

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

PROPUESTA PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO A GAS PARA TRATAMIENTOS TÉRMICOS EN EL ÁREA DE MANTENIMIENTO DE LA EMPRESA DE ACERO GALVANIZADO P & M. C.A.

Presentado Ante la Ilustre Universidad
Central de Venezuela para optar por
el Titulo de Ingeniero Metalúrgico.
Por el Br. Cortez Berroeta, Gustavo
Orlando.

Caracas, Diciembre de 2003

**UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE METALURGIA Y CIENCIA DE LOS MATERIALES**

**PROPUESTA PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO
A GAS PARA TRATAMIENTOS TÉRMICOS EN EL ÁREA DE
MANTENIMIENTO DE LA EMPRESA DE ACERO GALVANIZADO
P & M. C.A.**

Trabajo de grado presentado Ante
la Ilustre Universidad Central de
Venezuela para optar por el Título
de Ingeniero Metalúrgico. Por el
Br. Cortez Berroeta, Gustavo Orlando.

Tutor Académico: Prof. Alfonso Bencomo

Caracas, Diciembre de 2003

INDICE

CAPITULO I

Introducción	1
--------------------	---

CAPITULO II

Marco Teórico

2.1 Hornos.....	3
2.1.2 Tipos de hornos industriales.....	3
2.2 Tratamientos térmicos.....	5
2.2.1 Tipos de tratamientos térmicos de los aceros.....	5
2.3 Aceros para herramientas.....	6
2.3.1 Tratamientos térmicos de los aceros para herramientas.....	6
2.4 Aceros utilizados en la empresa para consumo interno en matricería.....	8
2.4.1 Especial Knl.....	8
2.4.2 Especial K.....	9
2.5 Acero inoxidable AISI 310 para construcción de muflas.....	11
2.6 Gas natural.....	11
2.7 La combustión.....	12
2.8 Quemadores.....	18
2.8.1 Características.....	19
2.8.2 Clasificación.....	19
2.8.3 Elementos auxiliares de los quemadores.....	20
2.9 Termocuplas estándar.....	22

2.9.1	Tipos de termocuplas.....	22
2.10	Materiales refractarios.....	23
2.10.1	Clasificación de los materiales refractarios.....	23
2.10.2	Tipos de materiales refractarios.....	24
2.10.3	Principales propiedades de los refractarios.....	24
2.11	Temperatura del gas de combustión.....	25
2.11.1	Temperatura de llama.....	25
2.11.2	Las temperaturas de llama calculadas y reales.....	27
2.12	Estudio de transferencia de calor en el horno.....	28
2.12.1	Transferencia de calor por conducción.....	28
2.12.2	Transferencia de calor por convección.....	28
2.12.3	Transferencia de calor por radiación térmica.....	29
2.12.4	Coeficiente de convección dentro y fuera del horno.....	30
2.12.4.1	Parte externa del horno.....	30
2.12.4.2	Correlaciones empíricas para flujos externos de convección libre.....	30
2.12.4.2.1	Placa vertical.....	31
2.12.4.2.2	Placas horizontales.....	32
2.12.5	Correlaciones empíricas para recintos.....	33
2.12.5.1	Cavidades rectangulares.....	33
2.12.5.2	Convección forzada en el flujo interno.....	34
2.12.5.3	Correlaciones de convección ductos no circulares.....	35
2.12.6	Cálculo del coeficiente de convección para distintas condiciones en el horno.....	36
2.12.6.1	Cálculo para la parte externa del horno.....	36

2.13	Materiales refractarios que pueden ser utilizados como aislantes térmicos.....	36
2.13.1	Fibra cerámica.....	36
2.13.2	Algunas recomendaciones para la selección y colocación de los materiales refractarios y aislantes.....	38
2.13.3	Montaje de los posibles materiales refractarios y aislantes a utilizar.....	39
2.14	Calor sensible sacado del horno por los productos de combustión.....	40
2.15	Chimeneas.....	43
2.15.1	Aspectos básicos para el dimensionamiento de las chimeneas.....	43
2.15.1.1	Tiro en chimeneas.....	43
2.15.2	Perdida de carga de los humos en las chimeneas.....	44
2.16	Transferencia de calor en estado transitorio.....	45
2.16.1	Conducción de calor en estado transitorio.....	45
2.16.2	Conducción de calor en estado transitorio en paredes planas.....	46
2.16.3	Conducción de calor en estado transitorio en cilindros largos de radio (r_0).....	47
2.16.4	Sistemas transitorios bidimensionales y tridimensionales.....	50
2.16.5	Cálculos de los tiempos de calentamientos.....	51

CAPITULO III

3.1-Metodología.....	52
3.2-Procedimiento.....	54

CAPITULO IV

Resultados

4.1 Cálculo de la temperatura de llama para el gas natural utilizado en la empresa.....	56
4.2 Caudales de aire y gas.....	58

4.2.1	Cálculo del consumo de combustible.....	58
4.2.2	Calculo de la relación aire / gas.....	58
4.2.3	Determinación del caudal de aire necesario para el horno.....	59
4.3	Cálculo del coeficiente de convección para distintas condiciones en el horno.....	59
4.3.1	Cálculo para la parte externa del horno.....	59
4.3.2	Cálculo para la parte interna del horno y externa de la mufla.....	61
4.3.3	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección para un recinto rectangular en convección natural.....	66
4.4	Cálculo de transferencia de calor a través de las paredes del horno.....	67
4.4.1	Distribución de los refractarios en la pared del horno.....	67
4.4.2	Distribución de los refractarios en el techo del horno.....	68
4.4.3	Distribución de los refractarios en el piso del horno.....	68
4.4.4	Distribución de los refractarios en la puerta del horno.....	68
4.5	Cálculo del área de las paredes del horno.....	69
4.5.1	Cálculo del área total de las paredes laterales del horno.....	69
4.5.2	Cálculo del área total del techo del horno.....	69
4.5.3	Cálculo del área total del piso del horno.....	69
4.5.4	Cálculo del área total de la puerta del horno.....	70
4.5.5	Cálculo del área total de la pared trasera del horno.....	70
4.6	Cálculo flujo de calor absorbido.....	71
4.6.1	Flujo de calor que se pierde por las paredes del horno.....	72
4.6.2	Cálculo del flujo de calor que se pierde por las paredes laterales del horno.....	72
4.6.3	Cálculo del flujo de calor que se pierde por el techo del horno.....	73
4.6.4	Cálculo del flujo de calor que se pierde por el piso del horno.....	73

4.6.5	Cálculo del flujo de calor que se pierde por la pared trasera del horno.....	73
4.6.6	Cálculo del flujo de calor que se pierde por la puerta del horno.....	73
4.6.7	Flujo de calor total que se pierde por todas las paredes del horno.....	73
4.6.8	Flujo de calor que absorbe la carga.....	74
4.6.9	Flujo de calor que absorbe la mufla.....	74
4.6.10	Flujo de calor total que absorbe el horno.....	75
4.6.11	Flujo de calor que se pierde a través de la chimenea.....	75
4.7	Cálculo de la temperatura de salida de los gases de combustión por la chimenea.....	76
4.8	Diseño del conducto de salida para gases de combustión.....	76
4.9	Diseño de la puerta del horno y su contrapeso.....	78
4.10	Determinación del tiempo de calentamiento de algunas geometrías.....	79
4.10.1	Tiempo de calentamiento para la guillotina n° 2 con tiempo completo.....	79
4.10.2	Matriz triangular de 70.....	81
4.10.3	Cuchilla de la semiautomática.....	82
4.5	Equipos y funcionamiento para el horno a gas.....	84
4.5.1	Equipos para la operación del horno a gas.....	84
4.5.2	Descripción del equipo a utilizar.....	84
4.5.2.1	Soplador para aire de combustión.....	84
4.5.2.2	Manómetro de presión de aire.....	85
3.5.2.3	Modutrol marca Honeywell M7261.....	85
4.5.2.4	Válvula de cierre rápido (Shutoff Valves)	85
4.5.2.5	Válvula reguladora de gas modelo 7216.....	85

4.5.2.6 Electrovalvula (Solenoid Valves).....	86
4.5.2.7 Presostatos (Preso-Switcher)	86
4.5.2.8 Válvula reguladora gas piloteada marca Rockwell.....	86
4.5.2.9 Válvula limite de orificio marca North American 1807.....	86
4.5.2.10 Detector de llama (Flame Detector) Marca Honeywell C70.....	86
4.5.2.11 Control de quemador (Relay Module) Honeywell Series Rm7890.....	86
4.5.2.12 Transformador de ignición (Electric Pilot).....	87
4.5.2.13 Bujía de ignición.....	87
4.5.2.14 Tablero eléctrico.....	87
4.5.2.15 Controlador Honeywell Udc 3000.....	87
4.5.2.16 Tipo de termocuplas a utilizar.....	87
4.5.2.17 Quemadores North American.....	88
4.5.3 Funcionamiento del horno.....	89
4.5.4 Esquema del equipo.....	90
4.5.5 Tableros de mando.....	91
4.6 Planos del horno.....	93
4.6.1 Esqueleto del horno.....	93
4.6.2 Espesores de fibra.....	97
CAPITULO V	
Discusión de resultados.....	102
CAPITULO VI	
Conclusiones.....	104

CAPITULO VII

Recomendaciones.....	106
----------------------	-----

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	108
---------------------------------	-----

Apéndice

1. Descripción de la empresa.....	110
2. Diagrama causa efecto del temple.....	114
3. Instrumentación del horno de galvanizado.....	115
4. Horno y piezas de matricería en el área de mantenimiento.....	117
5. Anclajes y fibras del horno.....	120
6. Vistas representativas del horno de tratamientos.....	121
7. Manual del quemador (North American 4832).....	122
8. Características del acero AISI D2.....	126

Cortez B. Gustavo O.

PROPUESTA PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO A GAS PARA TRATAMIENTOS TÉRMICOS EN EL ÁREA DE MANTENIMIENTO DE LA EMPRESA DE ACERO GALVANIZADO P & M. C.A.

Tutor Académico: Prof. Alfonso Bencomo. Tutor Industrial: Ing. Ana Simoza. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Metalurgia y Ciencia de los Materiales. 2003, n° pág. ().

Resumen. El objetivo principal del proyecto es elaborar un diseño para la creación de un horno a gas para tratamientos térmicos, el cual permita la realización de tratamientos térmicos a piezas de matricería, que debido a sus dimensiones no pueden ser fabricadas por la empresa Acero Galvanizado P&M. C.A., y se deben adquirir ya elaboradas, lo que implica un gasto considerable para la empresa. Este nuevo horno tendrá un mejor control de la temperatura, debido a que su diseño esta basado en equipos más avanzados al que posee el horno de resistencias eléctricas ya existente en la empresa.

La realización del diseño implicó el calculo de la temperatura proporcionada por el gas de combustión, el cual se llevo a cabo por medio de una ecuación estequiométrica de combustión de gas natural que reacciona con aire más un 20% de aire en exceso, de esta misma ecuación se pudo deducir la relación aire – gas a utilizar. A partir de esta relación se pudo encontrar los caudales de gas y aire a utilizar partiendo de la potencia del quemador y el poder calorífico del gas.

Utilizando una serie de correlaciones y ecuaciones empíricas se determinaron los diferentes coeficientes convectivos para las distintas regiones del horno, tanto para la parte externa, como para las partes internas del horno, además a estos coeficientes de convección, se le adicionaron efectos de radiación donde fueran necesario, por ejemplo en la parte interna del horno donde se encontraban los gases de combustión y la mufla.

Una vez encontrados los coeficientes convectivos se procedió a calcular las posibles pérdidas de calor generadas en el horno, ya sea por las paredes del horno, chimenea, calor absorbido por la carga, etc.

Las medidas del horno fueron escogidas en función de la pieza de mayor dimensión que van a ser tratadas térmicamente.

Los tiempos de calentamiento se dedujeron a partir de los gráficos de Heisler, los tiempos de piezas complejas se calcularon asumiendo una transferencia de calor

unidimensional para facilitar los procedimientos, y a otras piezas menos complejas se pudo hacer de manera bidimensional. Estos calentamientos deben ser realizados en varias etapas debido a su contenido de elementos aleantes, estos tiempos de mantenimientos se obtuvieron analizando sus espesores, ya que los mismos solo dependen de esta variable.

Los equipos utilizados para diseñar no se estudiaron a fondo, sólo el quemador y el soplador, ya que de éstos depende la mayor parte del diseño, el resto se les menciona el funcionamiento y utilización., queriendo decir con esto que la base del diseño radica en su mayor parte del estudio de transferencia de calor.

Dentro de los resultados más importantes obtenidos se encuentra la temperatura de llama, la cual arrojo un valor de 1900°K, pero se uso par el diseño una temperatura de 1200°C, este calculo se realizó de esta manera para evitar que el horno no alcance la temperatura de trabajo debido a las perdidas que no fueron consideradas.

Con respecto al calculo de los coeficientes de convección se determino que para la parte externa del horno el coeficiente de convección estuvo dentro de los valores estipulados para convección natural, en cambio para la parte interna del horno tanto la mufla, como la sección por donde circulan los gases, al coeficiente de convección se le adicionó los efectos de radiación, ya que para temperaturas superiores a los 500°C los efectos de radiación son considerables.

Los tiempos calentamientos desde 25°C hasta 950°C se calcularon para diversas geometrías, como este tipo de acero debe calentarse en varias etapas, cada etapa implica un tiempo de mantenimiento a cierta temperatura. Los tiempos de mantenimiento dependen únicamente del espesor de la pieza y estos tiempos se le adicionaron al tiempo calculado.

Una vez fabricado el horno, se le pueden reajustar las variables como caudales de gas natural y aire, la temperatura de la llama, los tiempos de calentamientos, etc, además debe realizarse luego una curva de calentamiento y una de calibración del horno.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

En la mayoría de los procesos de fabricación de productos que utilizan como materia prima metal, ya sea acero u otro tipo, se hace necesario la utilización de piezas de matricería que son utilizadas para conformar al metal. Las piezas de matricería para que obtengan la resistencia mecánica adecuada a la hora de ser empleadas deben ser tratadas térmicamente.

Los tratamientos térmicos son procesos de calentamientos que se realizan a distintos materiales para que obtengan una serie de propiedades necesarias para su uso, estos tratamientos térmicos que se le efectúan a los aceros se generan a temperaturas elevadas, dichas temperaturas solo se alcanzan en hornos creados para este fin.

La Empresa Acero Galvanizado P&M ubicada en la zona industrial I de San Vicente en Maracay, desea fabricar cuchillas de acero que son utilizadas para consumo interno de la empresa en los equipos de corte o Guillotinas, estas cuchillas son de un acero para herramientas denominado AISI D2 o D3, las cuales tienen unas dimensiones aproximadamente de 140x10x3cm y además éstas deben ser templadas. El horno con el que cuenta la empresa es de resistencias eléctricas y su tamaño para este fin está restringido, de aquí surge la necesidad de la fabricación de un horno de tratamientos térmicos de mayor capacidad que el existente en la empresa. Se desea que este horno funcione con gas natural debido a su economía, y para el diseño del mismo se pueden aprovechar los quemadores de un horno de galvanizado que fueron sustituidos por unos de mayor potencia.

De allí surge la necesidad del empleo de un nuevo horno que permita realizar el tratamiento de temple a todas las piezas de matricería, y que no se vea limitado por el tamaño de la pieza fabricada de mayor dimensión, además de poseer una mejor tecnología que permita un mejor control del proceso. Este horno permitirá reducir los costos operacionales.

Para la realización del diseño del horno se utilizó como guía parte del trabajo de Grado: “Mejoramiento de las Condiciones de Trabajo del Martillo de Contragolpe Beche DG20 y el Horno de Calentamiento Tipo Túnel Pertenecientes al Grupo N°6 de la Empresa Forjas Santa Clara C.A.”, (Brs. Collado Jorge y D’Ambrosio Tony; Universidad Nacional Experimental Politécnica “Antonio José de Sucre” (1997), quienes buscaban aumentar la eficiencia del horno de calentamiento a gas de la sección de forja, y determinaron que la regulación de los caudales de aire y gas no se debían manejar de forma manual y que la eficiencia del horno depende de las pérdidas de calor por el deterioro y descuido del equipo.

El objetivo principal de este proyecto es proponer un diseño de un horno para tratamientos térmicos que funcione a gas para así aprovechar unos quemadores existentes en la empresa y también por la economía que daría la utilización de un horno a gas en comparación con el consumo energético de un horno eléctrico.

Dentro de los alcances se espera que con el diseño propuesto se logre alcanzar las condiciones requeridas para el tratamiento térmico en diferentes piezas de matricería.

Las posibles limitaciones que se pueden encontrar radican en que las empresas que se dedican a la construcción y venta de hornos de tratamientos térmicos poseen información confidencial que no es de fácil acceso a personas ajenas a la empresa, lo cual limita la obtención de datos para facilitar la realización del diseño, además de que no se contó con datos experimentales que facilitaran el diseño, debido a que la empresa no contaba con un horno de tratamientos térmico similar que sirviera como base para el desarrollo del proyecto.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 HORNOS:

Es un aparato cerrado o recinto donde se produce calor por la combustión de un material, por la resistencia de un conductor, o por otras fuentes de calor, utilizado para someter a transformaciones físicas o químicas a los objetos que se introducen en ellos.

2.1.2 TIPOS DE HORNOS INDUSTRIALES:

Estos hornos se clasifican según:

- 1.La transferencia de calor al material.
- 2.El método en que se inyecta combustible en el horno.
- 3.El método para manejar el material dentro del horno.

De acuerdo a la transferencia de calor se dividen en:

Horno Tipo Estufa: en estos se transfiere el calor de los productos de combustión del combustible, en contacto directo con el material calentado, por convección y radiación directa de los gases calientes o por rerradiación de las paredes calientes del horno.

Horno de Mufla: aquí el calor es conducido a través de una mufla de metal o refractario, la cual protege al material calentado del contacto con los gases, y después se transfiere del interior de la mufla, por radiación, al material calentado, que en ocasiones se rodea con gases inertes para impedir su contacto con el aire (ver Fig. 2.1).

Hornos con Baños Líquidos: en los baños de sales y metálicos se transmite calor a la carga principalmente por conducción. El calor se transmite a las piezas tan rápidamente que esta función no determina la capacidad del horno. Este tipo de horno incluye a los de revenido a baja temperatura que emplean aceite como medio de calentamiento y los de endurecimiento que emplean baños de plomo (1).

De acuerdo al método de inyección de combustible se dividen en :

- **Método de Inyección Directa:** se usa cada vez más debido a las mejoras constante en el diseño y control de los quemadores de gas u otro combustible, en especial para temperaturas superiores a los 650 °C.

- **Hornos de Combustión por Arriba:** los quemadores radianes queman el combustible a través del techo y esta dispuestos en patrones para obtener la mejor distribución de temperatura.
- **Hornos de Combustión por Debajo:** es excelente para temperatura de 400 a 1000 °C, ya que el producto que se calienta esta protegido del combustible que se quema. La temperatura y la atmósfera pueden controlarse con precisión, pero la duración de los refractarios impone un limite a la temperatura de alrededor 1000 °C como máximo. En la actualidad se utilizan diseños con tubos radianes, debido a que se puede controlar mejor la atmósfera del horno y así evitar cualquier contacto de los productos quemados con el material que se está calentando. Estos tubos radianes están hechos de aceros especiales que resisten altas temperaturas (1).

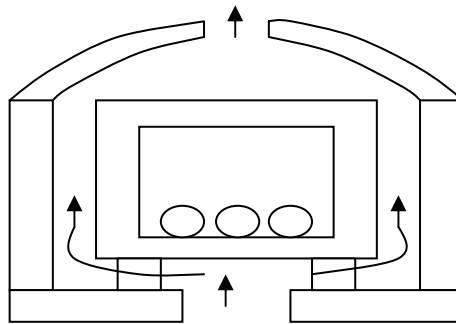


Fig. 2.1 Horno de Mufla (2)

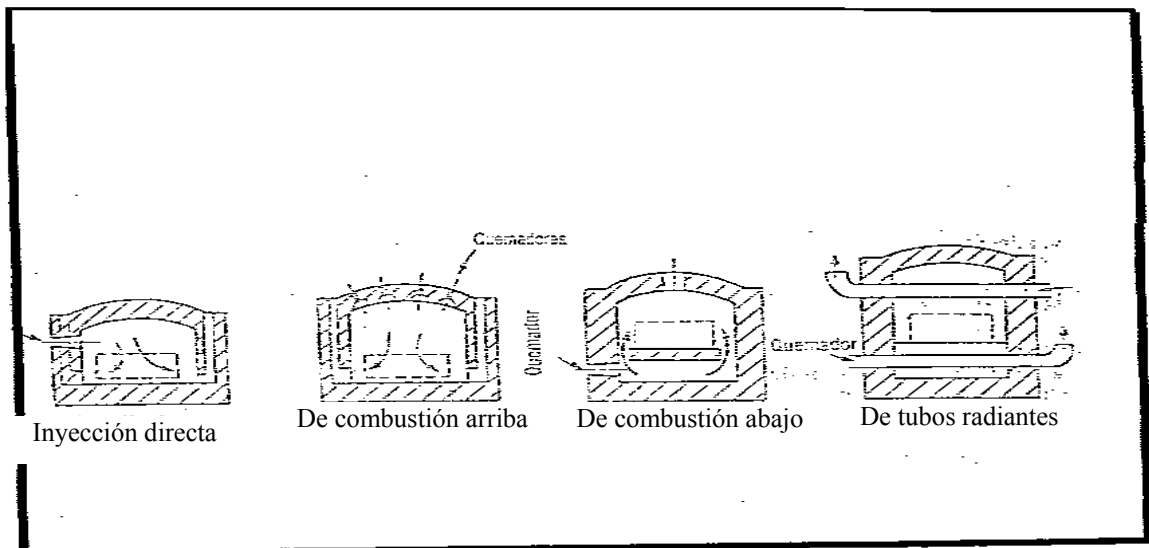


Fig. 2.2: Horno tipo estufa (método de inyección de combustible) (1).

2.2 TRATAMIENTOS TÉRMICOS

Es una combinación de operaciones de calentamiento y enfriamiento, de tiempos determinados y aplicado a un metal o aleación en estado sólido en una forma tal que producirá propiedades deseadas.

Existen distintos tipos de tratamientos térmicos que pueden ser aplicados a los aceros dependiendo de las características finales que se quieren obtener en el producto, estos tratamientos son los siguientes:

2.2.1. TIPOS DE TRATAMIENTOS TÉRMICOS DE LOS ACEROS

Recocido: en este proceso se calienta al acero hasta la temperatura de austenización, luego se mantiene por un tiempo a esta temperatura y luego se deja enfriar muy lentamente a una velocidad controlada, este proceso se realiza en un intervalo de temperatura de 800 a 900° C (3). Existen varios tipos de recocido, pero su función principal es proporcionar suavidad, mejorar las propiedades eléctricas y magnéticas, refinar el grano o aumentarlo de tamaño y en algunos casos mejorar el maquinado.

Normalizado: este proceso se lleva al acero a una temperatura de 850 a 950° C por un tiempo determinado (3), seguido de un enfriamiento en aire quieto hasta la temperatura ambiente. El propósito de éste tratamiento es producir un acero más duro y más fuerte que el obtenido por un recocido.

Temple: consiste en el enfriamiento violento del acero a partir de la temperatura de austenización. Este enfriamiento se realiza generalmente por inmersión de la pieza en agua, aceite, baños de sales; y en algunos casos, mediante agitación en aire (3). En este proceso el acero se endurece debido a la formación de una fase microestructural llamada martensita. Este tratamiento es el que provee de la mayor dureza a los aceros.

Martempering: en este tratamiento se detiene el temple por encima de M_s (M_s es la temperatura a cual comienza a formarse la martensita) para la temperatura de toda la pieza se homogenice mediante una etapa isotérmica. Posteriormente, se enfría lentamente dando paso a una transformación de la martensita por toda la pieza (4,5).

Austempering: es un método alternativo cuyo fin es evitar el agrietamiento y la distorsión asociados al temple y revenido. Como en el caso del martempering, se el temple justo por encima de M_s . En este tratamiento la etapa isotérmica se extiende hasta que se complete la transformación bainítica. Como esta estructura bainítica ($\alpha + Fe_3C$) es más estable que la martensita, el enfriamiento posterior no da lugar a su transformación (4,5).

Revenido: es un tratamiento térmico que se aplica luego de realizado un temple o un normalizado de un acero con el objeto de reducir su dureza, aumentar su tenacidad y su ductilidad (3).

Tratamiento de Alivio de Tensiones: consiste en el calentamiento uniforme de una estructura o componente a una temperatura apropiada, mantener esta temperatura por un tiempo determinado, y luego realizar un enfriamiento uniforme y controlado. Para los aceros de baja aleación esta entre 450 y 650° C dependiendo del material, y se mantiene por un tiempo mínimo de 1 hora por cada 25 mm de espesor del material (3).

2.3 ACEROS PARA HERRAMIENTAS:

Clasificación de Aceros para Herramientas cualquier acero utilizado como herramienta puede clasificarse como acero para herramientas; sin embargo, el término suele limitarse a aceros especiales de alta calidad utilizados para el corte y formado.

Estos pueden dividirse en tres distintos grupos:

- a) Aceros de baja aleación con endurecimiento al aire.
- b) Aceros de alto carbono y alto cromo.
- c) Aceros de especial resistencia al desgaste y trabajados en frío.

La distorsión en el endurecimiento es baja. La resistencia al desgaste se incrementa progresivamente desde el tipo (a) al tipo (c) disminuyendo su resistencia al endurecimiento. La maquinabilidad es buena en bajos porcentajes de aleantes, disminuyendo con el aumento de los mismos.

A) Aceros de Baja Aleación con Endurecimiento al Aire: en este grupo la estabilidad dimensional en el endurecimiento es considerablemente grande. Ellos son especialmente importantes cuando la resistencia al desgaste debe ir ligada a una excepcional resistencia al desgaste. Además la subdivisión esta hecha entre el cromo del acero A2 endurecido al aire y el manganeso del acero A4 y A6 endurecidos al aire (6).

B) Aceros de Alto Carbono y Alto Cromo: estos tiene la mejor estabilidad dimensional en el endurecimiento. Estos pueden ser nuevamente subdivididos entre endurecidos en aceite de los tipos D3 y D6, y endurecidos al aire que son los restantes. Este tipo de aceros requieren estar sometidos un tiempo a la temperatura de endurecimiento. Mientras el vanadio se incrementa a valores superiores del 0.8%, la temperatura de austenización se debe incrementar para obtener una mayor dureza, debido a que este disminuye la durabilidad (6).

C) Aceros de Especial Resistencia al Desgaste y Trabajados en Frío: esta clase de aceros se caracterizan por su extrema resistencia. La razón de estos aceros es que ambos el A7 y el D7 poseen un alto contenido de carbono y vanadio, alrededor de hasta 4% (6).

2.3.1 TRATAMIENTOS TERMICOS DE LOS ACEROS PARA HERRAMIENTAS

Normalizado: este tratamiento no es recomendado para los aceros de la serie A o D.

Recocido: aunque el acero es usualmente suplantado en condiciones de recocido, éste es necesario si las herramientas requieren ser reendurecidas. Esta operación es llevado acabo

bajo una atmósfera protectora o un baño de sal, calentado lentamente a la temperatura requerida. Esto es particularmente importante si previamente una herramienta endurecida es recocida. El recocido isotérmico puede ser aplicado a algunos casos de la serie A y D (6).

Alivio de tensiones: los aceros para herramientas en esta sección no pueden ser maquinados después de endurecidos, o aceros los cuales pueden ser mecanizados para ajustar las dimensiones finales, debe haber liberación de tensiones antes de ser maquinados. Después del alivio de tensiones el acero debe estar enderezado y entonces maquinado antes del tratamiento térmico. Es lo mas importante para notar que su operación de enderezado y mecanizado no se lleva acabo después del tratamiento térmico, después la operación actual es innecesaria y debe ser omitida (6).

Precalentamiento: es recomendado para los grupos A y D, deben ser precalentados antes de la austenización para el endurecimiento. Este tratamiento reduce subsecuentemente la distorsión en la dureza del acero, permitiendo que el cambio de volumen de ferrita a Austenita ocurra más uniformemente a lo largo de la sección transversal de la herramienta en el tiempo preciso (6).

Austenización: en este grupo de aceros para herramientas donde las cantidades considerables de carburo mezclado está presente, la herramienta debe haber mantenido altas temperaturas de austenización para obtener la disolución de carbono deseado el acero, tiene que alcanzar el máximo grado de dureza. Por otro lado también a alta temperatura podría resultar en una estructura de excesiva austenita retenida, y una correspondiente baja en la dureza final (6).

Temple: esta serie de aceros para herramientas consiste esencialmente en los aceros endurecidos al aire, pero por supuesto, en cualquier acero la durabilidad debe ser estudiada en relación a la sección transversal de las herramientas y la complejidad de la forma. Alguna idea de la durabilidad es mostrada por los diagramas isotérmicos. Debe notarse también que esta clase de aceros es idealmente reajustados por una técnica de endurecimiento al vacío (6).

Martemperien: es una ventaja en cualquier tratamiento térmico para estos aceros y estos procedimientos pueden ser aplicados en la mayoría de los casos de este grupo de acero. Es frecuentemente usado en los aceros de la serie A y D (6).

Estabilidad y Revenido: el tratamiento subcero o tratamiento estabilización, particular en la serie de acero A y D favorece una estabilidad dimensional optima. En los aceros de alto carbono y alto cromo del tipo D1 y D6 se muestra un poco mas marcado el retardo en el ablandamiento en el revenido, este fenómeno es conveniente para disminuir lentamente el crecimiento y formación de la cementita, y no necesariamente la precipitación de la aleación compleja de carbono $(CrFe)_7C_3$. Finalmente los aceros de especial resistencia al desgaste A7 y D7 muestran una muy pronunciada resistencia al ablandamiento en el temple (6).

2.4 ACEROS UTILIZADOS EN LA EMPRESA PARA CONSUMO INTERNO EN MATRICERIA

Los aceros mas empleados por la empresa de Acero Galvanizado P&M.C.A son los aquí denominados como D2 y D3, y la empresa los recibe con el nombre comercial de Boelher Especial KNL y K (7).

2.4.1 ESPECIAL KNL

Aleación: C = 1.7% Cr = 12% Mo = 0.6% W = 0.5% + V

Nota: el % tungsteno (W) va a ser 0,5% mas el % de vanadio (V).

Denominado según: DIN x 165CrMoV12 W N° 2601 AISI D2

Este es un acero con menor contenido de carbono aleado al molibdeno, tungsteno y vanadio. Se debe dar preferencia a estos aceros en casos de mayores exigencias a la tenacidad. Mínima variabilidad de medidas (7).

Aplicaciones del Especial KNL: Cuchillas planas y circulares, guillotinas para cortar en frío chapas y flejes de hasta 6 mm. de espesor; estampas para doblar, rodillos, peines para roscar, etc.

Estado de Entrega: recocido blando.

Instrucciones para el Tratamiento:

Forja: 1050—850 °C

Recocer blando: 800—850 °C. Enfriamiento lento en el horno hasta 600 °C.

Resistencia en estado de recocido: 70—85 Kg./mm² (204—249 Brinell).

Temple : 960—1000 °C. Tiempo de mantenimiento por el alto contenido de carburos: 20 minutos para una sección de Ø 20mm.; cada 10 mm. mas se prolonga el proceso de 10 a 15 minutos.

Medios de temple: Herramientas complicadas : aire quieto

Herramientas simples: aire comprimido, aceite o baño caliente 400—500 °C

Dureza obtenible: 63—65 RC

Revenido: Según necesidad (7).

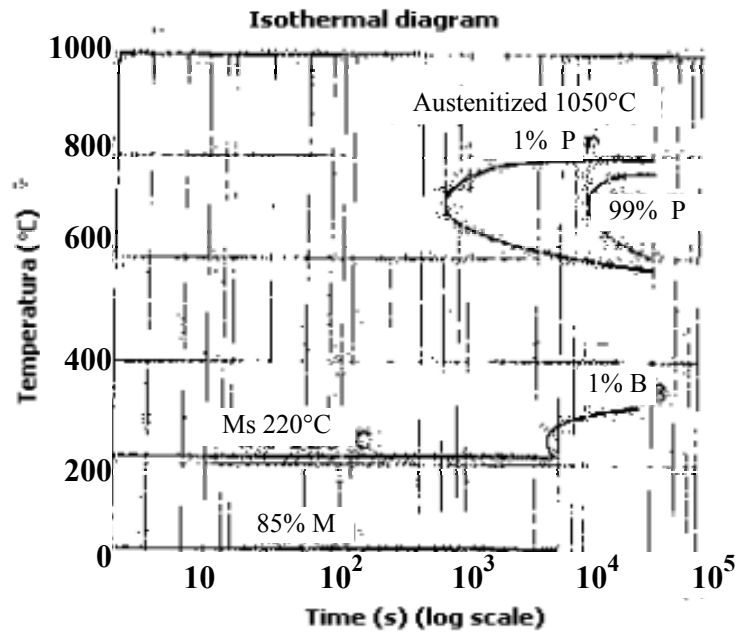


Fig.:2.3 Diagrama de Transformación Isotérmico (6).

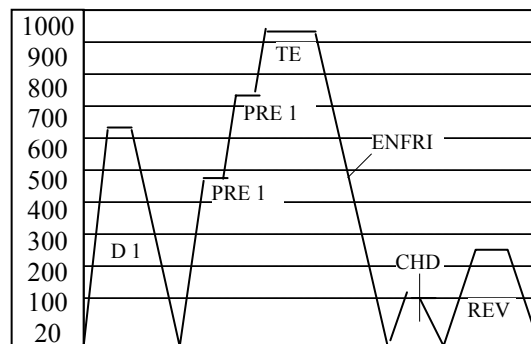


Fig.:2.4 Esquema del Tratamiento Térmico (7).

Esta secuencia de tratamiento es similar al del acero D3.

2.4.2 ESPECIAL K

Aleación: C = 2% Cr = 12%

Denominado según: DIN x 210 Cr 12 W N° 2080 AISI D3

Este es un acero ledeburítico con 12 % de cromo para herramientas de corte y estampado, de alto rendimiento. Acero indeformable para piezas de alta resistencia al desgaste (7).

Aplicaciones del Especial K: Herramientas para cortar y estampar (matrices cortantes), Herramientas con virutamiento (brochas, cuchillas para la fabricación de virutas de acero), Herramientas sin virutamiento (rodillos y peines de roscar, estampas y matrices), Herramientas de medición (galgas, calibres, reglas, etc), Herramientas y componentes expuestos al desgaste (poleas múltiples, anillos para maquinas trefiladoras de alambre, etc), Herramientas para trabajar a medianas temperaturas (pequeños cilindros de laminación, hoces, etc) (7).

Estado de Entrega: recocido blando.

Instrucciones para el Tratamiento:

Forja: 1050—850 °C

Recocer blando: 800—850 °C. Enfriamiento lento en el horno hasta 600 °C.

Resistencia en estado de recocido: 70—85 Kg./mm² (204—249 Brinell).

Temple : 960—1000 °C. Tiempo de mantenimiento por el alto contenido de carburos: 20 minutos para una sección de Ø 20mm.; cada 10 mm. mas se prolonga el proceso de 10 a 15 minutos.

Medios de temple: Herramientas complicadas : aire quieto

Herramientas simples: aire comprimido, aceite o baño caliente 400—500 °C

Dureza obtenible: 63—65 RC

Revenido: Según necesidad (7).

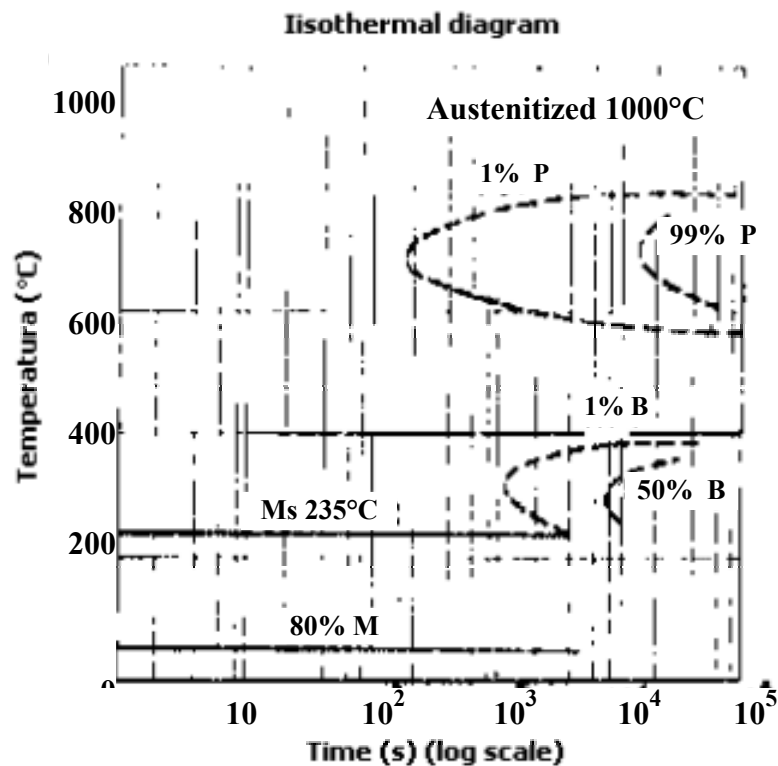


Fig.:2.5 Diagrama de Transformación Isotérmico (6).

