



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
ZARAGOZA**

**DISEÑO TERMODINAMICO Y MECANICO DE  
UN INCINERADOR TIPO ROTATORIO PARA  
Lodos PROVENIENTES DE UNA PLANTA DE  
TRATAMIENTO DE AGUAS**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
**INGENIERO QUÍMICO**  
P R E S E N T A :  
**AARÓN MARTÍNEZ MELO**

**ASESOR: IQ. CUAUHEMOC LAGOS CHAVEZ**



México, D. F.

Abril del 2005

m 345402



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.



**FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES ZARAGOZA**

**JEFATURA DE LA CARRERA  
DE INGENIERIA QUIMICA**

**OFICIO: FESZ/JCIQ/055/04**

**ASUNTO: Asignación de Jurado**

**ALUMNO: MARTÍNEZ MELO AARÓN**

**P r e s e n t e.**

En respuesta a su solicitud de asignación de jurado, la jefatura a mi cargo, ha propuesto a los siguientes sinodales:

<b>PRESIDENTE</b>	<b>M. en I. Rafael Sánchez Dirzo</b>
<b>VOCAL</b>	<b>I.Q. Cuauhtémoc Lagos Chávez</b>
<b>SECRETARIO</b>	<b>M. en Q. Eloisa Anleu Avila</b>
<b>SUPLENTE</b>	<b>Mtro. Genaro Altamirano García</b>
<b>SUPLENTE</b>	<b>I.Q. Judith Ventura Cruz</b>

Sin más por el momento, reciba un cordial saludo.

**A t e n t a m e n t e**

**“POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU”**

México, D.F., 08 de Noviembre del 2004.

**EL JEFE DE LA CARRERA**

**M. EN C. ANDRES AQUINO CANCHOLA**

---

AGRADECIMIENTOS

*Estoy donde me encuentro y existo como soy gracias a la ayuda, apoyo y compañía de todos los seres que aprecio y que llevo siempre en mi pensamiento. Ya que mi vida esta compuesta de fragmentos personales de todos y cada uno de ellos.*

*Dedico con todo mi cariño esta tesis....*

*A mi Padre Aarón Martínez Quiroz y a mi Madre Oliva Melo Mar por el siempre incondicional y respetuoso apoyo para prepararme moral y sentimentalmente, con responsabilidad y sabiduría, siendo ambos un motivo mas para mi superación y esfuerzo.*

*A mis hermanas Verónica y Maribel, por que intencionalmente han motivado mi lado humano de hacer y pensar las cosas, por siempre brindar su paciencia, cariño y compañía con entereza en los momentos que lo he necesitado.*

*A todos los profesores que han contribuido en gran parte con sus conocimientos a mi formación profesional.*

*A mi Mentor, Buen Compañero y Amigo Cuauhtémoc Lagos Chávez, con especial agradecimiento por su confianza y sus valiosas enseñanzas.*

*A mi inseparable amigo José Isabel Melo, agradeciendo su gran amistad incondicional, tolerancia y apoyo, así como a Sandra Muñoz, Gastón Araujo Morales, Miguel Ortiz García, Miguel Zúñiga Santiago, Sandra Gutiérrez, Julia Villegas y Alejandra García, que me han sabido brindar una buena amistad todos estos años.*

*A mis grandes compañeros de generación, Adolfo Ortega Castillo, Carlos Olivo Quiroz, Iván Román Gómez, Ángel Cerón, Homero Lima por su amistad y entusiasmo.*

*Al Ing. Jorge Rojas Barroso por el apoyo otorgado para el logro de este trabajo, en la empresa Constructora de Hornos y Tableros Industriales CHyTI, SA.*

*A todos ustedes ¡Gracias!.....*

*Aarón.*

---

---

## INDICE.

Introducción .....	1
Resumen .....	4

### CAPITULO UNO

#### “FUNDAMENTOS DE COMBUSTIÓN, INCINERACIÓN Y TRANSFERENCIA DE CALOR”

1.1 Fundamentos del proceso de combustión.....	5
1.1.1 Química de la combustión.....	7
1.2 Poder Calorífico de Un Combustible .....	8
1.3 Aire para la combustión .....	8
1.4 Relación Aire-Combustible.....	10
1.5 Productos de la Combustión.....	11
1.6 Combustibles Gaseosos.....	12
1.7 Mecanismo de Combustión de Gases Combustibles.....	13
1.7.1 Mecanismo de Combustión del Gas Metano.....	14
1.8 Características de las Flamas.....	18
1.9 Temperatura de Flama.....	19
1.10 Balance de Energía y eficiencia de Hornos.....	19
1.11 Quemadores .....	23
1.12 Incineración .....	24
1.13 Transferencia de Calor .....	26
1.13.1 Conducción .....	26
1.13.1.a. Conducción de calor a través de la pared de un tubo .....	27
1.13.1.b. Conducción de calor a través de una pared plana .....	28
1.13.2 Convección .....	29
1.13.3 Radiación .....	32

### CAPITULO DOS

#### “GENERALIDADES SOBRE HORNOS ROTATORIOS”

2.0 Hornos .....	38
2.1 Horno Rotatorio .....	38
2.2 Hornos Rotatorios de Calor Directo.....	43
2.3 Métodos de Diseño.....	45
2.4 Motores .....	48
2.5 Clasificación de los desechos e incineradores.....	49

### CAPITULO TRES

#### “CRITERIOS DE DISEÑO TERMODINÁMICO DEL INCINERADOR TIPO ROTATORIO Y TÉRMICO E HIDRÁULICO DEL RECUPERADOR DE CALOR”.

3.1. Datos de operación.....	52
3.2 Aire de oxidación requerido por los lodos .....	53
3.3 Poder Calorífico de los lodos .....	54
3.4 Requerimientos de calor.....	55
3.4.1 Calor requerido por el agua de los lodos para evaporarla y elevarla hasta la temperatura de ignición.....	55
3.4.2 Calor latente de vaporización.....	55

---

---

3.4.3 Calor sensible del vapor de agua .....	55
3.5 Calor requerido por los sólidos totales de los lodos .....	56
3.5.1 Calor requerido por los sólidos volátiles hasta 650° C .....	56
3.5.2 Calor requerido por los sólidos fijos (básicamente inorgánicos) .....	56
3.6 Calor liberado por la combustión de los sólidos volátiles presentes en los lodos .....	57
3.7 Requerimientos adicionales para que se lleve a cabo la combustión en los lodos .....	57
3.8 Análisis del combustible a utilizar .....	57
3.9 Determinando la cantidad de biogás a utilizar en el proceso .....	58
3.10 Productos de la combustión del biogás .....	60
3.11 Productos totales de la combustión de los lodos y del biogás .....	61
3.12 Resumen del balance de masa .....	61
3.13 Cálculo de la temperatura de salida de los productos de combustión globales .....	62
3.13.1 Balance de energía global del sistema .....	62
3.13.2 Calores específicos de los gases de combustión .....	63
3.13.3 Capacidad nominal del quemador .....	68
3.13.4 Operación normal; recuperación de calor .....	68
3.13.5 Cálculo de la masa de biogás requerida .....	69
3.13.6 Ahorro de Combustible .....	71
3.13.7 Resultados del cálculo termodinámico para condición mínima de operación .....	72
3.14 Eficiencia del Horno Rotatorio .....	75
3.15 Criterios de diseño térmico de un recuperador de calor .....	75
3.15.1 Composición de los gases de entrada al recuperador de calor .....	77
3.15.2 Condiciones del aire de incineración a precalentar .....	78
3.15.3 Balance térmico .....	78
3.15.4 Calculo de la diferencia de temperatura logarítmica media (LMTD) .....	79
3.15.5 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor .....	79
3.15.6 Evaluación del coeficiente de película del lado del ánulo .....	81
3.15.7 Evaluación del área de Transferencia Requerida .....	83
3.15.8 Evaluando la velocidad en los tubos .....	84
3.15.9 Evaluación de la temperatura de alcanzada por el aire antes de entrar en el ánulo .....	85
3.16 Cálculo de la caída de presión en la primera sección del recuperador de calor .....	85
3.16.1 Caída de presión del lado de los tubos, trayecto de los gases de combustión .....	85
3.16.2 Cálculo de la caída de presión del lado del ánulo, trayecto del aire de incineración .....	86
3.16.3 Caída de presión del ducto de alimentación hacia el ducto de distribución .....	87
3.16.4 Expansión, caída de presión por cambio de velocidades .....	88
3.16.5-Caída de presión por el trayecto en la coraza .....	89
3.16.6 Caída de presión a través de los orificios de retorno .....	90
3.16.7 Caída de presión en el trayecto del ánulo .....	90
3.16.8 Caída de presión por contracción a la salida del ducto de aire caliente .....	92

---

---

## CAPITULO CUATRO

### “CRITERIOS DE DISEÑO MECANICO DEL INCINERADOR TIPO ROTATORIO”

4.1 Determinación del diámetro y longitud del horno rotatorio.....	94
4.2 Determinación de la longitud del horno.....	94
4.3 Evaluación de la transferencia de calor efectiva del aire caliente a los sólidos húmedos, para comprobación de la longitud del horno.....	95
4.3.1 Evaluación del coeficiente de transferencia de calor (U).....	95
4.3.2 Evaluación de la diferencia de temperatura logarítmica media. LMTD.....	96
4.3.3 Evaluación del área interna del horno.....	96
4.3.4 Evaluación de la transferencia de calor efectiva.....	97
4.4 Evaluación del tiempo de retención del material.....	98
4.5 Calculo de la potencia requerida para mover el horno.....	99
4.5.1.- Cálculo de la potencia del motor.....	99
4.5.1.a.-Calculo del peso de la carga (Pc).....	99
4.5.1.b.- Peso de la carcaza exterior (Ppl).....	99
4.4.1.c.- Peso del aislamiento del horno.....	100
4.5.1.d. Peso total del horno rotatorio.....	100
4.5.2 Calculo del número de apoyos para el soporte de la estructura.....	101
4.5.2.a Espesor de Pared.....	101
4.5.2.b Angulo de Pandeo (Q).....	102
4.5.3.c.- Calculando la deformación (Z).....	103
4.6 Relevado de esfuerzos vibratorio del horno rotatorio. (Vibratory Stress Relieving, VSR).....	103
4.7 Calculo de la temperatura de pared del horno.....	103
4.8 Perfil de temperatura del incinerador rotatorio.....	108
4.9 Mecanismo de rodamiento del horno.....	110
4.10 Sistema de Combustión.....	111
4.11 Sistema de Protección contra falla de flama.....	114
4.11.1 Límites de control o de seguridad.....	114
4.11.2 Límites o controles operacionales.....	114
4.11.3 Interlocks o enclavamientos eléctricos.....	115
4.11.4 Dispositivos para detectar la flama.....	115
4.12 Sistema de Control.....	116
4.13 Descripción general de la operación de los elementos de control.....	116
4.14 Tabla de Resultados.....	120
<b>ANEXO I</b> .....	121
<b>CONCLUSIONES</b> .....	133
<b>GLOSARIO</b> .....	134
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	139

---

---

## INTRODUCCIÓN.

Actualmente uno de los problemas que más preocupa a la humanidad es la gran cantidad de contaminantes que se desechan a los ríos, lagos, lagunas, mares, etc. Por este motivo, el tratamiento de las aguas residuales es de gran importancia, ya que el agua tratada sustituye a la potable en ciertos procesos en los cuales no se demanda una alta pureza de la misma. Para que esto se logre, se recurre a muchos métodos de los cuales los más utilizados son los que involucran microorganismos (lodos activados). De esta manera se evita que una gran cantidad de agua potable se ponga en riesgo de contaminación.

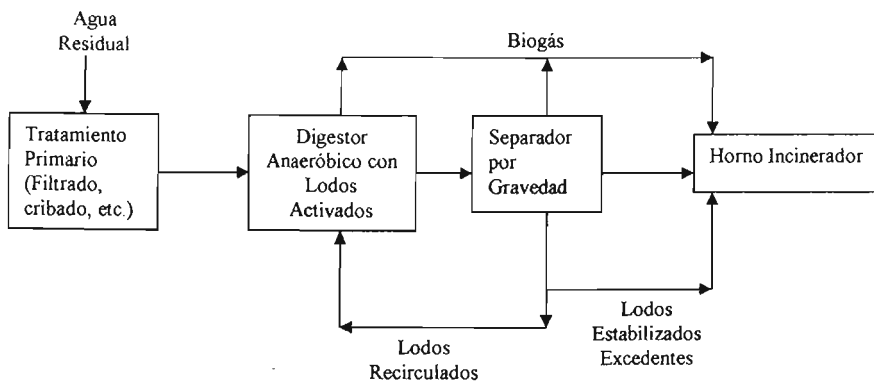
Todos los procesos biológicos de tratamiento de aguas residuales producen, en mayor o menor grado, alguna forma de lodo; en procesos aeróbicos se forma una masa microbiana producida en la etapa de aireación conocida como el “concentrado de contaminación”, en el tratamiento de aguas negras, se producen los llamados “lodos primarios”, como producto de la primera etapa de tratamiento. En los procesos anaeróbicos de contacto (proceso biológico de más amplio uso en aguas con alto contenido de materia orgánica) se originan lodos con aroma y aspecto desagradable en el digestor. Todos estos tipos de lodos a pesar de que están compuestos por solo agua, con un porcentaje relativamente bajo de materia sólida, su tratamiento y disposición es, razonablemente, el mayor problema actual.

El proceso anaeróbico de contacto, ofrece una alternativa para el tratamiento de aguas residuales ya que poseen una gran variedad de microorganismos capaces de remover la materia orgánica presente en el agua, siendo esto favorecido por el uso de reactores que proveen de las condiciones necesarias para la biodegradación.

El principio básico del proceso anaeróbico consiste en poner las aguas residuales en contacto directo con una población microbiana, en forma de suspensión en un digestor donde es agitada la mezcla, eliminando rápidamente los compuestos de la materia orgánica por medio de la descomposición a sustancias solubles, fase conocida como “licuefacción”, en segundo lugar, los compuestos orgánicos son convertidos a ácidos grasos, y finalmente se encuentra la fase “metanogénica”, donde dichos ácidos son convertidos en metano y anhídrido carbónico.

Una vez que se alcanza el grado de tratamiento que se desea, la masa microbiana floculante conocida como lodo, se separa del agua residual por asentamiento. Una parte del lodo asentado en la etapa de separación se regresa al digestor y la otra restante se extrae para su descarga y se conoce como “lodos activados desechados o excedentes”. Como se puede observar en el siguiente diagrama de flujo.





Cabe mencionar que aparte de su alto contenido de agua, otro gran problema de los lodos es su tendencia a la putrefacción, adicionalmente casi la mitad del costo del tratamiento de aguas negras está representado por el tratamiento y disposición de los lodos, por lo cual, la incineración se vuelve un proceso más atractivo, ya que uno de los objetivos principales de este proceso es reducir el volumen de los lodos a ceniza, que representa aproximadamente el 5% total de la masa inicial.

El gas producido en el tratamiento anaeróbico de los lodos se conoce como biogás (compuesto principalmente por metano y anhídrido carbónico), el cual, se puede utilizar en un sistema de calefacción para mantener el digestor a la temperatura correcta y para el secado e incineración de los lodos. Las grandes plantas para el tratamiento de aguas negras utilizan el gas de los lodos para la generación de energía, utilizando el calor residual de los generadores para calentar los digestores.

El metano de la digestión anaeróbica de los residuos industriales, humanos y animales, se utiliza como combustible, esto constituye una fuente de energía que no solo es libre en apariencia, sino inagotable, en tanto que la gente y los animales necesitan comer. El biogás tiene un valor considerable a nivel local y particularmente en la operación de plantas de tratamiento de agua residual.

Los lodos secos se pueden aprovechar como fertilizantes, aunque los costos de secado son elevados. La incineración ha presentado en los últimos años una tendencia a mostrar que es el método más eficaz en descomponer estos residuos biológicos a proporciones pequeñas que pueden ser manejadas y desechadas con facilidad, en terrenos especialmente diseñados para este propósito.

Hay que tener en cuenta que las emisiones generadas por los procesos de incineración (tales como ceniza,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ), deben de controlarse para mantenerlas por debajo de las normas que limitan el número de partículas tanto sólidas como de contaminantes en el aire, esto mediante el empleo de cualquier equipo que funcione como colector de polvos, o lavador de gases. Para los contaminantes se deben buscar métodos de eliminación a la

---

salida del sistema, cerca de la chimenea, los cuales dependerán del tipo de contaminante que esté presente.

El proceso de incineración de lodos no tiene un costo de operación bajo, por lo tanto es necesario buscar combustibles alternos aprovechables, por lo que en este proyecto se realiza el estudio del aprovechamiento del biogás generado por los propios digestores de los lodos, teniendo así, la característica de no utilizar ningún otro combustible adicional para llevar a cabo la combustión (a excepción del gas L.P utilizado para el funcionamiento del piloto). Además se demuestra que existe un ahorro en el consumo de biogás, con el aprovechamiento del calor que se genera dentro de la cámara de combustión del incinerador tipo rotatorio para precalentar el aire de combustión e incineración mediante el uso de un recuperador de calor.

La incineración se llevará a cabo en un incinerador tipo rotatorio debido a la gran producción de lodos estimada. Los gases producidos serán lavados antes de desecharlos a la atmósfera, y la ceniza seca será dispuesta finalmente en un terreno acondicionado para este fin.

Existen hornos rotatorios incineradores de lodos operando actualmente, pero sus volúmenes de carga son menores comparados con el propuesto en este trabajo, este es el primero a nivel nacional con una capacidad para procesar hasta 10 Ton/hr.

La planta de tratamiento de aguas considerada en este trabajo, está instalada en Orizaba, Veracruz, siendo parte del FIRIOB (Fideicomiso del Rio Blanco), la cual tratará aguas ricas en materia orgánica, ya que provienen principalmente de una cervecera y una papelera ubicadas en la región.

Con lo anterior podremos plantear que los objetivos a alcanzar en el presente proyecto son:

1. Llevar a cabo el diseño termodinámico y mecánico de un incinerador tipo rotatorio con capacidad de carga de 3 a 10 Ton/hr de lodos que se estima serán producidos por la planta de tratamiento de aguas.
2. Realizar el diseño térmico e hidráulico de un recuperador de calor para precalentar aire de combustión.
3. Comprobar que mediante el uso de un recuperador de calor la eficiencia térmica del sistema se incrementa y por lo tanto existe un ahorro de combustible.

---

## RESUMEN

Este proyecto consta de cuatro capítulos, a continuación se muestra un resumen.

### **CAPITULO UNO**

“Fundamentos De Combustión, Incineración Y Transferencia De Calor”

En este capítulo se describen los fundamentos necesarios que engloba un cálculo termodinámico, es decir, desde la combustión que da origen a la incineración, su control, características, variables termodinámicas, hasta el manejo de la energía calorífica liberada y su forma de transmisión al medio que la contiene.

### **CAPITULO DOS**

“Generalidades Sobre Hornos Rotatorios”

Este capítulo presenta un bosquejo e introducción a los hornos en general, enfocándose totalmente en los hornos rotatorios, sus características y clasificación como incineradores, según el Instituto de Incineración de América.

### **CAPITULO TRES**

“Criterios De Diseño Termodinámico Del Incinerador Tipo Rotatorio y Térmico e Hidráulico Del Recuperador De Calor”

A lo largo de este capítulo se desarrolla el cálculo termodinámico, haciendo uso de parte de algunos conceptos del capítulo uno involucra la suma del calor requerido por el horno, y un balance de energía con el que se determina la temperatura de salida de los gases de combustión que están directamente relacionados con el diseño del intercambiador de calor, con el cual se precalentará el aire de combustión e incineración,

### **CAPITULO CUATRO**

“Criterios De Diseño Mecánico Del Incinerador Tipo Rotatorio”

Este capítulo se compone por cálculos que involucran únicamente el dimensionamiento de la estructura del horno y el cálculo de la energía necesaria para mover dicho equipo, así mismo se muestra al final una tabla con los resultados obtenidos del cálculo generado en el capítulo tres y el presente.

### **ANEXO I**

En este anexo se encuentran los planos en forma ordenada como se fueron diseñando. Primero el horno, luego el recuperador de calor y finalmente el sistema completa.

---

## CAPITULO UNO.

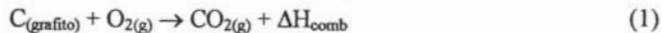
### FUNDAMENTOS DE COMBUSTIÓN, INCINERACIÓN Y TRANSFERENCIA DE CALOR

Para el desarrollo del presente trabajo, se tiene que los fundamentos teóricos para el diseño termodinámico y mecánico son: combustión, combustible, mecanismo de combustión, poder calorífico, relación estequiométrica, productos de combustión, mecanismos de combustión, temperatura de flama, balance de energía y eficiencia de hornos, Incineración y transferencia de calor, los cuales se describen a continuación.

#### 1.1 Fundamento del proceso de la combustión.

Considerando que la *Combustión* es el proceso de oxidación rápida de un material combustible que da como resultado la liberación de grandes cantidades de calor y la producción de una flama visible, se define un *combustible* como una sustancia (sólida, gaseosa ó líquida) que puede encenderse y quemarse fácilmente, produciendo calor, luz, u otra forma de energía.

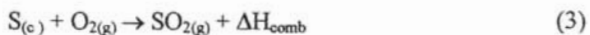
Dos elementos, el carbono ( $C_{(grafito)}$ ) y el hidrógeno ( $H_{2(g)}$ ) presentan una gran afinidad con el oxígeno ( $O_{2(g)}$ ) y se oxidan (queman) fácilmente produciendo calor. El primero se combina con el oxígeno produciendo bióxido de carbono y calor según la siguiente reacción:



El hidrógeno se combina con el oxígeno formando vapor de agua y produciendo calor según la siguiente reacción:



Otro elemento que aparece con frecuencia en los combustibles en cantidades pequeñas es el azufre (S), el cual también se combina con el oxígeno produciendo bióxido de azufre y calor, de acuerdo a:



El aspecto importante de estas reacciones es que son *exotérmicas*, es decir, se produce calor, el cual puede medirse en unidades de kilocalorías (kcal.), y en el sistema inglés, en British Termal Units (BTU). En el presente trabajo se hará uso de las unidades en sistema inglés, por conveniencia del autor.

Los combustibles como compuestos se combinan con el oxígeno en proporciones definidas y fijas por la ley de Avogadro que establece que a volúmenes iguales de gas, bajo condiciones idénticas de presión y temperatura, contienen el mismo número de moléculas. Por lo tanto, un pie cúbico de carbono en forma gaseosa y un pie cúbico de oxígeno, se combinan para formar un pie cúbico de  $CO_2$  + liberación de calor, y dos pies cúbicos de hidrógeno se combinan con un pie cúbico de oxígeno para formar dos pies cúbicos de  $H_2O$  + liberación de calor. Una mezcla de combustible y oxígeno en las proporciones exactas

---

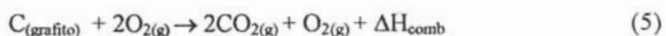
para completar la combustión, se define como *mezcla perfecta* y la combustión que se produce se denomina *combustión perfecta*.

Por lo que si es utilizada una cantidad en volumen, masa o moles, mayor de combustible, en relación al oxígeno disponible, la reacción será incompleta y en lugar de producirse la reacción (1), se da lugar a la siguiente reacción, que involucra la formación del monóxido de carbono (un gas indeseable y venenoso), liberando menos calor.



A esta reacción se le llama *combustión incompleta* y a la mezcla reaccionante se le denomina *rica*, dando los productos de combustión lugar a una atmósfera reductora. Una combustión incompleta o reductora se utiliza en algunas operaciones de tratamiento térmico, con el fin de que no se oxiden metales como el acero, pero debe evitarse en la mayoría de los casos.

En caso contrario, cuando se suministra oxígeno en exceso, a la mezcla reaccionante se le conoce como *pobre*<sup>3</sup>, y se produce la siguiente reacción, en donde la combustión es completa, ya que todo el carbón es oxidado:



La cantidad de calor liberada es la misma que con la combustión completa, (entendiéndose que por completa se refiere a la reacción llevada a cabo de forma estequiométrica, obteniendo la máxima cantidad de calor disponible), pero la temperatura de flama y el calor disponible es menor, debido a que el oxígeno en exceso absorbe parte del calor. Los productos de combustión después de la reacción se vuelven oxidantes ya que producen óxidos y cáscara sobre las superficies metálicas.

Los diferentes combustibles comerciales tienen diferentes características, dependiendo de las cantidades de carbono, hidrógeno y azufre disponibles en la molécula individual, por lo que el oxígeno requerido para quemar cada combustible tiene que ser determinado con base en las proporciones en las que se encuentran tales elementos.

En todas las reacciones de combustión la masa del combustible más la masa de oxígeno es igual a la masa de los productos de combustión, obedeciendo la ley de la conservación de la materia.

---

<sup>3</sup> Como se infiere, el que la mezcla reaccionante sea *rica* o *pobre*, se refiere a la cantidad presente de combustible, y no a la cantidad de oxígeno.

---

### 1.1.1 Química de la combustión.

El término *mecanismo de combustión* se refiere a las reacciones químicas mediante las cuales se obtienen los productos finales de combustión, a partir de una mezcla combustible y oxígeno.

La teoría más aceptada que explica los mecanismos de combustión es la *Teoría de la Reacción en Cadena*. Esta teoría explica que una reacción compleja se realiza mediante una serie de reacciones simples en las cuales se forman productos intermedios, los cuales se forman en una reacción y luego se consumen en la siguiente, dando lugar a otros, hasta que se forman los productos finales.

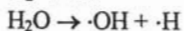
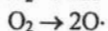
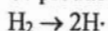
Los productos intermedios suelen ser:

- Atomos libres de gases diatómicos (H y O).
- Radicales libres ( $\cdot\text{OH}$  (hidroxilo),  $\cdot\text{CHO}$  (formilo),  $\cdot\text{CH}_3$  (metilo), etc.).
- Compuestos orgánicos (formaldehído, alcoholes, ácidos, etc.).

Los productos intermedios pueden existir únicamente una fracción de segundo, o sea que billones de ellos se forman y se destruyen simultáneamente en el transcurso de la reacción en cadena, la cual se divide en tres fases:

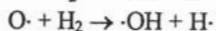
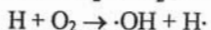
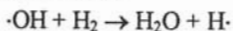
- Fase de iniciación.

Se producen los productos intermedios, mediante rompimientos homolíticos:



- Fase de propagación.

Se llevan a cabo reacciones intermedias que producen o multiplican los productos intermedios.



- Fase de terminación.

Se inhibe la formación de productos intermedios hasta que las reacciones se terminan. Los factores que inhiben la formación de los productos intermedios pueden ser superficies frías, producción de productos finales, bajas presiones de componentes y bajas temperaturas.

---

## 1.2 Poder calorífico de un combustible.

El *poder calorífico* de un combustible se define como la cantidad de calor liberada durante la combustión completa de una cantidad específica de combustible, expresándose en BTU/gal., BTU/lb. o BTU/pie<sup>3</sup>, en el sistema inglés y en kcal./lt., kcal./kg. o kcal./m<sup>3</sup>, en el sistema métrico.

Un BTU es la cantidad de calor requerida para incrementar la temperatura de una libra de agua, un grado Fahrenheit. Una Kcal es la cantidad de calor requerida para incrementar la temperatura de un kilogramo de agua, un grado centígrado.

Existen dos valores diferentes del poder calorífico, el alto y el bajo.

El *poder calorífico alto* es la cantidad *total* de calor liberada durante la combustión estequiométricamente completa de una cantidad específica de combustible, midiendo este calor iniciando a una temperatura de referencia (generalmente 25° C) y terminando hasta que los productos de la combustión se enfrían y alcanzan nuevamente dicha temperatura.

El *poder calorífico bajo* es el poder calorífico alto menos el calor latente de vaporización del vapor de agua formado como producto de la combustión del hidrógeno, (medido también en base a una temperatura de referencia). Para un combustible con contenido bajo de hidrógeno, el poder calorífico alto es aproximadamente igual al poder calorífico bajo, debido a la poca formación de vapor de agua, dando como resultado que la energía que podría aportar el vapor de agua al condensar y alcanzar la temperatura de referencia, es despreciable.

Para cálculos y selección de equipo de combustión es más correcto y exacto utilizar el poder bajo para determinar el calor disponible, ya que el calor latente del vapor de agua no se libera (no se puede aprovechar dentro del sistema) durante el proceso de calentamiento, sino hasta que los gases de combustión son enfriados a una temperatura donde el vapor de agua se condensa (liberando la energía de vaporización) y esto ocurre normalmente en la chimenea o fuera de ésta.

## 1.3 Aire para la combustión.

En la mayoría de las aplicaciones industriales, el oxígeno para la combustión se obtiene del aire atmosférico. La composición *volumétrica* del aire es:

Oxígeno (O <sub>2</sub> )	20.946%
Nitrógeno (N <sub>2</sub> )	78.048%
Bióxido de carbono (CO <sub>2</sub> )	0.033%
Argón (Ar)	0.934%
Trazas de Neón (Ne), Helio (He), Kriptón (Kr), Xenón (Xe), metano (CH <sub>4</sub> ) y vapor de agua (H <sub>2</sub> O).	

Cabe aclarar que para efectos del cálculo del aire requerido para la combustión, se determina utilizar un 10% de exceso del mismo (Capítulo 3), con la finalidad de asegurar

que habrá suficiente oxígeno para reaccionar con el combustible disponible. Evitando en lo mas posible la formación de productos intermedios.

La composición *másica* del aire es aproximadamente:

Oxígeno 23.2%

Nitrógeno 75.5%

El resto son trazas de los gases Ne, He, Kr, Xe, CH<sub>4</sub> y H<sub>2</sub>O.

En la reacción de combustión, el oxígeno del aire se combina químicamente con el combustible mientras el nitrógeno permanece sin cambio químico.

Para la selección de equipo de combustión (quemadores, turbo sopladores, etc.) se realizan los cálculos con base en volumen; por lo que a continuación se mencionan algunas relaciones útiles.

Tomando en cuenta sólo al nitrógeno y al oxígeno en la mezcla del aire se tiene que:

- Por cada mol de O<sub>2</sub>, se tienen 3.774 moles de N<sub>2</sub>, dando un total de 4.774 moles de aire. Para simplificar cálculos se dice que por cada metro cúbico de O<sub>2</sub> requerido, se necesitan 4.774 metros cúbicos de aire, a nivel del mar.

En el sistema inglés hay una serie de reglas de dedo muy útiles para hacer cálculos aproximados. Por ejemplo:

- El aire requerido para la combustión, en pies cúbicos, se puede obtener dividiendo la capacidad del quemador, en BTU/hr, por 100, o sea:  
Pies cúbicos de aire / hora = BTU / hora ÷ 100.

El resultado está en pies cúbicos por hora a nivel del mar, o sea, en *condiciones estándar*<sup>4</sup>. Esta regla de dedo varía según el combustible pero es válida para dimensionar un turbo soplador. El criterio de sobrediseño para el cálculo de un turbo soplador es de un 10%.

- Un pie cúbico de aire a condiciones estándar de presión y temperatura, pesa 0.075 lb. (0.034 kg.). Conforme se incrementa la altitud por encima del nivel del mar, la presión atmosférica va disminuyendo, así como la densidad del aire.

La altitud, la densidad y la humedad relativa del aire son factores que afectan la operación de los sistemas de combustión. La altitud influye en la densidad del aire y por lo tanto afecta el volumen del mismo que debe suministrarse a los quemadores, por lo que para poder seleccionar un turbo soplador adecuado, es necesario corregir el volumen de aire requerido, para que el contenido de O<sub>2</sub> sea el adecuado.

Como puede constatarse, el aire es el factor más importante en un sistema de combustión y por esta razón casi todos los quemadores son diseñados y se catalogan con respecto a la capacidad de aire que manejan.

<sup>4</sup> Las condiciones estándar son 1 atmósfera de presión (14.7 psia, 1 kg/cm<sup>2</sup>) y 15.5°C (60°F). Ref. 3



---

En un sistema de combustión, al aire se le clasifica en las siguientes categorías:

*Aire primario:* se refiere al aire de combustión que se mezcla con el combustible antes del quemador o en el quemador propiamente.

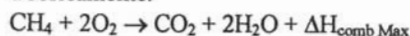
*Aire secundario:* se refiere al aire de combustión que entra alrededor del quemador para completar la combustión.

*Aire terciario:* se refiere al aire de combustión que se suministra en adición al aire secundario y por aperturas en el horno.

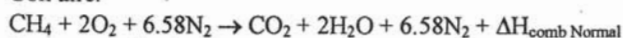
El nitrógeno que contiene el aire suministrado para combustión, no toma parte en la reacción sino que únicamente viaja a través de ella, absorbiendo calor sensible; entra a la temperatura del aire y sale a la temperatura de los gases de combustión. El calor para tal calentamiento, es tomado del que se genera en el proceso de combustión, lo que provoca la disminución de la eficiencia del proceso.

En seguida se presenta la reacción de combustión del gas metano, utilizando aire de combustión en vez de oxígeno puro.

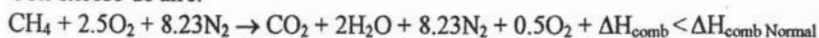
Teóricamente:



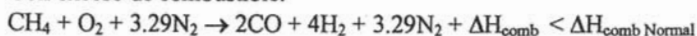
Con aire:



Con exceso de aire:



Con exceso de combustible:



#### 1.4 Relación Aire - Combustible.

La combustión se inicia al tener aire y combustible mezclados en la proporción adecuada. La temperatura debe ser la de ignición del combustible. Una vez iniciada la combustión, tanto el aire como el combustible, deben seguir siendo alimentados en la proporción correcta al quemador, siempre y cuando la materia prima a incinerar se mantenga constante, ya que si varía, el controlador de relación del sistema de combustión deberá de ajustar nuevamente la proporción de aire-combustible, esta proporción se define como la relación entre las cantidades o flujos de aire y combustible, suministrados al quemador, en unidades consistentes, ya sea de volumen o máscas, sin exceso ni deficiencia de aire ni de combustible. Para combustibles gaseosos, normalmente la relación se toma en unidades volumétricas, mientras que para combustibles sólidos la relación se puede expresar en unidades máscas. Es común que la relación se exprese en unidades tales como pies<sup>3</sup>/lb, pies<sup>3</sup>/gal.

---

Los efectos perjudiciales del exceso de aire en una mezcla de combustión, se resumen como:

- Mayor consumo de combustible por unidad de producto.
- Temperatura de flama más baja.
- Menor transferencia de calor a la carga, debido a que la diferencia de temperaturas es menor.
- Riesgo de que se apague el quemador.
- Mayor cantidad de gases de combustión producidos y aumento en la presión interior del horno.
- El exceso de aire puede enfriar la flama a una temperatura menor de 649°C (1200°F), lo cual interrumpe la combustión y causa la formación de productos intermedios indeseables como los aldehídos.

Los efectos perjudiciales del exceso de combustible en una mezcla de combustión, se resumen como:

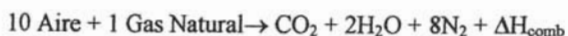
- Mayor consumo de combustible por unidad de producto.
- Temperatura de flama más baja.
- La reacción  $C + O_2 \rightarrow CO$ , libera únicamente un 20% del total del calor que se libera con la reacción  $C + O_2 \rightarrow CO_2$ .
- Baja eficiencia térmica debido a que no todo el calor del combustible es liberado dentro del horno.
- Riesgo potencial de explosión si la flama se apaga debido a una atmósfera demasiado rica. En el caso de que el combustible adicional puede encontrar oxígeno adicional y una chispa u otra fuente de ignición que pueden causar una explosión.

### 1.5 Productos de la combustión.

Se le llaman *productos de combustión* a todos los compuestos derivados de la oxidación de C, H y S contenidos en un combustible ( $CO_2$ , CO,  $SO_2$ ,  $SO_3$ ,  $H_2O$ ), así como a los gases inertes ( $N_2$ ) y el exceso de  $O_2$  que normalmente salen por las chimeneas y ductos de salida de los gases. Cuando existen condiciones de exceso de combustible, partículas de carbón incandescentes aparecen en los productos de combustión.

Al utilizar gases como combustibles, si la flama es enfriada, pueden aparecer subproductos intermedios en los productos de la combustión, tales como aldehídos y alcoholes.

Cuando una mezcla perfecta de  $10 \text{ m}^3$  de aire ( $2.1 \text{ m}^3 O_2$  y  $7.9 \text{ m}^3 N_2$ ) y  $1 \text{ m}^3$  de gas natural reacciona completamente, los productos de la combustión pueden determinarse:



En el glosario se encuentra la composición más común del gas natural.

---

En este caso todas las moléculas han reaccionado y una temperatura máxima se ha logrado.

Con respecto a la calidad de la combustión, se tiene que si la atomización y el mezclado entre el gas combustible y el aire son pobres, un exceso de aire se tendrá que suministrar para que todo el combustible se quemé. Si la flama o los productos intermedios de la combustión, entran en contacto con una superficie fría o con alguna corriente de aire frío o agua, la combustión puede ser inhibida, a tal grado que se presenten los productos de una mala combustión, tales como CO, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, alcoholes y aldehidos en los gases de combustión.

