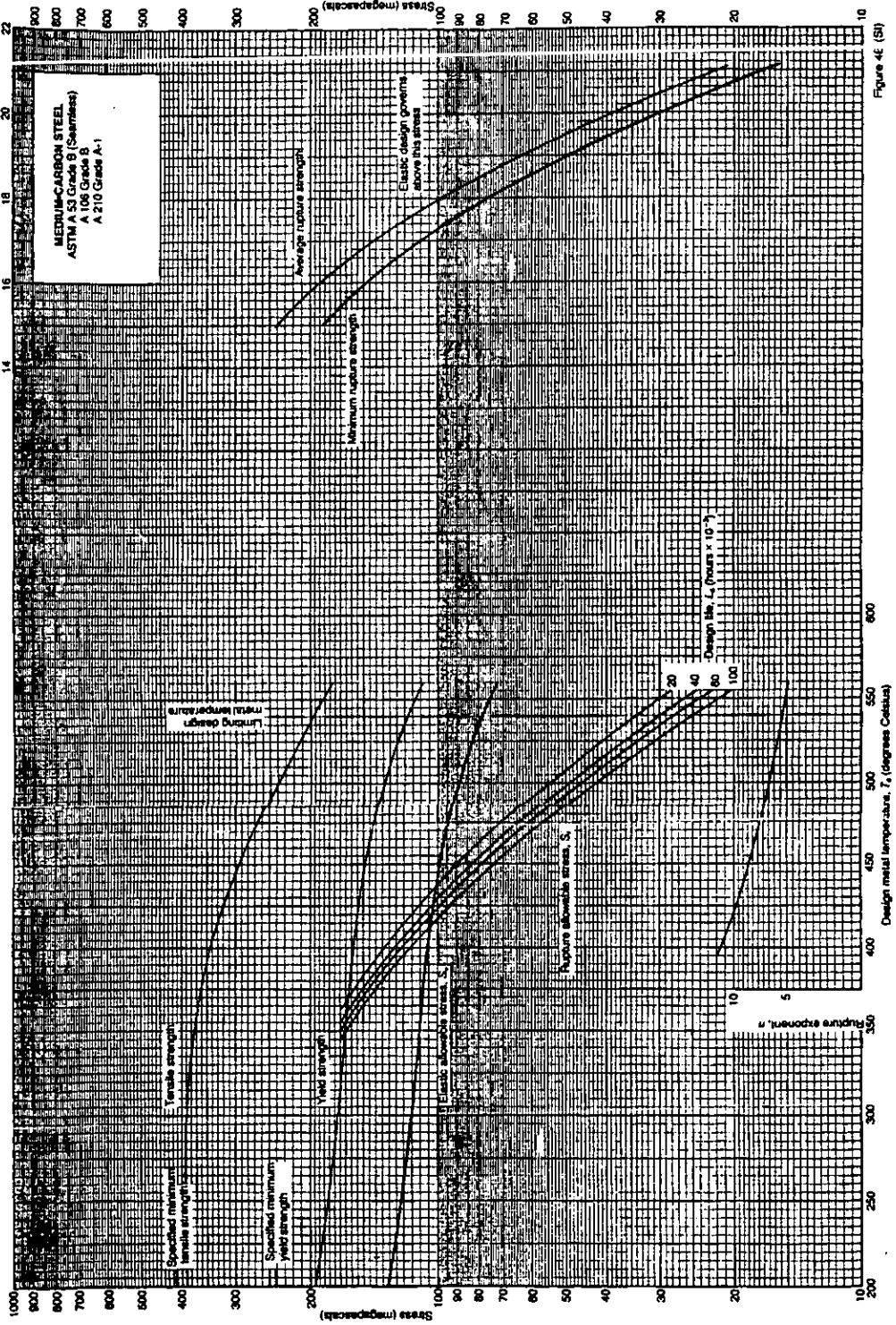


Figure 46 (SI)

Medium-Carbon Steel, ASTM A 53 Grade B (Seamless), A 106 Grade B, A 210 Grade A-1

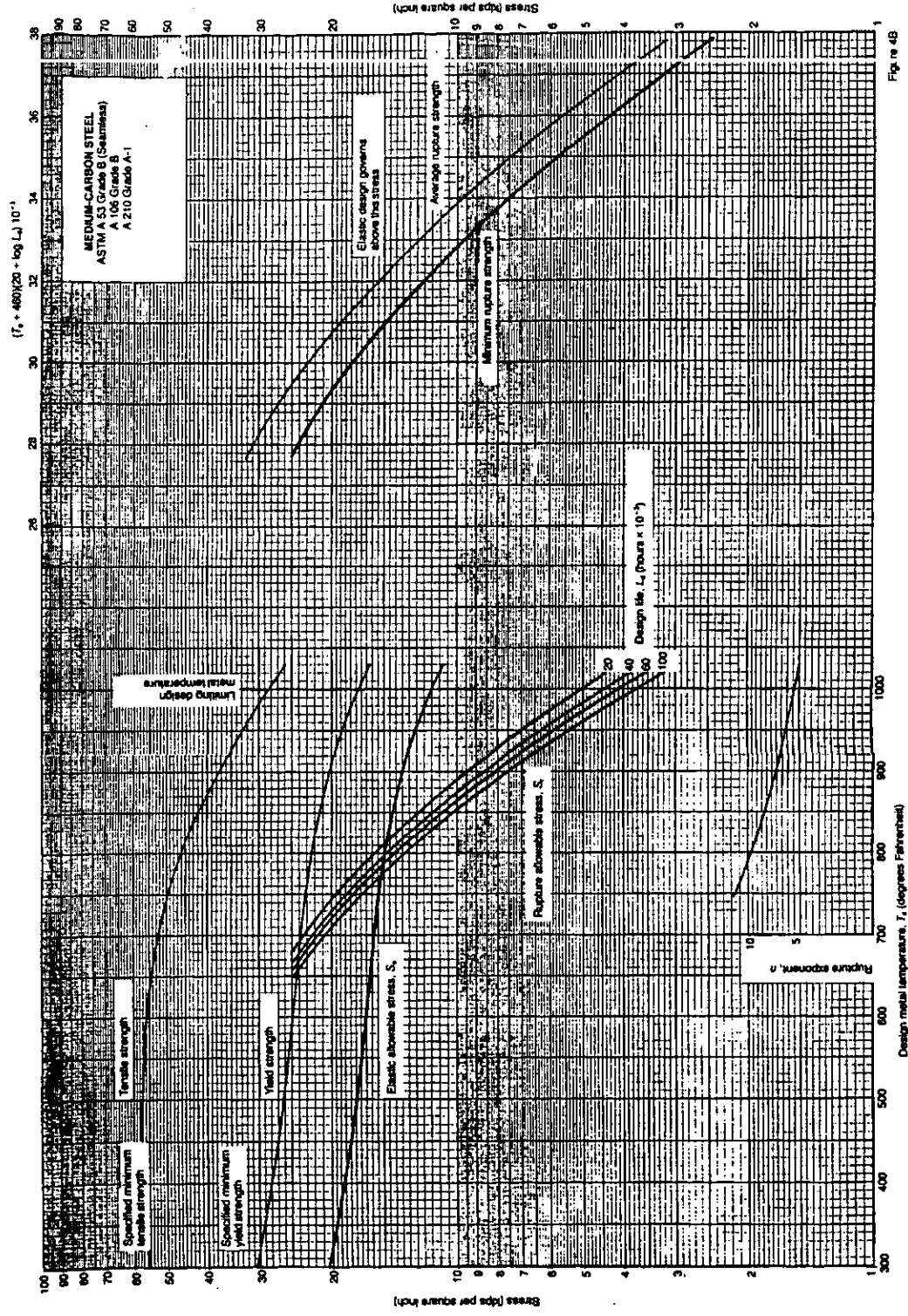


Fig. re 4B

Medium-Carbon Steel, ASTM A 53 Grade B (Seamless), A 106 Grade B, A 210 Grade A-1

3.7 LIMITACIONES DEL ESFUERZO TERMICO PERMISIBLE⁽²⁰⁾

El API, sin embargo, considera en el rango elástico limitaciones para el esfuerzo térmico, el cual es significativo a altos flujos de calor. La ecuación para el esfuerzo térmico en el tubo es:

$$S_{th} = X [2y^2/y^2 \ln y-1] \dots\dots\dots(3.7.1)$$

Donde:

$$X = [aE/2(1 - \nu)] [\Delta T/\ln Y] [aE/4(1 - \nu)] [q_0 D_o/k]$$

a = coeficiente de expansión térmica

E = modulo de elasticidad

ν = radio de Poisson

ΔT = diferencia de temperatura a través de la pared

$Y = D_o/D_i$

Q_0 = flujo de calor en la superficie exterior del tubo

K = conductividad térmica del acero

Las propiedades del material a , E , ν y k , deben evaluarse a la temperatura de pared del tubo. Sin olvidar el espesor que también influye.

La limitación sobre la intensidad del esfuerzo primario más secundario, puede ser aproximado así,

20. Tomada de API Standard 560, Op cit.

Para aceros ferríticos

$$S_{th\ lim\ 1} \cong (2.0 - 0.67y)S_y \dots\dots\dots(3.7.2)$$

Para aceros austeníticos

$$S_{th\ lim\ 1} \cong (2.0 - 0.90y)S_y \dots\dots\dots(3.7.3)$$

Donde, S_y es la resistencia producida

O bien, el límite de esfuerzo térmico puede ser aproximado para el esfuerzo térmico así,

Para aceros ferríticos

$$S_{th\ lim\ 2} = 1.33 S_y \dots\dots\dots(3.7.4)$$

Para aceros austeníticos

$$S_{th\ lim\ 2} = 1.8 S_y \dots\dots\dots(3.7.5)$$

Tanto para el límite de esfuerzo primario más secundario $S_{th\ lim\ 1}$ y el límite de esfuerzo térmico deben ser encontrados si el tubo es diseñado en el rango elástico.

CAPÍTULO CUARTO

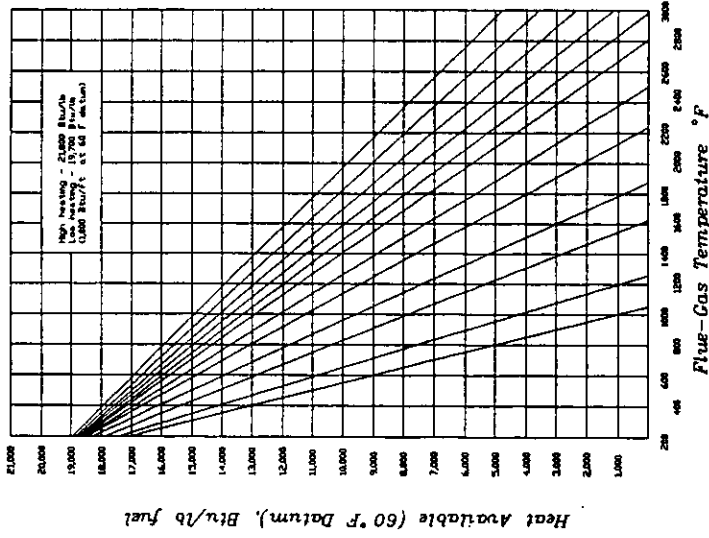
CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR DEBIDO AL ENSUCIAMIENTO

4.1 MÉTODO DE CÁLCULO ⁽²¹⁾

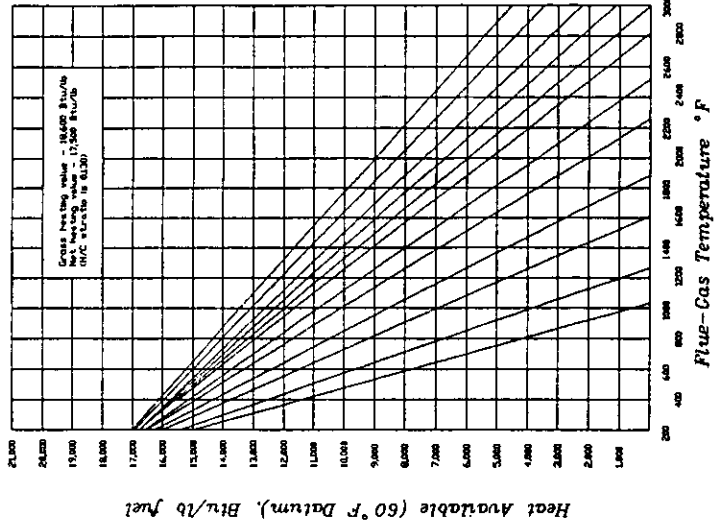
Para cada combustible se puede desarrollar un valor constante de exceso de aire para expresar el calor extraído de los productos de la combustión, como una función de la temperatura de los gases de combustión. El porcentaje de calor extraído del flujo de gases puede estar en un rango desde 0% a la temperatura de la flama hasta 100% a la temperatura del flujo de gases a 16 °C (60 °F). Este calor incluye el calor absorbido por la chimenea más las pérdidas de calor en la caja del calentador. A cualquier temperatura del flujo de gases, la diferencia entre el porcentaje de calor extraído y el 100% constituye el porcentaje de calor perdido en la parte superior de la chimenea.

Las gráficas 1 y 2 muestran dos combustibles típicos a 45,704 KJ/Kg (19,700 BTU/lb) de gas de refinería y a 15 °API de fuel oil), los perfiles de calor disponible en el flujo de gases están en función de la temperatura y el exceso de aire.

21. El método utilizado en este capítulo fue tomado a partir de un documento publicado por Monrad en 1932 y desarrollado posteriormente por Schweppe y Torrijos (1964), Wimmpress y Braun (1968) y Bennon (1978). (VER BIBLIOGRAFIA)



GRAFICA 1 CALOR DISPONIBLE PARA LA COMBUSTION DE UN GAS DE REFINERIA A 19,700 Btu/lb (LHV)



GRAFICA 2 CALOR DISPONIBLE PARA LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLE DE REFINERIA A 15° API

Suponiendo que el combustible y la combustión del aire son suministrados a una temperatura de 16 °C (60 °F), para una combinación dada de temperatura de los gases y exceso de aire, el porcentaje de calor extraído del flujo de gases es:

$$\% \text{ CALOR EXTRAÍDO} = \frac{\text{CALOR.DISPONIBLE}}{\text{PODER.CALORIFICO.DEL.COMBUSTIBLE}} (100) \dots\dots\dots(4.1.1)$$

$$\% \text{ CALOR EXTRAÍDO (UNIDADES INGLESAS)} = \frac{\text{BTU} \cdot \text{lb.combustible} @ \text{temp.gases}}{\text{BTU} \cdot \text{lb}}$$

$$\text{(UNIDADES S.I.)} = \frac{\text{KJ} \cdot \text{kg.combustible} @ \text{temp.gases}}{\text{KJ} \cdot \text{kg}}$$

El calor transmitido de la cámara de combustión a la atmósfera, ya sea por radiación y/o convección (llamadas "perdidas por radiación") es generalmente considerada entre 1 ½ a 2 % del calor liberado para instalaciones conveccionales; y de 2 a 2½ % para calentadores con sistema de precalentamiento de aire.

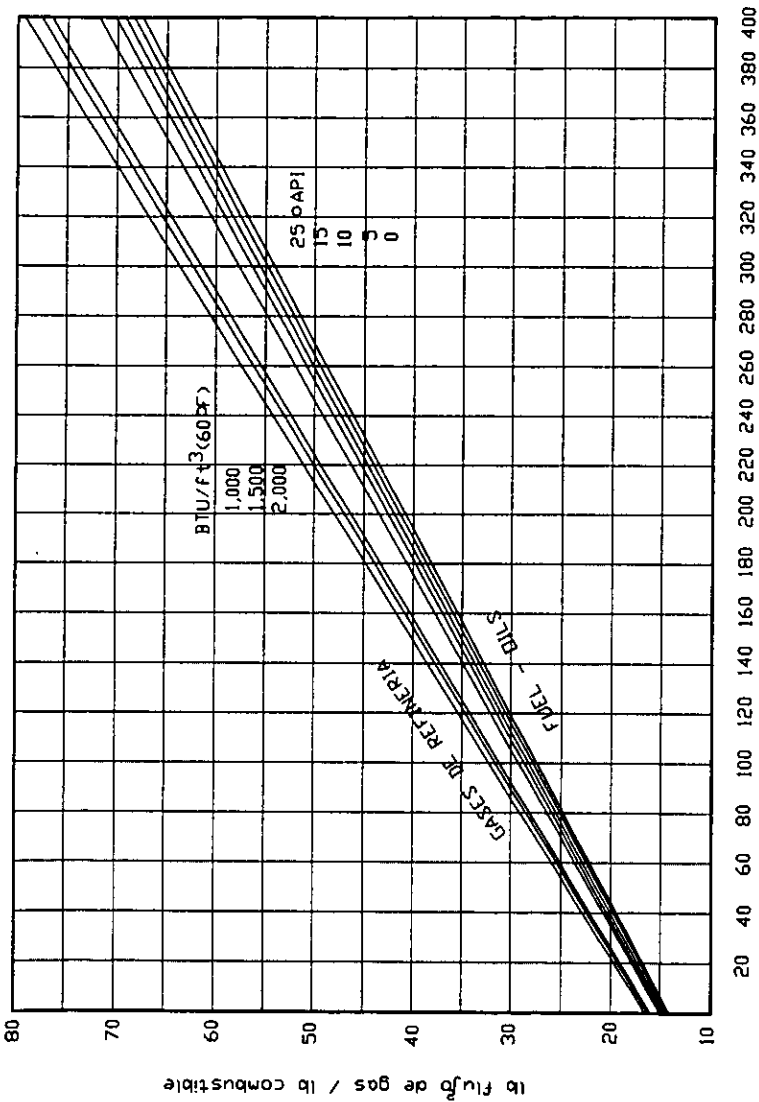
La eficiencia térmica real de los calentadores es calculada como una función del porcentaje de Calor Extraído menos el % de Pérdidas de Calor por Radiación. Así, el calor liberado es determinado por la siguiente relación:

$$\text{EFICIENCIA TERMICA} = \frac{\text{CALOR.ABSORBIDO}}{\text{CALOR.LIBERADO}} (100) = \left(\frac{\text{BTU/hr}}{\text{BTU/hr}} \right); \left(\frac{W}{W} \right) \dots\dots\dots(4.1.2)$$

La cantidad de combustible es obtenido así:

$$\text{COMBUSTIBLE CONSUMIDO} = \frac{\text{CALOR.LIBERADO}}{\text{PODER.CALORIFICO.INFERIOR}} = \left(\frac{\text{BTU/hr}}{\text{BTU/lb}} \right); \frac{W}{\text{KJ/Kg}} \dots\dots\dots(4.1.3)$$

El valor del flujo másico de gases es obtenido de una manera aproximada por la multiplicación del combustible consumido por la relación de peso del flujo de gases de combustible, obtenido de las curvas en la gráfica 3.



EXCESO DE AIRE

GRAFICA 3 CURVAS GENERALIZADAS DE LA CANTIDAD DE FLUJO DE GASES PARA COMBUSTIBLES LIQUIDOS Y GASEOSOS.

Las anteriores relaciones definen la interdependencia entre el exceso de aire, la temperatura del flujo de gases y la eficiencia térmica. En el diseño de calentadores que tienen sección de convección, la eficiencia térmica es determinada por la selección de la temperatura del flujo de gases. En un diseño típico puede suponerse que la temperatura se acerque a 66 °C (150 °F) entre la temperatura del flujo de gases y la temperatura de entrada del fluido.

Una diferencia de temperatura de esta magnitud representa un balance razonable entre la eficiencia térmica y el capital invertido. Sin embargo, muchos criterios afectan la temperatura para una aplicación particular. Entre los cuales se encuentran el valor del combustible, el tiempo de recuperación del proyecto, los requerimientos mínimos de altura de la chimenea, tipo y material de la superficie extendida, dispositivos auxiliares como son los sopladores de hollín, etc.

SECCIÓN DE CONVECCIÓN

Durante la operación del calentador de proceso es necesario que la combustión sea completada antes que el flujo de gases alcance la sección de convección. Aunque la transferencia de calor es la forma principal de transmisión de calor en esta sección, los efectos por radiación también contribuyen.

Para calcular el coeficiente de película, basado en convección pura para el flujo de gas al banco de tubos desnudos, es usado la siguiente ecuación, la cual fue desarrollada por Monrad ⁽²²⁾:

$$h_c = \frac{2.14 g^{0.6} T_{ga}^{0.28}}{d_o^{0.4}} \dots\dots\dots (4.1.1.1)$$

Donde:

- g = Masa Velocidad del flujo de gases, Kg/s/m², lb/s/ft², en la sección transversal
- T_{ga} = Temperatura promedio del flujo de gases, °K, °R
- d_o = Diámetro exterior del tubo, pulg, m

Esta ecuación no toma en cuenta la radiación de los gases calientes que fluyen a través de los tubos, o la re-radiación de las paredes de la sección de convección. Como una aproximación, el coeficiente de radiación puede ser obtenido de la siguiente ecuación:

$$h_{rg} = 0.0025 T_g - 0.5 \dots \dots \dots (4.1.1.2)$$

Donde T_g = Temperatura promedio del flujo de gases, °C, °F.

La reradiación de las paredes de la sección de convección varía de 6 a 15 % de la suma de la convección pura y los coeficientes de radiación de gases calientes. Un valor de 10% representa un valor típico. Basado en este valor, el coeficiente total de transferencia de calor para la sección de convección de tubos desnudos puede ser calculado así:

$$h_o = (1.1)(h_c + h_{rg}) \dots \dots \dots (4.1.1.3)$$

Los requisitos del área de la superficie de la sección de convección son controlados por la resistencia de la película por el lado de los gases. Para incrementar la transferencia de calor se utilizan tubos con superficie extendida (Ver Capítulo I). El coeficiente de Transferencia de Calor de una aleta serrateada, h_o , puede ser obtenida de la gráfica 4 como una función del número de Reynolds:

$$h_o = J C_p G / \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{2/3} \dots \dots \dots (4.1.1.4)$$

Donde:

G = Velocidad masica del flujo de gas, Kg/hr/m² ; lb/hr/ft²

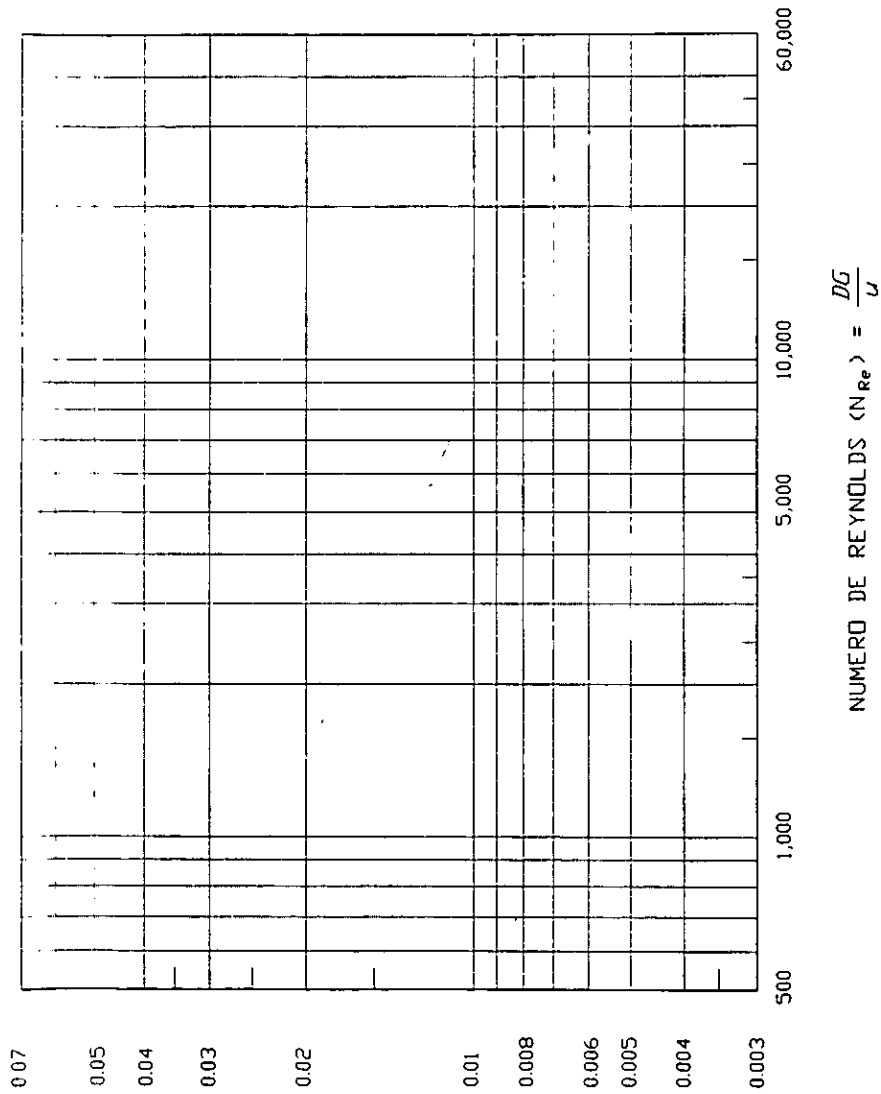
C_p = Calor específico del flujo de gas, KJ/kg°C ; BTU/lb°F

μ = Viscosidad del flujo de gas, Kg/hr/m ; lb/hr/ft

k = Conductividad térmica del flujo de gas, W/m² °C/m ; BTU/hr / ft²(°F)/ft

El coeficiente efectivo de transferencia de calor exterior es calculado con la siguiente formula:

$$h_{o,efectivo} = h_o (E A_f + A_o) / A_f \dots \dots \dots (4.1.1.5)$$



$$N_{Re} = \frac{DG}{\nu}$$

GRAFICA 4 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR EL LADO DE LOS GASES DE LAS ALETAS SERRATEADAS

La eficiencia de la aleta toma en cuenta la variabilidad de la misma como una función de su configuración, la conductividad térmica y el coeficiente convectivo de película. Para aletas serrateadas, los valores de la eficiencia pueden ser aproximados y tomados de la gráfica 5.