2.5 ACERO INOXIDABLE AISI 310 PARA CONSTRUCCIÓN DE MUFLAS

Los aceros inoxidable son aleaciones de hierro con un mínimo de cromo de 10.5%, el AISI 310 es un Acero inoxidable refractario al Cr – Ni – Si, es un acero austenítico y antimagnético, no templable, se puede endurecer solo al frío, que por su mayor contenido de cromo y níquel posee una gran resistencia a la corrosión a temperaturas de hasta 1200°C, y lo hace recomendable para servicio intermitente (8,9,10).

Aplicaciones: Cambiadores de calor, partes para turbinas de gas, incineradores, hornos industriales, en pisos de hornos, parrillas, ganchos, moldes para vidrio, tubos de conducción, rejillas para esmaltar; su durabilidad está condicionada a la atmósfera de trabajo (8,9,10).

La composición química es la siguiente: C : 0,15 - Si : 2,0 - Cr : 25,0 - Ni : 20,0

Propiedades Físicas

Densidad (gr./cc) = 7.9

Punto de Fusión (°C) = 1400 – 1455

Propiedades Térmicas

Conductividad térmica (W/m.K) = 20

Soldabilidad

Muy buena por cualquiera de los métodos convencionales; utilizar electrodos tipo 310S (11).

Resistencia a la Corrosión

Presenta una excelente resistencia a la corrosión a temperaturas normales y una elevada resistencia a la oxidación y carburización atmosféricas a elevadas temperaturas. Resistente a la acción del ácido nítrico fumante o temperatura ambiente y a nitratos fundidos sobre 400 C (11).

2.6 GAS NATURAL

El gas natural es un gas combustible que se obtiene de rocas porosas del interior de la corteza terrestre y se encuentra mezclado con el petróleo crudo cerca de los yacimientos del mismo.

El gas natural se compone de hidrocarburos con muy bajo punto de ebullición. El metano es el principal constituyente de este combustible, el etano puede estar presente en cantidades de hasta 10%, el propano se puede encontrar de hasta 3%. El butano, pentano hexano, heptano y octano también pueden estar presente.

El gas natural conocido como “seco”, tiene menos de 0,013 L de gasolina/m³ (0,1gal/1000ft³). Cuando se excede esta cantidad se le denomina “húmedo”. Los términos aplicables a gas natural “dulce” y “amargo” se emplean para denotar la ausencia o presencia de H₂S (12).

La composición del gas natural utilizado para el diseño se encuentra representado en el Tabla 1.

Tabla 1: Composición del gas y su calor de formación (13,14).

Componentes	% Molar	$\Delta H^\circ_{\text{formación}}$ (KJ/mol)
Metano (CH ₄)	81,64 – 82,21	-74,236
Etano (C ₂ H ₆)	7,81 – 8,49	-83,606
Propano (C ₃ H ₈)	0,68 – 0,70	-102,337
I - Butano (C ₄ H ₁₀)	0,08 – 0,10	-129,648
N – Butano (C ₄ H ₁₀)	0,10 – 0,15	-122,782
I - Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,04 – 0,07	-152,106
N – Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,04 – 0,06	-163,62
Hexano (C ₆ H ₁₄)	0,04 – 0,06	-164,373
Heptano (C ₇ H ₁₆)	0,05 – 0,09	-184,554
Dióxido de carbono CO ₂	8,77 – 8,51	-393,52
Nitrógeno N ₂	0,16 – 0,15	
Gravedad específica (gr/cm ³)	0,70 – 0,58	
Poder Calorífico Btu/ Pie ³	990 -1012	

Donde el poder calorífico del gas, es el calor que proporciona la reacción por unidad de volumen pero con signo positivo.

2.7 LA COMBUSTIÓN

La combustión es la reacción química rápida del oxígeno del aire u oxígeno directo, que se define como comburente, con los distintos elementos que constituyen el combustible (principalmente carbono (C) e hidrógeno (H)). Estas reacciones químicas liberan energía produciendo aumentos locales de temperatura, lo que origina un flujo de calor hacia el exterior (15).

Completa:

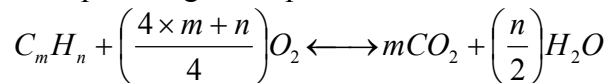
Se produce cuando el total del combustible reacciona con el oxígeno. En el caso de una combustión completa, los productos de esta combustión son solamente CO₂, H₂O, O₂ y N₂. Es decir no quedan residuos de combustible sin quemar (15).

Incompleta:

Se produce cuando parte del combustible no reacciona completamente. En este caso los productos de la combustión incluyen también hidrocarburos no quemados, como C, H y CO (15).

Estequiometría de la Combustión

La expresión general para la combustión de un combustible es:



m y n son el número de átomos de carbono e hidrógeno neto, respectivamente, en el combustible. Por ejemplo, esta relación demuestra que un mol de metano (CH_4) requiere de dos moles de oxígeno para la combustión completa que produce un mol de dióxido de carbono y dos moles de agua. Si se utiliza aire, cada mol de oxígeno va acompañado por 3,76 moles de nitrógeno.

Aire Estequiométrico Teórico

Es la cantidad de aire necesaria y suficiente para asegurar la combustión completa de una unidad de combustible. Cuando una unidad de combustible está mezclada con un volumen de aire igual al teórico, se define como mezcla estequiométrica (15).

Aire en Exceso

En la práctica es casi imposible obtener una mezcla homogénea y total del combustible con el comburente (aire u oxígeno directo). Esto obliga a emplear una cantidad real de aire mayor a la estequiométrica, con el propósito de producir una combustión lo más completa posible.

Se denomina exceso de aire a la relación:

$$EA = \frac{\text{Aire real} - \text{Aire teórico}}{\text{Aire teórico}}$$

Mientras mayor es el exceso de aire, menor es la probabilidad de una combustión incompleta, pero también disminuye la temperatura de la reacción y la eficiencia térmica del proceso. Por lo tanto, se debe tratar de emplear el exceso de aire mínimo para que se queme la totalidad del combustible.

Para el gas se estiman excesos de aire entre el 10 al 40%, para los combustibles sólidos entre el 40 y el 150 % y para los líquidos entre 25 y 60% (15).

Condiciones para la Combustión

Para que ocurra la combustión, el combustible debe alcanzar la denominada *temperatura de ignición*, la cual, esta en el orden de los 650 a 750° C. Cuando ello ocurre, el combustible comienza a arder y se forma la llama, una zona donde ocurre una rápida oxidación del combustible, liberando gran cantidad de energía, y que se produce altas temperaturas.

Una mezcla aire / combustible es inflamable cuando la llama iniciada en uno de sus puntos puede propagarse.

Para cada combustible existen dos límites de inflamabilidad, fuera de los cuales la mezcla no es combustionable. Por debajo del límite inferior de inflamabilidad, la mezcla no es

suficientemente rica en combustible, sobre el límite superior de inflamabilidad la mezcla es pobre en comburente (aire). Algunos límites de inflamabilidad en el aire (ver Tabla 2) (15).

Tabla 2: Límites inferior y superior de inflamabilidad del combustible (15).

Combustible	Fórmula Química	Límite Inferior %	Límite Superior %
Metano	CH ₄	5	14
Propano	C ₃ H ₈	1,86	8,41
Butano	C ₄ H ₁₀	2,37	9,5
Gas Natural		5	15

Velocidad de Deflagración

Una llama estable de una mezcla de aire / gas, comprendida entre los límites de inflamabilidad, se propaga a una cierta velocidad, que depende de variables físicas y químicas, composición de la mezcla, temperatura, presión, forma y dimensiones del quemador. Para el gas natural la deflagración está en el orden de 0,3 m/s (15).

Velocidad de Retorno de Llama

Es el límite inferior de velocidad de salida del quemador, si la misma es menor a la velocidad de deflagración, la llama se propaga al interior del quemador y se dice que el quemador se “cala” (13).

Velocidad de Desprendimiento de la Llama

Es el límite superior de la velocidad de salida del quemador, si esa velocidad es mayor a la velocidad de propagación, la llama se desprende (13).

Tipos de Llamas

Llama de Premezcla

Una llama se considera premezclada cuando la mezcla de combustible y comburente se realiza antes de la boquilla del quemador. La cantidad de aire usualmente es menor que la estequiométrica y el aire faltante proviene del ambiente que rodea la llama, denominado aire secundario (15).

Llama de Difusión

Una llama es de difusión cuando la mezcla del combustible y el comburente se realiza en el exterior del quemador. El gas sale por la boquilla del quemador y el oxígeno

para la combustión proviene del aire circundante. Esta llama es más luminosa que la de premezcla y su luminosidad proviene de las partículas de hollín incandescente (15).

Eficiencia de la Combustión

Se define como eficiencia de la combustión al cuociente entre el calor útil entregado y el calor total entregado por el combustible, es decir:

$$\text{Eficiencia Combustión} = \frac{\text{Calor útil}}{\text{Calor entregado por el combustible}} = \frac{\text{Calor entregado} - \text{Perdidas}}{\text{Calor entregado}} = 1 - \frac{\text{Perdidas}}{\text{Calor entregado}}$$

Las pérdidas corresponden, casi completamente, al calor perdido en los gases de escape, el cual es proporcional a la temperatura y al volumen de dichos gases. A su vez este último depende del exceso de aire. Es decir, la eficiencia decrece al aumentar la temperatura de los gases de escape y al aumentar el exceso de aire como se muestra a continuación en el gráfico (Ver Fig.2.6) (15).

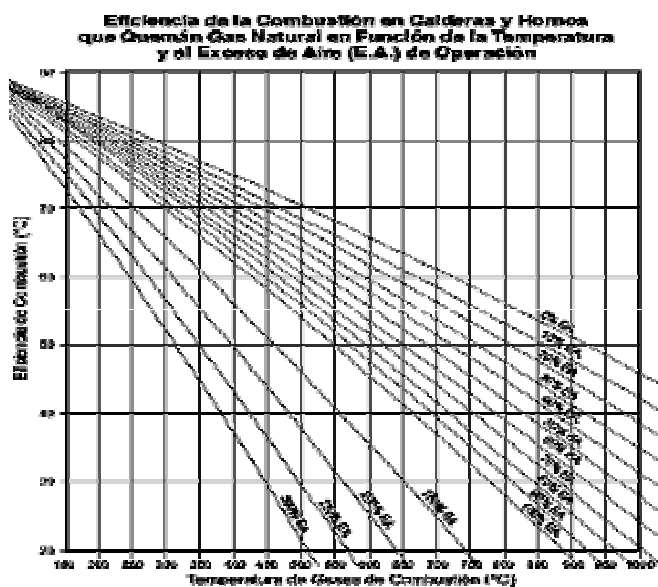


Fig. 2.6: Eficiencia de la combustión en calderas y hornos que queman gas en función de la temperatura y el exceso de aire(E.A.) de operación (15).

A modo de ejemplo, si consideramos un 200% de exceso de aire y 400 °C de temperatura de combustión se tiene una eficiencia de 50% (punto B), para la misma temperatura y un exceso de aire del 40% la eficiencia aumenta en un 70% (punto A).

El exceso de aire de combustión se calcula a partir del porcentaje de oxígeno existente en los gases de combustión. En el siguiente gráfico se muestra la relación entre el exceso de aire y los porcentajes de O₂ y CO₂ en los gases de combustión (ver Fig.2.7) (15).

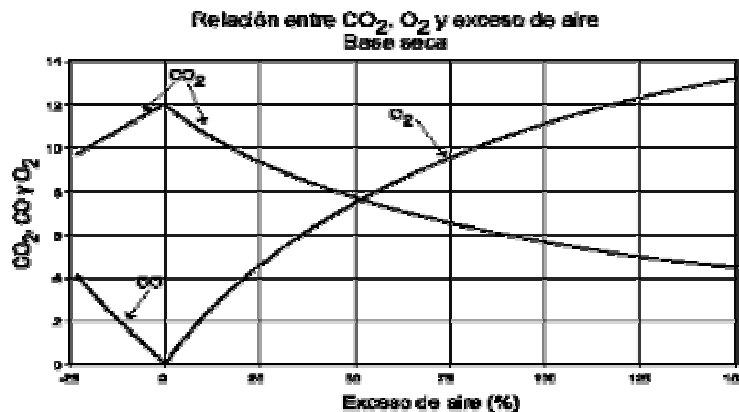


Fig.:2.7: Relación entre CO_2 , O_2 y exceso de aire en base seca (15).

Optimizar el Aire en Exceso

El objetivo de esta tabla es entregar una herramienta para optimizar el exceso de aire con el fin de obtener el máximo ahorro de combustible. Sin embargo, deben considerarse otros factores tales como: los instrumentos disponibles, la disminución de la resonancia, la compatibilidad en el proceso y los materiales utilizados en la construcción de los equipos (ver cuadro N° 3).

Cuadro N° 3: indica los % de aire en exceso óptimos a ser utilizados dependiendo del equipo (15).

Tipo de Aplicación	% Exceso de Aire (a)	% CO (b)	Observaciones
Calderas de Vapor: Igneotubulares, Acuatubulares y de Agua Caliente	10-30%		La resonancia puede ser un problema.
Hornos muflas	5-25%		
Hornos para fundición de cobre, hierro y sus aleaciones		<1%	Generalmente necesitan atmósfera reductora.
Hornos para fundición de Aluminio	<20		Generalmente atmósfera oxidante.
Horno de crisol para metales		0-1%	Generalmente necesitan atmósfera reductora.
Hornos de crisol para materiales cerámicos	10-25%		

Generadores Exotérmicos (c)		0,5%-3%	La combustión rica produce un gas reductor que inhibe la oxidación.
Hornos a fuego directo, sin recirculación	20-100%		Depende del tipo de proceso.
Hornos a fuego directo, con recirculación	> 250%		Si hay solventes en el horno, pueden requerirse valores aún más altos.
Hornos a fuego indirecto y Calentadores	10-30%		
Tubos de inmersión y radiación	15-50%		El objetivo es obtener una distribución del calor uniforme a lo largo del tubo.
Tubos de inmersión y radiación	15-50%		El objetivo es obtener una distribución del calor uniforme a lo largo del tubo.

CONTINUACIÓN: Tabla 3: Cantidad de aire en exceso óptimos a ser utilizados dependiendo del equipo (15).

1. Los niveles de exceso de aire corresponden a quemadores de premezcla y de mezcla en boquilla.
2. Se debe considerar mecanismos para quemar el CO en la chimenea. Cabe señalar que próximamente se establecerán normas de emisión de este contaminante.
3. Muestreado en horno.

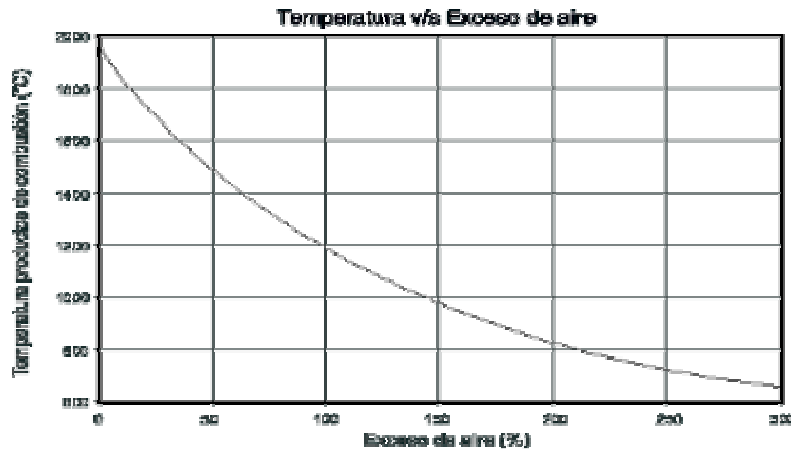
NOTA: Frecuentemente es difícil controlar el exceso de aire en quemadores de tiro

La medición del exceso de aire puede ser errónea si existe un ventilador de tiro inducido no balanceado. Al haber presión negativa en la chimenea entrará aire que distorsionará la medición (15).

Como Reducir la Producción de Monóxido de Carbono en la Combustión

Una combustión incompleta da origen a la formación de monóxido de carbono. Para obtener una combustión completa se deben controlar los siguientes factores:

- **Nivel de Aire Adecuado:** El exceso de aire es esencial para una combustión completa. Una relación aire-combustible estequiométrica, aunque asegura la máxima eficiencia y temperatura de la llama, en la práctica llevará a una combustión incompleta, ya que difícilmente se logran las condiciones de mezcla para lograr una combustión completa. En general, se debe evitar las mezclas aire-combustible cercanas a la estequiométrica, dado que pequeños cambios en los parámetros de operación como pequeñas variaciones en el suministro de aire pueden desbalancear la relación aire-combustible, produciéndose el aumento de CO.
- **Evitar el Enfriamiento de la Llama por el Elevado Exceso de Aire:** Al aumentar el exceso de aire, la llama se enfría, lo que puede llevar a una combustión incompleta del combustible, produciéndose CO. Este problema se puede producir en los quemadores que permiten variar el consumo de combustible manteniendo fijo el suministro de aire. Al operar cerca del máximo, funciona eficientemente, pero al disminuir la entrada de combustible aumenta el exceso de aire (15).



• Fig.2.8: Temperatura vs. Exceso de aire (15).

Por ejemplo, para un 100% de exceso de aire se tiene una temperatura máxima de 1200°C (punto A del gráfico de la Fig. 2.8)

- **Evitar el Enfriamiento de Llama por Contacto con Superficies Frías:** Cuando no existe espacio suficiente para la llama y ésta toca alguna superficie fría, (pared del hogar), se produce un enfriamiento localizado que detendría parcialmente el proceso de combustión en esa zona, lo que da origen a la formación de CO, e incluso hollín (C). Si los productos de la combustión parcial no vuelven a entrar a alguna zona de alta temperatura, éstos saldrán por los humos (15).

2.8 QUEMADORES

El quemador es un dispositivo que permite realizar la reacción de combustión de manera controlada y regulable, asegurando un aporte adecuado de aire y combustible, de forma tal que se pueda generar la potencia calorífica especificada (13).

2.8.1 CARACTERÍSTICAS:

Potencia Térmica: Es la cantidad de calor en Kcal/h o Btu/h que puede proporcionar un quemador. Su valor es función del poder calorífico del gas (13).

Velocidad de Propagación: Un buen diseño del quemador debe prever que la velocidad de salidas del gas del quemador no sea significativamente mayor o menor a la velocidad de propagación del gas, tal que no se genere desprendimiento o retroceso de la llama (13).

2.8.2 CLASIFICACIÓN

En general los quemadores pueden ser clasificados de acuerdo a la forma de cómo se alimenta de aire y se divide en dos categorías:

Alimentación Separada de Aire / Gas: en este tipo de quemador los dos fluidos llegan de forma separada y la mezcla se realiza en la cámara de combustión (13).

Mezcla Previa: En este tipo de quemador los dos fluidos se mezclan parcial o totalmente antes de llegar a la cámara de combustión (13).

Criterios de Selección:

A continuación se muestra una tabla (ver Tabla 4) con algunos tipos de quemadores y aplicaciones específica.

Tabla 4: Algunas generalidades de los quemadores, como sus características, etc (13).

TIPO DE QUEMADOR	CARACTERÍSTICA	POTENCIAS TÍPICAS	APLICACIONES ESPECÍFICAS
De inducción (gas inductor)	Quemadores pequeños, presión normal 100 mm C.A. para grandes potencias necesitan gas a presión superior y ocupan demasiado espacio. Necesitan aire secundario. No apropiados para hornos o recintos cerrados.	Hasta 250 termias / horas.	Usos domésticos y comerciales. Tubos y paneles radiantes de baja temperatura. Para hornos que necesitan gas a presión mas elevada y doble inducción de aire. Quemadores de tubo sumergido.
De aire inductor	Fácil y amplia regulación de la potencia manteniendo la relación de aire – gas. Variación de caudal de 1:5. Mezcla de aire – gas independiente de la contra – presión. Mayor proporción de aire en la mezcla y menor proporción de aire secundario..	Hasta 500 termias.	Antorchas, sopletes, hornos que necesiten una regulación rápida de la potencia manteniendo constante la relación de aire – gas.
Con maquina mezcladora	Mezcla de aire – gas rigurosamente constante en	Hasta 4000 termias / hora.	Quemadores intensivos,

(aspirando el gas y el aire a presión atmosférica)	cualquier proporción. Variación de caudal de 1:20. Mezcla a alta presión. Apropiado para recintos cerrados y a presión.		quemadores jet, quemadores radiantes. Aplicables en hornos de vidrio y combustión sumergida.
De llamas libres (alimentados en premezcla)	Llamas pegadas a los orificios de salida sin piezas refractaria estabilizadora. Alimentación por cualquiera de los sistemas anteriores de mezcla.	Hasta 4000 termias / hora.	Quemadores antorcha, quemadores de rampa, quemadores de corona, quemadores de pipa. Aplicable en calderas de calefacción y de agua caliente.
De premezcla con cono refractario	Cono de combustión estabilizador de llama. Alimentación por cualquiera de los sistemas.	Hasta 4000 Termias / hora.	Hornos industriales.
Monoblock	De llama de difusión en régimen turbulento, derrame convergente de aire – gas, derrame giratorio y derrame paralelo. Alimentación separada de aire y gas a presiones bajas. Admite grandes excesos de aire, hasta 10 veces el teórico y grandes variaciones de caudal.	Hasta 10000 Termias / hora.	Indicado para producir llamas cortas o largas, según sea el tipo de derrame.
Mixto	Caracterizado por formar un bloque compacto, conteniendo el ventilador de aire y los dispositivos de encendido, detección de la llama y regulación automática. Caracterizado por funcionar simultáneamente o alternadamente con gas y combustible líquido. Admite altas variaciones de relación aire – gas y potencia.	Hasta 25000 Termias / hora.	Hornos industriales, especialmente hornos martin, hornos de cemento, hornos de vidrio, hornos metalúrgicos y calderas de vapor en centrales térmicas.

CONTINUACIÓN: Tabla 4: Algunas generalidades de los quemadores, como sus características, etc (13).

Nota: 1 termia equivale a 1000 Kcal.

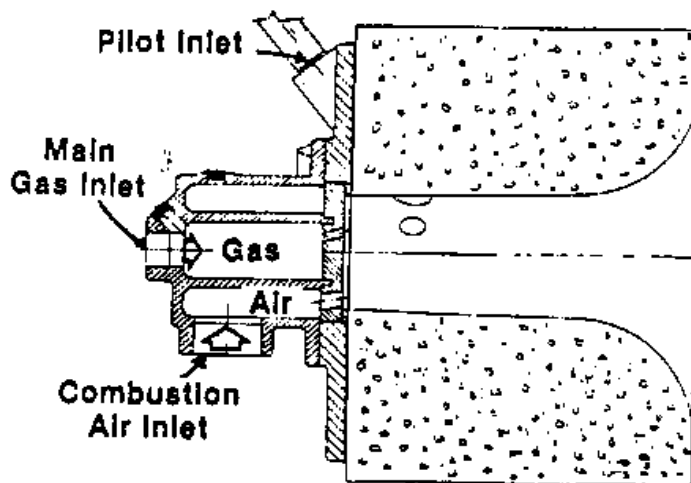
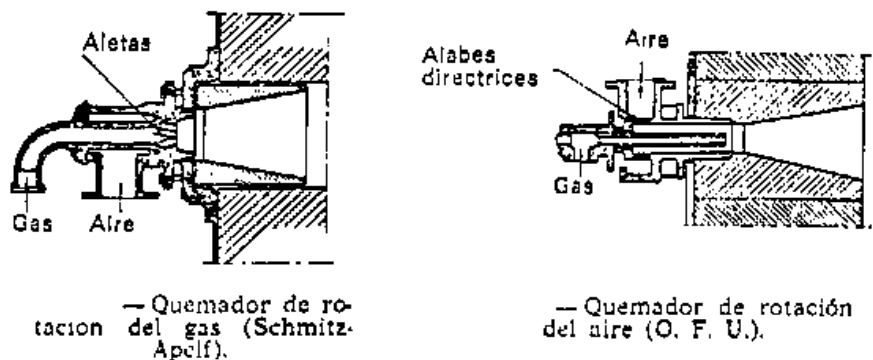
2.8.3 ELEMENTOS AUXILIARES DE LOS QUEMADORES

Sistema de Protección para Retornos de Llama: su finalidad es evitar que la llama llegue hasta el tubo que lleva el gas hasta el quemador, se pueden llamar arresta – llama o válvulas térmicas que se activan cuando hay un aumento importante de temperatura (13).

Encendido Automático: es la llama piloto que se enciende por una chispa eléctrica, o por un cristal piezoeléctrico (13).

Detección de la llama: es un elemento vital para la seguridad del equipo térmico ya que garantiza que existe un frente de llama presente en el hogar del equipo y el combustible no está ingresando al mismo sin la presencia de la llama, evitando así la formación de una mezcla explosiva en el interior del equipo. Estos pueden ser celdas fotoeléctricas, electrodos de ionización, pares termoeléctricos, dispositivos de dilatación (13).

Regulación automática: esta tiene como finalidad regular al quemador en marcha en lo que se refiere al suministro de potencia térmica y calidad de combustión, es decir la relación aire / gas (13).



QUEMADOR DE LLAMA PLANA

Fig. 2.9: Algunos tipos de quemadores (13).

2.9 TERMOCUPLAS ESTÁNDAR:

Este instrumento de medición se utiliza para medir temperatura a través de la fuerza electromotriz (fem) creada por una diferencia de temperatura que experimenta el instrumento.

Hay siete tipos de termocuplas que tienen designaciones con letras elaborados por el Instrument Society of American (ISA). El U.S. National Bureau of Standard (N.B:S), por su parte, ha preparado tablas de correlación de temperatura – fem para estas termocuplas, las que han sido publicadas por el American National Standard Institute (ANSI) y el American Society for Testing and Materials (ASTM) (16).

2.9.1 TIPOS DE TERMOCUPLAS

Tipo B (Pt Rh 30% – Pt Rh 6%): Resultan satisfactorias para uso continuo en atmósferas oxidantes o inertes a temperatura hasta 1700° C. Su desventaja esta al trabajar en atmósferas reductoras (hidrógeno o monóxido de carbono) y cuando se encuentran presentes vapores metálicos (plomo o zinc) y no metálicos (arsénico , fósforo o azufre) (16).

Tipo R (Pt Rh 13% – Pt): Pueden ser utilizadas en forma continua en atmósferas oxidantes o inertes hasta 1400° C. No son estables como las tipo B en el vacío. Su ventaja con respecto a la tipo B es su mayor salida de fem. no deben usarse en atmósferas reductoras, ni tampoco en donde existan vapores metálicos a menos que se protejan con tubos no metálicos, además nunca deben insertarse directamente en un tubo metálico (16).

Tipo S (Pt Rh 10% – Pt): Las termocuplas tipo S, al igual que las tipo R pueden ser utilizadas en forma continua en atmósferas oxidantes o inertes hasta 1480° C. Tienen las mismas limitaciones que las termocuplas tipo B y Tipo R (16).

Tipo J (Fe – Cu Ni): Resultan útiles para uso continuo en atmósferas oxidantes , reductora e inertes y en vacío hasta 760° C. Su ventaja principal es su bajo costo. Sus limitaciones son: que no pueden ser utilizadas en atmósferas sulfurosas por encima de 540° C, por su fragilidad no se recomiendan utilizar a temperaturas inferiores a 0° C y tampoco deben someterse a ciclos de temperaturas superiores a 740° C ni por cortos tiempos (16).

Tipo K (Ni Cr – Ni): Pueden utilizarse de manera continua en atmósferas oxidantes e inertes hasta 1260°C y constituyen el tipo más satisfactorio de termocuplas para uso en atmósferas reductoras o sulfurosas o en vacío (16).

Tipo T (Cu – Cu Ni): es satisfactoria para uso continuo en vacío y en atmósferas oxidantes, reductoras e inertes. Sólo puede utilizarse hasta temperaturas de 370° C (16).

Tipo E (Ni Cu – Cu Ni): Es la que posee mayor fem. de salida que todas las termocuplas estándar, su intervalo de trabajo esta recomendado entre 200 y 980° C. Estas temocuplas

trabajan satisfactoriamente en atmósferas oxidantes e inertes. Son ideales para trabajar en ambientes húmedos debido a su buena resistencia a la corrosión (16).

Tabla 5: Tipos de termocuplas (16).

Tipo	Denominación	Composición y símbolo	Rango de temperaturas	Diámetro del alambre apropiado	F.e.m. en mV
B	Platino – Rodio 30% vs. Platino – Rodio 6%	Pt Rh 30% - Pt Rh 6%	0....1500	0,35 y 0,5 mm	0....10,094
R	Platino – Rodio 13% vs. Platino	Pt Rh 13% - Pt	0....1400	0,35 y 0,5 mm	0....16,035
S	Platino – Rodio 10% vs. Platino	Pt Rh 10% - Pt	0....1300	0,35 y 0,5 mm	0....13,155
J	Hierro vs. constantán	Fe – Cu Ni	-200....700 -200....600	3 mm 1 mm	- 7,89....39,130 - 7,89....33,096
K	Níquel – cromo vs. Níquel (chromel vs. Alumel)	Cu Ni - Ni	0....1000 0....900	3 ó 2 mm 1,38 mm	0....41,269 0....37,325
T	Cobre vs. Constantán	Cu - Cu Ni	-200....700	0,5 mm	-5,60....14,86
E	Níquel – cromo vs. Constantán	Ni Cu - Cu Ni	-200....600	3 mm	-9,83....53,11 8,83....45,08

2.10 MATERIALES REFRACTARIOS

Los refractarios son materiales que resisten alta temperaturas y que además están compuestos de muchos óxidos cerámicos. Estos materiales se emplean en la construcción de hornos que alcanzan altas temperaturas. Estos refractarios a parte de aguantar a las altas temperaturas, también deben poseer otras propiedades, como resistencia a la abrasión, presión, ataque químicos y a cambios bruscos de temperatura.

2.10.1 CLASIFICACION DE LOS MATERIALES REFRACTARIOS

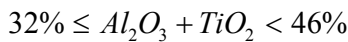
La clasificación puede estar relacionada:

- Con la clasificación de las escorias en términos de su basicidad y acidez (los materiales con alto índice de SiO_2 se consideran ácidos, los altos en CaO y MgO son básicos y los otros como Al_2O_3 , Cr_2O_3 , C, o SiC son neutros) .
- Con la composición química, la cual es mas conveniente. Es generalmente la siguiente :

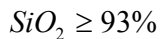
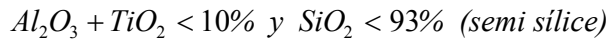
1.Refractarios altos en alúmina



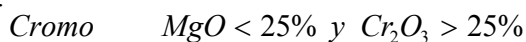
2. Refractarios arcillosos.



3.Refractarios altos en sílice.



4.Refractarios básicos



Forsterita

Dolomita

5.Refractarios aislantes.

6.Refractarios especiales: (Carbón, grafito, circón, circonia, carburo de silicio..) (17).

2.10.2 TIPOS DE MATERIALES REFRACTARIOS

Estos se pueden agrupar en 4 grupos principales.

Ladrillos: son formados y generalmente quemados (hay algunos tipos químicamente aglutinados).

Morteros: son materiales de granulometría muy fina usados para asentar ladrillos. Hay morteros de fraguado en frío, que asientan al secar y morteros de fragua en caliente, o cerámica, que solo pegan cuando la mampostería haya alcanzado altas temperaturas.

Moldeables: también llamados concretos refractarios o castables, son mezclas de agregados refractarios de distintas composiciones, de acuerdo a los tipos de agregados y cementos. Las mezclas de proyección son un tipo de moldeable.

Plásticos y Apisonables: estos tienen una composición parecida a la del respectivo ladrillo en verde, pero deben ser apisonados en sitio a la forma que se desee. Los apisonables pueden ser secos o de menor humedad que los plásticos. Tanto los plásticos como los apisonables pueden ser de fragua en frío o en caliente (1,18).

2.10.3 PRINCIPALES PROPIEDADES DE LOS REFRACTARIOS

Todos los productos refractarios deben traer dentro de sus datos técnicos las propiedades que determinen bien la utilidad del producto, estas propiedades son ensayadas bajo una serie de normas internacionales, como lo son: la ASTM, DIN, ISO y COVENIN. Las propiedades son las siguientes :

Peso Volumétrico: que es la relación entre peso y el volumen. Se expresa en Kg/dm^3 .

Porosidad aparente del refractario: se expresa en %, esta propiedad muestra la capacidad de resistir la penetración de escorias y fundentes, su permeabilidad a los gases y su conductividad térmica.

La Resistencia a la Compresión en Frío: indica la resistencia mecánica del material en frío y a bajas temperaturas. No es indicativa de la resistencia mecánica a temperaturas de operación. Se debe agregar que buena resistencia a la compresión usualmente también significa buena resistencia al impacto y a la abrasión.

Modulo de Rotura: mide la resistencia del material a la flexión. Se puede probar en frío o en caliente. Los materiales refractarios por lo general trabajan mejor a compresión que en flexión.

Ensayo de Recalentamiento: se utiliza para conocer la estabilidad del refractario cuando se somete a elevadas temperaturas durante un tiempo determinado, midiendo el cambio lineal permanente que ocurre después de haber sometido el refractario al ensayo. En este se calienta gradualmente la pieza hasta una temperatura determinada, se mantiene por 5 horas a dicha temperatura, se enfría y luego se mide. Nótese que esto es distinto a la expansión térmica reversible que sufre un material al calentar.

Ensayo de Aplastamiento: mide la capacidad de un refractario a soportar cargas a altas temperaturas, y se expresa como la variación porcentual del tamaño de las piezas antes y después del ensayo.

Composición Química: indica los componentes principales y accesorios. Algunas aplicaciones requieren particular vigilancia de los óxidos accesorios; por ejemplo, en atmósferas reductoras hay que vigilar el contenido de hierro.

Cono Pirométrico Equivalente: es una medida de la refractariedad de los materiales sílico-aluminosos. Para determinar el cono de una arcilla se moldean los conos con ella. Colocamos luego los conitos en una placa, alternados con conos estándar de una refractariedad conocida. Luego se coloca la placa en el horno de prueba y se vigila para ver juntos con cuál de los conos estándar caen los conos de prueba. Nótese que no se trata de un punto de fusión, sino más bien de ablandamiento ante el calor (1,18).

2.11 TEMPERATURA DEL GAS DE COMBUSTION

2.11.1 TEMPERATURA DE LLAMA:

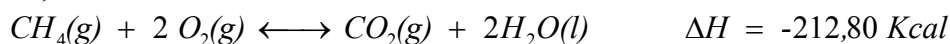
Cuando ocurre una reacción química, esta puede generar o absorber (exotérmica y endotérmica respectivamente) calor, esto suponiendo que ocurre a temperatura constante. Esta magnitud se toma como calor de reacción. Es posible, sin embargo, suponer que la reacción tiene lugar en condiciones adiabáticas, de manera que no entre ni salga calor del

sistema. Para un proceso a presión constante como se postula generalmente, esto significa que el ΔH será cero. Cuando en una reacción adiabática varía la temperatura del sistema, de manera que los productos del sistema estarán a una temperatura diferente a los de las sustancias reaccionantes. Si el ΔH es positivo a temperatura constante, quiere decir que hay absorción de calor, ósea que la temperatura del sistema adiabático disminuirá pero si es negativo el ΔH , entonces existe desprendimiento de calor y la temperatura del sistema aumentará. Conociendo los calores de reacción y la variación de las capacidades caloríficas a presión constante con la temperatura de las sustancias reaccionantes y de productos resultantes será posible calcular la temperatura final del sistema. Esta temperatura es de especial interés en relación con la combustión de hidrocarburos gaseosos en oxígeno o aire. En tales casos la temperatura máxima de llama será menor que la temperatura real, debido a diversos factores perturbadores.

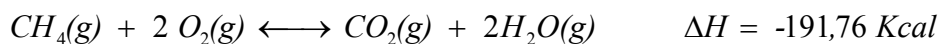
Para calcular la temperatura máxima que se puede alcanzar en una reacción dada, se pueden utilizar varios procedimientos diferentes, todos ellos basados en los mismos principios fundamentales. Lo más sencillo es imaginar que la reacción tiene lugar a la temperatura ordinaria (25°C), suponiendo que esta es la temperatura inicial de las sustancias reaccionantes, y entonces hallar a qué temperatura se pueden llevar los productos mediante el calor desarrollado en la reacción.

Ejemplo: El calor de combustión del metano es -212.80 Kcal a 25°C ; la diferencia en contenidos caloríficos del agua líquida y del vapor a 1 atm de presión a 25°C es de 10.52 Kcal . Utilizando los datos ofrecidos calcular la temperatura máxima de la llama cuando se quema metano en la cantidad teórica de aire (1°_2 por 4N_2) a 25°C y Presión constante, suponiendo que la combustión es completa.