En el análisis de gases de una combustión perfecta, no aparecen CO, H<sub>2</sub>, ni O<sub>2</sub>. Además, el porcentaje de CO<sub>2</sub> debe ser el máximo.

En los casos donde se utiliza exceso de aire, es necesario agregar el volumen del exceso de aire al volumen calculado de los gases de combustión. En los casos en los que se presenta un exceso de combustible, es difícil predecir el volumen o el análisis de los productos de combustión, pero el peso total de los productos será igual al peso del combustible más el peso del aire alimentado.

### 1.6 Combustibles gaseosos.

Los combustibles gaseosos son los combustibles ideales desde el punto de vista de la combustión, ya que presenta las siguientes ventajas:

- a) Facilidad de mezcla con el aire de combustión para formar una mezcla homogénea.
- b) Facilidad de control de la relación gas combustible – aire para obtener diferentes tipos de atmósferas con los productos de combustión.
- c) El equipo para quemar gases es más sencillo que para quemar combustibles líquidos, debido a que los gases no requieren ser atomizados.
- d) Los productos de combustión son los menos contaminantes debido a la baja o nula presencia de azufre y a que la combustión de los gases se realiza con mayor facilidad en situaciones adversas, haciendo muy difícil la producción de hollín o de humo negro.
- e) El costo es menor con respecto a algunos combustibles líquidos como el diesel.
- f) Facilidad de manejo, por lo que es posible su utilización en aparatos de consumo muy pequeños.
- g) Los productos de combustión del gas no contaminan los productos alimenticios en contacto directo.
- h) El mantenimiento de los equipos que manejan gases es mucho menor que los que manejan combustibles líquidos o sólidos.

Existen varios combustibles gaseosos que se utilizan en equipos de combustión industrial, entre los que se encuentran gas natural (natural gas), gas propano (propane), gas butano (butane), gas LP (liquified petroleum gas), etc.

---

## 1.7 Mecanismo de combustión de gases combustibles.

Las moléculas de los gases están en movimiento constante. Su velocidad de movimiento la determina la temperatura a la que se encuentra el gas. Mientras más alta es la temperatura, mayor es la velocidad de movimiento de las moléculas. Mientras más baja es la temperatura del gas, menor es la velocidad de las moléculas.

La cantidad de moléculas contenidas en una mol de gas es  $6.023 \times 10^{23}$ , como señala el número de Avogadro, lo que indica que al encontrarse en un volumen reducido se produce una serie de choques entre ellas. Cuando una molécula choca contra la otra, las dos rebotan y cambian de dirección. Al aumentar la temperatura mediante la aplicación de energía (mecánica, calorífica, etc), los choques entre las moléculas se hacen más frecuentes y adquieren mayor energía cinética.

Por ejemplo, en una mezcla de aire y gas natural, una molécula de metano puede chocar con moléculas de oxígeno a temperatura ambiente. Sin embargo, la fuerza de impacto no es suficiente para romper la atracción de las moléculas de oxígeno, por lo que no se combinarán las moléculas de oxígeno con las de carbón e hidrógeno. Si se aumenta la temperatura de la mezcla, la velocidad de las moléculas es mayor en cada choque y se tiene mayor fuerza de impacto.

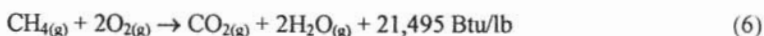
Alrededor de los  $650^{\circ}\text{C}$  ( $1200^{\circ}\text{F}$ ), las moléculas de los gases combustibles tienen suficiente velocidad y energía para que al chocar, se rompa el enlace molecular doble de oxígeno y el enlace de los átomos de hidrógeno y carbono en la molécula de metano. Cuando esto ocurre, los átomos de carbono e hidrógeno que tienen gran afinidad por los de oxígeno (con energías de enlace mayores comparadas con las del dióxido de carbono y agua), se juntan para formar nuevas moléculas de dióxido de carbono y de agua, respectivamente, liberando energía debido a la diferencia de las energías de enlace entre productos y reactivos.

El calor que se genera se transmite a las moléculas tanto del aire como del combustible, aumentando su temperatura, hasta finalizar la reacción aproximadamente a  $2870^{\circ}\text{C}$  ( $5200^{\circ}\text{F}$ ). Parte del calor producido se transfiere a las moléculas adyacentes, las cuales al elevarse su temperatura reaccionan. El calor generado por estas reacciones calienta a su vez a otras moléculas y estas reaccionan a su vez, iniciándose así la reacción en cadena.

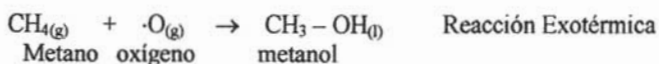
En la mayoría de los casos de combustión industrial, las mezclas combustibles son aire y gas (G.L.P (propano y butano), natural (metano y etano), etc), por lo que siempre están presentes las moléculas de nitrógeno. Estas moléculas de nitrógeno no participan en la reacción y únicamente absorben parte del calor de reacción, inhibiendo la reacción de combustión. Al ser absorbido parte del calor liberado, la temperatura general de la reacción baja de  $2870^{\circ}\text{C}$ , hasta alrededor de  $1925^{\circ}\text{C}$  ( $3500^{\circ}\text{F}$ ) que es la temperatura de flama de la reacción de combustión de metano y aire.

### 1.7.1 Mecanismo de combustión del gas metano.

La reacción completa y terminada con productos finales es:

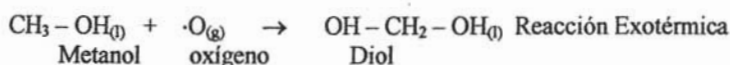


Pero realmente la primera reacción que ocurre es:

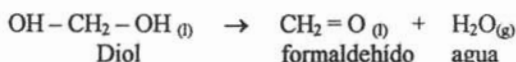


La fuerza de colisión conduce al átomo libre de oxígeno, a unirse a la molécula de metano, rompiendo el enlace de un hidrógeno con el carbono y formándose un enlace carbono oxígeno.

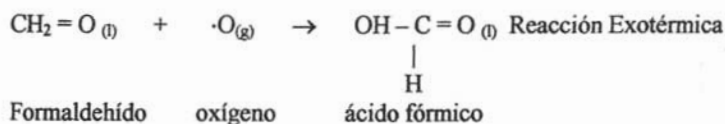
La siguiente fase es:



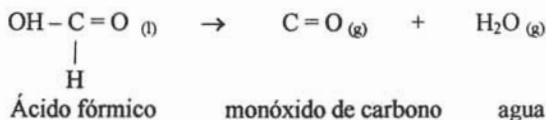
El metanol se une con otro oxígeno para formar un alcohol secundario. Este alcohol es muy inestable y se rompe casi inmediatamente, dando lugar a una molécula de formaldehído y una de vapor de agua:



El formaldehído tiene una gran afinidad por el oxígeno, por lo que cuando se le agrega otro átomo libre a la molécula, se forma un ácido:



Cada paso de la reacción en cadena, procede con un incremento en la energía con el consecuente aumento en la temperatura. En este estado de alta energía, el ácido fórmico es inestable y se descompone en monóxido de carbono y una segunda molécula de agua.

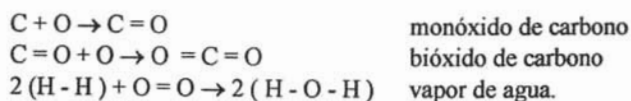


La molécula de monóxido de carbono se combina con un átomo libre de oxígeno para formar bióxido de carbono y así se completa la reacción:



Todas estas reacciones toman lugar a niveles extremadamente altos de energía, se producen casi instantáneamente y a muy altas temperaturas. La temperatura llega a ser del orden de los 2870°C.

Las fases finales de combustión completa de las moléculas de carbón, disociadas al agregarse oxígeno adicional son:



Las fases indicadas de la combustión producen una característica flama azul, cuando se presenta una mezcla aire – gas combustible homogénea y hay oxígeno suficiente para combinarse con el metano.

Si durante el transcurso de la reacción en cadena, la temperatura de las moléculas baja drásticamente debido a algún factor externo, la reacción cesaría y los productos intermedios se quedarían aislados en sus diferentes estados de formación. Cuando esto ocurre se dice que la *flama* ha sido *enfriada*. Durante el proceso de combustión, una flama contiene cantidades parciales de todos los productos intermedios, productos finales, intermedios y reactivos, en sus diferentes etapas de formación.

Si algún medio refrigerante es puesto en contacto con cualquier parte de la flama y se reduce la temperatura por debajo de los 650°C (1200°F), la flama será enfriada y el proceso de combustión será inhibido con lo que se presentarán en los productos de combustión, alcoholes, aldehídos, ácidos, monóxido de carbono, dióxido de carbono y vapor de agua.

A temperaturas arriba de los 650°C, los átomos libres de carbono están incandescentes y suspendidos dando a la flama un color amarillo brillante. Las flamas de gas luminosas son altamente radiantes y por lo tanto, aumenta la cantidad de calor transmitido por radiación de la flama hacia el producto o hacia las paredes del horno, estas flamas tienen aplicación en hornos rotatorios, con un quemador donde la homogeneidad de temperatura es importante a lo largo del horno.

## 1.8 Características de las flamas.

Cuando una mezcla de aire combustible alimentada a través de un tubo, sale por el extremo abierto del tubo y se pone en contacto con una fuente de ignición (chispa eléctrica, superficie caliente, otra flama, etc.), se forma una flama cuando la velocidad de escape se iguala con la velocidad de propagación de la flama.

Si la velocidad de escape de la mezcla es mayor que la velocidad de propagación de la flama, ésta se extinguirá. Si la velocidad de propagación de la flama es mayor que la velocidad de escape de la flama, ésta se introducirá al interior del tubo, a lo que se le conoce como *retroceso de flama (flasback)*.

La velocidad de propagación de flama varía con cada combustible. Éste es un factor importante a considerar cuando se hace un cambio de combustible en un sistema; especialmente en sistemas de premezclado.

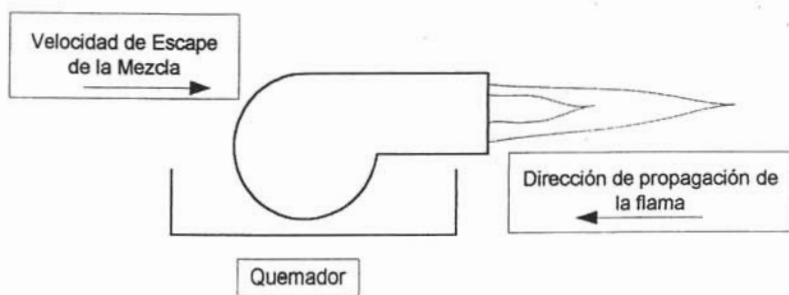


Figura 1.1. Velocidad de mezcla vs. Velocidad de flama.

Al acercarse una fuente de ignición al extremo abierto del tubo, las moléculas de la mezcla en la periferia empiezan a reaccionar y a producir calor. Al iniciarse una reacción en cadena hacia el centro, existe una fracción de segundo de diferencia entre una reacción y otra y por esto cada reacción se lleva a cabo un poco más adelante de la siguiente, dando a la flama una forma de cono. Otro fenómeno que produce la forma de cono de la flama, consiste en que la velocidad de la mezcla en el centro del tubo, es mayor que la velocidad cerca de las paredes del tubo, donde la restricción por fricción es mayor.

Las partes de una flama pueden representarse teóricamente por el diagrama de la figura 1.2, en conjunto con sus diferentes temperaturas. En este diagrama se puede observar que la mezcla inicial debe de calentarse de la temperatura inicial  $T_0$  a una temperatura de ignición  $T_i$ , antes de que la reacción pueda iniciarse, en la denominada *zona de reacción*, donde se lleva a cabo la mayor parte de las reacciones en cadena de la combustión.

La región adyacente a la zona de reacción, es denominada como *zona de flama luminosa* y es donde se emiten las radiaciones visibles de la flama. Estas dos zonas son

prácticamente inseparables, ya que el ancho de ambas es de unos diez milésimos de pulgada en una flama de aire y gas premezclados.

Existen infinidad de formas de flamas, debido a los diferentes factores que afectan la forma de la misma.

Algunos de los factores más importantes que afectan la forma de una flama en quemadores industriales son:

- El tipo de combustible.
- El diseño del quemador.
- La presión de alimentación del aire y del combustible.
- El % de premezcla aire - gas.
- Tipo de atomización (si el combustible es líquido).
- Condiciones de presión en la cámara de combustión.

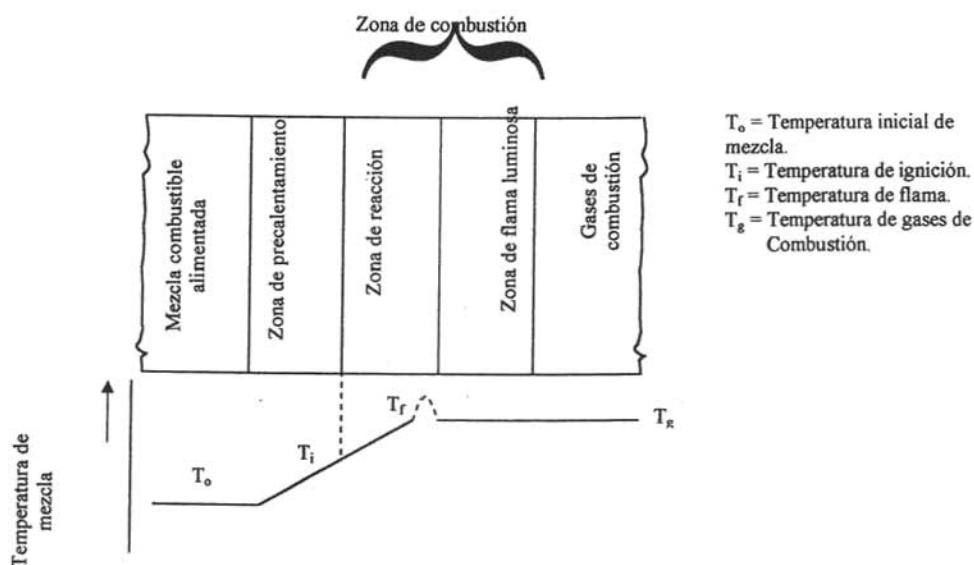


Figura 1.2. Diagrama de regiones de una flama y sus temperaturas.

Conforme va disminuyendo el porcentaje de premezcla, las moléculas del gas tardan más tiempo en encontrar átomos libres de oxígeno con los cuales combinarse, por lo que pasa más tiempo entre una reacción y otra; como la flama está en movimiento hacia delante, tiende a alargarse.

La figura 1.3 ilustra el fenómeno anterior; una premezcla del 100% tiene una flama pequeña bien definida con un color azul pálido. Esto se debe a que todo el aire requerido



para combustión está mezclado con el gas y la mezcla se enciende tan pronto llega a la boquilla. Una flama con 75% de premezcla sería un poco más larga y se caracteriza por un cono doble; el 25% de las moléculas de gas, requiere más tiempo para encontrar oxígeno en el aire secundario. Con 25% de premezcla casi todo el color azul ha desaparecido y el color amarillo predomina; la longitud de la flama es mucho mayor. Con 0% de premezcla se tiene una flama de gas crudo, que se caracteriza por su gran longitud y color totalmente amarillento.

Esto es debido a que todo el aire de combustión es tomado del aire secundario. Este tipo de flama tiende a producir humo negro, lo que indica que algunos átomos incandescentes de carbón no se alcanzan a combinar con oxígeno y al alejarse de la zona de reacción se enfrían, convirtiéndose en partículas de hollín, el cual es un contaminante para cualquier proceso de combustión.

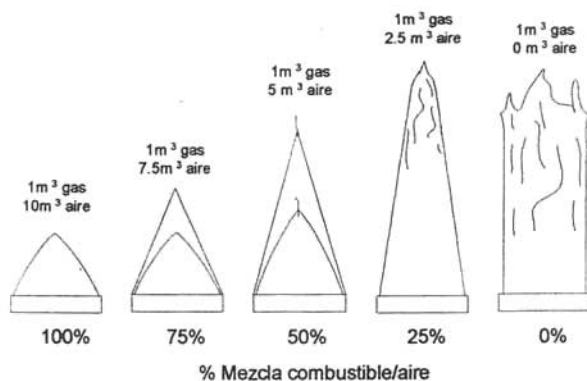


Figura 1.3. Efecto del % de premezcla, en la geometría de la flama.

---

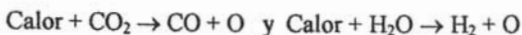
## 1.9 Temperatura de flama.

El calor generado por una reacción de combustión se distribuye de tres maneras:

- Calentamiento de los productos de la combustión y la mezcla inicial de aire – combustible.
- Calentamiento del medio por radiación.
- Calor que se pierde por disipación a los alrededores.

Si todo el calor generado por la combustión se ocupara en el calentamiento de la mezcla y de los productos de combustión, estos últimos se calentarían hasta llegar a una temperatura máxima, conocida como *la temperatura teórica de la flama (o temperatura de flama adiabática)*. Uno de los factores que no permite que la temperatura llegue a su valor teórico máximo es la *disociación*, entendida como la reacción de combustión inversa, lo que significa que los productos de combustión se descomponen, absorbiendo calor.

Esto es:



Mientras más alta es la temperatura, mayor es el fenómeno de disociación. Llega un momento en que el calor generado por la combustión, es absorbido por la disociación; la temperatura a la que se llega en tal punto de equilibrio, es la temperatura teórica de flama, considerando la disociación.

La *temperatura de flama real* es igual a la temperatura teórica menos la caída de temperatura debido al calor transferido al medio, antes de que el proceso de combustión se haya completado. Esta temperatura se determina experimentalmente por observación, por lo que varían los valores, dependiendo del método.

La temperatura de un horno nunca puede igualar la temperatura teórica de flama porque siempre habrá paredes a las que se transfiera el calor de la combustión. La temperatura de la flama depende de la relación aire – combustible, por lo que la temperatura teórica siempre está expresada para una mezcla perfecta.

También la temperatura del aire de la mezcla tiene efecto sobre la temperatura teórica y real de la flama. Mientras mayor temperatura tenga el aire de la mezcla, mayor será tanto la temperatura teórica como la real.

## 1.10 Balance de Energía y Eficiencia de Hornos.

El balance de energía de un horno es simplemente una relación de la manera en que fue utilizado el calor generado por el combustible. Se le denomina *calor total* al alimentado a un horno como resultado de la combustión de un combustible. Una parte de este calor es el que se utiliza para calentar el producto, al que se le llama *calor útil*.

---

La forma más simple de representar un balance de energía es:

$$\text{Calor Total} - \text{Calor Útil} = \text{Pérdidas} \quad (7)$$

La *eficiencia térmica total* de un horno o caldera, es la relación entre el calor útil y el calor total, expresado como porcentaje:

$$\text{Eficiencia (\%)} = (\text{Calor útil} / \text{Calor total}) (100) \quad (8)$$

La eficiencia térmica de un horno es importante porque proporciona la cantidad de calor total que se consume para calentar el producto, además de ser un medio de comparación del rendimiento con respecto a otros hornos, así como respecto a las modificaciones del mismo.

Las pérdidas, cantidades de calor que juegan un papel importante en el diseño, se pueden clasificar en cinco grupos principales, que son:

a) Pérdidas con los gases de combustión, que se subdivide en:

- i. Calor sensible de los gases de combustión a la temperatura de salida del horno, con respecto a la temperatura de referencia ambiente (pérdida seca).
- ii. Calor latente del vapor de agua contenido en los gases de combustión, con respecto a la temperatura de referencia ambiente (pérdida húmeda).
- iii. Calor perdido por combustión químicamente incompleta, cuando se trabaja con exceso de combustible.

b) Calor perdido a través de paredes, techo y piso al ambiente exterior.

- i. Se incluyen pérdidas de calor por conducción a través de accesorios metálicos que atraviesan las paredes o techo, tales como termopares, anclajes, mirillas, etc.

c) Calor perdido por radiación a través de aperturas tales como mirillas, puertas, entradas de quemador, etc.

d) Calor utilizado para calentar los carros, soportes, cajas, transportadores.

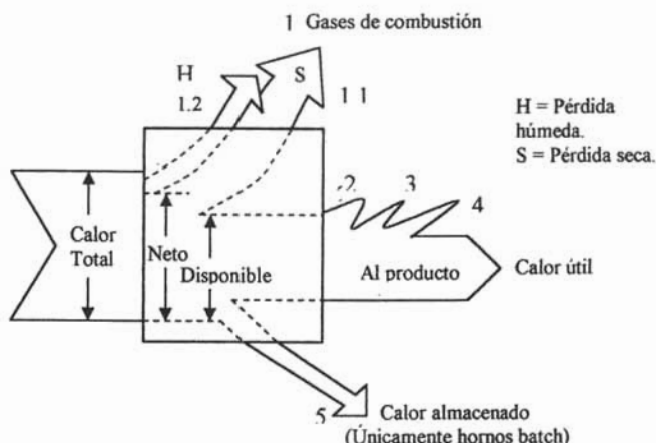
e) Calor utilizado para calentar las paredes, techo y piso del horno, cuando se trata de un proceso por lotes.

Para hornos especiales existen otras pérdidas de calor tales como:

- a) Calor perdido a agua de enfriamiento. (Quemadores metálicos enfriados a agua)
- b) Calor perdido por radiación de superficies de metales líquidos en hornos de crisol. (Tapa abierta del crisol)

- c) Calor perdido al introducir objetos o mecanismos de carga al horno. (Puerta abierta del horno, calentamiento por radiación y convección)

Un diagrama Sankey es una forma gráfica de representar el balance de cualquier horno en una forma fácil de visualizar. En la figura 1.4 se representa este diagrama generalizado para un horno típico:



$$\begin{aligned} \text{Calor total (CT)} - \text{Pérdida húmeda (H)} &= \text{Calor Neto (CN)} \\ \text{Calor Neto (CN)} - \text{Pérdida seca (S)} &= \text{Calor Disponible (CD)} \\ \text{Calor Disponible (CD)} - \text{Pérdidas 3 a 5} &= \text{Calor Útil (CU)} \end{aligned}$$

Figura 1.4. Diagrama Sankey para un balance de calor típico de un horno.

Los términos utilizados en el balance deben de estar en unidades consistentes de energía por unidad de tiempo, por unidad de combustible, o por unidad de producción.

Si un combustible se quema con la cantidad de aire correcta para una combustión perfecta, se producen gases de combustión ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ), los cuales son calentados por el calor generado, a una temperatura alrededor de los  $1925^\circ\text{C}$  ( $3500^\circ\text{F}$ ). Parte de este calor es transferido al horno y a su carga por radiación y convección. Si los gases de combustión permanecieran dentro del horno el período de tiempo suficiente, los gases de combustión transmitirían calor al horno hasta que su temperatura se igualara con la del horno. En la práctica esto no sucede, sino que los gases salen del horno a temperaturas de cuando menos  $55$  a  $110^\circ\text{C}$  ( $100$  a  $200^\circ\text{F}$ ), arriba de la temperatura del horno.

La cantidad de calor que llevan estos gases es muy significativa ya que representa el 25% del calor total si la temperatura de los gases es de  $427^\circ\text{C}$  ( $800^\circ\text{F}$ ) y el 50% del calor total si la temperatura de los gases es de  $1010^\circ\text{C}$  ( $1850^\circ\text{F}$ ). La cantidad de calor que llevan los gases de combustión como calor latente y calor sensible, se incrementa con la temperatura del horno.

---

La parte del calor total que permanece dentro del horno y su carga es el calor disponible que calienta la carga, el cuerpo del horno y el que debe compensar las pérdidas continuas a través de paredes, aperturas, etc. Normalmente se expresa como porcentaje del calor total o en unidades de calor por unidad de tiempo.

Como las pérdidas de calor por los gases de combustión varían con respecto a la temperatura, el calor disponible también varía. El calor disponible también presenta variación con respecto a la relación aire - combustible, ya que con la relación estequiométrica perfecta, el calor disponible es el máximo a cualquier temperatura de los gases. Cuando se presenta una combustión con exceso de aire, el calor disponible disminuye, debido a que el exceso de aire (principalmente el  $N_2$ ) consume parte del calor total para elevar su temperatura a la de los gases calientes.

La baja eficiencia en un horno puede ser consecuencia del exceso de combustible sobre el calor disponible y es similar al efecto del exceso de aire. El exceso de combustible que entra en la mezcla no reacciona por falta de aire, pero sí absorbe calor para llegar a la temperatura de los productos de la combustión y sale por la chimenea sin aportar calor al proceso.

La pérdida de calor por una combustión incompleta es aproximadamente proporcional a la deficiencia de aire en la mezcla. El calor útil es el calor que realmente penetra la carga para calentarla. El contenido total de calor de la carga de un horno es igual al calor sensible más el calor latente, por lo que se pueden definir ambos términos de la siguiente manera:

El *calor sensible* es el calor que causa un incremento en la temperatura de la carga y se determina con la siguiente fórmula, para cualquier material:

$$Q = W C_p (T_2 - T_1) \quad (9)$$

donde:

Q = Calor sensible en kcal. o BTU.

W = Masa del material en kg. o lb.

C<sub>p</sub> = Calor específico del material en Cal / g °C o BTU / lb °F.

T<sub>2</sub> = Temperatura después del calentamiento en °C o °F.

T<sub>1</sub> = Temperatura inicial, antes del calentamiento en °C o °F.

El *calor específico* de cualquier material, es la cantidad de calor requerida para incrementar la temperatura de una masa determinada del material, un grado de temperatura. Usualmente se expresa en BTU/lb °F o Cal/g °C. Un BTU/lb °F, equivale a una Cal/g °C. El calor específico varía con la temperatura, pero para cálculos que no requieran de mayor precisión, puede utilizarse el valor del C<sub>p</sub> promedio que resulte al evaluarlo a ambas temperaturas.

El *calor latente* se define como el calor absorbido por un material que no produce un incremento en su temperatura, sino un cambio de estado físico (calor latente de vaporización, de fusión o de sublimación). El calor latente se expresa en unidades de

---

energía por unidad de masa. El contenido total de calor transferido o aceptado por un material, es la suma del calor sensible y el calor latente.

### 1.11 Quemadores.

Un *quemador* es un dispositivo que proporciona una flama de ciertas características preestablecidas, con una mezcla de aire- combustible, de tal forma que la combustión se lleve a cabo en forma continua y eficiente, por lo que las funciones básicas de cualquier quemador son:

- Dirigir la flama hacia las áreas de mayor aprovechamiento de calor.
- Iniciar y mantener una ignición continua.
- Mezclar el aire y el combustible en forma efectiva y homogénea.
- Atomizar los combustibles líquidos.
- Suministrar el aire en proporción al combustible.
- Mantener la combustión con máxima seguridad.

Los cuatro conceptos que caracterizan a un quemador son:

- Tipo y forma de flama:* El diseño del quemador define el tipo y la forma que la flama tendrá durante la combustión.
- Estabilidad de combustión:* Un quemador debe de mantener estable la flama a través de todo su rango de operación. De fuego alto a fuego bajo, de exceso de aire a exceso de combustible y de diferentes presiones de aire y de combustible.
- Empuje:* Es la fuerza y la velocidad con las que los gases de combustión son proyectados hacia el frente del quemador.
- Turndown:* Es la relación de fuego alto a fuego bajo, por lo que define el rango de operación del quemador a diferentes capacidades. El fuego alto se limita por la extinción de la flama y el fuego bajo se limita por el fenómeno de retroceso de flama o por la capacidad de aire de atomización.

Comercialmente los componentes generales de los quemadores son:

- Boquilla:* Es la parte más importante, ya que a través de ésta sale la mezcla combustible y es donde se inicia la combustión. Las boquillas tienen infinidad de diseños según el tipo de quemador. Se fabrican de diversos materiales, resistentes a altas temperaturas, de acuerdo a su aplicación, ya que están expuestas a la radiación de la flama.
- Block de combustión:* Block de concreto refractario con un agujero cónico en el centro. En la mayoría de los quemadores el block de combustión se suministra integrado con el quemador; en quemadores muy grandes se puede suministrar separado del cuerpo o se forma directamente en la pared del horno. El objetivo principal de un block refractario es el de facilitar el encendido de la mezcla combustible y mantener la ignición a través de toda la operación normal del quemador.

Después del encendido inicial, el calor de la combustión expande la mezcla combustible dentro del block, reduciendo así su velocidad al punto en que la velocidad de propagación de la flama es igual o mayor que la velocidad de la mezcla, reteniéndose de esta forma la flama dentro del block, por lo que el block ayuda a tener una flama estable.

- c) *Cuerpo*: Es la parte que aloja todos los interiores del quemador y la que contiene las boquillas de entrada de aire y de gas.
- d) *Placa de montaje*: Es la parte que sujeta al block de combustión y lo une con el cuerpo. También sirve para sujetar al quemador completo a la pared del horno. Algunas placas de montaje tienen la entrada o preparación para recibir al piloto, al detector de flama y alguna mirilla de observación.
- e) *Atomizador*: Es la parte que sirve para atomizar el combustible líquido en quemadores para este tipo de combustibles.
- f) *Ventilador*: Algunos quemadores tipo paquete traen integrado en el cuerpo, su propio ventilador de aire de combustión.

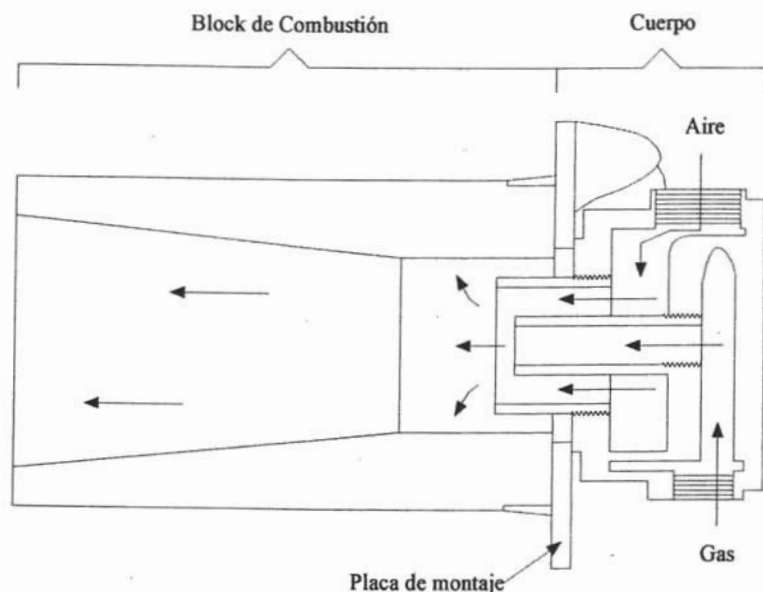


Figura 1.5 Esquema de los componentes generales de un quemador.

### 1.12 Incineración.

El proceso de incineración puede definirse como un método de disposición de desechos en cualquier estado de agregación por medio del cual se queman completamente, bajo condiciones controladas de operación. La incineración se inicia con la aplicación de calor mediante el uso de una flama directa (fuente de energía) sobre la superficie del material a quemar, provocando en la primera fase que toda la humedad contenida se elimine de dicho material.

Una vez eliminada totalmente la humedad, en la segunda fase, la temperatura comienza a incrementarse hasta llegar al punto de ignición, es decir, la temperatura a la cual los compuestos conformados por carbono e hidrógeno (principalmente) que forman el material

---

a incinerar, se queman en presencia del oxígeno contenido en el aire proporcionado para la combustión. Ya incendiado el material, es decir, cuando existe una flama que proviene de la superficie de la materia que se está quemando, como una tercera fase, se puede interrumpir la aplicación de la flama directa (fuente de energía), dejando que el material se consuma completamente, de forma autosostenida.

El objetivo principal del tratamiento por incineración en este proyecto, es reducir el volumen del lodo para su manipulación sencilla y aumentar su estabilidad biológica, con el fin de producir un material suficientemente inofensivo para la selección del método último de disposición, como puede ser un terreno de relleno sanitario, adicionando que los gases de desecho, productos de la combustión, no contendrán material sin quemar a la salida del sistema.

El proceso de incineración es bastante complejo ya que involucra combustión superficial y gaseosa, descomposición pirolítica, flujo de calor por los tres mecanismos conocidos a través de medios heterogéneos y flujo de gas a través de material que no tiene forma definida. Para evitar la descarga de humos, cenizas y olores desagradables a la atmósfera es preciso realizar el diseño y cálculos en base al conocimiento de la composición química y valor de calentamiento del material a incinerar, asimismo, los requerimientos necesarios de aire para quemar todos los componentes completamente.

La clasificación de los incineradores se engloba en dos grandes grupos, en el primero se encuentran las unidades llamadas in situ que se utilizan frecuentemente en complejos residenciales, conjuntos de viviendas, supermercados e instituciones como hospitales. El segundo se denominan unidades centrales o incineradores municipales, que reciben los residuos sólidos de ciudades y suburbios desde los cuales son transportados para este fin.

Los incineradores rotatorios entran en el segundo grupo de clasificación. Su rango de aplicación en la industria de los procesos de tratamiento térmico es muy amplio, este tema se ve explicado mas ampliamente en el capítulo dos en el apartado 2.2 profundizando mas en las aplicaciones de este tipo de incinerador.



---

### 1.13 Transferencia de calor.

El calor puede ser definido como la energía que se transfiere de un cuerpo a otro debido a una diferencia de temperatura entre los mismos, o a un cambio físico o químico de la materia. La transferencia de calor es, por lo tanto, el intercambio de energía desde la fuente con mayor temperatura a la de baja temperatura dentro de los confines de un sistema.

Existen tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aún cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son, conducción, convección y radiación.

#### 1.13.1 Conducción.

La transferencia de calor por medio de la conducción puede llevarse a cabo por medio de dos mecanismos. El primero se logra por la interacción molecular; aquí, las moléculas de nivel energético mayor (indicado por su temperatura), ceden energía a moléculas adyacentes que se encuentren en un nivel menor. Las moléculas con mayor energía, al tener un movimiento aleatorio constante (en el caso de los gases y los líquidos) chocan frecuentemente con las moléculas menos energizadas intercambiando energía y momentum, originando también con esto convección libre y permitiendo que la conductividad aumente excesivamente, existiendo un transporte continuo de energía desde las moléculas de alta temperatura a las de baja.

La segunda forma de transmisión de calor por conducción es por medio de electrones libres, ocurriendo con mayor frecuencia en los sólidos ya que la facilidad para conducir el calor varía directamente proporcional con la concentración de electrones libres, especialmente sucediendo en los metales que en los no metales.

Fourier estableció una ecuación que relaciona el gradiente de temperatura con la naturaleza del medio conductor y la razón de la transferencia de calor, siendo

$$Q = A k \frac{\Delta T}{x} \quad (10)$$

Ecuación en la cual  $Q$ , representa el flujo de calor en Btu/hr,  $A$  es el área normal a la dirección del flujo de calor en  $\text{ft}^2$ ,  $\Delta T$  es el gradiente de temperatura en  $^{\circ}\text{F}$ , y  $k$  es la conductividad térmica en  $\text{Btu}/\{(\text{hr ft}^2) (^{\circ}\text{F}/\text{ft})\}$ , esto indica que el flujo de calor por unidad de área es directamente proporcional a la disminución de la temperatura con la distancia  $x$ , la constante de proporcionalidad  $k$  es la conductividad térmica. El flujo de calor por unidad de área, en la dirección propuesta  $x$  se puede designar como

$$q_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (11)$$

Siendo esta la forma unidimensional de la ecuación de Fourier de la conducción de calor.

Algunas aplicaciones de la ecuación de Fourier son las siguientes.

1.13.1.a Conducción de calor a través de la pared de un tubo.

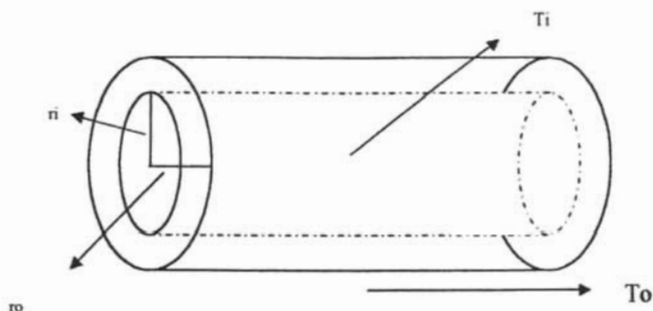


Fig. 1.6 Flujo de calor a través un tubo.

Siendo  $T_i > T_o$

Tomando la ecuación de Fourier para la transmisión de calor en forma radial

$q_r = -kA \frac{dT}{dr}$  Y sabiendo que el área es  $2\pi rL$ , esta ecuación se transforma en

$$q_r = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (12)$$

Siendo  $q_r$  constante en estado estacionario, entonces separando las variables de la ecuación anterior y resolviendo

$$q_r \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r} = -2\pi kL \int_{T_i}^{T_o} dT$$

E integrando

$$q_r = \frac{2\pi kL}{\ln \frac{r_o}{r_i}} (T_i - T_o) \quad (13)$$

Esta ecuación representa el flujo de calor radial estable en función de las propiedades geométricas y del material.

