



300617
15
20

UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA

INCORPORADA A LA UNAM

DISEÑO DE UN HORNO INDUSTRIAL
CONTINUO PARA EL CURADO DE
RECUBRIMIENTOS EN POLVO
EN GABINETES

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA PRINCIPAL EN INGENIERIA MECANICA

P R E S E N T A:

JUAN CARLOS RODRIGUEZ IBAÑEZ

DIRECTOR DE TESIS:
ING. JORGE SALCEDO GONZALEZ

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

MEXICO, D. F.

1996

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD LA SALLE

Al Pasante Señor: **Juan Carlos Rodríguez Ibáñez**

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Ud. a continuación el tema que aprobado por esta Dirección, propuso como Asesor de Tesis el Señor Ing. Jorge Salcedo González, para que lo desarrolle como tesis en su Examen Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista con área principal en Ingeniería Mecánica.

"DISEÑO DE UN HORNO INDUSTRIAL CONTINUO PARA EL CURADO DE RECUBRIMIENTOS EN POLVO EN GABINETES"

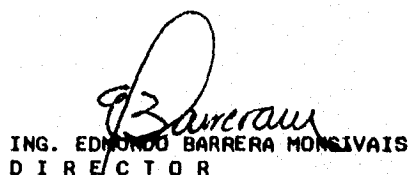
con el siguiente índice:

	INTRODUCCION
CAPITULO I	FUNDAMENTOS TEORICOS
CAPITULO II	HORNOS INDUSTRIALES
CAPITULO III	CONSTRUCCION Y CRITERIOS DE DISEÑO PARA HORNOS DE BAJA TEMPERATURA
CAPITULO IV	DISEÑO DEL HORNO
CAPITULO V	COSTO APROXIMADO DEL HORNO
	CONCLUSIONES
	BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS
	ANEXOS

Ruego a Ud., tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado en la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social como requisito indispensable para sustentar Examen Profesional, así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

A T E N T A M E N T E
"INDIVISA MANENT"
ESCUELA DE INGENIERIA
México, D.F., a 20 de Mayo de 1996


ING. JORGE SALCEDO GONZALEZ
ASESOR DE TESIS


ING. EDMUNDO BARRERA MONSIVAIS
D I R E C T O R

A DIOS,

a mis padres,

a mi esposa: Aura

y para mi hijo : Christopher

INDICE

CONTENIDO	PAGINA
INTRODUCCION	1
<u>CAPITULO I FUNDAMENTOS TEORICOS</u>	
1.1 Transferencia de calor	4
1.1.1 Conducción	4
1.1.2 Convección	6
1.1.3 Flujo de calor a través de una pared compuesta	10
1.1.4 Radiación	11
1.2 Ventilación	12
1.2.1 Clasificación de los ventiladores.....	13
1.2.2 Descripción general de los ventiladores centrifugos	14
1.2.3 Efecto de la variación de la densidad del aire	15
1.2.3.1 Factor de corrección	15
1.2.4 Cantidad de aire necesario en hornos	17
1.3 Teoría de la combustión	18
1.3.1 Tipos de combustión	19
1.3.2 Importancia del aire en relación con el consumo de energía	19
1.3.3 La llama	20
1.3.4 El exceso de aire	21
1.3.5 Cantidad de aire estequiométrico	21
1.4 Quemadores	22
1.4.1 Características de los quemadores	23
1.4.2 Clasificación de los quemadores	24
<u>CAPITULO II HORNOS INDUSTRIALES</u>	
2.1 Clasificación de hornos industriales	29
2.1.1 Hornos de convección forzada	30
2.1.2 Hornos tipo discontinuo (producción por lotes)	31
2.1.2.1 Hornos para laboratorio	32

2.1.2.2 Tipo aplicación estándar	32
2.1.2.3 Horno con carga en plataforma móvil	33
2.1.3 Hornos continuos	33
2.2 Homeado de los recubrimientos en polvo	35
2.3 La regulación y el control en los hornos.....	37
2.3.1 Condiciones de seguridad	38
2.4 Control de la contaminación del aire	40
2.5 Balance térmico	41
2.5.1 Aportación de calor (entrada total)	41
2.5.2 Calor perdido por gases en chimenea.....	42
2.5.3 Calor disponible.....	43

CAPITULO III CONSTRUCCION Y CRITERIOS DE DISEÑO PARA HORNO DE BAJA TEMPERATURA

3.1 Paredes del horno	45
3.1.1 Dilatación térmica en las paredes	48
3.1.2 Aislantes térmicos	50
3.1.2.1 Fibra de vidrio	51
3.1.2.2 Fibra cerámica	51
3.2 Lineamientos para el diseño de hornos de baja temperatura	52
3.3 Hornos continuos con transportador aéreo	53
3.4 Importantes aspectos para el ahorro de energía en el diseño	55