Como el agua se encuentra finalmente en estado de vapor, debido a la elevada temperatura, se requiere el valor de ΔH a temperatura ordinaria con vapor de agua como producto final; así,



entonces



Se puede suponer ahora que esta cantidad de calor se utiliza para elevar la temperatura de los productos resultantes, que consisten en 1 mol de CO_2 , con 2 moles de agua y 8 moles de N_2 , los cuales están asociados al aire con los 2 moles de O_2 utilizados para la combustión de 1 mol de CH_4 . Si T_2 es la temperatura máxima alcanzada en la combustión, entonces el calor necesario para elevar la temperatura de los productos desde 25°C , esto es 298°K , hasta T_2 deberá ser igual en magnitud al calor de reacción, pero de signo opuesto. La suma del ΔH para el incremento de la temperatura y el ΔH para la reacción deberá ser cero, así que el ΔH para el proceso (adiabático) completo será cero, como se indicó antes. Si $\sum(nC_p)_f$ es la capacidad calorífica total de los productos resultantes, entonces el calor necesario para elevar la temperatura desde 298°K hasta T_2 , estos es, ΔH (calentamiento), vendrá dado por (19):

$$\Delta H (\text{calentamiento}) = -\Delta H_{298}(\text{reacción}) = \int_{298}^T \sum (nC_p)_F dT \quad (\text{Ec.1})$$

en el caso actual,

$$\sum (nC_p)_F = C_p(\text{CO}_2) + 2 \times C_p(\text{H}_2\text{O}, g) + 8 \times C_p(\text{N}_2) \quad (\text{Ec.2})$$

y se tiene :

$$C_p(\text{CO}_2) = 22,26 + 5,981 \times 10^{-2} T - 3,501 \times 10^{-5} T^2 + 7,469 \times 10^{-9} T^3$$

$$C_p(\text{H}_2\text{O}, g) = 32,24 + 0,1923 \times 10^{-2} T + 1,055 \times 10^{-5} T^2 - 3,595 \times 10^{-9} T^3$$

$$C_p(\text{N}_2) = 28,90 - 0,1571 \times 10^{-2} T + 0,8081 \times 10^{-5} T^2 - 2,873 \times 10^{-9} T^3$$

$$C_p(\text{O}_2) = 25,48 + 1,520 \times 10^{-2} T - 0,7155 \times 10^{-5} T^2 + 1,312 \times 10^{-9} T^3$$

$$C_p \left(\frac{J}{\text{mol} \cdot ^\circ K} \right)$$

Así que :

$$\sum (nC_p)_F = 72,430 + 26,15 \times 10^{-3} T - 3,517 \times 10^{-6} T^2$$

llevando este resultado a la ecuación (1), con $\Delta H (\text{calentamiento})$ igual a $\Delta H_{298} (\text{reacción})$, esto es, 191,76 Kcal, o 191760 cal, se deduce que :

$$191760 = \left[72,430T + \frac{26,15 \times 10^{-3} T^2}{2} - \frac{3,517 \times 10^{-6} T^3}{3} \right]_{298}^T$$

$$191760 = 72,430(T - 298) + \frac{26,15 \times 10^{-3} (T^2 - (298)^2)}{2} - \frac{3,517 \times 10^{-6} (T^3 - (298)^3)}{3}$$

resolviendo la ecuación, se puede hallar $T = 2250^\circ \text{K}$ ó 1980°C .

2.11.2-LAS TEMPERATURAS DE LLAMA CALCULADAS Y REALES:

Se han determinado en una serie de casos las temperaturas de llamas reales, encontrándose los valores 100° por debajo de los calculados.

Existen diversas razones para que los resultados obtenidos de la manera descrita sean mas elevados que las temperaturas de llama experimentales. En primer lugar, es poco probable que la reacción se pueda verificar bajo condiciones tales que el proceso sea adiabático no se ceda calor al medio ambiente. Además, es improbable que la cantidad teórica de aire sea suficiente para provocar la combustión completa del hidrocarburo. En la practica se necesita utilizar un exceso de aire, y como el calor de la reacción debe elevar la temperatura del oxígeno adicional, así como la de gran cantidad de nitrógeno que le acompaña, la temperatura alcanzada será menor que si la combustión se completase en la cantidad teórica de aire. Otra razón para que la temperatura de llama observadas sean inferiores a los valores calculados, es que cuando se alcanza una elevada temperatura los hidrocarburo que se queman tienden a disociarse, es muy apreciable la disociación de agua en hidrógeno y oxígeno, o en hidrógeno e hidroxilo, y especialmente del dióxido de

carbono en monóxido de carbono y oxígeno. Estas reacciones implican absorción de calor en cantidades considerables, que habrá que incluir en los cálculos (19).

2.12 ESTUDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HORNO

La transferencia de calor es el flujo de energía que ocurre de un lugar a otro debido a una diferencia de temperaturas.

Existen varios modos de transferencia de calor. Cuando existe un gradiente de temperaturas en un medio estacionario que puede ser un sólido o un fluido se utiliza el término de *conducción* para referirnos a la transferencia de calor que se producirá en el medio. En cambio, el término de *convección* se refiere a la transferencia de calor que ocurrirá entre una superficie y un fluido en movimiento cuando estén a diferentes temperaturas. El tercer modo de transferencia de calor se denomina *radiación térmica*. Todas las superficies finitas emiten energía en forma de ondas electromagnéticas. Por lo tanto, en ausencia de un medio, existe una transferencia de calor neta por radiación entre dos superficies a diferentes temperaturas (20).

2.12.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN

La conducción se considera como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a la interacción de las mismas. Este proceso de transferencia de calor se puede cuantificar por medio de ecuaciones o modelos apropiados. Estas ecuaciones o modelos sirven para la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo. Para la conducción de calor la ecuación o modelo se conoce como *ley de Fourier*. Para la pared plana unidimensional la ecuación se expresa como

$$Q = A \times K \frac{(T_2 - T_1)}{L} \quad (\text{Ec. 3})$$

donde:

Q = Calor transferido por unidad de tiempo (Btu/h o W).

A = Área de la sección transversal de la pared (m^2).

K = Conductividad térmica de la pared ($\text{W/m} \cdot ^\circ\text{K}$).

L = Espesor de la pared (m).

T_2 = Temperatura más elevada ($^\circ\text{K}$).

T_1 = Temperatura menos elevada ($^\circ\text{K}$).

La conductividad térmica K ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$) es una característica del material de la pared, y es una constante de proporcionalidad (20).

2.12.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

La transferencia de calor por convección se lleva a cabo cuando un cuerpo y un fluido a diferentes temperaturas están en contacto, entre ellos va a existir un gradiente térmico que

en conjunto con el movimiento del fluido producto de la diferencia de temperaturas o no, se realizara un intercambio de energía.

La transferencia de calor por convección se clasifica, de acuerdo a la naturaleza del flujo, en convección libre y convección forzada. Cuando el movimiento de mezclado tiene lugar exclusivamente como resultado de la diferencia de densidades causado por el gradiente de temperatura, se habla de convección libre. Cuando el movimiento de mezclado es inducido por algún agente externo, tal como vientos atmosféricos, ventilador en el proceso se conoce convección forzada.

Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma

$$Q = A \times h \times (T_{\infty} - T_s) \quad (\text{Ec. 4})$$

Esta expresión se conoce como *ley de enfriamiento de newton* y la constante de proporcionalidad h ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$) se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección. Éste depende de las condiciones de la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte (20).

Q = Calor transferido por unidad de tiempo (Btu/h o W).

A = Área de la sección transversal de la pared (m^2).

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$).

T_{∞} = Temperatura del fluido ($^\circ\text{K}$).

T_s = Temperatura de la superficie ($^\circ\text{K}$).

2.12.3 TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN TÉRMICA

La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita. La radiación también puede provenir de gases y líquidos. La radiación se puede atribuir a cambios en la configuración electrónica de los átomos o moléculas constitutivos. La energía del campo de radiación se transporta por ondas electromagnéticas. la radiación no necesita de un medio para transportarse.

La cantidad de energía que abandona una superficie en forma de calor radiante, depende de la temperatura absoluta y de la naturaleza de la superficie. la máxima energía radiante por unidad de tiempo que se puede emitir desde la superficie de un cuerpo viene dada por la ley de Stefan Boltzmann $Q = A \times \sigma \times T_s^4$ donde T_s es la temperatura absoluta ($^\circ\text{K}$) y σ es la constante de Stefan Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot ^\circ\text{K}^4$), A es el área de la superficie (m^2) y dicha superficie llamada *cuerpo negro* o radiador ideal.

Los cuerpos reales, no satisfacen las especificaciones de un cuerpo negro, pero emiten energía a una menor rapidez que un cuerpo negro. Si los cuerpos reales emiten una fracción constante de la energía que emite un cuerpo negro, a la misma temperatura, entonces, el flujo de calor viene dado por $Q = A \times \varepsilon \times \sigma \times T_s^4$ donde ε es una propiedad radiativa de la superficie denominada *emisividad* ε . Esta propiedad varía en un intervalo de $1 > \varepsilon > 0$ y es una medida de la eficiencia con que un cuerpo puede emitir energía como un cuerpo negro. La velocidad a la que la energía radiante es absorbida por la superficie depende de la propiedad radiativa denominada *absortividad* α y esta varía en $1 > \alpha > 0$, si se supone que

la superficie es tal que $\alpha = \varepsilon$ (*superficie gris*), la velocidad neta de transferencia de calor por radiación queda expresada

$$Q = A \times \varepsilon \times \sigma \times (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (\text{Ec. 5})$$

hay muchas aplicaciones para las que es conveniente expresar el intercambio de calor por radiación neto en la forma $Q = A \times h_r \times (T_s - T_{alr})$ y donde, el coeficiente de transferencia de calor por radiación es h_r , éste depende de la temperatura de la siguiente manera (20):

$$h_r \equiv \varepsilon \times \sigma \times (T_s + T_{alr})(T_s^2 + T_{alr}^2) \quad (\text{Ec. 6})$$

Los diseñadores de hornos de altas temperaturas suelen tomar en consideración la siguiente ecuación, para la transferencia de calor, que permite efectos de convección (21)

$$Q = A \times b \times \sigma \times (T_g^4 - T_s^4) \quad (\text{Ec. 7})$$

donde Q es la energía calorífica transferida por unidad de tiempo, b es un factor de emisividad con valores recomendados de 0.74 para el gas, 0.75 para el petróleo y de 0.81 para el carbón, σ es la constante de Stefan Boltzmann, A es el área efectiva que absorbe calor, T_g es la temperatura absoluta de salida del gas de combustión y T_s es la temperatura absoluta de la superficie de absorción (21).

2.12.4 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN DENTRO Y FUERA DEL HORNO

El estudio del coeficiente de convección en el horno va a venir dado por distintas correlaciones acordes a la geometría y semejanza con el diseño.

2.12.4.1 PARTE EXTERNA DEL HORNO

Debido a que el horno no va a estar sometido a corrientes de aire se puede decir que este no va a estar sometido a convección forzada, por lo que se estudiara por correlaciones de convección libre, tomando como modelo a una placa plana horizontal y vertical.

2.12.4.2 CORRELACIONES EMPÍRICAS PARA FLUJOS EXTERNOS DE CONVECCIÓN LIBRE

En esta sección resumiremos las correlaciones empíricas desarrolladas para geometrías comunes inmersas (flujo externo). Las correlaciones son adecuadas para la mayoría de los cálculos de ingeniería y por lo general son de la forma

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}.L}{K_f} = C.Ra_L^n \quad (\text{Ec. 8})$$

donde $\overline{Nu}_L$ es el *número de Nusselt*, este parámetro es igual al gradiente de temperaturas adimensional en la superficie y proporciona una medida de la transferencia por convección

que ocurre en la superficie. El *número de Rayleigh* Ra_L es simplemente el producto de los números de *Grashof* y *Prandtl*, este número Rayleigh se acostumbra a correlacionar con la ocurrencia de la transición de la capa límite de convección libre.

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (\text{Ec. 10})$$

todas las propiedades se evalúan a la temperatura de la película

$$T_f \equiv \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (\text{Ec.11})$$

el número de Grashof es la razón entre las fuerzas de empujes a las viscosas, éste juega el mismo papel en convección libre que el número de Reynolds en convección forzada, el número de Reynolds es una media de la razón de las fuerzas inerciales a las viscosas que actúan sobre un elemento de fluido. El Grashof se expresa de esta manera

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (\text{Ec. 12})$$

y el número de Prandtl es una razón de la difusividad del momento ν a la difusividad térmica α , éste se expresa

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{Ec. 13})$$

donde T_s y T_∞ (°K) es la temperatura de la superficie y del fluido respectivamente, g es la constante de la gravedad (9.8 m/s^2), β es el coeficiente de expansión térmica volumétrica ($^\circ\text{K}^{-1}$) evaluado a la temperatura de la película, α es la absorptividad en (m^2/s), ν es la viscosidad cinemática del fluido en (m^2/s) y L es la longitud característica en (m) (20).

2.12.4.2.1 PLACA VERTICAL

El coeficiente C y el exponente n de la ecuación $\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot L}{K_f} = C \cdot Ra_L^n$ dependen mucho del

Rayleigh, y para números de Rayleigh menores que 10^4 , el número de Nusselt se debe obtener directamente de la figura.

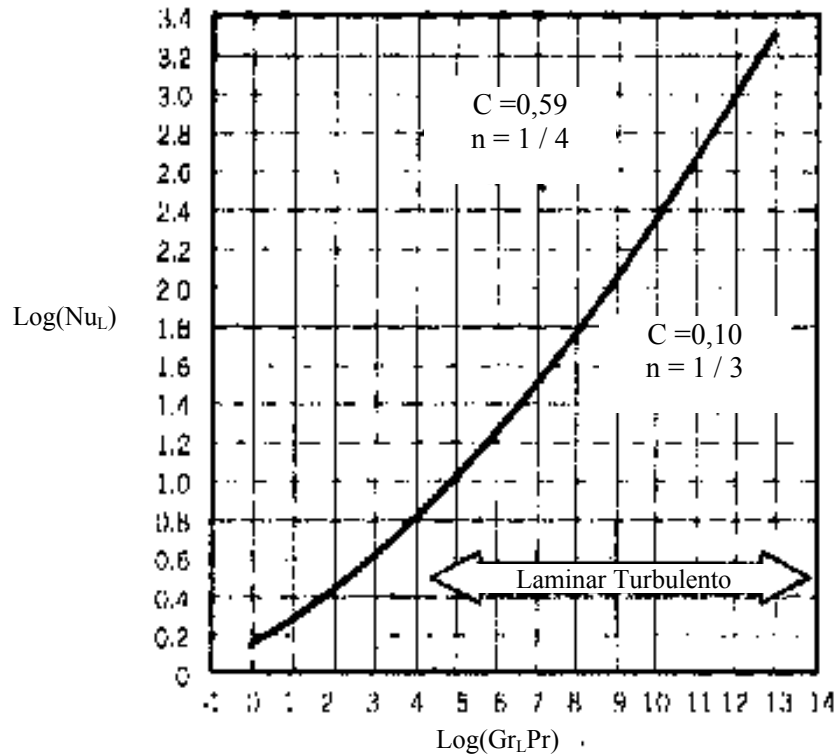


FIGURA
Número de Nusselt para
transferencia de calor por
convección libre desde una
placa vertical

Fig. 2.10: Para calcular el número de Nusselt para números de Rayleigh menores que 10^4 (20).

Churchill y Chu recomiendan una correlación que se puede aplicar sobre todo el intervalo de Ra_L y es de la forma

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\} \quad (\text{Ec. 14})$$

cuando el flujo es laminar se puede obtener una mejor aproximación con la siguiente correlación

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad Ra_L \leq 10^9 \quad (\text{Ec. 15})$$

es importante destacar los resultados anteriores se obtuvieron para una placa isotérmica (20).

2.12.4.2.2 PLACAS HORIZONTALES

Para placas horizontales la fuerza de empuje se alinea con la fuerza de gravedad, por eso se han determinado otras nuevas correlaciones que pueden ser muy útiles para estas posiciones, las correlaciones son las siguientes

Superficies Superior de Placa Caliente o Superficie Inferior de Placa Fría

$$\overline{Nu}_L = 0,54Ra_L^{1/4} \quad 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \quad (\text{Ec. 16})$$

$$\overline{Nu}_L = 0,15Ra_L^{1/3} \quad 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \quad (\text{Ec. 17})$$

Superficies Inferior de Placa Caliente o Superficie Superior de Placa Fría

$$\overline{Nu}_L = 0,27Ra_L^{1/4} \quad 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad (\text{Ec. 18})$$

Se debe utilizar una longitud características $L \equiv \frac{A_s}{P}$ (Ec. 19) donde A_s y P son el área de la superficie y el perímetro de la placa respectivamente (20).

2.12.5 CORRELACIONES EMPÍRICAS PARA RECINTOS

Esta sección estudia la transferencia de calor entre superficies que están a diferentes temperaturas y están separadas por un fluido encerrado.

2.12.5.1 CAVIDADES RECTANGULARES

La cavidad rectangular se ha estudiado de forma extensa, y se dispone de revisiones comprensivas de resultados experimentales y teóricos. Dos de la paredes opuestas se mantienen a diferente temperatura ($T_1 > T_2$) mientras que las paredes restantes se aíslan de los alrededores. El ángulo de inclinación τ entre las superficies caliente y fría y la horizontal puede variar de 0° (*cavidad horizontal con calentamiento inferior*) a 90° (*cavidad vertical con calentamiento lateral*) a 180° (*cavidad horizontal con calentamiento superior*). El flujo de calor a través de la cavidad, que se expresa como $Q = h(T_1 - T_2)$ puede depender mucho de la razón de orientación H/L , así como del valor de τ . Para valores grandes de la razón de orientación w/L , su dependencia de w/L y se puede ignorar para propósitos del texto.

La cavidad horizontal calentada desde abajo ($\tau = 0$) ha sido considerada por muchos investigadores. Para H/L , $w/L \gg 1$, números de Rayleigh menores que un valor crítico $Ra_{L,C} = 1708$, las fuerzas de empuje no pueden superar a la resistencia impuesta por las fuerzas viscosas y no hay advección dentro de la cavidad. De aquí, la transferencia de calor desde la superficie inferior a la superior ocurre exclusivamente por conducción. Como las condiciones corresponden a la conducción unidimensional a través de una capa fluida plana, el coeficiente de convección es $h = k/L$ y $Nu_L = 1$. sin embargo debido a

$$Ra_L \equiv \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} > 1708$$

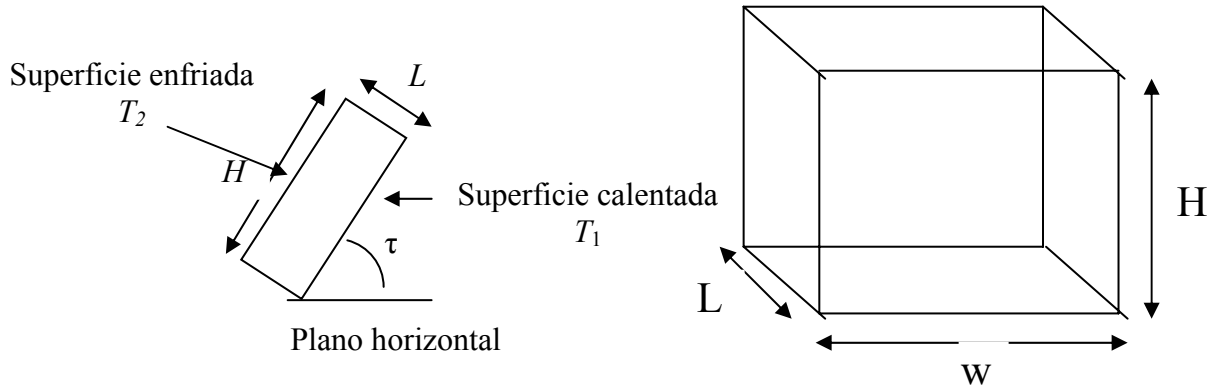


Fig. 2.11: Recintos Rectangulares (20).

Las condiciones son térmicamente inestables y hay advección dentro de la cavidad. Para intervalos de números Rayleigh de $1708 < Ra_L \leq 5 \times 10^4$, el movimiento del fluido consiste en celdas giratorias regularmente espaciadas, mientras que para números Rayleigh mayores las celdas se rompen y el fluido es turbulento.

Como primera aproximación los coeficientes de convección para la cavidad horizontal calentada desde abajo se pueden obtener de la siguiente correlación propuesta por Globe y Dropkin.

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot k}{L} = 0,69 Ra_L^{1/3} \cdot Pr^{0.074} \quad 3 \times 10^5 < Ra_L < 7 \times 10^9 \quad (\text{Ec. 20})$$

donde todas las propiedades se evalúan a la temperatura promedio $\bar{T} \equiv (T_1 + T_2)/2$ (Ec. 21). La correlación se aplica para valores de L/H suficientemente pequeños para asegurar un efecto insignificante de las paredes laterales. Se han propuesto correlaciones más detalladas que se aplican a un amplio intervalo Ra_L . Para concluir la discusión de cavidades horizontales, se hace notar; para $\tau = 180$, la transferencia de calor de la superficie a la inferior es exclusivamente por conducción ($Nu_L = 1$), sin importar el valor de Ra_L . (20).

2.12.5.2 CONVECCION FORZADA EN EL FLUJO INTERNO

Para el estudio de la convección con estas condiciones, se hace necesario la utilización de una serie de correlaciones que depende mucho de la velocidad media del fluido, geometría del conducto, la temperatura y el tipo de fluido.

Velocidad Media: Debido a que la velocidad varía sobre la sección transversal y no existe un flujo bien definido se hace necesario trabajar con una velocidad media u_m cuando se trata de flujos internos. Esta velocidad se define de modo que, cuando se multiplica por la densidad del fluido ρ y por el área de la sección transversal del tubo A_C , proporciona el flujo de masa a través del tubo, de aquí que $\dot{m} = \rho \cdot u_m \cdot A_C$ (Ec. 22). para un fluido incompresible estable en un tubo de sección transversal uniforme, $\dot{m}$ y u_m son constantes independientes de x (20).

2.12.5.3 CORRELACIONES DE CONVECCION DUCTOS NO CIRCULARES

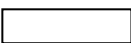
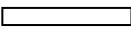
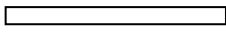
Muchas de la aplicaciones de ingeniería implican transporte por convección en tubos no circulares. Sin embargo, al menos en primera aproximación, muchos de los resultados del tubo circular se pueden aplicar mediante el diámetro efectivo como la longitud característica. A éste se le denomina diámetro hidráulico o equivalente y se define como:

$$D_h \equiv \frac{4A_C}{P} \text{ (Ec. 23) donde } A_C \text{ y } P \text{ son el flujo de área de la sección y el perímetro}$$

mojado, respectivamente. Con este diámetro se debe calcular los parámetros como Re_D y Nu_D . para flujo turbulento, que aún si ocurre $Re_D \geq 2300$. No obstante, en tubos no circulares el coeficiente de convección varia y se acerca a cero en las esquinas, de aquí que, al usar una correlación de tubo circular, se supone que el coeficiente de convección es promedio sobre el perímetro.

Para flujo laminar, el uso de correlaciones de tubo circular es menos preciso, en particular con secciones transversales caracterizadas por esquinas agudas. Para tales casos, el numero de Nusselt que corresponde a condiciones completamente desarrolladas se puede obtener del Tabla 6 (20).

Tabla 6: Correlaciones para tubos no circulares (20).

sección transversal	$\frac{b}{a}$	$Nu_D \equiv \frac{h \cdot D_h}{k}$		$f \cdot Re$
		$(Q_s''' \text{ uniforme})$	$(T_s \text{ uniforme})$	
	--	4,36	3,66	64
	1,0	3,61	2,98	57
	1,43	3,73	3,08	59
a  b	2,0	4,12	3,39	62
	3,0	4,79	3,96	69
	4,0	5,33	4,44	73
	8,0	6,49	5,60	82
	∞	8,23	7,54	96
	--	3,11	2,47	53

2.12.6 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION PARA DISTINTAS CONDICIONES EN EL HORNO.

2.12.6.1 CÁLCULO PARA LA PARTE EXTERNA DEL HORNO

Se supone convección libre y además se utilizarán las correlaciones de placas planas isotérmicas, que simularan las paredes externas del horno.

Se calcula el Rayleigh $Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$

Debemos tomar en cuenta las propiedades del aire a la temperatura media (T_m) entre el fluido y la placa (20).

2.13 MATERIALES REFRACTARIOS QUE PUEDEN SER UTILIZADOS COMO AISLANTES TÉRMICOS

Para el diseño del horno, se utilizara como material aislante fibra cerámica, los materiales adicionales que son nombrados, también se utilizan comúnmente pero si se van a utilizar se debe calcular nuevamente las pérdidas de calor.

2.13.1 FIBRA CERÁMICA

La fibra es un producto obtenido por una mezcla de alúmina y sílice (Al_2O_3 y SiO_2) de alta pureza que se funden en un horno eléctrico, y posteriormente fibrizadas por la aplicación una corriente de aire seco (22).

Manta cerámica: las mantas cerámicas son productos para ser empleados en recubrimientos individuales o multicapas. Presentamos las siguientes (22):

Manta Cerámica Kaowool 2300.

Temperatura máxima de uso : 1260°C.

Este producto se fabrica en tres densidades diferentes: 4, 6 y 8 lbs/pies³ (64, 96 128 Kg/m³). Las fibras elementales se entrelazan entre si por un proceso especial en la línea de fabricación, lo cual le confiere al producto una alta resistencia mecánica. El uso de este producto es variado dentro de la aplicación de aislamiento de alta temperatura, siendo la aplicación más importante el revestimiento de hornos de proceso, calentadores, generadores de vapor, calderas, hornos de tratamiento térmico, etc, por el llamado sistema de multiplacas. La manta Kaowool 2300 se utiliza para la fabricación de módulos cementados y anclados (22).

Manta Cerámica de Alta Temperatura Kaowool 2600.

Temperatura máxima de uso 1427°C.

Este producto se fabrica solo en cantidades de 6 y 8 lbs/pies³. Su composición química de alta pureza la hace resistente a temperaturas de hasta 1427°C con un mínimo encogimiento (22).

Tabla 7: Ladrillos refractarios Silico-Aluminosos (23).

	DURO D-V	VARNON V
CLASIFICACIÓN	Ladrillo antiácido según ASTM C – 279. Refractario resistente a la abrasión.	Refractario Silico aluminoso para servicio extrafuerte.
Cono Pirométrico Equivalente (P:C:E)	28 a 29	33 a 34
Peso Volumétrico Kg./ dm ³	2,15 a 2,25	2,15 a 2,30
Porosidad aparente %	7 a 11	16 a 20
Resistencia a la compresión Kg./ cm ²	600 a 1000	300 a 500
Modulo de rotura Kg./ cm ²	110 a 160	70 a 120
Ensayo de carga, 25 psi, 90' aplastamiento a ()°C		2,0 a 3,0 (1450°)
Ensayo de recalentamiento, 5h Cambio lineal a ()°C		- 0,5 a – 1,0 (1600°)
Resistencia al choque térmico. Perdida en panel spalling test (ASTM) 1650°C		2 a 5
Sílice (SiO₂)	64,7 %	51,6 %
Alúmina (Al₂O₃)	30,4	43,7
Titania (TiO₂)	1,1	1,6
Oxido de Hierro (Fe₂O₃)	1,5	1,9
Cal (CaO)	0,3	0,2
Magnesia (MgO)	0,3	0,1
Álcalis (Na₂O + K₂O)	1,7	0,3

Tabla 8: Morteros (23).

	HARWACO BOND
Cono Pirométrico Equivalente (P:C:E)	32
Modulo de rotura Kg./ cm ² (Bonding strenght ASTM: C – 198)	50 a 80
Ensayo de refractariedad (ASTM: C – 199)	No se funde ni se sale de las juntas a 1600°C
Cantidad requerida para 1000 ladrillos standard de 9”, Kgs.	150 a 200
Sílice (SiO₂)	51,2 %
Alúmina (Al₂O₃)	42,5
Titania (TiO₂)	1,7
Oxido de Hierro (Fe₂O₃)	1,0
Cal (CaO)	0,2
Magnesia (MgO)	0,1
Alcalis (Na₂O + K₂O)	3,3
DESCRIPCIÓN	Mortero refractario de fraguado al aire, presentado en forma húmeda, Harwaco Bond Wet, o seca, Harwaco Bond Dry.
USOS:	Para colocación de refractarios de arcilla, aislantes y algunos de alta alúmina.
VENTAJAS:	Alta refractariedad con buena trabajabilidad.
EMBALAJE:	Tambores de 100 o 40 Kgs. Neto sacos de 50 Kgs., neto (seco)

2.13.2 ALGUNAS RECOMENDACIONES PARA LA SELECCIÓN Y COLOCACIÓN DE LOS MATERIALES REFRACTARIOS Y AISLANTES

Lo que se requiere de los materiales refractarios y aislantes es que protejan y aíslen la estructura de los hornos u otros equipos sometidos a altas temperaturas.

Para la selección de dichos materiales podemos basarnos en algunos factores como:

- Conductividad térmica.
- Propiedades mecánicas.
- Temperatura máxima de trabajo.
- Resistencia a la corrosión.
- Costos.
- Otros factores de menor importancia que también pueden ser tomados en cuenta son: la forma de colocación del refractario y de aplicación.

Para diseñar un revestimientos con refractarios se deben considerar algunos puntos, como son:

- a) Estudiar el refractario y el espesor a utilizar, a fin de reducir las pérdidas al máximo.
- b) Estudiar el efecto que hace los productos de combustión en el refractario.
- c) Relación de costos con otros refractarios.
- d) Tiempo de instalación.
- e) Facilidad de reemplazo y mantenimiento(1).

2.13.3 MONTAJE DE LOS POSIBLES MATERIALES REFRACTARIOS Y AISLANTES A UTILIZAR

En caso de utilizar ladrillos refractarios como revestimiento se darán algunas indicaciones de cómo debe hacerse el montaje, pero para este diseño se recomienda usar como revestimiento único a la fibra cerámica, debido a que ofrece ventajas como:

- Más ligero.
- Menos pérdidas de energía.
- Buenas propiedades mecánicas.
- Fácil instalación.
- Bajo mantenimiento.

Montaje de Ladrillos Refractarios

Los revestimientos con ladrillos refractarios, generalmente se realizan de tal forma que las juntas de mortero refractario, entre cada hilado no coincidan, debiendo hacer un traslape de $\frac{1}{2}$ o $\frac{1}{3}$ de piezas.

Los ladrillos refractarios deben estar libre de: grietas, esquinas y aristas rotas, inclusiones de materiales extraños, orificios y deformaciones.

En algunos casos en que no se deban tener diferencias dimensionales entre los ladrillos refractarios, deberán ser justificadas las tolerancias en medidas (1,18).

Montaje de Concretos Refractarios

El tiempo de almacenamiento de los cementos refractarios no debe exceder de los 6 meses después de haber sido fabricados. En caso de pasar la fecha estimada por el fabricante, se le deben realizar los ensayos respectivos y exigir los certificados de calidad.

Anclajes: la distancia y el arreglo de anclas debe verificarse que estén de centro a centro entre 12" para paredes y 10" para techos suspendidos.

Instalación: los concretos refractarios son generalmente instalados por paneles de 1000x1000 mm, en forma alterna, con el objeto de formar juntas de dilatación entre estos. La cantidad de agua utilizada en la mezcla será especificada por el fabricante del material. El fabricante proporcionará todos los datos técnicos de la utilización del producto. El fraguado será al aire o altas temperaturas dependiendo de el tipo de concreto refractario utilizado (1,18).

Montaje de Fibra Aislante

Ya que este material es liviano y posee una baja conductividad térmica, se convierte en un aislante de fácil instalación e ideal para un máximo ahorro energético, además es de bajo mantenimiento.

Instalación: estas mantas son clavadas por capas en el montaje metálico, hasta obtener el espesor deseado. Los anclajes se unen por soldadura a la chapa antes de clavar las mantas (1,18).

2.14 CALOR SENSIBLE SACADO DEL HORNO POR LOS PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN

En los hornos de combustión, existen pérdidas de calor por los productos de combustión, estas pérdidas se indican en la Fig. 2.12 por la flecha.

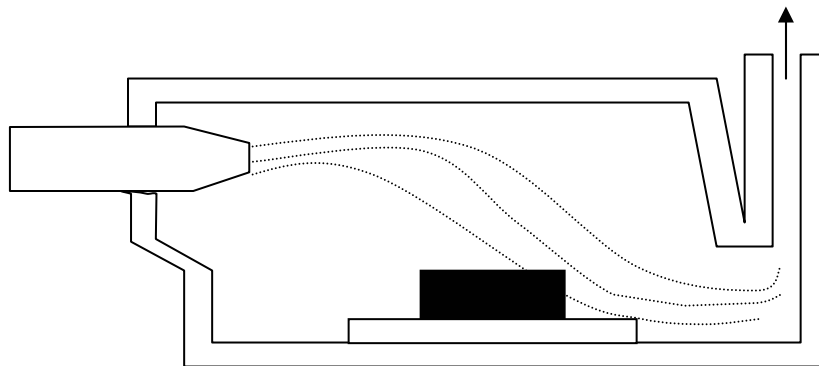


Fig. 2.12: flujo calorífico en un horno (2).

Estas pérdidas se producen por la energía calorífica que los productos de combustión sacan del horno, ya sea en forma potencial, como combustible sin quemar, o en forma cinética, como calor sensible. Al calor sensible puede añadirse el calor latente del vapor de agua.

La composición química del combustible tiene influencias sobre la pérdida del calor (pérdidas en la chimenea) que estamos examinando. En los hornos de baja temperatura de alrededor de $538\text{ }^{\circ}\text{C}$, las pérdidas de humos (calor extraídos por los productos de combustión) son poco afectadas por la naturaleza del combustible. A temperaturas mas elevadas, del orden de $1315\text{ }^{\circ}\text{C}$, la diferencia en la economía del combustible es notoria. La diferencia se producen por la variación de las temperaturas de llama que pueden alcanzarse en los diferentes combustible. Una medida de la temperatura máxima esta constituida por la temperatura de llama adiabática (ideal, teórica). Se define como la temperatura que alcanza quemando el combustible a presión constante con temperatura del aire ambiente y en un recipiente aislado térmicamente. En los hornos nunca se alcanzan las temperatura adiabáticas de llama, porque se radia calor mientras tiene lugar la combustión. Si se ha de calentar el un metal a la temperatura adiabática de la llama, el consumo de combustible seria infinitamente grande y el tiempo de calentamiento infinitamente largo.

El cálculo de las pérdidas de humos es uno de los principales problemas de la ingeniería de la combustión y su solución requiere de un arduo trabajo. Esta es sin duda una de las razones por las que se ha utilizado tanto el cálculo aproximado en el proyecto de hornos.

Sin embargo, es posible poner los resultados de estos cálculos en forma gráfica, de una vez para siempre, y emplear los gráficos después sin encontrar problema ni pérdidas de tiempo y con pocas posibilidades de errores. Con este fin se dibuja el calor latente de los gases de combustión en función de su temperatura, como aparece en la Fig. 2.13. La curva A en estos gráficos da el contenido de calor sensible (sobre los 15 °C) en los productos de combustión perfecta (sin exceso de aire) por una cantidad unitaria de combustible. No incluye el calor latente del vapor de agua. Por esta razón, la potencia calorífica que deberá usarse en los cálculos al emplear esta curva es el valor térmico inferior. Si se emplea en su lugar la potencia calorífica superior deberá añadirse la potencia calorífica del vapor de agua (que es la diferencia entre las dos potencias caloríficas superior y el inferior) al calor sensible que lee en la curva A.

La curva B no tiene por sí misma un significado físico directo pero es conveniente para el cálculo. Representa el calor en aquella cantidad de aire que se necesita para quemar una cantidad unitaria de combustible, en función de dicho aire. Si se ha realizado la combustión con exceso de aire o si se ha filtrado aire al horno después de la combustión, los gases de salida tienen un exceso de aire. Si la cantidad de exceso de aire es P %, el calor en los gases de combustión por cantidad unitaria de combustible y, para una temperatura determinada, se encuentran tomando la ordenada de la curva A para la temperatura en cuestión y añadiéndole P % a la ordenada de la curva B. Más adelante se indicará con un ejemplo de la utilización de la curva. Antes de estos ejemplos, deberán tenerse en cuenta otros aspectos sobre las curvas de contenido de calor. Una inspección de las curvas de diversos combustibles revela el hecho de que en algunos gráficos entra una tercera curva C. Esta última curva señala el calor sensible por cantidades unitarias de combustibles. Esta se utiliza para jugar con la economía del combustible, se encontraron gran utilidad de la curva C para aquellos combustibles que se calientan antes de la entrada al horno.

Las curvas de contenido de calor son estrictamente correctas solamente para aquellos combustibles cuya composición aparece en los gráficos. En la práctica, los combustibles tienen la misma denominación, pero se encuentran algunas diferencias en la composición. Por ejemplo, el gas natural varía según la localidad de origen del gas. Con muy pocas excepciones, las desviaciones son tan pequeñas que no presentan serios errores en la utilización de las curvas de contenido de calor.