### 1.13.1.b Conducción de calor a través de una pared plana.

En una pared estacionaria la dirección del flujo de calor será a ángulos rectos a la pared, si las superficies de las paredes son isotérmicas y el cuerpo es homogéneo e isotrópico. Se sabe que el flujo de calor por hora es proporcional al cambio de temperatura a través de la pared y el área de la pared  $A$ . Si  $t$  es la temperatura en cualquier punto de la pared y  $x$  es el grueso de la pared en dirección del flujo de calor, la cantidad de flujo de calor está dada por

$$q_x = kA \left( -\frac{dt}{dx} \right) \text{BTU} / \text{hr} \quad (14)$$

El término  $-dt/dx$  se llama gradiente de temperatura y tiene un signo negativo si se supone una temperatura mayor en donde  $x = 0$  y menor en la cara donde  $x = X$ . En otras palabras, la cantidad instantánea de transferencia de calor es proporcional al área y a la diferencia de temperatura  $dt$  que impulsa el calor a través de la pared de espesor  $dx$ .

Donde  $k$  tiene las dimensiones  $\text{BTU} / (\text{h}) (\text{ft}^2 \text{ de área de flujo}) (^\circ \text{F de diferencia de temperatura}) / (\text{pie de grueso de pared})$ . Puesto que  $kA/L$  es la conductancia, su recíproco  $R$  es la resistencia al flujo de calor, o  $R = L/kA$   $(\text{h}) (^\circ \text{F}) / \text{Btu}$ . La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor del calor, tal como un metal, o un mal conductor como el asbesto. Los malos conductores sirven como aislantes.

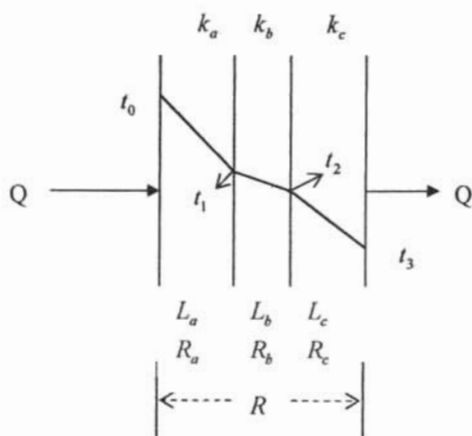


Fig. 1.7 Flujo de calor a través de paredes compuestas.

En la construcción de un horno o cámara de combustión usualmente se emplean varios tipos de ladrillo refractario, puesto que aquellos que son capaces de resistir las altas temperaturas interiores son más frágiles y caros que los que se requieren cerca de la superficie externa, donde las temperaturas son considerablemente menores. Refiriéndose a

la figura 1.7, se colocan tres diferentes materiales refractarios en serie, indicados por los subíndices a, b, c. Para la pared total

$$Q = \frac{\Delta t}{R} \quad (15)$$

El flujo de calor en BTU/hr a través del material "a" debe vencer la resistencia  $R_a$ , pero al pasar a través del material "a" el calor también pasa a través de los materiales "b" y "c" en serie. El calor entrando en la cara izquierda debe ser igual al calor que sale en la cara derecha, puesto que el estado estable sanciona el almacenamiento de calor. Si  $R_a$ ,  $R_b$  y  $R_c$  son diferentes, como resultado de diferente conductividad y grosor, la razón de la diferencia de temperatura a través de cada capa a su resistencia, deberá ser la misma que la razón de la diferencia total de temperatura a la resistencia total, o

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\Delta t_a}{R_a} = \frac{\Delta t_b}{R_b} = \frac{\Delta t_c}{R_c} \quad (16)$$

Teniendo cualquier sistema compuesto que use temperaturas reales:

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{t_0 - t_1}{R_a} = \frac{t_1 - t_2}{R_b} = \frac{t_2 - t_3}{R_c}$$

Reacomodando y sustituyendo:

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{t_0 - t_3}{(L_a / k_a A) + (L_b / k_b A) + (L_c / k_c A)} \quad (17)$$

### 1.13.2 Convección.

La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla del mismo fluido, como resultado de su movimiento. La convección natural es la transferencia de calor por medio de la diferencia de densidades, debido a una diferencia de temperaturas en el mismo fluido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. La convección libre o natural ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por agitación mecánica. Pero cuando el fluido se agita mecánicamente, el calor se transfiere por convección forzada. La agitación mecánica puede aplicarse por medio de un agitador, aun cuando en muchas aplicaciones de proceso se induce circulando los fluidos calientes y fríos a velocidades considerables en lados opuestos de los tubos o superficies. Las convecciones libre y forzada ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida y por lo tanto la más común.

Los factores que promueven altas transferencias para la convección forzada, no necesariamente tienen el mismo efecto en la convección libre. Este tipo de transferencia de calor puede ser descrito en una ecuación que imita la forma de la ecuación de conducción y está dada por

$$\frac{Q}{A} = h(T_{\text{superficie}} - T_{\text{fluido}}) \quad (18)$$

Donde la relación  $Q/A$  es el flujo de calor por unidad de área en  $\text{Btu/hr ft}^2$ ,  $h$  es el coeficiente de película de transferencia de calor en  $\text{Btu}/(\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$ , y el término entre paréntesis es el gradiente de temperaturas en  $^\circ\text{F}$ .

La constante de proporcionalidad  $h$  es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de agitación, y debe ser evaluado experimentalmente. Se llama coeficiente de película de transferencia de calor, y su valor depende de la geometría del sistema, las propiedades físicas y la velocidad del fluido.

### Coefficientes de película.

En el flujo de calor de una tubería al aire, el paso del calor hacia el aire no se efectúa solamente por convección, sino que el flujo se efectúa parcialmente por radiación y parcialmente por convección libre. Existe una diferencia de temperatura entre la superficie de la tubería y la temperatura promedio del aire. La resistencia de la superficie completa se calculó de

$$R_a = \frac{\Delta t_a}{Q} \quad (h) \text{ (} ^\circ\text{F) / BTU} \quad (19)$$

La longitud de la película es de poco significado, aún cuando el concepto de película ficticia encuentra numerosas aplicaciones. En vez de esto, es preferible trabajar directamente con el recíproco de la resistencia unitaria  $h$ , que tiene un origen experimental. En el caso de la convección libre o forzada a líquidos, y para muchos gases a temperaturas y diferencias de temperaturas moderadas, la influencia de radiación puede despreciarse y la resistencia experimental corresponde a convección forzada o libre.

Si se tiene una pared de tubería con convección forzada de diferentes magnitudes en ambos lados de los tubos, en el lado interior, el calor es depositado por un fluido caliente, y en el lado exterior el calor es recibido por un fluido frío. Cualquiera de las resistencias puede ser medida independientemente, obteniendo la diferencia de temperatura entre la superficie del tubo y la temperatura promedio del líquido. La transferencia de calor puede determinarse a partir del cambio de calor sensible en cualquiera de los fluidos y en la longitud del tubo en la cual ocurra transferencia de calor.

Designando por  $R_i$  la resistencia interior, y la exterior por  $R_o$ ; las temperaturas interiores y exteriores de la pared del tubo por  $t_p$  y  $t_w$ , y aplicando una expresión para el estado estable,

$$Q = \frac{A_i(T_i - t_p)}{R_i} = \frac{A_o(t_w - t_o)}{R_o} \quad (20)$$

Donde  $T_i$  es la temperatura del fluido caliente en la parte interior y  $t_o$  la temperatura del fluido frío en el exterior. Sustituyendo las resistencias por sus recíprocos  $h_i$  y  $h_o$ , respectivamente,

$$Q = h_i A_i \Delta t_i = h_o A_o \Delta t_o$$

Los recíprocos de la resistencia de transferencia de calor tienen las dimensiones de  $\text{BTU}/(\text{h}) (\text{ft}^2) (^\circ\text{F})$  de diferencia de temperatura, y se llaman coeficientes individuales de película o simplemente coeficientes de película. Este es una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, indica la razón o la velocidad a la cual fluidos que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor. Otros factores que influyen los coeficientes de película son el tamaño del tubo y si el fluido se considera o no que está dentro del tubo.

La razón de transferencia de calor por convección forzada a un fluido incompresible que viaja en flujo turbulento por una tubería de diámetro uniforme a flujo de masa constante, se ha encontrado que es influida por la velocidad, densidad, calor específico, conductividad térmica, viscosidad, así como por el diámetro interno de la tubería  $D$ .

La velocidad, viscosidad, densidad y diámetro, afectan el grueso de la película del fluido en la pared del tubo a través de la cual el calor debe ser conducido primero, también tienen influencia sobre el grado de mezcla del fluido,  $k$  es la conductividad térmica del fluido, y el calor específico refleja la variación del promedio de la temperatura del fluido como resultado de la absorción uniforme de calor.

Después de llevar a cabo una serie de experimentos, se ha llegado a construir una correlación para el coeficiente de película y una buena aproximación es la ecuación siguiente:

$$\frac{h_i D}{k} = 0.0115 \left[ \frac{DG}{\mu} \right]^{0.90} \left( \frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \quad (21)$$

Cuando un fluido fluye en una tubería isotérmicamente, experimenta una disminución en la presión. Esta caída de presión es una función del número de Reynolds y además, de la rugosidad de la tubería. Disponiendo de datos experimentales, se obtienen correlaciones graficando  $f$  como una función del número de Reynolds y la ecuación convencional de Fanning.

Se sabe que los tubos aislados tienen superficies más lisas que las tuberías y dan por lo mismo menores caídas de presión cuando todos los demás factores permanecen constantes. Para fluidos dentro de tubos de hierro y acero comerciales Wilson, Mc Adams y Seltzer, dan la siguiente ecuación con más o menos 10%

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(DG/\mu)^{0.42}} \quad (22)$$

---

La cual es muy útil para el cálculo de caídas de presión, para lo cual se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{fLv^2\rho}{D2gc} \quad (23)$$

Donde:

$\Delta P$  = caída de presión, en lb/ft<sup>3</sup>.

f = factor de fricción

L = Longitud del trayecto, incluyendo equivalente, en ft.

v = velocidad del fluido, en ft/seg

$\rho$  = densidad del fluido, en lb/ft<sup>3</sup>

D = diámetro de la tubería, en ft

Gc = constante gravitacional, en ft / seg<sup>2</sup>

### 1.13.3 Radiación.

La radiación involucra la transferencia de energía desde una fuente a un receptor, sin que exista contacto alguno entre ambos. Cuando esto pasa, parte de la energía se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él. Esta forma de transferencia de calor radiante no requiere la intervención de un medio, y el calor puede ser transmitido por radiación a través del vacío absoluto. La transferencia de calor por radiación es máxima cuando las dos superficies que intercambian energía se encuentran separadas por un vacío perfecto. Cabe aclarar que no es posible crear un vacío perfecto.

Existen dos probables orígenes de la energía radiante:

- a) A través del modelo atómico de Bohr podemos suponer que los electrones viajan alrededor del núcleo de un átomo en órbitas elípticas a distancias variables del núcleo. La energía potencial es la energía requerida para mover un electrón de su órbita a una distancia infinita del núcleo. En caso de una perturbación, tal como la colisión de un átomo con otro o con un electrón, el electrón en cuestión podría ser desplazado de su órbita y podría volver a su órbita original, pasar a otra órbita cuyos electrones poseen diferente energía, o dejar el sistema. Si la transición es de una órbita de mayor energía a una de menor, el reajuste se efectúa radiando el exceso de energía.
- b) El origen de la energía radiante puede atribuirse a los cambios en las energías de átomos y moléculas sin referencia a sus electrones. Si dos o mas núcleos de la molécula están vibrando uno con respecto al otro, un cambio en la amplitud o amplitudes de la vibración causará un cambio en el contenido de energía. La energía de la molécula puede cambiarse por una alteración de su energía cinética de traslación o rotación y esto también resultará en emisión de energía radiante. Una disminución en velocidad corresponde a la emisión de energía radiante, mientras que un aumento corresponde a la absorción de energía radiante.

---

Se sabe que la temperatura es una medida del promedio de la energía cinética de las moléculas, a mayor temperatura mayor energía cinética, así que puede esperarse por lo tanto, que a mayor temperatura es mayor la cantidad de energía radiante emitida por una sustancia. Para que la energía radiante se emita desde el interior de un sólido, debe penetrar la superficie del sólido sin ser disipada en producir otros cambios de energía dentro de las moléculas.

Toda la energía radiante emitida de la superficie de los cuerpos sólidos es generada por cambios en los niveles de energía de las moléculas cercanas o en su superficie.

La cantidad de energía radiante emitida por un sólido es, consecuentemente, función de la superficie del cuerpo, y recíprocamente, la radiación incidente en un cuerpo sólido se absorbe en su superficie. La probabilidad de que la energía interna generada alcance la superficie, es mucho mayor para los gases calientes radiantes que para los sólidos, y la energía radiante emitida por un gas es función del volumen de él mas bien que de la superficie de la forma del gas. En los líquidos la situación es intermedia entre gases y sólidos, y se puede originar radiación un poco por debajo de la superficie, dependiendo de la naturaleza del líquido.

#### **Emisividad y absorbanza.**

El primero de estos conceptos se refiere al uso de la razón de la potencia emisiva real a la potencia emisiva de cuerpo negro, bajo idénticas condiciones. La cantidad total de energía radiante de todas las longitudes de onda emitida por un cuerpo por unidad de área y de tiempo, es la potencia emisiva total en BTU/ (h) (ft<sup>2</sup>). Puesto que es la referencia, la emisividad del cuerpo negro es la unidad.

Si la intensidad de la radiación incidente en el cuerpo es I BTU/ (h) (ft<sup>2</sup>), la fracción absorbida a<sub>1</sub>, y la potencia emisiva total E<sub>1</sub> BTU/ (h) (ft<sup>2</sup>).

La energía emitida por el cuerpo 1 de superficie total A<sub>1</sub>, es igual a la recibida, o sea,

$$\begin{aligned} E_1 A_1 &= I a_1 A_1 \\ E_1 &= I a_1 \end{aligned}$$

Ahora si un cuerpo negro se pone en contacto, entonces

$$E_b = I a_b$$

Se sabe que la absorbanza de un cuerpo negro es 1,

$$\frac{E_1}{a_1} = \frac{E_2}{a_2} = E_b \quad (24)$$

Significa entonces que en el equilibrio térmico, la razón de la potencia emisiva total a la absorbanza para todos los cuerpos es la misma.



Las emisividades son influidas por el acabado o pulido de las superficies y aumentan con la temperatura. Las superficies muy pulidas y blancas tienen, generalmente, valores menores que las superficies negras y rugosas. Cualquier cuerpo que tenga una alta emisividad como radiador tendrá alta absorberencia cuando actúe como receptor.

Basándose en la segunda ley de la termodinámica, Boltzmann estableció que la velocidad a la cual una fuente da calor es

$$dQ = \sigma \epsilon dA T^4 \quad (25)$$

Esto se conoce como la ley de la cuarta potencia, donde Q es el flujo de calor en Btu/hr, T es la temperatura absoluta,  $\sigma$  es una constante dimensional, A es el área de flujo,  $\epsilon$  es la emisividad. La emisividad, igual que la conductividad térmica k o el coeficiente de transferencia de calor h, debe también determinarse experimentalmente.

Se encontró que la emisividad de un cuerpo negro se puede expresar de la siguiente manera,

$$E_b = 0.173 \times 10^{-8} T^4 \text{ conocida también como } \sigma$$

Esta ecuación establece que la radiación total de un cuerpo negro perfecto es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo. Siendo esta la ley de Stefan-Boltzmann.

La constante de Stefan-Boltzmann, tiene el valor de  $0.173 \times 10^{-8} \text{ BTU}/(\text{h})(\text{ft}^2)(^\circ\text{R}^4)$ , y sirve como la principal correlación en los cálculos de fenómenos de radiación y es a la radiación lo que  $Q = h A \Delta t$  es a la convección. Pero dicha constante se derivó para un cuerpo negro perfecto. Por lo tanto si un cuerpo no es negro, la razón de la emisividad E/E<sub>b</sub> y E se puede escribir como  $E = E_b \epsilon$

Por lo tanto la ecuación para el cuerpo negro se transforma en:

$$E = \epsilon \sigma T^4$$

$$Y \quad \frac{Q}{A} = \epsilon \sigma T^4 \quad (26)$$

Ya que Q/A, tienen las mismas dimensiones que la potencia emisiva total.

Si se tienen dos planos que se comportan como cuerpos negros, que por definición de cuerpo negro, toda la energía que recibe es absorbida y el cambio neto por pie cuadrado entre dos planos mantenidos a temperatura constante es,

$$\frac{Q}{A} = E_{b1} - E_{b2} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (27)$$

Lo que equivale a

$$\frac{Q}{A} = 0.173 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (28)$$

Pero si los dos planos no son cuerpos negros perfectos ni son de la mismas dimensiones, o las geometrías son distintas, la anterior ecuación se transforma en

$$Q = F_A F_e A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (29)$$

Siendo  $F_e$ , la corrección para la emisividad, y  $F_A$ , la corrección para la geometría del sistema en estudio, cuyos valores pueden ser calculados a partir de la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Valores de  $F_e$  y  $F_A$

	$F_A$	$F_e$
a) La superficie $A_1$ es pequeña comparada con la superficie envolvente $A_2$ .	1	$\epsilon_1$
b) Superficies $A_1$ y $A_2$ de discos paralelos, cuadrados, rectángulos 2:1, rectángulos largos	Fig. 1.1	$\epsilon_1 \epsilon_2$
c) Superficie $dA_1$ y superficie rectangular paralela $A_2$ con una esquina del rectángulo sobre $dA_1$	Fig. 1.2	$\epsilon_1 \epsilon_2$
d) Superficies $A_1$ o $A_2$ de rectángulos perpendiculares teniendo un lado común	Fig. 1.3	$\epsilon_1 \epsilon_2$
e) Superficies $A_1$ y $A_2$ de planos paralelos infinitos o superficie $A_1$ de un cuerpo completamente encerrado que es pequeño comparado con $A_2$	1	$\frac{1}{\left( \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} \right) - 1}$
f) Esferas concéntricas o cilindros concéntricos infinitos con superficies $A_1$ y $A_2$	1	$\frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left( \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)}$

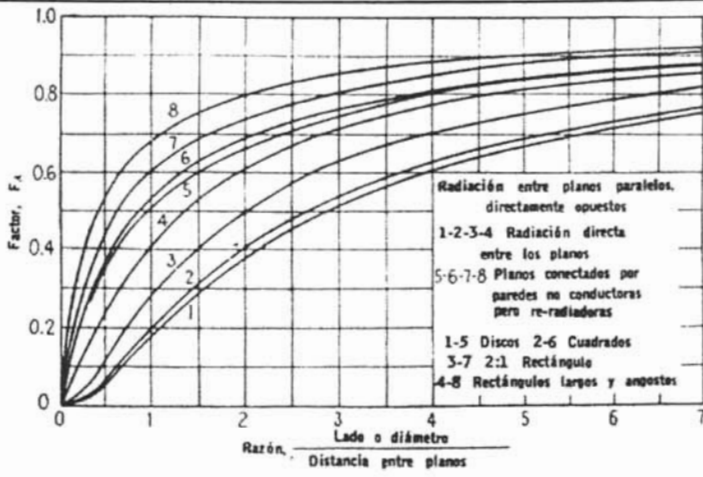


Figura 1.1 Radiación entre planos paralelos.

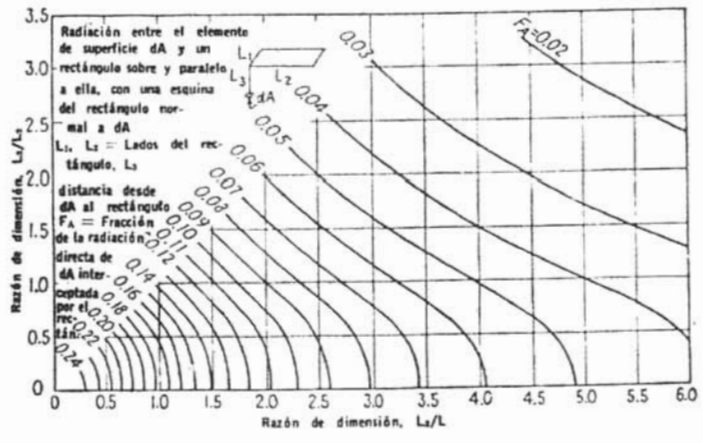


Figura 1.2 Radiación entre un elemento y un plano paralelo .

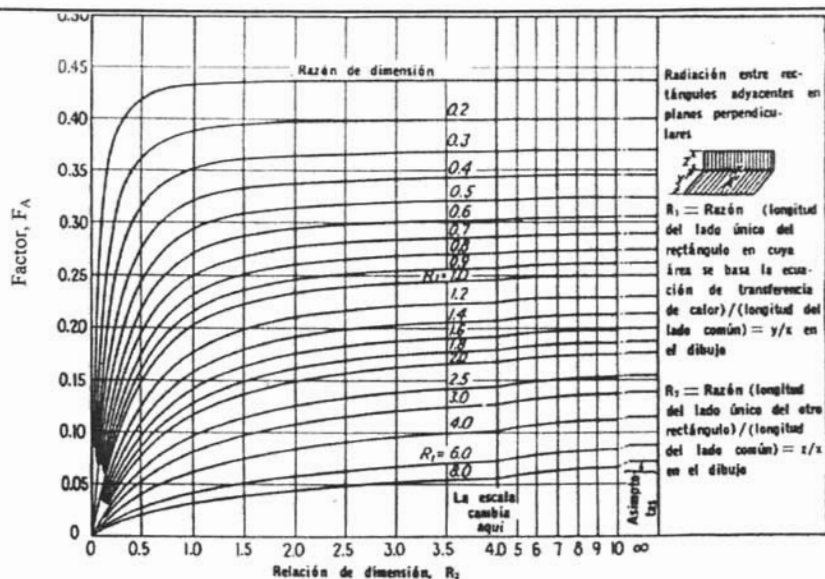


Figura 1.3 Radiación entre planos perpendiculares.

## GENERALIDADES SOBRE INCINERADORES ROTATORIOS

### 2.0 Hornos.

Un horno lo podemos definir como un espacio cerrado en el cual el calor es intencionalmente liberado por combustión, elementos eléctricos o reacciones nucleares. Existen distintos tipos de hornos, que se clasifican según su aplicación, que engloba intencionalmente su temperatura de operación, derivados del inglés podemos hacer tres clasificaciones:

- Oven: Temperaturas de operación bajas, menos de 540° C
- Furnace: Temperaturas de operación alrededor de 540° C a 650° C
- Kiln: Temperaturas de operación altas mucho mayores a 540° C, utilizados en calcinación.

En este proyecto hablaremos sobre hornos rotatorios, que están dentro de la clasificación de furnace.

### 2.1 Horno rotatorio.

El horno rotatorio consiste en un cilindro que gira sobre cojinetes apropiados y, por lo común, tiene una leve inclinación en relación con la horizontal. La longitud de los hornos es un factor determinante en la eficiencia térmica. Los hornos rotatorios horizontales con un valor alto de relación L/D tienen una eficiencia térmica mayor que aquellos con un bajo L/D. La longitud del cilindro varía de 4 a más de 10 veces su diámetro.

Los sólidos que se introducen por un extremo del cilindro y se desplazan a lo largo de él, debido a la rotación, el efecto de la carga y la pendiente del cilindro, descargándose por el otro extremo como producto acabado. Los gases que circulan por el cilindro pueden reducir o aumentar la velocidad de movimiento de los sólidos, según que la circulación del gas sea a contracorriente o siga una corriente paralela con la circulación de los sólidos.

El uso de cadenas dentro del horno junto con la recuperación de calor a partir de los gases de combustión y del producto que abandona el horno, pueden sustancialmente incrementar la eficiencia térmica. Eficiencias de 45% a más de 80% han sido reportadas.

Un rango razonablemente satisfactorio va desde un 65% a un 75%, incluyendo la recuperación del contenido calorífico del combustible más cualquier calor de reacción generado por la carga. Con flujo a contracorriente de los gases de combustión y el material de carga, una excepcional longitud del horno dará como resultado altas eficiencias térmicas debido al contacto prolongado. Se puede llevar a cabo una inversión aceptable con un horno más pequeño junto con un recuperador de calor, calentado este por los gases calientes para obtener eficiencias térmicas equivalentes.

El calor contenido de calor en el producto usualmente precalienta el aire de combustión. Los hornos rotatorios se construyen además como unidades batch y se usan para secar, calcinar, y calentar lotes de materiales.

---

Los secadores rotatorios se clasifican como directos, directos-indirectos, indirectos y tipos especiales. Estos nombres se refieren al método de transmisión de calor, que es directo cuando se aplica o elimina calor de los sólidos por intercambio directo entre estos y el gas circulante, e indirecta cuando el medio de calentamiento no tiene un contacto físico con los sólidos y se separa de ellos por medio de un tubo o una pared metálica.

Cuando se trata de operaciones de transmisión de calor y transferencia de masa, sus características de operación los hacen adecuados para lograr diversos procesos como desecación, reacciones químicas, recuperación de disolventes, descomposiciones térmicas, mezclado, sinterización y aglomeración de sólidos.

A continuación se incluyen los tipos específicos más sobresalientes.

- *Secador rotatorio directo (enfriador)*. Se trata por lo común de un cilindro metálico ordinario con o sin paletas o aspas. Es apropiado para operaciones a temperaturas bajas o intermedias en donde la temperatura de operación está limitada primordialmente por las características de resistencia del metal que se haya usado en la fabricación.
- *Horno rotatorio directo*. Este es un cilindro metálico revestido en el interior con bloques aislantes o ladrillos refractarios, y es apropiado para operaciones a temperaturas elevadas.
- *Secador indirecto de tubo al vapor*. Se trata de un cilindro metálico desnudo, provisto de una o más hileras de tubos metálicos instalados longitudinalmente sobre la cubierta. Sirve para operaciones a las temperaturas de vapor disponibles o para procesos en que los tubos se deben enfriar con agua.
- *Calcinadores rotatorios indirectos*. Este es un cilindro metálico simple rodeado, en el exterior, por un horno encendido o con calefacción eléctrica. Es adecuado para operaciones a temperaturas intermedias hasta el máximo que pueda tolerar la pared metálica del cilindro, que casi siempre es del orden de 700 a 800 ° F, en el caso de acero al carbono, y de 1000 a 1400 ° F para acero inoxidable.
- *Secador de persianas giratorias*. Este es uno de los tipos especiales más importantes y difieren de la unidad rotatoria directa en que, en este caso, se suministra una verdadera circulación directa de gas a través del lecho de sólidos. Al igual que el rotatorio directo, este es apropiado para operaciones a temperaturas bajas e intermedias.

Los equipos rotatorios se aplican al procesamiento de sólidos tanto por lotes como en continuo, que tienen un movimiento de circulación relativamente libre, y el producto que descargan es granular.

Los hornos rotatorios directos y los calcinadores indirectos sin aspás internas u otras obstrucciones, a menudo están provistos de cadenas colgantes. Estas pueden servir como superficies en las cuales se acumula el material hasta que deja de ser pegajoso, momento en que se desprende convertido en sólido granular y continúa su movimiento por el cilindro. Estas cadenas de raspado se pueden utilizar también en calcinadores indirectos, para mantener limpias las paredes interiores de los mismos.

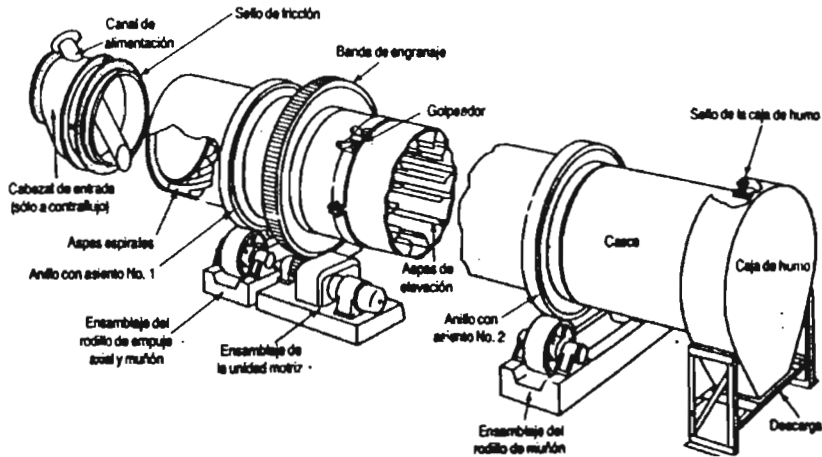


Fig. 2.1 Configuración de los componentes de un horno secador a contracorriente y calor directo. (Fuente: Ref. 10)

Las unidades de calor directo son las más sencillas y económicas, en lo que respecta a su construcción, y se emplean cuando se pueden tolerar el contacto directo entre los sólidos y los gases de combustión y el aire. Puesto que la carga calorífica total se debe introducir o eliminar en la corriente de gas, casi siempre se necesitan grandes volúmenes de gas y altas velocidades del mismo. Siendo estas mayores a 100 ft/s, por lo tanto es probable que el uso de equipos rotatorios directos con sólidos que contienen partículas extremadamente finas generan pérdidas de arrastre excesivas en la corriente de gas de salida.

Cuando hay gases o sólidos tóxicos presentes, cuando el gas de salida tiene una temperatura muy elevada, cuando el gas está cerca de su nivel de saturación como cuando sale de un secador de tubo de vapor o cuando la recirculación de gas se realiza dentro de un sistema sellado, es posible emplear lavadores por vía húmeda, ya sea de manera independiente o después de la cámara de asentamiento de sólidos arrastrados. El ventilador de expulsión debe ubicarse corriente abajo en relación con el sistema de recolección.

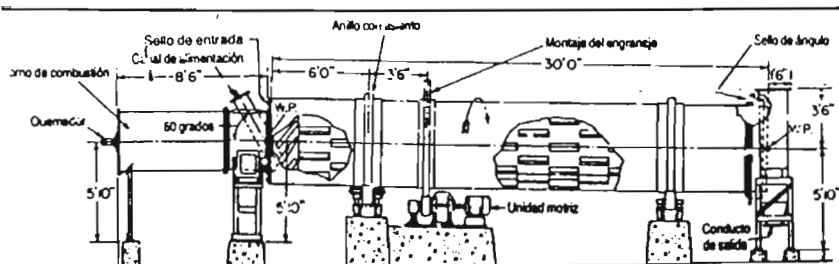


Fig.2.2 Elevación de un horno secador rotatorio de corriente paralela y calor directo.  
(Fuente: Ref. 10)

El equipo giratorio, excepto los depósitos revestidos con ladrillo que operan por arriba de la temperatura ambiente, está casi siempre aislado, con el fin de evitar las pérdidas de calor. El aislamiento se convierte en un aspecto particularmente necesario en las unidades de calor directo con corriente paralela. Cuando el cilindro no está bien aislado, no es extraño que el enfriamiento o la condensación del producto en la cubierta ocurran en el último 10 a 50 % de longitud del mismo.

Para asegurar una mejor operación, la velocidad de alimentación para los equipos rotatorios se debe regular de una manera muy minuciosa, al igual que la cantidad y la calidad. Puesto que las temperaturas de los sólidos son difíciles de medir y los cambios se detectan con cierta lentitud, la mayoría de las operaciones en equipos rotatorios se controlan por medios indirectos. En las unidades de calor directo, las temperaturas del gas de entrada y salida se miden y regulan como si se tratara de secadores y hornos directos. En los calcinadores de calor directo se mide directamente la temperatura de la cubierta.

El polvo arrastrado en la corriente de gas de salida se separa comúnmente por medio de recolectores de ciclón. Este polvo se descarga nuevamente al proceso, o bien, se recoge por separado.

El equipo que se impulsa eléctricamente y opera con temperaturas de metal que sobrepasan de 425K debe estar provisto de unidades motrices fuertes de potencia auxiliares. La pérdida de rotación de un calcinador calentado, o de un secador de alta temperatura que conduce un lecho pesado de sólidos calientes, generara cierto hundimiento o flexión del cilindro, debido al enfriamiento no uniforme.

El secador u horno rotatorio de calor directo esta equipado comúnmente con aspas en el interior, para levantar y dejar caer los sólidos a través de la corriente de gas a su paso por el cilindro. La forma de la aspa depende de la consistencia del material que esté manejando la unidad. Cuando se usa una corriente paralela de gas y sólidos, las aspas se pueden omitir en los últimos pies cercanos a la salida para reducir el arrastre de producto seco en el gas de salida. Los sólidos que se adhieren a las aspas y las paredes se desprenden con mayor eficacia por medio de golpeadores externos de casco.



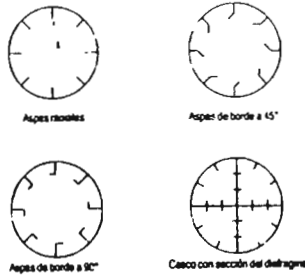


Fig.2.3 Secador rotatorio de calor directo con diferentes configuraciones de lifters o aspas. (Fuente: Ref. 10)

El flujo a contracorriente del gas y los sólidos genera mayor eficiencia de transferencia de calor con una temperatura de gas de entrada determinada; pero el flujo en corrientes paralelas se utiliza con mayor frecuencia para desecar materiales sensibles al calor a temperaturas de gas de entrada superiores, debido al rápido enfriamiento que sufre el gas durante la evaporación inicial de la humedad de la superficie.

En la operación los gases se hacen pasar por el cilindro ya sea mediante un extractor o una combinación de extractor y ventilador. En este último caso, es posible mantener un control muy preciso de la presión interna, incluso cuando la caída de presión total del sistema es importante. En muy raras ocasiones se emplea solo un ventilador para forzar el paso del gas por el cilindro, debido a que la presión interna es superior a la atmosférica, y el aire caliente y el polvo pueden impulsarse hacia los sellos de gas o fugarse a las zonas de trabajo circundantes.

Los secadores rotatorios operan usualmente llenando su volumen con material entre el 10 el 15 %. Un llenado menor será insuficiente para utilizar plenamente los elevadores (lifters), mientras que un llenado mayor crea la posibilidad de provocar interrupciones de los sólidos de alimentación en la parte superior del lecho. En condiciones de llenado normal, casi siempre se logra que el secador u horno contenga los sólidos el tiempo suficiente para completar la eliminación de la humedad interna. El tiempo requerido para que se produzca la máxima concentración y combustión del material, representa el tiempo promedio de paso.

Las velocidades de masa del aire en secadores rotatorios varían, por lo común de 400 a 4000 lb/hr ft<sup>2</sup>. Se acostumbra usar la mayor velocidad de aire posible sin reproducir una cantidad apreciable de polvo. En general se puede utilizar con seguridad una velocidad del aire de 1000 lb/hr ft<sup>2</sup>.

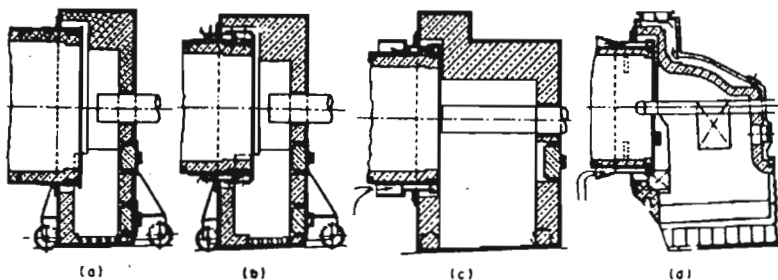


Fig.2.4 Carátulas de encendido de hornos alternos, a)Carátula de encendido normal, b)Carátula para altas temperaturas, c)Carátula con pasaje agrandado para el aire de combustión, d)Carátula con conexión a un enfriador. (Fuente: Ref. 10)

## 2.2 Hornos rotatorios de calor directo.

El horno rotatorio de calor directo es uno de los hornos de proceso para altas temperaturas de mayor importancia. Sustituye al secador rotatorio ordinario, cuando la temperatura de pared sobrepasa a la que se puede tolerar una cubierta metálica no revestida (700 a 800° F para acero al carbono).

Las cubiertas o los cascos de hornos rotatorios están revestidos en parte o en toda su longitud, con ladrillos refractarios para evitar el sobrecalentamiento del acero, que traería como consecuencia su debilitamiento. Se pueden utilizar dos revestimientos, el que queda adherido a la cubierta es de ladrillo aislante. El producto caliente se descarga desde el extremo inferior del horno hacia tanques de enfriamiento o inmersión en transportadores o dispositivos de enfriamiento que puedan o no recuperar su contenido calórico.

Los hornos rotatorios son unidades forradas de refractario montadas horizontalmente sobre mecanismos giratorios que rotan continuamente durante la operación.

El material es continuamente alimentado dentro de uno de los extremos del horno. Un quemador localizado en el otro extremo del horno provee el calor requerido para el proceso que se desee realizar. El material ya procesado generalmente se descarga en el extremo donde se localiza el quemador; siendo los gases de combustión y proceso descargados en el extremo opuesto. La rotación del horno provoca que todas las porciones de la carga sean expuestas a la flama ayudando a obtener la uniformidad de las reacciones en la cámara de combustión.