El coeficiente global de transferencia de calor, U , es obtenido de las siguientes relaciones:

$$R_o = \frac{1}{h_o \text{ efectivo}} + F_o \dots\dots\dots (4.1.1.6)$$

$$R_i = \frac{A_i}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} + F_i \right) \dots\dots\dots (4.1.1.7)$$

$$R_w = \frac{A_i}{h_w A_i} \dots\dots\dots (4.1.1.8)$$

Por lo tanto,

$$R_{Total} = R_i + R_w + R_o \dots\dots\dots (4.1.1.9)$$

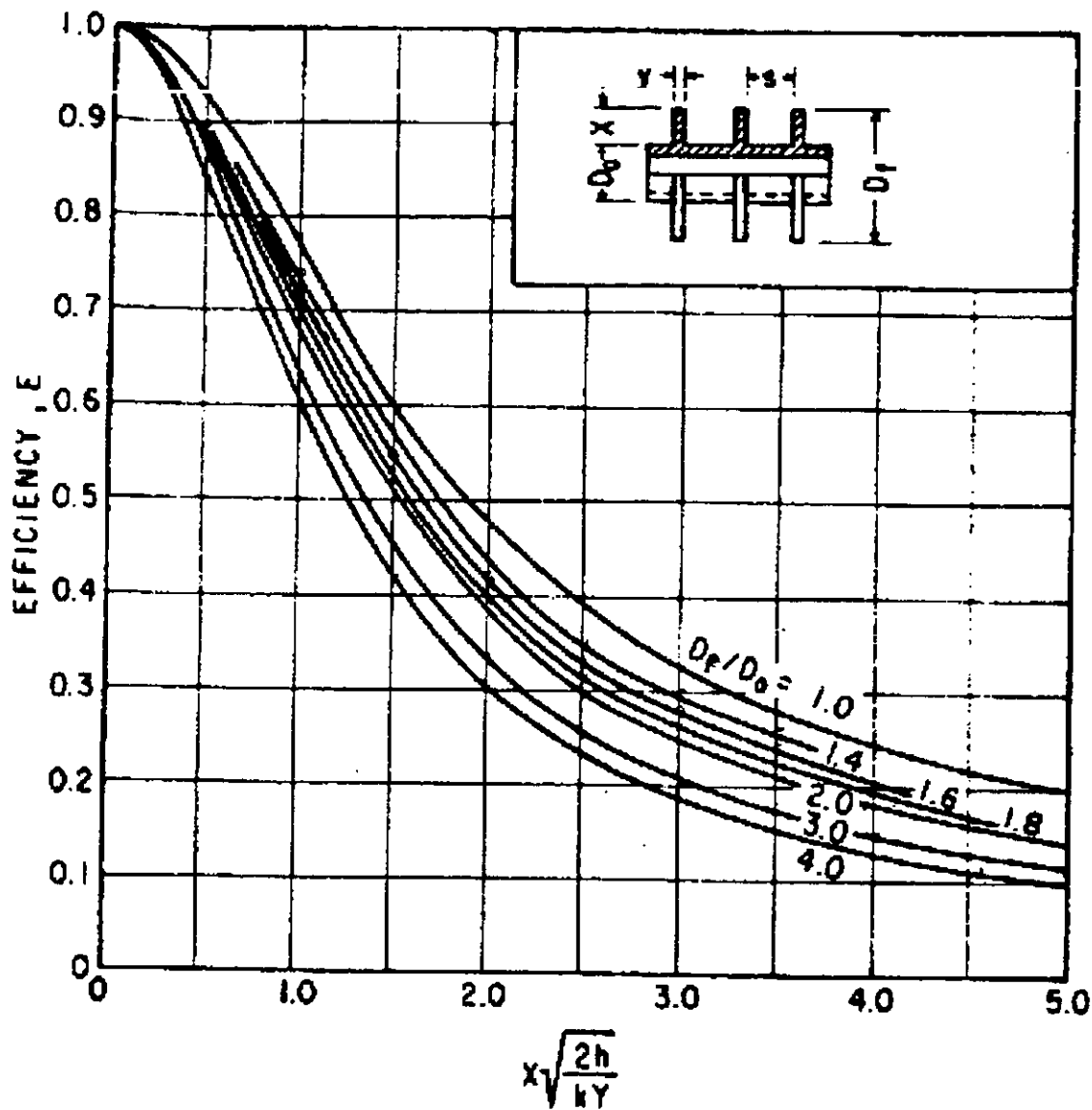
$$U_{Total} = \frac{1}{R_{Total}} \dots\dots\dots (4.1.1.10)$$

Entonces, la superficie de convección es calculada así:

$$A_o = \frac{Q}{U * LMTD} \dots\dots\dots (4.1.1.11)$$

La mayor transferencia de calor por convección ocurre normalmente en las camas más bajas de tubos con superficies extendidas. En muchos diseños la densidad de la superficie extendida es reducida en las camas más bajas para que el valor de convección no sea excesivo.

La temperatura máxima del tubo en la sección de convección es calculada de la misma manera que en la sección de radiación, pero con la temperatura de bulbo (fluido), el coeficiente de película en el tubo y el valor de transferencia de calor para la sección de convección.



GRAFICA 5 EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES DE ESPESOR CONSTANTE

5.2 EJEMPLO DE APLICACIÓN

El método utilizado en este capítulo, tomado a partir de un documento publicado por Monrad en 1932, es sólo aplicable para la sección de convección con tubos aletados de los CAFD. En este caso, utilizaremos como unidades el sistema inglés, debido a que las gráficas para la obtención de datos están en dicho sistema; aunque, los resultados también se indicaran en el Sistema Internacional de Unidades. Ahora, el problema tiene tres objetivos:

- 1) Calcular el flujo de calor a través de la sección de convección de un CAFD sin ensuciamiento.
- 2) Calcular el flujo de calor a través de la sección de convección de un CAFD con ensuciamiento.
- 3) Comparar las pérdidas de calor, en la sección de convección con tubos aletados, generados por el ensuciamiento (tanto interno como externo).

Las condiciones bajo las cuales se encuentra el calentador de proceso son las siguientes:

| Calentador cilíndrico-vertical con tubos horizontales en la sección de convección | |
|---|---|
| Flujo de combustible (oil) a calentar | 550 000 lb/hr ; (249,480 KJ/hr) |
| Combustible | combustóleo de refinería |
| Poder Calorífico Inferior del combustóleo | 19 700 BTU/lb ; (45,704 KJ/kg) |
| Exceso de aire | 20 % |
| Caída de presión permisible | 25 psi ; (1.76 kg/cm ²) ; (172 KPa) |
| Temperatura de entrada | 490 °F ; (250 °C) |
| Temperatura de salida | 580 °F ; (300 °C) |
| Presión a la salida | 150 psig ; (10.55 Kg/cm ²) ; (1034 KPa) |
| Presión de diseño | 250 psig ; (17.58 Kg/cm ²) ; (1724 KPa) |
| Calor liberado | 32,370,000 BTU/hr ; (9484 KW) ; 2289 Kcal/s) |
| Calor absorbido | 27,390,000 BTU/hr ; (8025 KW) ; 1917 Kcal/s) |

EFICIENCIA

| | | |
|--------------------------------------|----------------------------------|-------------|
| Temperatura del flujo de gas | 490 + 150 = 640 °F (340 °C) | |
| Calor disponible @ 640 °F : (340 °C) | 14,800 BTU / lb ; (34,339 KJ/kg) | (GRAFICA 1) |

$$EFICIENCIA = \frac{(27,390,000)}{(32,370,000)}(100) = 84.6\%$$

Por lo tanto, la eficiencia total obtenida es, (tomando en cuenta que en un CAFD pérdida por radiación promedio de 2 %):

$$EFICIENCIA = 84.6 - 2.0 = 82.6 \%$$

Entonces, el combustible consumido durante el proceso es,

$$COMBUSTIBLE CONSUMIDO = \frac{32,370,000}{19,700} = 1,643.15 \text{ lb/hr} = 745 \text{ Kg/hr}$$

Por lo tanto, el flujo de gases que se obtiene es:

$$FLUJO DE GAS \quad (1643.15)(16) = 27,934 \text{ lb/hr} = 12,670 \text{ Kg/hr} \quad \text{(GRAFICA 3)}$$

Calculando el área libre del banco de tubos aletados,

$$Area \text{ libre} = (8)(10) \left[\frac{(8-4.5)}{12} - \frac{(2)(0.05)(0.75)(3)}{12} \right] = 21.83 \text{ ft}^2 ; (2.03 \text{ m}^2)$$

$$G = \frac{27,934}{21.83} = 1,280 \text{ lb/hr ft}^2 ; (6,250 \text{ Kg/hr} \cdot \text{m}^2)$$

$$Número \text{ de Reynolds} = \frac{(4.5)(1,280)}{(12)(0.084)} = 5714$$

$$J = 0.012 \quad \text{(OBTENIDO DE LA GRÁFICA 4)}$$

La eficiencia de la aleta se obtiene considerando,

Altura de la Aleta = $\frac{3}{4}$ pulg.; (0.019 m)

Diámetro exterior del tubo = 4.5 pulg.; (0.1143 m)

$$\frac{D_f}{D_o} = \frac{6}{4.5} = 1.3$$

$$X \frac{2h}{KY} = 0.7$$

Por lo tanto, de la gráfica 5: \Rightarrow EFICIENCIA DE LA ALETA = 84%

4.2.1 BANCO DE TUBOS ESCUDO

El calor absorbido en la sección de tubos escudo se calcula por medio del siguiente método, teniendo las siguientes condiciones:

- Usando tres filas en la sección de escudo.
- Tomando una temperatura promedio del fluido en el banco de tubos = 515 °F ; (268 °C)
- El aumento de temperatura del fluido en la sección de escudo es pequeño y puede considerarse insignificante.
- Asumiendo que la caída de temperatura de los gases de combustión a través de la sección de escudo = 210 °F ; (99 °C)

CALCULO DE DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

| DIFERENCIAS (°F) | | | | |
|------------------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|
| GASES | ENTRADA \Rightarrow | 1,470 | SALIDA \Rightarrow | 1,260 |
| OIL | SALIDA \Rightarrow | 515 | ENTRADA \Rightarrow | 515 |
| | | 955 | | 745 |

$$LMTD = \frac{955 - 745}{\ln \frac{955}{745}} = 846 \text{ °F ; (450 °C)}$$

Calculando el coeficiente de película en la zona de convección para el flujo de gas en un banco de tubos desnudos tenemos:

$$h_c = \frac{2.14 * g^{0.6} * t^{0.28}}{d_o^{0.4}}$$

$$h_c = \frac{(2.14)(0.400)^{0.6}(1.825)^{0.28}}{(4.5)^{0.4}}$$

$$h_c = 5.54 \frac{Btu}{hr * ft^2 * ^\circ F} = 0.5906 \frac{KW}{m^2 * ^\circ C}$$

Obteniendo el coeficiente de radiación del gas,

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

$$h_{rg} = (0.0025)(1,325) - 0.5 = 2.91 \frac{Btu}{hr * ft^2 * ^\circ F} = 0.3102 \frac{KW}{m^2 * ^\circ C}$$

Obteniendo el coeficiente convectivo total de transferencia de calor

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

$$h_o = (1.1) * (5.54 + 2.91) = 9.29 \frac{Btu}{hr * ft^2 * ^\circ F} = 0.9904 \frac{KW}{m^2 * ^\circ C}$$

Calculando el coeficiente de película del fluido, tenemos

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

Debido a que se tiene una pequeña variación en viscosidad entre las temperaturas del fluido y la pared, el valor de $(\mu / \mu_w)^{0.14}$ puede ser tomado como 1.0, por lo tanto,

$$h_i = (0.27) \frac{0.064}{0.375} \left[\frac{(0.37)(1,555,200)}{(0.605)} \right]^{0.8} \left[\frac{(0.548)(005)}{(0.064)} \right]^{0.333} (1.0)$$

$$h_i = 487 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}} = 51.92 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 * ^\circ \text{C}}$$

Una vez obtenido todos los coeficientes de transferencia de calor, el siguiente paso es calcular las resistencias térmicas y finalmente el coeficiente global de transferencia de calor a través de la sección de escudo

$$R_i = \frac{A_0}{h_i * A_i} = \frac{(1.178)}{(487)(1.054)} = 0.002295 \frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}}{\text{Btu}} = 0.0215 \frac{\text{m}^2 * ^\circ \text{C} * \text{s}}{\text{KJ}}$$

$$h_w = \frac{k_m}{t_m} = \frac{324}{0.237} = 1367 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}} = 145 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 * ^\circ \text{C}}$$

$$R_w = \frac{A_0}{h_w * A_i} = \frac{1.178}{(1,367)(1.054)} = 0.000818 \frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}}{\text{Btu}} = 0.0076 \frac{\text{m}^2 * ^\circ \text{C} * \text{s}}{\text{KJ}}$$

$$R_o = \frac{1}{h_o} = \frac{1}{9.29} = 0.10764 \frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}}{\text{Btu}} = 1.0097 \frac{\text{m}^2 * ^\circ \text{C} * \text{s}}{\text{KJ}}$$

Calculando la resistencia total, tenemos

$$R_{\text{Total}} = R_i + R_w + R_o = 0.11076 \frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}}{\text{Btu}} = 1.039 \frac{\text{m}^2 * ^\circ \text{C} * \text{s}}{\text{KJ}}$$

$$U_{\text{Total}} = \frac{1}{R_{\text{Total}}} = 9.03 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}} = 0.9627 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 * ^\circ \text{C}}$$

Por tanto,

$$\text{TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DEL BANCO DE TUBOS ESCUDO} = (U_{\text{Total}}) * (\text{LMTD}) = (9.03) * (846) = 7,639 \text{ BTU/hr*ft}^2 = (24 \text{ KW/m}^2)$$

| | | | | |
|--------------------------------|------------------|-------------------------|-------------------------|--------------------|
| AREA DEL BANCO DE TUBOS ESCUDO | = (No. DE CAMAS) | (No. DE TUBOS POR CAMA) | (LONGITUD DE LOS TUBOS) | AREA DE CONVECCION |
|--------------------------------|------------------|-------------------------|-------------------------|--------------------|

$$\text{AREA DEL BANCO DE TUBOS ESCUDO} = (3)(8)(10.0)(1.178) = 283 \text{ ft}^2 \quad (26.3 \text{ m}^2)$$

$$\begin{aligned} \text{CALOR ABSORBIDO POR EL BANCO DE TUBOS ESCUDO} &= (283) (7,639) = 2,162,000 \text{ BTU/hr} \\ &= 633,460 \text{ W} \end{aligned}$$

Suponiendo que la temperatura de los gases de combustión en el banco de tubos escudos es igual a 1,260 °F ; (680 °C)

4.4.1 BANCO DE TUBOS EN LA SECCIÓN DE CONVECCION

El calor absorbido en el banco de tubos aletados es:

$$Q = (8,080,000 - 2,162,000) = 5,918,000 \text{ BTU/hr} = 1,733,958 \text{ W}$$

La temperatura del fluido que deja el banco de tubos aletados = 510 °F ; (265 °C)

CÁLCULO DE DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

| DIFERENCIAS (°F) | | | |
|------------------|-----------|-------|---------------|
| GASES | ENTRADA ⇒ | 1,260 | SALIDA ⇒ 840 |
| OIL | SALIDA ⇒ | 510 | ENTRADA ⇒ 490 |
| | | 750 | 150 |

$$LMTD = \frac{750 - 150}{\ln \frac{750}{150}} = 373 \text{ °F } (190 \text{ °C})$$

Se seleccionará una sección de convección con tubos del mismo tamaño que en la sección de radiación:

CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS EN LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN

| | |
|--------------------------|--|
| Diámetro Exterior | 4.5 plg ; (0.1143 m) |
| Cédula | 40 |
| Espesor promedio | 0.237 plg ; (0.006 m) |
| Aletas | <ul style="list-style-type: none"> ➤ 3/4 plg de altura ; (0.019 m) ➤ 0.05 plg de espesor por plg ➤ 3 aletas / plg |

El siguiente paso, en el cálculo para obtener la pérdida de flujo de calor, es obtener las resistencias térmicas por medio de sus coeficientes convectivos:

4.2.3 COEFICIENTE CONVECTIVO DEL GAS

$$h_o = \frac{(0.011)(0.28)(1280)}{\left(\frac{(0.084)(0.28)}{0.030}\right)^{2.3}} = 4.64 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}} = 0.4947 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 * ^\circ \text{C}}$$

Donde:

h_o = Coeficiente de transferencia de calor de la aleta serrateada

J es obtenido de la gráfica 4.

C_p = Calor específico = 0.28 Btu/lb °F = 22 KJ/kg °C

$$G = \frac{27,934}{21.83} = 1280 \text{ lb/hr*ft}^2 = 6248 \text{ Kg/hr*m}^2$$

μ = Viscosidad = 0.084 lb/ft*hr

k = Conductividad térmica = 0.030 BTU/hr*ft²*°F/ft

Siendo la eficiencia de la aleta de $E = 84 \%$

(Obtenido de la grafica 5)

$$h_o \text{ efectiva} = \frac{(4.64)}{(7.33)} [(0.84)(6.152) + 1.178] = 4.02 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}} = 0.4286 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 * ^\circ \text{C}}$$

Donde:

h_o efectiva = Coeficiente convectivo efectivo de transferencia de calor

E = Eficiencia, obtenida de la gráfica 5

A_f = Área de la aleta del tubo, ft²/ft , (m²/m)

A_o = Superficie externa del tubo, ft²/ft , (m²/m)

A_t = Superficie total de la superficie extendida del tubo, ft²/ft , (m²/m)

4.2.4 COEFICIENTE CONVECTIVO DE PELICULA

$$h_i = (0.027) \frac{(0.064)}{(0.375)} \left[\frac{(0.375)(1,555,200)}{(0.605)} \right]^{0.8} \left[\frac{(0.543)(0.605)}{(0.064)} \right]^{0.333} \quad (1.0)$$

$$h_i = 487 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}} = 51.92 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 * ^\circ \text{C}}$$

Donde:

K = Conductividad Térmica = 0.64 Btu/hr*ft²*°F/ft

D = Diámetro exterior del tubo = 0.375 plg. = 0.0095 m

G = Velocidad del flujo de gas = 1,550,200 lb/hr*ft² = 7,567,691 Kg/hr*m²

μ = Viscosidad el fluido = 0.605 lb/hr*ft

C_p = Calor específico = 0.543 Btu/lb*°F

Debido a la pequeña variación de viscosidad entre el fluido y la temperatura de pared, el valor de $(\mu / \mu_w)^{0.14}$ puede considerarse como 1.0

μ_w = Viscosidad a la temperatura de pared

4.2.5 COEFICIENTE CONVECTIVO DE PARED

$$R_w = \frac{324}{0.237} = 1367 \frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}}{\text{Btu}} = 12,823 \frac{\text{m}^2 * ^\circ \text{C} * \text{s}}{\text{KJ}}$$

Donde:

K = Conductividad Térmica del tubo = 324 Btu/hr*ft²*°F/ft

t_m = espesor del tubo = 0.237plg = 0.0060 m

Una vez obtenidos los coeficientes de transferencia de calor, se procederá a calcular las resistencias térmicas para obtener una resistencia total, y finalmente, obtener el coeficiente global de transferencia de calor en la sección de convección.

$$R_o = \frac{1}{h_o} = \frac{1}{4.64} = 0.2155 \frac{\text{hr} * \text{ft}^2 * ^\circ \text{F}}{\text{Btu}} = 2.0214 \frac{\text{m}^2 * ^\circ \text{C} * \text{s}}{\text{KJ}}$$

$$R_i = \frac{A_o}{h_i A_i} = \frac{7.33}{(487)(1.054)} = 0.01428 \frac{hr * ft^2 * ^\circ F}{Btu} = 0.1339 \frac{m^2 * ^\circ C * s}{KJ}$$

$$R_w = \frac{A_i}{h_w A_i} = \frac{7.33}{(1367)(1.054)} = 0.00509 \frac{hr * ft^2 * ^\circ F}{Btu} = 0.0477 \frac{m^2 * ^\circ C * s}{KJ}$$

Por lo tanto,

$$R_{Total} = R_i + R_w + R_o = 0.2349 \frac{hr * ft^2 * ^\circ F}{Btu} = 2.2034 \frac{m^2 * ^\circ C * s}{KJ}$$

$$U_{Total} = \frac{1}{R_{Total}} = 4.26 \frac{Btu}{hr * ft^2 * ^\circ F} = 0.4542 \frac{KW}{m^2 * ^\circ C}$$

Calculando el área de la sección de convección, A_{CONV} , tenemos

$$A_{CONV} = \text{SUPERFICIE DE CONVECCIÓN} = \frac{5,918.000}{(373)(4.26)} = 3,724.4 \text{ ft}^2 = 346 \text{ m}^2$$

$$\text{AREA DE LA SUPERFICIE POR CAMA DE CONVECCIÓN} = (8)(10)(7.33) = 586 \text{ ft}^2 = 54 \text{ m}^2$$

$$\text{NÚMERO DE CAMAS ALETADAS} = \frac{3,689}{586} = 6.35$$

Por lo tanto deben usarse 6 camas en la sección de convección

$$\text{SUPERFICIE DE CONVECCIÓN} = (6)(586) = 3,516 \text{ ft}^2 = 327 \text{ m}^2$$

Ahora, considerando la formación de ensuciamiento interno (coque) y externo (hollín) sobre los tubos del serpentín (superficies de transferencia de calor), así, como un área de transferencia unitaria, tendremos los siguientes fórmulas:

$$R_o = \left(\frac{1}{h_o} + F_o \right) = \left(\frac{1}{h_o} + \frac{e}{k_{HOLLIN}} \right)$$

$$R_i = \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} + F_i \right) = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k_{COQUE}} \right)$$

$$R_w = \frac{A_i}{A_i} \left(\frac{1}{h_w} \right)$$

Por lo tanto,

$$R_{Total} = R_i + R_w + R_o$$

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

$$U_{Total} = \frac{1}{R_{Total}}$$

De acuerdo con el espesor del ensuciamiento tendremos mayor resistencia al paso del flujo de calor de los gases hacia el fluido de proceso (oil).