CAPITULO IV DISEÑO DEL HORNO

4.1 Especificaciones del recubrimiento en polvo	59
4.2 Descripción del proceso	60
4.3 Colocación del gabinete en el transportador aéreo	61

4.4 Dimensionamiento del horno	61
4.4.1 Elevación del transportador	63
4.5 Balance térmico	65
4.5.1 Calor sensible en la carga y transportador	65
4.5.2 Pérdidas por paredes, techo y piso	66
4.5.2.1 Conducción de calor en orillas y esquinas	68
4.5.3 Pérdidas por radiación	70
4.5.4 Resumen del calor disponible	70
4.5.5 Cálculo de aire de distribución	71
4.5.6 Volumen de aire de extracción y calor perdido	73
4.5.7 Verificación de la capacidad térmica	74
4.6 Determinación del % de Oxígeno en el aire de recirculación	74
4.7 Selección del quemador	76
4.7.1 Cálculo de aire teórico para quemar gas L.P.	80
4.7.2 Corrección del motor para trabajar en la Cd. de México	82
4.8 Ductería	83
4.8.1 Aceleración del aire y pérdidas de entrada	83
4.8.2 Ranuras para la distribución de aire	84
4.8.3 Elementos para el diseño de ductos	85
4.8.4 Dimensionamiento de ductos	90
4.8.4.1 Ducto de recirculación	90
4.8.4.2 Ducto de distribución	92
4.8.4.3 Ducto de extracción	94
4.8.5 Caída de presión en la ductería de recirculación y distribución	95
4.8.6 Caída de presión en el ducto de extracción	97
4.9 Selección de ventiladores	100
4.9.1 Ventilador para distribución	100
4.9.2 Ventilador para extracción	101
4.10 Cámara de combustión	102
4.11 Sistema de regulación de temperatura	103
4.11.1 Sistema de combustión	104
4.11.2 Selección de válvulas	105
4.11.2.1 Válvula de mariposa	108
4.11.2.2 Válvula de seguridad automática	107
4.11.2.3 Regulador de presión	109

4.11.3 Sistema de seguridad	109
4.11.3.1 Sistema de encendido	110
4.11.3.2 Sistema de apagado	111
4.11.4 Secuencia de control automático	112

CAPITULO V COSTO APROXIMADO DEL HORNO

5.1 Construcción metálica	115
5.2 Aislantes	115
5.3 Sistema de combustión	116
5.4 Sistema de regulación de temperatura	117
5.5 Sistema de distribución de aire	117
5.6 Sistema de extracción de aire	118
5.7 Equipo eléctrico en general	118
5.7 Mano de obra	119
CONCLUSIONES	121
BIBLIOGRAFIA	124
REFERENCIAS	125
ANEXO A Leyes de los ventiladores	127
ANEXO B Datos de ventiladores Armm-Chicago	132

ANEXO C	Planos del Horno	137
	Detalle de ensamble de paneles.....	138
	Plano P-1	140
	Plano P-2	141
	Plano P-3	142
	Plano P-4	143
ANEXO D	Diagramas Eléctricos	144
	Diagrama E-1	145
	Diagrama E-2	146
	Diagrama E-3	147
ANEXO E	Diagrama de Tren de Válvulas T-1	148

INDICE DE TABLAS

Capítulo 1

1-1 Factores de corrección por temperatura y altura.....	16
1-2 Composición del aire atmosférico.....	18
1-3 Propiedades de algunos gases comerciales.....	22

Capítulo 3

3-1 Especificaciones de diseño para la construcción de paneles.....	48
3-2 Espesor recomendable y conductividad térmica para la fibra de vidrio SR-26	51
3-3 Conductividad térmica de la fibra cerámica a granel.....	52
3-4 Velocidad recomendada del aire caliente en ductos de hornos.....	52
3-5 Cambios por minuto aproximado en hornos continuos.....	53
3-6 Cantidad de aire a extraer por unidad de volumen de solventes.....	54
3-7 Velocidad media de la punta de las aspas de ventiladores centrífugos para hornos con atmósfera peligrosa.....	55