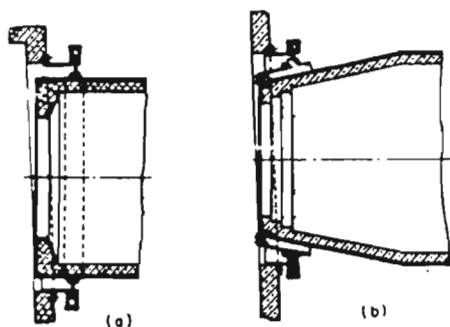
Estos hornos pueden ser bastante largos, de hasta 120 m de longitud por 3 m de diámetro interior, y frecuentemente tiene una capacidad de producción de hasta 500 Ton por día. Algunos de los incineradores rotatorios más largos son empleados en la manufactura de cemento, y en la calcinación y deshidratación de mineral de hierro.

Las cubiertas de los hornos rotatorios modernos tienen una construcción totalmente soldada. La inclinación del horno varía según el proceso de  $\frac{1}{4}$  a  $\frac{3}{4}$  pulg./pie. La velocidad de rotación oscila también desde muy lenta, es decir, una velocidad periférica de 3 ft/min para un horno de pigmento, o 45 ft/min para un horno de cemento, hasta 125 ft/min para una unidad que sirve para calcinar materiales de fosfato.

Las características especiales incluyen el diseño del extremo de descarga para el enfriamiento por aire en hornos que operan a temperaturas elevadas, como los de cemento. Los recuperadores de calor internos tienen muy diversos diseños y se están popularizando enormemente conforme aumenta el precio del combustible.

El encendido se efectúa en cualquier extremo, según que se desee establecer una circulación de la carga y los gases en sentido paralelo o a contracorriente, el quemador se instala directamente en el extremo del horno si la combustión se desarrolla al interior del mismo. En este caso, la cubierta del extremo de descarga consiste casi siempre en un casco de horno fijo o móvil por el cual entra al horno la tubería de combustible.

El horno y la cubierta (cámara de combustión) tienen casi siempre extremos abiertos que coinciden entre sí y con la abertura que se cierra con un sello corredizo.



**Fig.2.5 Disposición de sellos de horno, a) Sello de aire simple de tipo flotante para el extremo de alimentación, b) Sello de aire simple de tipo flotante para extremo de alimentación abusado y con enfriamiento por aire. (Fuente: Ref. 11)**

Los gases de expulsión se descargan dentro de un equipo amortiguador de polvos y humos, con el fin de evitar la contaminación de la atmósfera. Los equipos para purificar gases incluyen ciclones, cámaras de sedimentación, torres de lavado y precipitadores electrostáticos. Los dispositivos de recuperación de calor se utilizan tanto dentro como fuera del horno y generan un aumento en la capacidad del mismo, o bien, una reducción en el consumo de combustible.

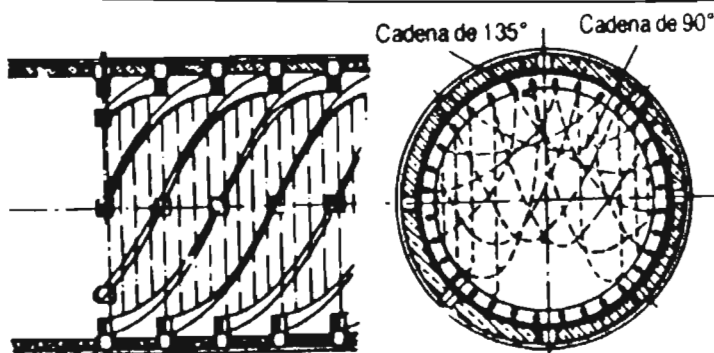


Fig.2.6 Instalación de cadenas de horno. (Fuente: Ref. 10)

La desecación acelerada de lechadas en el extremo de alimentación de los hornos rotatorios, en operaciones por vía húmeda, se logra instalando cadenas colgantes y/o lifters. Las espirales de transporte sostienen los tramos de cadena suspendidos que se acomodan de tal manera que formen un patrón eficaz para la desecación. Con el sistema de cadenas, la lechada se calienta de tres maneras: por transferencia directa de las cadenas, después de la suspensión en gases calientes, elevando el material hasta la trayectoria de la corriente de gases calientes y por flujo directo del gas caliente sobre el fondo de la lechada en el espacio que queda debajo de las cadenas suspendidas. Con frecuencia, el producto se conforma en tabletas de tamaño uniforme que se desplazan a través de la porción restante del horno en esa forma, originando un mejoramiento en la transmisión de calor y una reducción en las pérdidas de polvo.

### 2.3 Métodos de diseño.

En los hornos rotatorios, el material no se disemina por la corriente de aire, sino que se retiene en la parte inferior del cilindro. El contacto entre gases y sólidos es mucho menos eficaz que en las unidades con aspás. La transmisión de calor se hace por radiación y convección del gas en movimiento hacia el ladrillo del horno y la superficie expuesta del lecho, y por radiación del ladrillo hacia el lecho. Cuando un horno tiene encendido interno, la principal fuente de transmisión de calor es la radiación de las llamas y los gases calientes. Esto ocurre de manera directa, tanto en la superficie de los sólidos como en la pared y de esta última al producto, por una reradiación (con cierta cantidad de conducción).

La longitud de los hornos es un factor determinante en la eficiencia térmica. Los hornos rotatorios horizontales con un valor alto de relación  $L/D$  tienen una eficiencia térmica mayor que aquellos con un bajo  $L/D$ . El uso de cadenas dentro del horno junto con la recuperación de calor a partir de los gases de combustión y del producto que abandona el horno, pueden sustancialmente incrementar la eficiencia térmica. Eficiencias de 45 % a más de 80 % han sido reportadas.

---

Un rango razonablemente satisfactorio va desde un 65 a un 75%, incluyendo la recuperación del contenido calorífico del combustible más cualquier calor de reacción generado por la carga. Con flujo a contracorriente de los gases de combustión y el material de carga, una excepcional longitud del horno dará como resultado altas eficiencias térmicas debido al contacto prolongado. Se puede llevar a cabo una inversión aceptable con un horno más pequeño junto con un recuperador de calor, calentado este por los gases calientes para obtener eficiencias térmicas equivalentes.

El calor contenido de calor en el producto usualmente precalienta el aire de combustión. Los hornos rotatorios se construyen además como unidades batch y se usan para secar, calcinar, y calentar lotes de materiales.

En general, un horno de alimentación seca cuenta con tres zonas de calentamiento y el de alimentación húmeda tienen cuatro.

1. La zona de desecación en el extremo de alimentación elimina la humedad.
2. La zona de calentamiento que es en donde la carga se calienta hasta la temperatura de reacción, es decir, la temperatura de descomposición para la piedra caliza o la de calcinación para el cemento.
3. La zona de reacción en donde la carga se quema, descompone, reduce, oxida, etcétera.
4. Zona de recalentamiento, en donde la carga que ha reaccionado se somete a un sobrecalentamiento o recalentamiento. Los índices de transmisión de calor de cada zona variarán entre sí.

Los hornos rotatorios operan a varias temperaturas a lo largo de su longitud total, la máxima temperatura de la carga es de 2600 a 2800° F y, para los gases, es de 2800 a 3000° F. Los índices generales de transmisión de calor se calcularon en la gama de 2500 a 6000 BTU/h ft<sup>3</sup>, basándose en el volumen total del horno.

Para calcular la capacidad de un horno se han desarrollado varios métodos abreviados, aunque tienen aplicaciones limitadas. La ecuación siguiente elaborada por Gibas da una aproximación de la práctica comercial que se aplica en hornos de un solo diámetro:

$$\frac{\text{Toneladas de producto}}{\text{día}} = \frac{kLD^2}{100}$$

Con esta ecuación se relaciona la capacidad de producto con el volumen del horno, siendo L la longitud del mismo, en pies; D el diámetro, en pies, y k un factor cuya magnitud depende del material de la carga y otras variables.

El flujo de material a través de un horno rotatorio está determinado por su pendiente y su velocidad rotacional, así como también por las características del material que está siendo procesado. El material es precalentado progresivamente al ir pasando desde el extremo de la alimentación hasta la zona de calcinación de alta temperatura. Aquí la flama

es producida por combustión del combustible utilizado a través de los quemadores localizados en la carátula en uno de los extremos.

Para la calcinación, las temperaturas usadas varían de 1000 a 2500° F.

Cuando se desea incrementar la capacidad de una instalación de horno ya existente, se deben tomar en cuenta los siguientes cambios:

1. Aumentar el volumen de carga contenida dentro del horno.
2. Aumentar la temperatura y la cantidad de los gases de combustión.
3. Reducir la cantidad de aire en exceso, en relación con las necesidades de combustión.
4. Aumentar la velocidad de rotación del horno.
5. Instalar anillos de estancamiento en puntos intermedios y en el de descarga.
6. Incrementar la capacidad de los mecanismos de alimentación y descarga.
7. Reducir el contenido de humedad del material de alimentación.
8. Aumentar la temperatura del material alimentado, o de carga.
9. Instalar cadenas o aspas, etc., en el extremo de alimentación.
10. Precalentar todo el aire de combustión.
11. Reducir la entrada de aire frío al horno en el extremo caliente.
12. Aumentar el tiro de la columna, incrementando su altura o utilizando chiflones.
13. Instalar la instrumentación necesaria para controlar el horno a condiciones de capacidad máxima.

**Tabla.2.1 Instalaciones típicas de hornos rotatorios.**

Tamaño, diámetro x longitud	Número Usual de Sostenes	Gama de hp del motor para operar §
5 x 80 pies	2	5-7.5
6 x 70 pies	2	7.5-15
7 x 70 pies	2	15-20
8 x 140 pies	4	25-30
9 x 160 pies	2	30-50
10 x 150 pies	2	40-75
11 x 175 pies	2	60-100
11 x 300 pies	5	75-125
12 x 500 pies	8	200-300

§ Las necesidades de potencia varían según el tamaño del horno, la naturaleza del material manejado y el método de operación. (Fuente: Ref. 10)

---

El tiempo de paso en los hornos rotatorios (a partir del cual se puede calcular la retención) se determina aplicando la siguiente fórmula:

$$\theta = \frac{0.19L}{NDS}$$

En donde  $\theta$  = tiempo de paso del horno en min.; L = longitud del horno, en pies; N=velocidad de rotación, en RPM; S = pendiente del horno, en pie/pie y D = diámetro interno del horno en pies.

En general, los hornos rotatorios operan entre el 3 y el 12% de su volumen lleno con el material y el 7% se considera como un nivel normal.

La longitud de horno es un factor primordial para determinar la eficiencia térmica y los que tienen una relación elevada de la longitud al diámetro poseen una mayor eficiencia térmica que los de relaciones bajas. El uso de cadenas dentro del horno y equipos de recuperación calorífica para los gases y el producto que salen del horno, aumentan sustancialmente la eficiencia térmica de una instalación de esta índole. Se ha informado de las eficiencias alcanzadas que varían entre el 45 y más del 80 %.

Una gama razonablemente satisfactoria, basada en los precios de combustible y los costos de construcción que predominan hoy en día, sería del 65 al 75 % de utilización y recuperación del contenido calorífico del combustible, mas cualquier calor de reacción de la carga, desde el punto de vista del cálculo de la eficiencia, no se hace ninguna diferencia entre el calor utilizado dentro del horno y el que se recupera (o emplea) fuera del mismo.

Con la circulación a contracorriente de los gases de combustión y el material de carga, un horno excepcionalmente largo dará grandes eficiencias dentro de si mismo; sin embargo, los principios sanos de economía pueden dictar la instalación de un horno mas corto, con una caldera de calor de desecho para los gases calientes, con objeto de obtener una eficiencia térmica equivalente con una inversión menor.

El calor contenido en el producto caliente se recupera, casi siempre, en la forma de precalentamiento para el aire de combustión.

## **2.4 Motores.**

Los motores montados para trabajar con hornos rotatorios, enfriadores o secadores, deben ser seleccionados del tamaño estándar próximo superior que aquel que indican los cálculos del caballaje.

Los motores para hornos rotatorios (los cuales usualmente rotan a velocidades que pueden ser variadas como el operador lo decida) pueden ser de corriente directa o corriente alterna., además para ser operados a velocidad constante puede ser utilizado cualquier motor a velocidad constante teniendo al arranque un torque alto.

---

## 2.5 Clasificación de los desechos e incineradores.

La base para una operación satisfactoria de un incinerador es el propio análisis del desecho que será destruido, y la selección del equipo apropiado para tal efecto.

Como guía, las mezclas mas comúnmente encontradas han sido clasificadas en tipo de desperdicio, junto con los valores de BTU y los contenidos de humedad de la mezcla. Una concentración de un desperdicio en específico en la mezcla puede cambiar los valores y/o el contenido de humedad de la mezcla.

Una concentración de más de 10% en peso de papel, como revistas, cambiará la densidad de la mezcla y afectará la velocidad de incineración.

De manera similar los incineradores han sido clasificados, por sus capacidades y por el tipo de desecho que son capaces de incinerar, como se muestra a continuación en la tabla 2.2.



**Tabla 2.2 Clasificación de los desechos e incineradores según el Incineration Institute of America. (Fuente: Ref. 7)**

Clasificación de Desechos	Clasificación de Incineradores
<p>Tipo 0.- Basura, una mezcla de desperdicio altamente combustible, como papel, cartón, cajas de madera, y basuras provenientes de actividades comerciales e industriales. Las mezclas contienen hasta 10 % en peso de bolsas de plástico, papel impreso, papel plastificado, cartón corrugado, trapos aceitosos y trozos de plástico o goma.</p> <p>Este tipo de desperdicio contiene 10% de humedad, 5% de sólidos incombustibles y tiene un valor de calentamiento de 8500Btu/lb al arder.</p>	<p>Clase I.- Incineradores portátiles, directamente alimentados, con una capacidad menor de 5 ft<sup>3</sup> de capacidad de almacenamiento, o con un consumo de 25lb/hr, recomendable para desechos tipo 2.</p> <p>Clase IA.- Incineradores portátiles, directamente alimentados, con un volumen en la cámara primaria de 5 ft<sup>3</sup>, o con un consumo de 25lb/hr hasta 100 lb/hr no incluyendo desechos tipo 0,1,2, o hasta 75 lb/hr no incluyendo desechos tipo 3.</p>
<p>Tipo 1.- Escombros, una mezcla de desperdicios combustibles como papel, cartón, trozos de madera, follaje y basuras provenientes de actividades comerciales, domesticas e industriales. La mezcla contiene hasta un 20% en peso de desperdicios provenientes de cafeterías o restaurantes, pero contienen papeles, plástico o gomas poco o no tratados.</p> <p>Este tipo de desperdicio contiene u 25% de humedad, 10% de sólidos incombustibles y un valor de calentamiento de 6500 BTU/lb al arder.</p>	<p>Clase II.- Incineradores de una cámara con más de 2 ft<sup>2</sup> de área de combustión, apropiado para desechos tipo 2. Este tipo de incineradores esta equipado con una columna vertical funcionando tanto como rampa de carga y como chimenea para la evacuación de los productos de la combustión. Este tipo de incinerador se instala en casas o departamentos o múltiples viviendas, pero no a alturas de más de cinco pisos.</p>
<p>Tipo 2.- Desechos, consistiendo aproximadamente la mitad del peso de escombros y basura doméstica.</p> <p>Este tipo de desperdicio es común en residencias o apartamentos, conteniendo hasta el 50% de humedad, 7% de sólidos incombustibles, y con un calor de 4300Btu/lb al arder.</p>	<p>Clase IIA.- Incineradores de cámara múltiple con rampa de alimentación, con más de 2 ft<sup>2</sup> de área de combustión, apropiado para desechos tipo 1 y 2. No se recomiendan para desechos industriales. Este incinerador esta equipado con una rampa vertical para cargar los desechos desde dos o más pisos sobre el incinerador y una columna separada para la evacuación de los productos de combustión a la atmósfera.</p>
<p>Tipo 3.- Desechos, conteniendo desperdicios animales y vegetales prevenientes de restaurantes, cafeterías, hoteles, hospitales, mercados e instalaciones similares.</p> <p>Este tipo de desperdicio contiene hasta 70% de humedad, y 5% de sólidos incombustibles, con un calor liberado al arder de 2500 Btu/lb.</p>	<p>Clase III.- Incineradores alimentados directamente, con una velocidad de consumo de 100 lb/hr y mas, apropiado para desechos tipo 0, 1,2.</p> <p>Clase IV.- Incineradores alimentados directamente, con una velocidad de consumo de 75 lb/hr y superiores, apropiado para desechos tipo 3</p>

<p>Tipo 4.- Restos humanos y animales, conteniendo cadáveres, órganos y desechos orgánicos sólidos provenientes de hospitales, laboratorios, mataderos, depósitos animales y fuentes similares, conteniendo hasta un 85% de humedad y 5% de sólidos incombustibles, con un calor liberado al arder de 1000 Btu/lb.</p>	<p>Clase V.- Incineradores municipales apropiados par desechos tipo 0, 1, 2, 3 o combinación de estos cuatro, y son alimentados en toneladas por hora o por día.</p>
<p>Tipo 5.- Desechos en productos gaseosos, líquidos o semilíquidos, como resinas, pinturas, solventes, lodos, humos, etc., provenientes de actividades industriales. Los valores del calor liberado al incendiarse deben ser determinados a partir de los materiales componentes que se deseen destruir.</p>	<p>Clase VI.- Incineradores crematorios o patológicos, apropiados para desechos tipo 4.</p>
<p>Tipo 6.- Desechos en productos sólidos, como gomas, plásticos, madera, etc., proveniente de operaciones industriales. Los valores del calor liberado al incendiarse deben ser determinados a partir de los materiales componentes que se deseen destruir.</p>	<p>Clase VII.- Incineradores diseñados para desechos productos específicos, tipo 5 ó tipo 6.</p>

---

## CAPITULO 3

### CRITERIOS DE DISEÑO TERMODINÁMICO DEL INCINERADOR TIPO ROTATORIO Y TÉRMICO E HIDRÁULICO DEL RECUPERADOR DE CALOR.

Los cálculos de diseño de incineradores de cualquier tipo de residuos se clasifican en tres categorías generales:

- a) Cálculos de combustión, los cuales se basan en el calor de entrada de combustible auxiliar, la composición del residuo, los requerimientos asumidos de aire y pérdidas de calor.
- b) Cálculos de flujo, basados en los productos de combustión y la temperatura de gases esperada.
- c) Cálculos dimensionales basados en ecuaciones empíricas de dimensionamiento.

Para efectos del dimensionamiento del horno y selección del quemador, asimismo para el dimensionamiento del horno se realizan los cálculos a carga máxima con y sin recuperación de calor, y a carga mínima bajo las mismas condiciones anteriores, con la finalidad de seleccionar el quemador con un adecuado turndown, que cubra el rango de operación del incinerador.

Los criterios de diseño a emplear en el presente proyecto son los siguientes: Datos de operación, requerimientos de calor, combustible a utilizar, determinación de productos de combustión, balance de masa y energía del sistema, cálculo de la capacidad nominal del quemador, eficiencia del horno, balance térmico del recuperador de calor, evaluación del área de transferencia de calor y caída de presión, siendo todos estos descritos a continuación:

#### 3.1 Datos de operación.

Se considera que el incinerador rotatorio operará de forma continua las 24 horas del día con un rango de carga que va de máxima de 10,000 Kg/hr a una mínima de 3,000 Kg/hr. Ambas condiciones sin y con recuperación de calor.

#### Composición de los lodos a incinerar.

Se considera como base el flujo de 10,000 Kg/hr (22,000 lb/hr), para el balance de masa y energía a capacidad máxima y de 3,000 Kg/hr (6,600 lb/hr), para el balance de masa y energía a capacidad mínima de carga.

Se considera que el contenido de agua en los lodos es de 80% en peso. La masa total en base seca a carga máxima es de 2,000 Kg/hr con la cantidad de agua es de 8,000 Kg/hr y para carga mínima es de 600 Kg/hr, con la cantidad de agua de 2,400 Kg/hr. La composición se considera como se describe en la tabla 3.1.

Tabla. 3.1 Composición elemental de los lodos (aproximada). Carga máxima de 10,000 Kg/hr.

Componente	Fórmula	Flujo Másico (Kg/hr)	Flujo Másico (lb/hr)	% Peso Base Húmeda
Sólidos totales		2000	4405.29	20
Sólidos Volátiles		1486	3273.13	74.3*
Carbono	C	485.92	1070.31	32.7**
Hidrogeno	H	851.47	1875.50	57.3**
Nitrógeno	N	148.59	327.31	10**
Sólidos Fijos	-----	514	1132.16	25.7*
Agua	H <sub>2</sub> O	8000	17621.15	80
Total		10000	22026.43	100

\*Porcentaje con respecto a la cantidad total de sólidos.

\*\*Porcentaje con respecto a la cantidad de sólidos volátiles.

### 3.2 Aire de oxidación requerido por los lodos.

Del total de los lodos, solo los sólidos volátiles van a comburir, por lo que el cálculo del aire requerido para la oxidación de los mismos, se basa en el oxígeno requerido por las reacciones del carbono e hidrógeno y debido a que el nitrógeno forma NO<sub>2</sub> en cantidades muy pequeñas, no se tomará en cuenta esta reacción, haciéndose la consideración de que todo se transforma a nitrógeno elemental. Al aire requerido se agregará un 20% de exceso de aire. Los sólidos fijos no reaccionan, pero absorben calor, por lo tanto su masa es considerada en el balance de calor.

#### a) Oxígeno requerido por el Carbono.

Teniendo la reacción:  $C + O_2 \rightarrow CO_2$

Que es 12 lb de C + 32 lb de O<sub>2</sub> → 44 lb de CO<sub>2</sub>

Por cada: 1070.31 lb/hr de C

Se requieren: 2854.17 lb/hr de O<sub>2</sub>

Se generan: 3924.48 lb/hr de CO<sub>2</sub>

#### b) Oxígeno requerido por el Hidrogeno.

Teniendo la reacción:  $2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$

Que es 4 lb de H<sub>2</sub> + 32 lb de O<sub>2</sub> → 36 lb de H<sub>2</sub>O

Por cada: 1875.50 lb/hr de H<sub>2</sub>

Se requieren: 15004.02 lb/hr de O<sub>2</sub>

Se generan: 16879.52 lb/hr de H<sub>2</sub>O

#### c) Oxígeno requerido por el Nitrógeno.

Teniendo la reacción:  $N + N \rightarrow N_2$

Que es 14 lb de N + 14 lb de O<sub>2</sub> → 28 lb de N<sub>2</sub>

Por cada: 654.62 lb/hr de N

Se generan: 654.62 lb/hr de N<sub>2</sub>

Sabiendo que la composición en masa del aire se puede considerar en base masa 23.3% de O<sub>2</sub> y 76.7% de N<sub>2</sub> se requieren 17,858.19 lb/hr de O<sub>2</sub> que se encuentran en 76,644.57 lb/hr de aire. Alimentando al sistema un exceso de aire del 20 % para asegurar la completa combustión, se requieren en total 91,973.5 lb/hr.

Para calcular el flujo volumétrico estándar de esta masa de aire, se requiere dividir entre el peso molecular del mismo que es 28.8 lb/lbmol y luego multiplicar por 359.9 que es el volumen que ocupa en pies cúbicos una lbmol de aire a condiciones normales de temperatura y presión (TPN).

Por lo que:

$$V_{std} = \frac{W * 359.9}{28.8} \quad (1)$$

Siendo:

W= Flujo másico del aire. (lb/hr)

Obteniéndose un volumen estándar de 1'149,669 CFH @ STP. Lo que corresponde a 19,161 CFM @ STP. Este volumen no es el definitivo, ya que hay que corregir a las condiciones locales de operación. Esto por medio de la siguiente ecuación:

$$V_2 = V_1 * \frac{T_2 + 273.15}{273.15} * \frac{1}{P_2} \quad (2)$$

Donde:

V<sub>2</sub>= Flujo volumétrico a las condiciones de operación de presión y temperatura.

V<sub>1</sub>= Flujo volumétrico a condiciones TPN.

T<sub>2</sub>= Temperatura a la que operara el horno (°C).

P<sub>2</sub>= Presión a la que operara el horno (atm).

Debido a que el horno operará en la ciudad de Orizaba, Veracruz, la T<sub>2</sub> es de 20° C y la P<sub>2</sub> de 0.859 atm (652.8 mmHg), obteniéndose un flujo volumétrico de 1'436,376.1ft<sup>3</sup>/hr, lo que corresponde a 23,939.6 ft<sup>3</sup>/min reales.

### 3.3 Poder calorífico de los lodos.

Se ha reportado que el poder calorífico bajo de los lodos es 8,082 BTU/lb, de sólidos volátiles. Con esto se calcula el calor generado por la combustión de los lodos que es de 26'453,436 BTU/hr.<sup>1</sup>

La temperatura de ignición de los lodos se reporta que es alrededor de 650° C.

<sup>1</sup> Datos proporcionados por un análisis de laboratorio llevado a cabo por el cliente.

### 3.4 Requerimientos de calor.

Evaluación del calor requerido para elevar la temperatura de los lodos hasta 650°C.

#### 3.4.1 Calor requerido por el agua de los lodos para evaporarla y elevarla hasta la temperatura de ignición.

Cp agua (liq) = 1 BTU/lb °F

H vap agua = 980 BTU/lb

Cp agua (vap) = 0.5 BTU/lb °F (promedio)

Cantidad de agua en los lodos: 17,621.15 lb/hr

La temperatura de ebullición del agua en Orizaba es aproximadamente 95° C, por lo tanto el calor sensible del agua es calculado de la siguiente manera:

$$Q (\text{liq}) = W C_p \Delta T \quad (3)$$

Siendo:

$$\Delta T = (T_2 - T_1)$$

T<sub>2</sub> = Temperatura de ebullición del agua (°F)

T<sub>1</sub> = Temperatura inicial del agua (°F)

W = Masa del agua (lb/hr)

Cp = Capacidad calorífica del agua ( $\frac{BTU}{lb^\circ F}$ )

La T<sub>2</sub> es de 95° C y la T<sub>1</sub> de 20° C. Obteniéndose un calor sensible (Q<sub>liq</sub>) de 2'378,855 BTU/hr.

#### 3.4.2 Calor latente de vaporización.

$$Q_{\text{vap}} = W H_{\text{vap}}$$

Si W = 17,621.15 lb/hr

$$Q_{\text{vap}} = 17'268,722 \text{ BTU/hr}$$

#### 3.4.3 Calor sensible del vapor de agua.

$$\text{Nuevamente: } Q_v = W C_p \Delta T$$

Ahora:

T<sub>2</sub> = Temperatura de ebullición del agua (°F)

T<sub>1</sub> = Temperatura inicial del agua (°F)

La T<sub>2</sub> es de 650° C y la T<sub>1</sub> de 95° C. Obteniéndose un calor sensible del vapor (Q<sub>v</sub>), de agua de 8'784,141 BTU/hr.

---

La suma de todos estos calores es  $Q_{\text{lodos}} = Q_{\text{liq}} + Q_{\text{vap}} + Q_{\text{v}} = 28'431,718 \text{ BTU/hr.}$

### 3.5 Calor requerido por los sólidos totales de los lodos.

#### 3.5.1 Calor requerido por los sólidos volátiles hasta 650° C.

Con la fórmula (3)  $Q_{\text{svo}} = W C_p \Delta T$

Donde:

$Q_{\text{svo}}$  = Calor de los sólidos volátiles. BTU/hr

$C_p$  = Capacidad calorífica de los sólidos volátiles orgánicos, con un promedio estimado de  $0.5 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ \text{F}}$

$T_2$  = Temperatura de combustión de los lodos (°F).

$T_1$  = Temperatura inicial de los lodos (°F).

Obteniéndose un valor para el  $Q_{\text{svo}}$  de 1'852,590 BTU/hr

#### 3.5.2 Calor requerido por los sólidos fijos (básicamente inorgánicos)

Con la fórmula (3)  $Q_{\text{sf}} = W C_p \Delta T$

$Q_{\text{sf}}$  = Calor de los sólidos fijos. BTU/hr

$C_p$  = Capacidad calorífica de los sólidos fijos, con un promedio estimado de  $0.19 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ \text{F}}$

Obteniéndose un valor para el  $Q_{\text{f}}$  de 243,505 BTU/hr

Calor total requerido por los sólidos orgánicos:

$$Q_{\text{ts}} = Q_{\text{svo}} + Q_{\text{sf}}$$

Donde:

$Q_{\text{ts}}$  = Calor total de los sólidos orgánicos, en BTU/hr,

$Q_{\text{sf}}$  = Calor de los sólidos fijos, en BTU/hr

$Q_{\text{svo}}$  = Calor de los sólidos volátiles, en BTU/hr.

Con los valores obtenidos, se obtiene un valor total de 2'096,095 BTU/hr. ( $Q_{\text{ts}}$ )

#### Calor total requerido por los lodos para elevar su temperatura hasta 650° C:

$$Q_{\text{total de los lodos}} = Q_{\text{ta}} + Q_{\text{ts}}$$

La suma del calor requerido por el agua contenida más el calor total de los sólidos, es el calor total que requieren los lodos para calentarse hasta la temperatura indicada. Sumando, el valor de  $Q_{\text{totlodos}}$  es 30'527,813 BTU/hr.

### 3.6 Calor requerido para calentar el aire de incineración hasta la temperatura de 650°C

Entrando el aire a temperatura ambiente (20° C).

Utilizando la formula de  $Q_{ai} = W_{ai} C_{paire} \Delta T$

Donde:

$Q_{ai}$  = Calor requerido por el aire de incineración, (BTU/hr)

$W_{ai}$  = Flujo en masa del aire (lb/hr), con valor de 91,973.5 lb/hr

$C_{paire}$  = Capacidad calorífica del aire, en promedio  $0.2625 \frac{BTU}{lb^{\circ}F}$

Obteniendo un valor para  $Q_{ai}$  de 27'329,921 BTU/hr, para la condición en la cual la Temperatura inicial es de 20° C.

### 3.7 Requerimientos adicionales para que se lleve a cabo la combustión de los lodos.

Calor perdido por radiación.

El valor del calor perdido por radiación puede asumirse con un valor de 200 BTU/ft<sup>2</sup>. Y con las dimensiones propuestas del horno de 4.5 m (14.76 ft) de diámetro por 35 m (114.8 ft) de longitud, teniendo un área expuesta de 494.8 m<sup>2</sup> (5,326.51 ft<sup>2</sup>). Ahora se calcula el calor total perdido  $Q_{pr}$ , el cual es de 1'065,302 BTU/hr.

Calor requerido sin recuperación de calor: 58'923,036 BTU/hr

### 3.8 Análisis del combustible a utilizar.

Combustible: Biogás.

Alto contenido de metano.

Tabla 3.2 Composición del combustible (biogás) a utilizar.

Componentes	% Volumen	PM (lb/lbmol)	% Peso	$\Delta H_{formación}$ (KJ/mol)
CH <sub>4</sub>	75.0%	16	56.36%	-890.36
H <sub>2</sub> S	1.5%	34	2.40%	-562.59
CO <sub>2</sub>	17.5%	44	36.17%	
H <sub>2</sub> O	6.0%	18	5.07%	
Total	100.0%	21.29	100%	

Calculando el poder calorífico bajo del biogás.

El flujo de un combustible es más conveniente siempre medirlo como volumétrico, por lo tanto se procede a calcular la densidad de este a las condiciones de operación propuestas.



Haciendo uso nuevamente de la ecuación (1) tenemos que:

$$\text{Volumen del biogás} = \frac{100 \text{ lb/hr} * 360}{21.29} = 1690.93 \text{ ft}^3/\text{hr}$$

Valor del flujo volumétrico de una base

supuesta de 100 lb/hr de gas, para obtener su densidad a condiciones estándar, por lo tanto, se debe corregir a condiciones de operación

$$\text{Volumen corregido del biogás} = \frac{(20 + 273.15)(1)(1690.93)}{(273.15)(0.859)} = 2,112.62 \text{ ft}^3/\text{hr.}$$

$$\rho \text{ biogás} = \frac{100 \text{ lb/hr}}{2112.62 \text{ ft}^3/\text{hr}} = 0.04733 \text{ lb/ft}^3$$

De los dos únicos componentes que reaccionan con el oxígeno, se puede calcular el poder calorífico bajo del combustible, esto es, el calor liberado durante la oxidación de los mismos, de la siguiente manera:

A partir de los datos del manual de combustión North American, tabla 1.8.

El poder calorífico bajo de estos dos compuestos se reporta como:

PCB CH <sub>4</sub> : 911 Btu/ft <sup>3</sup>	21,495 Btu/lb
PCB H <sub>2</sub> S: 595 Btu/ft <sup>3</sup>	6,537 Btu/lb

$$\text{PCB en base volumen} = 0.75 * (911) + 0.015 * (595) = 692.175 \text{ Btu/ft}^3$$

$$\text{PCB en base masa} = 0.5636 * (21495) + 0.024 * (6537) = 12,271.47 \text{ Btu/lb}$$

### 3.9 Determinando la cantidad de biogás a utilizar en el proceso.

Para elevar la temperatura de los lodos hasta 650° C, la cantidad de calor requerido, que es la suma de los valores obtenidos con anterioridad es:

$$Q = 2,378,855 + 17,268,722 + 8,784,141 + 1,852,590 + 243,505 + 27,329,921 + 1,065,302$$

$$= 58'923,036 \text{ BTU / hr}$$

$$\text{Por lo tanto se requieren: } \frac{58'923,036 \text{ BTU/hr}}{692.175 \text{ BTU/ft}^3} = 85,127 \text{ ft}^3/\text{hr}$$

$$\text{Siendo el flujo másico del biogás: } = \frac{58'923,036 \text{ BTU/hr}}{12,272 \text{ BTU/lb}} = 4801.37 \text{ lb/hr}$$

Debido a que este combustible contiene altas cantidades de CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O, su poder calorífico se ve mermado por la absorción de calor de estos dos compuestos, por lo que la absorción de los dos calores se suman al requerido, y se vuelve a calcular la cantidad de biogás, haciendo esto iterativamente, hasta que la variación en el valor de la cantidad de biogás es pequeña con respecto a la anterior.

Se tiene finalmente:

**Tabla 3.3 Flujo másico por hora del biogás a utilizar.**

Componentes	Masa Componente Del Biogás	
	% PESO	Arranque (lb)
CH <sub>4</sub>	56.36%	2,706.27
H <sub>2</sub> S	2.40%	115.02
CO <sub>2</sub>	36.17%	1,736.52
H <sub>2</sub> O	5.07%	243.56
	100%	4,801.37

Para el CO<sub>2</sub>:

$$C_p = 0.29408 \text{ BTU / lb } ^\circ\text{F}$$

Calentando de 20 a 650° C. (68 a 1202° F)

Con la ecuación ..... (3)

$$Q_{\text{CO}_2} = \left( 1,736.52 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right) \left( 0.29408 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \right) (1202 - 68)^\circ\text{F} = 578,085 \text{ BTU / hr}$$

Para el H<sub>2</sub>O:

$$Q_{\text{H}_2\text{O}} = \left( 243.56 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right) \left( 0.5 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \right) (1202 - 68)^\circ\text{F} = 137,857 \text{ BTU / hr}$$

**Sumando el calor absorbido por el CO<sub>2</sub> y el H<sub>2</sub>O del biogás, al valor anteriormente obtenido:**

$$Q = 58'923,036.56 \text{ BTU / hr} + 578,085 \text{ BTU / hr} + 137,857 \text{ BTU / hr} = 59'638,979 \text{ BTU / hr}$$

El calor adicional es de 715,942.27 BTU / hr, por lo tanto, el biogás adicional para esta demanda se determina dividiendo entre el poder calorífico de este, obteniendo la cantidad adicional de 58.34 lb/hr (1034 ft<sup>3</sup>/hr), obteniendo un flujo másico total de biogás de 4859.7 lb/hr.

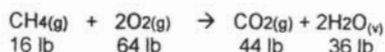
Composición neta de biogás a consumir.

**Tabla 3.4 Flujo másico neto por hora del biogás a utilizar.**

Componentes	Masa Componente Del Biogás	
	% PESO	Arranque (lb)
CH <sub>4</sub>	56.36%	2,739.15
H <sub>2</sub> S	2.40%	116.41
CO <sub>2</sub>	36.17%	1,757.62
H <sub>2</sub> O	5.07%	246.52
	100%	4,859.7

### 3.10 Productos de la combustión del biogás.

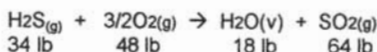
Reacción del metano.



**Tabla 3.4 Productos totales de la combustión del metano.**

Por cada:	2,739.15	lb/hr de CH <sub>4</sub>
se requieren:	10,956.59	lb/hr de O <sub>2</sub>
se generan:	7,532.66	lb/hr de CO <sub>2</sub>
se generan:	6,163.08	lb/hr de H <sub>2</sub> O

Reacción del Ácido sulfhídrico.