4.3 CÁLCULO DEL ENSUCIAMIENTO INTERNO

El valor del ensuciamiento interno, es decir, el coque se calculará a partir de su conductividad térmica, la cual es igual a $3.4 \text{ BTU/ hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F/ft}$ ($0.3625 \text{ KW/m}^2\cdot^\circ\text{C}$). Así, tendremos los siguientes resultados:

| ESPESOR DEL COQUE | | $(A_0/A) \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k_{\text{COQUE}}} \right)$ | | R_i | |
|-------------------|----|---|---|---|--|
| PIES | mm | $\left(\frac{1}{h_i} \right)$ | $\left(\frac{e}{k_{\text{COQUE}}} \right) = F_i$ | $\frac{\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$ | $\frac{\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}\cdot\text{s}}{\text{KJ}}$ |
| 0.0098 | 3 | 0.0020534 | 0.002882 | 0.0049354 | (0.0483) |
| 0.0131 | 4 | 0.0020534 | 0.003853 | 0.0059064 | (0.0554) |
| 0.0164 | 5 | 0.0020534 | 0.0048253 | 0.0068787 | (0.0645) |
| 0.0197 | 6 | 0.0020534 | 0.0057897 | 0.0078431 | (0.0738) |
| 0.023 | 7 | 0.0020534 | 0.0067547 | 0.0088081 | (0.0828) |
| 0.0262 | 8 | 0.0020534 | 0.0077196 | 0.0097739 | (0.0917) |
| 0.0295 | 9 | 0.0020534 | 0.0086846 | 0.010738 | (0.1007) |
| 0.0328 | 10 | 0.0020534 | 0.0096495 | 0.011703 | (0.1098) |

NOTA: $\left(\frac{e}{k_{\text{COQUE}}} \right) = F_i = \text{Ensuciamiento Interno (Resistencia Térmica)}$

$$(A_0/A) = 6.9545$$

4.4 CÁLCULO DEL ENSUCIAMIENTO EXTERNO

Para calcular el efecto del hollín sobre los tubos del serpentín consideraremos su conductividad térmica, el cual es igual a $0.4 \text{ BTU} / \text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} / \text{ft}$ ($0.0426 \text{ KW} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$). Así, tendremos los siguientes resultados:

| ESPESOR DEL HOLLIN | | $\left(\frac{1}{h_{oi}} + \frac{e}{k_{\text{HOLLIN}}} \right)$ | | R_{O} ($\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} / \text{BTU}$) | |
|--------------------|------|---|---|---|---|
| (PIES) | (MM) | $\left(\frac{1}{h_{oi}} \right)$ | $\left(\frac{e}{k_{\text{HOLLIN}}} \right) = F_{\text{O}}$ | $\frac{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$ | $\frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{KJ}}$ |
| 0.0098 | 3 | 0.21552 | 0.2450 | 0.46052 | (4.3197) |
| 0.00131 | 4 | 0.21552 | 0.3275 | 0.54302 | (5.0936) |
| 0.0164 | 5 | 0.21552 | 0.4100 | 0.62552 | (5.8675) |
| 0.0197 | 6 | 0.21552 | 0.4925 | 0.70802 | (6.6413) |
| 0.023 | 7 | 0.21552 | 0.5750 | 0.79052 | (7.4152) |
| 0.0262 | 8 | 0.21552 | 0.6550 | 0.87052 | (8.1658) |
| 0.0295 | 9 | 0.20704 | 0.7375 | 0.95302 | (8.9395) |
| 0.0328 | 10 | 0.20704 | 0.8200 | 1.03552 | (9.7133) |

NOTA: $\left(\frac{e}{k_{\text{HOLLIN}}} \right) = F_{\text{O}} = \text{Ensuciamiento Externo (Resistencia Térmica)}$

4.5 FLUJO DE CALOR

El efecto del flujo de calor se nota en los siguientes resultados debido al ensuciamiento, tanto interno como externo.

El flujo de calor a través de un área unitaria de 1 ft^2 (0.0929 m^2) de la sección de convección es:

| ESPESOR DEL HOLLIN | U * LMTD | | FLUJO DE CALOR | |
|--------------------|-------------------------------|---------|-------------------------|-------|
| | U BTU/ hr.ft ² .°F | LMTD °F | BTU/ hr.ft ² | |
| SIN ENSUCIAMIENTO | 4.26 | 373 | 1588.98 | (5.0) |

Considerando ahora el ensuciamiento, tenemos:

| | ESPESOR DEL HOLLIN Y COQUE | | U * LMTD | | FLUJO DE CALOR | |
|----------|----------------------------|----|-------------------------------|---------|-------------------------|---------------------|
| | PIES | mm | U BTU/ hr.ft ² .°F | LMTD °F | BTU/ hr.ft ² | KW / m ² |
| HOLLINCO | 0.0098 | 3 | 2.13 | 373 | 794.49 | (2.5) |
| QUE | 0.0098 | 3 | | | | |
| HOLLIN | 0.0131 | 4 | 1.81 | 373 | 675.13 | (2.1) |
| COQUE | 0.0131 | 4 | | | | |
| HOLLIN | 0.0164 | 5 | 1.57 | 373 | 585.61 | (1.8) |
| COQUE | 0.0164 | 5 | | | | |

Como puede notarse el efecto del ensuciamiento sobre las superficies de transferencia de calor es bastante dañino, ya que al reducir el flujo de calor debido a la formación de coque y hollín — esto sin tomar en cuenta la formación de escoria, escamas que son un tipo de ensuciamiento más severo y peligroso para el material—, el rendimiento del equipo, en este caso el calentador de proceso, disminuye considerablemente.

NOMENCLATURA Y UNIDADES

| | | SISTEMA INGLÉS | SISTEMA INTERNACIONAL |
|-------|--|---|--|
| Q | FLUJO DE CALOR | BTU/HR | WATT |
| LMTD | DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA | $^{\circ}\text{F}$ | $^{\circ}\text{C}$ |
| K_m | CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA PARED DEL TUBO | $\text{BTU}/\text{hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}/\text{ft}$ | $\text{KW}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ |
| h_o | COEFICIENTE CONVECTIVO TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR | $\text{BTU}/\text{hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}$ | $\text{KW}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ |
| h_i | COEFICIENTE DE PELICULA DEL FLUIDO | $\text{BTU}/\text{hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}$ | $\text{KW}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ |
| h_w | COEFICIENTE DE PARED DEL TUBO | $\text{BTU}/\text{hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}$ | $\text{KW}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ |
| R_o | RESISTENCIA DE LA PELICULA EXTERNA | $\text{hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}/\text{BTU}$ | $\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C} \text{ s}/\text{KJ}$ |
| R_i | RESISTENCIA DE LA PELICULA EN EL INTERIOR DEL TUBO | $\text{hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}/\text{BTU}$ | $\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C} \text{ s}/\text{KJ}$ |
| R_w | RESISTENCIA DE LA PARED DEL TUBO | $\text{hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}/\text{BTU}$ | $\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C} \text{ s}/\text{KJ}$ |
| U | COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR | $\text{BTU}/\text{hr ft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F}$ | $\text{KW}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ |
| A_c | AREA DE CONVECCION | ft^2 | m^2 |
| A_t | AREA TOTAL DEL TUBO CON SUPERFICIE EXTENDIDA | ft^2/ft | m^2/m |
| A_i | AREA INTERNA DEL TUBO | ft^2/ft | m^2/m |
| C_p | CALOR ESPECIFICO | $\text{BTU}/\text{lb } ^{\circ}\text{F}$ | $\text{KJ}/\text{kg } ^{\circ}\text{C}$ |
| J | OBTENIDO DE LA GRAFICA 4 | | |
| G | VELOCIDAD MASICA DEL FLUJO DE GAS | $\text{lb}/\text{hr ft}^2$ | $\text{kg}/\text{hr m}^2$ |
| T_a | TEMPERATURA AMBIENTE | $^{\circ}\text{F}$ | $^{\circ}\text{C}$ |
| T_g | TEMPERATURA DEL FLUJO DE GAS | $^{\circ}\text{F}$ | $^{\circ}\text{C}$ |
| T_m | TEMPERATURA DEL TUBO DE METAL | $^{\circ}\text{F}$ | $^{\circ}\text{C}$ |
| μ | VISCOSIDAD A LA TEMPERATURA DE PARED | $\text{lb}/\text{hr ft}$ | $\text{kg}/\text{hr m}$ |
| W | FLUJO MASICO | FLUJO MASICO | |
| E | EFICIENCIA DE LA ALETA | % | % |
| d_i | DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO | plg | m |
| d_o | DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO | plg | m |
| Q_c | CALOR ABSORBIDO EN LA SECCION DE CONVECCION | BTU/hr | WATT |
| Q_r | CALOR ABSORBIDO EN LA SECCION DE RADIACION | BTU/hr | WATT |
| Q_L | CALOR LIBERADO | BTU/hr | WATT |

CAPITULO QUINTO

SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

5.1 INTRODUCCIÓN

El ensuciamiento en cualquiera de sus formas, adheridas a las superficies de transferencia de calor de un Calentador A Fuego Directo puede llegar a ser, al paso de tiempo, muy difícil de remover. Por esto, el desarrollo de nuevos métodos y sistemas de remoción de hollín continua hoy en día.

En la industria petrolera mexicana (PEMEX) se utiliza más comúnmente un medio de remoción de hollín en los CAFD, estos equipos son llamados **sopladores de hollín**. Aunque existen otros sistemas de remoción de hollín los cuales son a través de medios químicos, térmicos y manuales.

Definición de Sopladores De Hollín. Estos pueden definirse como equipos diseñados para remover el ensuciamiento por ceniza, que se encuentra sobre las superficies de transferencia de calor del serpentín (de tubos desnudos o con superficies extendidas), por medio del impacto de partículas, vapor o agua a gran velocidad, o bien, por la vibración de los tubos. Los sopladores de hollín se localizan en la zona de convección a distintas alturas y, comercialmente, existen en una gran variedad.

5.2 CLASIFICACIÓN, DESCRIPCIÓN DE CADA TIPO⁽²⁴⁾

Los sopladores de hollín en función de su principio de funcionamiento se clasifican de la siguiente forma, (Ver tabla 5.1):

- Por medio del impacto de las partículas de un flujo de fluido, desprenden el hollín adherido a las superficies de transferencia de calor.
- Por medio de la vibración de las superficies de transferencia despegan las partículas de hollín depositadas en ellas.

TABLA 5.1 CLASIFICACIÓN DE SOPLADORES DE HOLLÍN DE ACUERDO A SU PRINCIPIO DE OPERACIÓN

| PRINCIPIO DE OPERACIÓN | DISPOSITIVO DE LIMPIEZA | MEDIO DE LIMPIEZA |
|---|------------------------------------|----------------------|
| IMPACTO DE PARTICULAS EN LAS SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA | ⇒ SOPLADORES DE HOLLÍN | ⇒ AIRE |
| | ⇒ FIJOS-ROTATORIOS | ⇒ VAPOR |
| | ⇒ SOPLADORES DE HOLLÍN RETRACTILES | ⇒ AGUA |
| | ⇒ SOPLADORES DE AGUA | ⇒ ARENA |
| | ⇒ PISTOLAS DE ARENA | ⇒ BALINES |
| | ⇒ PISTOLAS DE BALINES | |
| VIBRACIÓN DE LAS SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA | ⇒ GOLPEADORES | ⇒ BARRAS GOLPEADORAS |
| | ⇒ SOPLADORES DE HOLLÍN SÓNICOS | ⇒ ONDAS DE SONIDO |

24. Clasificación tomada del Seminario "Tendencias tecnológicas de los sistemas de limpieza para superficies externas de transferencia de calor, su uso y aprovechamiento", Op. Cit.

Otra forma de clasificar a los dispositivos de limpieza de la tabla 5.1 puede realizarse cuando el equipo de transferencia de calor está fuera de operación o, bien, cuando está operando, como se indica en la tabla 5.2.

TABLA 5.2 CLASIFICACIÓN DE SOPLADORES DE HOLLÍN DE ACUERDO A LA CONDICIÓN DEL EQUIPO

| CONDICIÓN DEL EQUIPO | TIPO DE DISPOSITIVO DE LIMPIEZA |
|----------------------------------|--|
| EQUIPO FUERA DE OPERACIÓN | <ul style="list-style-type: none"> ◆ PISTOLAS DE ARENA ◆ PISTOLAS DE BALINES ◆ SOPLADORES DE AGUA |
| EQUIPO EN OPERACIÓN | <ul style="list-style-type: none"> ◆ GOLPEADORES ◆ SOPLADORES DE AGUA ◆ SOPLADORES DE HOLLÍN FIJOS-ROTATORIOS ◆ SOPLADORES DE HOLLÍN RETRÁCTILES ◆ SOPLADORES DE HOLLÍN SÓNICOS |

5.2.1 PISTOLAS DE ARENA

Este método conocido como "sandblasteado" (sand = arena, blast = chorro) o limpieza con chorro de arena se realiza por medio de un compresor que está conectado a un recipiente que contiene arena y por medio de una manguera es arrojada a gran velocidad sobre las superficies de transferencia de calor a limpiar, desprendiendo los depósitos de hollín. Para realizar esta operación es necesario implementar puertas de acceso (conocidas como puertas de limpieza) en la sección del equipo de transferencia de calor donde se efectúa la limpieza (figura 5.1 y 5.2). La operación se lleva a cabo durante el paro del equipo. Este método es muy efectivo para la limpieza de superficies de transferencia de calor.

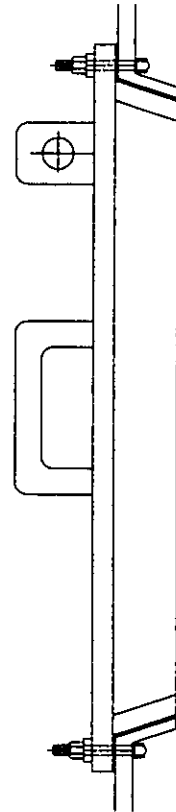
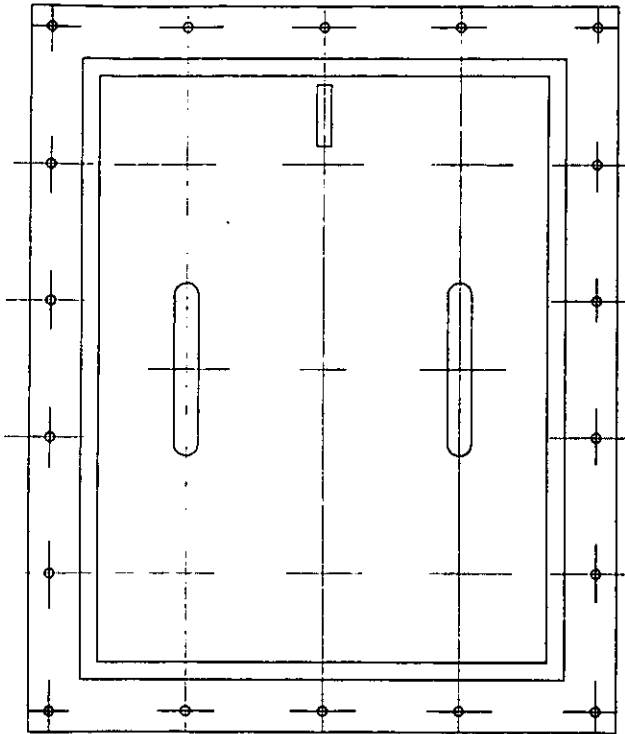
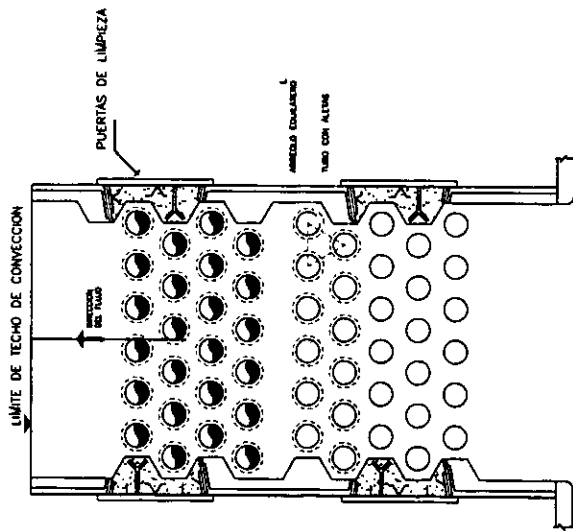


FIGURA 5.1 PUERTA DE LIMPIEZA

| | | | | | |
|---|-----|--------|-----|-----------|-------------------------|
| ESC.: | SIN | ACOT.: | SIN | PRESENTA: | ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFD | | | | | |

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAGÓN

APREGLO DE CONVECCION



CORTE TRANSVERSAL



CORTE LONGITUDINAL

FIGURA 3.2 LOCALIZACION DE LAS PUERTAS DE LIMPIEZA EN LA ZONA DE CONVECCION DE UN CAPP

ESC: SIN ACOT: SIN PRESENTA: ALBERTO AQUINO RALTIZAR
TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCION DE HOLLIN EN CAPP

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAUCO 2

5.2.4 GOLPEADORES

Los golpeadores consisten de una serie de barras que tienen un movimiento lineal alternativo que golpean las superficies sucias hasta hacerlas vibrar, desprendiendo así los depósitos de ensuciamiento. Dichos depósitos son removidos por la fuerza de gravedad o por la presión de la corriente de gas⁽²⁶⁾. Estos equipos son comúnmente instalados en precipitadores electrostáticos, silos y algunas calderas. Esto es, los golpeadores no son muy utilizados en CAFD.

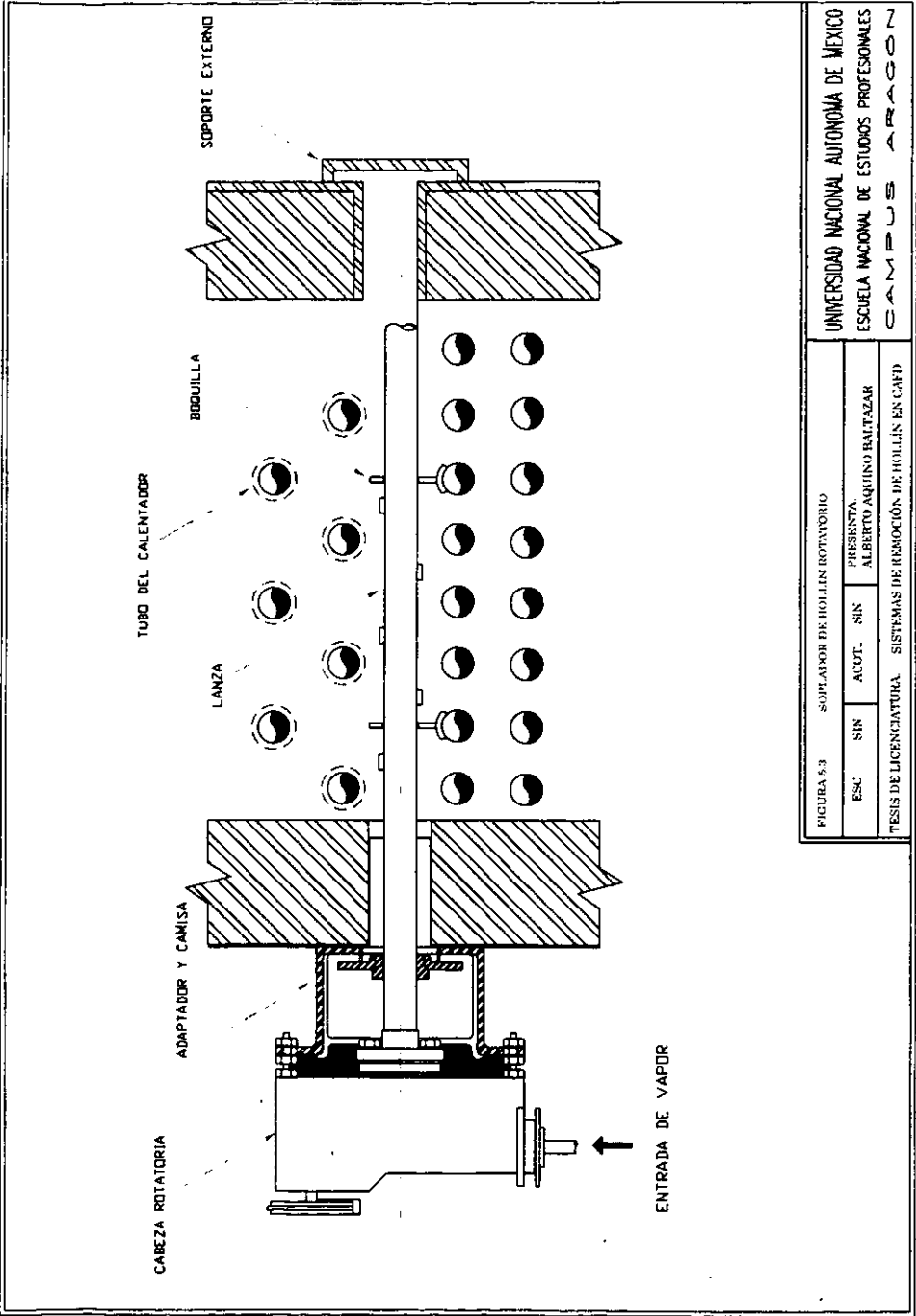
5.2.5 SOPLADORES DE HOLLÍN FIJOS-ROTATORIOS

El soplador de hollín fijo-rotatorio utiliza una lanza, el cual es un tubo que a lo largo de su longitud tiene un gran número de boquillas, que está localizada dentro del equipo (CAFD, Caldera, etc.). Este elemento esta soportado, en sus extremos y en su parte media (si su longitud así lo requiere), por medio de apoyos. Los cuales están especialmente diseñados tanto para la lanza como para el mecanismo accionador, válvulas de admisión y de purga colocados en la parte externa del equipo (figura 5.3.).

La lanza puede extenderse a través de las superficies de transferencia de calor (banco de tubos) y, en algunas ocasiones, cuando el banco de tubos es muy extenso se utilizan sopladores de hollín en ambos lados del equipo.