2.15 CHIMENEAS

Son los conductos de salida que se utilizan en los hornos de calentamiento para evacuar los gases de combustión. Los hornos calentados por gas o aceite no necesitan chimeneas, sino solamente canales de humos cortos. Si no se desea de su presencia, se puede disponer una campana o un recogedor con una salida a través del techo. Las chimeneas son necesarias en los hornos con regenerador, cualquiera sea el combustible, y también en muchos hornos con recuperador (2).

2.15.1 ASPECTOS BASICOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LAS CHIMENEAS

2.15.1.1 TIRO EN CHIMENEAS

Tiro Natural: También llamado *Depresión Estática*, es la depresión que se origina en su base, producto de la diferencia de presiones creadas por los gases contenidos en ella y la columna de aire exterior de la misma altura, que la chimenea. La presión interior en su base, es:

$$P_i = \text{Peso humos} / \text{Sección Chimenea} = V_h \times \gamma_h / S_{ch}$$

$$V_h = \text{Volumen de humos en el interior de la chimenea.}$$

$$\gamma_h = \text{Peso específico de los humos.}$$

$$S_{ch} = \text{Sección de la chimenea.}$$

$$P_i = (H \times S_{ch}) \times \gamma_h / S_{ch} = H \times \gamma_h \quad \text{y } H = \text{altura de la chimenea}$$

La presión den el exterior de la base de la chimenea, debida a la columna de aire de la misma altura que la chimenea es:

$$P_E = \text{Peso del aire} / \text{Sección Chimenea} = V_a \times \gamma_a / S_{ch}$$

$$V_a = \text{Volumen de aire contenido en una columna de las mismas dimensiones que las interiores de la chimenea.}$$

$$\gamma_a = \text{Peso específico del aire a la temperatura ambiente.}$$

$$S_{ch} = \text{Sección de la chimenea.}$$

$$P_E = (H \times S_{ch}) \times \gamma_a / S_{ch} = H \times \gamma_a$$

El peso específico de los humos, al estar a una temperatura mayor que la del aire, siempre es menor que el peso específico del aire; por tanto: $P_E > P_i$.

Al ser la presión exterior mayor que la interior en la base de la chimenea, los humos experimentan un empuje que tiende a evacuarlos hacia el exterior; este empuje es el tiro natural creado por la chimenea (24).

$$T = P_E - P_i = H \times \gamma_a - H \times \gamma_h = H \times (\gamma_a - \gamma_h)$$

$$T = P_E - P_i = H \times (\gamma_a - \gamma_h)$$

Factores Que Influyen En El Tiro Natural

Analizando la expresión anterior se tiene que el tiro aumenta con:

- La altura de la chimenea.
- Con el peso específico del aire ambiente: el peso específico del aire es mayor cuanto mas baja sea su temperatura, el tiro será mayor cuanto menor sea la temperatura exterior.
- Con la disminución del peso específico de los humos: el tiro será mayor cuanto mas alta sea la temperatura de los humos.
- Otros factores que también influyen sobre el tiro de la chimenea, aunque menor, son la altura sobre el nivel del mar de la ubicación, la humedad relativa del aire, etc (24).

Tiro Artificial: Debido a que velocidad varia sobre la sección transversal y no existe un flujo bien definido se hace necesario trabajar con una velocidad media u_m cuando se trata de flujos internos. Esta velocidad se define de modo que, cuando se multiplica por la densidad del fluido ρ y por el área de la sección transversal del tubo A_C , proporciona el flujo de masa a través del tubo, de aquí que $\dot{m} = \rho u_m A_C$ para un fluido incompresible estable en un tubo de sección transversal uniforme, $\dot{m}$ y u_m son constantes independientes de x (24).

2.15.2 PERDIDA DE CARGA DE LOS HUMOS EN LAS CHIMENEAS

Los humos al desplazarse en el interior de las chimeneas sufren unas pérdidas de presión (pérdidas de carga) que son debidas al rozamiento con las paredes del conducto de humos y con los propios humos; este rozamiento es función de los siguientes factores:

- **Material y Forma del Conducto de Humos**
Cada material posee un coeficiente de fricción que provoca pérdidas de cargas mientras mayor sea este coeficiente.
Las secciones circulares ofrecen menos resistencia, debido a que, ofrecen un menor perímetro.
- **Velocidad De Los Humos**
Las pérdidas de carga varían del cuadrado de la velocidad de los humos por el interior de la chimeneas, siendo mayor el rozamiento cuanto mas alta sea la velocidad (24).

La velocidad de los humos, y por lo tanto la pérdida de carga depende de:

- o **Sección del Conducto de Humos:** para el mismo caudal de humos, cuanto menor sea la sección interior de los sistemas de evacuación, mayor será la velocidad que alcancen.
- o **Volumen de Humos:** para una sección determinada, cuanto mayor sea el volumen de humos, mayor será la velocidad de derrame de los mismos. A su vez el volumen de humos depende de:
 - **Potencia Instalada:** para producir una determinada potencia, es necesario una cantidad determinada de combustible; por lo que para producir una mayor potencia se obtienen una mayor cantidad de humos.
 - **Exceso de Aire de la Combustión:** el volumen aumenta con el exceso de aire en la combustión.
 - **Temperatura de Humos:** una misma masa de humos, a igual presión, ocupa un mayor volumen cuanto mas alta sea su temperatura, en la proporción:

$$V_h = V_{Nh} \cdot (t_h + 273) / 273 \quad (\text{Ec. 24})$$

$$V_h = \text{Volumen de humos.}$$

$$V_{Nh} = \text{Volumen de humos en condiciones normales (0°C y 1 atm).}$$

$$t_h = \text{Temperatura de humos (°C).}$$

La temperatura de los humos tiene un efecto favorecedor en el tiro. Pero al mismo tiempo al suponer un incremento del volumen de humos también influyen en el aumento de las pérdidas de cargas (24).

- **Accesorios del Sistema de Evacuación**

Los accesorios de estos sistemas (codos, té, etc.), presentan unas pérdidas de cargas, denominadas localizadas (24).

2.16 TRANSFERENCIA DE CALOR EN ESTADO TRANSITORIO

2.16.1 CONDUCCIÓN DE CALOR EN ESTADO TRANSITORIO

El estado transitorio, es el tiempo durante el cual la temperatura de un cuerpo varia; ya sea aumentando o disminuyendo, éste se conoce como periodo transitorio, es decir, aquel lapso que se necesita para alcanzar condiciones de un estado estacionario.

Si las condiciones de temperatura en una frontera se cambian, ocurrirá una situación de estado transitorio, cuando esto ocurre la temperatura se vuelve función del tiempo y de la posición.

Los problemas de estado transitorios que son mas sencillos de analizar son aquellos de resistencia interna despreciable. En estos problemas, la resistencia convectiva externa es muy grande en comparación con la resistencia interna del material (1).

Resistencia Interna: La resistencia interna de un material, es dificultad que opone el material al paso del flujo de calor, ésta se denota como L_c/Ak , donde L_c es la longitud característica del material, A es el área de la sección transversal al flujo de calor y k la conductividad térmica del material (1).

Resistencia Externa: La resistencia externa se expresa como $1/h$, y es la resistencia que ofrece un fluido a la transferencia de calor, donde h es el coeficiente de convección (1).

Número de Biot: Este numero representa a la razón que existe entre la resistencia interna de un material y la resistencia externa que ofrece el fluido que lo rodea $Bi = Lcxh/k$. Si el numero de Biot es muy pequeño, esto indica que la resistencia interna es menor en comparación con la resistencia externa (1).

Para poder aplicar el método de resistencia interna despreciable se debe cumplir que $Bi < 0,1$ en formas sencillas como placas, cilindros, etc (19).

La temperatura en función del tiempo para resistencia interna despreciable viene dada por la siguiente ecuación (20):

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_o - T_{\infty}} = e^{-\left(\frac{h \times A}{\rho \times C \times V}\right) \times t} \quad (\text{Ec. 25})$$

donde:

ρ = densidad del cuerpo.

T = es la temperatura del cuerpo en un tiempo t .

T_o = es la temperatura inicial del cuerpo.

T_{∞} = es la temperatura del fluido.

t = tiempo requerido para alcanzar la temperatura T .

C = calor específico del material.

h = coeficiente de convección del fluido.

2.16.2 CONDUCCIÓN DE CALOR EN ESTADO TRANSITORIO EN PAREDES PLANAS

Si se considera una pared plana de espesor $2L$, con una temperatura inicial T_o donde para un tiempo $t > 0$ la pared se pone en contacto con el fluido a una temperatura uniforme T_{∞} pero distinta a la del cuerpo, y con un coeficiente de transferencia de calor uniforme h , para ambas caras, podemos considerar los gráficos de Heisler para soluciones analíticas (1).

Estas gráficas se hacen de: $\frac{T(o,t) - T_{\infty}}{T_o - T_{\infty}}$ contra $\frac{\alpha \times t}{Lc^2}$ (Ec. 26)

existe una gráfica para cada número de Biot y estas se denotan con $1/Bi$, cada elemento representa a:

$T(o,t)$ = temperatura en el plano central en un tiempo t .

T_{∞} = temperatura del fluido alrededor (constante).

T_o = temperatura inicial de la pared (constante).

L_c = la mitad del espesor de la pared.

Bi = número de Biot.

Fo = número de Fourier.

2.16.3 CONDUCCIÓN DE CALOR EN ESTADO TRANSITORIO EN CILINDROS LARGOS DE RADIO (r_o)

Para determinar el tiempo en que un cilindro largo infinito de temperatura inicial T_o alcanza una temperatura T en su centro por estar expuesto a un fluido con una temperatura T_∞ , si su número de $Bi > 0,1$, se deben utilizar las gráficas de Heisler para encontrar soluciones analíticas (1).

La temperatura encontrada representa solo la de su eje central.

Estas graficas se representan igual que las anteriormente mencionadas, solo que ahora la longitud característica es $L_c = r_o$

$T(o,t)$ = temperatura en el eje central en un tiempo t .

$$Fo = \frac{\alpha \times t}{r_o^2} \text{ es el número de Fourier.} \quad (\text{Ec. 27})$$

Fig. N° 2.14: Temperatura en el Plano Central de una Placa de Gran Longitud y de Espesor L (2)

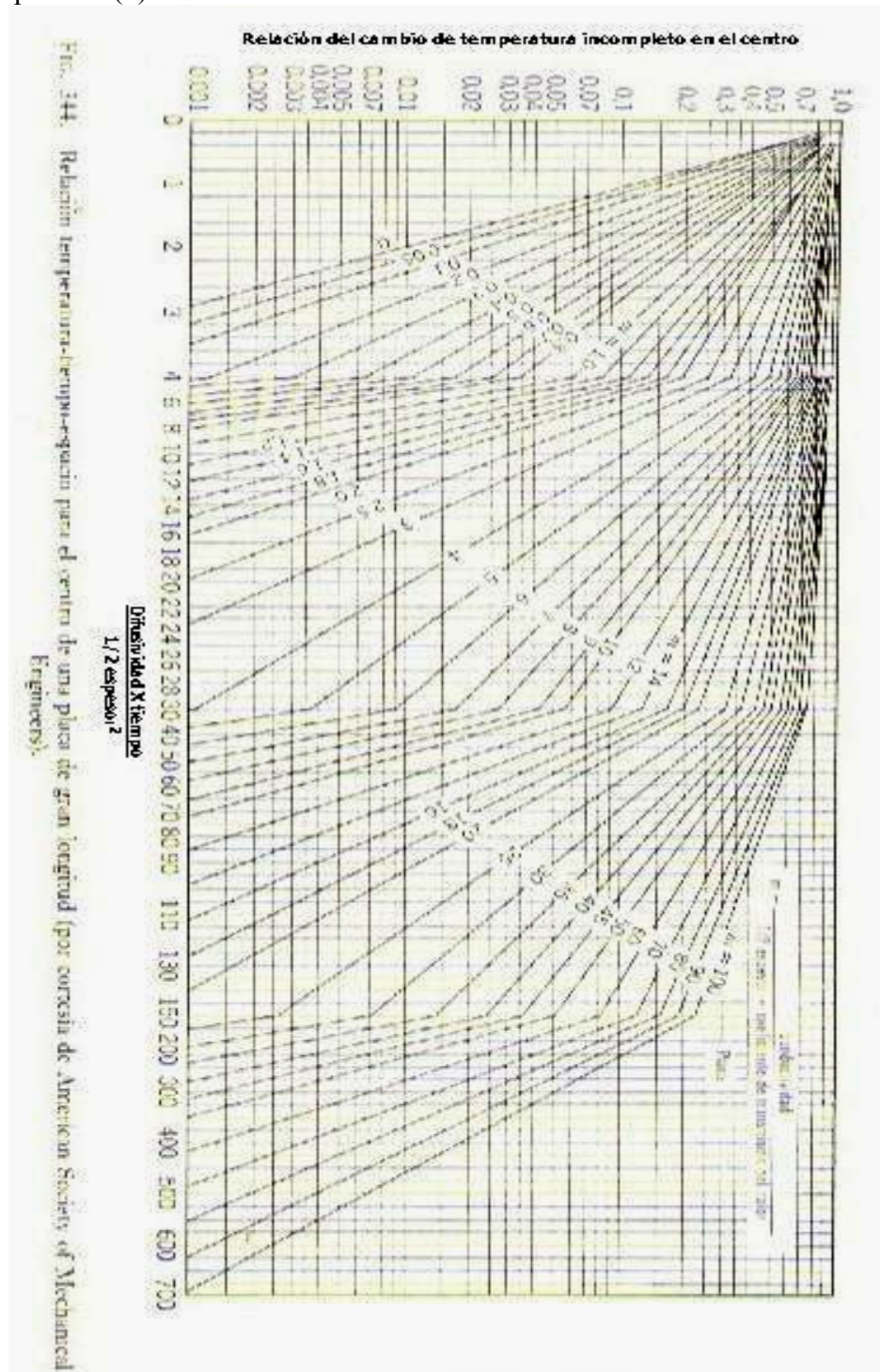


Grafico obtenido en el libro de Hornos Industriales Vol.1 (W. Trinks y M. H. Mawhinney)

Fig. N° 2.15: Temperatura en la Línea Central de un Cilindro de Gran Longitud y de $r_o(2)$

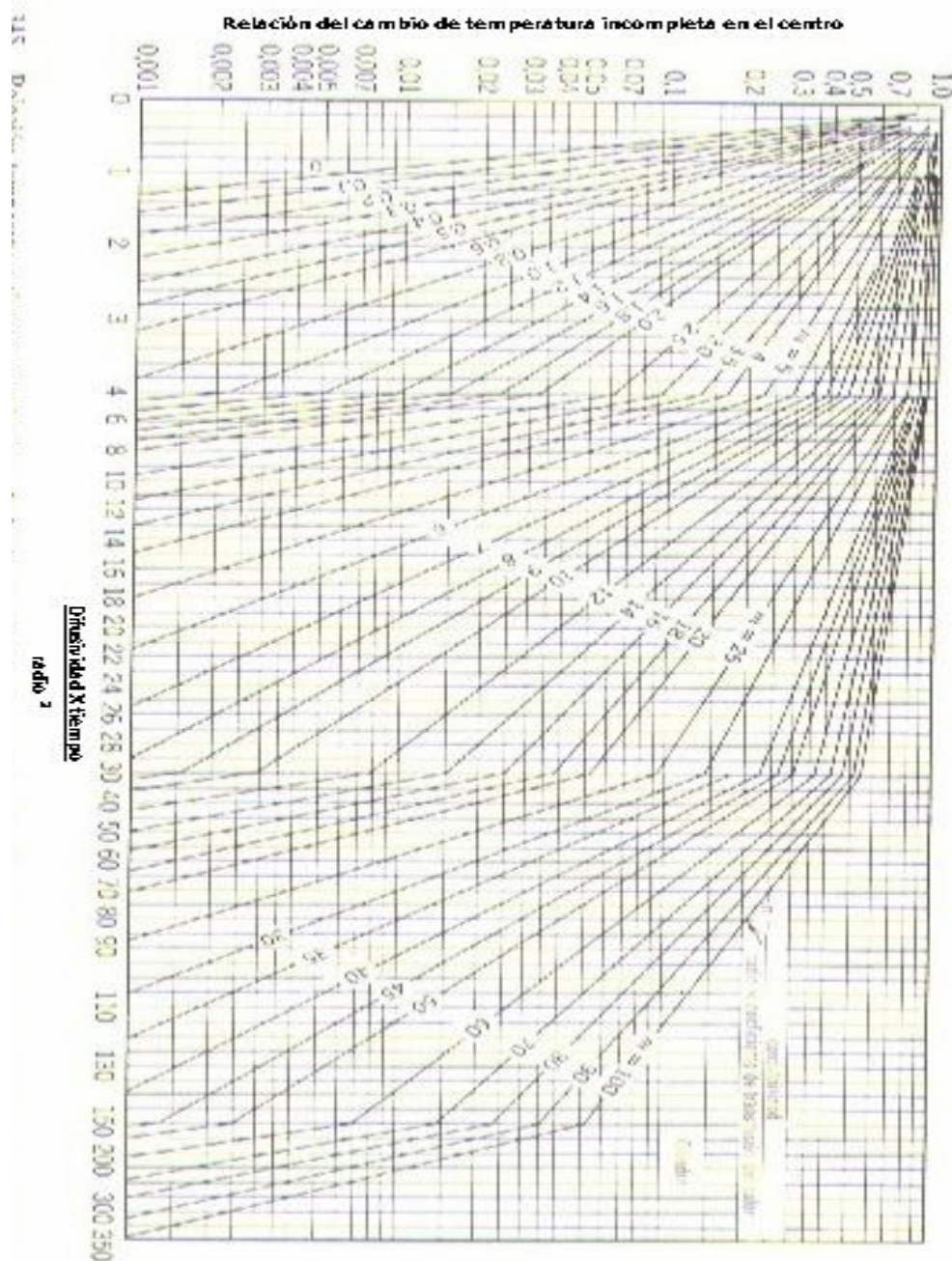


Grafico obtenido en el libro de Hornos Industriales Vol.1 (W. Trinks y M. H. Mawhinney)

2.16.4 SISTEMAS TRANSITORIOS BIDIMENSIONALES Y TRIDIMENSIONALES

En muchos problemas prácticos debemos considerar flujos de calor bidimensionales y tridimensionales, en estos se obtiene una solución en forma de producto, en el cual los factores separados en el producto son sencillamente funciones de (X,t) , (Y,t) , (Z,t) , (r,t) . Al considerar los cuerpos que describen a continuación, cuya temperatura inicial esta es constante a través del cuerpo y para el cual, en el tiempo igual a cero, su limite esta expuesto a transferencia de calor por convección, se puede expresar la distribución de temperaturas en el cuerpo como un producto de varias soluciones unidimensionales.

Si se considera un cilindro con altura igual a $2L$ y un radio r_o , y se asume que el cilindro esta formado por la intersección de una gran pared plana, cuyo espesor es igual a $2L$. Podemos tener el coeficiente convectivo de transferencia de calor hc en la cara cilíndrica del cuerpo diferente al coeficiente convectivo de transferencia de calor hp en la parte superior e inferior del cilindro. No obstante, en este caso T_∞ debe ser el mismo en todas y cada una de las superficies del cuerpo. Entonces la distribución de temperatura esta dada en este cuerpo por (1):

$$\frac{T(r,x,t) - T_\infty}{T_o - T_\infty} = P(x,t) \times C(r,t) \quad (\text{Ec. 28})$$

donde:

$P(x,t)$ representa una solución transitoria para una gran pared plana con espesor de $2L$, y donde hp es el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

$C(r,t)$ representa una solución transitoria para un cilindro largo con radio r_o teniendo a hc como coeficiente convectivo de transferencia de calor.

Fig. 2.16: CILINDRO SEMI-INFINITO

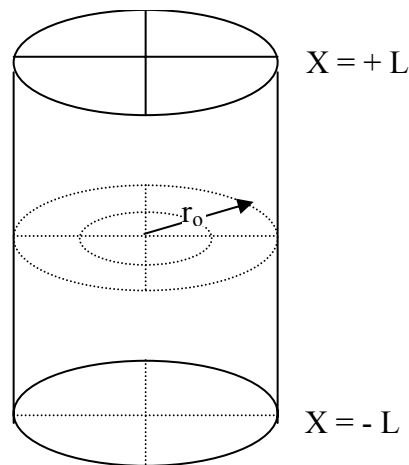
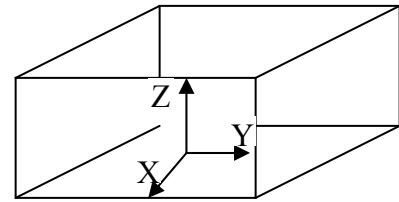


Fig. 2.17: PARALELOGRAMO RECTANGULAR



Ecuación para el paralelogramo:
$$\frac{T(X,Y,Z,t) - T_\infty}{T_o - T_\infty} = P(X,t) \times P(Y,t) \times P(Z,t) \quad (\text{Ec. 29})$$

2.16.5 CÁLCULOS DE LOS TIEMPOS DE CALENTAMIENTOS

Las piezas que se van a introducir dentro del se pueden considerar como un unidimensional, debido a que son piezas pequeñas. La pieza de mayor4 dimensión es una pared plana (placa de acero) de poco espesor que se puede también asumir como un caso transferencia de calor unidimensional.

Ecuaciones A Utilizar

$$\text{Flujo de calor en pared planas: } \frac{T(x,t) - T_{\infty}}{T_o - T_{\infty}} = P(x,t) \quad (\text{Ec. 30})$$

$$\text{Flujo de calor en cilindros semi-infinitos: } \frac{T(r,t) - T_{\infty}}{T_o - T_{\infty}} = C(r,t) \quad (\text{Ec. 31})$$

$$\text{Flujo de calor Bidimensional en pared planas: } \frac{T(x,y,t) - T_{\infty}}{T_o - T_{\infty}} = P(x,t) \times P(y,t) \quad (\text{Ec.29})$$

$$\text{Número de Biot para una placa: } Bi = h \times L / k \quad (\text{Ec. 32})$$

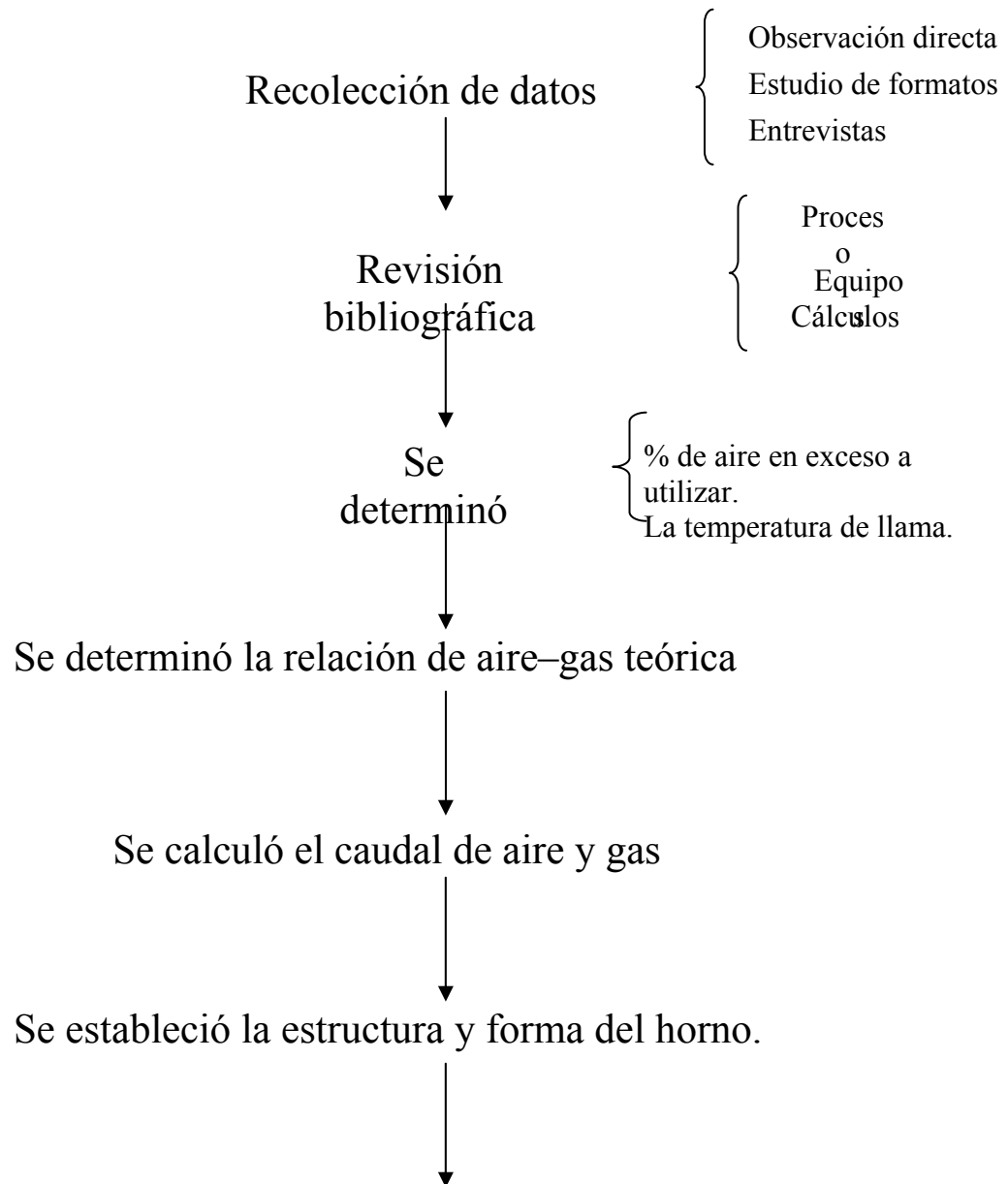
$$\text{Número de Biot para un cilindros semi-infinitos: } Bi = h \times r_o / 2k \quad (\text{Ec. 33})$$

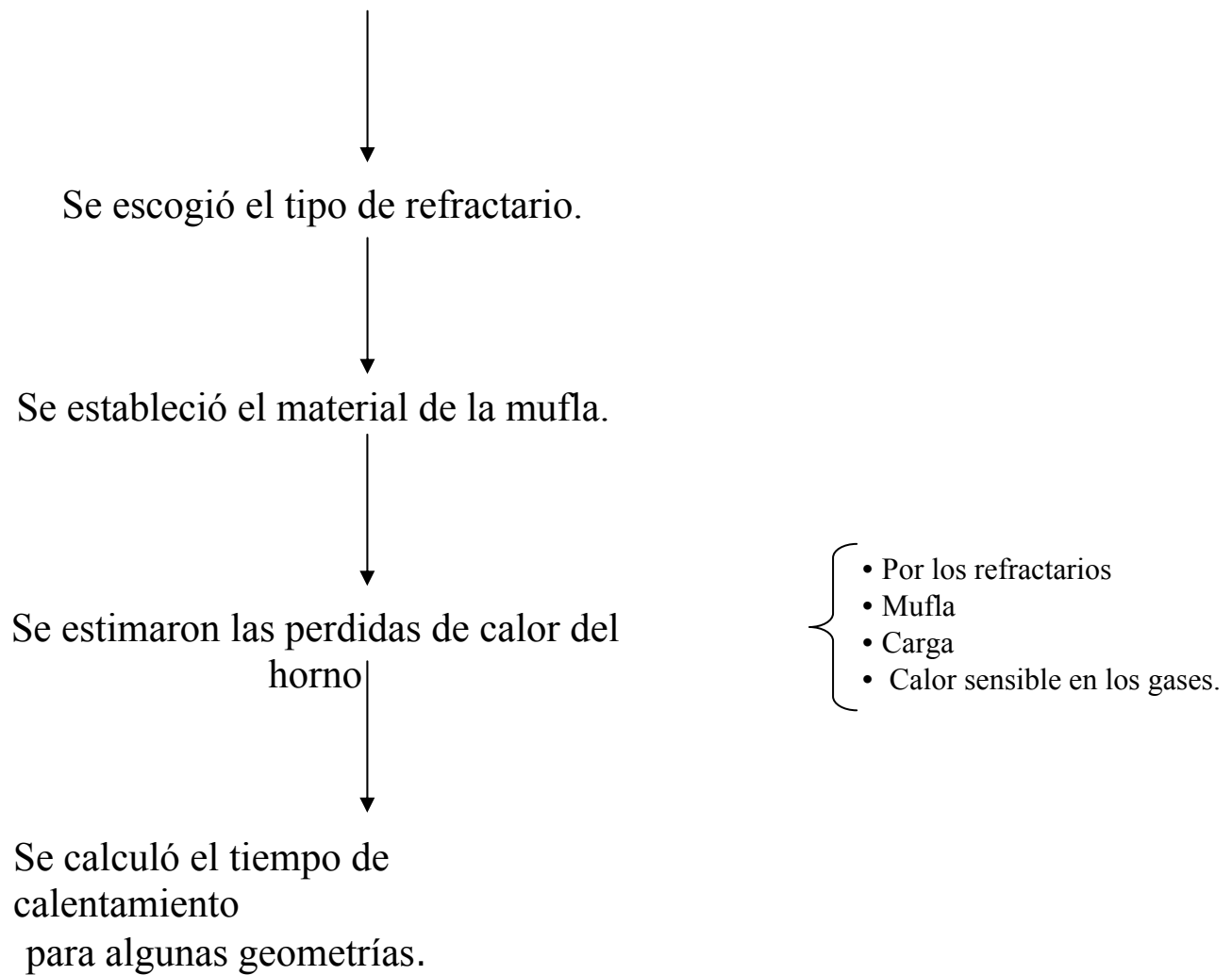
$$\text{Número de Fourier para una placa: } Fo = \alpha \times t / L^2 \quad (\text{Ec.34})$$

$$\text{Número de Fourier para un cilindros semi-infinitos: } Fo = \alpha \times t / r_o^2 \quad (\text{Ec. 35})$$

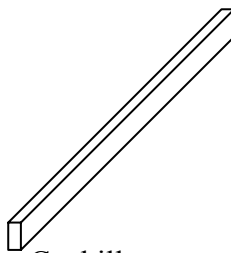
CAPITULO III

3.1 METODOLOGÍA

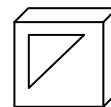




Cuchilla de la
semiautomática



Cuchilla
(guillotina n° 2)



Matriz triangular

3.2 PROCEDIMIENTO

Se calcula la temperatura de llama por medio de una ecuación estequiométrica de combustión, se tomara como referencia un mol de gas natural y se utilizara un 20% de aire en exceso.

En el calculo de los caudales de gas y aire se realizaron para una temperatura superior a la utilizada en el diseño, para así poder solventar las posibles perdidas que pudieran existir. El caudal de combustible se calcula eligiendo la potencia del quemador a utilizar, y luego dividiendo esta potencia entre el poder calorífico del gas. La relación aire-gas se deduce de la misma ecuación estequiométrica del gas, se suma la masa de gas y se divide entre la masa de aire utilizada en la ecuación. El caudal de aire es la relación aire-gas multiplicado por el caudal de gas natural.

El coeficiente de convección para la parte externa del horno se encuentra utilizando una serie de correlaciones empíricas que se basan en paredes planas isotérmicas horizontales y verticales. Luego se obtiene el promedio de estos coeficientes para trabajar con un coeficiente de convección promedio que ayudara a facilitar los cálculos.

El coeficiente de convección para los gases quemados se halla por medio de una correlación empírica para flujos en ductos no circulares y suponiendo que el flujo esta completamente desarrollado. Se tomara algunas propiedades de el aire a 1200 °C, debido a que no se encuentran estas propiedades para el gas quemado. A este coeficiente de convección se le suman efectos de radiación, el cual se hace sumándole el coeficiente de radiación del gas quemado.

Para la sección de la mufla el coeficiente de convección se encuentra suponiendo que las paredes se encuentran a la misma temperatura, además, no existe una ecuación empírica que se asemeje a este diseño, se asumirá que el número de Nusselt es igual a 1, también se asumirá una diferencia de temperatura de 100°C entre la pared superior e inferior de la mufla. Luego de calculado este coeficiente convectivo también se le adicionan los efectos de radiación como se hizo para el gas quemado.

Se calcula el área para cada pared del horno, luego se calcula las perdidas de calor a través de las mismas, utilizando el método de resistencia. Se obtiene el calor que adquiere la carga. Como ya se conoce la potencia del quemador, realizando un balance de energía se obtiene perdidas de calor por la chimenea (calor sensible en los gases de salida). Con las perdidas de calor por la chimenea y la figura 2.13 que relaciona la temperatura de los gases de salida por la chimenea y el poder calorífico del gas se encontró la temperatura promedio de los gases de salida.

Para el diseño de la chimenea se utilizo la temperatura de los gases de salida con lo cual se estimo el volumen final de los gases quemados, después empleando una serie de diámetros para la chimenea y utilizando la presión dinámica se pudo observar si se presurizaba el horno o no con dichos diámetro, con esto se pudo determinar que diámetro se utilizaría para la chimenea.

El tiempo de calentamiento para cada pieza se realizo asumiendo transferencia de calor unidimensional, con excepción de la pieza de mayor tamaño que se realizo el calculo del tiempo de calentamiento asumiendo transferencia de calor bidimensional. Todos los cálculos se realizaron con ayuda de los gráficos de Heisler, debido a que no se podían realizar por el método de resistencia despreciable.

CAPITULO IV

RESULTADOS

4.1 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE LLAMA PARA EL GAS NATURAL UTILIZADO EN LA EMPRESA

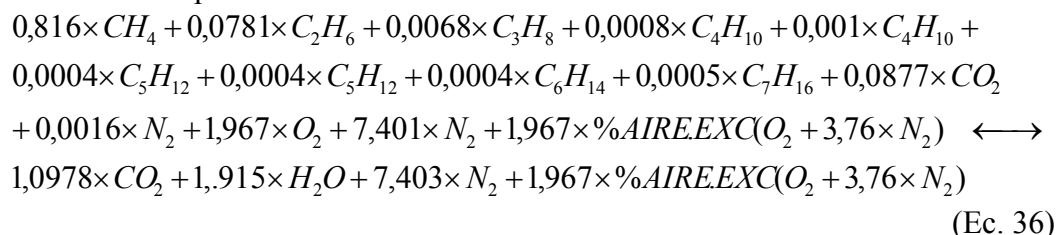
Componentes	% Molar	$\Delta H^{\circ}_{\text{formación}}$ (KJ/mol)
Metano (CH ₄)	81,64 – 82,21	-74,236
Etano (C ₂ H ₆)	7,81 – 8,49	-83,606
Propano (C ₃ H ₈)	0,68 – 0,70	-102,337
I - Butano (C ₄ H ₁₀)	0,08 – 0,10	-129,648
N - Butano (C ₄ H ₁₀)	0,10 – 0,15	-122,782
I - Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,04 – 0,07	-152,106
N - Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,04 – 0,06	-163,62
Hexano (C ₆ H ₁₄)	0,04 – 0,06	-164,373
Heptano (C ₇ H ₁₆)	0,05 – 0,09	-184,554
Dióxido de carbono CO ₂	8,77 – 8,51	-393,52
Nitrógeno N ₂	0,16 – 0,15	
Gravedad específica (gr/cm ³)	0,70 – 0,58	
Poder Calorífico Btu/ Pie ³	990 -1012	

Tabla 1: Composición del gas y su calor de combustión

Para plantear la ecuación de combustión teórica, es necesario establecer los índices estequiométricos de cada componente del gas, tomando como base, un mol de gas natural y utilizando las fracciones molares. Se tomara el valor mínimo para así asegurar un mayor poder calorífico en el gas.

Ecuación Teórica De Combustión

Esta ecuación de combustión se planteo a partir de la sección 2.7, (estequiometria de la combustión), se plantea la ecuación de combustión de cada elemento del gas natural y luego se suman todas para obtener la reacción total.