**Tabla 3.5 Productos totales de la combustión del Ácido Sulfhídrico.**

Por cada:	116.41	lb/hr de H <sub>2</sub> S
se requieren:	164.35	lb/hr de O <sub>2</sub>
se generan:	61.63	lb/hr de H <sub>2</sub> O
se generan:	219.13	lb/hr de SO <sub>2</sub>

Por lo tanto la masa de oxígeno requerido por el biogás para su combustión es de 11,120.94 lb/hr, el cual está contenido en 47,729.36 lb/hr (11,120.94 lb/hr / 0.233) de aire. Adicionando un 20% de exceso, la masa del aire queda 57,275 lb/hr. En flujo volumétrico a 20°C y a la altura de Orizaba:

$$V_{\text{std}} = \frac{57,275 \text{ lb/hr} * 360}{28.8} = 715,565 \text{ SCFH}$$

$$\text{Vol @ (20° C y 0.859 atm)} = \frac{715,565 * (20 + 273.15)}{273.15 * 0.859} = 893,557 \text{ CFH} = 14,892 \text{ CFM}$$

La relación de aire / biogás es la siguiente:

11.785 lb aire / lb biogás

Productos del biogás:

**Tabla 3.6 Productos totales de la combustión del biogás.**

Componente	Masa	
CO <sub>2</sub> =	7,532.66	lb/hr
H <sub>2</sub> O =	6,224.71	lb/hr
SO <sub>2</sub> =	219.13	lb/hr
N <sub>2</sub> =	43,930.10	lb/hr (estequiométrico + exceso)
O <sub>2</sub> =	2,224.19	lb/hr (exceso)
<b>Total=</b>	<b>60,130.79</b>	<b>lb/hr</b>

### 3.11 Productos totales de la combustión de los lodos y del biogás.

Tabla 3.7 Productos totales de la combustión de los lodos y el biogás.

Componentes	Masa		Moles	
CO <sub>2</sub> =	13,214.76	lb/hr =	300.34	lbmol/hr
H <sub>2</sub> O =	40,971.90	lb/hr =	2,276.22	lbmol/hr
SO <sub>2</sub> =	219.13	lb/hr =	3.42	lbmol/hr
N <sub>2</sub> =	115,128.39	lb/hr =	4,111.73	lbmol/hr
O <sub>2</sub> =	5,468.51	lb/hr =	170.89	lbmol/hr
	<b>175,002.69</b>	<b>lb/hr =</b>	<b>6,862.6</b>	<b>lbmol/hr</b>

### 3.12 Resumen del Balance de Masa.

Tabla 3.8 Resumen del Balance de Masa.

Entradas	lb/hr	Salidas	lb/hr
Lodos	22,026.43	CO <sub>2</sub>	13,214.76
Aire de Oxidación de lodos	91,973.48	H <sub>2</sub> O	40,971.90
Biogás	4,859.70	N <sub>2</sub>	115,128.39
Aire de combustión de biogás	57,275.23	O <sub>2</sub>	5,468.51
		SO <sub>2</sub>	219.13
		Cenizas	1132.16
<b>Total</b>	<b>176,134.85</b>	<b>Total</b>	<b>176,134.85</b>

### 3.13 Cálculo de la temperatura de salida de los productos de combustión globales.

#### 3.13.1 Balance de energía global del sistema.

Con el quemador operando a máxima capacidad.

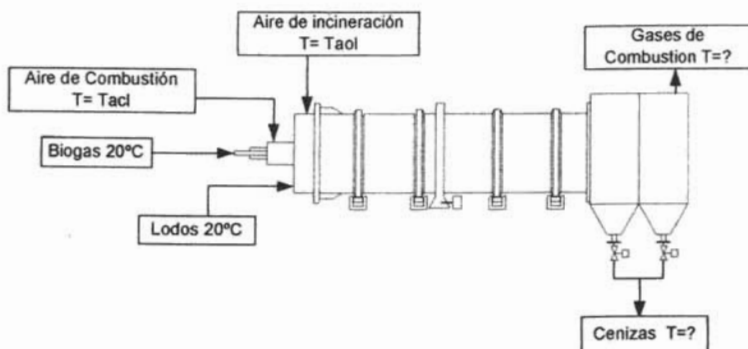


Fig. 3.1 Representación del sistema de incineración.

Taol: Temperatura de oxidación de los lodos

Tacl: Temperatura de combustión de lodos

Considerando una temperatura base de 20° C para el balance de energía, se tiene:

$$H_{lodos}^{20^{\circ}C} + H_{Aol}^{20^{\circ}C} + H_{Biogas}^{20^{\circ}C} + H_{acb}^{20^{\circ}C} + Q_{comb-lodos} + Q_{comb-biogas} =$$

$$H_{Gases\_combustion}^{T=?} + H_{Sólidos}^{T=?}$$

Donde:

- $H_{lodos}$  =Entalpía de los lodos
- $H_{Aol}$  =Entalpía del aire de oxidación de los lodos
- $H_{Biogas}$  =Entalpía del Biogás
- $H_{acb}$  =Entalpía del aire de combustión del biogás
- $H_{Gases Comb}$  =Entalpía de los gases de combustión de salida
- $H_{Sólidos}$  =Entalpía de los componentes sólidos, presentes sin incinerar.
- $Q_{Comb-lodos}$  =Calor de combustión de los lodos
- $Q_{Comb-biogás}$  =Calor de combustión del biogás
- $Q_{Absorbido}$  =Calor adicional, que engloba los requerimientos de calor como las pérdidas por las paredes, el que absorben los componentes mezclados con el biogás.

Reduciendo la ecuación anterior a:

$$Q_{comb-lodos} + Q_{comb-biogas} = H_{Gases\_combustion}^{T=?} + H_{Sólidos}^{T=?}$$

Sabiendo que el poder calorífico de los lodos es 8082 BTU/lb, y que el del biogás es de 12,271.47 BTU/lb:

$$Q_{\text{comb-lodos}} = 3,273.13 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} * 8,082 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} = 26'453,436 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{comb-biogás}} = 12,271.47 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} * 4859.7 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 59'638,979 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Se sabe que el  $Q_{\text{comb-biogás}} = Q_{\text{perdido por radiación}} + Q_{\text{total de los lodos}} + Q_{\text{Aire de oxidación de lodos}}$   
 $Q_{\text{comb-biogás}} = 1'065,302 + 30'527,813 + 27'329,921 = 58'923,036 \text{ BTU/hr}$

Adicionando el calor absorbido por el  $\text{CO}_2$  y el  $\text{H}_2\text{O}$  contenidos en el biogás,

$$Q_{\text{comb-biogás}} = 58'923,036 \text{ BTU/hr} + 578,085 \text{ BTU/hr} + 137,857 \text{ BTU/hr} =$$

$$59'638,979 \text{ BTU/hr} = Q_{\text{quemador}}$$

$$Q_{\text{comb-biogás}} + Q_{\text{comb-lodos}} = 59'638,979 + 26'453,419 = 86'092,397 \text{ BTU/hr}$$

Ahora se resuelve la ecuación resultante para encontrar la Temperatura.

$$86'092,397 \text{ BTU/hr} = H(\text{gases}_{\text{comb}})_{20^\circ\text{C}}^{T=?} + H(\text{residuos})_{20^\circ\text{C}}^{T=?}$$

La entalpía de los gases de combustión se calcula como:

$$H(\text{gases}_{\text{comb}})_{20^\circ\text{C}}^{T=?} = \sum_i n_i C_{p,i}(T - T_0)$$

### 3.13.2 Calores específicos de los gases de combustión.

En (cal/gmol K) y  $T = \text{K}$ .

$C_p(\text{CO}_2) =$	10.34	+	0.00274T	-	$\frac{195,500}{T^2}$
$C_p(\text{H}_2\text{O}) (\text{liq}) =$	18				
$C_p(\text{H}_2\text{O})_{\text{v}} =$	8.22	+	0.00015T	+	$1.3\text{E}-06 T^2$
$H_{\text{vap}} \text{H}_2\text{O} =$	9,791				
$C_p(\text{SO}_2) =$	7.7	+	0.0053T	-	$8.3\text{E}-07 T^2$
$C_p(\text{N}_2) =$	6.5	+	0.001T		
$C_p(\text{O}_2) =$	8.27	+	0.000258T	-	$\frac{187,700}{T^2}$

**Tabla 3.9 Flujos molares y máscos de los gases de combustión.**

Componente	Flujo máscico (lb/hr)	% Masa	Flujo Molar (lbmol/hr)	Flujo Molar (gmol/hr)	%Mol
CO <sub>2</sub>	13,214.76	7.55	300.34	136,352.26	4.38
H <sub>2</sub> O	40971.90	23.41	2,276.22	1,033,402.41	33.17
SO <sub>2</sub>	219.13	0.13	3.42	1,554.47	0.05
N <sub>2</sub>	115128.38	65.79	4,111.73	1,866,724.58	59.92
O <sub>2</sub>	5468.51	3.12	170.89	77,584.52	2.49
Total	175,002.69	100	6,862.60	3,105,522.82	100

Integrando el Cp en función de la temperatura entre los límites T y To se encuentra el valor de la entalpía de los componentes.

Teniendo para el CO<sub>2</sub>:

$$H_{CO_2} = \int_{T_0}^T Cp dT = 10.34(T - T_0) + 0.00274 \left( \frac{T^2 - T_0^2}{2} \right) + 195500 \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)$$

La entalpía molar del agua líquida es:

$$H_{H_2O(l)} = Cp(T_{ebullición} - T_0) = 18(T_{ebullición} - T_0)$$

La entalpía molar de vaporización del agua es:

$$H_{vap,H_2O} = 979 \text{ kcal / gmol}$$

La entalpía molar del agua vapor es:

$$H_{H_2O} = \int_{T_0}^T Cp dT = 8.22(T - T_{ebullición}) + 0.00015 \left( \frac{T^2 - T_0^2}{2} \right) + 1.34E - 6 \left( \frac{T^3 - T_0^3}{3} \right)$$

Para el SO<sub>2</sub>:

$$H_{SO_2} = \int_{T_0}^T Cp dT = 7.7(T - T_0) + 0.0053 \left( \frac{T^2 - T_0^2}{2} \right) - 8.3E - 7 \left( \frac{T^3 - T_0^3}{3} \right)$$

Para el N<sub>2</sub>:

$$H_{N_2} = \int_{T_0}^T C_p dT = 6.5(T - T_0) + 0.001 \left( \frac{T^2 - T_0^2}{2} \right)$$

Para el O<sub>2</sub>:

$$H_{O_2} = \int_{T_0}^T C_p dT = 8.27(T - T_0) + 0.0000258 \left( \frac{T^2 - T_0^2}{2} \right) + 187700 \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)$$

Para el agua contenida en los lodos, que entra al sistema en fase líquida, la entalpía total es la suma de las entalpías del líquido, de vaporización y del vapor. La temperatura se tomará de 95° C (368.15 K, 203 °F), a la altura de Orizaba, Ver. Para el agua que se forma debido a la combustión en fase gas, haciendo referencia al poder calorífico bajo, solamente se calienta desde la temperatura base hasta la temperatura de salida, sin pasar por el fenómeno de vaporización, así mismo la humedad contenida en el biogás, que siendo este un combustible gas, el agua se encuentra en fase gas, por lo tanto, tampoco se vaporiza.

Ahora la evaluación de la entalpía de los residuos se calcula con el flujo de los mismos que es de 1132.16 lb/hr, considerando su Cp de 0.19 BTU/lb °F. Así que se tiene:

$$H_{residuos} = \int_{20^\circ C}^T W_{residuos} C_p dT = 0.19(T - T_0)$$

Calculando la suma de los valores de H<sub>gases de combustión</sub> y H<sub>residuos</sub> a distintas temperaturas, se calcula la temperatura de salida, cuando el resultado es igual a la cantidad que fue determinada en el balance de energía, el cual es de 86'092,397 Btu/hr.

En las siguientes tablas se encuentran los cálculos de prueba y error llevados a cabo para el cálculo de la temperatura de salida de los gases de combustión y los residuos sólidos. En la tabla 3.10 se resume el cálculo desarrollado hasta ahora, siendo a condiciones de arranque, esto es, cuando no existe recuperación de calor. En la tabla 3.12 se muestra el resumen de las entalpías y la temperatura alcanzada a condiciones de operación normal, cuando existe recuperación de calor.

La temperatura alcanzada por los productos de combustión es de 708°C (981 K), ya que a este valor se obtiene la diferencia de cero.



Tabla. 3.10 Entalpías de los gases de combustión a carga máxima (10,000 Kg) evaluadas a diferentes temperaturas.

T (K)	H (CO <sub>2</sub> ) cal/hr	H (H <sub>2</sub> O)liq cal/hr	H (SO <sub>2</sub> ) cal/hr	H (N <sub>2</sub> ) cal/hr	H (O <sub>2</sub> ) cal/hr	H (H <sub>2</sub> O)vap cal/hr	Total BTU/hr
976.43	1,061,932,903	7.376516E+09	11,364,401	9,102,231,625	412,397,463	3,585,225,264	85,514,555
977.43	1,063,679,839	7.380803E+09	11,383,188	9,116,188,985	413,043,383	3,590,906,006	85,619,065
978.43	1,065,427,205	7.385091E+09	11,401,980	9,130,148,213	413,689,355	3,596,588,380	85,723,596
979.43	1,067,175,002	7.389380E+09	11,420,778	9,144,109,307	414,335,377	3,602,272,386	85,828,148
980.43	1,068,923,230	7.393671E+09	11,439,582	9,158,072,267	414,981,451	3,607,958,027	85,932,720
981.43	1,070,671,887	7.397963E+09	11,458,391	9,172,037,095	415,627,575	3,613,645,304	86,037,314
982.43	1,072,420,975	7.402256E+09	11,477,207	9,186,003,789	416,273,750	3,619,334,218	86,141,927
983.43	1,074,170,492	7.406550E+09	11,496,028	9,199,972,350	416,919,976	3,625,024,771	86,246,562

Tabla. 3.10 (Continuación) Suma de las entalpías de los sólidos residuales y los gases de combustión a diferentes temperaturas.

T	T	H(sólidos)	H (gases)	TOTAL	Diferencia
(K)	(°C)	BTU/hr	BTU/hr	BTU/hr	
975.44	702.44	264238	85514555	85,778,793	313,604.63
975.45	702.45	264242	85619065	85,883,307	209,090.45
975.46	702.46	264246	85723596	85,987,842	104,555.58
975.47	702.47	264249	85828148	86,092,397	0
975.48	702.48	264253	85932720	86,196,974	-104,576.30
975.49	702.49	264257	86037314	86,301,571	-209,173.33
975.50	702.50	264261	86141927	86,406,188	-313,791.10
975.51	702.51	264265	86246562	86,510,827	-418,429.62

### 3.13.3 Capacidad nominal del quemador.

Para determinar la capacidad a usar del quemador, se procede a sumar las necesidades de calor requeridas para la operación del horno, en otras palabras:

Q quemador = Calor requerido por los lodos para llegar a su punto de incineración + Calor requerido para calentar el aire de incineración de los lodos + Calor perdido por radiación de las paredes del horno.

$$Q_{quem} = 59'638,979 \text{ BTU/hr}$$

Teniendo en la ciudad de Orizaba un factor de altura (Fa) de 0.859, se calcula el calor nominal del quemador a emplear.

$$Q_{nom} = \frac{Q_{efectivo}}{\sqrt{Fa}} = \frac{59'638,979 \text{ BTU/hr}}{\sqrt{0.859}} = 64'347,787 \text{ BTU/hr} \quad (4)$$

### 3.13.4 Operación Normal; recuperación de calor.

Ahora calculando la capacidad del sistema y la temperatura de salida de los productos de combustión a condiciones de operación normal, esto es, con recuperación de calor.

Con recuperación de calor se refiere a que el aire de combustión y de incineración entrará precalentado a la temperatura de 250° C.

$$H_{lodos}^{20^{\circ}\text{C}} + H_{Aol}^{250^{\circ}\text{C}} + H_{Biogas}^{20^{\circ}\text{C}} + H_{acb}^{250^{\circ}\text{C}} + Q_{comb-lodos} + Q_{comb-biogas} =$$

$$H_{Gases\_combustion}^{T=?} + H_{Solidos}^{T=?}$$

Reduciendo la ecuación anterior a:

$$H_{Aol}^{250^{\circ}\text{C}} + H_{acb}^{250^{\circ}\text{C}} + Q_{comb-lodos} + Q_{comb-biogas} =$$

$$H_{Gases\_combustion}^{T=?} + H_{Solidos}^{T=?}$$

$$H_{Aol}^{250^{\circ}\text{C}} = 91,973.5 \text{ lb/hr} (0.245 \text{ BTU/lb } ^{\circ}\text{F}) (250-20) (1.8) = 9'995,218.5 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{quemador} = Q_{tot \text{ lodos}} + Q_{aol} (20^{\circ}\text{C} \rightarrow 650^{\circ}\text{C}) + Q_{pr} + Q_{(CO_2 + H_2S)}$$

$$Q_{quem} = 30'527,813 + 27'329,921 + 1'065,302 + 715,942 =$$

$$59'638,978 \text{ BTU/hr} - 9'995,218.5 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{\text{quem}} = 49'643,759 \text{ BTU/hr (efectivos)}$$

$$\text{Empleando la ecuación (4): } Q_{\text{nominal}} = \frac{49,643,759 \text{ BTU/hr}}{\sqrt{0.859}} = 53'563,393 \text{ BTU/hr}$$

### 3.13.5 Cálculo de la masa de biogás requerida.

$$Q_{\text{quemador}} = Q_{\text{combustión del biogás}}$$

$$\text{Masa de biogás} = \frac{Q_{\text{combustión del biogás}}}{\text{Poder calorífico}} = \frac{49'643,759 \text{ BTU/hr}}{12,272.14 \text{ BTU/lb}} = 4045.24 \text{ lb/hr}$$

Por lo tanto la cantidad de aire a utilizar es:

$$4045.24 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \left( 11.785 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb biogás}} \right) = 47,673 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$H_{\text{acb}}^{250^{\circ}\text{C}} = 47,673 \text{ lb/hr} (0.2625 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F}) (250-20) (1.8) = 5'180,880 \text{ BTU/hr}$$

Por lo tanto el  $Q_{\text{quem}} = 49'643,759 \text{ BTU/hr} - 5,180,880 \text{ Btu/hr}$

$$44'462,878 \text{ BTU/hr}$$

Ahora para encontrar la temperatura de salida:

$$H_{\text{Aol}}^{250^{\circ}\text{C}} + H_{\text{acb}}^{250^{\circ}\text{C}} + Q_{\text{quemador}} + Q_{\text{combustión de lodos}} =$$

$$9'995,218.5 \text{ Btu/hr} + 5'168,532 \text{ Btu/hr} + 49'643,759 \text{ Btu/hr} + 26'453,436 \text{ Btu/hr} =$$

$$91'260,945 \text{ BTU/hr}$$

$$91,260,945 \text{ BTU/hr} = H(\text{gases}_{\text{comb}})^{T=?}_{20^{\circ}\text{C}} + H(\text{residuos})^{T=?}_{20^{\circ}\text{C}}$$

Tabla .3.12 Flujos de productos de combustión a operación normal.

Componente	Flujo Másico (lb/hr)	% Masa	Flujo Molar (lbmol/hr)	Flujo Molar (gmol/hr)	%Mol
CO <sub>2</sub>	11,638.83	7.08	264.46	120,064.28	4.08
H <sub>2</sub> O	39,874.17	24.25	2,212.77	1,004,598.96	34.13
SO <sub>2</sub>	181.96	0.11	2.84	1,289.57	0.04
N <sub>2</sub>	107,676.45	65.47	3,844.21	1,745,273.41	59.29
O <sub>2</sub>	5,091.22	3.10	159.10	72,231.68	2.45
Total	164,462.63	100.00	6,483.39	2,943,457.90	100.00

La temperatura alcanzada, como se muestra en la siguiente tabla de resultados es de 793° C (1066K).

Tabla. 3.13 Entalpías de los gases de combustión evaluadas a diferentes temperaturas, en condición de operación normal.

T (K)	H (CO <sub>2</sub> ) cal/hr	H (H <sub>2</sub> O)liq cal/hr	H (SO <sub>2</sub> ) cal/hr	H (N <sub>2</sub> ) cal/hr	H (O <sub>2</sub> ) cal/hr	H (H <sub>2</sub> O)vap cal/hr	TOTAL BTU/hr
1,066.02	1,074,625,783.61	7,765,800,884.98	10,852,824.53	9,689,509,807.03	4.380003E+08	3,908,041,843.35	9.081997E+07
1,066.12	1,074,782,971.48	7,766,041,010.14	10,854,425.98	9,690,830,764.02	4.380608E+08	3,908,597,659.55	9.083003E+07
1,066.22	1,074,940,163.03	7,766,481,148.66	10,856,027.48	9,692,151,738.47	4.381213E+08	3,909,153,492.62	9.084009E+07
1,066.32	1,075,097,358.26	7,766,921,300.55	10,857,629.02	9,693,472,730.38	4.381818E+08	3,909,709,342.57	9.085016E+07
1,066.42	1,075,254,557.17	7,767,361,465.80	10,859,230.61	9,694,793,739.75	4.382424E+08	3,910,265,209.40	9.086022E+07
1,066.52	1,075,411,759.75	7,767,801,644.42	10,860,832.25	9,696,114,766.57	4.383029E+08	3,910,821,093.12	9.087029E+07

Tabla. 3.13 Suma de las entalpías de los sólidos residuales y los gases de combustión a diferentes temperaturas.

T (K)	T (°C)	H(sólidos) BTU/hr	H (gases) BTU/hr	TOTAL BTU/hr	Diferencia
1066.016164	793.0161638	299,310	90,819,966	91,119,276	20,206.35
1066.116164	793.1161638	299,349	90,830,030	91,129,379	10,103.28
1066.216164	793.2161638	299,388	90,840,085	91,139,483	0
1066.316164	793.3161638	299,427	90,850,160	91,149,586	- 10,103.48
1066.416164	793.4161638	299,465	90,860,225	91,159,690	- 20,207.17
1066.516164	793.5161638	299,504	90,870,290	91,169,794	- 30,311.07

**Tabla. 3.14 Resumen del balance de masa en operación normal; (con recuperación de calor)**

	Entradas (lb/hr)		Salidas (lb/hr)
Lodos	22,026.43	CO <sub>2</sub>	11,657.75
Aol	91973.48	H <sub>2</sub> O	39887.22
Biogás	4045.24	N <sub>2</sub>	107,676.45
Acb	47,559.53	O <sub>2</sub>	5,068.90
Total	165,604.68	SO <sub>2</sub>	182.2
		CENIZAS	1132.16
		Total	165,604.68

Q nominal del quemador a emplear = 53'432,358 BTU/hr

### 3.13.6. Ahorro de Combustible.

Como se puede notar, en las tablas 3.7 y 3.14, se tienen los consumos de Biogás, que, comparándolos, se encuentra que el ahorro entre la operación con aire frío (arranque = 4859.7 lb/hr) y operación con aire precalentado (operación normal = 4035.53 lb/hr) es de aproximadamente del 17%

3.13.7 A continuación se muestran las tablas que contienen los resultados del cálculo termodinámico del incinerador para condiciones mínimas de carga esto es 3,000 Kg/hr.

Tabla. 3.15 Resumen del balance de masa a carga mínima en arranque.

	Arranque			Salidas (lb/hr)
	Entradas (lb/hr)			
Lodos	6,607.93		CO <sub>2</sub>	4,082.00
Aol	27592.04553		H <sub>2</sub> O	12373.46852
Biogás	1,519.41		N <sub>2</sub>	35,094.48
Acb	17,907.43		O <sub>2</sub>	1,668.70
Total	53,626.82		SO <sub>2</sub>	68.51
			Cenizas	339.65
				53,626.82

Tabla. 3.15 Resumen del balance de masa a carga mínima en operación normal.

	Operación Normal			Salidas (lb/hr)
	Entradas (lb/hr)			
Lodos	6,607.93		CO <sub>2</sub>	3,609.22
Aol	27592.04553		H <sub>2</sub> O	12044.15034
Biogás	1,272.11		N <sub>2</sub>	32,858.90
Acb	14,992.72		O <sub>2</sub>	1,555.51
Total	50,464.80		SO <sub>2</sub>	57.36
			Cenizas	339.65
				50,464.80

Tabla. 3.16 Entalpías de los gases de combustión a carga mínima (3,000 Kg) evaluadas a diferentes temperaturas, en operación normal.

T (K)	H (CO <sub>2</sub> ) cal/hr	H (H <sub>2</sub> O)llq cal/hr	H (SO <sub>2</sub> ) cal/hr	H (N <sub>2</sub> ) cal/hr	H (O <sub>2</sub> ) cal/hr	H (H <sub>2</sub> O)vap cal/hr	Total BTU/hr
991.53	336,193,524	2.232421E+09	3,642,060	2,838,953,232	128,820,954	1,114,238,916	26,405,831
992.53	336,735,152	2.233712E+09	3,647,961	2,843,216,437	129,018,288	1,115,970,592	26,437,702
993.53	337,276,912	2.235004E+09	3,653,863	2,847,480,211	129,215,637	1,117,702,770	26,469,579
994.53	337,818,804	2.236297E+09	3,659,767	2,851,744,554	129,413,001	1,119,435,451	26,501,462
995.53	338,360,828	2.237590E+09	3,665,673	2,856,009,468	129,610,381	1,121,168,835	26,533,352
996.53	338,902,985	2.238883E+09	3,671,581	2,860,274,947	129,807,775	1,122,902,323	26,565,248
997.53	339,445,273	2.240176E+09	3,677,490	2,864,540,998	130,005,185	1,124,636,515	26,597,150
998.53	339,987,693	2.241470E+09	3,683,402	2,868,807,617	130,202,610	1,126,371,212	26,629,059

Tabla. 3.16 (Continuación) Entalpías de los gases de combustión a carga mínima (3,000 Kg) evaluadas a diferentes temperaturas, en operación normal.

T (K)	T (°C)	H(sólidos) BTU/hr	H (gases) BTU/hr	TOTAL BTU/hr	Diferencia
990.54	717.54	81026	26405831	26,486,857	95,634.55
990.55	717.55	81027	26437702	26,518,729	63,762.70
990.56	717.56	81028	26469579	26,550,607	31,884.52
990.57	717.57	81029	26501462	26,582,492	0.00
990.58	717.58	81031	26533352	26,614,382	- 31,890.85
990.59	717.59	81032	26565248	26,646,280	- 63,788.04
990.60	717.60	81033	26597150	26,678,170	- 125,686.47
990.61	717.61	81034	26629059	26,710,107	- 254,524.21

Capacidad del quemador en arranque:

20'118,702 Btu/hr

Se consumen:

26,939 ft<sup>3</sup>/hr de biogás

Temperatura de salida de los gases:

717 °C



Tabla.3.17 Resumen del balance de masa a carga mínima (3,000 Kg) en operación normal.

T (K)	H (CO <sub>2</sub> ) cal/hr	H (H <sub>2</sub> O)liq cal/hr	H (SO <sub>2</sub> ) cal/hr	H (N <sub>2</sub> ) cal/hr	H (O <sub>2</sub> ) cal/hr	H (H <sub>2</sub> O)vap cal/hr	TOTAL BTU/hr
1,083.05	341,562,893.32	2,352,229,182.53	3,507,455.70	3,025,623,515.91	1.369738E+08	1,215,620,791.89	2.807745E+07
1,083.15	341,611,831.38	2,352,361,908.21	3,507,962.98	3,026,027,531.03	1.369921E+08	1,215,790,461.80	2.808052E+07
1,083.25	341,660,770.58	2,352,494,637.96	3,508,470.28	3,026,431,551.48	1.370106E+08	1,215,960,137.11	2.808360E+07
1,083.35	341,709,710.92	2,352,627,371.78	3,508,977.59	3,026,835,577.25	1.370292E+08	1,216,129,817.62	2.808667E+07
1,083.45	341,758,652.39	2,352,760,109.67	3,509,484.91	3,027,239,808.35	1.370477E+08	1,216,299,503.34	2.808974E+07
1,083.55	341,807,595.00	2,352,892,851.64	3,509,992.25	3,027,643,644.78	1.370662E+08	1,216,469,194.26	2.809282E+07

Tabla.3.17 (Continuación) Resumen del balance de masa a carga mínima (3,000 Kg) en operación normal.

T (K)	T (°C)	H(sólidos) BTU/hr	H(gases) BTU/hr	TOTAL BTU/hr	Diferencia
1083.049804	810.0498045	91,772	28,077,450	28,169,222	6,169.09
1083.149804	810.1498045	91,783	28,080,523	28,172,307	3,084.58
1083.249804	810.2498045	91,795	28,083,596	28,175,391	0.00
1083.349804	810.3498045	91,807	28,086,669	28,178,476	- 3,084.64
1083.449804	810.4498045	91,818	28,089,742	28,181,560	- 6,169.35
1083.549804	810.5498045	91,830	28,092,815	28,184,645	- 9,254.11

Capacidad del quemador en operación normal:

Se consumen:

Temperatura de salida de los gases:

15'611,466 Btu/hr

22,554 ft<sup>3</sup>/hr de biogás

810 °C

---

### 3.14 Eficiencia del Horno Rotatorio.

El cálculo de la eficiencia de un horno puede llevarse a cabo de la siguiente manera:

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Calor\_Util}}{\text{Calor\_Total}} \times 100$$

De acuerdo a la ecuación mencionada en el punto 1.10.

#### 3.14.1 Eficiencia sin recuperación de calor.

Calor util: 30,527,813 Btu/hr  
Calor Total: 58,923,036 Btu/hr

$$\text{Eficiencia: } \frac{30,527,813}{58,923,036} \times 100 = 51.8\%$$

#### 3.14.2 Eficiencia con recuperación de calor.

Calor util: 30,527,813 Btu/hr  
Calor Total: 44,462,878 Btu/hr

$$\text{Eficiencia: } \frac{30,527,813}{44,462,878} \times 100 = 68.66\%$$

### 3.15 Criterios de diseño térmico de un recuperador de calor.

Para fines operacionales económicos y sencillos, el recuperador de calor estará conformado por dos zonas de trabajo, la primera servirá para precalentar a 250° C el aire de incineración de los lodos y la segunda para precalentar a la misma temperatura el aire de combustión. Las condiciones de diseño de este equipo serán a operación normal del incinerador rotatorio, con la finalidad de asegurar la transferencia de calor permanente para alcanzar la temperatura requerida.

Por motivos de espacio y distribución del equipo, el recuperador de calor se diseñó para ser montado sobre la cámara de asentamiento, de tal manera que los gases de combustión fluyan de abajo hacia la parte superior del mismo.

Cada zona consiste en una coraza cilíndrica con entradas y salidas de aire, cada entrada o salida tiene 20 orificios de un diámetro determinado por medio de velocidades recomendadas por prácticas de diseño. En la parte inferior se tienen dos accesos de aire que constan de barrenos cubiertos por un anillo a manera de ducto circular; por el superior

---

el aire saldrá del carrete y por el inferior ingresará nuevamente al equipo (ver trayecto del aire en Fig.3.2).

El aire debe circular con la trayectoria mostrada con finalidad de refrigerar los tubos (chaquetas) por la parte exterior, bañar los tubos radiantes y el espejo inferior (soporte de los tubos radiantes), al mismo tiempo que se precalienta para ingresar al ánulo y llevar a cabo el mayor intercambio de calor en esa zona, ya que aquí se alcanza un alto coeficiente global de transferencia de calor. El patrón de flujo dentro del anulo, como se puede ver, es en paralelo con respecto a los gases de combustión.

Esto lo podemos ver en la figura 3.2, donde la trayectoria del aire está indicada por las flechas continuas, y las de los gases de combustión por líneas discontinuas.

Al salir el aire de la zona del ánulo se dirigirá hacia los ductos de aire caliente, y de aquí, por medio de ductos aislados, se enviará a la carátula del horno, y en el caso del aire de combustión a la entrada del quemador.

Los gases de combustión provenientes de la cámara de asentamiento fluirán a través de los tubos radiantes, ascendiendo a alta velocidad con una trayectoria recta, emergiendo de dichos tubos para dirigirse hacia la segunda zona, y a la salida del equipo se enviarán hacia un codo que los conducirá hacia abajo, descargándolos a un ducto de enfriamiento.

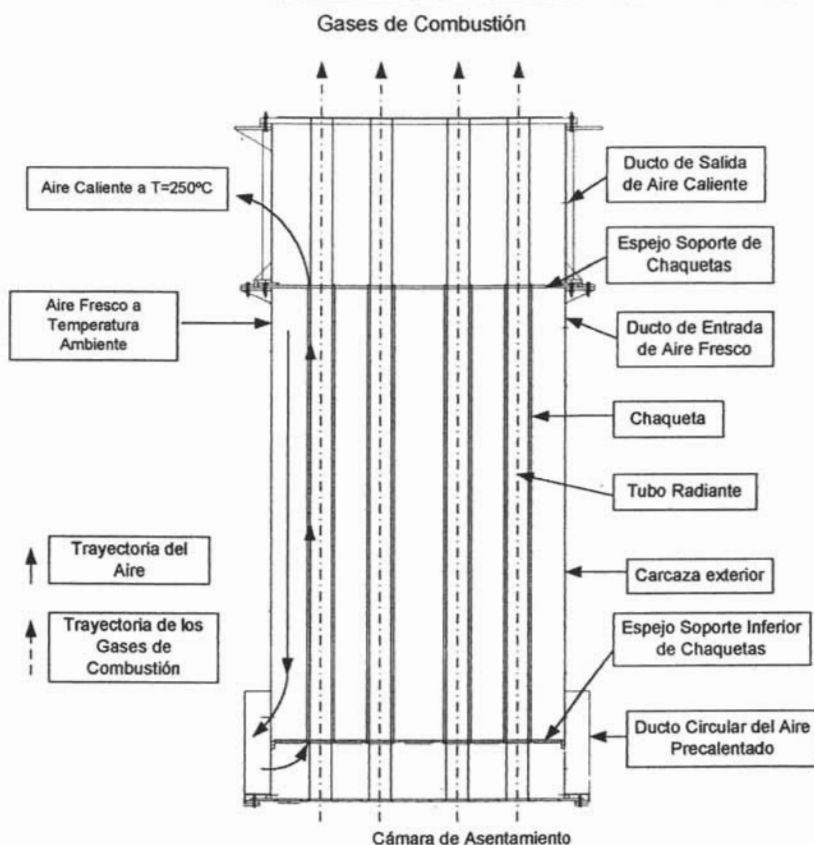


Figura 3.2 Esquema representativo de la configuración del recuperador de calor.

### 3.15.1 Composición de los gases de entrada al recuperador de calor.

Tabla 3.18 Composición de los gases de entrada al recuperador de calor

	Peso mol (lb/lbmol)	Flux Másico (lb/hr)	Flux Molar (lbmol/hr)	% Masa	% mol
CO <sub>2</sub>	44.01	11,638.83	264.46	7.08	4.08
H <sub>2</sub> O	18.02	39,874.17	2,212.77	24.25	34.13
SO <sub>2</sub>	64.06	181.96	2.84	0.11	0.04
N <sub>2</sub>	28.01	107,676.45	3,844.21	65.47	59.29
O <sub>2</sub>	32	5,091.22	159.10	3.10	2.45
		164,462.63	6,483.39	100.00	100.00

Peso molecular promedio = 25.4 lb/lbmol  
 Presión Barométrica: 0.859 atm (652.84 mmHg)  
 Temperatura de entrada: 793° C (1459° F)  
 Flujo volumétrico estándar: 2'335,234 SCFH  
 Flujo volumétrico corregido: 10'615,448 CFH (176,924 CFM)

### 3.15.2 Condiciones del aire de incineración a precalentar.

Flujo másico: 91,973 lb/hr  
 Flujo volumétrico estándar: 1'149,669 SCFH  
 Flujo volumétrico corregido: 1'583,505 CFH (26,392 CFM)  
 Temperatura de entrada: 50° C  
 (Esto debido a un precalentamiento dentro del mismo equipo, debido a su conformación estructural, la cual será explicada en el punto 3.15.9).  
 Temperatura de salida: 250° C

### 3.15.3 Balance Térmico.

Cp (N <sub>2</sub> ) =	0.232	+	3.57E-05	T		
Cp (O <sub>2</sub> ) =	0.258	+	8.06E-06	T-	5865.6	/T <sup>2</sup>
Cp (CO <sub>2</sub> ) =	0.235	+	6.23E-05	T-	4443.2	/T <sup>2</sup>
Cp (H <sub>2</sub> O) =	0.457	+	8.33E-06	T+	7.22E-08	T <sup>2</sup>
Cp (SO <sub>2</sub> ) =	0.1203	+	8.28E-05	T-	1.30E-08	T <sup>2</sup>

Para el cálculo de las capacidades caloríficas se emplea una temperatura promedio en el intervalo involucrado.

$$\text{Para el aire: } \frac{(50^{\circ}\text{C} + 273.15) + (250^{\circ}\text{C} + 273.15)}{2} = 420\text{K}$$

$$\text{Para los gases de combustión: } \frac{(793^{\circ}\text{C} + 273.15)}{2} = 533\text{K}$$

Las capacidades caloríficas quedan de la siguiente manera:

$$Cp(\text{aire}) = 0.245 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}}$$

$$Cp(\text{gases comb}) = 0.307 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}}$$

La temperatura de salida de los gases se calcula de la siguiente manera:

Calor necesario para calentar el aire hasta 250° C, calculado con la ecuación (3).