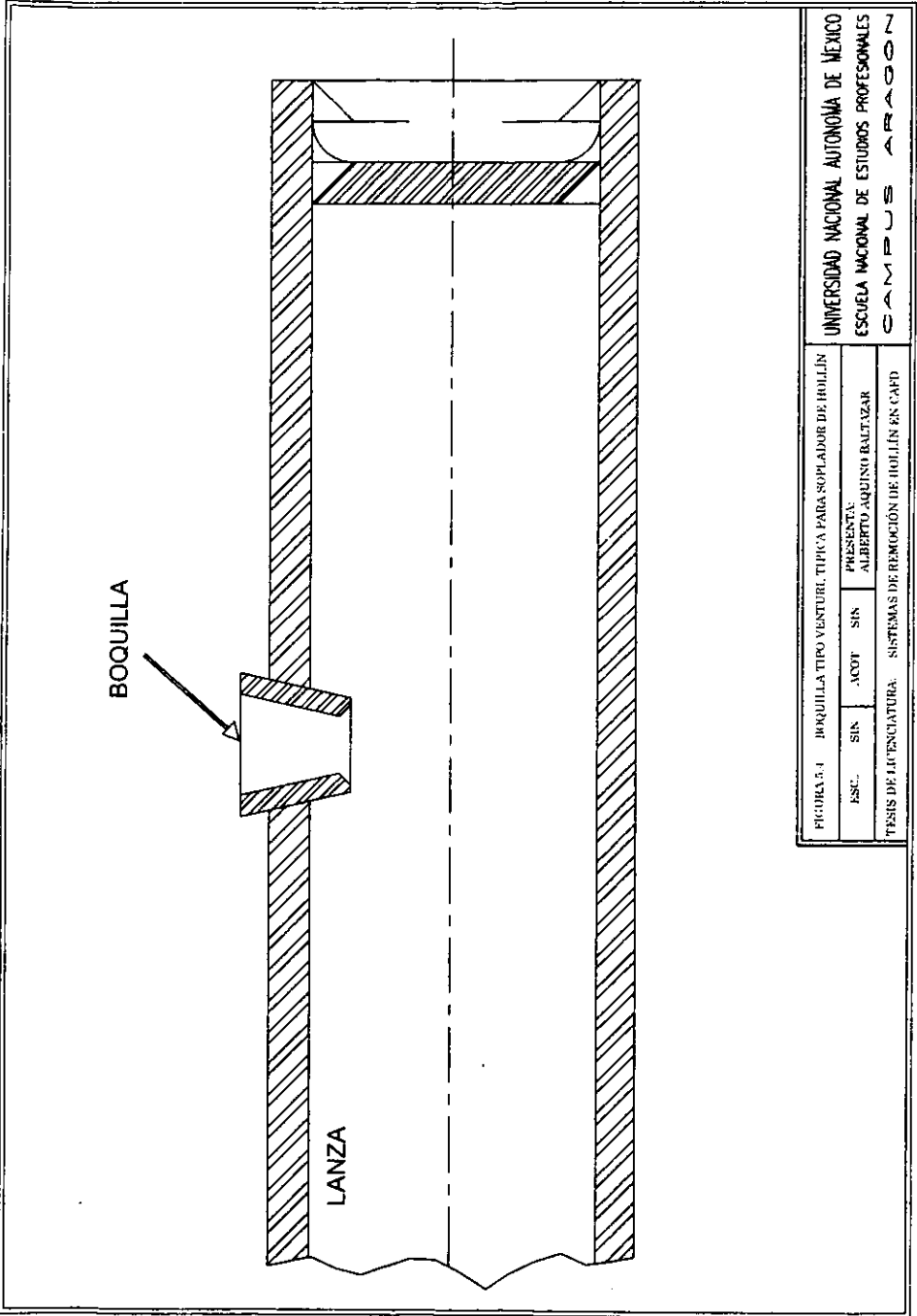
Para obtener una máxima eficiencia en el soplado, es necesario que las boquillas de los sopladores (ya sea que utilicen vapor o aire) tengan la forma de Venturi para que la corriente de soplado tenga mayor eficiencia (figura 5.4.).

26. Videotape 1, Op. Cit.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAUCO 2000

| | | | |
|-----------------------|-----|--|-----|
| FIGURA 5.3 | | SOPLADOR DE HOLLIN ROTATORIO | |
| ESC | SIN | ACOT. | SIN |
| TESIS DE LICENCIATURA | | SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFÉ | |
| | | PRESIDENTA ALBERTO AQUINO BALTAZAR | |



BOQUILLA

LANZA

FIGURA 5.4 BOQUILLA TIPO VENTURI, TÍPICA PARA SOPLADOR DE HOLLÍN

| | | | | | |
|-----------------------|-----|------|-----|--|-------------------------|
| ISC: | SIN | ACOT | SIN | PRESENTA: | ALBERTO AQUINO BALTÁZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA | | | | SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFD | |

Las boquillas de estos sopladores son colocadas de manera que se tenga una boquilla por cada hilera de tubos.

Los sopladores pueden ser operados manual o eléctricamente utilizando un sistema de engranaje y levas, que proporcionan los movimientos adecuados a todo el mecanismo.

El mecanismo accionador, colocado en la parte externa del equipo, le proporciona a la lanza un movimiento rotatorio; al mismo tiempo, la válvula de admisión es abierta permitiendo la entrada del flujo de fluido a la lanza, el cual es descargado por las boquillas para efectuar la limpieza. La lanza rota 360° o 180° dependiendo de la sección donde es colocado el soplador (figura 5.5.), proporcionándole un barrido circular y semicircular, respectivamente, cuyo radio varía de acuerdo al modelo de soplador y en la que sus valores comerciales pueden ser desde 900 mm hasta 2100 mm.

La presión de operación del medio de soplado varía de acuerdo con el fabricante, pero normalmente tendrá un mínimo de 690 kPa (7 kg/cm²) (100 psi) para aire y desde 552 hasta 4482 Kpa (5.6 hasta 46 kg/cm²) (80 hasta 650 psi) y, en algunos modelos especiales hasta de 2000 psi para vapor. Los parámetros que determinan el flujo del medio de soplado y su efectividad son la presión de soplado, así como el número y tamaño de boquillas.

Debido a que la lanza está permanentemente expuesta a los gases de combustión, los sopladores fijos rotatorios están limitados a temperaturas de gases de combustión por debajo de los 1500 °C (820 °F). Por encima de los 1500 °C (820 °F) o a los 1700 °C (930 °F), dependiendo del material de la lanza, se puede tener un gran deterioro y corrosión, produciendo mayores costos en mantenimiento y refacciones.

Los componentes de los gases de combustión, generadores de los depósitos por ensuciamiento (Ver Capítulo II), son los causantes de la corrosión en la lanza y de la reducción de su vida útil, sobre todo a temperaturas elevadas.

Algunos modelos de este tipo de sopladores cuentan con una válvula de barrido de aire o de vacío para evitar la entrada de los gases de combustión hacia el soplador.

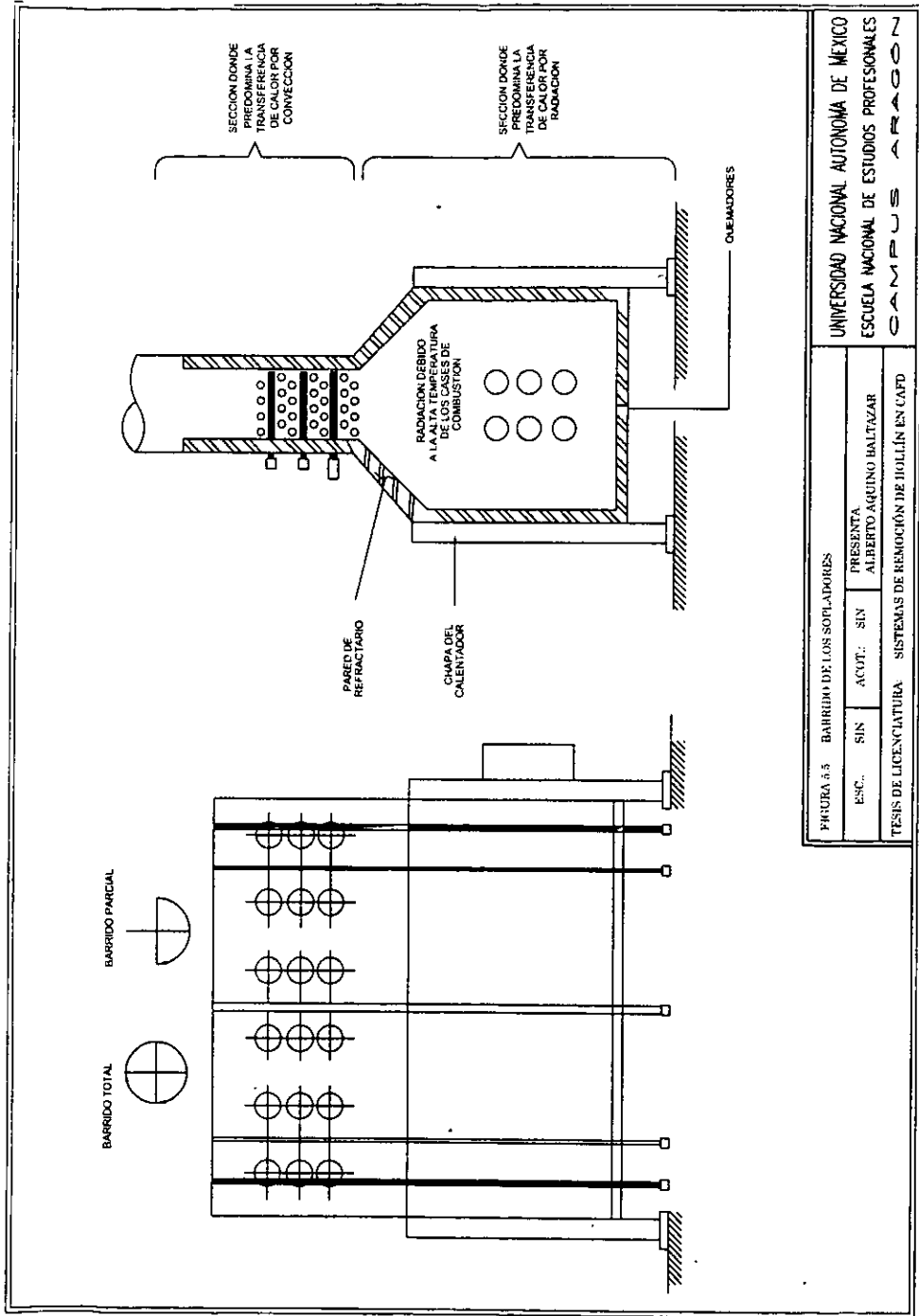


FIGURA 5.3 BARRIDO DE LOS SOBILADORES

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAUCO

ESC. SIN ACOT. SIN

PRESENTA ALBERTO AQUINO BALTAZAR

TESIS DE LICENCIATURA SISTEMAS DE REMOCION DE HOLLIN EN CAFD

5.2.6 SOPLADOR DE HOLLÍN RETRÁCTIL

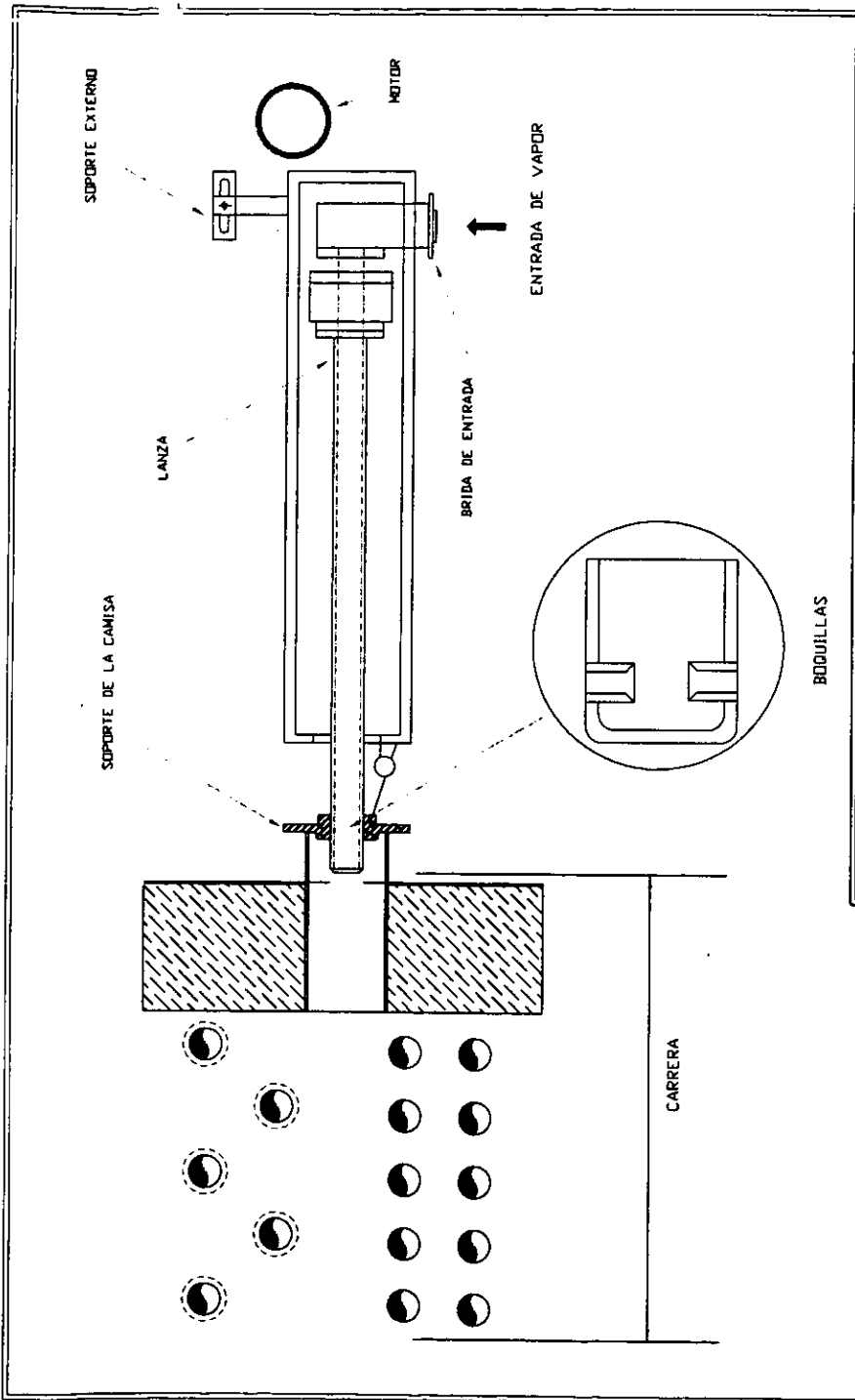
Los elementos básicos de operación de los sopladores de hollín retráctiles son análogos al de los sopladores fijos-rotatorios; sin embargo, la diferencia principal radica en que en los primeros, la lanza tiene un movimiento de avance hacia el interior del equipo con el fin de limpiar las superficies de transferencia; y de retroceso cuando termina su ciclo de soplado. Este movimiento proporciona la ventaja de no tener la lanza permanentemente expuesta a los gases de combustión.

Estos sopladores, en contraste con los fijos-rotatorios, utilizan una o dos boquillas de limpieza en la punta de la lanza; no obstante, existen algunos modelos especiales de sopladores de hollín retráctiles de lanza corta que cuentan con un mayor número de boquillas. El mecanismo accionador y demás dispositivos también están colocados en la parte externa del equipo (figura 5.6).

Cuando el soplador es puesto en operación, la lanza penetra dentro del banco de tubos por medio de un dispositivo diseñado para tal efecto y, al mismo tiempo, le proporciona un movimiento lineal (avance y retroceso) y rotatorio (barrido). La limpieza se realiza cuando se dirigen los chorros de vapor con una trayectoria helicoidal a través del banco de tubos (figura 5.7).

Los mecanismos accionadores y la válvula de admisión de vapor o aire y la viga de soporte se extienden una distancia igual a la longitud de corrida de la lanza más 0.9 ó 1.2 m (3 ó 4 pies) adicionales más allá de la pared externa del CAFD o Caldera. Esto implica que las plataformas y soportería de estos sopladores sean de mayor tamaño que las utilizadas en los fijos-rotatorios.

Los sopladores de hollín retráctiles que utilizan vapor como medio de soplado trabajan con presiones de operación similares a las que emplean los sopladores de hollín fijos-rotatorios; sin embargo, debido al número de boquillas que tienen, proporcionan un radio de barrido que alcanza hasta los 3700 mm, lo que implica mayor área de barrido por soplador.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUSES ARAUCO

FIGURA 5.6 SOPLADOR DE HOLLÍN RETRÁCTIL
 ESC.: SIN ACOT.: SIN PRESENTA: ALBERTO AQUINO BALTAZAR
 TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFD

BOQUILLAS

CARRERA

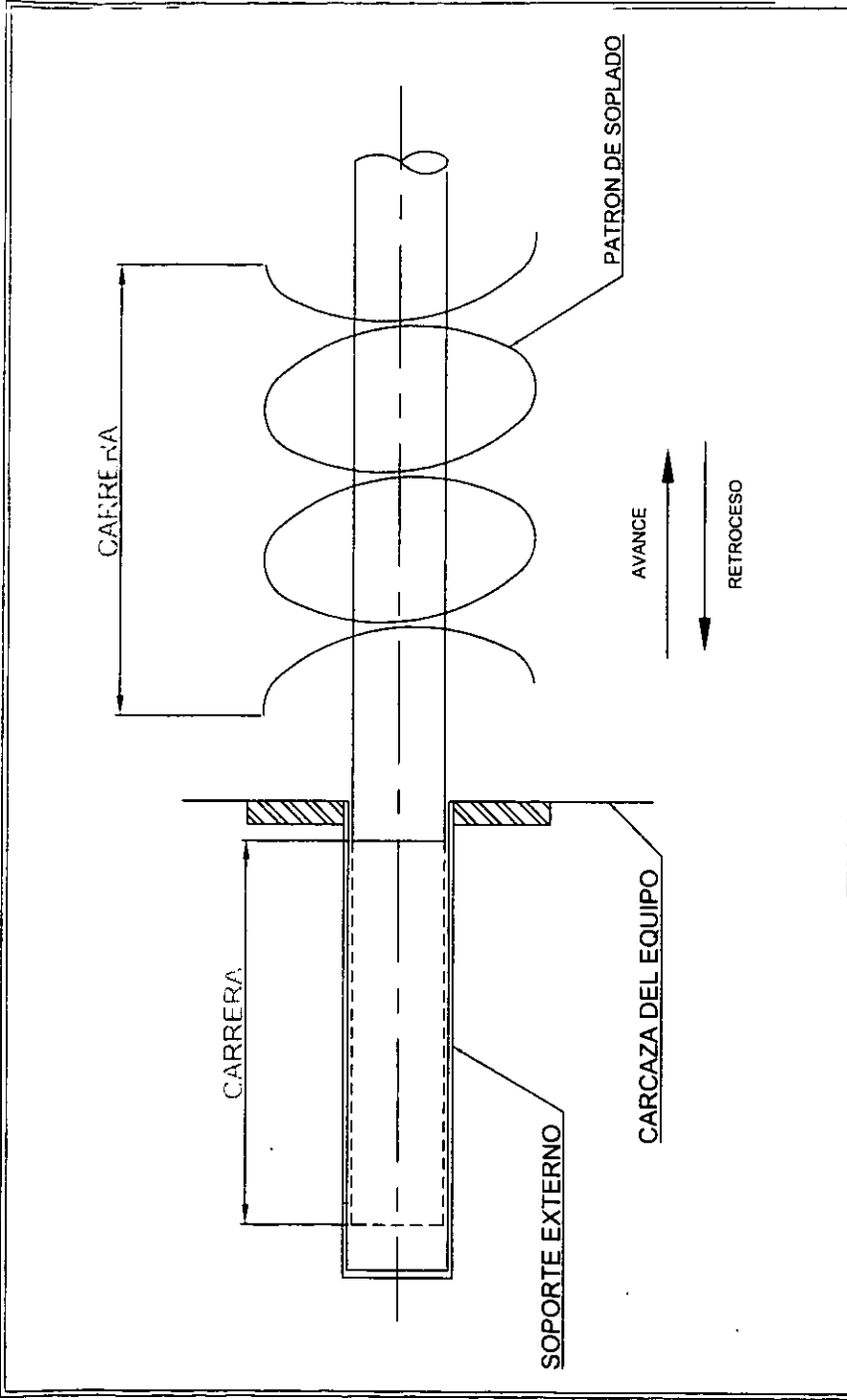


FIGURA 57 PATRÓN DE SOPLADO DE UN SOPLADOR DE HOLLIN RETRACTIL.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUSES ARAUCO Y

| | | | | |
|---|-----|-------|-----|------------------------------------|
| ESC. | SIN | ACUT. | SIN | INVENTA ALBERTO ANJUNO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFO | | | | |

Al igual que los sopladores de hollín fijos-rotatorios, estos sopladores cuentan con la válvula de barrido o de vacío para evitar la entrada de los gases de combustión hacia el soplador. En este caso, la válvula tiene la función adicional de enfriar la boquilla o boquillas de la lanza.

El accionamiento de los mecanismos de este tipo de sopladores puede ser llevado a cabo ya sea manual o eléctricamente.

5.2.7 SOPLADORES DE HOLLÍN SÓNICOS

Los sopladores de hollín sónicos o trompetas son modernos dispositivos para la limpieza de los depósitos de ensuciamiento formados en las superficies de transferencia de calor. Estos dispositivos generan ondas de sonido de alta y baja frecuencia por medio de un diafragma de titanio o acero inoxidable o por medio de un motor conectado a un convertidor de frecuencia.

Estos sopladores necesitan una "presión de sonido" mínima de 130 decibeles para una limpieza efectiva, operan con una frecuencia de 220 Hz y emiten un sonido parecido a una trompeta de barco. El primer modelo de este tipo de soplador fue comercializado por la compañía KVB Inc. De Irvine California, tenía una masa de 29.5 Kg (69 lb), una longitud de 0.61 metros (24 plg) y un diámetro máximo de 0.31 metros (12 plg) ⁽²⁷⁾. Los modelos existentes actualmente tienen una masa que varía entre los 12 y 60 kg (27 y 132 lb), longitudes desde los 0.40 m hasta lo 2.40 m y diámetros que van desde los 0.12 hasta los 0.45 m (16 plg hasta 95 plg). La presión de operación es de 482 a 621 KPa (5 a 6.3 Kg/cm²)(70 a 90 psi) con un consumo de aire de 1.13 a 2.26 m³/min (40 a 80 pies³/min) std. Dependiendo de la aplicación ⁽²⁸⁾ la trompeta es construida de acero inoxidable.

27. Marner, W. J., *Op. Cit.*, p. 70-77

28. Drayton Corp. *Catalogo, Op. cit*

Tales equipos, únicamente, pueden remover depósitos ligeros y "desmorrables" de ceniza. Si el combustible a quemar contiene sodio o vanadio, los depósitos en la sección de convección se adherirán a los tubos debido a su bajo punto de fusión. Es decir, los depósitos son difíciles de remover por medio de sonido, sin embargo, el tratamiento de los combustibles puede hacer que se produzcan depósitos "desmorrables".

5.3 ACCIONAMIENTO DE LOS DISPOSITIVOS DE LIMPIEZA DE HOLLÍN

El accionamiento de los dispositivos de limpieza puede realizarse manual, eléctrica o neumáticamente; no obstante, debido a que en nuestro país el aire para instrumentos es un servicio crítico en una planta de proceso o refinería el accionamiento neumático está prácticamente en desuso. En la tabla 5.3 se presentan los tipos de accionamiento empleados en los dispositivos de limpieza.