Cálculo Del Calor De Combustión A 298° K

El calculo de la temperatura de llama se realizó según la Ec. 1.

$$\Delta H_{R298K} = 1,0978 \times (-39352) + 1,915 \times (-24182) - [0,816 \times (-7423) + 0,078 \times (-8360) + 0,0068 \times (-10233) + 0,0008 \times (-12965) + 0,001 \times (-12278) + 0,0004 \times (-15210) + 0,0004 \times (-16362) + 0,0004 \times (-16437) + 0,0005 \times (-18455)]$$

$$\Delta H_{R298K} = -826724 \frac{KJ}{mol} = -826724 \frac{J}{mol}$$

$$\Delta H_{R298K} = \Delta H_{COMBUSTIÓN} = -826724 \frac{J}{mol} = -\Delta H_{CALENTAMIENTO}$$

$$\Delta H_{CALENTAMIENTO} = 826724 \frac{J}{mol}$$

$$\Delta H_{CALENTAMIENTO} = \int_{298}^T [1,0978 \times C_P(CO_2) + 1,915 \times C_P(H_2O) + 7,401 \times C_P(N_2) + \%AIRE.EXC \times (C_P(O_2) + 3,76 \times C_P(N_2))] dT \quad (Ec.1)$$

$$\text{Sumatoria de los } \sum N_i \times (C_P)_i \quad (Ec.2)$$

$$\begin{aligned} 1,0978 \times C_P(CO_2) &= 1,0978 \times (22,26 + 5,981 \times 10^{-2} T - 3,501 \times 10^{-5} T^2 + 7,469 \times 10^{-9} T^3) \\ 1,915 \times C_P(H_2O, g) &= 1,915 \times (32,24 + 0,1923 \times 10^{-2} T + 1,055 \times 10^{-5} T^2 - 3,595 \times 10^{-9} T^3) \\ 7,401 \times C_P(N_2) &= 7,401 \times (28,90 - 0,1571 \times 10^{-2} T + 0,8081 \times 10^{-5} T^2 - 2,873 \times 10^{-9} T^3) \\ \%AIRE.EXC \times 1,967 \times (C_P(O_2) + 3,76 \times C_P(N_2)) &= \\ \%AIRE.EXC \times 1,967 \times (134,144 + 2,110 \times 10^{-2} T + 2,323 \times 10^{-5} T^2 - 9,490 \times 10^{-9} T^3) \end{aligned}$$

$$\%AIRE.EXC = \%A_{EXC}$$

$$\sum N_i \times (C_P)_i = (300,065 + 147,263 \times \%A_{EXC}) + (5,771 + 2,316 \times \%A_{EXC}) \times 10^{-2} T + (4,157 + 2,550 \times \%A_{EXC}) \times 10^{-5} T^2 - (19,948 + 10,418 \times \%A_{EXC}) \times 10^{-9} T^3$$

$$\begin{aligned} 826724 \frac{J}{mol \cdot ^\circ K} &= \int_{298}^T [(300,065 + 147,263 \times \%A_{EXC}) + (5,771 + 2,316 \times \%A_{EXC}) \times 10^{-2} T + \\ & (4,157 + 2,550 \times \%A_{EXC}) \times 10^{-5} T^2 - (19,948 + 10,418 \times \%A_{EXC}) \times 10^{-9} T^3] dT \\ \Delta H_{CALENTAMIENTO} &= (300,065 + 147,263 \times \%A_{EXC}) \times (T - 298) + \\ & \frac{(5,771 + 2,316 \times \%A_{EXC}) \times 10^{-2} (T^2 - 298^2)}{2} + \frac{(4,157 + 2,550 \times \%A_{EXC}) \times 10^{-5} (T^3 - 298^3)}{3} \\ & - \frac{(19,948 + 10,418 \times \%A_{EXC}) \times 10^{-9} (T^4 - 298^4)}{4} \end{aligned}$$

$$\text{entonces para } \%A_{EXC} = 20\% \longrightarrow T = 2383^\circ K$$

Este valor de la temperatura teórica de la llama, en la realidad es menor y por seguridad se tomará un valor de aproximadamente 1900° K para el diseño.

4.2 CAUDALES DE AIRE Y GAS

4.2.1 CÁLCULO DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE

Este cálculo se realiza en función del combustible que se va a utilizar, y dependiendo de la cantidad de calor que debe generar el quemador. Las cantidades de combustible que se consumen se pueden medir en unidades del flujo másico ($\dot{Q}_g$), éste representa la relación existente entre el calor introducido y el poder calorífico del combustible (gas natural).

$$\begin{aligned} Q &= \text{Potencia del quemador} = \frac{\text{Calor}}{\text{tiempo}} \\ \bar{Q} &= \text{poder calorífico del gas} = \frac{\text{Calor}}{\text{volumen}} = 990 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3} \\ \dot{Q}_g &= \text{caudal de gas natural} = \frac{\text{Volumen}}{\text{tiempo}} = \frac{Q}{\bar{Q}} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 37})$$

entonces :

$$\begin{aligned} Q &= 330000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \longrightarrow \dot{Q}_g = \frac{330000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{990 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3}} = 333,33 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} \longrightarrow \dot{Q}_g = 333,33 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} \quad (\text{Ec. 37}) \\ \dot{Q}_g &= 333,33 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} = 9,438 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \\ \dot{Q}_g &= 9,438 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \end{aligned}$$

Los quemadores a nivel comercial poseen en su catalogo que provee el fabricante; con una serie de especificaciones, en las que muestran tablas con valores que pueden compararse, y así obtener una mejor visión de lo que se requiere. Los puntos a considerar son los siguientes:

1. Una buena uniformidad de la llama.
2. Bajo peso.
3. Buen control del combustible.
4. Alta entrega de calor por unidad de área del horno.
5. Mínimo tiro natural con un máximo de rendimiento.
6. Llama corta y de gran velocidad.

4.2.2 CALCULO DE LA RELACIÓN AIRE / GAS

La relación aire – combustible teórica.

$$R(A/G) = \frac{\sum Ni \times Pmi(aire)}{\sum Ni \times Pmi(combustible)} \quad (\text{Ec. 38})$$

Donde Ni y Pmi , son los moles y el peso molecular respectivamente de las especies presentes en el gas.

pero la relación aire / gas con un 20% de aire en exceso debe estar en el orden de

$$\sum Ni \times Pmi(aire) = [(1,9675 \times 32) + (7,401 \times 28) + 0,2 \times (1,9675 \times (32 + 3,76 \times 28))] = 324,207 \text{ gr.}$$

entonces:

$$R(A/G)_{20\%} = \frac{324,207 \text{ gr}}{19,883 \text{ gr}} = 16,305 \cong 16,3 \quad (\text{Ec.38})$$

La relación de aire / gas también se puede expresar en forma de:

$$R(A/G) = \frac{ma}{mg} = \frac{\mathcal{Q}_a}{\mathcal{Q}_g} \quad (\text{Ec. 39})$$

donde ma y mg son la masa de aire y gas respectivamente, además, $\mathcal{Q}_a$ y $\mathcal{Q}_g$ son los caudales de aire y gas natural respectivamente.

4.2.3 DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE AIRE NECESARIO PARA EL HORNO

Como la relación de aire / gas ya fue determinada, se debe determinar el caudal de gas necesario para la combustión.

Partiendo de la relación aire / gas se tiene que:

$$R(A/G) = 16,3 = \frac{\mathcal{Q}_a}{\mathcal{Q}_g}$$

entonces como el caudal de gas es :

$$\mathcal{Q}_g = 9,438 \frac{m^3}{h}$$

el caudal de aire necesario es :

$$\mathcal{Q}_a = 16,3 \times 9,438 \frac{m^3}{h} = 153,84 \frac{m^3}{h} \quad (\text{Ec.39})$$

$$\mathcal{Q}_a = 153,83 \frac{m^3}{h}$$

4.3 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CONVECCION PARA DISTINTAS CONDICIONES EN EL HORNO.

4.3.1 CÁLCULO PARA LA PARTE EXTERNA DEL HORNO

Se supone convección libre y además se utilizarán las correlaciones de placas planas isotérmicas, que simularan las paredes externas del horno.

Se calcula el Rayleigh $Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$ (Ec. 10)

Se debe tomar en cuenta las propiedades del aire a la temperatura media (T_m) entre el fluido y la placa.

Ts (°K)	T∞ (°K)	Tm (°K)	ν (m²/s)
333	303	318	0,00001767
α (m²/s)	Kf (W/m.°K)	Pr	β (°K⁻¹)
0,00002516	0,0276	0,7	0,003144654

Tabla 9: Muestra las propiedades del aire a la temperatura indicada (1).

Donde el coeficiente de expansión térmica del fluido es $\beta = 1/T_m$ (Ec. 40) (asumiendo que el fluido se comporta como un gas ideal), además se supone que las paredes del horno son placas isotérmicas.

La longitud característica depende de en que forma esta dispuesta la placa, para placa vertical L es igual a la altura de la placa, entonces $L = 18 \text{ in} = 0,457 \text{ m}$, y para placa horizontal la longitud característica viene dada por el área superficial / el perímetro de la misma, como se indica a continuación:

$$L \equiv \frac{A_s}{P} = \frac{63 \times 18 \text{ in}^2}{(2 \times 18 + 2 \times 63) \text{ in}} = \frac{1134 \text{ in}^2}{162 \text{ in}} = 7 \text{ in} = 0,178 \text{ m}. \quad (\text{Ec. 19})$$

Sustituyendo los valores para placa vertical queda que

$$Ra_L = \frac{(9,81 \frac{m}{s^2}) \times (0,00314^\circ K^{-1}) \times (333 - 303)^\circ K \times (0,457 \text{ m})^3}{(0,00001767 \frac{m^2}{s}) \times (0,00002516 \frac{m^2}{s})} = 198390706,53 \cong 1,98 \times 10^8 \quad (\text{Ec. 10})$$

como el número de Rayleigh se encuentra en el intervalo de $Ra_L \leq 10^9$ entonces se usará la correlación (Ec. 15) y (Ec. 8) para determinar el coeficiente de convección.

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{4/9}} = 0,68 + \frac{0,670 \times (1,98 \times 10^8)^{1/4}}{[1 + (0,492 / 0,7)^{9/16}]^{4/9}} = 61,583$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot L}{k_f} \rightarrow \bar{h} = \frac{k_f \cdot \overline{Nu}_L}{L} = \frac{(0,0276 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}) \times (61,583)}{0,457 \text{ m}} = 3,72 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\bar{h} = 3,72 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\bar{h}_1 = 3,72 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Para la superficie superior de una placa caliente (Ec.10).

$$Ra_L = \frac{(9,81 \frac{m}{s^2}) \times (0,00314 K^{-1}) \times (333 - 303)^\circ K \times (0,178 m)^3}{(0,0000176 \frac{m^2}{s}) \times (0,00002516 \frac{m^2}{s})} = 1172283711 \cong 1,17 \times 10^7$$

el número de Rayleigh se encuentra en el intervalo de $10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$ se debe utilizar la siguiente correlación (Ec. 17) y (Ec. 8).

$$\overline{Nu}_L = 0,15 Ra_L^{\frac{1}{3}} = 0,15 \times (1,17 \times 10^7)^{\frac{1}{3}} = 34,05$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot L}{k_f} \rightarrow \bar{h} = \frac{k_f \cdot \overline{Nu}_L}{L} = \frac{(0,0276 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}) \times (34,05)}{0,178 m} = 5,28 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\bar{h} = 5,28 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\bar{h}_2 = 5,28 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Ahora se calculará para la superficie inferior de una placa caliente el número de Rayleigh es el mismo que el anterior, y se encuentra en el intervalo de $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$ se debe utilizar la siguiente correlación (Ec. 18) y (Ec. 8).

$$\overline{Nu}_L = 0,27 Ra_L^{\frac{1}{4}} = 0,27 \times (1,17 \times 10^7)^{\frac{1}{4}} = 15,79$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot L}{k_f} \rightarrow \bar{h} = \frac{k_f \cdot \overline{Nu}_L}{L} = \frac{(0,0276 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}) \times (15,79)}{0,178 m} = 2,45 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\bar{h} = 2,45 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\bar{h}_3 = 2,45 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

ahora se determinará el promedio de los coeficientes de convección calculados, para facilitar los cálculos posteriores de flujo de calor.

$$\bar{h}_{FINAL} = \frac{\bar{h}_1 + \bar{h}_2 + \bar{h}_3}{3} = \frac{(3,72 + 5,28 + 2,45) \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}}{3} = 3,82 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\bar{h}_{FINAL} = 3,82 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\text{Y el } h \text{ final utilizado para la parte externa del horno es } \bar{h}_{FINAL} = 3,82 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

4.3.2 CALCULO PARA LA PARTE INTERNA DEL HORNO Y EXTERNA DE LA MUFLA

En estas condiciones interviene la convección forzada, ya que por esta región circulan los gases quemados productos de la combustión. Las propiedades del gas quemado se asumirán

igual a la del aire, a la misma temperatura del gas quemado, la viscosidad del aire es casi igual a la del gas quemado (3), esta es una forma de simplificar un poco los cálculos.

Se suponen condiciones de flujo completamente desarrollado para que h no dependa de la distancia x , fluido incompresible con la finalidad de simplificar los cálculos, también se supondrá un flujo de calor constante para poder definir un resultado, ya que también se puede obtener un resultado si se asume temperatura superficial constante.

El diámetro hidráulico es

$$D_h \equiv \frac{4A_c}{P} = \frac{4 \times (63 \times 18) \text{ in}^2}{2 \times (18 + 63) \text{ in}} = 28 \text{ in} = 0,711 \text{ m} \quad (\text{Ec. 23})$$

Las propiedades del fluido son las siguientes a la temperatura media

$$T_m = \frac{(1473 + 1377)^\circ K}{2} = 1425^\circ K \cong 1400^\circ K \quad (\text{Ec. 11})$$

1473°K la temperatura del gas y 1377 la temperatura externa de la mufla

Nota: La temperatura externa de la mufla se mostrara más adelante ((Ec. 7) = (Ec. 3) + (Ec. 4)).

T_m (°K)	v (m²/s)	Pr	K_f
1400	0,000213	0,7	0,091

Tabla 10: Muestra las propiedades del aire a la temperatura indicada (1).

Si se va a utilizar dos quemadores la potencia debe ser el doble, para calcular el caudal y la velocidad del fluido se debe hacer lo siguiente:

$$Q = \text{Potencia del quemador} = \frac{\text{Calor}}{\text{tiempo}}$$

$$\bar{Q} = \text{Poder calorífico del gas} = \frac{\text{Calor}}{\text{volumen}} = 990 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3}$$

$$\mathcal{Q} = \text{caudal de gas} = \frac{\text{Volumen}}{\text{tiempo}} = \frac{\text{Potencia del quemador}}{\text{Poder calorífico del gas}} = \frac{Q}{\bar{Q}}$$

La relación aire / gas $R \frac{\text{aire}}{\text{gas}} = 16,3$ y el volumen total "Vm" de la mezcla

es igual $V_g \times (16,3 + 1)$

$$\text{donde } (V_g = \text{volumen del gas}) V_t = V_g \times (16,3 + 1) \quad (\text{Ec. 41})$$

$$V_g = \text{Velocidad del fluido} = \frac{\mathcal{Q}}{A} \quad (\text{Ec. 42})$$

$$u_m = V_m$$

$$A = \text{área de la sección transversal} = (63 \times 18) \text{in}^2 = 1134 \text{in}^2 = 7,875 \text{ft}^2$$

permanece constante ejemplo :

$$Q = 117000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \longrightarrow \mathcal{Q} = \frac{117000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{990 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3}} = 118,18 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} \longrightarrow \mathcal{Q} = 118,18 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}}$$

pero este es el caudal de gas a temperatura ambiente y necesitamos el caudal a la temperatura de la llama $T = 1200^\circ\text{C}$, entonces se tiene que el cambio de volumen por efectos de la temperatura es:

caudal de gas quemado a 1200°C donde $\mathcal{Q} = V_F$

$$V_F = V \times \frac{(T(^{\circ}\text{C}) + 273)}{273} = 118,18 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} \times \frac{(1200^{\circ}\text{C} + 273)}{273} = 637,65 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} \quad (\text{Ec. 24})$$

$$V_g = \frac{\mathcal{Q}}{A} = \frac{637,65 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}}}{7,875 \text{ft}^2} = 80,97 \frac{\text{ft}}{\text{h}} \longrightarrow V_g = 80,97 \frac{\text{ft}}{\text{h}} \quad (\text{Ec. 42})$$

$$V_m = V_g \times (16,3 + 1) = 80,97 \frac{\text{ft}}{\text{h}} \times 17,3 = 1400,81 \frac{\text{ft}}{\text{h}} \quad (\text{Ec. 41})$$

Y así se calculó para cada combinación de potencia que presentan ambos quemadores.

Tabla 11: Muestra la potencia de los quemadores utilizados para el diseño (27).

Potencia (Btu/h)	Caudal de gas natural (Ft ³ /h) a 25°C	Caudal de gas quemado (Ft ³ /h) a 1200°C	Velocidad del gas quemado (Ft/h)	Velocidad del gas quemado (m/s)
117000	118,18	637,65	1400,81	0,1186
330000	333,33	1798,51	3951,03	0,3345
402000	406,06	2190,93	4813,11	0,4075
468000	472,72	2550,61	5603,24	0,4744

El número de Reynold viene dado por

$$Re_{Dh} = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D_h}{\mu} = \frac{u_m \cdot D_h}{\nu} = \frac{(0,1186 \frac{m}{s}) \times (0,711 m)}{0,000213 \frac{m^2}{s}} = 395,89 \quad (\text{Ec. 43})$$

así también se calcula el número de Reynold para cada combinación de los quemadores.

Tabla 12: Números de Reynolds para varios valores velocidad del fluido.

D _h (m)	V (m/s)	Re _L
0,711	0,1186	395,89
0,711	0,3345	1116,57
0,711	0,4075	1360,24
0,711	0,4744	1583,56

Ya que usando cualquier combinación de potencia del quemador el número de Reynold es $Re_D \leq 2300$, se puede decir, que el flujo es laminar y podemos entonces usar la Tabla 6.

Con el valor de la relación $\frac{b}{a} = \frac{63in}{18in} = 3,5$ y como se asume un flujo de calor constante, el valor del número de Nusselt se puede tomar de la tabla anterior e interpolar su valor para así obtener una solución mas exacta quedando así lo siguiente:

$$Nu_L - Nu_{L0} = \frac{Nu_{L1} - Nu_{L0}}{\left(\frac{b}{a}\right)_1 - \left(\frac{b}{a}\right)_0} \times \left(\left(\frac{b}{a}\right) - \left(\frac{b}{a}\right)_0 \right) \quad (\text{Ec.44})$$

$$Nu_L - 4,79 = \frac{5,33 - 4,79}{(4) - (3)} \times ((3,5) - (3))$$

$$Nu_L = 5,045$$

Ahora se puede determinar el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección h del gas quemado que circula dentro del horno.

$$Nu_L = \frac{\bar{h}.D_h}{k_f} = 5,045 \quad (\text{Ec. 45})$$

$$\bar{h} = \frac{5,045 \times k_f}{D_h} = \frac{5,045 \times \left(0,091 \frac{W}{m.^{\circ}K}\right)}{0,711m} = 0,645 \frac{W}{m^2.^{\circ}K}$$

$$\bar{h} = 0,645 \frac{W}{m^2.^{\circ}K}$$

Además si se toma en cuenta el efecto de la radiación y ya no se hablara del coeficiente de convección promedio, sino el coeficiente global de convección y se calcula de la siguiente forma

$$\bar{h}_{GLOBAL} = h_r + \bar{h}_C \quad (\text{Ec. 46})$$

$$h_r \equiv \varepsilon \times \sigma \times (Tg + Ts)(Tg^2 + Ts^2) \quad (\text{Ec. 6})$$

donde ($\varepsilon = 0.74$) es el coeficiente de emisividad del gas quemado y como la temperatura de superficie T_s no se conoce, se puede encontrar de la siguiente forma, utilizando a valores fijados, como el de la temperatura interna de la pared de la mufla $T_{int} = 1373^{\circ}K$. Tambien se conoce la temperatura del gas $Tg = 1473^{\circ}K$ y el espesor de la lamina de acero que conforma a la mufla $L = 0.005m$.

$$Q_{RADIACIÓN} + Q_{CONVECCIÓN} = Q_{CONDUCCIÓN} \quad (\text{Ec. 7}) = (\text{Ec. 4}) + (\text{Ec. 3})$$

$$\varepsilon \times \sigma \times (Tg^4 - Ts^4) + \bar{h} \times (Tg - Ts) = \frac{k_{METAL} \times (Ts - T_{int})}{L}$$

$$0,3 \times \left(5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2.^{\circ}K^4}\right) \times (1473^4 - Ts^4) + 0,645 \frac{W}{m^2.^{\circ}K} \times (1473 - Ts) =$$

$$\frac{20 \frac{W}{m.^{\circ}K} \times (Ts - 1373)}{0,005m}$$

$$Ts = 1377,71^{\circ}K$$

$$h_r \equiv 0,3 \times \left(5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2.^{\circ}K^4}\right) \times (1473 + 1377,71)(1473^2 + 1377,71^2)^{\circ}K^3 = 197,25 \frac{W}{m^2.^{\circ}K} \quad (\text{Ec. 6})$$

$$\bar{h}_{GLOBAL} = 197,25 \frac{W}{m^2.^{\circ}K} + 0,645 \frac{W}{m^2.^{\circ}K} = 197,895 \frac{W}{m^2.^{\circ}K} \quad (\text{Ec. 46})$$

$$\bar{h}_{GLOBAL} = 197,895 \frac{W}{m^2.^{\circ}K}$$

4.3.3 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION PARA UN RECINTO RECTANGULAR EN CONVECCION NATURAL

El recinto de la mufla tiene forma de paralelepípedo, los quemadores le suministran el calor por la parte superior, ósea que, el calor se transfiere de arriba hacia abajo.

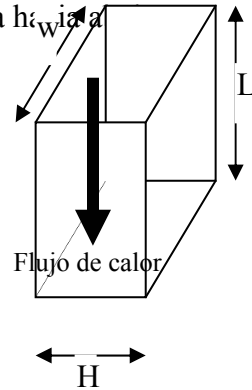


Fig. 4.1: Forma de la Mufla

para la mufla se tiene que $\frac{L}{H} = \frac{4in}{9in} = 2,25$

Como la relación de $\frac{L}{H} > 1$ y como el calor se transmite desde la superficie superior

hacia la inferior, las condiciones no cumplen con ninguna de la correlaciones encontradas. ($Nu_L = 1$) no se cumple.

Como no este caso no es similar a ninguno de los ya antes mencionados, y debido a que para esta temperatura predominan son los efectos de radiación, se supone que para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección el error es despreciable, y como es caso que más se le asemeja propone que el número de Nusselt es igual a 1, se tiene que:

Debido a que se fija una diferencia de 100 °K dentro del recinto entre pared superior e inferior, estando la pared superior a 1373 °K (1100 °C), se buscan las propiedades del aire a la temperatura media entre las dos superficies.

$$T_f = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{(1373 + 1273)^\circ K}{2} = 1323^\circ K \approx 1300^\circ K \quad (\text{Ec.21})$$

$$k_f = 0,082 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

$$L = 6,7 \text{ in} = 0,170 \text{ m}$$

$$Nu_L = \frac{\bar{h} L}{k_f} = 1 \longrightarrow \bar{h} = \frac{k_f}{L} = \frac{0,082}{0,170 \text{ m}} = 0,482 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \quad (\text{Ec.8})$$

$$\bar{h} = 0,482 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

ahora se calcula el coeficiente global de convección con efectos de radiación de la siguiente forma

$$\bar{h}_{GLOBAL} = h_r + \bar{h}_C \quad (\text{Ec.46})$$

$$h_r \equiv \varepsilon \times \sigma \times (Ts + T_{alr})(Ts^2 + T_{alr}^2) \quad (\text{Ec.6})$$

donde ($\varepsilon = 0.3$) es el coeficiente de emisividad del acero inoxidable típico pulido

$$Ts = 1373^\circ K$$

$$T_{alr} = 1273^\circ K$$

$$h_r \equiv 0,3 \times \left(5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K^4} \right) \times (1373 + 1273)(1373^2 + 1273^2)^\circ K^3 = 157,78 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \quad (\text{Ec.6})$$

$$\bar{h}_{GLOBAL} = 157,78 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} + 0,482 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} = 158,26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \quad (\text{Ec.46})$$

$$\bar{h}_{GLOBAL} = 158,26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

se puede notar que el coeficiente de convección depende prácticamente de la radiación.

4.4 CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE LAS PAREDES DEL HORNO.

4.4.1 DISTRIBUCIÓN DE LOS REFRACTARIOS EN LA PARED DEL HORNO.

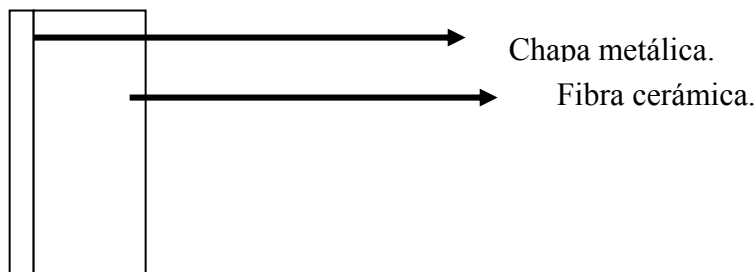


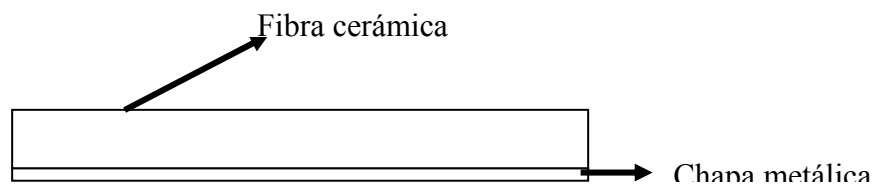
Tabla 13:Espesores de pared

Longitudes	cm	m	in	Ft
Chapa metálica	0,4	0,004	0,15748	0,01312333
fibra cerámica	15,24	0,1524	6	0,5

4.4.2 DISTRIBUCIÓN DE LOS REFRACTARIOS EN EL TECHO DEL HORNO.



4.4.3 DISTRIBUCIÓN DE LOS REFRACTARIOS EN EL PISO DEL HORNO.



4.4.4 DISTRIBUCIÓN DE LOS REFRACTARIOS EN LA PUERTA DEL HORNO.

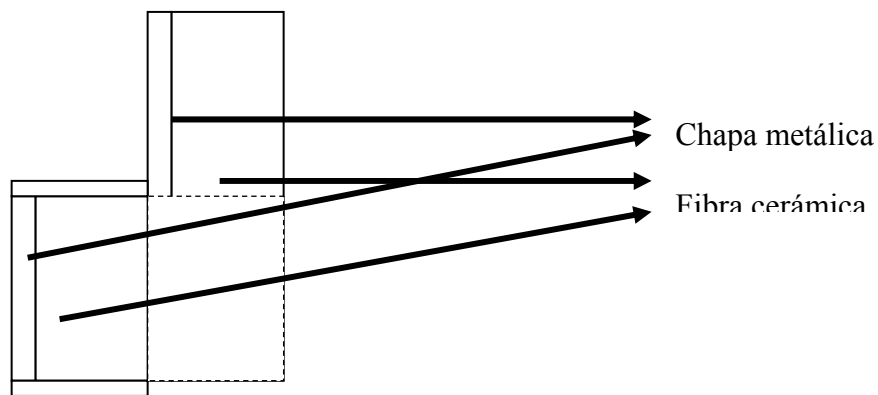
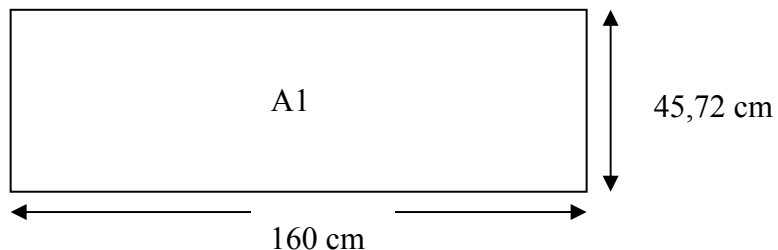


Tabla 14: Medidas internas del horno.

Longitudes	cm	m	in	Ft
Largo Horno	160,02	1,6002	63	5,25
Alto Horno	45,72	0,4572	18	1,5
Ancho Horno	45,72	0,4572	18	1,5
Alto Mufla	22,86	0,2286	9	0,75
Ancho Mufla	10,16	0,1016	4	0,33
Largo Mufla	152,4	1,52	60	5

4.5...CÁLCULO DEL AREA DE LAS PAREDES DEL HORNO

4.5.1 CÁLCULO DEL AREA TOTAL DE LAS PAREDES LATERALES DEL HORNO



$$A1 = 160 \times 45,72 \text{ cm}^2 = 7316,11 \text{ cm}^2 = 0,7316 \text{ m}^2$$

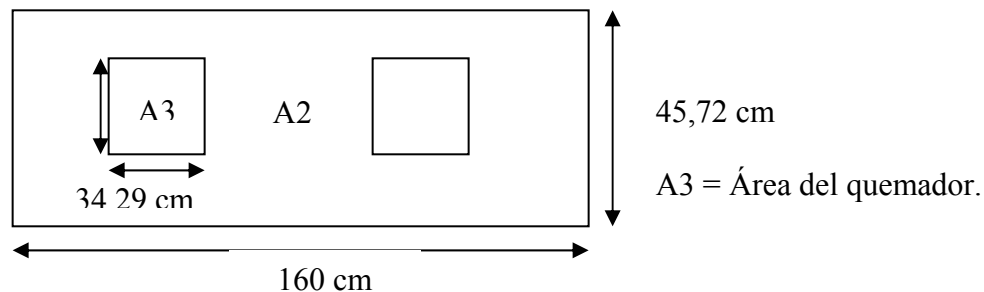
Como son dos paredes laterales del mismo tamaño entonces el área total será:

$$At1 = 2 \times A1$$

$$At1 = 2 \times 0,7316 \text{ m}^2 = 1,4632 \text{ m}^2$$

$$At1 = 1,4632 \text{ m}^2$$

4.5.2 CÁLCULO DEL AREA TOTAL DEL TECHO DEL HORNO



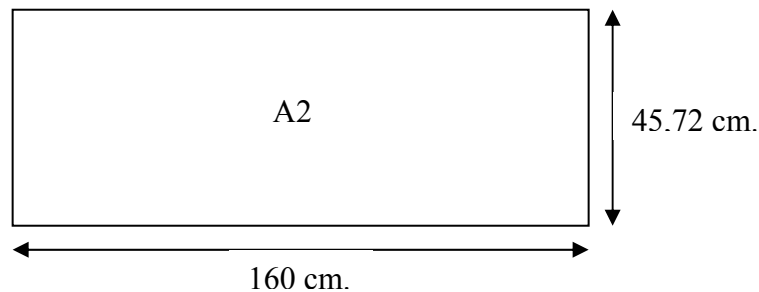
$$A2 = A1$$

$$A3 = 34,29 \times 34,29 \text{ cm}^2 = 1175,80 \text{ cm}^2 = 0,11758 \text{ m}^2$$

$$At2 = A2 - 2 \times A3 = 0,7316 - 0,11758 \text{ m}^2 = 0,6140 \text{ m}^2$$

$$At2 = 0,6140 \text{ m}^2$$

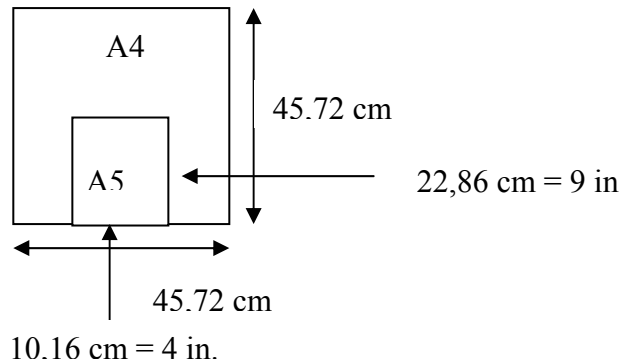
4.5.3 CÁLCULO DEL AREA TOTAL DEL PISO DEL HORNO



$$\text{Área similar a la pared lateral } A2 = 0,7316 \text{ m}^2$$

$$A2 = 0,7316 \text{ m}^2$$

4.5.4 CÁLCULO DEL AREA TOTAL DE LA PUERTA DEL HORNO



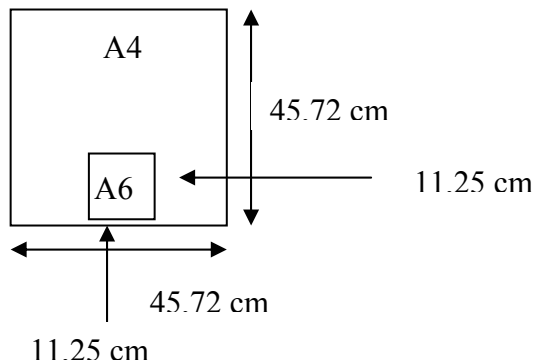
$$A4 = 45,72 \times 45,72 \text{ cm}^2 = 2090,3 \text{ cm}^2 = 0,2090 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de la puerta } A5 = 22,86 \times 10,16 \text{ cm}^2 = 232,25 \text{ cm}^2 = 0,02322 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de la pared } At3 = A4 - A5 = 0,1858 \text{ m}^2$$

$$At3 = 0,1858 \text{ m}^2$$

4.5.5 CÁLCULO DEL AREA TOTAL DE LA PARED TRASERA DEL HORNO



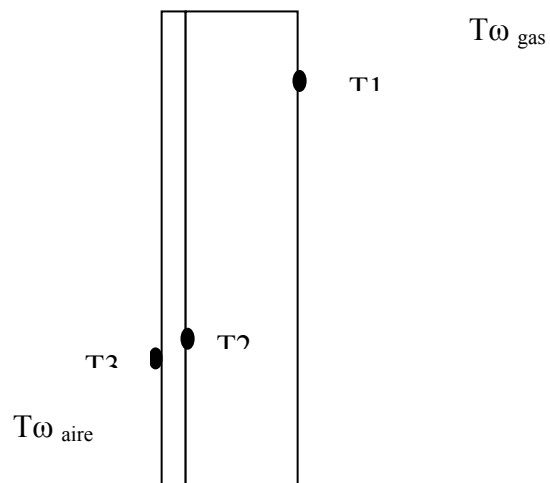
$$A4 = 45,72 \times 45,72 \text{ cm}^2 = 2090,3 \text{ cm}^2 = 0,2090 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de la chimenea } A6 = 11,25 \times 11,25 \text{ cm}^2 = 126,56 \text{ cm}^2 = 0,01265 \text{ m}^2$$

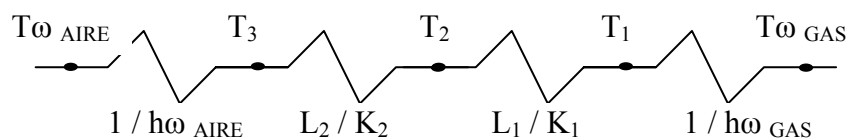
$$\text{Área de la pared } At4 = A4 - A6 = 0,1963 \text{ m}^2$$

$$At4 = 0,1963 \text{ m}^2$$

4.6 CÁLCULO FLUJO DE CALOR ABSORBIDO.



Cálculo De Flujo De Calor Por Unidad De Área



$$Q/A = \frac{(T\omega_{gas} - T\omega_{aire})}{\frac{1}{h\omega_{gas}} + \frac{L_2}{K_2} + \frac{L_1}{K_1} + \frac{1}{h\omega_{aire}}} \quad (\text{Ec. 47})$$

Tabla De Valores

Tabla 15: Valores de conductividad de los materiales

Materiales	Designación	Btu / Ft.h.°F	w / m.°K
Fibra aislante	K2	0,0833	0,1493
Chapa metálica	K1	30,04	52
Acero inoxidable	Mu	11,55	20

Tabla 16: Valores de temperaturas utilizadas

Temperatura	°K	°C
T _{ω gas}	1473	1200
T _{sup ext.}	1383,9	1110,75
T _{sup int.}	1373,15	1100
T _{ω aire}	333,15	60

Tabla 17: Coeficientes de convección

h de convección	Btu/Ft ² .h.°F	W / m ² .°K
h _{ω gas}	34,853	197,895
h _{ω aire}	0,672	3,82
h mufla	27,872	158,26

Nota: todos los espesores y la disposición de los materiales son similares tanto como para las paredes, piso, puertas y techo del horno, esto quiere decir que el calculo del flujo de calor será similar y solo varían las áreas de las paredes.