---

$$Q_a = W_a C_{pa} (T_s - T_e)$$

Donde:

Qa: Calor necesario para calentar el aire

Wa: Flujo másico del aire

Ts: Temperatura de salida

Te: Temperatura de entrada

Wa: 91973 lb/hr

Ts: 250° C (482° F)

Te: 50° C (122° F)

$$Q_a = (91973 \text{ lb/hr})(0.245 \text{ BTU/lb}^\circ \text{F})(482^\circ \text{F} - 122^\circ \text{F}) = 8'112,061 \text{ BTU/hr}$$

Calculando la temperatura de salida de los gases de combustión, después de transferir calor en esta primera zona.

$$T_s = T_e - \frac{Q_{nec}}{W_{gc}(C_{p_{gc}})} = 1459^\circ \text{F} - \left( \frac{8'112,061 \text{ BTU/hr}}{(0.307 \text{ BTU/lb}^\circ \text{F})(164,462.63 \text{ lb/hr})} \right) = 1298^\circ \text{F}$$

$$T_s = 704^\circ \text{C}$$

### 3.15.4 Cálculo de la diferencia de temperatura logarítmica media (LMTD).

$$\text{LMTD} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \text{ En paralelo} \quad (5)$$

$$T_1 = 1459^\circ \text{F}$$

$$T_2 = 1298^\circ \text{F}$$

$$t_1 = 122^\circ \text{F}$$

$$t_2 = 482^\circ \text{F}$$

$$\text{LMTD} = \frac{(1459 - 122) - (1298 - 482)}{\ln \frac{(1459 - 122)}{(1298 - 482)}} = 1056^\circ \text{F} \quad (586^\circ \text{C})$$

### 3.15.5 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Evaluación del coeficiente de película en el lado de los tubos.

Fluyendo los gases de combustión por dentro de los tubos.

$$h_i = 0.027 \times (k/D) \times \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{0.33} \quad (6)$$

Donde :

- k= Conductividad térmica, BTU/hr ft<sup>2</sup> °F
- D= Diámetro interior del tubo, ft
- Re= Numero de Reynolds, DG/μ
- G= Masa velocidad, lb/hrft<sup>2</sup>
- μ= Viscosidad del fluido, lb/hr ft
- Pr= Número de Prandtl, (Cpμ/k)
- Cp= Capacidad calorífica del fluido, BTU/lb °F

Empleando 71 tubos de 6 in de diámetro interior (di) con espesor de pared de 3/16 in, resultando un diámetro exterior (dex) de 6.38 in.

Siendo el flujo total de gases de 164462.63 lb/hr

La masa en cada tubo es de:

$$\text{Mgct} = 2316.4 \text{ lb/hr} \quad (164462.63 \text{ lb/hr})/71 \text{ tubos}$$

El área de flujo por tubo es:

$$A_t = d_i^2 (\pi/4) = 0.196 \text{ ft}^2$$

Siendo la masa velocidad:

$$G_{gc} = \text{Mgct} / A_t = \frac{2316.4 \text{ lb/hr}}{0.196 \text{ ft}^2} = 11797 \text{ lb/hr ft}^2$$

Calculando el número de Reynolds.

Se determina la viscosidad de mezcla a una temperatura promedio, @ 661.5 K

**Tabla 3.19 Viscosidades de los componentes a una temperatura promedio.**

Componente	μ, lb/hr ft	BH % masa
CO <sub>2</sub> :	0.0733	7.08
H <sub>2</sub> O :	0.0599	24.25
SO <sub>2</sub> :	0.0696	0.11
N <sub>2</sub> :	0.0762	65.47
O <sub>2</sub> :	0.0900	3.10
		100.0%

$$\mu_{gc} = 0.0725 \text{ lb/hr ft}$$

$$\text{Re} = \frac{DG_{gc}}{\mu} = \frac{0.5 \text{ ft} \left( 11797 \text{ lb/hrft}^2 \right)}{0.0725 \text{ lb/hrft}} = 81,407$$

Se calcula el número de Prandtl de la siguiente manera:

La conductividad térmica a una temperatura promedio.

**Tabla 3.20 Conductividades de los componentes a la temperatura promedio.**

Componente	k, BTU/hr ft °F	BH % masa
CO <sub>2</sub> :	0.0266	7.08
H <sub>2</sub> O :	0.0315	24.25
SO <sub>2</sub> :	0.0252	0.11
N <sub>2</sub> :	0.0286	65.47
O <sub>2</sub> :	0.0317	3.10

$$k_{gc} = 0.0292 \text{ BTU/hr ft } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Teniendo el valor de } C_p = 0.307 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

Calculando el Prandtl:

$$Pr = \frac{C_p k_{gc} - \mu_{gc}}{k_{gc}} = 0.760$$

Evaluando ahora el coeficiente de película para el lado de los tubos con la ecuación (6).

$$h_i = 0.027 \left( \frac{0.0292}{0.5} \right) (81,407)^{0.8} (0.760)^{0.33} = 12.226 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Corrigiendo este coeficiente para referirlo a la superficie exterior de los tubos, por medio de la siguiente corrección:

$$h_{io} = h_i (d_i/d_o) = 12.198 (6/6.38) = 11.507 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

### 3.15.6 Evaluación del coeficiente de película del lado del ánulo.

El aire fluirá por el ánulo, el coeficiente de película se calcula nuevamente con la ecuación (6).

$$h_o = 0.027 \times (k/D) \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33}$$

Evaluando un diámetro equivalente (De), para usarlo en vez de di.

$$De = 4rh$$

(7)



$$r_h = \text{radio hidráulico} = \text{área de flujo} / \text{Perímetro húmedo} = A_f / P_h \quad (8)$$

Siendo el perímetro húmedo la suma de las circunferencias exteriores de los tubos que se encuentran en contacto con el fluido del ánulo.

El espacio entre el diámetro exterior de los tubos al ánulo es de 13 mm por lado.  
Teniendo el diámetro interior  $d_{int}$  del ánulo de:

$$D_{int} = 188 \text{ mm} = 0.616 \text{ ft}$$

$$A_f = ((\pi/4) \times (D_{int})^2 - (\pi/4) \times (d_{ex})^2) \times \#\text{tubos} \quad (9)$$

$$A_f = \left[ \left( \frac{\pi}{4} \right) (d_{int})^2 - \left( \frac{\pi}{4} \right) (d_{ex})^2 \right] \times 71 = 5.46 \text{ ft}^2$$

$$P_h = \#\text{ tubos} (\pi) (d_{ex}) = 71 (\pi) (0.531667 \text{ ft}) = 118.5 \text{ ft}$$

Por lo tanto el diámetro equivalente es:

$$D_e = 4 (5.46 \text{ ft}^2 / 118.5 \text{ ft}) = 0.184 \text{ ft}$$

Ahora se calcula la masa velocidad que fluye por el ánulo.

$$M_a = \frac{91973 \text{ lb/hr}}{6.37 \text{ ft}^2} = 16,846 \frac{\text{lb}}{\text{hrft}^2}$$

A la temperatura promedio, para el aire se tienen los siguientes datos:

$$\mu_a = 0.059 \text{ lb/ft hr}$$

$$k_a = 0.01968 \text{ BTU/hr ft } ^\circ\text{F}$$

$$C_{pa} = 0.245 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

Evaluando el número de Reynolds y Prandtl:°

$$Re = \frac{16,846 \text{ lb/hrft}^2 (0.215 \text{ ft})}{0.059 \text{ lb/ft hr}} = 52,650$$

$$Pr = \frac{0.245 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} (0.059 \text{ lb/ft hr})}{0.01968 \text{ BTU/hrft } ^\circ\text{F}} = 0.734$$

Se evalúa ahora  $h_o$ :

$$h_o = (0.027) \left( \frac{0.01968}{0.184} \right) (54,856)^{0.8} (0.734)^{0.33}$$

---

$$h_o = 15.568 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Si se desprecia la resistencia de la pared del tubo, se puede evaluar de la siguiente manera el coeficiente global de transferencia de calor  $U_c$ .

$$U_c = \frac{h_{io}(h_o)}{(h_{io} + h_o)} = \frac{11.507(15.568)}{(11.507 + 15.568)} = 6.616 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$$

Considerando un factor de obstrucción de 0.01, con el propósito de tomar en cuenta el ensuciamiento de las paredes del tubo a través de las cuales se lleva a cabo la transferencia de calor.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad (10)$$

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{U_c} + R_d} = \frac{1}{\frac{1}{6.601} + 0.01} = 6.206 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$$

### 3.15.7 Evaluación del área de Transferencia Requerida.

Partiendo de la ecuación de Fourier para la transferencia de calor, se tiene:

$$Q = U_d A_t \Delta T \quad (11)$$

Donde:

$Q$  = Calor disponible a transferir, BTU/hr

$U_d$  = Coeficiente global de transferencia de calor, BTU/hr ft<sup>2</sup> °F

$A_t$  = área requerida para la transferencia de calor, ft<sup>2</sup>

$\Delta T$  = Diferencia de Temperatura, LMTD, °F

Despejando el área de la ecuación (11):

$$A_t = \frac{Q}{U_d(\Delta T)}$$

Por medio de un balance térmico (ecuación 3) se determina el calor que se desea transferir, así:

$$Q = M_a C_{pa} (t_2 - t_1) = M_{gc} C_{pgc} (T_1 - T_2)$$

$$Q = (91,973 \text{ lb/hr})(0.245 \text{ BTU/lb }^\circ\text{F})(482 - 122)^\circ\text{F}$$

$$Q = 8'112,061 \text{ BTU/hr}$$

---

Teniendo a

$$U_d = 6.206 \text{ BTU/hr ft } ^\circ\text{F}$$

$$\text{LMTD} = 1056^\circ \text{F}$$

Sustituyendo en la ecuación (11) se tiene:

$$A_t = \frac{8'112,061 \text{ BTU/hr}}{\left(6.206 \text{ BTU/hrft}^\circ\text{F}\right)(1056^\circ\text{F})} = 1268 \text{ ft}^2$$

Por lo tanto la longitud del tubo es:

$$\text{Long Total} = \frac{A_t}{\pi(\text{dex})} = \frac{1268 \text{ ft}^2}{\pi(0.5316667)} = 759 \text{ ft}$$

Debido a que se tienen 71 tubos, la longitud de cada uno es:

$$\text{Long tubo} = 759 \text{ ft} / 71 \text{ tubos} = 10.70 \text{ ft} = 3,262 \text{ mm}$$

### 3.15.8- Evaluando la velocidad en los tubos.

Obteniendo una temperatura promedio de  $747^\circ \text{C}$ , se corrige el volumen estándar de los gases, resultando:

$$\text{Volumen} = 169,301 \text{ CFM}$$

Para los gases de combustión en los tubos:

$$\text{Velocidad} = \text{Volumen} / \text{área de flujo} = \frac{169,301 \text{ ft}^3/\text{min}}{0.196 \text{ ft}^2 (71 \text{ tubos})} = 12,145 \text{ ft/min}$$

Para el aire en el ánulo:

$$\text{Temperatura promedio} = 150^\circ \text{C}$$

$$\text{Volumen} = 34,562.5 \text{ CFM}$$

$$\text{Velocidad} = \frac{34,562.5 \text{ ft}^3/\text{min}}{5.46 \text{ ft}^2} = 6,330 \text{ ft} / \text{min}$$

### 3.15.9 Evaluación de la temperatura de alcanzada por el aire antes de entrar en el ánulo.

Teniendo un diámetro equivalente dentro del carrete de 0.763 ft y un área de flujo de 22.62 ft<sup>2</sup>, se calcula una masa velocidad de 4,067 lb/hr ft<sup>2</sup>. Se determina el Re=52,650, el Pr=0.734, se calcula el coeficiente de película en el interior del carrete, hi=3.76Btu/hr ft<sup>2</sup> °F

Se calcula la Ud con el hio de las chaquetas, hio=15.07Btu/hr ft<sup>2</sup> °F, por lo que Ud=3.01Btu/hr ft<sup>2</sup> °F. Teniendo un área fija del exterior de las chaquetas de 1539 ft<sup>2</sup>, se busca la temperatura que satisfaga la ecuación (11), despejándola de la ecuación (5) que corresponde a la LMTD. Teniendo una temperatura de precalentamiento del aire de 44°C.

Ahora entrando el aire y bañando al espejo sostén de los tubos radiantes con un área expuesta de 22.6 ft<sup>2</sup> y una temperatura promedio de 793°C, se despeja nuevamente de la ecuación (11) y (5) la temperatura que alcanza el aire al bañar los tubos radiantes en esta zona, la cual es t aire= 51.5°C

Ahora sabiendo que fuera de los tubos radiantes la masa velocidad es 4,066 lb/hrft<sup>2</sup> el coeficiente de película se calcula como hc = ho = 0.0128 G<sup>0.8</sup>, dando un valor de ho=9.87  $\frac{BTU}{hrft^2 \circ F}$  = U, esto por ser el aire transparente a la radiación.

Con un area fija de los tubos radiantes igual a 163 ft<sup>2</sup>, la temperatura del aire antes de entrar al anulo se encuentra mediante las ecuaciones (11) y (5), y esta es de 77° C, la cual es superior con la que se calculó todo el recuperador de calor, pero esto no provoca que se modifique nuevamente todo el diseño, ya que por la misma configuración del recuperador de calor, un calculo inicial arrojaba 50° C, pero por motivos de construccion se tuvieron que cambiar las dimensiones del equipo y ahora arroja esta temperatura, la cual nos asegura que el aire a precalentar alcanzará una temperatura ligeramente mayor de 250° C

### 3.16 Cálculo de la caída de presión en la primera sección del recuperador de calor.

#### 3.16.1 Caída de presión del lado de los tubos, trayecto de los gases de combustión.

La ecuación para evaluar la caída de presión es:

$$\Delta P = 3.36E^{-6} f L \rho V_{gc}^2/D^5 \quad (12)$$

Donde:

$\Delta P$  = Caída de presión, psi

f = factor de fricción de Fanning = 0.0035 + 0.264/(Re<sup>0.42</sup>)

L = Longitud de los tubos, ft

$\rho$  = Densidad del gas, lb/ft<sup>3</sup>

Vgc = Volumen total del gas de combustión, ft<sup>3</sup> / hr

D = Diámetro interior del tubo = di, in

Para los gases de combustión, se tiene que el Reynolds es:

$$Re = 81,407 \text{ por lo tanto}$$

$$F = 0.0035 + 0.264 / (83,9900.42) = 0.005787559$$

Como accesorios:

**Tabla 3.21 Accesorios para longitudes equivalentes.**

	#	K	L/D	DI (IN)	DI(FT)	LONG (FT)
Entrada	1	0.78	55	6	0.5	27.5
Salida	1	1	65	6	0.5	32.5
Long recta	1					10.25
					<b>Total</b>	<b>70.25</b>

$$\rho = \frac{164462 \text{ lb/hr}}{10'158,060 \text{ ft}^3/\text{hr}} = 0.0162 \text{ lb/ft}^3$$

$$D = 6 \text{ in}$$

Con la ecuación (12):

$$\Delta P = \frac{3.36E - 6 (0.005787559)(70.25)(0.0155) \left( \frac{10600833}{71} \right)^2}{6^5} = 0.061052091 \text{ psi}$$

$$\Delta P = 1.691 \text{ in CA.}$$

Valor que resulta adecuado de acuerdo con prácticas de diseño.

### 3.16.2 Cálculo de la caída de presión del lado del ánulo, trayecto del aire de incineración.

Debido a la conformación estructural del equipo, antes de llegar al ánulo, el aire recorre las  $\frac{3}{4}$  partes aproximadamente del mismo, por la parte de afuera, comportándose como un aire refrescante bañando los tubos del intercambiador, así que es importante la determinación de las caídas de presión debido principalmente al cambio de velocidades.

### 3.16.3 Caída de presión del ducto de alimentación hacia el ducto de distribución.

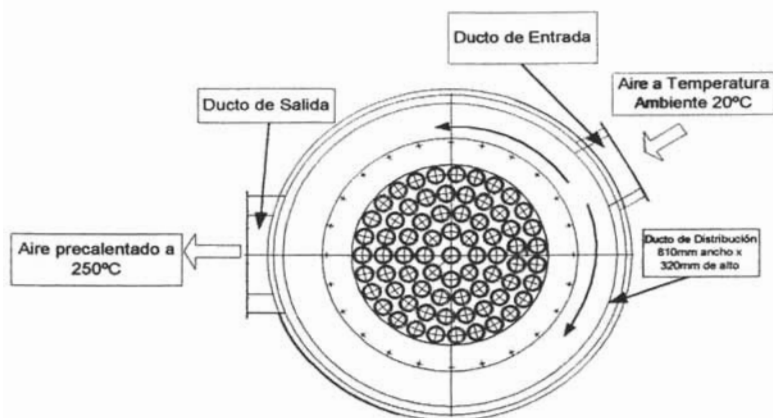


Fig. 3.3 Vista de Planta del Recuperador de Calor. Sentido de la trayectoria del aire.

Teniendo una sección cuadrada del ducto de distribución de 810 mm de ancho por 320mm de alto.

Determinando un diámetro equivalente.

$$De = 1.505 \text{ ft}$$

Longitud equivalente.

Elemento	#	L/D	Diam (FT)	Long (FT)
Codo 90°	1	30	1.505121594	45.15

Velocidad del aire en el ducto de alimentación de aire frío.

Vel: 3000 ft/min

Masa de aire: 91,974lb/hr  
 Volumen de aire: 22,306 ft<sup>3</sup>/min @ 20° C  
 Densidad : 0.0687 lb/ft<sup>3</sup>

Al dividirse por mitad en el ducto de distribución.

La masa es: 45987 lb/hr  
 Volumen: 12471.7 CFM  
 área:  $(810\text{mm}/304.8)(320\text{mm}/304.8) = 2.79 \text{ ft}^2$   
 Ga: 16482.76 lb/hr ft<sup>2</sup>

---

$\mu_a$ :	0.058968 lb/ft hr
Re:	420,712.3
$f$ :	0.004647

$$\Delta P = \frac{f L \rho v^2}{2(32.2)(144)di} \quad (13)$$

$$\Delta P = \frac{f L \rho v^2}{2(32.2)(144)di} = 0.002309588 \text{ psi} = 0.0639756 \text{ in CA}$$

### 3.16.4 Expansión, caída de presión por cambio de velocidades.

Esta resulta cuando el aire cambia de sección, yendo del ducto de distribución a la carcaza.

Área de flujo = área del carrete - área ocupada por las chaquetas

Diámetro exterior de las chaquetas: 194 mm

área de las chaquetas:  $\pi(di)^2(71/4) = 22.65 \text{ ft}^2$

área de la carcaza:  $37.28 \text{ ft}^2$

$$\text{Velocidad 2} = \frac{22306 \text{ ft}^3 / \text{min}}{(37.28 \text{ ft}^2 - 22.65 \text{ ft}^2)} = 1524.93 \text{ ft} / \text{min}$$

Para expansiones:

$$h = K(V_1 - V_2)^2 / 2gc \quad (14)$$

Donde:

$$gc = 32.2 \text{ ft/seg}^2$$

$$V_1 = V_2 = \text{ft/seg}$$

$$K = 1$$

$$h = \frac{1(50 - 25.41)^2}{2 * 32.2} = 9.385 \text{ ft}$$

$$\rho : 0.06872 \text{ lb/ft}^3$$

$$\Delta P_2 = (h * \rho) / 144 \quad (15)$$

$$\Delta P_2 = (h * \rho) / 144 = (9.385 * 0.06872) / 144$$

$$\Delta P_2 = 0.00447886 \text{ psi} = 0.124064 \text{ in C.A.}$$

### 3.16.5-Caída de presión por el trayecto en la coraza.

área del carrete: 37.28 ft<sup>2</sup>

área ocupada por las chaquetas: 22.65 ft<sup>2</sup>

Masa del aire: 91,973 lb/hr

Ga : 6287.7 lb/ft<sup>2</sup>hr

De=4Af/Ph

De : 0.4115 ft

Viscosidad : 0.059 lb/hr ft

Re = Ga De / μ

Re : 43859.2

f = 0.0035 + 0.264/(Re<sup>0.42</sup>)

f = 0.0064644

$$\Delta P = \frac{fLdv^2}{2gcRh} \quad (16)$$

Para determinar la densidad se considera una temperatura promedio a la que entra y se calienta al salir del carrete, por lo tanto.

T1 = 20° C

T2 = 50° C

T prom = 35° C

Evaluando el volumen de gases a esta temperatura.

Vol corregido = 1'509,962 CFH

Densidad = 0.060911 lb/ft<sup>3</sup>

área de flujo = 14.63 ft<sup>2</sup>

Velocidad = 1720 ft/min

Longitud del trayecto = 10.7 ft

gc = 115920 ft / min<sup>2</sup>

Evaluando el radio hidráulico a partir de la ecuación (8):

Rh = Af/Ph

$$Rh = \frac{14.63 \text{ ft}^2}{\pi * 0.6365 \text{ ft} * 71 \text{ tubos}} = 0.1028873 \text{ ft}$$

La caída de presión se obtiene con la ecuación (16):

$$\Delta P = \frac{0.0064644(10.7 \text{ ft}) \left( 0.060911 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right) \left( 1720 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \right)^2}{2 * 115920 \frac{\text{ft}}{\text{min}^2} (0.1028873 \text{ ft})}$$



$\Delta P_3 = 0.5225 \text{ lb/ft}^2$   
 $\Delta P_3 = 0.1005 \text{ in CA}$

### 3.16.6 Caída de presión a través de los orificios de retorno.

Velocidad recomendada en los barrenos : 2000 ft/min  
Temperatura del aire estimada: 35° C  
Volumen del aire: 25,166 CFM  
área disponible para fluir : 12.1ft<sup>2</sup>  
Número de Barrenos : 20  
área por Barreno : 0.6052 ft<sup>2</sup>  
Diámetro por Barreno : 0.88 ft  
Espacio entre Barrenos : 60 mm

Elemento	#	L/D	D(ft)	LONG(ft)
CODOS90	2	65	0.88	117.30

Densidad: 0.060911 lb/ft<sup>3</sup>  
Masa por barreno : 4598.7 lb/hr  
Volumen por Barreno: 1258 CFM  
Ga : 7598 lb/hrft<sup>2</sup>  
Viscosidad del aire: 0.058968 lb/ ft hr  
Re: 113,112.3  
f = 0.0054912  
 $\Delta P_4 = 0.005415 \text{ lb/in}^2$

$\Delta P_4 = 0.1500 \text{ in C.A.}$

### 3.16.7 Caída de presión en el trayecto del ánulo.

$$D_{fa} = \frac{4fG^2L}{2gd^2De} \quad (17)$$

$De = D_2 - D_1$

$T_1 = 50^\circ \text{ C}$

$T_2 = 250^\circ \text{ C}$

$T_{prom} = 147.5^\circ \text{ C}$

La densidad se calcula con la temperatura promedio.

$$\text{área de flujo} = \frac{\pi}{4} (D_{int\ chaq}^2 - D_{ext\ tub}^2)$$

$D_{int\ chaq} = 188 \text{ mm} = 0.616 \text{ ft}$

Espacio libre = 13 mm

$D_{ext\ tub} = 162 \text{ mm} = 0.5314 \text{ ft}$

---

$$\text{área de flujo} = 0.07693 \text{ ft}^2$$

$$W_a = \frac{(95826.6 / 71 \text{ tub}) \text{ lb/hr}}{(71)0.07693 \text{ ft}^2} = 1,295.40 \text{ lb/hrft}$$

$$D_e = (0.616 - 0.5314) \text{ ft} = 0.0853 \text{ ft}$$

$$Re = \frac{D_e W_a}{\mu} = \frac{0.0853(16838.5)}{0.058968} = 24344.97$$

$$f = 0.007295876$$

$$\text{Vol corr @ T prom} = 1'920,781 \text{ CFH}$$

$$\rho = 0.045 \text{ lb/ft}^3$$

$$g = 418000000 \text{ ft/hr}^2$$

$$L = 10.23 \text{ ft}$$

$$D_{fa} = \frac{4(0.007295876)(16838.5)^2(10.23)}{2(418000000)(0.045)^2(0.0853)} = 587.6 \text{ ft}$$

Para la entrada y salida de cada uno de los ánulos.

$$DF = \frac{V^2}{2g}$$

$$g = 32.2 \text{ ft/seg}^2$$

$$\text{Volumen} = 34106.6 \text{ CFM}$$

$$\text{Flujo por ánulo} = \frac{34106.6 \text{ CFM}}{71} = 480.4 \text{ CFM}$$

$$\text{Velocidad} = 6244.23 \text{ ft/min}$$

$$DF = \frac{(6244.23)^2}{2 * 32.2} = 168.1 \text{ ft}$$

$$\Delta P_5 = (587.6 + 168.1) * \rho / 144$$

$$\Delta P_5 = (587.6 + 168.1) \text{ ft} (0.045 \text{ lb/ft}^3) / 144$$

$$\Delta P_5 = 0.2359 \text{ psi} = 6.5344 \text{ in CA}$$

---

### 3.16.8 Caída de presión por contracción a la salida del ducto de aire caliente.

A partir de la ecuación (14):

$$h = K (V_2 - V_1)^2 / 2 gc$$

Temperatura de salida = 250° C

Vol corregido = 2'388,986 CFH = 39,816.43 CFM

$$V_1 = 1067.98 \text{ ft/min}$$

$$V_2 = 4000 \text{ ft/min}$$

$$\rho = 0.0401 \text{ lb/ft}^3$$

$$H = \frac{1(66.666 - 17.8)^2}{2 * 32.2} = 37.08 \text{ ft}$$

$$\Delta P_6 = (37.08 \text{ ft}) (0.0401 \text{ lb/ft}^3) / 144$$

$$\Delta P_6 = 0.01033 \text{ psi} = 0.286 \text{ in CA}$$

$$\Delta P_{\text{tot}} = \sum \Delta P_i = 0.0639756 + 0.124064 + 0.0926 + 0.15 + 6.5344 + 0.286$$

$$\Delta P_{\text{tot}} = 7.251 \text{ in CA}$$

Para precalentar el aire de combustión del biogás, se hace pasar el aire por otra zona con la misma configuración que la anterior. A continuación se muestran los resultados del cálculo térmico de esta segunda zona.

Tabla 3.22 Resumen del proceso de calentamiento del aire de combustión del biogás, en la segunda zona del intercambiador de calor.

	Gases de Combustión	Aire de Combustión de Biogás
Flujo másico (lb/hr)	164251	47364
Flujo Volumétrico Estándar (SCFH)	2335346	592053
Flujo Volumétrico Corregido (SCFH)	9718191	748043
Temperatura de entrada (°C)	706	50
Temperatura de entrada (°C)	662	250
Q =	3939824	BTU/hr
LMTD =	960	°F
Resultados:		
hio =	11.47	BTU/hr ft <sup>2</sup> °F
ho =	9.16	BTU/hr ft <sup>2</sup> °F
Uc =	5.09	BTU/hr ft <sup>2</sup> °F
Ud =	4.85	BTU/hr ft <sup>2</sup> °F
Área de transferencia =	847.1	ft <sup>2</sup>
L =	7.1	ft
	2179	mm
Velocidad gases de combustión:	11618	ft/min
Velocidad aire :	2284	ft/min
dP = (En los tubos)	1.4729	"CA
dP = (Trayecto del aire)	2.5180	"CA

**CRITERIOS DE DISEÑO MECÁNICO DEL INCINERADOR TIPO ROTATORIO.**

El diseño mecánico de este tipo de hornos se basa en la determinación del diámetro y longitud del mismo, que están relacionados directamente con las velocidades de flujo y la temperatura máxima que se genera en la cámara de combustión, siendo esta para el presente proyecto la de combustión del biogás, sin entrar en contacto con los lodos. Es también importante la velocidad tangencial del horno, la cual, es un factor que afecta directamente la potencia del motor a emplear.

**4.1 Determinación del diámetro y longitud del horno rotatorio.**

Para los hornos rotatorios, las velocidades máscas recomendadas están en el rango de 400 a 4000  $\frac{lb}{hrft^2}$ , y para propósitos del proyecto el diámetro total de la estructura se estableció de 4.5 m. Dejando un diámetro interior de 4.0682 m, esto con fines de colocar ocho pulgadas de material aislante; de las cuales cinco son de refractario aislante PLICAST LWI 22 y tres pulgadas de concreto refractario PLICAST HT MIX C.  
Ver plano 8-AMM-001-1-2

Dimensiones del horno:

Diámetro propuesto: 4.0682 m      13.3437 ft

Área transversal: 12.998 m<sup>2</sup>      139.843 ft<sup>2</sup>

Masa total de gases: 174,641.1 lb/hr

Velocidad máscas:  $\frac{174641.1 \frac{lb}{hr}}{139.843 \text{ ft}^2} = 1248.3 \frac{lb}{hrft^2}$       Está dentro del rango.

**4.2 Determinación de la longitud del horno.**

El largo del horno rotatorio se puede calcular empleando la fórmula:

$$L = 100 \times P / (K \times D^2) \tag{18}$$

Donde:

L = Longitud del horno, (ft)

P = producción del horno, (TON/día)

K = constante empírica

D = diámetro del horno, (ft)

---

Teniendo los siguientes datos disponibles:

$$P = \left( 10000 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \right) \left( \frac{1\text{TON}}{1000\text{Kg}} \right) \left( \frac{24\text{hr}}{1\text{día}} \right) = 240 \frac{\text{TON}}{\text{día}}$$

$$K = 1.15$$

$$D = 13.3437 \text{ ft}$$

Sustituyendo en la ecuación (4.1):

$$L = \frac{100x \left( 240 \frac{\text{TON}}{\text{día}} \right)}{1.15x(13.3437 \text{ ft})^2} = 117.2 \text{ ft} = 35.73 \text{ m}$$

La literatura reporta que se debe obtener un valor de  $L/D$ , es decir, la relación longitud – diámetro, de entre 4 y 10.

$$L / D = \frac{35.73\text{m}}{4.0682\text{m}} = 8.6 \text{ Entra en el rango.}$$

Longitud a emplear: 35 m = 114.8 ft.

### 4.3 Evaluación de la transferencia de calor efectiva del aire caliente a los sólidos húmedos, para comprobación de la longitud del horno.

#### 4.3.1 Evaluación del coeficiente de transferencia de calor (U).

En un horno rotatorio, la transferencia de calor se realiza por radiación y convección del gas en movimiento hacia el ladrillo del horno y la superficie expuesta del material, y por radiación del ladrillo hacia el material, de aquí que el área efectiva de transmisión de calor es la misma que la superficie del horno.

Es recomendable utilizar la siguiente relación empírica para evaluar el coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$U = 0.05 G^{0.67} \tag{19}$$

De acuerdo con el balance de masa, lo que transfiere la máxima cantidad de calor son los productos de la reacción de combustión del biogás, sin entrar en contacto con los lodos, teniendo:

Tabla 4.1 Productos de combustión del biogás.

Componente	Flujo másico (lb/hr)
CO <sub>2</sub>	7,501.72
H <sub>2</sub> O	5,351.44
N <sub>2</sub>	218.23
O <sub>2</sub>	106,872.03
SO <sub>2</sub>	2,215.05
Total	122,158.48

Se recomienda que la carga ocupe el 10 % del total del área de flujo, por lo tanto los gases fluyen en una área de 125.8587 ft<sup>2</sup> (139.843-139.843\*0.1).

La masa velocidad con flujo a operación normal  $G = 1314 \frac{lb}{hrft^2} \left( \frac{165,382.92 \frac{lb}{hr}}{125.8587 ft^2} \right)$

El coeficiente de transferencia de calor  $U = 0.05 (1314)^{0.67} = 6.14 \frac{BTU}{hrft^2 \text{ } ^\circ F}$  de la ecuación (19)

#### 4.3.2 Evaluación de la diferencia de temperatura logarítmica media. LMTD.

$$LMTD = \frac{(T1 - t2) - (T2 - t1)}{\ln \frac{(T1 - t2)}{(T2 - t1)}} \quad (20)$$

De acuerdo al balance de materia, la temperatura de salida alcanzada por los productos es de 989° C.

$$T1 = 989 \text{ } ^\circ C = 1,812 \text{ } ^\circ F$$

$$T2 = 650 \text{ } ^\circ C = 1202 \text{ } ^\circ F$$

$$t1 = 20 \text{ } ^\circ C = 68 \text{ } ^\circ F$$

$$t2 = 650 \text{ } ^\circ C = 1202 \text{ } ^\circ F$$

$$LMTD = 845.12 \text{ } ^\circ F$$

---

### 4.3.3 Evaluación del área interna del horno.

$$D = 13.3437 \text{ ft}$$

$$L = 114.8 \text{ ft}$$

$$A \text{ interna} = \Pi \times D \times L = 13.3437 \text{ ft} \times 114.8 \text{ ft} \times \Pi = 4812.5 \text{ ft}^2$$

### 4.3.4 Evaluación de la transferencia de calor efectiva.

$$\text{Se sabe que } Q = U \times A \times \text{LMTD}. \quad (21)$$

De acuerdo a lo evaluado anteriormente.

$$U = 6.14 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$A = 4813.7 \text{ ft}^2$$

$$\text{LMTD} = 845.12 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q = 6.14 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \times 4813.7 \text{ ft}^2 \times 845.12 \text{ } ^\circ\text{F} = 31,111,502 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$\text{Del balance de energía los lodos requieren: } 30'527,813 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Despejando el área a utilizar para satisfacer esta demanda:

$$\text{Area} = \frac{30'527,813 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}}{6.14 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} (845.12 \text{ } ^\circ\text{F})} = 4251 \text{ ft}^2 \text{ De la ecuación (21)}$$

Y despejando la longitud L de la formula del volumen de un cilindro, se obtiene:

$$L = \frac{A}{\Pi \times D} = \frac{5147.33 \text{ ft}^2}{\Pi \times 13.3437 \text{ ft}} = 122.79 \text{ ft} = 31 \text{ m} \text{ Distancia cercana a los 35 m propuestos inicialmente.}$$

Los índices generales de transmisión de calor en hornos rotatorios, según la literatura se encuentran en una gama de 2500 a 6000  $\frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^3}$ , basándose en el volumen total del horno, aunque valores mas pequeños pueden calcularse, esto debido a bajas cargas para un mismo diseño.

$$\text{Volumen interior del horno} = \frac{\Pi}{4} \times (13.3437 \text{ ft})^2 \times 114.8 \text{ ft} = 16058 \text{ ft}^3$$

$$Q \text{ total manejado del horno (al arranque)} = 59,636,074 \text{ BTU/hr}$$



$$U = \frac{59,636,074 \text{ BTU/hr}}{16,058 \text{ ft}^3} = 3,709 \frac{\text{BTU}}{\text{hrft}^3}$$

Valor que se encuentra dentro de los valores sugeridos del índice general de transmisión de calor.

#### 4.4 Evaluación del tiempo de retención del material.

La formula para calcular el tiempo de retención del material a través del horno rotatorio es la siguiente:

$$T = 1.77 \times \theta^{0.5} \times \frac{L}{S \times D \times N} \quad (22)$$

Donde:

T = Tiempo de retención del material, (min)

$\theta$  = ángulo de reposo del material, (grados)

L = Longitud de la carcaza, (ft)

S = Pendiente del Horno, (grados)

D = Diámetro interno del horno, (ft)

N = Velocidad de rotación, RPM

Para sólidos con alto contenido de humedad  $\theta = 35^\circ$

Para este valor de  $\theta$  mencionado, S (  $\frac{1}{2}$  " por ft lineal) tiene valor de  $2.386^\circ$ .

L = 114.8 ft

D = 13.3437 ft

**Tabla 4.2 Tiempo de retención del material a incinerar en función de las RPM.**

N (RPM)	T (min)
0.2	188.8
0.3	125.9
0.4	94.4
0.5	75.5
0.6	62.9
0.7	54.0
0.8	47.2
0.9	42.0
1.0	37.8
1.1	34.3
1.2	31.5
1.3	29.1
1.4	27.0

Debido a que se está utilizando como base de cálculo el flujo de alimentación por hora, el valor más cercano a los 60 minutos es de 0.6 RPM (revoluciones por minuto). Teniendo

---

una velocidad tangencial de 27.82 ft/min que es además un valor promedio entre los recomendados por la literatura.