TABLA 5.3 ACCIONAMIENTO DE LOS DISPOSITIVOS DE LIMPIEZA DE HOLLÍN

| DISPOSITIVO | TIPO DE ACCIONAMIENTO |
|---------------------|---|
| PISTOLAS DE BALINES | MANUAL (NOTA 1) |
| PISTOLAS DE ARENA | MANUAL (NOTA 1) |
| SOPLADORES DE AGUA | MANUAL |
| VAPOR O AIRE | ELÉCTRICO: MOTOR 124 a 187 W (1/8 A 1/4 HP) 3 FASES (NOTA 2) NEUMÁTICO: MOTOR TIPO PALETA PRESIÓN DE AIRE = 448 KPa = 4.6 kg/cm ² = 65 PSI MÍNIMO CONSUMO DE AIRE = 0.28 m ³ /min (NOTA 2) |
| SOPLADORES SÓNICOS | NO REQUIEREN ACCIONADOR (NOTA 3) |

NOTA 1: Debido a que estos dispositivos de limpieza únicamente se utilizan cuando el equipo está fuera de operación no es conveniente realizar una automatización de ellos, por lo cual es accionado manualmente. Los operarios se encargan de trasladar el dispositivo de limpieza, esto es, dirigen las partículas (balines a arena) hacia las superficies que se limpiarán.

NOTA 2: El accionamiento de estos dispositivos actualmente pueden automatizarse, facilitando y optimizando la operación de soplado.

NOTA 3: Aún cuando éste dispositivo de limpieza no requiere accionamiento manual, mecánico o neumático, es susceptible de atomizar su operación.

5.4 INSTALACIÓN DE SOPLADORES. PRÁCTICAS RECOMENDADAS, INSTALACIONES TÍPICAS Y MANTENIMIENTO.

5.4.1 INSTALACIÓN DE SOPLADORES ROTATORIOS.

Los soportes de la lanza pueden colocarse en los extremos de esta o dependiendo de su longitud, pueden ser montados en los tubos (Figura 5.8)

Es importante alinear los soportes con las camisas de la pared del equipo para que la lanza sea soportada efectivamente sin que se presente flexión. Puede emplearse un pequeño tramo de tubería (tubo guía) para localizar correctamente los apoyos antes de soldarlos en su sitio correcto.

Si sólo se tienen soportes en los extremos de la lanza, el tubo guía puede utilizarse para localizar apropiadamente estos soportes en forma alineada con la camisa de montaje de la cabeza.

En algunas ocasiones los apoyos están hechos de diferentes materiales para diferentes zonas de temperatura del CAFD. Es importante tomar en cuenta para localizar correctamente los soportes en cada sección del equipo para prevenir fallas prematuras.

El adaptador de la cabeza puede suministrarse ya sea a la camisa adaptadora o como una pieza por separado para ser unida en campo a la camisa. Es importante montar el adaptador perpendicular y escuadrado con la camisa y la pared del equipo.

Cuando se instale la lanza se debe asegurar que las boquillas estén apropiadamente alineadas con las hileras de tubos como se muestra en el dibujo del fabricante. La lanza puede tener una longitud mayor para cortarla y roscarla durante la instalación.

Después de que la lanza es instalada en el equipo se debe verificar si está apropiadamente soportada, y que las boquillas estén alineadas con las hileras de tubos como

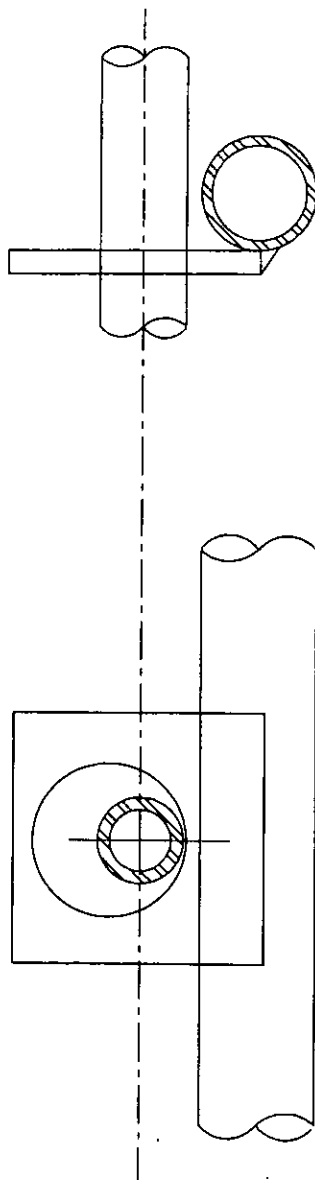
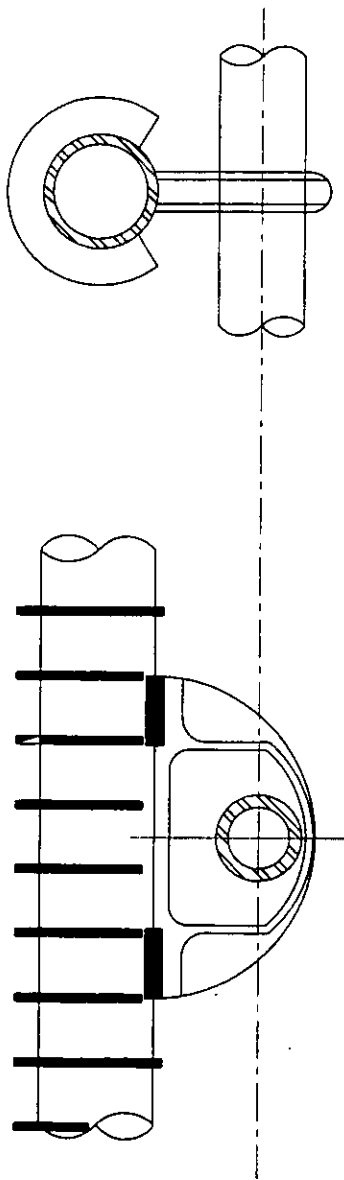


FIGURA 6.8 SOPORTES TÍPICOS PARA LA LANZA DE SOPLADORES DE HOLLÍN

ESC.: SIN ACOT. SIN PRESENTA.
ALBERTO AQUINO HAITAZAR

TESIS DE LICENCIATURA SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFÉ

se muestra en el dibujo de instalación del fabricante.

Posteriormente, el ensamble de la cabeza es montada en el adaptador y la lanza es unida al acoplamiento del montaje de la cabeza. La lanza debe posicionarse de tal forma que las boquillas estén alineadas con el flujo de gases de combustión para impedir la obturación de estas últimas (ver dibujo de instalación del fabricante).

Después de que el ensamble de la cabeza es montado al adaptador y la lanza es perfectamente unida a la cabeza, la tubería de suministro del medio de soplado puede conectarse a la brida de entrada a la cabeza. Es extremadamente importante que la cabeza no reciba ninguna carga por parte de la tubería, para este propósito deben utilizarse las guías y soportes adecuados para la tubería. Se debe efectuar un estudio de flexibilidad y esfuerzo sobre el particular. No debe utilizarse la cabeza como soporte de la tubería ya que esto puede causar un esfuerzo excesivo en el ensamble de la cabeza y producir problemas en la operación del soplado. No debe enfriarse la tubería para alinearla con la brida de entrada a la cabeza ya que esto puede provocar "torceduras" en la cabeza y provocar problemas de operación (Figura 5.9)

La tubería debe estar correctamente inclinada para su drenado y contar con "loops" de expansión suficientes para absorber las expansiones térmicas esperadas. Si la tubería no tiene la inclinación adecuada, se puede producir un golpe de ariete en ella cuando se abra la válvula del soplador y provocar el daño de esta o de la lanza, o aún más crítico, dañar prematuramente la tubería.

Si en alguna sección se especifica un barrido parcial de soplado, las levas de abierto y cerrado de la cabeza deben estar apropiadamente alineadas con la posición angular de las boquillas. Cada sitio debe ser cuidadosamente verificado antes de poner en operación los equipos.

Tal como los apoyos de la lanza, los diferentes materiales de la lanza son fabricados dependiendo de la temperatura que tengan los gases de la combustión donde será localizado

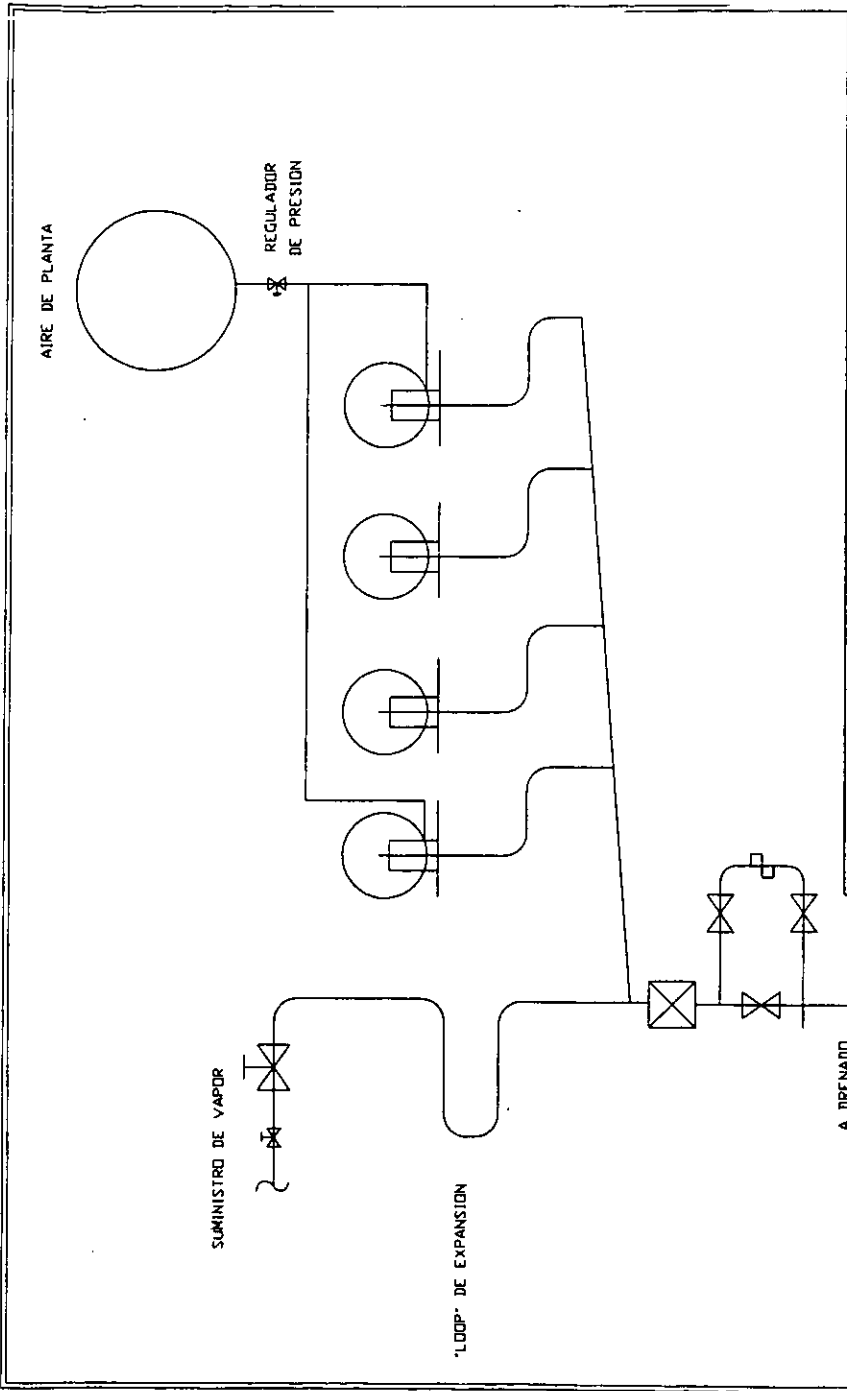


FIGURA 5.4 - ABRECCIO TIPICO DE LA TUBERIA DE SUMINISTRO DE VAPOR

| | | | | |
|-------------------------|-----|------|-----|----------|
| FSC | SIN | ACOT | SIN | PRESENTA |
| ALBERTO AQUINO BALTAZAR | | | | |

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUSES ARAUCO N

TESIS DE LICENCIATURA - SISTEMAS DE REMOCION DE HOLLIN EN CAJAF

un soplador determinado. Debido a esto debe asegurarse que la lanza apropiada sea localizada como se indica en el dibujo del arreglo de fabricante. Antes de la instalación debe verificarse el número y localización de las boquillas, el número de verificación, la longitud y el material de cada lanza.

Si la cabeza rotatoria es operada manualmente, debe checarsse que el volante y la cadena accionadora o la manivela no tengan interferencias externas y asegurar que el soplador sea completamente operable.

Si la cabeza es operada con potencia eléctrica o neumática la tubería de aire o el cableado necesario deben sujetarse, como se muestra en los diagramas de tubería y el cableado de potencia y control que proporciona el fabricante. Debe tenerse cuidado que el equipo neumático sólo sea accionado con aire limpio y seco, y que las líneas de aire sean barridas antes de la operación inicial del equipo. Deben utilizarse solamente materiales resistentes a la corrosión para las líneas de aire que van al motor rotatorio y a las válvulas de control de mando piloto.

No obstante que, las válvulas de mando y los interruptores de posición vienen directamente de fabrica, ocasionalmente pueden ser ajustados en campo; cuando se hagan estos ajustes deben seguirse las instrucciones del manual de fabricación.

Una vez instalados los sopladores, y que sean conectados a las líneas de soplado y al sistema de cableado (si estos son operados con potencia eléctrica), deben operarse localmente y después a través del panel de control automático (en caso de que este sea suministrado). El siguiente paso es cargar las líneas de suministro del medio de soplado y hacer el barrido completo de ellas, para ayudar a eliminar las rebabas de soldadura y de las boquillas de soplado. Después de que las líneas son apropiadamente barridas y verificadas de posibles fugas, y de que la presión de línea general de suministro de vapor ha sido verificada; el siguiente paso, es ajustar individualmente la presión de cada soplador. Si se reduce excesivamente la presión se puede tener una limpieza ineficiente, e incrementarla excesivamente puede ocasionar el desperdicio de vapor o aire y puede producir daño en los

tubos. Cada presión debe ser cuidadosamente ajustada y probada durante la operación del soplador, al menos durante dos ciclos por completo.

Después de que los sopladores de hollín han operado por unos cuantos meses, o en la primera oportunidad para realizar una inspección interna, puede incrementarse o reducirse la presión de soplado para optimizar la efectividad de limpieza, verificando su valor en el manómetro instalado en el dispositivo.

Es importante no soplar excesivamente ni bajo una menor presión a la recomendada. La erosión de los tubos puede ser ocasionada por soplar frecuentemente con presiones muy altas. De la misma forma, el vapor es desperdiciado si los sopladores son sobreoperados. Es importante, en consecuencia, ajustar la presión de soplado y la frecuencia de soplado a la requerida por las condiciones de operación reales.

5.4.2 INSTALACIÓN DE SOPLADORES RETRÁCTILES.

La camisa de ajuste de la pared debe localizarse y colocarse en la pared del equipo de acuerdo con los dibujos de instalación suministrados por el fabricante para tal efecto. Esta camisa debe alinearse apropiadamente con la cavidad del tubo a través del cual la lanza viajará cuando el soplador de hollín esté en servicio. Normalmente, la camisa está fabricada de tubería de 0.13 a 0.15 metros (5 ó 6 pulgadas) y está soldada a un adaptador que tiene orificios para espárragos y horquillas que soportan el extremo frontal del soplador retráctil. El extremo trasero del soplador es soportado por espárragos horizontales y una guía ranurada y fijada a una estructura o plataforma de acero. Con este arreglo, la expansión puede ser tolerada; y si se instala apropiadamente, el soplador puede escuadrarse con la pared y alinearlo correctamente en la cavidad del tubo cuando la unidad está en la línea (Figura 5.10). Los soportes deben estar hechos correctamente para prevenir vibración.

La tubería de suministro de soplado debe contar con la suficiente flexibilidad para permitir al soplador moverse tanto como sea necesario, cuando la unidad sea puesta en

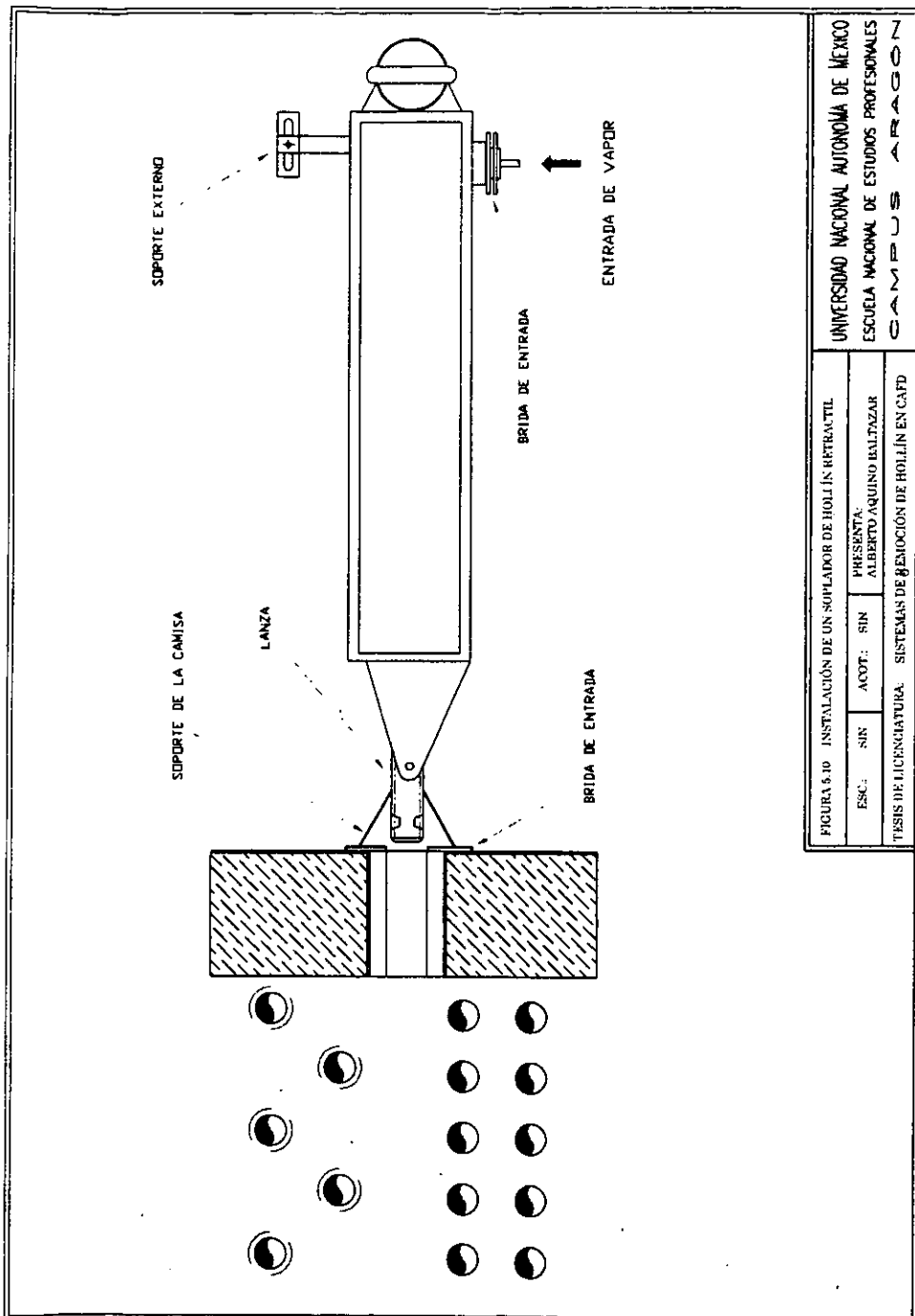


FIGURA 5.10 INSTALACIÓN DE UN SOPLADOR DE HOLLÍN RETRACTIL

| | | | | | |
|------------------------|-----|--------|-----|--|-------------------------|
| ESC.: | SIN | ACOT.: | SIN | PRESENTA: | ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA: | | | | SISTEMAS DE BENEFICIÓN DE HOLLÍN EN CAFÉ | |

marcha o salga de operación. La tubería de suministro debe ser barrida de rebabas de soldadura u otro material extraño que pueda obturar las boquillas del soplador y provocar daños severos a la tubería de alimentación o a la válvula de apertura.

Después de que el soplador sea instalado en el adaptador y soportado apropiadamente en su parte trasera y que la tubería sea colocada en la brida de entrada de la válvula de suministro, esta puede ser parcialmente revisada aplicando una carga externa para verificar que tenga libertad en su movimiento.

El siguiente paso es conectar las líneas de potencia y control. Los sopladores deben estar en su posición estacionaria normal cuando se les suministra potencia. El botón local de avance y retorno es usado para probar la operación del soplador cuando la unidad está sin vapor.

Se debe asegurar que los interruptores de posición o "limit switch" de los brazos de operación estén libres y no tengan rozamiento con la caja de alojamiento. Se debe probar el paro y retorno de los interruptores de posición, desembragando manualmente las palancas mientras el soplador está corriendo.

Mientras la lanza está extendida, se deben verificar los claros libres para evitar posibles interferencias. Después que la unidad está en "línea", energizar la tubería de suministro del medio de soplado. Se debe operar localmente cada soplador mientras se ajusta la presión de soplado específico. La cabeza del soplador de hollín está equipada con un manómetro para este propósito.

5.4.3 ARREGLOS TÍPICOS DE SOPLADORES FIJOS ROTATORIOS Y RETRÁCTILES.

En la practica, se ha colocado un soplador cada 1.8 metros (6 pies), sin embargo, la distancia optima entre sopladores debe determinarse en base al radio de soplado del modelo que se instalará (ver figura 5.11)

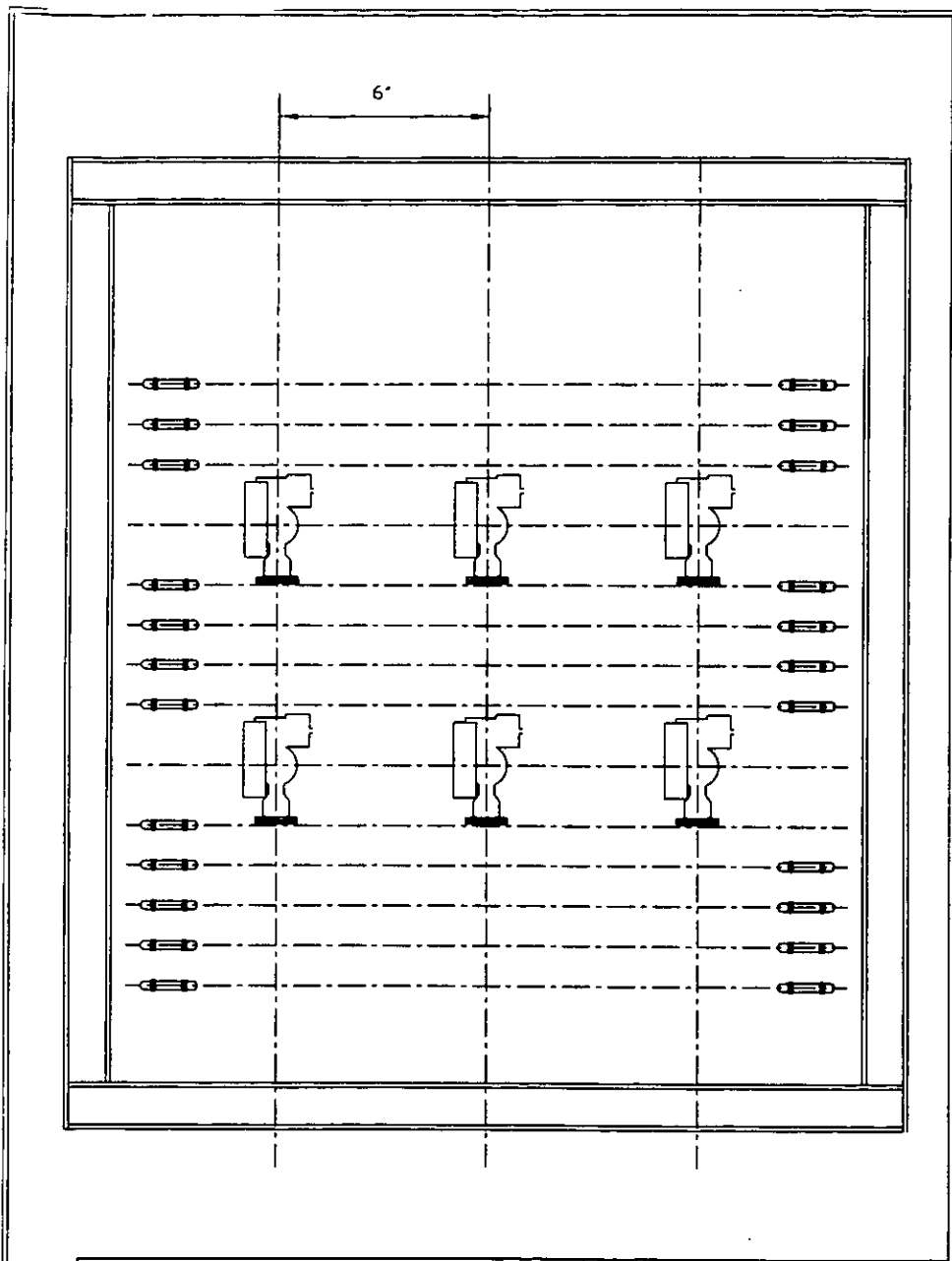


FIGURA 5.11 INSTALACIÓN TÍPICA DE SOPLADORES DE HOLLÍN EN LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN DE UN CAFD

| | | |
|---|------------|-----------------------------------|
| ESC.: SIN | ACOT.: SIN | PRESENTA: ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA: SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN EN CAFD | | |

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
 CAMPUS ARAGÓN

5.4.4 MANTENIMIENTO.

Las secciones de mantenimiento específicas de cada soplador varía dependiendo del diseño de cada fabricante, por lo que se trataran los temas más comunes en lo sopladores.