4.6.1 FLUJO DE CALOR QUE SE PIERDE POR LAS PAREDES DEL HORNO

$$Q/A = \frac{(T_{\omega gas} - T_{\omega aire})}{\left(\frac{1}{h_{\omega gas}} + \frac{L_2}{K_2} + \frac{L_1}{K_1} + \frac{1}{h_{\omega aire}}\right)}$$

Sustituyendo los valores queda que:

$$Q/A = \frac{(1473 - 333,15)^{\circ}K}{\left(\frac{1}{197,895 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K}} + \frac{0,1524m}{0,1493 \frac{W}{m \cdot ^{\circ}K}} + \frac{4 \times 10^{-3}m}{52 \frac{W}{m \cdot ^{\circ}K}} + \frac{1}{3,82 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K}}\right)} \quad (\text{Ec. 47})$$

$$Q/A = 885,20 \frac{W}{m^2} \quad (\text{Ec. 48})$$

Como ya se conoce el área de todas las paredes, entonces se procederá al calculo del flujo de calor:

4.6.2 CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR QUE SE PIERDE POR LAS PAREDES LATERALES DEL HORNO

Usando la (Ec. 48) multiplicada por el área queda:

$$Atl = 1,4632 m^2$$

$$Q = 885,20 \frac{W}{m^2} \times 1,4632 m^2 = 1295,22 W$$

$$Q = 1295,22 W$$

4.6.3 CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR QUE SE PIERDE POR EL TECHO DEL HORNO

$$At2 = 0,6140 \text{ m}^2$$

$$Q = 885,20 \frac{W}{m^2} \times 0,6140 \text{ m}^2 = 543,51 W \quad (\text{Ec. 48}) \quad Q = 543,51 W$$

4.6.4 CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR QUE SE PIERDE POR EL PISO DEL HORNO

$$A2 = 0,7316 \text{ m}^2$$

$$Q = 885,20 \frac{W}{m^2} \times 0,7316 \text{ m}^2 = 647,61 W \quad (\text{Ec. 48}) \quad Q = 647,61 W$$

4.6.5 CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR QUE SE PIERDE POR LA PARED TRASERA DEL HORNO

$$At4 = 0,1963 \text{ m}^2$$

$$Q = 885,20 \frac{W}{m^2} \times 0,1963 \text{ m}^2 = 173,76 W \quad (\text{Ec. 48}) \quad Q = 173,76 W$$

4.6.6 CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR QUE SE PIERDE POR LA PUERTA DEL HORNO

Se asume que la perdida de calor es uniforme en esta pared, ya que la pared y la puerta del horno están fabricadas del mismo material y además poseen el mismo espesor, debido a esto se trabaja con el área de toda la pared incluyendo la puerta.

$$A4 = 0,1858 \text{ m}^2$$

$$Q = 885,20 \frac{W}{m^2} \times 0,1858 \text{ m}^2 = 164,47 W \quad (\text{Ec. 48}) \quad Q = 164,47 W$$

4.6.7 FLUJO DE CALOR TOTAL QUE SE PIERDE POR TODAS LAS PAREDES DEL HORNO

$$Q_{TOTAL} = Q_{PAREDES} + Q_{TECHO} + Q_{PISO} + Q_{PARED \text{ TRASERA}} + Q_{PUERTA}$$

$$Q_{TOTAL} = 129,22 W + 543,51 W + 647,61 W + 173,76 W + 164,47 W$$

$$Q_{TOTAL} = 2745,10 W$$

4.6.8 FLUJO DE CALOR QUE ABSORBE LA CARGA

Se calcula el calor con la mayor carga que se va a introducir dentro del horno, la cual es la Cuchilla de la Guillotina n° 2, el calor se calcula asumiendo un proceso adiabático, también que ese es calor que absorbe la carga en una hora, luego se recalculará el tiempo en que la pieza va alcanzar la temperatura de trabajo (2).

$$Q = m \times Cp \times \Delta T \quad (\text{Ec. 49})$$

$$m = 32 \text{ Kg}$$

$$Cp = 460 \frac{J}{\text{Kg} \cdot ^\circ K}$$

$$Q = 32 \text{ Kg} \times 460 \frac{J}{\text{Kg} \cdot ^\circ K} \times (1223 - 298) ^\circ K \quad (\text{Ec. 49})$$

$$Q = 13616000 J$$

$$Q = 13616000 \frac{J}{h}$$

$$Q = 3782,22 W$$

$$Q_{CARGA} = 3782,22 W$$

4.6.9 FLUJO DE CALOR QUE ABSORBE LA MUFLA

Se tomara como material para la mufla a un AISI 310 como se indica a continuación.

Flujo De Calor Que Absorbe La Mufla De Acero Inoxidable Aisi 310

Los valores utilizados son los siguientes:

$$L_{mufla} = \text{espesor de la chapa} = 5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = \text{largo de la mufla} = 1,52 \text{ m}$$

$$H = \text{alto de la mufla} = 0,2286 \text{ m}$$

$$An = \text{ancho de la mufla} = 0,1016 \text{ m}$$

$$A = \text{área de la mufla en contacto con los gases}$$

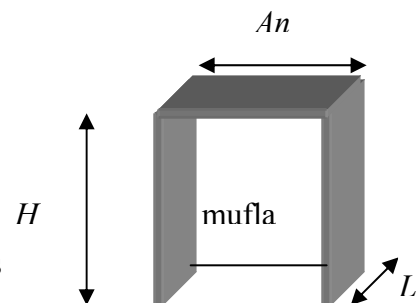


Fig. 4.2 Mufla metálica

$$A = L \times (2 \times H + An) = 1,52 \times (2 \times 0,2286 + 0,1016) m^2 = 0,8493 m^2$$

$$T_{pared.ext.mufla} = 1377^\circ K$$

$$T_{pared.int.mufla} = 1373^\circ K$$

$$K_{mufla} = 20 \frac{W}{m.^{\circ}K}$$

$$Q_{mufla} = \frac{A \times K_{mufla} \times (T_{pared.ext.mufla} - T_{pared.int.mufla})}{L_{mufla}}$$

$$Q_{mufla} = \frac{0,8493 m^2 \times 20 \frac{W}{m.^{\circ}K} \times (1377 - 1373)^{\circ}K}{5 \times 10^{-3} m} = 37165,36 W$$

$$Q_{mufla} = 37165,36 W$$

4.6.10 FLUJO DE CALOR TOTAL QUE ABSORBE EL HORNO

$$Q_{ABSORBE} = Q_{mufla} + Q_{CARGA} + Q_{TOTAL}$$

$$Q_{ABSORBE} = 37165,36 W + 3782,22 W + 2745,10 W = 43692,68 W$$

$$Q_{ABSORBE} = 43692,68 W$$

4.6.11 FLUJO DE CALOR QUE SE PIERDE A TRAVÉS DE LA CHIMENEA

$$Q_{ENTRADA} = Q_{ABSORBE} + Q_{CHIMENEA}$$

Tabla 18: Potencia producida por dos quemadores

Calores (Btu/h)	Calores (W)	Caudal de gas natural (Ft ³ /h)
117000	34289,19	118,18
330000	96713,1	333,33
402000	117814,14	406,06
468000	137156,76	472,72

Nota: la potencia producida por los quemadores es lo que se denota como calor de entrada, y se utilizará un caudal de gas de 333.33 Ft³/h.

$$Q_{ENTRADA} = 43692,68 W + Q_{CHIMENEA} \quad (\text{Ec. 50})$$

$$96713,1 W = 43692,68 W + Q_{CHIMENEA}$$

$$Q_{CHIMENEA} = 53020,42 W$$

4.7 CALCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN POR LA CHIMENEA

Con el valor obtenido del calor que se pierde por la chimenea y utilizando la gráfica anterior de los productos de combustión, se puede encontrar la temperatura de los gases de salida.

$$Q_{CHIMENEA} = 53020,42 \text{ W}$$

$$Q_{CHIMENEA} = 53020,42 \text{ W} = 180913,18 \text{ Btu} / h$$

Tabla 19: valores del utilizados.

Qquemador (Btu/h)	330000	x 2
Qchim (Btu/h)	180913	
m° gas natural (Ft³/h)	333,33	x 2
Qchim (Btu/ Ft³)	542,739	
Qchim (Kcal/m³)	4829,91	Qt = Qchim

Se calculan las rectas A y B de la figura 2.13:

$$\text{Recta A} \quad Q_A = 3,99 \times T$$

$$\text{Recta B} \quad Q_B = 3,3167 \times T$$

El calor total se expresa como:

$$Q_t = Q_A + 0,2 \times Q_B + 920$$

Sustituyendo la recta A y B, los valores de Qt y despejando T se obtiene que:

Tgs (°C)	840,24	$T = (Q_t - 920) / 4,65334$
%Perdgs	58,97	$\%P_{gs} = (Q_t + 920) \times 100 / 9750$

Existe un poco de diferencia entre este valor de %Pgs y el % Perdidas calculado por el otro lado, debido a que, este fue calculado por un método gráfico.

Con la temperatura de salida del gas y la temperatura de trabajo de 1200°C, se puede obtener una temperatura media para el calculo de la chimenea.

$$T_m = \frac{(840 + 1200)^{\circ}\text{C}}{2} = 1020^{\circ}\text{C}$$

4.8 DISEÑO DEL CONDUCTO DE SALIDA PARA GASES DE COMBUSTION

Esta sección del horno se realizara de una manera muy sencilla donde se compara la presión interna del horno con respecto a la presión externa del horno. Solo se realizara un pequeño calculo de la presión dinámica en el horno.

El caudal de gas quemado es el siguiente:

$$\dot{Q}_{gas \cdot quemado} = 17,3 \times 9,438 \frac{m^3}{h} = 163,277 \frac{m^3}{h} \quad (\text{Ec. 41})$$

pero a 1020°C el volumen de gas es mayor así que:

$$\dot{Q}_{gas \cdot quemado} = 163,277 \frac{m^3}{h} \times \frac{(1020^\circ C + 273)}{273} = 773,325 \frac{m^3}{h} = 0,215 \frac{m^3}{s} \quad (\text{Ec. 24})$$

la densidad del gas quemado es:

$$\rho = 0,2558 \frac{Kg}{m^3}$$

$$Diametro = D = 4in$$

$$Area = A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (4in)^2}{4} = 12,566in^2 = 8,107 \times 10^{-3} m^2$$

$$V = \text{Velocidad del gas}$$

$$\dot{Q}_{gas \cdot quemado} = V \times A \quad (\text{Ec. 51})$$

$$V = \frac{\dot{Q}_{gas \cdot quemado}}{A} = \frac{0,215 \frac{m^3}{s}}{8,107 \times 10^{-3} m^2} = 26,52 \frac{m}{s}$$

la presión dinámica es la siguiente:

$$P_{DIN} = \frac{\rho \times V^2}{2} \quad (\text{Ec. 52})$$

$$P_{DIN} = \frac{0,2558 \frac{Kg}{m^3} \times (26,52 \frac{m}{s})^2}{2} = 89,953 \frac{Kg \times m}{s^2}$$

$$P_{DIN} = 89,796 Pa$$

$$1atm = 101325 Pa$$

$$P_{DIN} = 8,862 \times 10^{-4} atm$$

Este mismo calculo se realizó para diferentes diámetros y se expresa en la siguiente tabla:

Tabla 20: Presión interna del horno para diferentes diámetros.

D (in)	A (m ²)	V (m/s)	P _{DIN} (atm)
4	0,008107	26,52	8,88E-04
5	0,01266	16,97	3,64E-04
6	0,01824	11,78	1,75E-04
7	0,02482	8,66	9,46E-05
8	0,03243	6,63	5,55E-05

Se puede decir que con respecto a la presión atmosférica el sistema no presenta presurización, y se tomara para una chimenea de sección cuadrada una longitud de 6 pulgadas para los lados de la sección del conducto de salida, de manera de que no exista

gran escape de gas. La altura escogida para el conducto de salida será de 1,5 metros, de modo de no afectar al personal de trabajo.

4.9 DISEÑO DE LA PUERTA DEL HORNO Y SU CONTRAPESO

Con un calculo sencillo como el siguiente se puede determinar le peso del contrapeso que se utilizara como mecanismo para la puerta.

La densidad del acero de la carcasa y de la fibra cerámica es la siguiente son las siguientes respectivamente:

$$\rho (\text{acero}) = 7854 \text{ Kg/m}^3 = 7,854 \text{ gr/cc}$$

$$\rho (\text{fibra}) = 128 \text{ Kg/m}^3 = 0,128 \text{ gr/cc}$$

Además se tiene que $M = \rho \times V$

El espesor de la chapa metálica es de 4 mm (0,1574") así que

El volumen de chapa utilizado es:

$$V (\text{chapa}) = (15'' + 2 \times 6'') \times 8'' \times 0,1574'' + 2 \times 6'' \times 15'' \times 0,1574'' =$$

$$= 62,33 \text{ in}^3 = 1021,41 \text{ cc}$$

$$M (\text{chapa}) = (7,854 \text{ gr/cc}) \times (1021,41 \text{ cc}) = 8022,17 \text{ gr.} = 8,02 \text{ Kg}$$

$$V (\text{fibra}) = 15'' \times 6'' \times 8'' = 720 \text{ in}^3 = 11798,7 \text{ cc}$$

$$M (\text{fibra}) = (0,128 \text{ gr/cc}) \times (11798,7 \text{ cc}) = 1510.23 \text{ gr.} = 1,5 \text{ Kg}$$

El peso total de la puerta es de $M_{\text{TOTAL}} = 8,02 \text{ Kg.} + 1,5 \text{ Kg.} = 9,52 \text{ Kg.}$

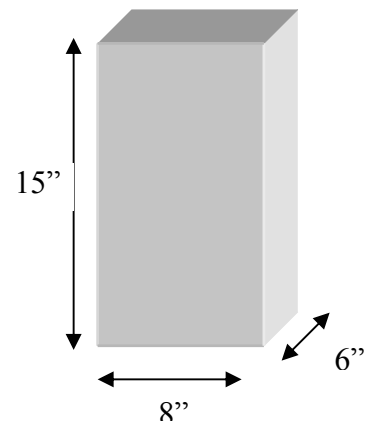


Fig. 4.3 Fibra de la puerta

De acuerdo a la figura 2 se puede decir que el La masa del contrapeso debe ser igual a la de La puerta, debido a la disposición de las poleas.

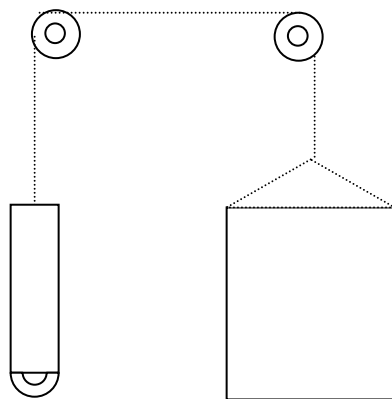


Fig. 4.4: Esquema representativo del contrapeso y la puerta

4.10 DETERMINACION DEL TIEMPO DE CALENTAMIENTO DE ALGUNAS GEOMETRÍAS

Coefficiente De Convección Dentro De La Mufla

Este coeficiente esta representado por el coeficiente de transferencia de global de transferencia de calor y ya fue calculado anteriormente, su valor es

$$\bar{h}_{GLOBAL} = 158,26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \text{ y será utilizado para el calculo de los tiempos de calentamiento.}$$

Nota: El tipo de acero que se va a tratar térmicamente debe ser calentado en varias fases, debido a su composición, por esto se calcula el tiempo de calentamiento total y se le suman los tiempos de permanencia, el tiempo de permanencia va a depender del espesor de la pieza y para aceros aleados equivale a 2 minutos por cada milímetro de espesor aproximadamente.

Se deben calentar de la siguiente manera:

- De 25° C – 550° C. (luego se mantiene en 550° C durante un tiempo t_{m1} que depende del espesor de la pieza)
- De 550° C – 860° C. (luego se mantiene en 860° C durante un tiempo t_{m2} que depende del espesor de la pieza)
- De 860° C – 950° C. (luego se mantiene en 950° C durante un tiempo t_{m3} que depende del espesor de la pieza)

4.10.1 TIEMPO DE CALENTAMIENTO PARA LA GUILLOTINA N° 2 CON TIEMPO COMPLETO

Se calcula el tiempo de calentamiento completo desde 25 a 950° C y a éste se le suma el tiempo de permanencia en cada intervalo.

Dimensiones

$$A = 10 \text{ cm}$$

$$B = 3 \text{ cm}$$

$$C = 140 \text{ cm}$$

$$L_C = 1,5 \text{ cm}$$

Temperaturas

$$T_l = 550^\circ \text{ C}$$

$$T_o = 25^\circ \text{ C}$$

$$T_\infty = 980^\circ \text{ C}$$

Nota: se supondrá que la temperatura del medio

Se mantendrá constante a 980° C para facilitar los cálculos.

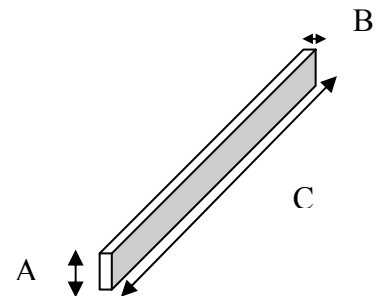
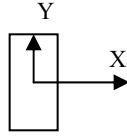


Fig. 4.5: Cuchilla

Esta pieza será la única que se calculará de forma bidimensional debido a que las otras piezas poseen una mayor complejidad y mas fácil trabajarlas de manera unidimensional.



K_M (conductividad térmica del metal) = 20 W/ m.K° (también se asume constante)

ρ_M (densidad del metal) = 7,7 gr./cc

L_{CX} = 0,015 m para el eje X

L_{CY} = 0,05 m para el eje Y

Calculo del número de Biot

$$\text{Para } P(x,t) : Bi_x = \frac{h \times L_{CX}}{k} = \frac{158,26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \times 0,015m}{20 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}} = 0,1186 \quad (\text{Ec. 32})$$

$$\text{Para } P(y,t) : Bi_y = \frac{h \times L_{CY}}{k} = \frac{158,26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \times 0,05m}{20 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}} = 0,3956$$

como $Bi > 0,1$ entonces, debe calcularse el tiempo de calentamiento mediante las grafico de Heisler.

$$\frac{T(x,y,t) - T_\infty}{T_o - T_\infty} = P(x,t) \times P(y,t) = \frac{(950 - 980)^\circ C}{(25 - 980)^\circ C} = 0,03 \quad (\text{Ec. 29})$$

$$\alpha = \frac{k_M}{\rho_M \times C_p} = \frac{20 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{7700 \frac{Kg}{m^3} \times 460 \frac{J}{Kg \cdot K^\circ}} = 5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \quad (\text{Ec. 53})$$

$$P(x,t) = Fo_x = \frac{\alpha \times t}{L_{CX}^2} = \frac{5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \times t}{(0,015m)^2} \quad (\text{Ec. 34})$$

$$P(y,t) = Fo_y = \frac{\alpha \times t}{L_{CY}^2} = \frac{5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \times t}{(0,05m)^2}$$

con $1/Bi_x = 8,43$, $1/Bi_y = 2,53$ y el grafico de Heisler para placas se obtiene que:

$Fo_x = 30$ y $Fo_y = 11$

entonces:

$$P(x,t)P(y,t) = Fo_x \times Fo_y = \frac{5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \times t}{(0,015m)^2} \times \frac{5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \times t}{(0,05m)^2} = 30 \times 11 \quad (\text{Ec. 29})$$

$$t_1 = 2415s = 40,2 \text{ min.}$$

el tiempo total de calentamiento es:

$$t_{\text{Total}} = 40,2 \text{ min} + t_{m1} + t_{m2} + t_{m3}$$

Como el espesor de la pieza es de 15mm, entonces $t_{m1} = t_{m2} = t_{m3} = 2 \times 15 \text{ min} = 30$ minutos cada t_m . Así que $t_{\text{Total}} = 40,2 \text{ min.} + 3 \times 30 \text{ min.} = 130 \text{ min.}$

$$t_{\text{Total}} = 130 \text{ min.}$$

4.10.2 MATRIZ TRIANGULAR DE 70

Se calcula el tiempo de calentamiento completo desde 25 a 950° C y a éste se le suma el tiempo de permanencia en cada intervalo.

Dimensiones

Cuadrado de lado $L = 13 \text{ cm.}$

Espesor = 2,5 cm

Triangulo rectángulo isósceles de

Lado = 7 cm. (cavidad)

La pieza se tomara como una placa para poder aplicar el modelo de placa.

Pero su $L_c = \text{Volumen} / \text{Área}$

$$\text{Volumen} = (13 \text{ cm})^2 \times 2,5 \text{ cm} - 7 \text{ cm} \times 7 \text{ cm} \times 2,5 \text{ cm} / 2 = 361,25 \text{ cc.}$$

$$\text{Área} = (13 \text{ cm})^2 \times 2 - 7 \text{ cm} \times 7 \text{ cm} \times 2 / 2 = 387 \text{ cm}^2.$$

$$L_c = 361,25 \text{ cm}^3 / 387 \text{ cm}^2 = 0,93 \text{ cm}$$

Temperaturas

$$T_i = 550^\circ \text{ C}$$

$$o = 25^\circ \text{ C}$$

$$T_\infty = 980^\circ \text{ C}$$

Como es el mismo metal posee entonces las mismas propiedades como densidad y conductividad.

Calculo del número de Biot

$$Bi = \frac{h \times L_c}{k} = \frac{158,26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \times 0,009m}{20 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}} = 0,071 \quad (\text{Ec. 32})$$

El número de Biot fue $Bi < 0,1$ esto indica que debe calcularse el tiempo de calentamiento mediante las grafico de Heisler.

$$\frac{T(x,t) - T_\infty}{T_o - T_\infty} = P(x,t) = \frac{(950 - 980)^\circ \text{ C}}{(25 - 980)^\circ \text{ C}} = 0,03 \quad (\text{Ec. 30})$$

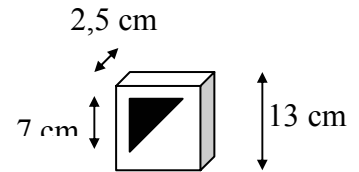


Fig. 4.6: Matriz triangular

$$\alpha = \frac{k_M}{\rho_M \times C_P} = \frac{20 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{7700 \frac{Kg}{m^3} \times 460 \frac{J}{Kg \cdot K^\circ}} = 5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \quad (Ec.53)$$

$$Fo = \frac{\alpha \times t}{L_C^2} = \frac{5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \times t}{(0,009m)^2} \quad (Ec.34)$$

con $1/Bi = 14$ y el grafico de Heisler para placas se obtiene que:

$$Fo = 50 \text{ entonces: } Fo = \frac{5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \times t}{(0,009m)^2} = 50 \quad (Ec. 34)$$

$$t_1 = 718s = 11,96 \text{ min.}$$

el tiempo total de calentamiento es:

como el espesor es 9 mm, entonces cada $t_m = 9 \text{ min.}$

$t_{\text{Total}} = 11,96 \text{ min} + 3 \times 9 \text{ min.} = 40 \text{ min}$

$t_{\text{Total}} = 40 \text{ min}$

4.10.3 CUCHILLA DE LA SEMIAUTOMÁTICA

Se calcula el tiempo de calentamiento completo desde 25 a 950° C y a éste se le suma el tiempo de permanencia en cada intervalo.

Dimensiones

Espesor = $0,8 \text{ cm}$

La pieza esta compuesta por un rectángulo

De $7,5 \text{ cm} \times 15 \text{ cm}$ y un Triangulo rectángulo isósceles de

Lado = $10,60 \text{ cm. (cavidad).}$

La pieza se tomara como una placa para poder aplicar el modelo de placa.

Pero su $L_C = \text{Volumen} / \text{Área}$

$\text{Volumen} = 7,5 \text{ cm} \times 15 \text{ cm} \times 0,8 \text{ cm} + 10,60 \text{ cm} \times 10,60 \text{ cm} \times 0,8 \text{ cm} / 2 = 134,94 \text{ cc.}$

$\text{Área} = 7,5 \text{ cm} \times 15 \text{ cm} \times 2 + 10,60 \text{ cm} \times 10,60 \text{ cm} \times 2 / 2 = 337,36 \text{ cm}^2.$

$L_C = 134,94 \text{ cm}^3 / 337,36 \text{ cm}^2 = 0,4 \text{ cm}$

Temperaturas

$T_I = 550^\circ \text{ C}$

$o = 25^\circ \text{ C}$

$T_\infty = 980^\circ \text{ C}$

Como es el mismo metal posee entonces las misma propiedades como densidad y conductividad.

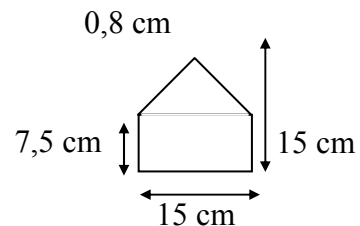


Fig. 4.7: Cuchilla de la semiautomática

Calculo del número de Biot

$$Bi = \frac{h \times L_c}{k} = \frac{158,26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \times 0,004m}{20 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}} = 0,031 \quad (\text{Ec. 32})$$

El número de Biot fue $Bi < 0,1$ esto indica que debe calcularse el tiempo de calentamiento mediante las grafico de Heisler.

$$\frac{T(x,t) - T_\infty}{T_o - T_\infty} = P(x,t) = \frac{(950 - 980)^\circ C}{(25 - 980)^\circ C} = 0,03 \quad (\text{Ec. 30})$$

$$\alpha = \frac{k_M}{\rho_M \times C_P} = \frac{20 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{7700 \frac{Kg}{m^3} \times 460 \frac{J}{Kg \cdot K^\circ}} = 5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \quad (\text{Ec. 53})$$

$$Fo = \frac{\alpha \times t}{L_c^2} = \frac{5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \times t}{(0,004m)^2} \quad (\text{Ec. 34})$$

con $1/Bi = 32$ y el grafico de Heisler para placas se obtiene que:

$$Fo = 98 \text{ entonces: } Fo = \frac{5,64 \times 10^{-6} m^2 / s \times t}{(0,004m)^2} = 98 \quad (\text{Ec. 34})$$

$$t_1 = 278s = 4,63 \text{ min.}$$

el tiempo total de calentamiento es:

como el espesor es 4 mm, entonces cada $t_m = 4 \text{ min.}$

$$t_{\text{Total}} = 4,63 \text{ min} + 3 \times 4 \text{ min.} = 17 \text{ min}$$

$$t_{\text{Total}} = 17 \text{ min}$$

Tabla 21: Tiempos de Calentamientos vs. Tipo de pieza.

Tipo de Pieza	Tiempo de Calentamiento (min)
Guillotina N° 02	130 min.
Matriz Triangular de 70	40 min.
cuchilla de la Semiautomática	17 min.

4.5 EQUIPOS Y FUNCIONAMIENTO PARA EL HORNO A GAS

En esta sección se dará una breve reseña de los equipos a utilizar y su funcionamiento, si se desea construir el horno se deben revisar los catálogos y especificaciones de los instrumentos de manera detallada, partiendo de el caudal de gas y aire a utilizar, ya que este trabajo no desarrolla a fondo el funcionamiento del equipo y se dirige mas hacia la parte de transferencia de calor.

4.5.1 EQUIPOS PARA LA OPERACIÓN DEL HORNO A GAS

1. Soplador para aire e combustión
2. Manómetro de presión de aire
3. Modutrol marca Honeywell M7261
4. Válvula de cierre rápido Shutoff valves
5. Válvula reguladora de Gas modelo 7216
6. Electro-válvula (solenoid valves)
7. Preso-switcher (Gas Pressure Switches) marca Honeywell
8. Válvula reguladora gas piloteada marca Rockwell
9. Válvula limite de orificio marca North American 1807
10. Detector de Llama (Flame Detector) marca Honeywell C70
11. Control de Quemador (Relay module) Honeywell Series RM7890
12. Transformador de Ignición (Electric pilot)
13. Bujía de Ignición
14. Tablero Eléctrico
15. Controlador Honeywell UDC 3000
16. Termocuplas tipo K
17. Quemador marca North American 4832-2

4.5.2 DESCRIPCION DEL EQUIPO A UTILIZAR

4.5.2.1 SOPLADOR PARA AIRE DE COMBUSTIÓN

Es una turbina que se utiliza para suministrar el aire al sistema, primero realiza un barrido para desalojar los restos de gas que hayan presentes, luego impulsa el aire requerido por el quemador para realizar la combustión. Esta turbina debe ser capaz de proporcionar el caudal de aire calculado y el cual es de un valor de:

$$Q_a = 153,83 \frac{m^3}{h}$$

por ejemplo:

Los ventiladores de la línea RR poseen rotores de palas curvadas hacia atrás, son ventiladores de alta presión y pequeño caudal, de construcción robusta, para ambientes industriales.

Caudal de aire: 60 a 3000 m³/h

Presión Estática: 60 1350 mmca.
Trabaja con aire y gases limpios.

Aplicaciones: transporte neumático, forjas, sopladores, hornos industriales (25).



Fig. 4.8: Soplador tipo RR.

4.5.2.2 MANÓMETRO DE PRESIÓN DE AIRE

Este instrumento indica la presión tanto de aire como de gas existente en el sistema. Se encuentra ubicado en la tubería de aire y de gas.

4.5.2.3 MODUTROL MARCA HONEYWELL M7261

Es un controlador que dirige una válvula, que permite el paso de aire al sistema, se encuentra conectado a la tubería principal del aire. Este recibe una señal del tablero principal que le indica si debe cerrar o abrir el paso de aire según sea lo requerido, para mantener la temperatura estipulada por el horno.

4.5.2.4 VÁLVULA DE CIERRE RÁPIDO (SHUTOFF VALVES)

Esta válvula se activa manualmente, se utiliza como sistema de seguridad, en caso de alguna falla, que se apague el horno, esta válvula se dispara y bloquea el paso de gas automáticamente.

4.5.2.5 VÁLVULA REGULADORA DE GAS MODELO 7216

Su función es regular entrada de gas al equipo según la estipulada por su fabricante.

4.5.2.6 ELECTROVALVULA (SOLENOID VALVES)

Esta válvula se utiliza en las tuberías de gas, estas dirigen la entrada de gas al quemador, se utilizan dos válvulas, la primera permite la entrada de una menor cantidad de gas que sirve para encender los piloto, luego que se enciende el piloto una foto celda que posee el quemador detecta la llama y envía una señal que permite que la segunda válvula se accione y permita la entrada de un flujo mayor de gas para que se encienda el por completo el quemador.

4.5.2.7 PRESOSTATOS (PRESO-SWITCHER)

Se utilizan en a tubería de gas y de aire para medir la presión de los mismos, su función enviar una señal al tablero principal de cualquier caída e presión en las tuberías, en caso de que exista una caída de presión en el sistema, se enviara una señal que apagara el equipo por completo, en general es un sistema de seguridad (un permisivo).

4.5.2.8 VÁLVULA REGULADORA GAS PILOTEADA MARCA ROCKWELL

Esta válvula es accionada por la presión de aire existente en el sistema, cuando el soplador se encuentra apagado no existe una presión de aire que accione la válvula para que haya paso de gas. Esta válvula es también un permisivo. Esta válvula es abierta por la misma presión de aire, quiere decir que no es una válvula que recibe una seña eléctrica y que solo trabaja por presión (piloteada).

4.5.2.9 VÁLVULA LIMITE DE ORIFICIO MARCA NORTH AMERICAN 1807

Esta válvula se emplea para regular el caudal de gas de forma manual hasta obtener el mas indicado para trabajo.

4.5.2.10 DETECTOR DE LLAMA (FLAME DETECTOR) MARCA HONEYWELL C70

Este componente es un censor fotoeléctrico que determina la presencia de llama en el quemador, cuando hay llama este manda un señal al tablero principal para que el flujo de gas sea completo. Cuando no hay llama se envía un señal de alarma al tablero principal para que este no permita el paso del gas al quemador.

5.2.11 CONTROL DE QUEMADOR (RELAY MODULE) HONEYWELL SERIES RM7890

Este aparato es un modulo que se encarga de recibir toda la información del quemador, como son las señales enviadas por los permisivos, fotoceldas, los presostatos, es el que verifica de que todas las señales enviadas sean las indicadas y así permitir el buen funcionamiento del quemador. Existe un modulo para cada uno de los quemadores y a su vez estos módulos estas gobernados por el tablero principal.

4.5.2.12-TRANSFORMADOR DE IGNICIÓN (ELECTRIC PILOT)

Este transformador es el que envía un voltaje a la bujía, la bujía crea una chispa para encender al piloto, este transformador se acciona simultáneamente con la válvula piloto.

4.5.2.13-BUJÍA DE IGNICIÓN

Es la que se encarga de recibir el voltaje enviado por el transformador de ignición para formar la chispa que crea la llama.

4.5.2.14-TABLERO ELÉCTRICO

Es el lugar donde están ubicados en si todos los componentes del equipo, como son: pirómetros, módulos(controladores de los quemadores), relee en general, el arrancador del soplador, dispositivos de seguridad como Breaker, fusibles y lámparas de aviso. Desde esta sección se controlan la mayoría de los equipos.

4.5.2.15-CONTROLADOR HONEYWELL UDC 3000

Es el instrumento(pirómetro) que recibe las señales enviadas por las termocuplas, y controla la temperatura del horno, en el se estipulan las temperaturas requeridas por el usuario, existen dos pirómetros, uno que es el de trabajo del cual se esta hablando y otro que es de seguridad que se utiliza en caso de alguna falla en el pirómetro de trabajo, este se programa con un 20% mas de temperatura que el de trabajo, en caso tal que se alcance este 20% mas él apaga al equipo por completo.

4.5.2.16-TIPO DE TERMOCUPLAS A UTILIZAR

Se recomienda utilizar dos tipos de termocuplas, para la parte interna de la mufla se recomienda utilizar una termocupla tipo K, la cual es adecuada para medir la temperatura alcanzada dentro de la misma. Para la parte externa de la mufla se recomienda utilizar una termocupla tipo R, ésta puede estar en contacto con los gases de combustión en donde exista una mayor temperatura y su finalidad es medir la temperatura del gas de combustión procurando que no se alcance una temperatura cercana a la temperatura de fusión de la mufla (1400° C), en caso de que no este funcionando correctamente el controlador de las termocuplas internas. Además también debe utilizarse un termoposo adecuado para que proteja a las termocuplas de algún daño metálico.

Criterios que se deben tomar para la selección de un termoposo:

- Que se resistente a la temperatura.
- Que tenga una conductividad elevada para hacer una transferencia de energía rápida.
- Resistencia a los cambios bruscos.
- Resistencia a los esfuerzos mecánicos.
- Resistencia a la corrosión de vapores ácidos.

4.5.2.17-QUEMADORES NORTH AMERICAN

Este dispositivo de combustión genera una llama plana y pertenece a la serie de quemadores 4832 – 2, éste generará la potencia calorífica utilizada para calentar el horno.

Tipo De Quemador A Utilizar En El Diseño

Para el diseño de este horno se empleara un quemador de llama plana, el cual es fabricado por la empresa NORTH AMERICAN Mfg. Co., la designación de este quemador es 4832-2.

El quemador de llama plana hacen a la pared refractaria o al techo en el cual son instalados una región uniforme de radiación de calor que evita el origen de puntos calientes en la zona de trabajo.

Aplicación

Los quemadores producen discos tangenciales de llamas que rozan adyacentemente las paredes del refractario. Tiene una alta eficiencia de radiación de calor transferido por la llama creada los hace utilizable en:

En las paredes de :

- Tanques de galvanizado.
- Hornos de crisol.
- Puntos de sal.
- Hornos de normalizado.

O en los techos de :

- Calentadores de planchas.
- Tanques de vidrio.
- Hornos de hogar rotatorios.

Designación del quemador	Capacidad de aire de combustión scfh (para Btu/h, multiplicar por 100) Presión de aire para el quemador en osi				Máximo % de aire en exceso fuera del piloto.				Diámetro aproximado de la llama en pulgadas
	1	8	12	16	4	8	12	16	
4832-2	585	1650	2010	2340	400	300	250	150	14
4832-3	885	2500	3050	3540	290	190	150	100	16
4832-4	1450	4100	5000	5800	250	220	150	140	23
4832-5	2370	6700	8150	9500	250	250	250	300	25
4832-6	3710	10500	12900	14800	500	500	500	500	30
4832-7	6550	18500	22700	26200	500	500	300	280	34

Tabla 22: Especificaciones del quemador (26).

Operaciones Características

Los quemadores a832 son boquillas mixtas, por lo tanto no puede haber destellos hacia atrás, así que el rechazo es limitado solo por la precisión del sistema de control. El rechazo puede ser extendido por el uso de aire en exceso a baja llama (26).

4.5.3-FUNCIONAMIENTO DEL HORNO

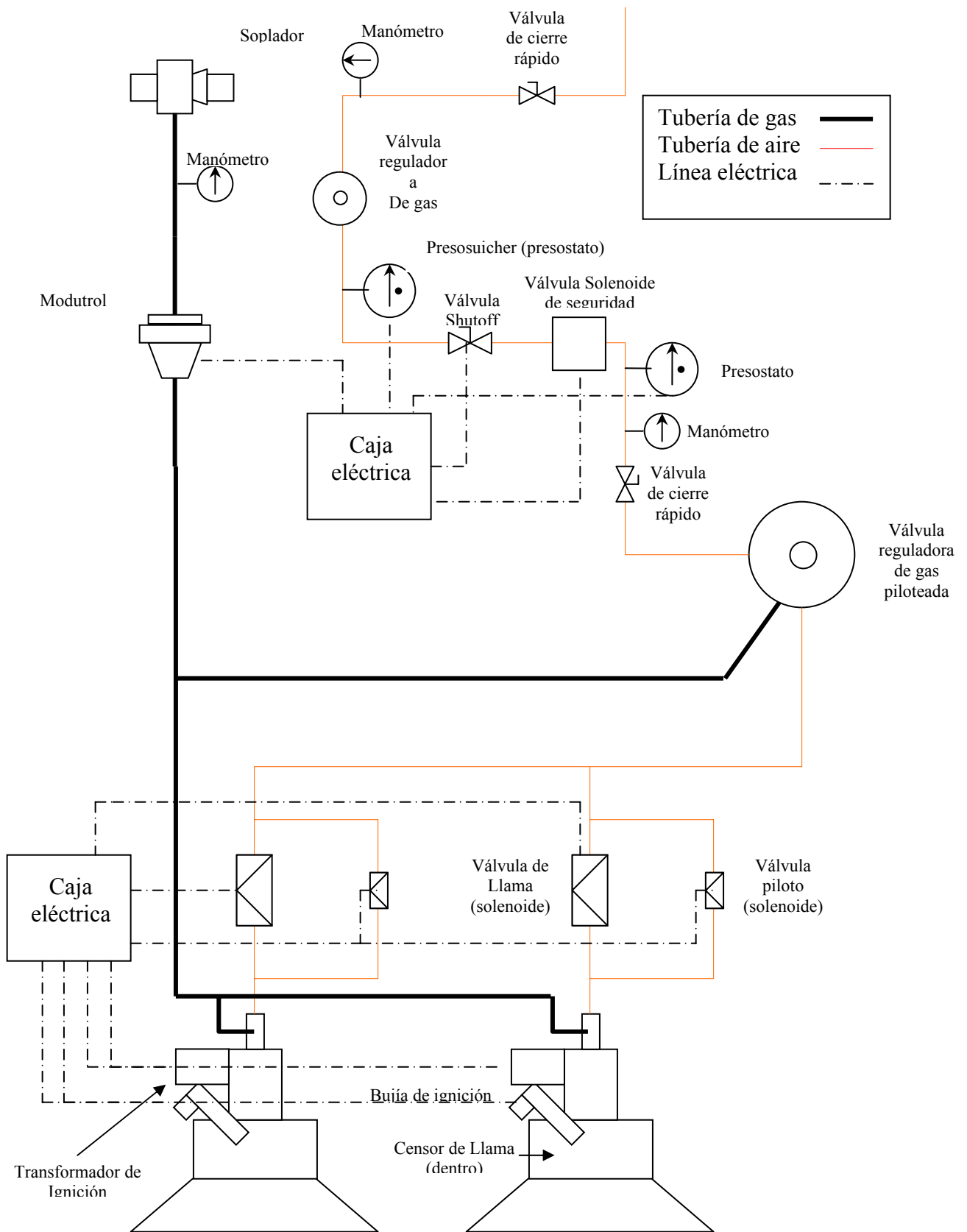
Al accionar el switcher de encendido del Blower o soplador y encendido del controlador este chequea la memoria y programación y al mismo tiempo enciende el registrador. Después de accionado el soplador, éste hace circular aire por la tubería hasta los quemadores para desalojar cualquier residuo de gas presente en la tubería o dentro del horno, evitando así que exista algún peligro de explosión al encender los quemadores (este desalojo de gases tarda aproximadamente unos 3 minutos por seguridad), en conjunto con esta operación, se regulan las presiones de todas las tuberías para que se pueda dar el siguiente paso de encender los quemadores. Después este switcher activa el encendido de los pilotos los cuales poseen un tiempo de retardo con respecto al encendido del ventilador. Para que se de la Condición de encendido deben haberse cumplido los siguientes pasos :

- Haberse activado el switcher de encendido
- Tener suficiente presión de aire
- Mantenerse la condición de cerrado en el modutrol o servomotor que controla o regula la entrada de aire principal a las tuberías. Esta condición es detectada por un microsuicher o presostato localizado entre el soplador y el modutrol.