#### 4.5 Cálculo de la potencia requerida para mover el horno.

La potencia total requerida para mover el horno esta dada por la potencia por fricción más la potencia por la carga

##### 4.5.1.- Cálculo de la potencia del motor.

$$P_{\text{fricción}} = W \times bd \times td \times N \times F \times 0.0000092/rd \quad (23)$$

Donde:

$P_{\text{fricción}}$  = Potencia requerida por la fricción, Hp

W = Carga vertical total sobre todos rodamientos, lb

bd = Diámetro de la flecha de los baleros del rodillo, in

rd = Diámetro del rodillo, in

td = Diámetro del anillo de rodamiento, in

N = Velocidad de rotación del Horno, RPM

F = Coeficiente de fricción del soporte de los rodillos, adimensional

= 0.018 para soportes lubricados con aceite

= 0.06 para soportes lubricados con grasa

##### 4.5.1.a.-Cálculo del peso de la carga (Pc).

Sabemos que el Volumen del Horno (vh):  $16056 \text{ ft}^3 = 455 \text{ m}^3$

La densidad del material a incinerar es:  $= 1560 \text{ Kg/m}^3$

$$Pc = vh (0.1)(\text{densidad}) = (455 \text{ m}^3)(0.1)(1560 \text{ Kg/m}^3) = 70,980 \text{ Kg}$$

Pero se sabe que el 80 % del material es agua y esta se evapora al entrar al horno.

$$Pc = 70,980 \text{ Kg} (0.2) = 14,196 \text{ Kg} = 31,231.2 \text{ lb}$$

##### 4.5.1.b.- Peso de la carcaza exterior (Ppl).

Asumiendo que se tiene una placa de  $\frac{1}{2}$ " de espesor.

De tablas se obtiene que la placa de acero comercial tiene un peso de  $99.61 \text{ Kg/m}^2$ .

$$Ppl = \Pi D L = \Pi (4.5 \text{ m})(35 \text{ m})(99.61 \text{ Kg/m}^2) = 494.8 \text{ m}^2(99.61 \text{ Kg/m}^2) = 49287.1 \text{ Kg}$$

#### 4.5.1.c.- Peso del aislamiento del horno.

Tabla 4.3 Aislantes del incinerador rotatorio.

Material	Función	Espesor (in)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Volumen (m <sup>3</sup> )	Peso (Kg)
PLICAST HT MIX C	Refractario 1ª Capa del interior al exterior	3	2,140	34.72	74,300.8
PLICAST LWI 22	Refractario Aislante 2ª Capa del interior al exterior	5	1200	60.71	72,852
Total					147,152.8

#### 4.5.1.d. Peso total del horno rotatorio.

Peso de la carga (Pc) = 14,196 Kg

Peso de la carcaza (Ppl) = 49,287.1 Kg

Peso del Aislante = 147,152.8 Kg

Total = 198,477.66 Kg

**Peso de diseño = Ptot \* 1.5 = 315,968.25 Kg = 695,130.14 lb**

Los datos requeridos en la fórmula (23) son:

W = 695,130.14 lb

bd = 3 in

rd = 12 in

td = 181.65 in

N = 0.6 RPM

F = 0.06

$$P_{fricción} = \frac{695,130.14 lb \times 3 in \times 181.65 in \times 0.6 RPM \times 0.06 \times 0.0000092}{12 in} = 10.46 Hp$$

$$P_{carga} = (D \times \text{sen}(\theta))^3 \times N \times L \times K \quad (24)$$

Donde:

Pcarga = Potencia requerida por la carga, HP

D = Diámetro interior del Horno, ft

Sen θ = Función del % de carga. Se lee de una gráfica

N = Velocidad de rotación del Horno, RPM

L = Longitud del Horno, ft

K = Constante = 0.00076 = para un ángulo de reposo de 35°

---

Los datos requeridos en la formula (4.7) son:

D = 13.3437 ft  
Sen  $\theta$  = 0.725  
N = 0.6 RPM  
L = 114.8 ft  
K = 0.00076

$$P_{\text{carga}} = [(13.3437 \text{ ft}) (0.725)]^3 (0.6 \text{ RPM}) (114.8 \text{ ft}) (0.00076)$$

$$P_{\text{carga}} = 47.41 \text{ Hp}$$

$$P_{\text{total}} = P_{\text{fricción}} + P_{\text{carga}}$$

$$P_{\text{total}} = 10.46 + 47.41 = 57.86 \text{ Hp}$$

Motor a Utilizar con un caballaje de 60 Hp

#### 4.5.2 Cálculo del número de apoyos para el soporte de la estructura.

##### 4.5.2.a Espesor de Pared.

Asumiendo su comportamiento similar al de una viga apoyada en ambos extremos.

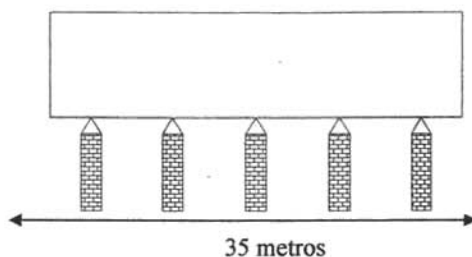


Fig. 4.1 Representación de los soportes del incinerador rotatorio.

Numero de apoyos : 5

Numero de espacios: 4

Esfuerzo Permisible del Acero.

Se define como la fuerza máxima aplicada por unidad de área a un material sin sufrir una deformación plástica.

Sper acero: 1,050 Kg/cm<sup>2</sup>

### Momento Máximo

Es la resistencia máxima que ofrece un cuerpo al giro de una fuerza aplicada al mismo sobre un eje.

$$M_{\max} = P_{\text{dis}} \times L / 8 ;$$

$$L = \text{cm}$$

$$M_{\max} = \frac{297,716.5 \text{ Kg} (3300 \text{ cm})}{8 \times 4 \text{ espacios}} = 32'584,225.43 \text{ Kg} - \text{cm}$$

### Módulo de Sección.

Es la relación entre el momento máximo y el esfuerzo permisible de algún material.

$$S = M_{\max} / S_{\text{per}} \quad (25)$$

$$S = \frac{32'584,225.43 \text{ Kg} - \text{cm}}{1050 \text{ Kg} / \text{cm}^2} = 31,032.6 \text{ cm}^3$$

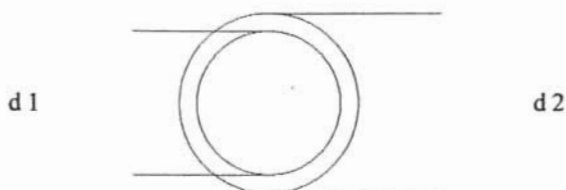


Fig. 4.2 Representación del espesor de la pared del incinerador de lodos.

$$S = \pi (d^4 - d_1^4) / 32d \quad (26)$$

$$d = 450 \text{ cm}$$

$$d_1 = 447.5 \text{ cm}$$

$$S = \frac{\pi(450^4 - 447.5^4) \text{ cm}^4}{32 \times 450 \text{ cm}} = 200,281 \text{ cm}^3$$

#### 4.5.2.b Angulo de Pandeo (Q).

$$I = 0.049087 \times (d^4 - d_1^4)$$

$$I = 0.049087 \times (450^4 - 447.5^4) = 45'062,885.1 \text{ cm}^4$$

$$Q = \frac{P \times L^2}{24 \times E \times I} = \frac{297,716.5 \text{ Kg} \times (3300 \text{ cm})^2}{24 \times 2'039,000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 45'062,885.1 \text{ cm}^4} = 9.7522\text{E}-05 \quad (27)$$

#### 4.5.3.c.- Cálculo de la deformación (Z).

$$Z = 5 \times L \times Q / 16 \quad (28)$$

$$Z = \frac{5 \times 3300 \text{ cm} \times 9.7522\text{E}-05}{16 \times 4 \text{ espacios}} = 0.025142 \text{ cm} \quad \text{Valor permisible.}$$

#### 4.6 Relevado de esfuerzos vibratorio del horno rotatorio. (Vibratory Stress Relieving, VSR)

El incinerador rotatorio fue sometido a un relevado de esfuerzos con la finalidad de que la estructura soportara el torque al momento del giro continuo del mismo, al igual que la carga con la cual soportará al momento de arrancar o detenerse. El método empleado fue por medio de relevado de esfuerzos vibratorio (Vibratory Stress Relieving, VSR).

Las ventajas del VSR es que es mucho mas rápido que el tratamiento térmico, sin la necesidad de utilizar un horno lo bastante grande y horas de calentamiento, la resonancia se lleva a cabo en minutos, no cauda decoloración y virtualmente elimina distorsiones que los tratamientos térmicos no.

Debido a que la estabilidad de la estructura sobre los mecanismos de rodamientos es imprescindible, y teniendo una temperatura constante de pared del horno es de 110° C durante la operación, la suma de estos esfuerzos indica que el VSR es indispensable para la resistencia de la estructura del horno.

La temperatura de pared del horno se calculó como se explica en el siguiente punto.

#### 4.7 Cálculo de la temperatura de pared del horno.

Para llevar a cabo este calculo se recurre al empleo del método de paredes compuestas para un cilindro horizontal.

Dimensiones de las paredes de los aislantes.

	mm	Diámetro (ft)	Radio (ft)
Diámetro exterior =	4500	14.7637	7.3818
Diámetro interior de placa =	4474.6	14.68	7.34
Diámetro interior del aislante =	4220.6	13.8471	6.9235
Diámetro interior del refractario =	4068.2	13.3471	6.63735

Para encontrar la solución a este cálculo se tiene que recurrir a un método iterativo, el cual se puede llevar a cabo siguiendo una secuencia como la que se describe a continuación:

1.-Las conductividades de los materiales deben de evaluarse a las temperaturas del proceso. Para iniciar la conductividad del material más cercano al interior del tubo, se evalúa a la temperatura interior del tubo, el material de en medio a una temperatura promedio, entre la temperatura interior y la del ambiente

Temperatura interior = 793° C 1460° F  
 Temperatura ambiente = 20° C 68° C

Los espesores de los materiales son los siguientes (del interior al exterior):

Material 1 (PLICAST HT MIX C) Espesor : 3 in  
 Material 2 (PLICAST LWI 22) Espesor : 5 in  
 Material 3 (Lamina CR) Espesor : ½ in

A partir de tablas proporcionadas por PLIBRICO, las conductividades de estos materiales, después de construir la correlación:

$k_1 = 1.05146753 - 2.79E-04T + 8.39E-07T^2 - 3.23E-10T^3$  [=] W/mK  
 $k_2 = 0.33906759 + 4.03E-05T + 6.25E-08T^2 - 2.64E-11T^3$  [=] W/mK  
 $k_3 = 21$  Btu/hr ft °F

La temperatura exterior se supone como 90° C (194° F)

2.-Evaluando las conductividades térmicas.

$k_1@ 1460^\circ F = 0.6917$  Btu/hr ft °F (dividido entre 1.73073)  
 $k_2@ 765.5^\circ F = 0.2104$  Btu/hr ft °F  
 $k_3 = 21$  Btu/hr ft °F

3.-Evaluación de la transferencia de calor por convección-radiación utilizando las siguientes ecuaciones:

Para cilindros horizontales [=] Btu/hr ft<sup>2</sup> °F

$$h_{conv} = 0.5(T_{ext} - T_{amb})^{1/4} * w \quad (29)$$

Factor de corrección por viento exterior

$$w = \sqrt{0.87586V + 1} \quad (30)$$

V= Velocidad del viento [=] ft/seg

$$h_{rad} = \frac{0.1713E - 08 * \epsilon * \left[ (T_{ext} + 459.6)^4 - (T_{amb} + 459.6)^4 \right]}{T_{ext} - T_{amb}} \quad [=] \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ °F} \quad (31)$$

$$q_{conv-rad} = \pi D O * (h_{conv} + h_{rad}) * (T_{ext} - T_{amb}) \quad [=] \text{ Btu/hr ft} \quad (32)$$

$$\varepsilon = 0.8$$

$$h_{conv} = 1.6537398 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_{rad} = 1.2159226 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$q_{conv-rad} = 16766.3135 \text{ Btu/hr ft}$$

4.-Igualando  $q_{cond} = q_{conv-rad} = 16,766.31 \text{ Btu/hr ft}$

5.-Por medio del uso de la ecuación de Fourier se encuentran las temperaturas de interfase:

$$q_{cond} = \frac{T_{int} - T_{12}}{\frac{L_1}{k_1}} = \frac{T_{12} - T_{23}}{\frac{L_2}{k_2}} \quad (33)$$

Si se despejan, las temperaturas de interfase quedan:

$$T_{12} = T_{int} - q_{cond} * \frac{L_1}{k_1} \quad (34)$$

$$T_{23} = T_{12} - q_{cond} * \frac{L_2}{k_2} \quad (35)$$

Encontrándose que:

$$T_{12} = 1321^\circ \text{ F}$$

$$T_{23} = 721.7^\circ \text{ F}$$

6.-Promediando las temperaturas interfase para encontrar la temperatura promedio para cada material.

$$T1 = 1392^\circ \text{ F}$$

$$T2 = 1021^\circ \text{ F}$$

$$T3 = 457.85^\circ \text{ F}$$

7.-Recalculando las conductividades térmicas a su temperatura promedio.

$$k1 @ 1392^\circ \text{ F} = 0.68175 \text{ Btu/hr ft }^\circ\text{F}$$

$$k2 @ 1021^\circ \text{ F} = 0.21714 \text{ Btu/hr ft }^\circ\text{F}$$

$$k3 = 21 \text{ Btu/hr ft }^\circ\text{F}$$



8.-Evaluando la transferencia de calor por conducción por la pared compuesta por medio de la siguiente ecuación:

$$q_{\text{cond}} = \frac{2\pi(T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})}{\sum_{i=1}^n \frac{L_i}{k_i}} = \frac{2\pi(T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3}} = 24273.37 \text{ Btu/hr ft} \quad (36)$$

9.-Igualando nuevamente  $q_{\text{cond}} = q_{\text{conv-rnd}} = 24273.37 = \pi D_o(h_{\text{conv}} + h_{\text{rnd}})(T_{\text{ext}} - T_{\text{amb}})$

Encontrando que la temperatura que satisface la ecuación es 235.14° F

10.-Iniciando una nueva iteración se calcula una nueva temperatura exterior, y al hacer la diferencia entre la segunda y la primera se tiene un valor absoluto de 41 y con la segunda y tercera 6.48. El resumen de este cálculo se muestra en la tabla 4.4

Tabla 4.4 Condensado del cálculo de la temperatura de pared del incinerador rotatorio.

T ext	hconv	hrad	q-conv-rad	T <sub>1-2</sub>	T <sub>2-3</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	q cond	T ext calc	T <sub>ext</sub> - T <sub>ext conc</sub>
(°F)	Btu/h ft <sup>2</sup> °F	Btu/h ft <sup>2</sup> °F	Btu/hr ft	(°F)	(°F)	(°F)	(°F)	(°F)	Btu/h ft <sup>2</sup> °F	Btu/h ft <sup>2</sup> °F	Btu/h ft <sup>2</sup> °F	Btu/hr ft	(°F)	(°F)
194.00	1.65	1.22	16,766.31	1,321	722	1,392	1,021	458	0.68	0.22	21.00	24,273.37	235.14	41.1427
235.14	1.77	1.36	24,273.37	1,255	423	1,359	839	329	0.68	0.21	21.00	23,029.02	228.66	8.4670
228.66	1.76	1.33	23,029.02	1,284	454	1,363	859	341	0.68	0.21	21.00	23,200.79	229.58	0.9026
229.56	1.78	1.34	23,200.79	1,283	449	1,363	858	339	0.68	0.21	21.00	23,175.95	229.43	0.1304
229.43	1.76	1.34	23,175.95	1,263	450	1,363	856	340	0.68	0.21	21.00	23,179.50		

La diferencia entre el valor supuesto de 229.56° F contra el de 229.43° F es de 0.1304, con lo que se demuestra que la variación del resultado es suficiente como para establecer que la temperatura exterior de la coraza del horno es de 229° F (109° C).

#### 4.8 Perfil de temperatura del incinerador rotatorio.

El perfil de temperatura dentro del incinerador se determina con el fin de seleccionar el material de las aspas (lifters) para la remoción y homogenización del material a incinerar, así como las distancias de colocación de las mismas. Se sabe que los lodos al iniciar el secado, empiezan a tornarse pegajosos y se adhieren a las paredes del horno. Para contrarrestar esto, se instalan cadenas de acero inoxidable de ½" de diámetro de 950 mm de longitud ancladas en los dos extremos por redondo de 5/8" y 400 mm de longitud, los cuales atraviesan la carcasa del horno hundidos en el refractarios y ajustados por medio de tuercas y contratuercas en el exterior de la carcasa. Ver plano 8-AMM-001-1-3.

Estas cadenas tienen la función de "golpear" la superficie del interior del horno por medio del giro del mismo al material que ya está empezando su secado, desprendiéndolo de esta forma y protegiendo así al refractario de las incrustaciones. Para iniciar el cálculo se plantean las dimensiones del horno y temperaturas de proceso:

Longitud del horno:	35 m
Diámetro del horno:	4.068 m
Temperatura máxima del horno (T1):	989° C
Temperatura de lodos (T2):	20° C
Fe:	0.8
Fa:	1
Área transversal total del horno:	13 m <sup>2</sup>
Espacio requerido por la carga:	10%
Masa de producto:	22,000 lb/hr
Área expuesta a radiación:	9.75 ft <sup>2</sup>
S:	0.173 Btu/hr ft <sup>2</sup> R <sup>4</sup>

$$Q_r = FaFes \left( \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right) \quad (37)$$

La siguiente figura muestra la distribución de la temperatura a todo lo largo del horno, misma en la cual se señalan las distancias en las cuales se deberán instalar las cadenas arriba mencionadas, asimismo, las distancias en las cuales se deberán instalar los lifters, los cuales son de acero inoxidable 304, ya que a temperaturas mayores de 400° C, el acero al carbón presenta una oxidación notable y desgastante no permitiéndole trabajar en esta zona.

El perfil se calcula de manera diferencial, esto es, pie por pie de longitud, con la ecuación (37), estando las temperaturas en grados Ranking, siendo T1 la temperatura del material emisor, y T2 la temperatura del receptor, siendo estas constantes a lo largo de todo el horno calculando la elevación de la temperatura por medio de la ecuación de  $Q = WC_p\Delta T$ , despejando la temperatura, con el Cp evaluado de manera porcentual a las composiciones de la carga, esto es, la carga tendrá un Cp de aproximadamente igual a 1Btu/lb°F, ya que es el 80% agua, pero cuando pasa a la fase vapor, será de aproximadamente 0.5 Btu/lb°F, hasta que se transforma en gases de combustión, con un valor aproximado de 0.32 Btu/lb°F.

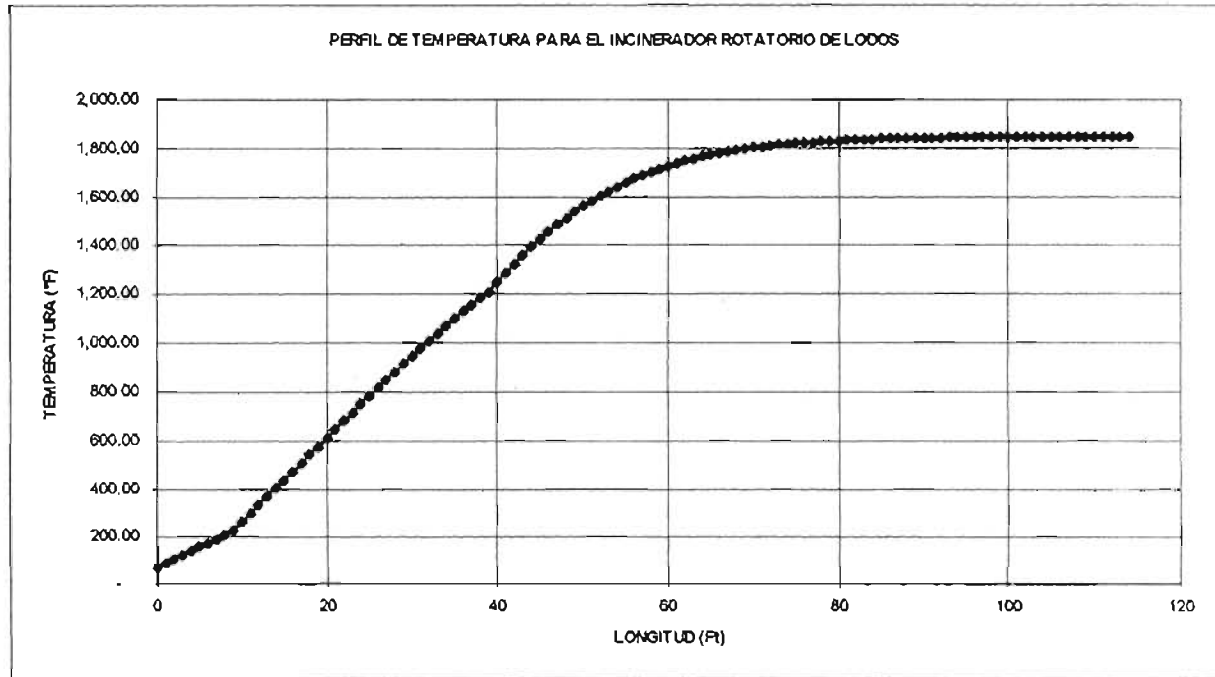


Figura 4.3 Perfil de temperatura del Incinerador Rotatorio.

Esta gráfica muestra la distribución del calor a lo largo del horno, y las zonas de mayor calentamiento, con lo cual se seleccionó la distancia que ocuparán las cadenas y los lifters, de acuerdo al plano 8-AMM-001-1-3.

#### 4.9 Mecanismo de rodamiento del horno.

En el Horno Rotatorio Incinerador propuesto se instalará en su carátula frontal un quemador de mezclado en boquilla, el cual proporcionará el calor necesario para incinerar los lodos húmedos, los cuales se desplazarán a lo largo del mismo mediante la pendiente y el movimiento de rotación del Horno, para lo cual, este llevará cuatro anillos de apoyo, los cuales descansarán sobre 8 llantas de acero de alta resistencia para el rodamiento del cilindro del mismo; las llantas irán soportadas sobre 16 chumaceras que se encontrarán ancladas a las bases de concreto que descansarán sobre el piso de su estructura.

El movimiento del Horno será posible debido a la acción producida por el acoplamiento de un engrane instalado en la coraza del Horno, y un piñón motriz acoplado a un conjunto formado por un motor y un reductor de velocidad que se encontrarán sobre un chasis estructural anclado a su base de concreto que descansa en el piso, en la parte central del Horno. Como se puede observar en el plano nombrado "Soportes y guías del Horno" Ver plano 6-AMM-001-1-7.

El Horno contará con sellos rotatorios, tanto en su acoplamiento con la cámara como con su carátula, los cuales permitirán el giro del cilindro, sin que existan fugas de gases calientes. El sello será doble ya que consiste en un laberinto y en un sello tipo fricción lubricado con revestimiento y resortes para mantener la tensión ejercida en la superficie de frotamiento y de esta manera evitar las fugas.

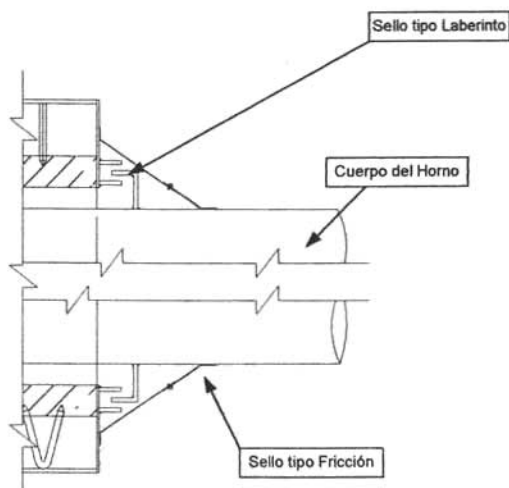


Figura 4.4 Esquema de los sellos tipo fricción.

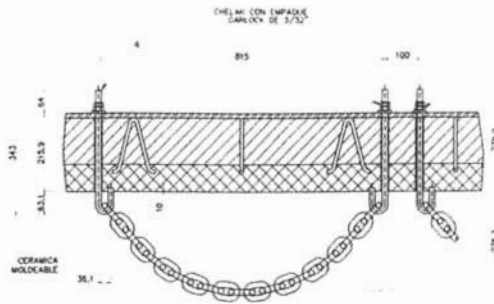


Figura 4.5 Esquema de Instalación de Cadenas.

Aunque se desconoce el tiempo que el refractario duro resistirá el golpeo de las cadenas sobre su superficie, el mantenimiento preventivo incluye apretar las tuercas de las anclas cada vez que se detecte que existe cierta holgura de la misma con respecto a la pared del horno. Figura 4.5

#### 4.10 Sistema de Combustión.

La caratula del horno es una cámara circular donde al centro se alojará el quemador marca BLOOM modelo 1030-31, y alrededor del block de combustión se harán 18 barrenos de 309mm para que el aire de combustión del biogás fluya a través de ellos a una velocidad recomendada de 3,000 ft/min.

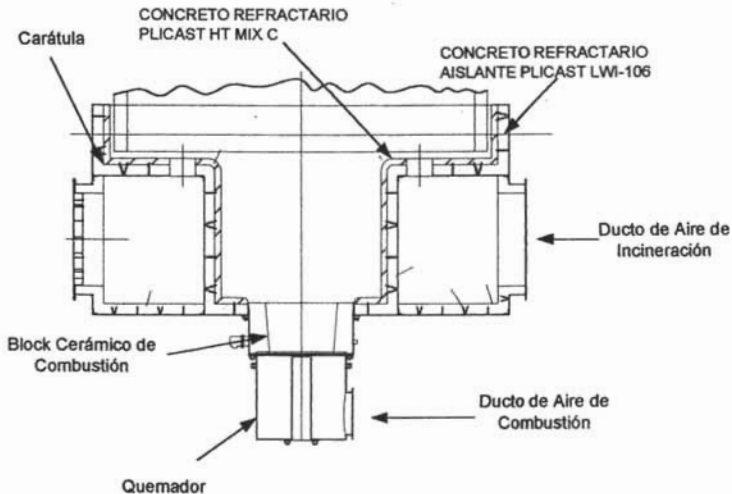


Figura 4.6 Esquema de Ubicación del Quemador. (Vista de Planta).

---

El sistema de combustión está compuesto por un quemador de biogás para aire precalentado de alta velocidad, el cual se colocará en la carátula del horno empotrado en el centro de la misma por medio del block de combustión construido en refractario duro y lámina rolada en frío de ½ in.

La capacidad nominal total del sistema será de 55'000,000 Btu/hr (53'500,000 Btu/hr por el quemador y 1'500,000 Btu/hr por el piloto).

El sistema consiste de los siguientes elementos en el mismo orden que se enlistan en el plano 6-AMM-001-8-11, siendo este el Diagrama Mecánico de Combustión.

1. Dos válvulas de bola para biogás de 6"  $\Phi$  marca Worcester.
2. Filtro para línea de biogás de 6"  $\Phi$ , con capacidad 70,500 CFH de biogás con una caída de presión máxima de 2 inwc.
3. Manómetro de 2 ½ " de carátula con conexión inferior ¼ in con rango de 0-15 psig (de 0-1 Kg/cm<sup>2</sup>).
4. Limite de baja presión de gas con restablecimiento manual de 0-10 psig marca HONEYWELL modelo c437-E-1020.
5. Válvula de seguridad de cierre rápido de 4"  $\Phi$  apertura lenta para 120 V, 50 Hz, 3 F, cuerpo de fierro fundido con micro spot bandera abajo y otro bandera arriba, marca MAXON modelo 7000.
6. Válvula solenoide de venteo de 2 ½ " N.A. para una presión de trabajo de 15 psig, marca JEFFERSON.
7. Limite alto de presión de gas con restablecimiento manual de 0-10 psig, marca HONEYWELL modelo C437-H1035.
8. Medidor de flujo Vortex de 6"  $\Phi$  P/P.V de 2", capacidad de 76,000 ft<sup>3</sup>/hr, marca ISTEK modelo 2150.
9. Transmisor de presión diferencial rango de 0-5 inwc , con señal de salida de 4-20 mA con fuente de poder incluida, marca ISTEK modelo 2150-6111.
10. Control de relación en PLC.
11. Válvula de control tipo mariposa de 6"  $\Phi$  con brida ANSI 125 lb con capacidad de flujo de 76,000 CFM, de biogás con caída de presión de 3" wc para ser acoplada a un actuador eléctrico, marca BLOOM, modelo 6121-060.
  - 11.1. Actuador eléctrico de 4-20 mA, Giro de 90° en 30 seg con un par mínimo de 48 lb-in, marca HONEYWELL modelo M700284C-1000.
12. Válvula de orificio limitante para ajuste de gas de 6"  $\Phi$  roscada, marca BLOOM, modelo 6000-060.
13. Quemador con capacidad de 53'500,000 Btu/hr, para condiciones estándar con flujo de aire de combustión de 690,000 SCFH, incluye 20% de exceso de aire a una presión de 6" wc arriba de la presión del horno y 76,000 CFH de biogás con una densidad relativa de 0.8164 a una presión de 5.9 psig, para trabajar con aire precalentado hasta de 300° C. (572° F), marca BLOOM, modelo 1030-031
14. Quemador de ignición (piloto) con capacidad de 1'500,000 Btu/hr con aire a una presión de 10" wc, marca BLOOM, modelo 2308-031.
15. Transformador de ignición con un voltaje secundario de 6000 V y voltaje primario de 120V, marca CHYTI,SA, modelo E1.
16. Válvula de ajuste limitante de 1 ½ "  $\Phi$ , marca CHYTI,SA, modelo LVG 115.

17. Regulador atmosférico de 1 ½ "Φ con capacidad de 800 CFH de gas L.P con una presión de entrada de 2 psig, marca KROM SHRÖDER modelo GDJ40TN04-00.
18. Válvula de bola con cuerpo de bronce de 1 ½ "Φ.
19. Válvula de seguridad de cierre rápido apertura lenta para una presión máxima de entrada de 3 psig con caída de presión de 0.5 a 1 in wc para 800 CFH de gas L.P. Modelo KROM SHRÖDER modelo BG40TN03LQ93.
20. Manómetro de 0-32 osi, carátula de 2 ½ " con conexión inferior de ¼ ".
21. Regulador de baja presión con capacidad de 800 CFH de gas L.P. para bajar de una presión de 20 psig, a una presión de salida ajustable de 18-20 in wc, marca FISHER, modelo 401.
22. Válvula de persiana para acoplar actuador eléctrico, marca CHYTISA.
23. Transmisor de presión rango de 0-25 in wc con señal de salida de 4-20 mA, marca DWYER modelo 603A-5.
  - 23.1. Control de presión en PLC.
24. Filtro de aire del turboventilador para 33,300 CFM con una caída de presión de 0.2 in wc, marca CHYTISA.
25. Limite bajo de presión de aire con restablecimiento automático rango de 12-60 in wc, marca HONEYWELL modelo C6097B1077.
26. Válvula de control tipo mariposa de 28 in Φ, con brida RPM, capacidad de flujo de 1,335,000 CFH con caída de presión de 2in wc para acoplarse a un actuador eléctrico, marca BLOOM modelo 6021-280.
27. Válvula bridada de 22 in Φ actuada con pistón neumático motor operador de 2 posiciones, marca CHYTISA, modelo 600.
  - 27.1. Pistón con carrera de 4in y presión de alimentación de 0-15 lb, marca CHYTISA.
28. Placa de orificio de 22in Φ para un PV de 1.52in wc
29. Ventilador para aire de combustión y aire de incineración con capacidad de 33,300 CFM levantando una presión estática de 20in wc con motor de 150 Hp, 440V, 60Hz, 3F, marca AirEquipos tamaño 4000, modelo 4040 C-5W.
30. Controlador indicador de temperatura proveniente del PLC.
31. Válvula de control tipo mariposa para aire de combustión de 22in Φ con un flujo de 619,103 CFH con una caída de presión de 1.5in wc, marca BLOOM, modelo 6021-220.
  - 31.1. Actuador neumático con un giro de 90° con torque mínimo de 370 lb-in, marca BLOOM.
32. Recuperador de calor, hecho por CHYTISA
33. Pitot de medición de 44 in Φ para una velocidad de 5000 ft/min
34. Dos termopar tipo "J" de 15 in de longitud, con funda de 1 ½ in de Φ, AI-304, cabeza de hierro fundido.
35. Transmisor de flujo con rango de 0-2 in wc con señal de salida de 4-20 mA, marca DWYER modelo 603<sup>a</sup>-5.
36. Control de relación en PLC.
37. Control indicador de flujo en PLC
38. Cabezal de aire de incineración.
39. Termopar tipo "K" con funda de AI-330 de 12 in de longitud.
40. Control limite alto de temperatura
41. Válvula de mariposa de 3 in de Φ, marca CHYTISA, modelo BVA-130.
42. Termopar tipo "R" de silimanita de 12 in de longitud y 1 in de Φ, marca CHYTISA.



- 
- A. Compresor de biogás con capacidad de flujo de 81,000 CFH y presión de 10 psig +/- 2 psig.
  - B. Filtro para línea de biogás de 8 in de  $\Phi$  con capacidad para 81,000 CFH de biogás, con una caída de presión de 2 in wc.
  - C. Válvula de alivio con capacidad de 81,000 CFH, para aliviar la presión en un rango ajustable de 10.2 a 11 psig.
  - D. Regulador de presión con capacidad para 81,000 CFH, con una presión de entrada de 10 psig y una presión de salida de 8 psig.
  - E. Válvula manual de corte.
  - F. Regulador de presión con capacidad para 800 CFH de gas LP, gaseoso, con una presión de entrada de 125 psig y presión de salida de 15 a 20 psig.
  - G. Tanque de almacenamiento de gas LP con capacidad de 5,000 a 3,000 L.

Todos los accesorios se especificaron de acuerdo a las capacidades requeridas, como lo son el flujo y la presión del sistema, haciendo uso de los catálogos pertinentes a cada uno de los accesorios.

#### **4.11 Sistema de Protección contra falla de flama.**

##### **4.11.1 Límites de control o de seguridad.**

Son dispositivos para detectar condiciones anormales en diferentes puntos del horno y que pueden originar riesgo de explosión. Al detectar la condición anormal estos dispositivos deben interrumpir un circuito eléctrico, lo cual a su vez mande cortar el suministro de combustible al quemador. Los límites de seguridad deben de poder detectar una condición anormal y actuar antes de que se produzca la falla de flama. Algunos límites de seguridad son:

- a) Baja presión de Biogás.
- b) Alta presión de Biogás
- c) Baja presión de aire de combustión.
- d) Bajo nivel de lodos en tolva de almacenamiento.

Estos límites no deben de reciclar, o sea que una vez corregida la falla se tengan que restablecer manualmente.

##### **4.11.2 Límites o controles operacionales.**

Son dispositivos de control para detectar cuando una condición de operación normal ha sido satisfecha y que al detectarla abren un circuito o mandan una señal para cortar el combustible temporalmente, hasta que la demanda de calor vuelva a presentarse. Algunos límites operacionales son:

- a) Alta temperatura de los gases de combustión provenientes del horno.
- b) Nivel anormal en la tolva de lodos.
- c) Alta temperatura del aire precalentado en el intercambiador de calor.

---

Normalmente estos límites tienen reciclaje, o sea que una vez corregida la anomalía, automáticamente se cierran los circuitos y procede el encendido de los quemadores.

#### **4.11.3 Interlocks o enclavamientos eléctricos.**

Son seguros integrados en los circuitos eléctricos que impiden la continuación de la secuencia de operación o de encendido si no se cumplen ciertas condiciones. Algunos interlocks comunes son:

- a) Encendido del quemador a fuego bajo.
- b) Purga con las compuertas de aire abiertas al máximo.
- c) Válvula de seguridad de Biogás cerrada.
- d) Flujo de aire suficiente para purga.

#### **4.11.4 Dispositivos para detectar la flama.**

Estos dispositivos tienen la función de detectar o “ver” la flama de un quemador y generar una señal eléctrica que indique la presencia o ausencia de flama. Los detectores de flama por sí solos no logran proporcionar seguridad pero deben integrarse con otros dispositivos llamados controles de seguridad de flama que tienen la capacidad de interpretar la señal enviada por el detector de flama y por medio de circuitos electrónicos pueden a su vez enviar señales a válvulas y actuadores para apagar los quemadores, en una secuencia segura. En su versión más sencilla ésta es la función básica de un control de flama. En versiones más sofisticadas los controles de flama pueden programar secuencias de encendido automático en conjunto con los límites y los interlocks.

Una flama emite radiaciones electromagnéticas que van desde la sección infrarroja del espectro hasta más allá de la sección ultravioleta. Esta gama incluye emisiones de radiación visible. Los diferentes detectores de flama aprovechan las emisiones de radiación visible, ultravioleta e infrarroja para cumplir la función de enviar una señal para indicar la presencia o ausencia de flama.

- *Detectores de Radiación Ultravioleta.*

Detectan las emisiones de radiación ultravioleta de las flamas y permanecen insensibles a las radiaciones de luz visible e infrarroja. Los detectores UV son extensamente usados para flamas de gas, diesel, combustóleo y combinaciones de éstas. Se trata de detectores muy seguros y confiables. Una de sus ventajas es que no pueden ser activados por emisiones de radiaciones provenientes de los refractarios calientes a temperaturas menores de 1371° C, debido a su gama de respuesta. Otra ventaja que presentan radica en la capacidad de algunos modelos de auto verificar sus propios componentes electrónicos 60 veces por minuto para garantizar su funcionamiento seguro.