En general, el mantenimiento de un soplador de hollín no es muy diferente del mantenimiento de una máquina, excepto que los sopladores incluyen válvulas y otras partes que manejan vapor, aire o agua a alta presión. Los sopladores están usualmente localizados donde pueden estar sujetos a calor excesivo, suciedad y gases corrosivos.

El tipo de instalación y la aplicación de cada soplador determinará, por supuesto, la cantidad de mantenimiento requeridos. Si la instalación es en una atmósfera adversa, debe tenerse más cuidado en la lubricación, empaçado, sellos de presión, sellos de agua y cubiertas protectoras.

Por ejemplo, para el caso de los sopladores retráctiles o fijos-rotatorios instalados en una unidad presurizada, debe darse una atención cuidadosa al sello de presión de la camisa y a la válvula de purga de aire. Si se permite que los gases de combustión y corrosivos entren en el soplador de hollín, los engranajes mecánicos y eléctricos fallarán prematuramente. Los rodamiento perderán rápidamente su lubricación, los sellos serán quemados y los contactos eléctricos pueden perder su capacidad. La solución es sellar correctamente el adaptador y prevenir la lubricación de las partes móviles y la sustitución de los contactos eléctricos.

La válvula de purga se usa para mantener los gases corrosivos de combustión fuera de las partes internas de la válvula del soplador. Esta válvula se mantiene abierta por medio de un resorte cuando se interrumpe el soplado. Si la presión de los gases de combustión en el punto donde el soplador es instalado es negativa, su interior es llenado con un flujo continuo de aire de barrido que impide el ingreso de los gases corrosivos. En el momento en el que el medio del soplado entra en la válvula de soplado, la presión formada cierra automáticamente la válvula de venteo. Si la presión de los gases de combustión es positiva o no muy claramente negativa en el punto donde está instalado el soplador, las válvulas de venteo deben estar

conectadas por separado a un sistema de suministro de aire. Si no funciona correctamente, puede provocarse corrosión interna. La válvula, las guías del vástago y el asiento pueden ser rápidamente dañados y la lanza puede ser corroída internamente y fallar. Por esto, es importante tener suficiente presión en la válvula de purga de aire (Figura 5.12 y 5.13).

El mantenimiento de rutina de un soplador de hollín fijo rotatorio debe consistir de:

- ◆ Ajuste de empaques para alejar el vapor de motores, cableado o engranajes adyacentes.
- ◆ Chequeo de lubricación como se recomienda en el manual de instrucciones del fabricante.
- ◆ Limpiar el ensamble del soplador.
- ◆ Observar sus condiciones generales para localizar deterioro causado por fuentes externas, como puede ser fugas en la carcasa del equipo.
- ◆ Inspección interna del calentador durante el paro de operación para verificar la lanza y sus soportes, la limpieza de los tubos y evidencia de desgaste en ellos.

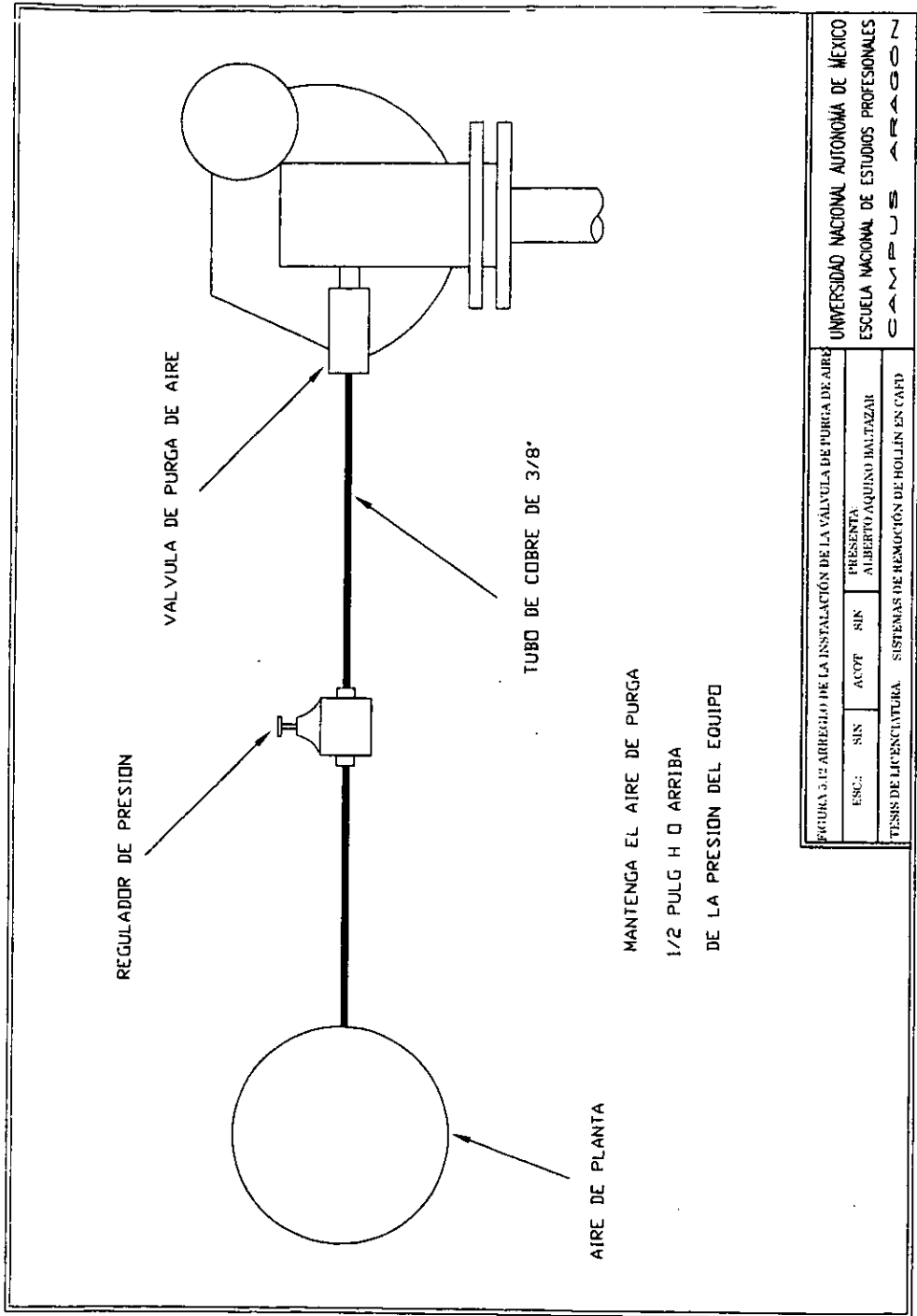
La rutina de mantenimiento de un soplador retráctil es similar a la del fijo rotatorio, excepto que además debe inspeccionarse la lanza. Los empaques de la tubería de alimentación y los bujes de los soportes de la lanza deben tener un mantenimiento cuidadoso.

La lubricación consiste en mantener óptimamente los niveles de aceite de la caja de engranes y ocasionalmente aplicar grasa o aceite ligero en las articulaciones, palancas o en las partes de metal que están sometidas a altas fricciones.

Si la válvula de admisión del soplador comienza a tener fugas de vapor, esto debe ser corregido sin demora ya que de lo contrario pueden requerirse reparaciones costosas.

Las fugas de vapor en la cabeza de un soplador de hollín rotatorio permiten el ingreso constante de vapor dentro del calentador. Esto puede dañar los tubos del calentador y puede "picar" el asiento de la válvula si se permite que las fugas continúen.

Las fugas de vapor en un soplador retráctil se expulsarán por las boquillas de la lanza hacia la pared del adaptador, esto eventualmente causará su erosión y la de sus apoyos.



REGULADOR DE PRESION

VALVULA DE PURGA DE AIRE

TUBO DE COBRE DE 3/8"

AIRE DE PLANTA

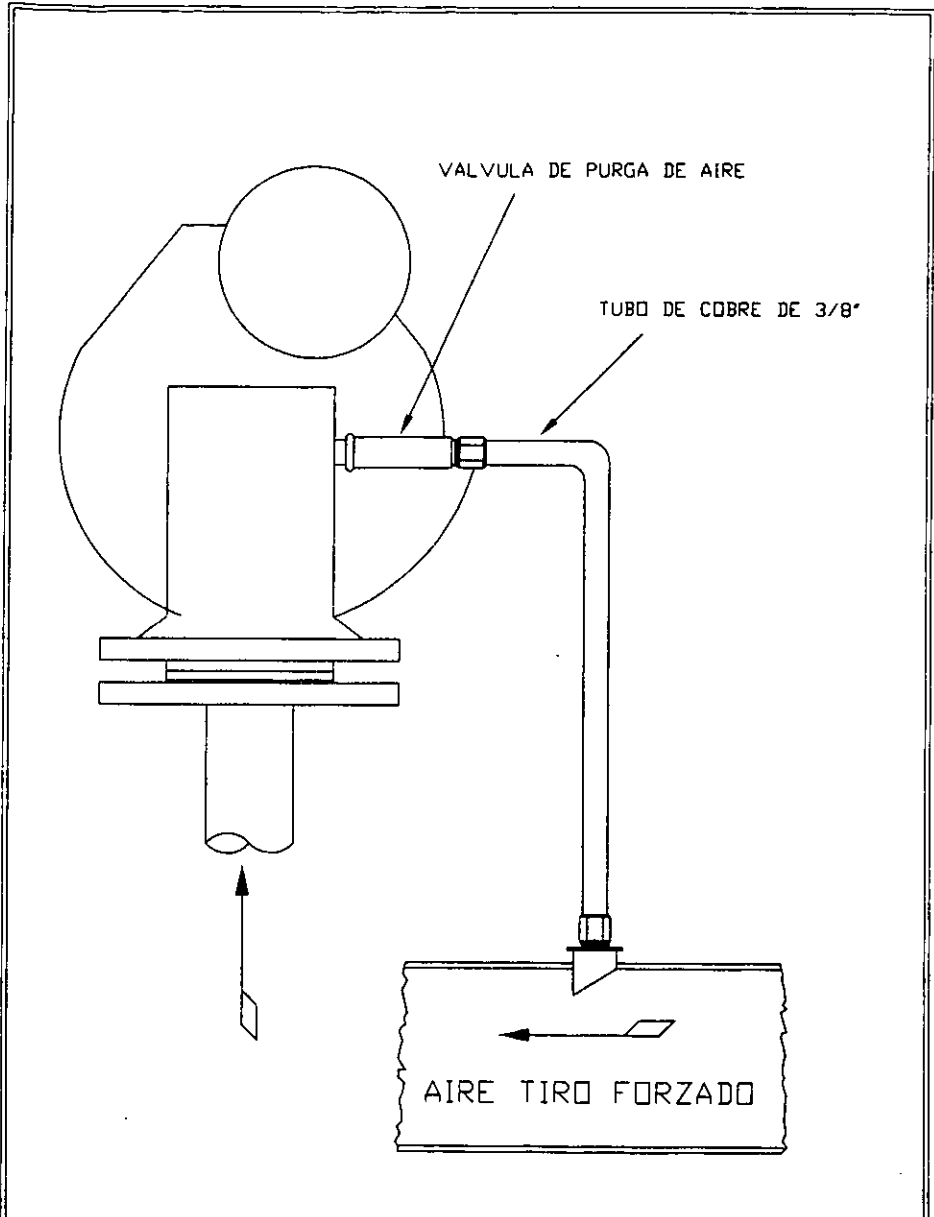
MANTENGA EL AIRE DE PURGA

1/2 PULG H O ARRIBA

DE LA PRESION DEL EQUIPO

FIGURA 3.12 ARREGLO DE LA INSTALACION DE LA VALVULA DE PURGA DE AIRE

| | | | | | |
|-----------------------|-----|------|---------------------------------------|----------|-------------------------|
| ESC: | SIN | ACOT | SIN | PRESENTA | ALBERTO AQUINO BALTAZAR |
| TESIS DE LICENCIATURA | | | SISTEMAS DE REMOCION DE HOJIN EN CARD | | |



| | | | | | | | |
|-----------------------|-----|-------|-----|---|-------------------------|--|--|
| FIGURA 5.13 | | | | DETALLE DE ARREGLO DE LA INSTALACION DE LA VALVULA DE PURGA DE AIRE | | UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO | |
| ESC: | SIN | ACOT: | SIN | PRESENTA: | ALBERTO AQUINO BALTAZAR | ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES | |
| TESIS DE LICENCIATURA | | | | SISTEMAS DE REMOCION DE HOLLIN EN CAPU | | CAMPUS ARAGON | |

Las válvulas pueden ser removidas, inspeccionadas y recubiertas, o bien, reinstaladas. De cualquier manera si están excesivamente dañadas, el vástago y el asiento deben ser reemplazados.

Un sistema de hollín apropiadamente diseñado e instalado proporcionará un servicio de larga duración y confiable si se le da el mantenimiento necesario.

Si el mantenimiento se realiza sólo como resultado de una falla, entonces los sopladores se verán afectados seriamente y los costos de mantenimiento se incrementarán.

Si no se realiza una tarea tan simple como es verificar el nivel de aceite, esto puede conducir al reemplazo de la caja de engranes, y un cambio de empaques puede evitar la reparación del tubo de alimentación, de la lanza y de la caja de engranes.

Para mantener cada soplador funcionando eficientemente, debe establecerse un sencillo programa de mantenimiento preventivo. Se recomienda un mínimo de partes de repuesto y estas siempre se tienen a la mano se prevendrán fallas o reparaciones incompletas.

Se recomienda una frecuencia de mantenimiento de 60 veces por año en promedio ⁽²⁹⁾. Su mantenimiento usual se realiza cuando el equipo de transferencia de calor está en operación. Su mantenimiento y operación toma aproximadamente 8 horas, sin embargo, este tiempo puede extenderse si es necesario llevar el soplador a taller. Se requieren únicamente dos personas y herramientas de mano y en algunas ocasiones equipo para corte y soldado. Si el soplador es fijo-rotatorio, pueden utilizarse cadenas de tracción para su desmontaje y probablemente tendrá que ser cortada durante un paro del equipo.

29. Anon, Op. Cit.

5.5 SISTEMAS DE CONTROL DE LOS DISPOSITIVOS DE LIMPIEZA.

Los dispositivos de control para sopladores de hollín son suministrados por los fabricantes, los cuales pueden ser controles individuales (manual local) o paneles de control para todo el conjunto de sopladores de uno o varios equipos, o bien , para toda la planta. Dichos equipos de limpieza pueden estar ubicados en el piso junto al equipo de combustión o en un cuarto de control, ya sea como panel de control o en la pantalla de control distribuido.

Los dispositivos de control individuales, de operación neumática o mecánica, envían una señal de arranque o paro a los sopladores; mientras, los paneles de control general tienen la capacidad de:

- Automatizar la operación de los sopladores en cualquier secuencia, frecuencia o agrupación deseada.
- Monitorear continuamente el estado del sistema de sopladores antes, durante o después de la operación.
- Reconocer diagnosticar e indicar las condiciones de falla e implantación de acciones correctivas.
- Operar individualmente diferentes tipos de sopladores, válvulas de suministro del medio de soplado y válvulas para drenado.
- Operar con diferentes medios de soplado.
- Programar in-situ la secuencia de soplado y los parámetros de operación.
- Proporcionar información inmediata del estado de operación.

Para los motores, su accionamiento es por medio de interruptores convencionales y señales de estatus, retroalimentadas al sistema por medio de interruptores de fin de carrera "limit switch", señales de presión, controles térmicos y dispositivos de sobrecarga.

En la actualidad, el sistema de control de los sopladores de hollín por medio del sistema de control distribuido ha tenido gran éxito y desarrollo.

CAPITULO VI

ANALISIS TÉCNICO-ECONÓMICO

6.1 INTRODUCCIÓN

Al implementar un sistema de remoción de hollín, primeramente, es necesario determinar su rentabilidad, por lo cual debe llevarse a cabo una evaluación desde el punto de vista técnico-económico; en donde, el ahorro por concepto de consumo de combustible sea mayor que los costos originados por el mecanismo o método de limpieza.

La decisión de instalar o aplicar un sistema de remoción de hollín en los Calentadores A Fuego Directo para impedir las pérdidas de energía (calor) debido a la adherencia de hollín sobre los tubos del serpentín y, consecuentemente, la disminución de la eficiencia, debe ser el resultado de un análisis económico riguroso debido a la gran diversidad de los sistemas de remoción de hollín que se encuentran en el mercado. Por lo cual, un análisis técnico-económico es el parámetro más importante e indispensable para la selección del sistema.

Debe aclararse que en este análisis se tomaran unidades en el sistema ingles(se dará su equivalencia en S.I.), lo cual de ninguna manera afecta los cálculos; además, se cotizaran todos los costos, ya se de equipos, servicios, etc., en dolares, debido a que es la moneda que se utiliza mundialmente.

6.2 BASES DEL ANÁLISIS TÉCNICO

La implantación de un sistema de remoción de hollín, debido a su gran variedad, dependerá de la aplicación en particular, es decir, de las condiciones de diseño y operación del Calentador a fuego directo (CAFD), como son:

- Geometría del calentador
- Arreglo de los tubos del serpentín.
- Disposición de los medios de limpieza (Por ejemplo: Vapor y energía eléctrica).
- Tipo de combustible
- Tipo de ensuciamiento generado por el combustible

6.2.1 CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DEL CAFD

El análisis técnico toma en cuenta el costo térmico por la disminución de la eficiencia, es decir, debido a las pérdidas de calor en el Calentador a Fuego Directo, por el ensuciamiento, se considerará un equipo con las siguientes condiciones de diseño:

TABLA 6.1 CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DEL CAFD

| | | |
|-----------------------------------|---|--|
| TIPO DE CALENTADOR | ⇒ | CILÍNDRICO-VERTICAL CON TUBOS HORIZONTALES EN LA SECCIÓN DE CONVECCIÓN |
| ARREGLO DEL SERPENTÍN | ⇒ | TRIANGULAR |
| CARGA TÉRMICA | ⇒ | 50 MM BTU/HR (53 KJ/hr) |
| EFICIENCIA | ⇒ | 80 % |
| TIPO DE COMBUSTIBLE UTILIZADO | ⇒ | COMBUSTOLEO CON 2% DE AZÚFRE |
| PÉRDIDA ANUAL DE EFICIENCIA | ⇒ | 1 % |
| TIEMPO DE CORRIDA ⁽³⁰⁾ | ⇒ | 8000 HR/ANO |

30. Dato proporcionado por The Geon Company

6.2.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN

De acuerdo con las anteriores condiciones de diseño del Calentador a Fuego Directo (TABLA 6.1) se implementará un sistema de remoción de hollín con las siguientes características:

TABLA 6.2 SISTEMA DE REMOCIÓN SELECCIONADO

| | | |
|---------------------------------------|---|--|
| TIPO DE SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN | ⇒ | SOPLADOR DE HOLLÍN RETRÁCTIL CON TABLERO DE CONTROL |
| MEDIO DE REMOCIÓN | ⇒ | VAPOR DE MEDIA PRESIÓN a 250 psi (1724 KPa) |

6.2.3 CONSUMO POR SERVICIOS AUXILIARES

Los servicios auxiliares representan aquellos tipos de energía utilizados para el funcionamiento de los sistemas en operación. Para el presente proyecto en estudio, se consumen tres formas de energía:

- a) Vapor
- b) Energía Eléctrica
- c) Combustóleo

El sistema de remoción de hollín que se utilizara, el cual es un **Soplador de Hollín tipo Retráctil**, consume los dos primeros; mientras que el combustóleo es utilizado por el quemador, como combustible, para el funcionamiento del equipo principal, el calentador de proceso. Este último punto tiene una gran importancia para nuestro estudio, ya que tomara como base para el análisis económico de este sistema.