Después de haberse dado las condiciones anteriores el mismo microsuicher manda una señal a los controladores de llama, los cuales a su vez dan la condición de apertura a la electro válvula de pilotaje encargada de regular el caudal de gas en la tubería principal y al mismo tiempo se activa el transformador de Ignición los cuales envían el voltaje necesario a las bujías de encendido del piloto para encender la llama piloto del quemador.

En el momento que el sensor de llama detecta a la misma, la electro-válvula de gas conjuntamente con el controlador de temperatura da la condición de arranque en mínimo y es cuando el servomotor y válvulas reguladoras dan entrada al caudal aire-gas para mantener la llama del quemador estable. Luego de encendido el quemador la temperatura del horno es vigilada por el controlador de temperatura el cual posee un set-point que trabaja de la siguiente manera, este posee un intervalo de temperatura que fue fijado previamente, la temperatura dentro del horno se debe mantener dentro de este intervalo durante todo el tiempo de trabajo, si la temperatura dentro del horno sobrepasa a la máxima estipulada en el controlador de temperatura el quemador se apaga y cuando esta temperatura comienza a disminuir hasta pasar el nivel inferior del controlador éste manda una nueva señal al controlador principal para que vuelva a encender los quemadores, y esto ocurre durante todo el tiempo en que esta trabajando el horno.

4.5.4-ESQUEMA DEL EQUIPO

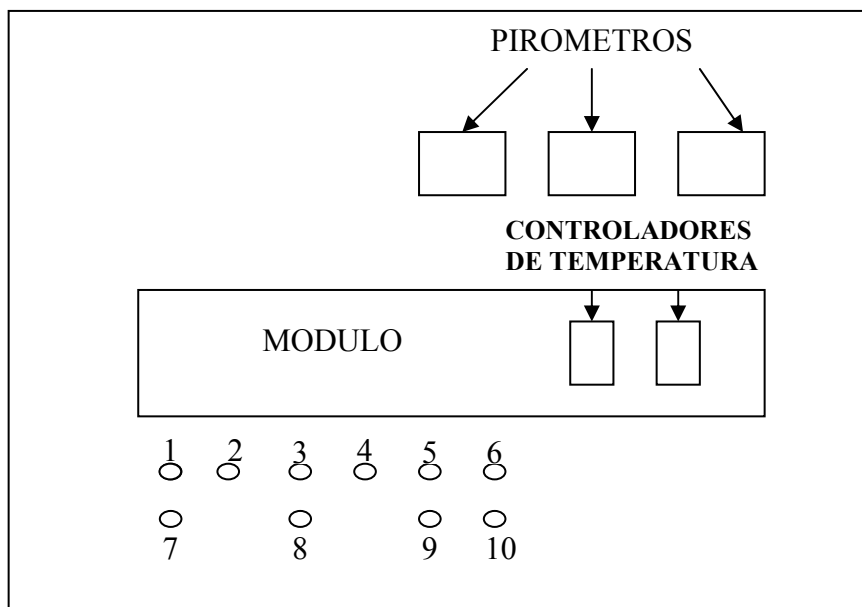


CAJA ELÉCTRICA: Esta caja mostrada en la figura anterior, es donde se empalman las conexiones eléctrica que salen de las válvulas y van luego al tablero principal.

4.5.5-TABLEROS DE MANDO

Este simple esquema muestra de una forma sencilla como debe estar constituido el tablero.

Fig. 4.6: Esquema Del Tablero



1. Indica que el horno esta encendido.
2. Indica que hay gas en la tubería.
3. Indica que el soplador esta haciendo el barrido.
4. Pulsador para recetar el sistema.
5. Encendido del quemador.
6. Lámpara que Indica que termino el barrido.
7. Indica de alta temperatura.
8. Indica de baja temperatura.

Tablero De Arranque Del Soplador

Este tablero debe contar con un breaker utilizado para el paso de seguridad y como dispositivo de seguridad, además se encuentra el sistema de encendido del soplador.

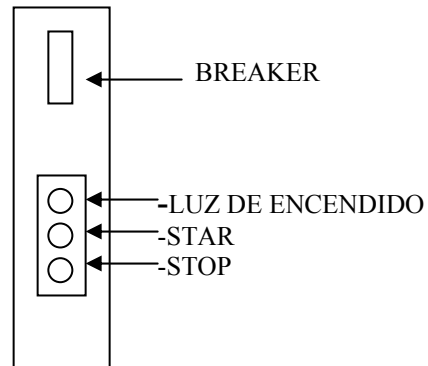


Fig. 4.10: Esquema del arranque del soplador.

4.6-PLANOS DEL HORNO

Todas las medidas se encuentran en milímetros.

4.6.1-ESQUELETO DEL HORNO

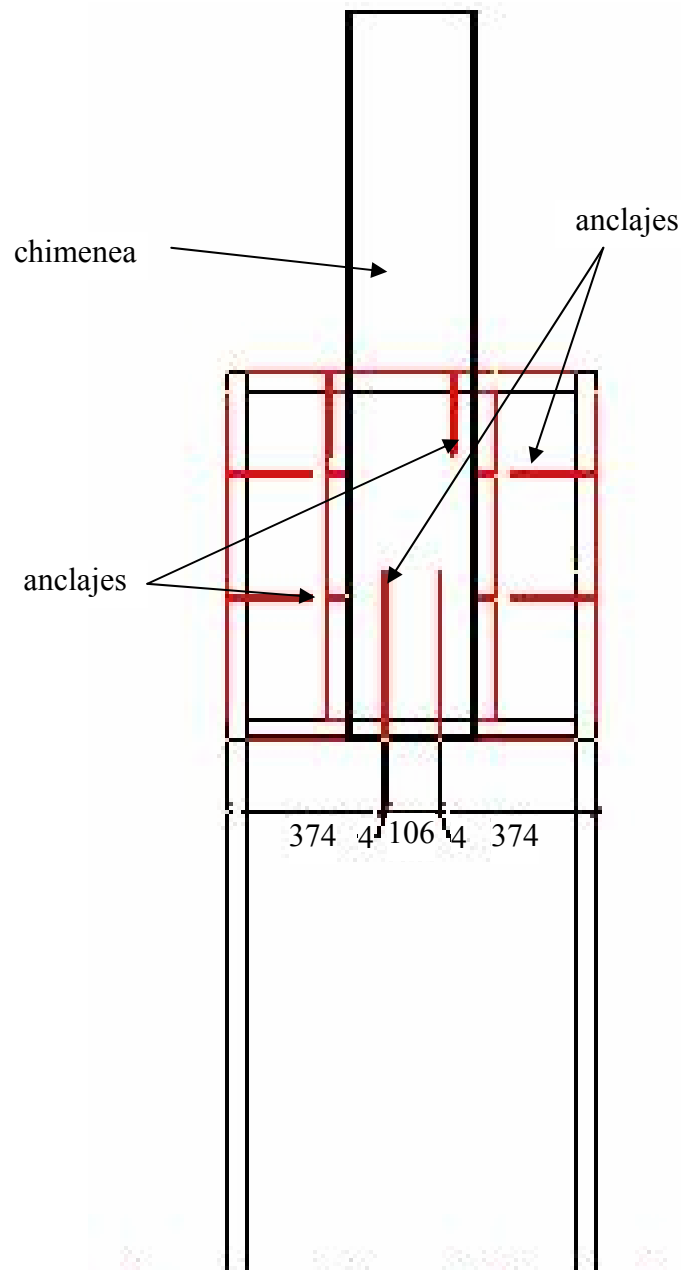


Fig.4.11: Vista Frontal

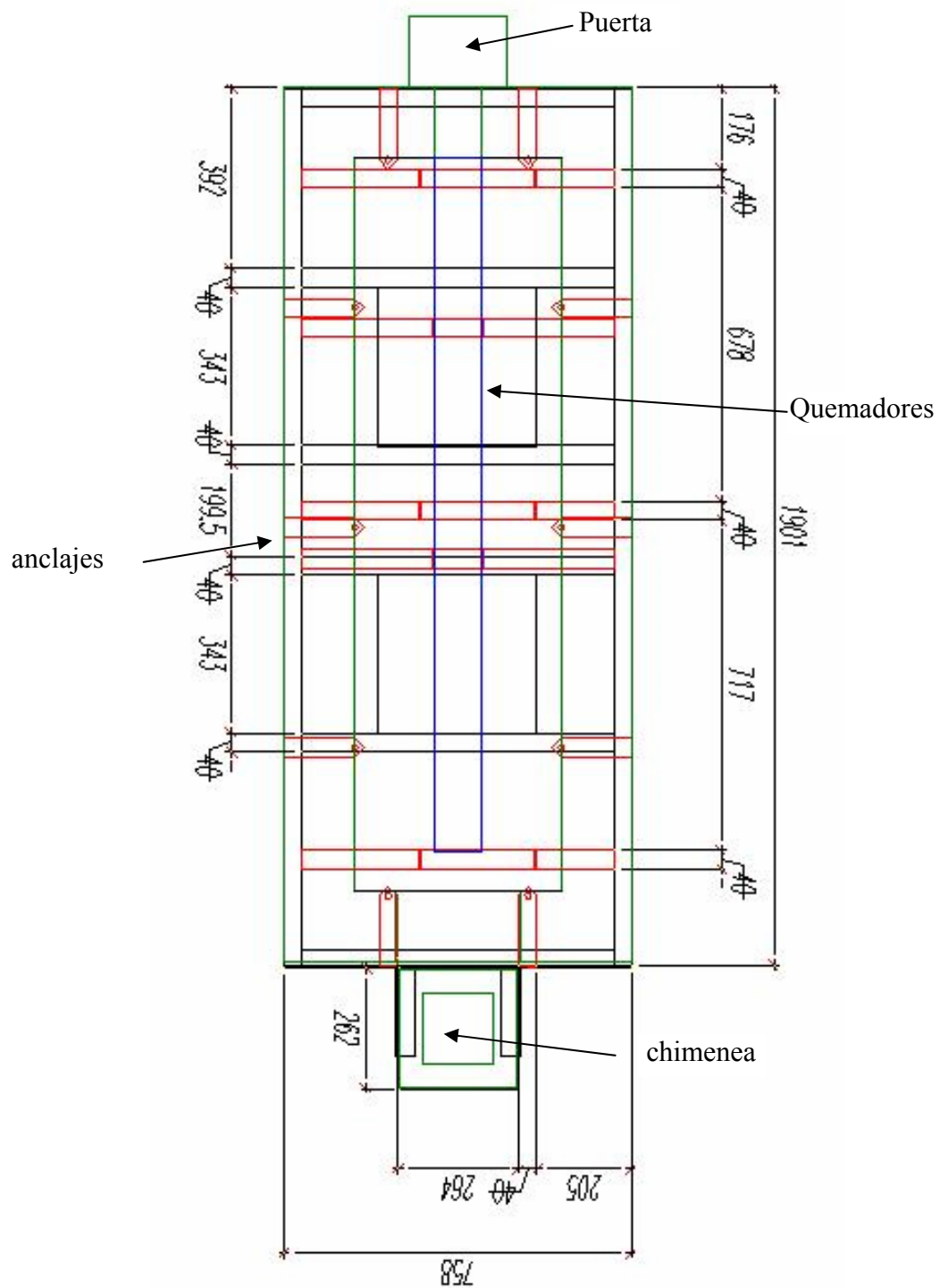


Fig. 4.12: Vista Superior

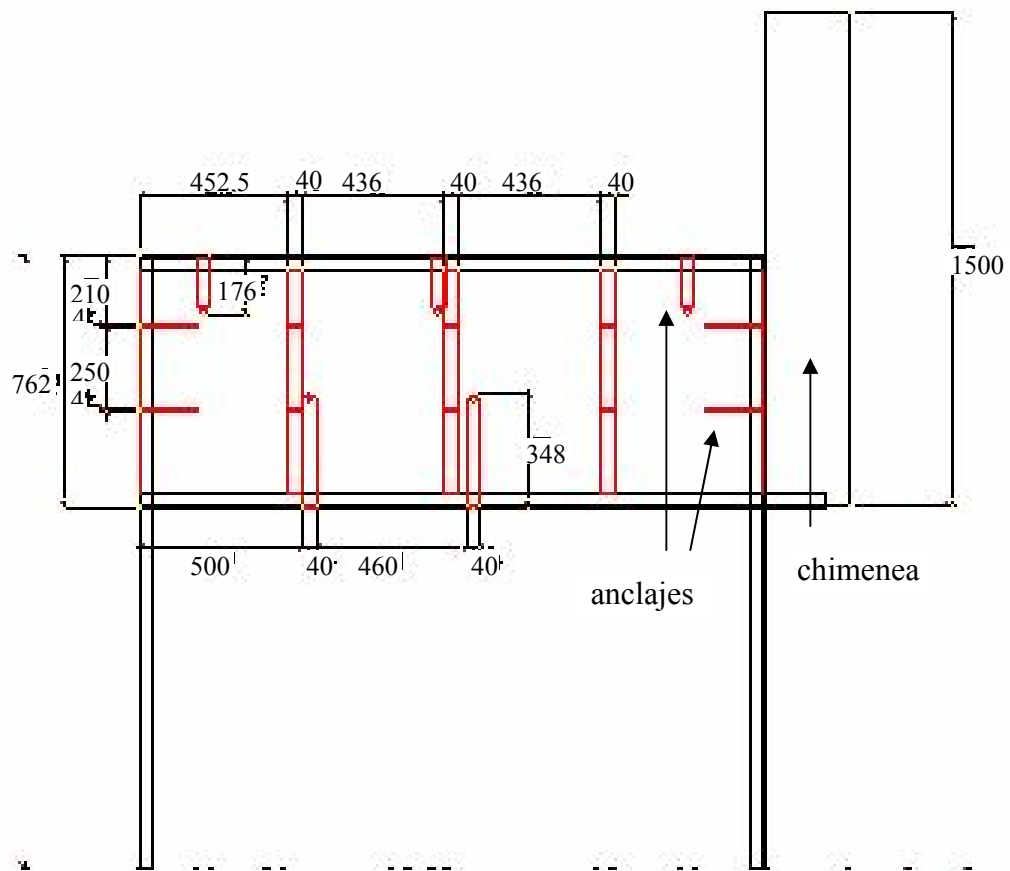


Fig. 4.13: Vista Lateral

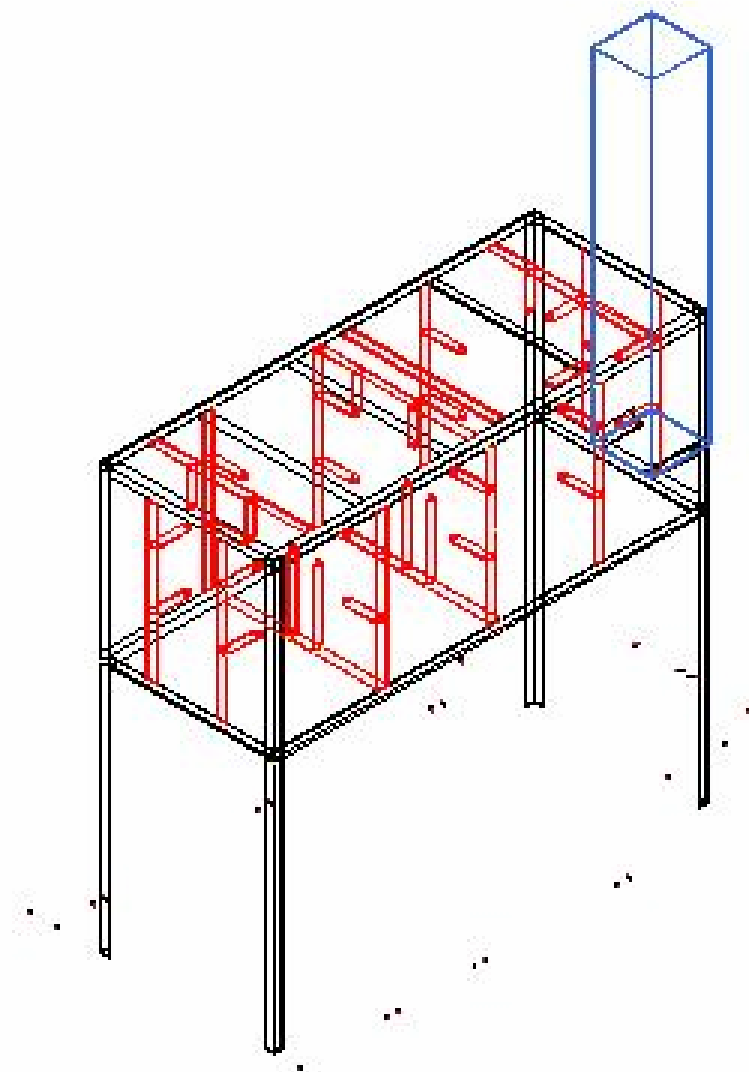


Fig. 4.14: Vista en 3D

4.6.2-ESPESORES DE FIBRA

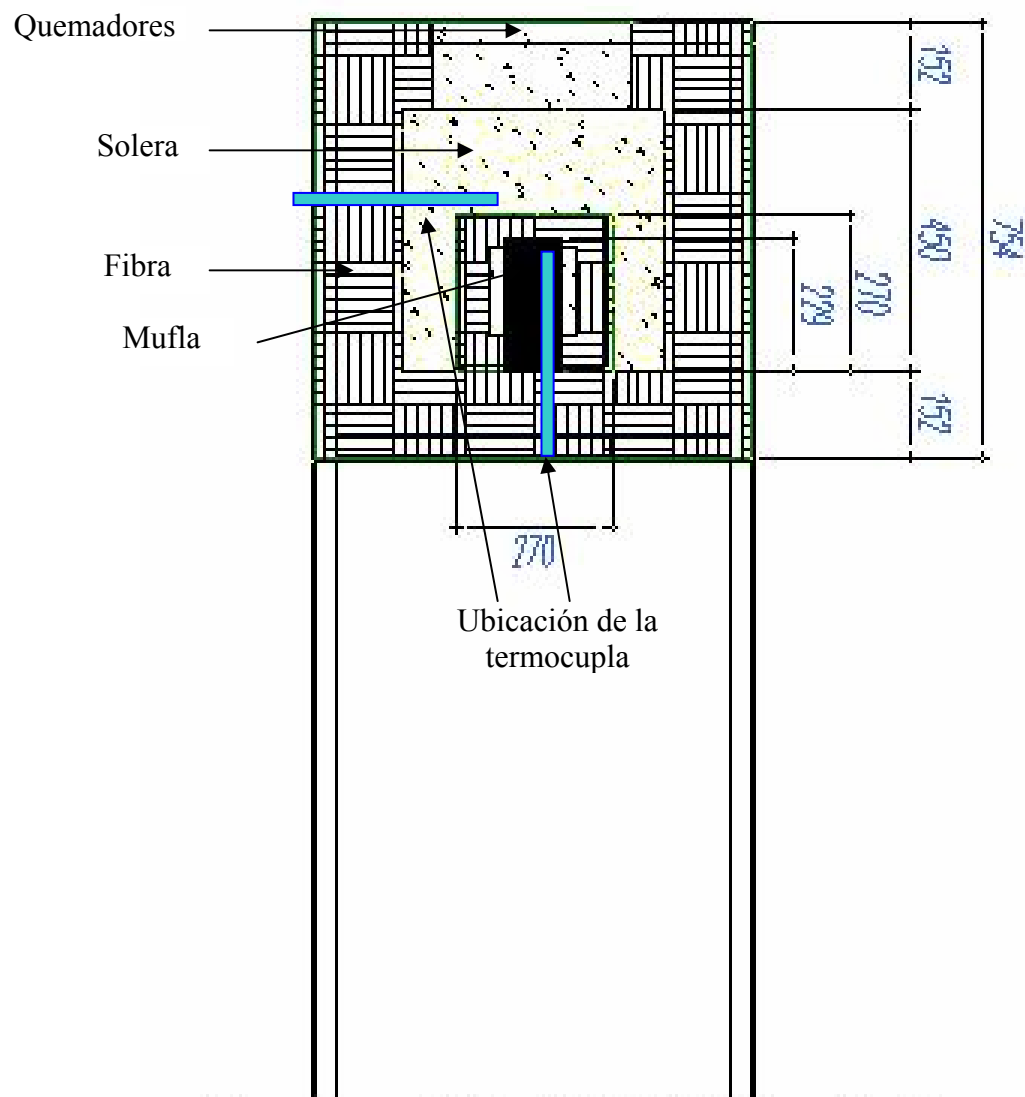


Fig. 4.15: Vista Frontal Sin Incluir La Chimenea

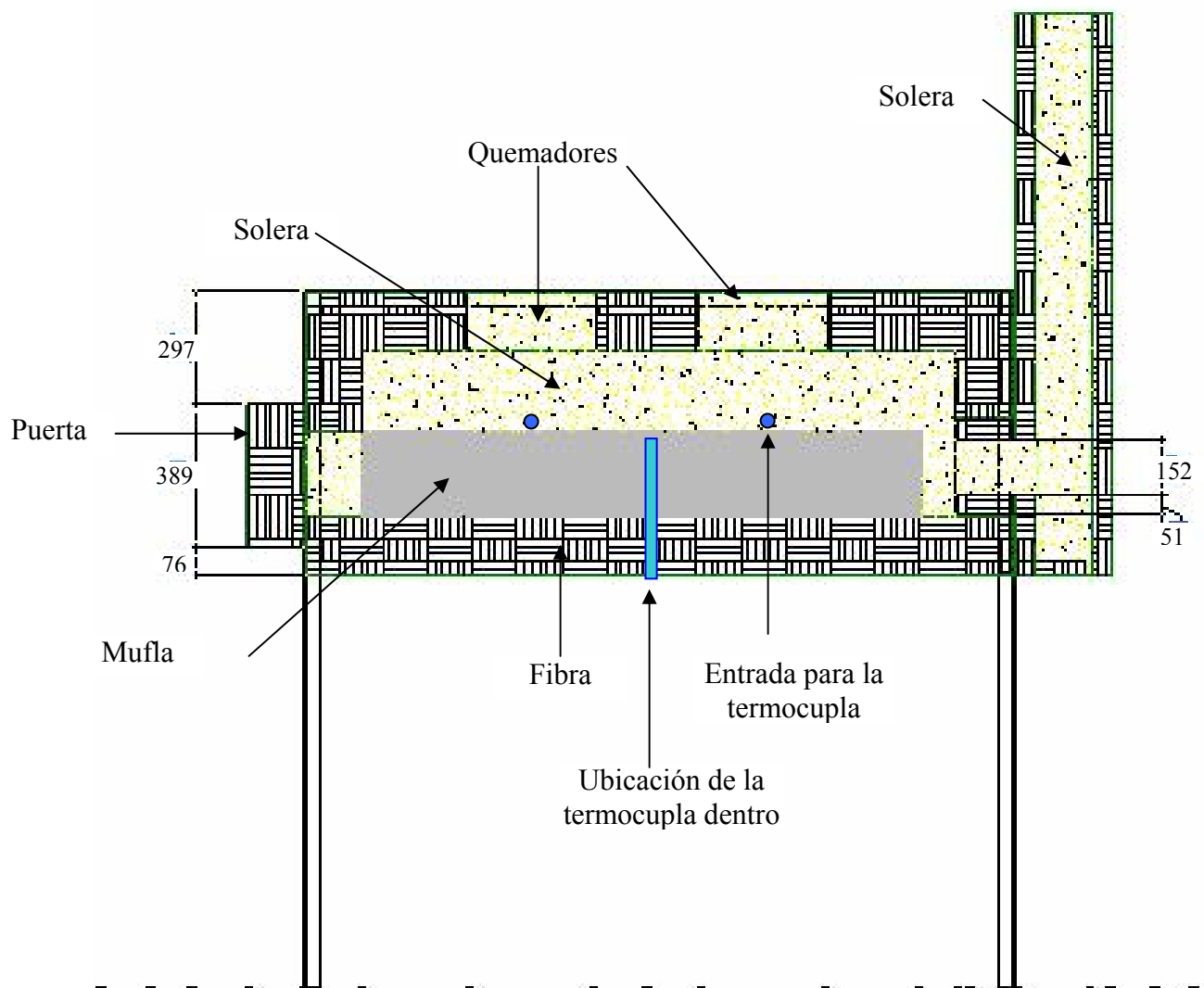


Fig. 4.16: Vista Lateral

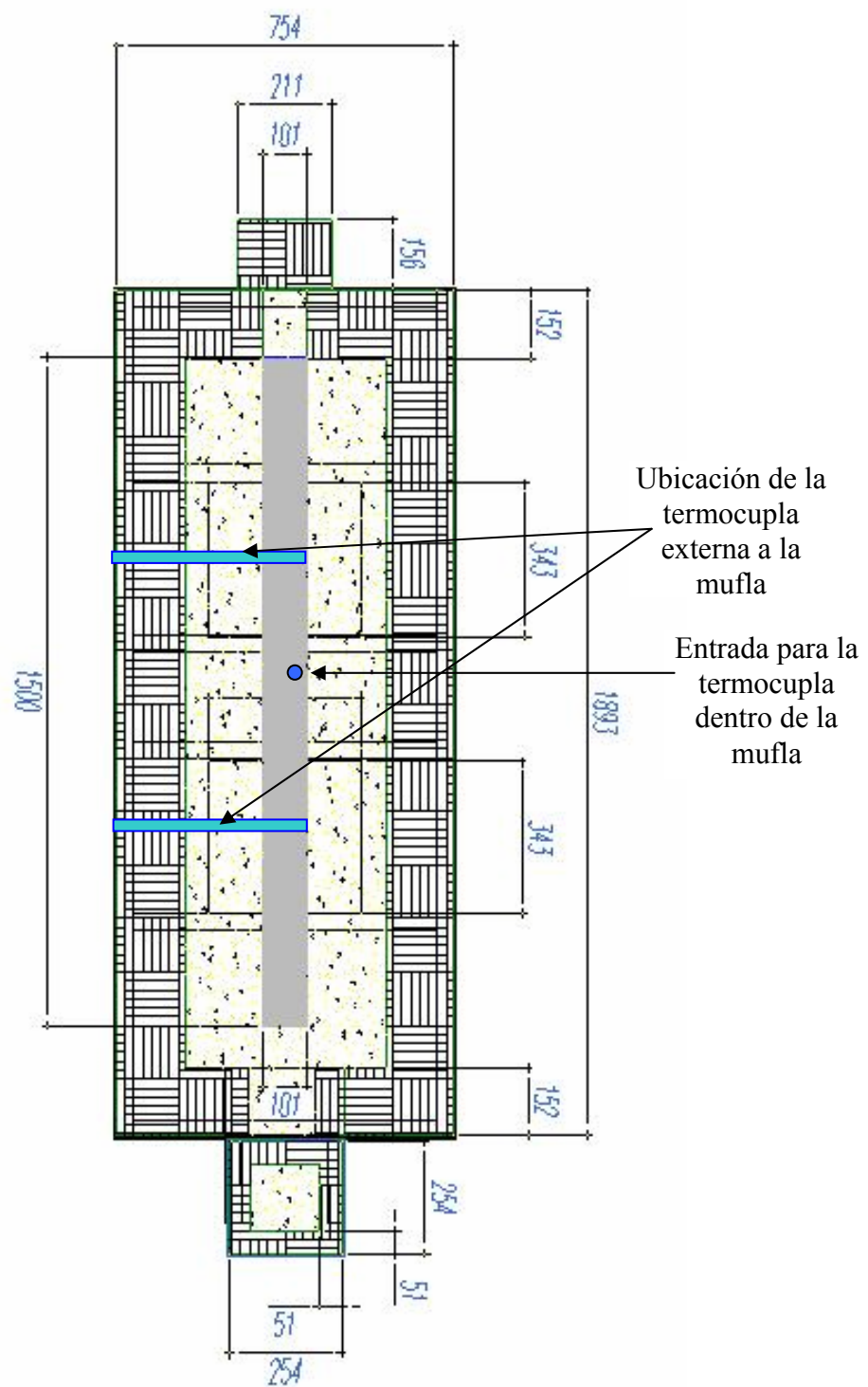


Fig. 4.17: Vista Superior

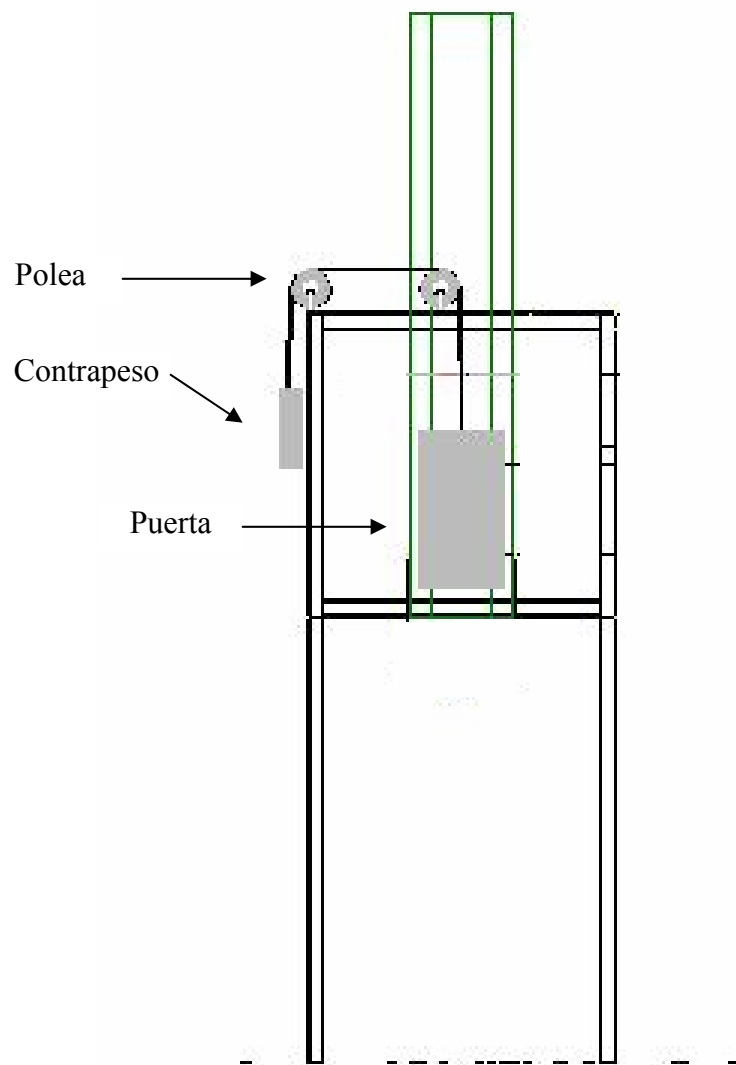


Fig. 4.18: Vista Frontal del Horno

Fig. 4.19: Vista superior de los Quemadores

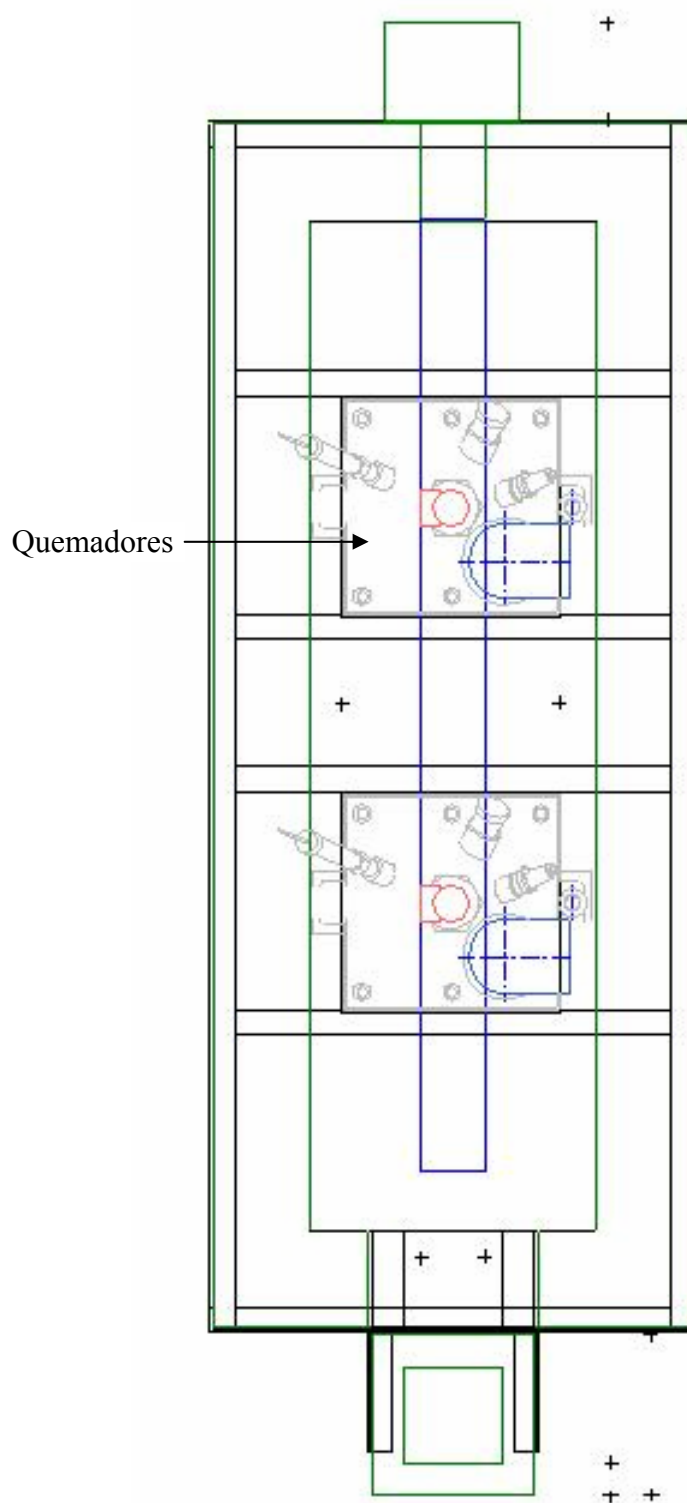


Fig. 4.19: Vista superior de los Quemadores

CAPITULO V

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Los caudales de gas natural y aire fueron calculados para obtener una temperatura en los productos de combustión de 1900°K , pero el diseño se realizó asumiendo que la temperatura de los gases quemados es de 1473°K (1200°C), así puede evitarse que el horno diseñado no alcance la temperatura requerida para el tratamiento, debido a que pueden existir pérdidas de calor que no hallan sido consideradas en el diseño.

Como no se conocían algunas de las propiedades de los gases de combustión, tuvo que asumirse que las propiedades del gas quemado eran similares a las del aire a la temperatura de la llama, de donde se deduce que puede existir una pequeña diferencia entre los valores reales y los calculados teóricamente.

El número de Reynolds se calculó para una variedad de caudales de gases de combustión producidos por las diferentes potencias proporcionadas por el quemador, estos números de Reynolds varían desde 395,89 hasta 1583,56; pero el valor del número de Reynolds crítico para flujo laminar en ductos es de 2300, se observa entonces que utilizando cualquier potencia del quemador para este diseño, no puede obtenerse un flujo turbulento.