Con una recepción de menos de 1% de la radiación total de la flama, estos detectores tienen una selectividad muy alta respondiendo solamente a señales en la gama muy estrecha de 2,000 a 26,000 unidades Ångstrom de longitud de onda en línea visual. Cabe hacer notar que los detectores ultravioleta pueden ser

---

activados por radiaciones provenientes de arcos eléctricos, o sea chispas de bujías de encendido. Por esta razón hay que tener cuidado al instalarlos de que su línea de visión no coincida con el arco de las bujías.

El sistema de protección contra falla de flama se encuentra esquematizado en el diagrama eléctrico bifilar. Este sistema está conformado por una fotocelda, la cual detecta la presencia de flama en el horno, una serie de relevadores que tienen la función de activar el piloto del quemador y el transformador de ignición, abriendo la válvula de venteo, con esto se pueden activar las solenoides de biogás, una vez que se ha purgado todo el sistema.

#### **4.12 Sistema de Control.**

Finalmente, el sistema de control propuesto es con base en un Control Lógico Programable (PLC), para facilitar e integrar todos los loops de control en un solo equipo. Este sistema de control contará con las tarjetas requeridas de entradas/salidas analógicas/digitales para la intercomunicación con los instrumentos de campo. El equipo contará con una estación de operario (Panel View) y será de la marca Allen Bradley. Este sistema esta compuesto por los siguientes elementos:

- 1) Control de relación del peso de lodos alimentados, así como la indicación de la totalización de su peso.
- 2) Controlador, compresor y relacionador de flujo de alimentación de lodos a RPM del Horno rotatorio por medio del variador de frecuencia, velocidad de alimentación de lodos y velocidad de la banda de cenizas.
- 3) Control de temperatura de la zona de incineración del Horno.
- 4) Registro continuo de la temperatura del Horno.
- 5) Medición del aire de combustión y aire de oxidación.
- 6) Medición del flujo de gas.
- 7) Control de relación del aire de combustión y oxidación.
- 8) Control de aire de seguridad del Recuperador de Calor.
- 9) Controlador de la presión del Horno de incineración de lodos.
- 10) Secuencia de los mecanismos del Horno y el Sistema.
- 11) Control de presión en el Horno rotatorio.

El control del PLC se puede manipular a través de una pantalla Key & Touch ethernet/IP & una impresora RS232 con ethernet/IP de comunicación y un puerto RS232.

#### **4.13 Descripción general de la operación de los elementos de control.**

El ventilador de combustión se pone en marcha por medio del botón de encendido PB-012 manteniendo un tiempo de purga de todo el sistema de por lo menos cinco minutos y al mismo tiempo se pone en marcha el actuador OS-008 del motor para iniciar el movimiento del incinerador, ambos antes de encender el piloto por medio del transformador de ignición TI.

---

Cuando el piloto ya se ha encendido y se ha comprobado la existencia de flama por medio de la foto celda, se procede a censar la presión con el transmisor PT-002 del aire de combustión e incineración, mandando una señal al control de relación CR-002, que censa a su vez en el transmisor PT-001 la presión del biogás y solamente teniendo los valores censados dentro del rango para la operación del quemador, se abre la válvula con actuador automático para dejar pasar el biogás hacia el quemador e iniciar la flama.

Al iniciar la operación del equipo, la tolva de lodos debe tener el nivel mínimo indicado según el LSL-007, así únicamente estando cumplido este límite la bomba comenzará a operar, la caída del material a la tolva será continua, por lo cual, el nivel máximo de lodo dentro de esta será regulada por el LSH-007 y el nivel bajo por el LSL-007, ambas conectadas a un sistema de alarmas (LAH-007 y LAL-007) que indican los estados de los niveles (alto y bajo, respectivamente), provocando que se apague la alimentación a partir de la centrifugas de los lodos si estos niveles se encuentran fuera del set point.

El variador de velocidad del motor de la bomba de lodos estará conectado directamente al control de relación CR-008 en el cual después de haber censado la cantidad de material a incinerar, se censa el flujo de aire de oxidación, originando una señal con la que se abrirá o cerrará la válvula del aire de oxidación frío por medio del transmisor de flujo FT-008, sin perder de vista el censo de la temperatura por medio del termopar TE-008, esto con el fin de no inyectar mas (o menos) aire del que el recuperador de calor es capaz de precalentar.

Para el control de relación CR-002 se tiene que la abertura de la válvula del biogás depende directamente de la cantidad de aire de incineración que entre por medio del ventilador al recuperador de calor y de la temperatura del mismo a la salida del equipo. A continuación se muestra la descripción de cada uno de los elementos mostrados en el plano 6-AMM-001-10-10.

Se tiene además que por medio del transmisor de presión del biogás PT-002A se regula (con acción del mismo control de relación) la presión del biogás que requiere el quemador. De este se origina un loop que se conecta al relevador de la falla de flama con el tag FR-005 y de este se conecta un indicador del relevador de la falla de flama BI-005.

En caso de que la flama se apague, por medio de este loop, se pueden cerrar las válvulas de seguridad tanto del gas LP como las del piloto, al igual que las dos válvulas de la línea del biogás.

Por medio del transmisor de presión PT-010 y del control indicador de presión en el horno, se genera un lazo de control que conecta a la válvula de compuerta del extractor, abriendo o cerrando la misma, dependiendo de la presión interna del equipo.

Del ventilador de combustión, por medio del transmisor de presión PT-013 y del controlador indicador de presión PIC-013 se manipula la válvula de alimentación de aire de incineración, con respecto del flujo de aire total que esté entrando al sistema.

Existe una línea de enfriamiento que parte de la tubería de aire de incineración de lodos frío, hacia la base del recuperador de calor en la cámara de asentamiento, controlada por un

---

limite de temperatura alto junto con una alarma (TSH-015 y TAL-015, respectivamente) censada la temperatura por medio del termopar (TE-015), esto con la finalidad de evitar daños al recuperador de calor en caso de sobrecalentamiento de los gases de combustión, abriendo la válvula que se encuentra sobre la línea, dejando entrar aire fresco al recuperador de calor.

El resultado de los cálculos se muestra en la tabla 4.6 al final de este capítulo. En ella se encuentran los criterios de diseño para el horno incinerador rotatorio.

Tabla 4.5 Descripción de elementos de control.			
Tag	Descripción		
PAL-004	Alarma de baja presión de biogás	PB-009	Push button paro de motor de incinerador rotatorio
PAL-006	Alarma de baja presión de Gas LP	PB-011	Push button paro de banda de cenizas
LAH-007	Alarma de nivel alto de lodos	PB-012	Push button paro de ventilador de combustión
LAL-007	Alarma de nivel bajo de lodos	PB-015	Push button paro de bomba de agua
VI-001	Variador de frecuencia del lodos	PB-017	Push button paro de ventilador de extracción
NL-006	Motor de la bomba de lodos funcionando	LSL-007	Limite de nivel bajo de la bomba de lodos.
VI-004	Indicador de velocidad del variador de frecuencia del horno	TIC-001	Control indicador de temperatura
NA-009	Alarma que indica motor operando de bomba de lodos	CR-002	Control de relación del biogás
DL-011	Luz que indica el funcionamiento del motor de la banda de cenizas	OS-008	Velocidad del variador de la bomba de lodos
VCL-012	Luz indicadora del funcionamiento del ventilador de combustión	CR-008	Control de relación de aire de oxidación
PAX-014	Limite de baja presión de aire de combustión	FIC-008	Control indicador de flujo de aire de oxidación
BAA-015	Alarma de la bomba de agua	PIC-010	Control indicador de presión en el horno
EVA-017	Ventilador de extracción funcionando	PIC-013	Control indicador de presión del aire de combustión
BI-005	Indicador de relevador de falla de flama	OS-008A	Velocidad del variador del horno rotatorio
PB-008	Push button del arranque de bomba de lodos	FQI-002	Indicador totalizador de flujo de aire-biogás
PB-009	Push button del arranque del motor del horno rotatorio	PT-002	Transmisor de presión del biogás
PB-011	Push button del arranque de banda de cenizas	SV-008	Variador de velocidad de la bomba de lodos
PB-012	Push button del arranque del ventilador de combustión	FT-008	Transmisor de flujo de aire de oxidación
PB-015	Push button del arranque de la bomba de agua	SV-009	Variador de velocidad del horno rotatorio
PB-017	Push button del arranque del ventilador de extracción	PT-010	Transmisor de presión del horno
PSL-004	Limite de presión baja de biogás	PT-013	Transmisor de presión del ventilador de combustión
FR-005	Relevador de la falla de flama del quemador	PT-002A	Transmisor de presión del aire de combustión
PSL-006	Limite de presión baja de biogás	TE-002	Termopar en tubo del aire de combustión
LSH-007	Limite de nivel alto de lodos	TE-008	Termopar en tubo de aire de oxidación
LSL-007	Limite de nivel bajo de lodos	TE-015	Termopar en salida de gases hacia el lavador
PSL-014	Limite bajo de presión de aire de combustión.	TE-001	Termopar al final del horno rotatorio
TSH-015	Limite de temperatura alto del recuperador de calor	DA-011	Alarma que funciona con luz con el motor de la banda de cenizas
PSL-004A	Limite bajo de presión	PSH-004	Limite de alta presión de biogás
FBL-016	Limite bajo de flujo de agua	LE-007A	Indicador de nivel de los lodos
PB-006	Push button paro de bomba de lodos		

#### 4.14 Tabla de Resultados.

Tabla 4.6 Criterios de diseño calculados para el diseño del horno rotatorio incinerador de lodos.

	Carga Máxima Arranque	Carga Máxima Operación Normal	Carga Mínima Arranque	Carga Mínima Operación Normal
Calor útil del horno (Btu/hr)	30,527,813	30,527,813	9,158,344	9,158,344
Calor total (Btu/hr)	58,923,036	44,462,878	18,422,622	15,424,057
Capacidad Nominal del Quemador (Btu/hr)	64,347,787	53,432,358	20,118,702	15,611,466
Eficiencia del Horno (%)	51.8	68.66	49.71	59.38
Consumo de Combustible (Biogás) (ft <sup>3</sup> /hr)	86,162	71,722	26,939	22,554
Turndown Quemador	4	4	1	1
Temperatura de los productos de combustión (°C)	702	793	717	810
Masa Velocidad G (lb/hr ft <sup>2</sup> )	1,390	1,314	474	401
Índice General de Transferencia de Calor (BTU/hrft <sup>2</sup> )	3,709	2,831	1,326	1,161
Potencia del Motor (Hp)	57.8	55.6	54.7	54.2

---

# **ANEXO I**

## **PLANOS DEL HORNO**



Planos del Horno.

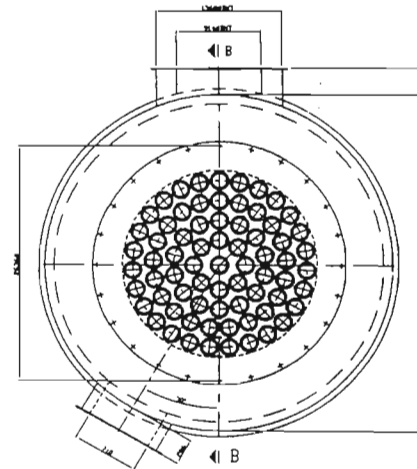
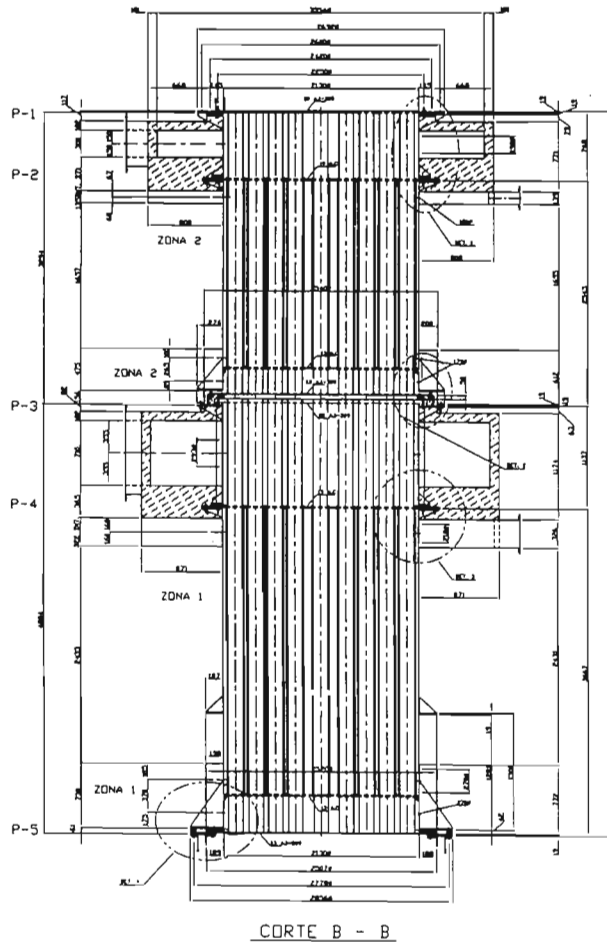
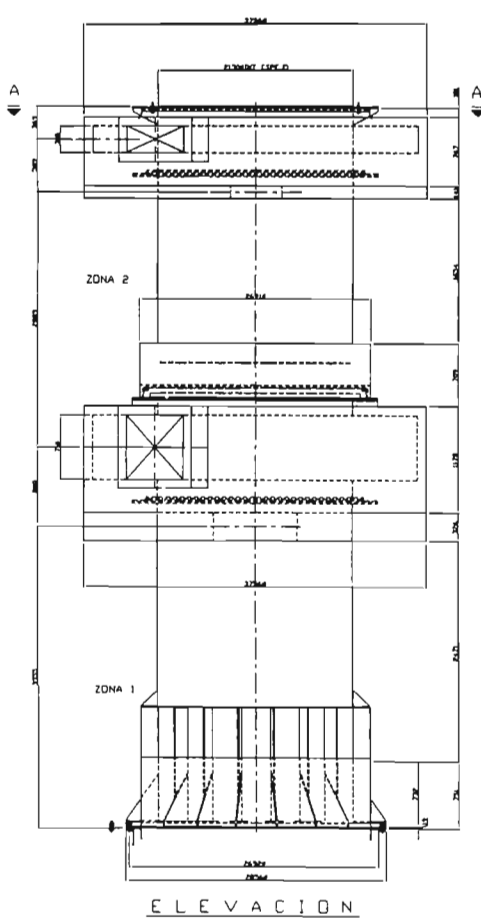
Numero de Plano	Nombre	Descripción
8-AMM-001-1-1	GENERAL DEL HORNO ROTATORIO	Muestra la planta y elevación del horno rotatorio
8-AMM-001-1-2	REFRACTARIO Y DISTRIBUCIÓN DE ANCLAS PARA HORNO ROTATORIO	Muestra la colocación y fijación del aislante en toda la estructura del horno rotatorio.
8-AMM-001-1-3	LOCALIZACION DE CADENAS Y LIFTERS PARA HORNO ROTATORIO	Muestra la ubicación y distribución de los mecanismos de mezclado.
6-AMM-001-1-4	SELLO DE CARATULA CON HORNO ROTATORIO.	Muestra los sellos de gas y ensamble del cilindro giratorio y la cara de alimentación.
10-AMM-001-1-5	ARREGLO GENERAL DEL RECUPERADOR	Muestra el armado en elevación y planta del recuperador de calor. (Completo)
8-AMM-001-1-6	ENSAMBLE DE TUBOS Y ESPEJOS DE RECUPERADOR	Muestra el detalle del armado de las diferentes partes que conforman al recuperador de calor.
6-AMM-001-1-7	SOPORTES Y GUIAS DEL HORNO	Muestra el armado de los soportes del cilindro giratorio del horno.
6-AMM-001-1-8	DIAGRAMA MECANICO DE COMBUSTION	Muestra el diseño del arreglo para el sistema de combustión del horno rotatorio.
8-AMM-001-1-9	DIAGRAMA ELECTRICO BIFILAR	Muestra el detalle del control de operación del diagrama de combustión
8-AMM-001-1-10	DIAGRAMA DE INSTRUMENTACION	Muestra a manera de Diagrama de Instrumentación, el sistema completo como deberá trabajar.



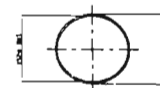








PLANTA VISTA A-A



PESO PARCIAL (KG)
P-1
P-2
P-3
P-4
P-5
P. TOTAL

PESO DEL CODDO 1531 kg  
 PESO DEL RECUPERADOR: 28000 Kg

NOTAS.-  
 CANTIDAD TOTAL DE TUBOS EN CADA ZONA- 71 TUBOS  
 PESO TOTAL DEL RECUPERADOR.- 28 TONS

UNAM  
 FEB-ZARAGOZA

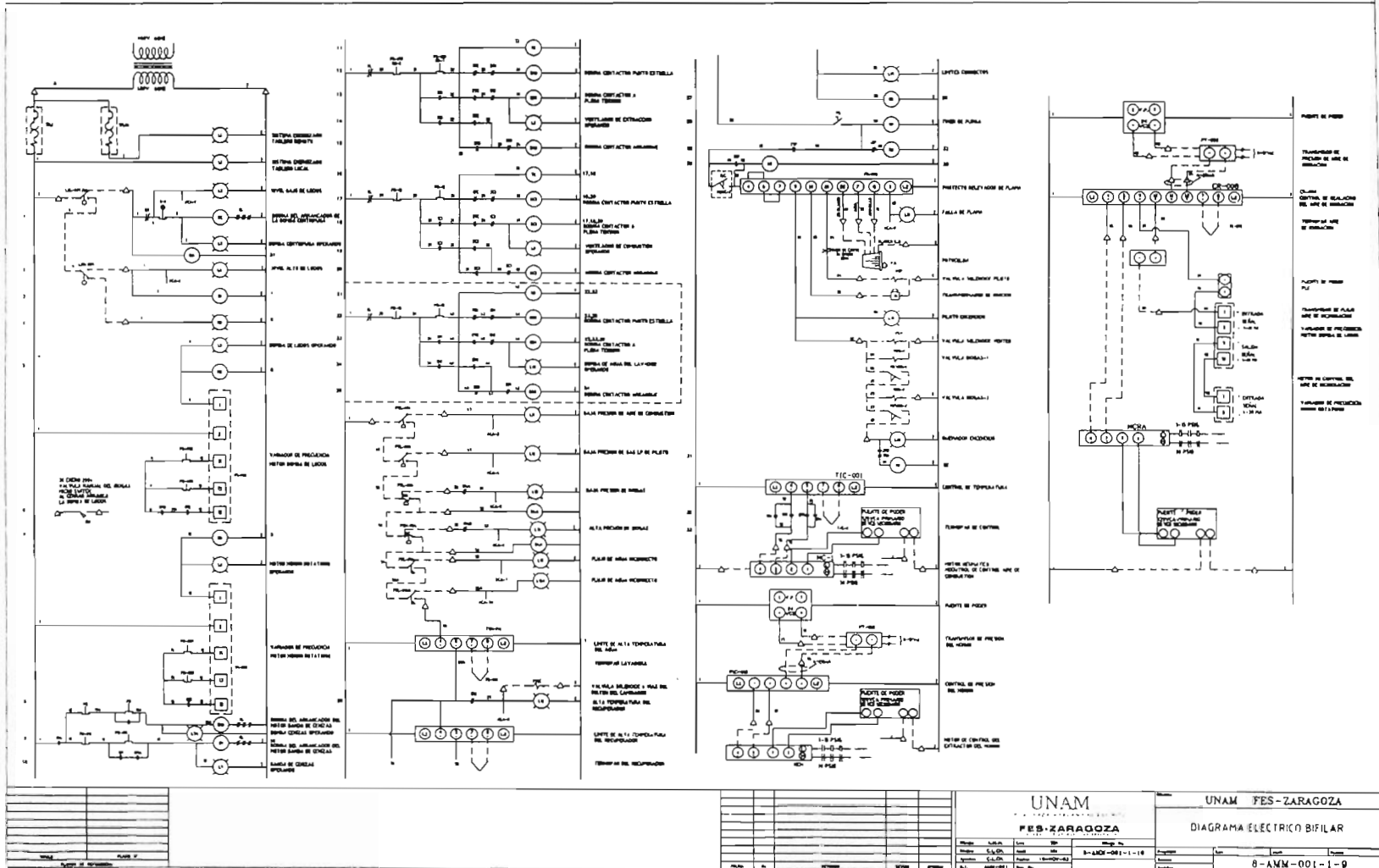
UNAM FES-ZARAGOZA  
 ARREGLO GENERAL  
 DEL RECUPERADOR













---

## CONCLUSIONES.

Se han calculado cuatro posibles alternativas de operación del incinerador tipo rotatorio, a una carga máxima de 10 ton/hr (en operación normal y arranque) y a una carga mínima de 3 ton/hr (en operación normal y arranque), dimensionando el incinerador para operar a capacidad máxima de carga de lodos, asegurando que el mismo podrá incinerar cualquier carga en el rango de 3 a 10 toneladas por hora de operación de acuerdo a la tabla 4.6 del capítulo 4, donde las condiciones de diseño encontradas en el cálculo de las cuatro condiciones de operación muestran que este horno será operable dentro de ese rango de trabajo.

La capacidad del quemador tendrá que variar dependiendo de la cantidad de material que se desee incinerar, mediante un turndown adecuado (4 a 1). El mismo caso se aplica a la velocidad de giro del horno. Ambos se controlarán por medio de un PLC.

Los productos de combustión que se generan en un proceso de incineración como este, muestran una fuerte presencia del CO<sub>2</sub>, como resultado de una combustión completa. El cálculo indica que el flujo másico de 10 toneladas por hora de lodos se reduce después de la incineración a 515 Kg/hr, que corresponde al 5.15% del peso original, estos sólidos producidos en forma de ceniza no son descargados a la atmósfera sino recolectados en la cámara de asentamiento, y en el lavador de gases, para su posterior disposición.

La eficiencia térmica del horno en arranque es de 51.8% mientras que con aire de incineración y combustión precalentado, la eficiencia es de 68.66% y el consumo de combustible en operación normal con respecto a la operación en arranque disminuye en un 17%,

La configuración del recuperador de calor, aunque no es convencional, demuestra que tiene la suficiente área de transferencia para llevar a cabo el precalentamiento del aire de incineración y combustión a costa de manejar velocidades de flujo altas, pero con caídas de presión permisibles en prácticas de diseño.

Las ventajas principales de incinerar en este tipo de equipo rotatorio son que puede diseñarse para un amplio rango de cargas, y que es de operación continua. En México se ha empezado a utilizar esta alternativa como método para reducir a polvos las grandes cantidades de lodo generado en las plantas de tratamiento de aguas, pero este proyecto, en particular, es el primero que maneja tan altas cantidades de carga.

Existen diversos diseños de este tipo de sistemas, dependiendo principalmente de la materia prima a incinerar, el tipo de combustible, la disponibilidad del mismo, el espacio para ubicar el equipo y la disposición del capital de inversión. El diseño que se ha presentado en este proyecto servirá como referencia para cualquier diseño termodinámico que se desee llevar a cabo en el futuro.

---

## GLOSARIO

**Adsorción:** Penetración de un gas o un líquido en un sólido.

**Atmósfera:** Se refiere a la mezcla de gases (usualmente aquella dentro de un horno). Además es una unidad de presión igual a 14.969 lb/in<sup>2</sup> o 760 mmHg.

**Atomización:** Efecto de dividir un líquido o un sólido en fracciones sumamente pequeñas.

**Aire de combustión:** aire principal. Aire que se alimenta a través del quemador.

**Aire estándar:** el aire a temperatura y presión estándar, esto es, 60° F (15.56° C) y 29.92 pulgadas de mercurio. (14.696 lb/in<sup>2</sup> o 760 mmHg)

**Aislamiento:** material que es relativamente pobre transmisor de calor. Es usualmente usado para reducir las pérdidas de calor de un espacio dado.

**Atmósfera estándar:** la presión normal estándar aceptada al nivel del mar, es igual a 29.92 pulgadas de columna de mercurio, 14.696 lb/in<sup>2</sup> absolutas, o 760 mmHg.

**British Thermal Unit (Btu):** la cantidad de energía requerida para calentar una libra de agua de 59° F a 60° F a presión barométrica estándar, = 0.252 kcal = 0.000293 kWh

**Caída de presión:** la diferencia de presión entre dos puntos cualquiera a lo largo de la trayectoria de flujo de un fluido.

**Calor de combustión:** el calor liberado por combustión de una cantidad de combustible, medido en calorías o en Btu.

**Calor de vaporización:** el calor cedido por unidad de peso de un vapor condensando, o el ganado por un líquido para pasar al estado vapor, sin cambio de temperatura.

**Calor disponible:** es la cantidad bruta de calor liberado dentro de una cámara de combustión menos las pérdidas por los gases secos en la chimenea y las pérdidas húmedas. Representa la cantidad de calor remanente para propósitos útiles y para balancear las pérdidas a las paredes, orificios y transportadores.

**Calor específico:** la cantidad de calor requerida para elevar una unidad de peso de una sustancia un grado de temperatura. 1 Btu/lb °F = 1 cal/gm °C

**Caloría:** cantidad de energía requerida para calentar un gramo de agua de 4° C a 5° C.

**Capa límite:** la porción de un fluido fluyendo en la vecindad inmediata de una superficie. La capa límite tiene un flujo reducido debido a las fuerzas de adhesión y viscosidad.

**Ceniza:** materia mineral no combustible, compuesta principalmente por óxidos inorgánicos. Puede causar dificultades con la transferencia de calor en las superficies, refractarios y puertos de quemadores.

---

**Centipoise:** unidad para la medida de la viscosidad absoluta. La viscosidad absoluta del agua a 20° C es aproximadamente un centipoise.

**Coefficiente de película, hc:** coeficiente de transferencia de calor = el recíproco de la resistencia de la película adyacente a la frontera = la velocidad del flujo de calor por unidad de área (flujo de calor) por cada diferencia de un grado de temperatura entre la superficie y el volumen total de la corriente del fluido.

**Combustibles:** materiales que pueden ser quemados.

**Combustión perfecta:** la combinación de las proporciones químicamente correctas de aire y combustible en la combustión, siendo ambos consumidos totalmente.

**Combustión incompleta:** combustión en la cual el combustible es parcialmente quemado, y es capaz de ser quemado bajo condiciones adecuadas.

**Combustión:** oxidación rápida de un material.

**Conducción:** la transferencia de calor a través de un material pasando de una molécula a otra.

**Conductividad térmica, k:** la capacidad de un material para conducir calor, medida en flujo de Btu/hr a través de un área seccional de un pie cuadrado y un pie (o pulgada) de grueso con 1° F de diferencia de temperatura a través de este grosor. Las industrias de refractarios y aislamiento usan Btu in/ft<sup>2</sup> hr °F. Muchos otros usan Btu ft/ft<sup>2</sup> hr °F.

**Contenido de calor:** la suma total del calor almacenado como sensible y latente en una sustancia menos aquel contenido a condiciones establecidas arbitrariamente escogidas como base de referencia. Expresado en Btu/lb, Btu/L, Btu/ft<sup>3</sup>, Btu/gal, si la temperatura y presión son especificadas.

**Convección:** transferencia de calor por medio del movimiento de masas de materia. Las corrientes convectivas se establecen en un fluido por agitación mecánica (convección forzada) o por diferencia de densidades a diferentes temperaturas (convección natural).

**Cp:** calor específico de un gas a presión constante.

**Cuerpo negro:** concepto físico teórico de un cuerpo que absorbería toda la energía radiante adyacente sobre él, y podría emitir la máxima radiación posible a una temperatura dada. La emisividad y absorptividad de un cuerpo negro son igual a 1. Un cuerpo negro no necesariamente tiene que ser de color negro.

**Densidad:** el peso de una unidad de volumen de una sustancia, usualmente designada por  $\rho$ , en lb/ft<sup>3</sup>. Conocida también como peso específico.

**Diámetro equivalente:** el diámetro de un círculo teniendo un área igual al área de cualquier forma considerada.

---

**Emisividad:** medida de la capacidad de un material para radiar energía, esto es, la relación de la capacidad de radiación de un material dado a la de un cuerpo negro.

**Emitancia:** capacidad de una superficie para emitir o radiar energía, comparada con un cuerpo negro, el cual emite radiación a su máximo posible a una temperatura dada, y el cual tiene una emitancia de 1.0. (La emisividad denota una propiedad del volumen de material independiente de la geometría de la condición de la superficie, mientras que la emitancia se refiere a una pieza de material en particular.)

**Entalpía:** contenido de calor total, expresado en Btu/lb o kcal/kg arriba de aquella calculada a una serie de condiciones tomadas como la base o punto de referencia.

**Entalpía de Formación:** Aumento en la energía del compuesto formado después de la reacción a partir de elementos en sus estados estables de agregación. A partir de la entalpía de formación puede calcularse la entalpía de combustión.

**Exceso de aire:** el aire remanente después de que un combustible ha sido completamente quemado, o aquel aire alimentado en adición a la cantidad requerida para la combustión estequiométrica. Una relación pobre de combustible/aire, relación de equivalencia menor a 1.

**Factor de emitancia:** el efecto combinado de la emitancia de dos superficies, sus áreas, y sus posiciones relativas.

**Flóculo:** Masa flotante aglomerada en la superficie de un líquido.

**Flujo de calor:** la cantidad de flujo de calor a través de una unidad de área, usualmente designada como q, en Btu/hr ft<sup>2</sup>.

**Gas Natural:** El gas natural es uno de los más utilizados en México. Su composición es variable pero se conforma principalmente por metano y etano. Las características del gas natural que surte PEMEX a la industria son:

Composición:	
Metano CH <sub>4</sub>	92%
Etano C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	4%
Propano C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2%
Butano C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> y más pesados	2%
Ácido sulfhídrico	Trazas
Peso específico <sup>1</sup>	0.634
Poder calorífico neto a TPS	8,900 kcal./m <sup>3</sup> ó 1,000 BTU/pie <sup>3</sup> .
Temperatura teórica de flama	1954 °C (3550 °F).
Aire requerido para quemar 1m <sup>3</sup>	10m <sup>3</sup> de aire a TPS.
% Máximo de CO <sub>2</sub> en productos de combustión	12%.

---

<sup>1</sup> El peso específico de un gas es la relación entre la densidad de un gas con respecto a la densidad del aire seco en condiciones de presión y temperatura estándar.

---

**Horno:** espacio cerrado en el cual el calor es intencionalmente liberado por combustión, elementos eléctricos o reacciones nucleares.

**Ignición:** el acto de iniciar la combustión.

**Intercambiador de calor:** cualquier aparato para transferir calor de un fluido a otro sin permitir el mezclado.

**Intensidad de combustión:** velocidad volumétrica de combustión. Relación de la energía del combustible alimentado, al volumen de la flama.

**Isotrópico:** Cuerpo cuya propiedades físicas son idénticas en todas las direcciones.

**k:** conductividad térmica de aislamiento, Btu in/ft<sup>2</sup> hr °F

**LMTD:** diferencia de temperatura logaritmica media.

**Longitud equivalente:** la longitud de tubería recta que podría producir la misma caída de presión que un accesorio o una válvula del mismo tamaño de la tubería.

**Peso específico:** densidad, el peso por unidad de volumen de una sustancia.

**Poder calorífico alto:** poder calorífico bruto. El calor total obtenido a partir de la combustión de cualquier combustible y su aire estequiométrico, estando ambos a 60° F cuando la combustión se inicia, y los productos de combustión siendo enfriados hasta 60° F antes de que la liberación de calor sea medida.

**Poder calorífico bajo:** Poder calorífico neto. Poder calorífico alto menos el calor de vaporización del vapor de agua formado por la combustión del hidrogeno en el combustible.

**Presión atmosférica:** la presión ejercida sobre la superficie de la tierra por el peso del aire y del vapor de agua sobre esta. Es igual a 14.969 lb/in<sup>2</sup> o 760 mmHg al nivel del mar y 45° latitud.

**Presión base:** estándar al cual las medidas del volumen de un gas son referidas. Esta y la temperatura base deberían ser definidas para cualquier mediada de gas.

**Productos de combustión:** materia resultante de la combustión, como gases, vapor de agua y ceniza.

**Radiación:** emisión y propagación de energía en forma de ondas. Un mecanismo de transferencia de calor en el cual la energía viaja rápidamente en líneas rectas sin calentar el espacio recorrido. El calor puede ser radiado a través del vacío, de gases, y de algunos líquidos y sólidos.

**Recuperador de calor:** parte de un equipo que utiliza los gases de combustión para precalentar el aire de combustión.



---

**Refractarios:** materiales altamente resistentes al calor usados para cubrir los hornos, incineradores, hogares, hervidores, etc.

**Regenerador:** un intercambiador de calor cíclico el cual recibe alternadamente calor a partir de los productos de gases de combustión y transfiere calor al aire antes de la combustión.

**Regulador:** instrumento que detecta un cambio en una variable de proceso, y automáticamente energiza un mecanismo que corregirá la desviación en aquella variable para retomarla para el valor anterior. Un controlador es externamente energizado, pero un regulador usa energía del sistema que está regulando. En prácticas actuales, un controlador es algunas veces llamado regulador.

**Temperatura base:** estándar al cual las medidas del volumen de un gas son referidas. El valor estándar en los Estados Unidos es 60° F para gas natural.

**Temperatura de Flama:** Temperatura máxima a la que los productos de combustión se calentarían si todo el calor generado por la combustión se ocupara en el calentamiento de la mezcla de estos.

**Temperatura de salida:** la temperatura de los gases de combustión a la cual salen del horno.

**Temperatura estándar:** 60° F (15.56° C) en ingeniería. Para la industria de ventiladores, 70° F (21.1° C). En el trabajo científico, 32° F (0° C) o 39.2° F (4° C).

**Turndown:** Relación entre la capacidad de desempeño más alta de un equipo dividida entre la capacidad de desempeño más baja. En el caso de los quemadores, es la relación de la capacidad nominal mayor dividida entre la capacidad nominal mínima.

**Volumen específico:** el volumen ocupado por una libra de una sustancia bajo cualquier condición de temperatura y presión.

### Referencias Bibliográficas

No de Referencia	
1.	Winkler, Michael A. et al; "Tratamiento Biológico de Aguas de Desecho"; Limusa, México, p.p. 87-90, 313, 320-321; 1986
2.	Industrial Heating Equipment Association; "Combustion Technology Manual"; ed 5 <sup>th</sup> , Combustion Division; USA, 1994
3.	North American Mfg. Co.; "North American Combustion Handbook"; ed 3 <sup>rd</sup> , USA, 1986, 332 p.p.
4.	Kern, Donald Q.; "Procesos de Transferencia de Calor"; Compañía Editorial Continental S.A, México, 1995; 980 p.p.
5.	Welty, James R. "Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa." Ed. LIMUSA, Noriega Editores, ed 2 <sup>a</sup> . México D.F. 1999
6.	Incinerator Institute of America; "I.I.A. Incinerator Standards"; (1966)
7.	U.S. Environmental Protection Agency; "Air Pollution Engineering Manual"; 2a. Ed.
8.	American Gas Association ; "Gas Engineering Handbook"; The Industrial Press; New York, (1966)
9.	Eclipse Combustion Engineering Manual.
10.	Perry; "Manual del Ingeniero Químico", ed.6 <sup>a</sup> , 3 <sup>a</sup> en Español, McGraw- Hill, México, 1992.
11.	Allis Chalmers "Cement and Mining Systems". Manual of Rotary Kilns. Milwaukee Wisconsin.
12.	Baumister, Theodore et al; "Marks, Manual del Ingeniero Mecánico", Ed. McGraw Hill, ed 8va, México, 1992.
13.	Ruiz García, Diana Margarita; <u>Diseño Térmico e Hidráulico de Cambiadores de Calor de Haz y Envolvente Sin Cambio de Fase.</u> Tesis Licenciatura (I.Q.) FES Zaragoza, UNAM, México, 1989.

14.	Henley, Ernest J. and Seader, J.D., "Equilibrium-Stage Separation Operations in Chemical Engineering". Ed. John Wiley & Sons, USA, 1981.
15.	Felder, M. Richard y Rousseau, W. Ronald. "Principios Elementales de los Procesos Químicos". Ed. Pearson, Addison-Wesley Iberoamericana. ed 2ª. México1991.
16.	Reid, Robert; Sherwood, Virginia; Prausnitz, John; "The Properties of Gases and Liquids"; Ed. McGraw Hill, ed 3ª, USA., 1977.
17.	Ocon García, Joaquín y Tojo Barreiro, Gabriel, "Problemas de Ingeniería Química. Operaciones Básicas." Tomo I. Ed Aguilar; ed 3ª, España. 1980 p.p.68-130.
18.	Greenberg, Joseph H.; "Industrial Thermal Processing Equipment Handbook"; ASM Internacional, U.S.A., 259 p.p.; 1994