6.2.3.1 CONSUMO DE VAPOR

Para obtener el consumo de vapor por año se toman en cuenta los siguientes datos:

TABLA 6.3 DATOS PARA CONSUMO DE VAPOR

| | | |
|-----|--|-----------------------------------|
| (A) | GASTO DE VAPOR DEL SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN | 216 lb/min (98 kg/min) |
| (B) | TIEMPO DE OPERACIÓN DEL CALENTADOR | 8000 hrs/año (333.33 días/año) |
| (C) | NÚMERO DE SOPLADORES DE HOLLÍN RETRÁCTILES INSTALADOS EN EL CALENTADOR DE PROCESO | 18 |
| (D) | TIEMPO DE OPERACIÓN DE CADA SOPLADOR DE HOLLÍN EN EL CALENTADOR | CADA 8 HORAS (3 VECES AL DÍA) |
| (E) | TIEMPO DE OPERACIÓN DE CADA SOPLADOR RETRÁCTIL | 1 MINUTO |

CÁLCULO

| | | | | | | |
|--------------|---------------------|------|---------|---------|---|------------------|
| (A) | (B) | (C) | (D) | (E) | = | CONSUMO DE VAPOR |
| (216 lb/min) | (333.33 días/1 año) | (18) | (3/día) | (1 min) | = | 3 887 961 lb/año |
| | | | | | = | 1763.25 ton/año |

6.2.3.2 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA

Para el consumo de energía eléctrica se requerirá para su cálculo de la siguiente información:

TABLA 6.4 DATOS PARA CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA

| | | |
|-----|---|---|
| (A) | TIPO DE MOTOR UTILIZADO POR EL SOPLADOR DE HOLLÍN ⁽³¹⁾ | 1/4 H.P./min ; 440 V (186 W/min ; 440 V) |
| (B) | TIEMPO DE OPERACIÓN DEL CALENTADOR ⁽³²⁾ | 8000 HORAS |
| (C) | NÚMERO DE SOPLADORES DE HOLLÍN RETRÁCTILES INSTALADOS EN EL CALENTADOR DE PROCESO | 18 |
| (D) | TIEMPO DE OPERACIÓN DE CADA SOPLADOR DE HOLLÍN EN EL CALENTADOR | CADA 8 HORAS (3 VECES AL DÍA) |
| (E) | TIEMPO DE OPERACIÓN DE CADA SOPLADOR | 1 MINUTO |

CÁLCULO

| (A) | (B) | (C) | (D) | (E) | = CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA |
|-------------|-------------------|------|---------|---------|--------------------------------|
| (186 W/min) | (333.33 días/año) | (18) | (3/día) | (1 min) | = 3 347.96 KW/año |
| | | | | | = 11424 MMBtu/hr/año |

31. $\Rightarrow 1/4 \text{ H.P.} = 0.186 \text{ KW}$

32. $\Rightarrow 8000 \text{ horas} = 333.33 \text{ días/año}$ (dato proporcionado por The Geon Company)

6.2.3.3 CONSUMO DE COMBUSTÓLEO

Una vez consideradas las condiciones de diseño del calentador y presentadas en al tabla 6.1, el calor absorbido por el equipo, con una carga térmica de 50 MM BTU/HR y una eficiencia de 80%, se obtendra con la siguiente formula de eficiencia:

$$\eta = Q_{ABS} / Q_{LIB}$$

Donde:

η = Eficiencia Térmica

Q_{ABS} = Calor Absorbido

Q_{LIB} = Calor Liberado

Despejando el calor absorbido de la ecuacion anterior,tenemos

| |
|---|
| $CALOR\ ABSORBIDO = (EFICIENCIA) (CALOR\ LIBERADO)$ |
|---|

| | | |
|---------------------------|-----|---------------------|
| $= (0.8)(50\ MM\ BTU/HR)$ | $=$ | 40 MM BTU/HR |
| | $=$ | 11,722 KW |

Si consideramos que durante nuestro proceso el combustible (combustóleo) no es quemado totalmente en el hogar del CAFD y se genera, por consiguiente, hollín o ensuciamiento de cualquier tipo; por lo tanto, en la eficiencia del equipo tenemos una pérdida de 1 %, el calor que es absorbido y aprovechado sería únicamente el siguiente :

| |
|---|
| $CALOR\ ABSORBIDO = (EFICIENCIA) (CALOR\ LIBERADO)$ |
|---|

| | | |
|----------------------------|-----|-----------------------|
| $= (0.79)(50\ MM\ BTU/HR)$ | $=$ | 39.5 MM BTU/HR |
| | $=$ | 11,575 KW |

Por lo anterior, nuestro equipo principal tiene una pérdida de carga térmica, o bien, de calor absorbido,

$$\begin{aligned} \text{PÉRDIDA DE CALOR ABSORBIDO} &= 40 - 39.5 = 0.5 \text{ MM BTU/HR} \\ &= 147 \text{ KW} \end{aligned}$$

Para recuperar esta carga térmica tenemos que absorber 0.5 MM BTU/HR adicionalmente para mantener la temperatura del fluido de proceso; por lo cual, de la fórmula de eficiencia obtenemos,

$$\text{CALOR LIBERADO} = \text{CALOR ABSORBIDO} / \text{EFICIENCIA}$$

$$= 0.5 \text{ (MM BTU/HR)} / 0.8$$

$$= 0.625 \text{ MM BTU/HR COMBUSTIBLE UTILIZADO}$$

$$= 183 \text{ KW COMBUSTIBLE UTILIZADO}$$

6.3 BASES DEL ANÁLISIS ECONÓMICO

Con base en estudios hechos por el Instituto Mexicano del Petróleo la evaluación, implantación o instalación de un sistema de remoción de hollín en un Calentador de proceso, debe contemplar las siguientes premisas para el análisis económico:

- ⇒ Inversión del Sistema.
 - ⇒ Horizonte de planeación.
 - ⇒ Costos y Precios.
 - ⇒ Costos anuales de producción.
 - Costos de Servicios Auxiliares.
 - Costo de mantenimiento.
 - Gastos Generales, incluyendo los costos por seguros.
 - Costos por depreciación.
 - ⇒ Ingresos.
 - ⇒ Parámetros Económicos.
 - ⇒ Resultados Económicos

6.3.1 INVERSIÓN PARA EL SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN.

El sistema de remoción de hollín que se instalará en un Calentador a Fuego Directo con las condiciones de diseño dadas en la TABLA 6.1 tiene los siguientes costos:

TABLA 6.5 COSTO DEL SISTEMA

| | | |
|--|---|----------|
| COSTO POR ADQUISICIÓN DEL SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN (SOPLADOR DE HOLLÍN RETRÁCTIL, CON TABLERO DE CONTROL) | = | \$53,100 |
| COSTO POR INSTALACIÓN DEL EQUIPO (20% del costo del sistema) | = | \$10,620 |
| COSTO TOTAL DE INSTALACIÓN | = | \$63,720 |

6.3.2 HORIZONTE DE PLANEACIÓN

El horizonte de Planeación es a 20 años

6.3.3 COSTOS Y PRECIOS

Los costos y precios considerados para el análisis financiero se tomaron con base a precios de resultados de operaciones de Pemex Refinación para la Refinería "Francisco I. Madero" de CD. Madero Tamaulipas.

Los precios se mantendrán constantes, en dólares americanos (USD)

TABLA 6.6 COSTOS Y PRECIOS

| | | |
|--------------------------|-----------|--------|
| VAPOR DE MEDIA (250 PSI) | USD/ton | 9.61 |
| ENERGÍA ELÉCTRICA | USD/KW | 0.035 |
| COMBUSTOLEO | USD/MMbtu | 2.8325 |

6.3.4 COSTOS ANUALES DE PRODUCCIÓN

Los costos anuales de operación (Tabla 6.8) se estimaron con base al consumo de servicios auxiliares como vapor y energía eléctrica (Tabla 6.7); así como los costos por mantenimiento, mano de obra y supervisión técnica, además de los gastos generales donde se incluyen los seguros.

⊖ COSTOS DE SERVICIOS AUXILIARES

Una vez obtenidos los consumos de vapor y de energía eléctrica (Tablas 6.3 y 6.4) se procederá a calcular el costo de cada servicio por año, considerando los costos unitarios:

Tabla 6.7

**Consumo de Servicios Auxiliares de un Sistema de Remoción de Hollín
para Servicio en un Calentador a Fuego Directo
CAPACIDAD = 50 Mmbtu/hr (14653 KW)**

| SERVICIO | UNIDAD | UNIDADES/D | CONSUMO UNIDADES/AÑO | COSTO UNITARIO USD/UNIDAD | USD/AÑO |
|-------------------|--------|------------|-------------------------|------------------------------|---------------|
| Energía Eléctrica | KWH | 9,71 | 3347,96 | 0,035 | 117,2 |
| Vapor de Media | Ton | 5,29 | 1763,25 | 9,61 | 16944,8 |
| | | | | TOTAL | 17.062 |

⊖ COSTOS POR MANTENIMIENTO

Calculado como un porcentaje de la inversión, el cual es de 3% ⁽³³⁾.

| INVERSIÓN | % ANUAL | COSTO ANUAL |
|-----------|---------|-------------|
| \$63,720 | 3 | 1911.6 |

⊖ GASTOS GENERALES

Incluyen los costos por servicios, Seguro, Impuesto sobre la propiedad, correspondientes al 1.5% de la inversión ⁽³⁴⁾.

| INVERSIÓN | % ANUAL | COSTO ANUAL |
|-----------|---------|-------------|
| \$63,720 | 1.5 | 956 |

además de los gastos generales de planta, G.G.P. (Supervisión y Mantenimiento) correspondientes al 65% de la inversión ⁽³⁴⁾.

| G.G.P. | % ANUAL | COSTO ANUAL |
|---------|---------|-------------|
| \$1,912 | 65 | 1243 |

⊖ COSTOS POR DEPRECIACIÓN

Se considera una depreciación lineal a 20 años.

| INVERSIÓN | % ANUAL | COSTO ANUAL |
|-----------|---------|-------------|
| \$63,720 | 5 | 3,186 |

33. ⇒ Dato proporcionado por el Departamento de Análisis Económicos del Instituto Mexicano del Petróleo

34. ⇒ Dato proporcionado por el Departamento de Análisis Económicos del Instituto Mexicano del Petróleo

NOTA: No se considera financiamiento de la inversión

TABLA 6.8

**Resumen de los Costos de Producción de un Sistema de Remoción de
Hollín para Servicio en un Calentador a Fuego Directo
con CAPACIDAD = 50 Mmbtu (14652 KW), en U. S. Dolares**

| | INVERSION | 63,720 | |
|---|-----------------|---------------|---------------|
| | | 0 | |
| | | <u>63,720</u> | TOTAL |
| 1. MATERIAS PRIMAS Y QUÍMICOS | | | |
| a) Materia Prima | 0 | | |
| b) Catalizadores y Sustancias Químicas | 0 | | |
| | <u>Total</u> | 0 | |
| 2. SERVICIOS AUXILIARES | | <u>17,062</u> | |
| | | | 17,062 |
| 3. COSTOS VARIABLES TOTALES DE PRODUCCION | | | |
| 4. COSTOS DE OPERACION: | | | |
| a) Administración | 0 | | |
| b) Operación (M.O.D.) | 0 | | |
| c) Supervisión Técnica | 0 | | |
| | <u>Subtotal</u> | 0 | |
| d) Mantenimiento (Mat. y M. O.) | 1,912 | | |
| | <u>Total</u> | 1,912 | |
| 5. GASTOS FIJOS | | | |
| a) Generales de Planta (65% M. O. y Supervisión + Manto.) | 1,243 | | |
| b) Fijos Directos (45% M. O. y Supervisión) | 0 | | |
| c) Seguro, Impuesto s/la Propiedad (1.5%) | 956 | | |
| | <u>Total</u> | 2,198 | |
| 6. COSTO TOTAL EN EFECTIVO DE PRODUCCION | | | 21,170 |
| 7. CARGOS DE CAPITAL | | | |
| a) Depreciación (L.R. 20 años) | | 3,186 | |
| | <u>Total</u> | | 3,186 |
| 8. COSTO TOTAL DE PRODUCCION | | | <u>24,356</u> |

6.3.5 INGRESOS

El concepto por consumo de combustible, el cual es uno de los recursos que necesita el sopiador de hollín para llevar a cabo su operación, es el parámetro a través del cual se medirán los beneficios obtenidos por el uso del sistema. Dicho beneficios se consideraran como los ingresos del proyecto y se obtendrán de la siguiente forma:

Si el tiempo de corrida es de 8000 hrs, el ahorro de dinero por año, con una pérdida de eficiencia de 1% es,

| CANTIDAD DE Mmbtu LIBERADOS POR CONCEPTO DE COMBUSTIBLE ADICIONAL UTILIZADO | COSTO POR MMbtu DE COMBUSTIBLE UTILIZADO | TIEMPO DE CORRIDA | = AHORRO POR CONSUMO DE COMBUSTIBLE |
|---|--|----------------------|--|
| (0.625 MMbtu/hr) | (\$2.83 USD/MMbtu) | (8000 hr) | = \$14,150 USD/AÑO |

Además, con base en los cálculos de pérdida de eficiencia (Ver 6.2.3.3 "Consumo de Combustóleo") se tomarán como *ingresos* el ahorro de combustible. Dichos ingresos aumentarán proporcionalmente de acuerdo con el ahorro por concepto de combustible consumido anualmente (Tabla 6.9).

Asi mismo, el costo por Mmbtu de combustible utilizado se considerará su valor a futuro con una tasa de interes del 10%.

La cantidad de Mmbtu liberado por concepto de combustible adicional utilizado se duplicará cada año por la pérdida de eficiencia anual de 1%.

El tiempo de corrida u operación será el mismo todos los años.

TABLA 6.9 OBTENCION DE INGRESOS A 20 AÑOS

| AÑO | FECHA | AHORRO DE COMBUSTIBLE | | COSTO DE COMBUSTIBLE | | INGRESOS |
|------|-----------|-----------------------|-----------|----------------------|-----|----------------|
| | | MMbtu/hr | MMbtu/año | USD/MMbtu | USD | |
| 2000 | 01-Ene-01 | 0.625 | 4,000.00 | \$2.83 | | \$14,150.00 |
| 2001 | 01-Ene-02 | 1.25 | 8,000.00 | \$3.42 | | \$28,728.00 |
| 2002 | 01-Ene-03 | 1.875 | 12,000.00 | \$3.77 | | \$56,550.00 |
| 2003 | 01-Ene-04 | 2.5 | 16,000.00 | \$4.14 | | \$82,800.00 |
| 2004 | 01-Ene-05 | 3.125 | 20,000.00 | \$4.55 | | \$113,750.00 |
| 2005 | 01-Ene-06 | 3.75 | 24,000.00 | \$5.01 | | \$150,300.00 |
| 2006 | 01-Ene-07 | 4.375 | 28,000.00 | \$5.51 | | \$192,850.00 |
| 2007 | 01-Ene-08 | 5.00 | 32,000.00 | \$6.07 | | \$242,800.00 |
| 2008 | 01-Ene-09 | 5.625 | 36,000.00 | \$6.67 | | \$300,150.00 |
| 2009 | 01-Ene-10 | 6.25 | 40,000.00 | \$7.34 | | \$367,000.00 |
| 2010 | 01-Ene-11 | 6.875 | 44,000.00 | \$8.07 | | \$443,850.00 |
| 2011 | 01-Ene-12 | 7.5 | 48,000.00 | \$8.88 | | \$532,800.00 |
| 2012 | 01-Ene-13 | 8.125 | 52,000.00 | \$9.77 | | \$635,050.00 |
| 2013 | 01-Ene-14 | 8.75 | 56,000.00 | \$10.75 | | \$752,500.00 |
| 2014 | 01-Ene-15 | 9.375 | 60,000.00 | \$11.82 | | \$886,500.00 |
| 2015 | 01-Ene-16 | 10.00 | 64,000.00 | \$13.00 | | \$1,040,000.00 |
| 2016 | 01-Ene-17 | 10.625 | 68,000.00 | \$14.30 | | \$1,215,500.00 |
| 2017 | 01-Ene-18 | 11.25 | 72,000.00 | \$15.73 | | \$1,415,700.00 |
| 2018 | 01-Ene-19 | 11.875 | 76,000.00 | \$17.31 | | \$1,644,450.00 |
| 2019 | 01-Ene-20 | 12.5 | 80,000.00 | \$19.04 | | \$1,904,000.00 |

6.3.6 PARÁMETROS ECONÓMICOS

Los parámetros económicos a analizar y a través de los cuales se evaluará y calificará la viabilidad de este proyecto son:

- El Valor Presente Neto,
- La Tasa Interna De Retorno,
- Razón Beneficio-costos, y
- El Periodo De Recuperación De La Inversión

VALOR PRESENTE NETO

Es el valor monetario que resulta de restar la suma de los flujos descontados a la inversión inicial.

$$VPN = -(INVERSIÓN) + \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \frac{FNE_3}{(1+i)^3} + \frac{FNE_4}{(1+i)^4} + \dots + \frac{FNE_n}{(1+i)^n} \dots\dots\dots(6.3.2.5.1)$$

TASA INTERNA DE RENDIMIENTO

"Es la tasa de descuento que hace que el Valor Presente Neto sea igual a cero."

"Es la tasa que iguala la suma de los flujos descontados a la inversión inicial."

$$INVERSIÓN = \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \frac{FNE_3}{(1+i)^3} + \frac{FNE_4}{(1+i)^4} + \dots + \frac{FNE_n}{(1+i)^n} \dots\dots\dots(6.3.2.5.2)$$

RAZÓN COSTO-BENEFICIO

Es la relación que se usá para evaluar un proyecto con relación a su costo,

$$\frac{B}{C} = \frac{B-D}{C} \dots\dots\dots(6.3.2.5.3)$$

Donde:

B = Beneficios o Ingresos a Valor Presente Asociados al Proyecto.

D = Desventajas del Proyecto.

C = Costos Netos del Proyectos.

Para que un Proyecto sea deseable la relación Beneficio-Costo debe ser mayor que 1, es decir, B/C mayor a 1.

PERIODO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN

Es el periodo requerido para recuperar una inversión inicial, sin tomar en cuenta el valor del dinero en el tiempo:

$$PR = \frac{\text{INVERSIÓN}}{A - G} \dots\dots\dots(6.3.2.5.4)$$

Donde:

PR = Periodo de Recuperación de la Inversión

A = Ahorro Anual

G = Gasto Anual

HOJA DE CALCULO DE LOS PARÁMETROS ECONÓMICOS

| ANO | FECHA | INVERSIÓN | INGRESO | COSTO TOTAL EN EFVO. DE PRODUCCIÓN | FLUJO DE FECTIVO (INGRESOS - COSTOS) | $\frac{FNE_n}{(1+i)^{n+1}}$ |
|------|-----------|-------------|----------------|--|---|-----------------------------|
| 1999 | | \$63,720.00 | | | | |
| 2000 | 01-JUL-01 | | \$14,150.00 | \$24,356.00 | -\$10,206.00 | -\$9278.181 |
| 2001 | 01-JUL-02 | | \$28,728.00 | \$29,470.76 | -\$742.76 | \$613.85 |
| 2002 | 01-JUL-03 | | \$56,550.00 | \$32,417.84 | \$24,132.16 | \$18,130.85 |
| 2003 | 01-JUL-04 | | \$82,800.00 | \$35,859.62 | \$47,140.38 | \$32,197.51 |
| 2004 | 01-JUL-05 | | \$113,750.00 | \$39,225.58 | \$74,524.42 | \$46,273.80 |
| 2005 | 01-JUL-06 | | \$150,300.00 | \$43,148.14 | \$107,151.86 | \$60,484.43 |
| 2006 | 01-JUL-07 | | \$192,850.00 | \$47,462.95 | \$145,387.05 | \$74,608.54 |
| 2007 | 01-JUL-08 | | \$242,800.00 | \$52,209.25 | \$190,590.75 | \$88,911.99 |
| 2008 | 01-JUL-09 | | \$300,150.00 | \$57,430.17 | \$242,719.83 | \$102,638.90 |
| 2009 | 01-JUL-10 | | \$367,000.00 | \$63,173.19 | \$303,826.81 | \$117,138.39 |
| 2010 | 01-JUL-11 | | \$443,850.00 | \$69,490.51 | \$374,359.49 | \$131,210.72 |
| 2011 | 01-JUL-12 | | \$532,800.00 | \$76,439.56 | \$456,360.44 | \$145,410.50 |
| 2012 | 01-JUL-13 | | \$635,050.00 | \$84,083.52 | \$550,966.48 | \$159,595.36 |
| 2013 | 01-JUL-14 | | \$752,500.00 | \$92,491.87 | \$660,008.13 | \$173,798.66 |
| 2014 | 01-JUL-15 | | \$886,500.00 | \$101,741.08 | \$784,758.94 | \$187,865.05 |
| 2015 | 01-JUL-16 | | \$1,040,000.00 | \$111,915.18 | \$928,084.84 | \$201,978.30 |
| 2016 | 01-JUL-17 | | \$1,215,500.00 | \$123,108.88 | \$1,092,391.12 | \$218,124.19 |
| 2017 | 01-JUL-18 | | \$1,415,700.00 | \$135,417.35 | \$1,280,282.65 | \$236,270.09 |
| 2018 | 01-JUL-19 | | \$1,644,450.00 | \$148,959.05 | \$1,495,490.92 | \$244,524.72 |
| 2019 | 01-JUL-20 | | \$1,904,000.00 | \$163,854.99 | \$1,740,145.01 | \$258,661.47 |

VALOR PRESENTE NETO = 2,416,507.44

TASA INTERNA DE RENDIMIENTO

La i que hace que la inversión sea igual a cero es 54.88%

RAZÓN BENEFICIO-COSTO

HOJA DE CÁLCULO: RAZÓN BENEFICIO- COSTO

| | | | |
|---|---------------------------|--|----------------------------|
| B | BENEFICIOS | Ahorro a Valor Presente = | (14,150)(8.51) = 120,416.5 |
| D | DESVENTAJAS | Costos de Producción = | 24,356 |
| C | COSTOS NETOS DEL PROYECTO | Costo de Adquisición del Sistema de Remoción de Hollín = | (14,150)(8.51) = 120,416.5 |

$$\text{BENEFICIO-COSTO} = (12,416.5 - 24356) / 63720 = 1.5075$$

La relación Beneficio-Costo (B/C) es mayor que 1, por lo tanto, el proyecto presentado es deseable.

PERIODO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN.

Tomando en cuenta que nuestro de flujo de efectivo se vuelve positivo en el tercer año, tenemos,

| AÑO | FLUJO DE EFECTIVO |
|------|-------------------|
| 2000 | -742.76 |
| X | 0 |
| 2001 | 24,132.16 |

Interpolando encontramos que $X = 2000.38$

Esto significa nuestro periodo de recuperación comenzará poco después de los 3 años, a partir del cual el flujo de efectivo comienza a ser positivo

6.3.2.6 RESULTADOS ECONÓMICOS

PROYECTO PRESENTADO POR: ALBERTO AQUINO BALTAZAR

**INSTALACIÓN DE SOPLADORES DE HOLLÍN RETRÁCTILES
EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO
CON CAPACIDAD DE 50 MM BTU**

| | |
|------------------------|-----------|
| Inicio del Proyecto | 01-JUN-01 |
| Periodo de Instalación | 1 mes |
| Inicio de operaciones | 01-JUL-00 |
| Horizonte del Proyecto | 20 años |
| Tasa de interés anual | 10.00 % |

| | |
|---|--------------------------|
| INVERSIÓN TOTAL, \$USD | \$63,720.00 |
| VALOR PRESENTE NETO, \$USD | \$2,416,507.44 |
| TASA INTERNA DE RETORNO | 54.88% |
| RAZÓN BENEFICIO- COSTO | 1.5075 |
| PERIODO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN | 3 Años, 0 Meses, 11 Días |

CAPITULO SÉPTIMO

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y RECOMENDACIONES

7.1 PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE UN SISTEMA DE REMOCIÓN DE HOLLÍN

Los principales factores a tomar en cuenta para efectuar una adecuada selección de un soplador de hollín son:

1. Equipo donde se instalará.
2. Temperatura de los gases de combustión.
3. Características del combustible a utilizar.

7.1.1 EQUIPOS DONDE SE PUEDEN INSTALAR

En el mercado existen una gran variedad de sopladores de hollín que los fabricantes han diseñado para ser utilizados en determinados equipos, dependiendo de las necesidades específicas de estos(Ver Tabla 7.1).

Cuando el CAFD se encuentra fuera de operación y exista más de un método adecuado de limpieza, los criterios para seleccionar que deben tomarse en cuenta son:

- a) El aspecto económico,
- b) Facilidad de limpieza (las ventajas y desventajas de cada tipo), y
- c) Disponibilidad en planta del medio de limpieza.

La limpieza con agua es el método más barato, debido a que requiere una mínima inversión de capital; sin embargo, su efectividad es limitada en comparación con la limpieza del chorro de arena. Además, el agua está formada por elementos (H y O) que pueden llegar a reaccionar con los gases de combustión, lo que provocaría algún tipo de "corrosión" sobre las superficies de transferencia. La limpieza con chorro de arena requiere una mayor inversión. La limpieza con balines esta muy limitada en México.

Cuando el equipo está en operación, la selección del tipo de dispositivo de limpieza debe considerar, en primer lugar, las características del equipo que se va a limpiar y seguir las recomendaciones del fabricante.

7.1.2 TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

Este parámetro es de gran importancia para la selección de los sopladores de hollín (retráctiles, fijos-rotatorios y sopladores de agua), así como para el material de sus lanzas. Por esto, se recomienda utilizar sopladores retráctiles cuando las temperaturas estén entre los 815 °C (1500 °F) y los 1800 °F 980 °C (1800 °F). Para temperaturas menores se recomienda un determinado material para la lanza, no importando si se trata de un soplador fijo-rotatorio o retráctil o de agua, (Ver tabla 7.1).