El coeficiente de convección natural varia desde 2 a $25\text{ W} / \text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{K}$, y como para la parte externa del horno se asumieron estas condiciones de convección natural, se puede afirmar que el valor del coeficiente convección obtenido es aceptable, debido a que su resultado $\bar{h}_{FINAL} = 3,82\text{ W} / \text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{K}$ estuvo dentro de los valores predeterminados.

La transferencia de calor dentro de la mufla se realiza prácticamente por radiación, debido a que el coeficiente de convección dentro de la mufla ($\bar{h}_c = 0,482\text{ W} / \text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{K}$) es despreciable ante el coeficiente de radiación ($h_r = 157,78\text{ W} / \text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{K}$). Para calcular los tiempos de calentamientos de las piezas de matricería se necesita el coeficiente global de transferencia de calor, el cual es la adición de estos dos coeficientes.

El calor que se transfiere desde los gases quemados hacia la mufla se realiza en su mayor parte por radiación, esto se demuestra al observar los valores calculados de $h_r = 197,25\text{ W} / \text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{K}$ y de $h_c = 0,645\text{ W} / \text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{K}$, señalando así que la transferencia de calor por radiaciones es la que predomina a altas temperaturas.

El coeficiente de transferencia calor por convección calculado para los gases quemados, no presenta gran variación si calcula asumiendo un flujo de calor constante o una temperatura superficial constante, debido a que el número de Nusselt para ambas suposiciones difiere solo un poco, por ejemplo para una relación $b/a = 4$ en la tabla 6; el $Nu = 5,33$ (flujo de

calor constante) y $Nu = 4,44$ (temperatura superficial constante), y además como se indico anteriormente, la transferencia de calor por radiación es la predominante en este caso, se puede decir entonces que el error al calcular el coeficiente de convección por cualquiera de los dos métodos es despreciable.

El calor que se pierde por las paredes del horno ($2745,10\text{ W}$) muestra un valor bajo en comparación al calor total que absorbido por el horno ($43692,68\text{ W}$), esto ocurre debido a que las paredes están aisladas con fibra cerámica que muestra una baja conductividad térmica de $0,1493\text{ W / m }^{\circ}\text{K}$, que en comparación a un ladrillo refractario común con una conductividad térmica de $1,8\text{ W / m }^{\circ}\text{K}$ se puede verificar que el ladrillo posee una conductividad 10 veces más elevada que la de la fibra cerámica.

Las perdidas por la chimenea representan prácticamente un 58 % del calor que proporciona el quemador, éste valor se acerca mucho a la realidad debido a que los hornos reales que trabajan a gas arrojan perdidas por la chimenea de un 50 hasta un 60 %.

El tiempo más largo de calentamiento para la piezas de matricería corresponde a la pieza de mayor tamaño, esto se debe a que una carga mayor consume más energía, y para que esto ocurra con un flujo de calor constante debe transcurrir una mayor cantidad de tiempo.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

- Para el diseño del horno se asumió una temperatura de 1200°C en el gas quemado, pero en realidad el calculo de los caudales de aire y gas se obtuvieron para producir una temperatura de llama de 1900°K y así poder solventar las posibles perdidas que no se hallan considerado y que estas perdidas puedan disminuir la temperatura de tratamiento deseada.
- Los coeficientes de convección tanto para dentro de la mufla como para el gas quemado fueron despreciables, pero cuando la temperatura de los hornos sobrepasan a los 500°C se debe tomar en cuenta los efectos de radiación, los cuales incrementaron los resultados enormemente.
- El horno fue diseñado en función a un 20% de aire en exceso, procurando que este parámetro se mantuviese dentro del rango óptimo de % de aire en exceso para hornos de mufla, además este valor se deberá modificar a la hora de reajustar las variables del horno.
- Se escogió para el revestimiento del horno solo fibra cerámica y no ladrillos, debido a que los ladrillos absorben mayor flujo de calor que la fibra cerámica y así poder disminuir las perdidas que se generan a través de las paredes del horno.
- Estos hornos son poco eficientes, pero la utilización de gas natural ayuda a disminuir los gastos ocasionados por el consumo energético si éste se comparan con la utilización de energía eléctrica.
- La eficiencia del horno se puede aumentar precalentando con anterioridad las piezas a tratar térmicamente y también precalentando el aire para la combustión.
- El tiempo de mantenimiento durante el calentamiento en el tratamiento térmico depende sólo del espesor de la pieza.
- El diámetro de la chimenea no debe ser de gran dimensión ya que el horno produciría grandes perdidas.
- Se determinó que el horno no se presuriza si se utilizan diámetros para la chimenea que varían de 4" a 8", por la que se escogió un valor promedio para el diámetro de 6".

- Para calcular el tiempo de calentamiento para más de una pieza a la vez, no puede realizarse de forma teórica, ya que en las bibliografías solo se calculan para una pieza. Se requieren de datos experimentales para poder calcular el tiempo de calentamiento de varias piezas a la vez.
- La altura de la chimenea no es de gran importancia para los hornos a gas, pero mientras mayor sea la altura de la misma, esta producirá un mayor tiro.
- De acuerdo con los cálculos realizados este diseño debe alcanzar las condiciones necesarias de temperatura para realizar los tratamientos térmicos a las distintas piezas de matricería.
- No es fácil encontrar la información necesaria para realizar el diseño debido a que la gran mayoría de los hornos fabricados parten ya de un diseño previo, al cual se le realizan una serie de modificaciones hasta optimizarlo y hacerlo mas eficiente, debido a que son muchas las variables que deben ser tomadas en cuenta.

CAPITULO VII

RECOMENDACIONES

- El acero que se utilizará para la carcasa y el esqueleto del horno puede ser un acero de bajo costo, ya sea un acero al carbono o de baja aleación que exista disponible en la empresa, éste deberá tener un espesor de 4 mm o menos.
- El tipo de soldadura utilizada para la unión de las partes puede ser Soldadura por Arco Manual con Electrodo Revestidos (SMAW). Los electrodos utilizados para soldar el esqueleto y carcasa del horno puede ser un electrodo común de herrería o dependiendo del tipo de acero que se utilizó para la construcción del mismo.
- No debe soldarse completamente la carcasa del horno, para que una de la paredes pueda extraerse a la hora de el reemplazo de alguna de sus partes internas.
- Se recomienda cubrir la fibra cerámica con una pequeña capa de cemento refractario (Hardwaco Bond) para prolongar su duración.
- Al momento de la fabricación del horno se debe tomar en cuenta el orificio por el cual se introducirá la termocupla con su termoposo.
- Se debe utilizar cemento refractario para sellar aberturas, como la que puede existir entre la fibra de la parte frontal del horno (donde esta la puerta) y los bordes de la mufla, además de la parte trasera donde se unen el conducto de salida de los gases de combustión y el horno.
- Recubrir los anclajes metálicos con cemento refractario para prolongar su duración.
- Una vez fabricado el horno se debe realizar una curva de calibración, además de una curva de calentamiento para el mismo.
- Se debe fabricar una nueva olla de temple que tenga la capacidad para templar la pieza de mayor tamaño.
- Una vez fabricado el horno deben reajustarse los valores de los caudales de gas natural y aire, así como también los tiempos de calentamientos. Se recomienda precalentar las piezas a tratar térmicamente antes del tratamiento, para así poder aumentar la eficiencia del horno, esto se puede lograr utilizando los gases quemados. También se pueden utilizar los gases de combustión para precalentar el aire a utilizar, y así puede disminuir el consumo energético.
- Se debe recubrir la parte externa del horno con una pintura de motor que lo proteja de los agentes corrosivos para que así tenga un menor deterioro en el medio industrial.

- El contrapeso de la puerta se debe fabricar con un de acero relleno con cemento (puede ser refractario), pero este debe la misma masa que la puerta.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- (1). Collado O. Jorge E., D'Ambrosio F. Tony J. (1997). Mejoramiento de las Condiciones de Trabajo del Martillo de Contra Golpe Beche Dg20 y el Horno de Calentamiento Tipo Tunel Perteneciente al Grupo N° 6 de la Empresa Forja Santa Clara C.A. san Joaquín, Estado Carabobo. Trabajo Especial de Grado. Inédito. Universidad Nacional Experimental Politécnica “Antonio José de Sucre”, Caracas.
- (2). Trinks, W. y Mawhinney, M. H. (1975) Hornos Industriales, Volumen I y II. España URMO. 83, 157-168, 384, 385, 390, 406, 459, 460 p.
- (3). Vicente I.C. (2002) Soldadura Para Ingenieros, Caracas. 316-317 p.
- (4). Shackelford, J. F. (1998) Introducción a la Ciencia de los Materiales, 4^{ta} Ed.-Madrid: PRENTICE HALL. 638, 647 p.
- (5). Avner, S.H. (1985) Introducción a la Metalurgia Física, 2^{da} ed.-México: Mc Graw Hill. 252-258 p.
- (6). Wilson R. (1975) Metallurgy and Treatment of Tool Steel, Londres: McGraw-Hill. 131 – 142 p.
- (7). Catalogo: ACERO BOEHLER ESPECIAL K Y KNL.
- (8). Acero inoxidable, disponible: <http://www.metalica.com.mx/inox/caracterinox.html> [Consulta: 2003, Agosto].
- (9). Características del Acero AISI D2
Disponible: <http://www2.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/materiales/aceros/sabimet.html> [Consulta: 2003, Agosto].
- (10). Acero Inoxidable, Disponible: <http://www.Goodfellow-Acero.Inoxidable-AISI310.html> [Consulta: 2003, Agosto].
- (11). Acero Inoxidable Austenítico AISI 310, Disponible: http://www.imporinox_Ltda..html [Consulta: 2003, Agosto].
- (12). Avallone, Eugene A. y Baumeister, Theodore, (2002) Marks Manual del Ingeniero Mecánico, Tomo I, 9^{NA} ed.-México: McGraw–Hill. 3.195, 9.18, 9.58-9.60, 10.42, 10.54 p.
- (13). Departamento de Asistencia Técnica y Comercial de CEVEGAS
GAS NATURAL, Guía del Uso y Manejo en Instalaciones Industriales

- (14). Çengel, Y.A y Boles, M.A. (1996) Termodinámica, Tomo I, México: McGraw–Hill. A-7.
- (15). Metrogas, Disponible: <http://www.Metrogas-Industrial.html> [Consulta: 2003, Mayo]
- (16). Termopares, Disponible: <http://www.termopares/tipos/caracteristicas.html> [Consulta: 2003, Octubre].
17. Mathieu, J.B.(1973) Materiales Refractarios, Universidad concepción 2, 3 p.
- (18). Instituto Venezolano de Siderúrgica IVES. 1^{er} Seminario: Taller Sobre Refractarios Puerto Ordaz, septiembre 1989.
- (19). Glasstone, S. (1972) Termodinámica para Químicos, España:TOLE LEGE AGUILAR 104-107 p.
- (20). Incropera, F.P .y DeWitt, D.P. (1999) Fundamentos de Transferencia de Calor, 4^{ta} ed.-México PRENTICE HALL. 2, 3, 4, 6, 8, 44, 46, 212-217, 426-450, 492-498, 509, 510, 827, 833, 837, 839.p.
- (21). Perry, J..H. (1992) Perry Manual Del Ingeniero Químico, Tomo III 6^{ta} ed.-México: McGraw–Hill. 9-82, 9-83 p.
- (22). RIESE Industrial C.A. Catalogo: RIESE Industrial C.A. Caracas – Venezuela
- (23). Refractarios Carabobo. Productos Refractarios Cerámicas Carabobo. Editorial BINEV, C.A.
- (24).Diseño de Chimeneas, Disponible: <http://www.biblogas.es/documents/evacuacion-humos.pdf> [Consulta: 2003, Octubre].
- (25).Ventiladores Centrífugos de Alta Presión
<http://www.OTAM-Ventiladores/Industriais/Ltda.html> [Consulta: 2003, Octubre].
- (26). North American Mfg. Co., Flat Flame Gas Burner-Bulletin 4832.
- (27). AISI D2, http://www.doosanheavy.com/2/pdf/08_Tool%20Steel.pdf [Consulta: 2003, Mayo]
- (28)Tools steel,Disponible: http://www.edelstahl-witten-krefeld.de/e_pdf/kaltarbeitsstaehle_uk/2379_uk.pdf [Consulta: 2003, Mayo]

APÉNDICE 1

I. DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

Acero Galvanizado P&M, C.A. es una empresa del área metalmecánica, tiene su origen en la firma INGENIERÍA ELÉCTRICA, P&M (INGENIEROS PEDERSON Y MOSILLO), en el año de 1960, con sede en la ciudad de Caracas.

Para finales del año 1963, se funda **ACERO GALVANIZADO P&M, C.A.** con localización en Matanzas. Estado Bolívar. En diciembre de 1964, por razones de mercadeo y logística, la planta se traslada a la ciudad de Maracay, dejando en Caracas sus oficinas principales.

Acero Galvanizado P&M, C.A. tiene como razón social la elaboración de torres y postes galvanizados para la transmisión de energía eléctrica, así como estructuras metálicas livianas y pesadas, productos usados por la mayoría de las empresas de electrificación del país y empresas de electrificación de países circunvecinos. Paralelamente presta sus servicios de Galvanizado en Caliente a una gran cantidad de empresas del país.

OFICINAS:

Avenida Francisco de Miranda, Centro Plaza Torre "A", Piso 13, Los Palos Grandes, Caracas Distrito Federal.

Teléfonos: (0212) 2859149 - 2839521

Fax: (0212) 2837915

PLANTA:

Avenida Anthón Philips, Zona Industrial San Vicente, Maracay, Estado Aragua.

Telf.: (0243) 5537427 - 5537491 - 5537496

Fax: (0243) 5537483

CIFRAS DE IMPORTANCIA

Capital Suscrito y Pagado	2. 860. 000. 000 ,00 Bs.
R.I.F	J-00042945-6
N.I.T	00 34576483
Volumen de Producción	24.000 Ton./año
Volumen de Producción Galvanizado	26.000 Ton./año
Área de Proceso	32.000 m ²
Área de Almacenamiento	40.790 m ²

II. ORGANIZACIÓN

Responsabilidad y Autoridad.

En la estructura Organizativa de Acero Galvanizado P&M C.A. está definida la autoridad y las relaciones mutuas de todo el personal que dirige, realiza y verifica cualquier trabajo que incida en la calidad. (Ver Organigrama anexo a este capítulo).

Recursos

La Presidencia de Acero Galvanizado P&M, es responsable de proveer todos los recursos adecuados para el desarrollo, implantación y mantenimiento del Sistema de Gestión de la Calidad. Así mismo, es responsabilidad de los Gerentes detectar las necesidades de cada área y asignar personal capacitado para desempeñarse en: administración, diseño, proceso, producto, servicio y auditorías internas al Sistema de la Calidad.

Dentro de los recursos más importantes con lo que cuenta la empresa, están los siguientes:

- **Recursos Humanos:**

a. Personal de Planta	183 personas
b. Empleados:	56 personas
c. Jefes	11 personas
d. Directivos:	11 personas

- **Recursos Materiales.**

a. Total Planta:	67.000 m2.
b. Producción Cubierta:	26.210 m2.
c. Oficinas:	40 m2.
d. Almacenes:	40.790 m2.

Política de la Calidad

Por decisión de la Presidencia se declara que es Política de la Calidad de Acero Galvanizado P&M, C.A. fabricar con calidad Torres y Postes de transmisión de energía eléctrica, estructuras metálicas livianas y pesadas, cubriendo las expectativas y especificaciones de nuestros clientes; Mejorando continuamente nuestros procesos para ser más competitivos en el Mercado Nacional e Internacional. Optimizando el uso de los recursos disponibles, en un Ambiente de Trabajo seguro.

Misión

Acero Galvanizado P&M C.A. Se compromete a producir con calidad para alcanzar los altos niveles de competitividad y satisfacer las necesidades de nuestros clientes.

Visión

Con la consolidación y el mejoramiento continuo de nuestros procesos, aspiramos mantenernos competitivos en el Mercado Nacional e Internacional.

Objetivos de la Calidad

- 1-Satisfacer las Expectativas de Nuestros Clientes.
- 2-Producir con Calidad.
- 3-Garantizar un Medio Ambiente de Trabajo Seguro.
- 4-Optimizar los Recursos Materiales y Humanos.

III. TERMINOLOGÍA Y DEFINICIONES.

La Terminología utilizada es la definida en la Norma Internacional ISO 9000:2000, además se cuenta con un “Manual de Términos” (MDT001) donde se especifican los términos relacionados a la empresa.

P&M: Son las siglas que identifican a nuestra empresa, Acero Galvanizado P&M C.A

Estructura: Conjunto de piezas que al unirse entre sí, forman un cuerpo o un elemento estructural.

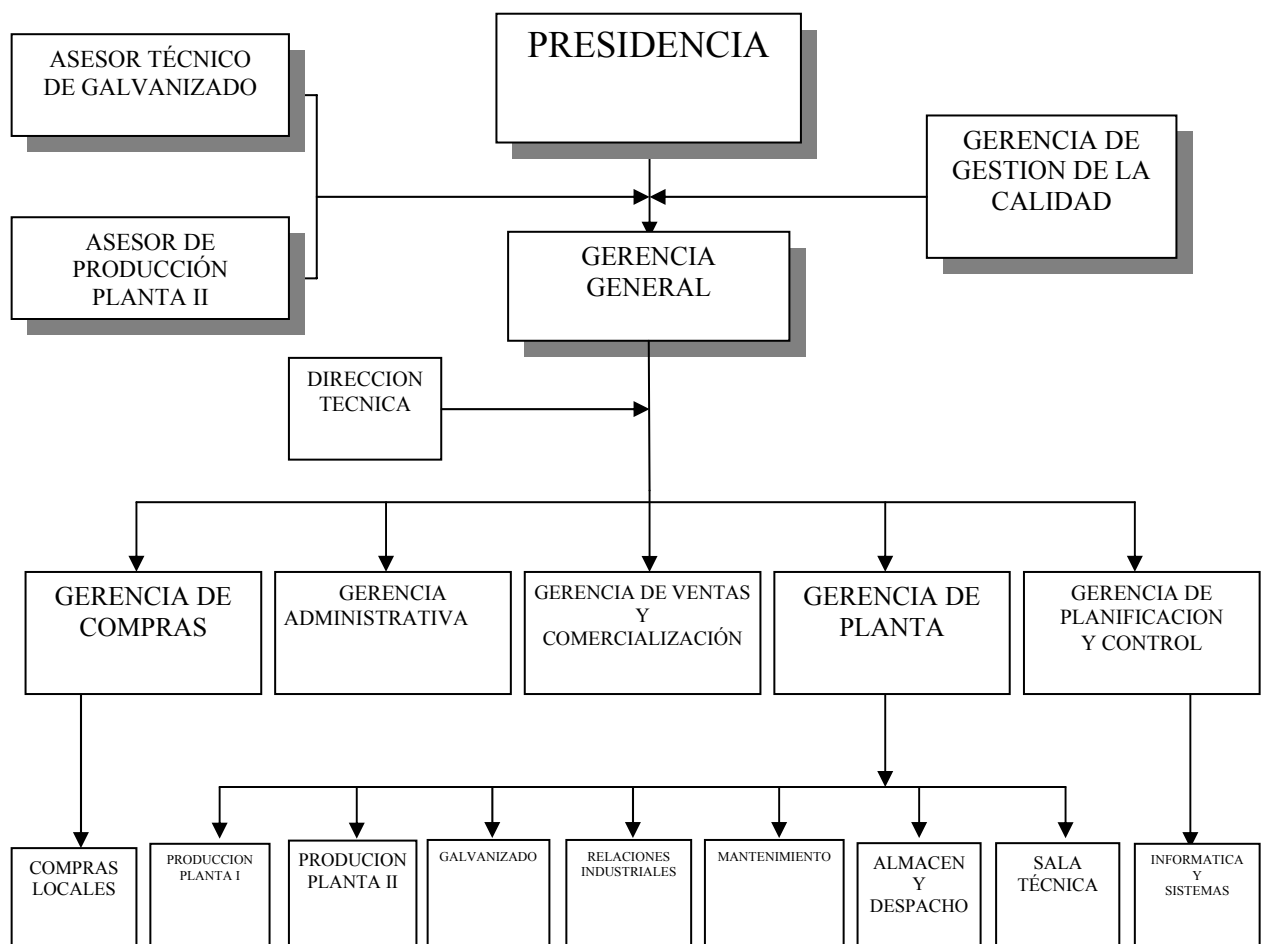
Torre: Estructura metálica formada por la unión de piezas(ángulos y planchas), para la sustentación o transposición de conductores de transmisión de energía eléctrica y de telecomunicaciones.

Poste: Es un elemento troncocónico formado por cuerpos o empalmados unidos entre sí desde su base o fundación.

Galvanizado en Caliente: Es el proceso que permite obtener un recubrimiento de zinc, sobre artículos o materiales férreos, cuya superficie se encuentre preparada previamente y mediante la inmersión en zinc fundido

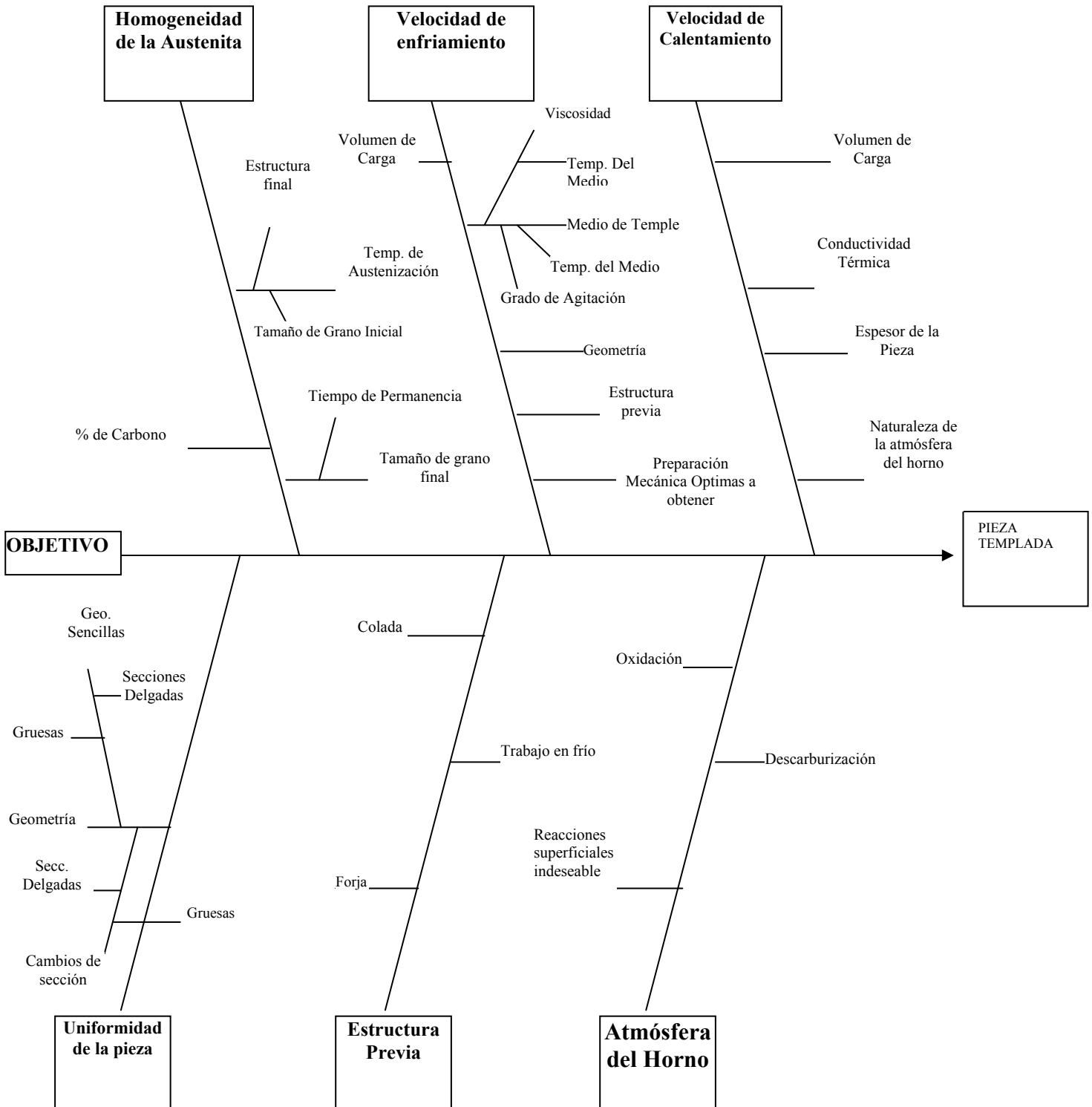
IV ESTRUCTURA ORGANIZATIVA DE LA EMPRESA

Esta estructura será mostrada en un cuadro anexo en la siguiente pagina, en este recuadro se planteará el organigrama de la empresa.



APÉNDICE 2

DIAGRAMA CUASA EFECTO DEL TEMPLE



APÉNDICE 3

INSTRUMENTACIÓN DEL HORNO DE GALVANIZADO

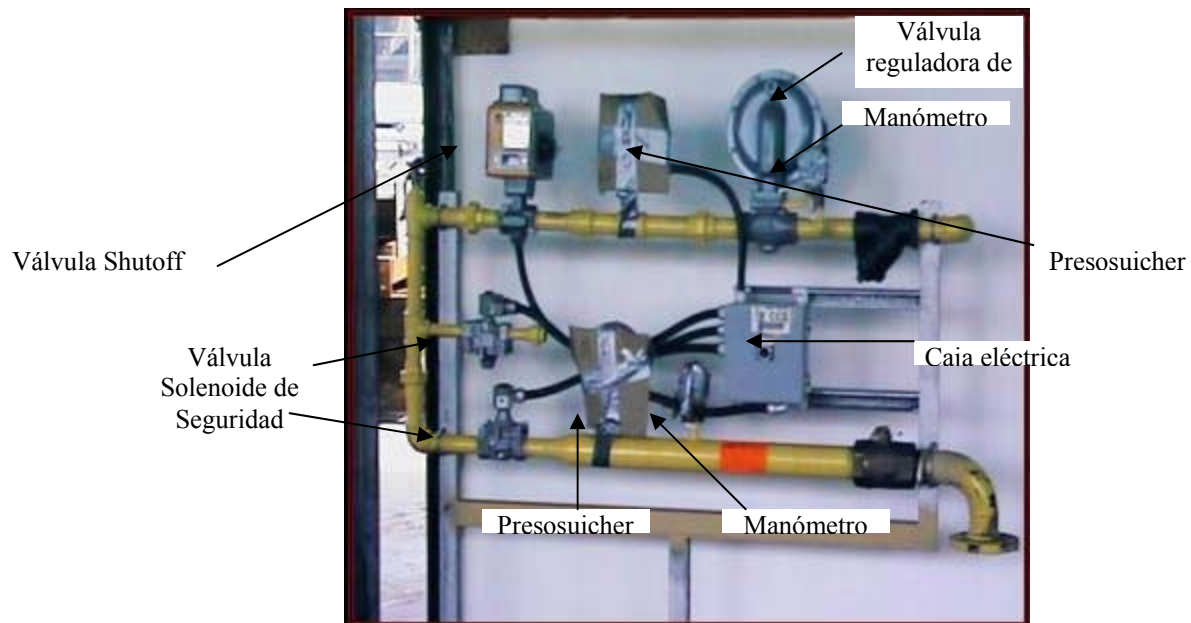


Fig. 1: Tubería de gas y Válvulas



Fig. 2: Quemador



Fig. 3: Tablero y Ductos de Gas



Fig. 4: Cabina de Control

APÉNDICE 4

HORNO Y PIEZAS DE MATRICERIA EN EL ÁREA DE MANTENIMIENTO



Fig. 5: Horno Eléctrico Perteneceiente A La Empresa Acero Galvanizado P&M. C.A.



Fig. 6: Cuchilla De La Control Numérico



Fig. 7: Cuchilla Macho De La Control Numérico



Fig. 8: Cuchilla Hembra De La Control Numérico



Fig. 9: Cuchilla De La Guillotina N° 2



Fig. 10: Diferentes Cuchillas De La Control Numérico



Fig. 11: Punzones Y Copas



Fig. 12: Hoya De Temple Utilizada En La Empresa De Acero Galvanizado P&M. C.A.

APÉNDICE 5

ANCLAJES Y FIBRA DEL HORNO



Fig. 13: Fibra Cerámica

ANCLAJES DEL HORNO

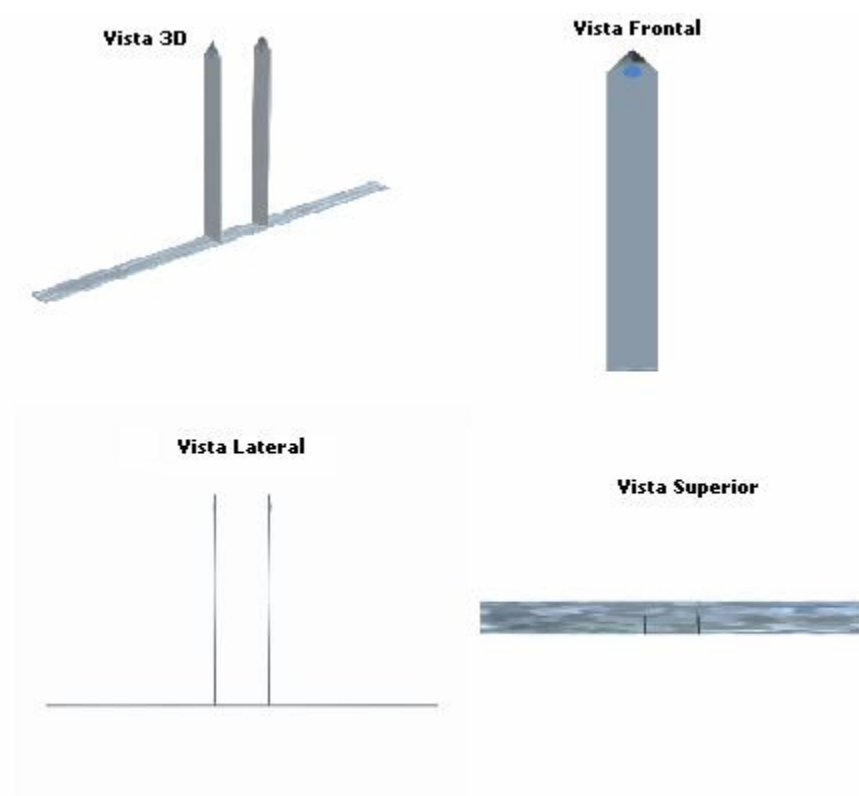


Fig. 14: Anclajes Situados Debajo De La Mufla

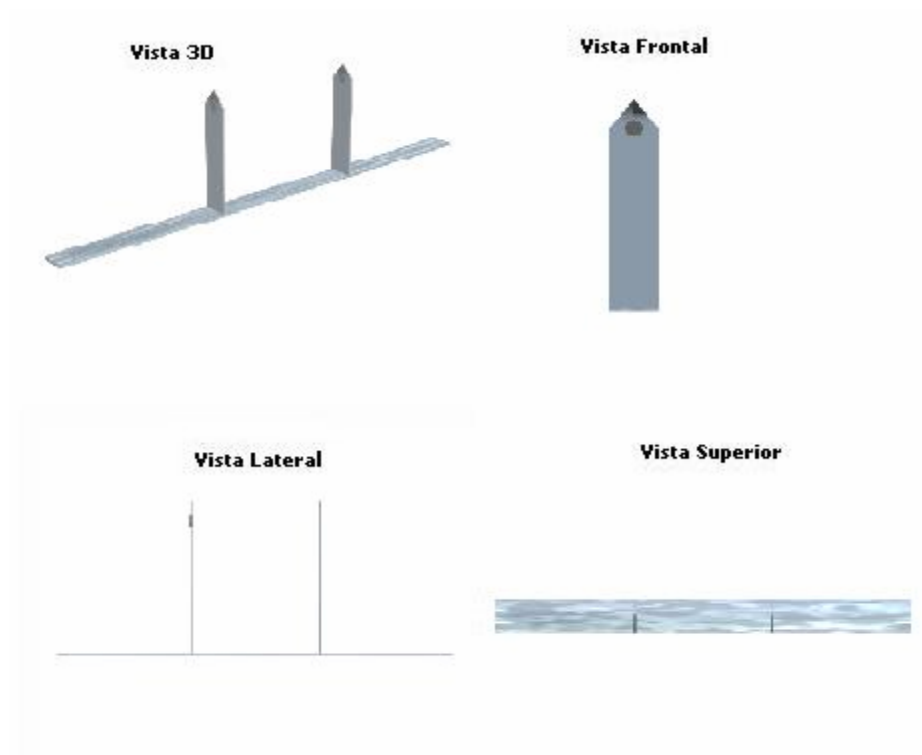


Fig. 15: Anclajes Para El Resto Del Horno

APENCICE 6

VISTAS REPRESENTATIVAS DEL HORNO DE TRATAMIENTO



Fig. 16: Vista De La Fibra Del Horno

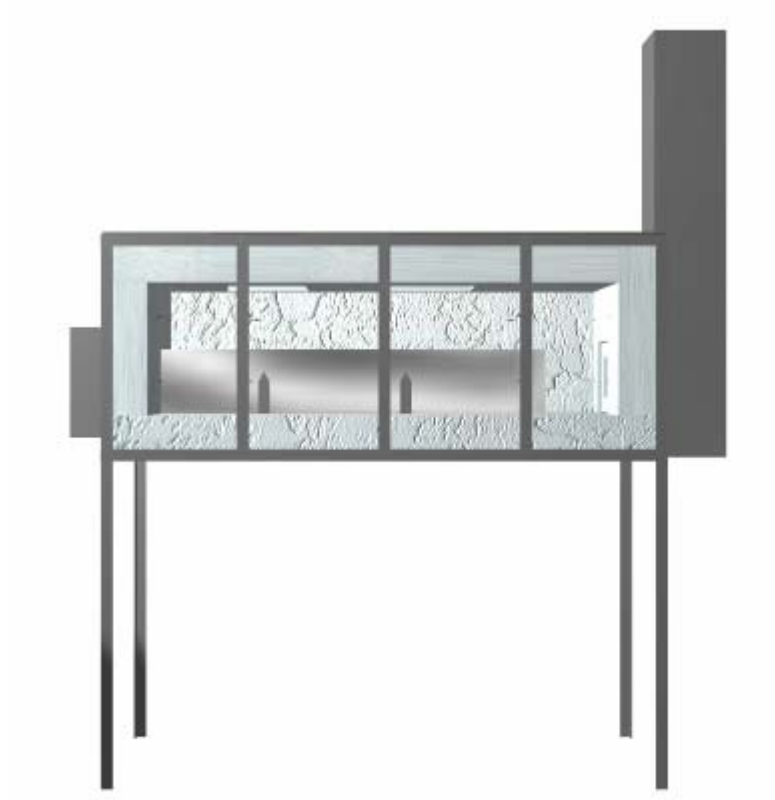


Fig. 17: Vista Lateral De La Parte Interna Del Horno

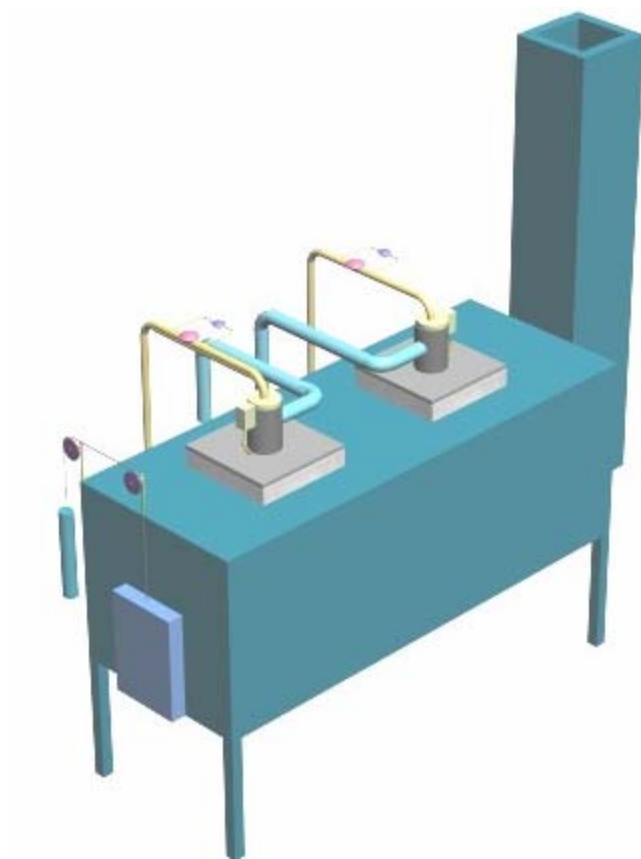


Fig. 18: Vista en 3D del Horno

APÉNDICE 7
MANUAL DEL QUEMADOR

APÉNDICE 8
ESPECIFICACIONES DEL ACERO AISI D2