Para boquillas se recomienda el acero austenítico tipo 304, 309 ó 310, para temperaturas menores a los 1800 °C (3272 °F), o bien, HK-40 para temperaturas mayores a los 1800 °C (3272 °F), independientemente de la composición del combustible, debido a los grados de erosión y corrosión a que están sometidas. Aunque, es necesario tomar en cuenta la recomendación del fabricante.

7.1.3 COMPOSICIÓN DEL COMBUSTIBLE A UTILIZAR

El tipo de combustible es un factor fundamental para la selección de un soplador y material de la lanza. Esto es, algunos combustibles (principalmente combustóleo) contienen ciertos elementos que son arrastrados por la corriente de gases de combustión en forma de compuestos y que al depositarse en las superficies de transferencia de calor (CAPITULO II) producen deterioro, reducción de la transferencia de calor, corrosión, etc. De aquí, la necesidad de realizar una limpieza frecuentemente.

En cambio, el gas combustible (gas oil) genera partículas de ceniza de baja adherencia y que fácilmente pueden ser removidos. Cuando se quemara gas combustible se recomienda el uso de sopladores sónicos.

Por lo anterior, en el momento que un soplador de hollín fijo-rotatorio, retráctil o de agua (este en algunas ocasiones) opera cuando el CAFD está en servicio, la lanza de limpieza tiene contacto con los gases de combustión, de aquí que sea importante conocer la composición del combustible quemado, con el fin de seleccionar adecuadamente el material de la lanza y las boquillas.

Para lograr una selección adecuada de un soplador de hollín, material de la lanza y selección de las boquillas, es necesario conocer los efectos de los principales elementos y compuestos que se generan en el interior del CAFD, producto de los gases de combustión (capítulo II). Actualmente, en México (PEMEX) todos los combustibles rebasan los límites de vanadio, sodio y azufre, lo que provoca ensuciamiento y hace necesario la limpieza del hollín y el empleo de materiales y sopladores que soporten altos contenidos de agentes corrosivos.

TABLA 7.2
TIPO DE MATERIAL RECOMENDABLE PARA LANZA DEPENDIENDO DE LA
TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION

| TEMPERATURA | MATERIAL (1) | MATERIAL FABRICANTE (2) |
|---------------|--|---|
| HASTA 900 °F | ACERO AL CARBON ASTM-A-106-Gr.B | ACERO AL CARBON ASTM-A-106-Gr.B |
| HASTA 1100 °F | ACERO AUSTENITICO TIPO 304, 309 ó 310 | ACERO AL CARBON ASTM-A-106-Gr.B CON TRATAMIENTO TERMICO |
| HASTA 1500 °F | ACERO AUSTENITICO TIPO 304, 309 ó 310 | ACERO INOXIDABLE T-310 (3) CHROME CLAD (4) VULCROM (5) |
| HASTA 1800 °F | HK-40 | CHRONILLOY (4) HYVULOY (5) |

- (1) Material recomendado por el IMP
- (2) Material recomendado por el fabricante
- (3) Patente CLYDE BLOWERS
- (4) Patente BAYER
- (5) Patente COPES VULCAN

7.2 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS SISTEMAS DE REMOCIÓN DE HOLLÍN

| MECANISMOS DE LIMPIEZA | VENTAJAS | DESVENTAJAS |
|------------------------|---|---|
| PISTOLAS DE ARENA | <ul style="list-style-type: none"> Este método es de gran eficiencia para la limpieza de las superficies de transferencia | <ul style="list-style-type: none"> La operación es realizada durante el paro del equipo. Los chorros de arena proyectados sobre el refractario del equipo de transferencia de calor son altamente erosivos. Se requiere un compresor de gran potencia, lo que provoca un gran consumo de energía. |
| PISTOLAS DE BALINES | <ul style="list-style-type: none"> Este método es de gran eficiencia para la limpieza de las superficies de transferencia | <ul style="list-style-type: none"> Al igual que el método de limpieza con pistolas de arena, el efecto potencialmente erosivo sobre el refractario y las superficies de transferencia de calor se acentúa cuando éstas tienen aletas o birlos. No es muy utilizado en México. |
| SOPLADORES DE AGUA | <ul style="list-style-type: none"> Puede emplearse cuando el equipo está en operación o en paro. El agua es un medio que no es muy costoso. | <ul style="list-style-type: none"> Requiere compresores de gran potencia, debido a las altas presiones que debe alcanzar (5000 psi) para su propósito. Por esto, requiere un gran consumo de energía. Se utilizan cuando el equipo está en operación, es decir, al chocar las partículas de agua fría con los tubos del serpentín calientes, producen un choque térmico que probablemente generará grietas. |

GOLPEADORES

- No utilizan algún tipo de fluido, por lo tanto, no tienen un gasto adicional.

- Únicamente se utilizan cuando el ensuciamiento está compuesto de partículas con baja adherencia o viscosidad.
- Es utilizado más comúnmente en calderas.
- Estos mecanismos de limpieza no pueden utilizarse cuando el serpentín de tubos es atetado o birlado.

SOPLADORES DE
HOLLIN FIJO-
ROTATORIO

- Pueden ser operados manual o eléctricamente, utilizando un sistema de engranaje y levas.
- Su presión mínima de operación es de 100 psi para aire y desde 80 hasta 650 psi (e incluso hasta 2000 psi) para vapor.
- Su inversión de capital es relativamente baja.
- Requiere espacios mínimos en la parte externa del equipo a limpiar.
- Requerimientos mínimos de plataformas, escaleras y soportería externa.
- Requiere un espacio mínimo en el interior para limpiar.

- Estos equipos están limitados por las altas temperaturas de los gases de combustión, es decir, que por debajo de los 1500 °F (820 °C). Por encima de esta temperatura la lanza está expuesta a la corrosión.
- Esta sometida a grandes esfuerzos mecánicos debido a las altas temperaturas.
- Se requieren soportes internos para la lanza.
- La efectividad de la limpieza está limitada por el número y tamaño de las boquillas.
- Se tienen grandes consumos de vapor o aire.
- Tienen grandes costos su mantenimiento.

SOPLADORES DE
HOLLIN RETRACTILES

- La lanza no está expuesta permanentemente a los gases de combustión corrosivos ya calientes, por lo que no hay deterioro.
- El accionamiento puede ser manual o eléctrico
- Tiene una alta eficiencia de soplado, debido a la trayectoria helicoidal y al uso de una o dos boquillas, las cuales permiten concentrar la "fuerza de limpieza"
- No requieren soportes internos para la lanza.

SOPLADORES
SONICOS

- Pueden ser montados con requerimientos mínimos de espacio.
- Cubre una gran área de limpieza
- Están completamente automatizados.
- Requieren un mantenimiento mínimo.

- La inversión de capital es alta
- Necesitan de soportería externa y plataformas para su acceso.
- Necesitan espacio adicional en el banco de tubos para la trayectoria de viaje de la lanza.

➤ Únicamente remueve depósitos ligeros y "desmoronables" de ceniza.

7.3 OPERACIÓN DE SOPLADORES DE HOLLÍN

Para que se lleve a cabo una operación óptima de soplado, dentro de los CAFD, deben tomarse en cuenta los siguientes aspectos:

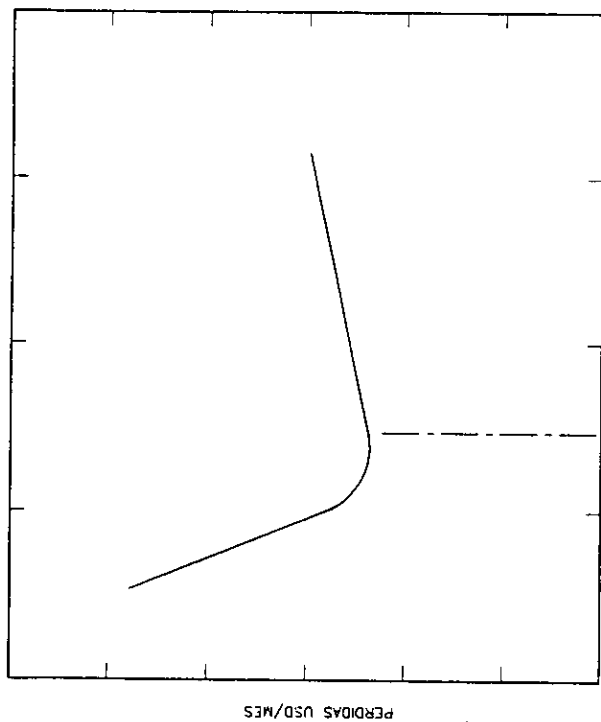
- Tiempo de soplado.
- Frecuencia de soplado
- Consumo del medio de limpieza

El realizar una operación de limpieza implica un estudio de las condiciones del calentador de proceso (tipo de superficies a limpiar, longitud de los tubos del serpentín, espaciado entre los mismos, temperatura de los gases, etc.). Debido a esto, los aspectos de tiempo, frecuencia de soplado y consumo del medio de limpieza deben ser específicos para cada soplador de hollín; esto es,

- Es recomendable que la limpieza con sopladores de agua o de arena sea cuando el equipo está fuera de operación.
- Para el caso de sopladores sónicos y de agua es indispensable seguir las recomendaciones del fabricante, debido a que los primeros son de reciente introducción y, los últimos, no son muy utilizados en refinerías de PEMEX.
- Los parámetros de operación para sopladores de aire y vapor dependen del modelo que suministra el fabricante. Su velocidad de rotación puede estar entre 3 y 20 r.p.m., teniendo una duración de soplado de 20 a 150 segundos. Los consumos de vapor varían de 59 a 91 kg/min (130 a 200 lb_m/min) para sopladores retráctiles y de 59 a 104 kg/min (130 a 230 lb_m/min) para sopladores fijos-rotatorios. La presión de soplado se encuentra entre 552-4482 kPa (80-650 psi) para vapor, y 690 kPa (100 psi) como mínimo para aire.

De los aspectos mencionados, la frecuencia de soplado es el más importante para llegar a optimizar la operación limpieza. Sin embargo, dicho parámetro depende de otros factores, es decir, la operación de limpieza no sólo produce un incremento en la eficiencia, sino también

un costo al suministro y consumo del medio de soplado. Esto podemos verlo en la gráfica o gráfica 7.1, donde se ilustra la transición entre el ahorro de capital debido al incremento de eficiencia del CAFD y los gastos debido al suministro y consumo del medio de soplado. Un aumento en la frecuencia de soplado puede mejorar la eficiencia, pero se provoca un gasto, esto es, el ahorro depende de que el costo por consumo y suministro del medio de soplado exceda al ahorro por incremento de eficiencia. Por esto, un ahorro considerable de energía depende, en gran medida, si se determina el intervalo óptimo de soplado.



FRECUENCIA DE SOPLADO

GRAFICA 7.1 COMPORTAMIENTO DEL AHORRO DEL CAPITAL DEBIDO AL INCREMENTO DE LA EFICIENCIA DEL EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y LOS GASTOS DEBIDOS AL SUMINISTRO Y CONSUMO DEL MEDIO DE SOPLADO CON RESPECTO A LA FRECUENCIA DE SOPLADO.

7.4 MÉTODOS PARA MINIMIZAR O EVITAR EL ENSUCIAMIENTO Y LA CORROSIÓN.

La temperatura y la composición de los gases de combustión en los hornos dependen principalmente del tipo de combustible, tipo de horno de proceso y la temperatura de operación. Los componentes importantes de los gases de combustión que provocan el ensuciamiento y la corrosión son: partículas de Na_2SO_4 (el mayor componente), SiO_2 , CaSO_4 , Al_2O_3 , V_2O_5 , y gases de SO_2 , SO_3 , NO_x , HCl y HF . Los efectos en la parte superior del calentador de proceso son: la corrosión y el ensuciamiento, los cuales son generalmente causados por el SiO_2 , el V_2O_5 , erosión del ladrillo refractario y grandes partículas. En la parte inferior el SO_3 es la mayor causa de corrosión, ya que actúa a través de los sulfatos alkali condensados, y la mayor causa de ensuciamiento por el condensado de Na_2SO_4 . Algunos de sus efectos son la erosión, la formación de eutécticos viscosos, depósitos de partículas y escoria; consecuentemente la caída de presión, la vida útil del calentador y la transferencia de calor son afectadas. Algunos métodos para minimizar el ensuciamiento y la corrosión en los hornos son:

- Uso de aditivos.
- Control de las condiciones de operación.
- Uso de alta calidad del combustible.

USO DE ADITIVOS

Como se ha mencionado en este trabajo los problemas de ensuciamiento y corrosión externa llegan a tal grado que, en ocasiones, los sopladores de hollín no son el medio adecuado para la limpieza de las superficies de transferencia, por lo que, es necesario utilizar otros métodos. Uno de ellos son los llamados aditivos, los cuales son sustancias químicas que se pueden mezclar con el combustible. Así, dichos agentes químicos se combinan con los

productos de la combustión reduciendo los efectos negativos de los depósitos en las superficies de transferencia y, en general, en las paredes del equipo de combustión.

Compuestos como el óxido y el hidróxido de magnesio (MgO y $Mg(OH)_2$) respectivamente, el magnesio metálico, magnesio/manganeso y la dolomita han demostrado ser aditivos efectivos para combatir los efectos corrosivos a bajas temperaturas de elementos residuales de los combustibles, como son el azufre, el sodio y el vanadio.

Los compuestos del magnesio y del manganeso han mitigado los efectos corrosivos a altas temperaturas de los elementos residuales anteriores.

Se ha encontrado que el hidróxido de magnesio es el aditivo más efectivo en los casos de ensuciamiento y corrosión del vanadio y del trióxido de azufre, y que operando con un bajo exceso de aire y utilizando aditivos de magnesio y manganeso se ha reducido grandemente la producción de SO_3 y, por lo tanto, el problema de corrosión y ensuciamiento a baja temperatura.

CONTROL DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN.

Controlando el exceso de aire en la combustión es una técnica para reducir el SO_3 y las partículas en los gases de combustión.

USO DE ALTA CALIDAD DEL COMBUSTIBLE.

Los combustibles con alto contenido en azufre y otras impurezas indeseables (tales como vanadio) produce gases con alto contenido de SO_x y otros componentes indeseables. Sin embargo, los combustibles limpios (bajos en azufre) afortunadamente producen menos de SO_2 , pero no SO_3 . Por ejemplo, una reducción en el 65% de azufre en los combustibles disminuye la concentración de SO_3 en un 25%. El gas natural es muy recomendado debido al bajo contenido de azufre y contaminantes de vanadio.

CONCLUSIONES

1. El estudio de los equipos denominados Calentadores a Fuego Directo contempla una gran diversidad de áreas: Mecánica, Eléctrica, Estructural, Resistencia de Materiales, Mecánica de Fluidos, Termodinámica, Química, etc.
2. Los Calentadores a Fuego Directo constituyen, dentro de cualquier proceso, un elemento primario. Por lo que de su buen funcionamiento depende gran parte del proceso de cualquier industria, ya que son los principales consumidores de energía (aproximadamente el 65% de la energía demanda en un proceso).
3. El fenómeno llamado ensuciamiento es un problema común en equipos de combustión como son los Calentadores de Proceso, pero no es particular de éstos; otros equipos de intercambio de calor—Calderas, Cambiadores de Calor, etc.—también generan este tipo de problemas de ensuciamiento. Sin embargo, no debe generalizarse el estudio del ensuciamiento, debido a que dicho problema es particular en cada uno de los equipos, así, como en cada proceso.
4. El ensuciamiento es un fenómeno inevitable en cualquier equipo de combustión, en donde se utilice un combustible líquido (diesel, combustóleo). Esto debido, a los elementos químicos que componen dicho combustible, los cuales al combinarse reaccionan de tal forma que generan compuestos como el vanadio, sodio y níquel, principales componentes de los depósitos de ensuciamiento.
5. Una mala combustión en el Calentador a Fuego Directo, es la principal causa generadora de hollín. La cual, a su vez, es consecuencia de otros factores, tales como: composición química del combustible, relación aire-combustible, temperatura de los gases de combustión, caída de presión, etc.

6. El ensuciamiento externo se puede clasificar en tres etapas de formación, de acuerdo a su desarrollo y gravedad: el primer tipo de ensuciamiento, generado en un Calentador a Fuego Directo en el hollín (o Ceniza), el cual es removible; su temperatura de formación es abajo de los 650 C (1200 F) aproximadamente. La siguiente etapa de desarrollo del ensuciamiento es la escoria, generada por la fusión de los componentes del combustible que no pueden ser quemados previamente, como pueden ser las sales metálicas de níquel, sodio y vanadio; teniendo temperaturas de formación y fusión de 900, 630-880 y 660 C (1650, 1165-1623 y 1216 F) (ver tabla 2.3). La última etapa de ensuciamiento, las escamas, es el más severo de todos. Debe mencionarse que, los dos últimos tipos de depósitos no pueden ser removidos por mecanismos de limpieza, como pueden ser los sopladores.
7. El ensuciamiento, en cualquiera de sus grados, puede llegar a afectar tanto el diseño mecánico como el diseño térmico del CAFD., y en su caso afectar: la eficiencia térmica, la caída de presión de los gases de combustión, la temperatura de pared del serpentín; además, de generar sobreesfuerzos por presión interna en el mismo, así como corrosión sobre el material, debido a la inestabilidad térmica.
8. Uno de los mejores medios de prevención y remoción de hollín en Calentadores a Fuego Directo son los dispositivos llamados Sopladores de Hollín, esto debido al diseño y las condiciones bajo las cuales operan dichos equipos, así como por el tipo de combustible que utilizan.
9. La selección de algún tipo de Soplador de Hollín para un determinado CAFD requiere de un riguroso análisis Técnico-Económico, ya que cada sistema y proceso es único y no puede generalizarse.
10. Los factores a tomar en cuenta para la selección adecuada de un soplador de hollín son: características del combustible utilizado por el CAFD, Tipo de Calentador donde se instalará y Temperatura de los Gases de Combustión.
11. La operación adecuada de cualquier tipo de soplador depende de tres factores fundamentales: tiempo de soplado, frecuencia de soplado y consumo del medio de limpieza.

BIBLIOGRAFIA.

- V. Isachenco, V. Osipova, A. Sukomel, " *Mecanismos de transferencia de calor*", Ed. Marcombo, Boixareu Editores, Barcelona España 1979, 1ª. Impresión.
- Donald Q. Kern, " *Procesos de Transferencia de Calor*", Ed. CECSA, Abril 1979, Primera Publicación.
- Perry Robert H., Green Don W. and Maloney James O., " *Manual de Ingeniería Química*", Ed. McGraw-Hill, 1992, p. (9-2)-(9-72)
- Rase Howard F., " *Diseño de Tuberías para Plantas de Proceso*", Editorial BLUME, España, 1973.
- W. Kentish, " *Tuberías Industriales. Diseño Selección, Calculo y Accesorios*", Edit. URMO S.A. de Ediciones, 1989, p. 102-107.
- API STANDARD 560, " *Fired Heaters for General Refinery Services*", American Petroleum Institute, *Design for G. R. S.*, Second edition, September 1995.
- API STANDAR 530 " *Calculation of Heater-Tube Thicknees in Petroleum Refineries*", American Petroleum Institute, " *Design for G. R. S.*", Fourth edition, October 1996.
- " *Proccedings, Division of Refining*", American Petroleum Institute, May 15-17, 1967, v.47
- Manuel Márquez Martínez, " *Combustion Y Quemadores*"
- Bryers W. Richard, " *Ash Deposit And Corrosion Due To Impurities In Combustion Gases*"
- Singer, J. G., " *Industrial Chemical Cleaning*", James W. Mccoy, Cap-1, Pag. 1-33
- Marner W.J., " *Gas – Side Fouling*". Mechanical Engineering, V 108, N 3, Marzo 1986, p. 70-77.
- *Guide For Inspection Of Refinery Equipment Chapter Ii. "Conditions Causing Deterioration Or Failures"*, American Petroleum Institute, Second Edition, 1973.

- Wimpress, C. F. Braun And Co., Alhombra, Calif., *Rating Fired Heaters Hidrocarbon Processing And Petroleum Refinery*, V42, N.10, p. 115-126
- Monrad C. C., "Heat Transmision In Convection Sections Of Pipe Stills." *Ind. Eng.Chem.*", Vol. 24, 1932, p. 565.
- Schweppe L. Josehp And. Torrijos Q. Conrado, *How To Rate Finned-Tube Convection Section In Fired Heaters*, Hidrocarbon Processing And Petroleum Refinery, June 1964, V 43, No. 6, p. 159-166
- Bermon L. Herbert , Caltex Petroleum Corp., *Fired Heaters-III "How Combustion Conditions Influence Design And Operation"*, Chemical Engineering, August 14, 1978, p. 129-140
- Meza Portillo, Jorge, *Tendencias Tecnologicas De Los Sistemas De Limpieza Para Superficies Externas De Transferencia De Calor, Su Uso Y Aprovechamiento*, Instituto Mexicano Del Petroleo, Oct. 1993

REFERENCIAS.

- Sondreal E. A., Gronhoud G. H., Tufte P.H., And Beckering W., *Ash Fouling Studies Of Low-Rank Western U.S. Coals*, Energy Research And Development, Administration, Grand Forks Energy Research Center, Grand Forks, North Dakota, U.S.A. 58201
- Sandreal, E.A., Selle S.J., Tufte P.H., Menze V.H., And Laning V.R., *Correlation Of Fireside Boile Fouling With North Dakota Lignite Ash. Characteristic And Powerplant Operating Conditions*, "Presented At The American Power Conference, Chicago, Il, April 1977.
- Gronhoval, G.H., Harak A.E. And Paulson L.E., *Ash Fouling Studies On North Dakota Lignite*, Bureau of Mines Ic 8376, May 1968, Pag 76-94.
- Reid William T., *Fouling On Fireside Heat Transfer Surfaces In Large Steam Generator*, Pag 389-432
- Bishop, R. J., *Theformation Of Alkali-Rich Deposits By A High-Chlorine Coal*, Journal Of The Institute Of Fuel, Vol 41, February 1960, Pag 51-65
- Coats, A.W., Dear D.J.A., And Penfold D., *Phase Studies On The Systems Na₂so₄ – So₃, K₂so₄ –So₃, And Na₂so₄ – K₂so₄ – So₃*, Journal Of The Institute Of Fuel, Vol 41, March 1968.
- Grant, K. And Weymouth J.H., *The Nature Of Inorganic Deposits Formed During The Use Of Victorian Brown Coal In Large Industrial Boiler*, Journal Of The Institute Of Fuel, Vol 35, No. 255, April 1962, p. 154-160
- Pohl I.S., *Procedures For Evaluating The Performance Of Low-Grade Fuels*, Energy Sistems Associates Tustin, Ca, U.S.A.
- Koester J.K., Rodgers M.E., Nelson R.M., And Eustis R.H., *Coal Slag Effects In Mhd Generators*, Stanford University, Stanford, California, U.S.A. 94305
- Characklis W.G., *A Rational Approach To Problems Of Fouling Deposition*, Pag. 1-31
- Badin E. J., *Coal Combustion Chemistry – Correlation Aspects (Coal Science And Technology 6)*, Pag. 97-116



TESIS
"OMEGA"
de las SOCIALES Y COMERCIALES
de México, XV Años, 3 Años, Niños,
de México, México, Toluca, Volante.

S. Sánchez G.

HDA. DE LA GAVIA No. 62
COL. IMPULSORA, EDO. DE MEX.

☎ 5711-587P