Capítulo 4

4-1 Resistencia de transferencia de calor en el horno.....	66
4-2 Factores de forma de conducción en bordes y esquinas.....	68
4-3 Quemadores para aire caliente AH.....	77
4-4 Dimensiones del quemador AH.....	78
4-5 Diámetro equivalente para ductos rectangulares.....	86
4-6 Conversión de velocidad a presión de velocidad en pulg. c.a.....	86
4-7 Resumen de la pérdida de presión estática en la recirculación y distribución	98
4-8 Resumen de la pérdida de presión estática en la extracción.....	99
4-9 Máxima velocidad permisible en ventiladores Amme Chicago.....	100
4-10 Capacidad de válvulas de mariposa.....	106

4-11 Dimensiones de la válvula.....	107
4-12 Capacidades en válvulas de seguridad automáticas.....	108
4-13 Dimensiones de la válvula de seguridad.....	108
4-14 Dimensiones de la válvula.....	107

Anexo A

A-1 Leyes de los ventiladores.....	128
A-2 Efecto de la presión en el aire.....	129
A-3 Efecto de la altitud en el aire.....	129
A-4 Efecto de la temperatura sobre el aire.....	130

INDICE DE FIGURAS

Capítulo 1

1-1 Diagrama de conducción a través de una pared plana para Tint>Text.....	5
1-2 Convección sobre una superficie.....	8
1-3 Efecto de la velocidad y la temperatura del coeficiente convectivo.....	9
1-4 Flujo de calor a través de una pared compuesta.....	10
1-5 Medición de presión en el lado de la descarga del ventilador.....	13
1-6 Medición de presión en el lado de la succión del ventilador.....	13
1-7 Quemador con alimentación de gas y aire por separado.....	25
1-8 Quemador con premezcla parcial.....	25
1-9 Diagrama esquemático de un mezclador atmosférico.....	26
1-10 Quemador con mezclador mecánico.....	26
1-11 Quemador con mezcla en la boquilla.....	27

Capítulo 2

2-1 Hornos de convección forzada.....	30
2-2 Flujo de aire en hornos.....	31
2-3 Sección de un horno tipo caja.....	32
2-4 Horno con transportador de banda.....	34
2-5 Sello de aire en hornos continuos.....	35
2-6 Horno con paneles radiantes.....	37
2-7 Balance térmico general en hornos de combustión.....	41
2-8 Relación del calor disponible expresado en porcentaje con la temperatura de los gases en chimenea.....	42

Capítulo 3

3-1 Panel telecopiado con aislante térmico.....	46
3-2 Construcción del panel.....	46
3-3 Construcción exterior de un horno.....	47
3-4 Explosión de un ensamble de horno con paneles telescopiados.....	49
3-5 Sección de una esquina y puerta de un horno.....	50
3-6 Panel flotante.....	50
3-7 Sección de una puerta para horno.....	50
3-8 Flujo de aire en los sellos de aire.....	56
3-9 Sección de un horno elevado.....	57

Capítulo 4

4-1 Curva de curado para acabado en polvo.....	59
4-2 Secuencia del proceso de acabado.....	60
4-3 Colocación del gabinete en el transportador aéreo.....	61
4-4 Curva horizontal standard del transportador.....	62
4-5 Curva vertical estándar a 45 ° con los gabinetes.....	64
4-6 Balance de aire en el horno caliente en funcionamiento.....	75
4-7 Diagrama del quemador AH.....	78
4-8 Quemador para aire caliente AH de Eclipse.....	79
4-9 Campana de extracción.....	84
4-10 Pérdida de fricción en ductos redondos.....	87
4-11 Pérdidas en codos redondos y cuadrados o rectangulares.....	88
4-12 Pérdidas en entradas.....	88
4-13 Pérdidas en chimeneas con sombrero.....	89
4-14 Pérdidas de presión estática para contracciones.....	89
4-15 Ducto de extracción para recirculación de aire.....	91
4-16 Deflector.....	93
4-17 Velocidad de respuesta en el control de la temperatura.....	103
4-18 Diagrama de la válvula de mariposa.....	107
4-19 Diagrama de la válvula de seguridad automática.....	108

INTRODUCCION

En México debido al gran aumento de artículos fabricados por diversas industrias, es necesario ampliar o construir nuevos procesos de acabado de pintura y mejorar la eficiencia de los equipos que intervienen con el objeto de obtener ahorros considerables en el consumo de combustible, electricidad, agua y refacciones en general. Además que las nuevas instalaciones deben contaminar lo menos posibles, o en su defecto implementar dispositivos anticontaminantes.

El proceso de acabado consiste en limpiar la superficie a recubrir, secar la humedad, aplicar el recubrimiento y finalmente el homeado.

El homeado se lleva a cabo por medio de un horno con circulación de aire caliente para fundir el recubrimiento y que en un tiempo determinado la pieza recubierta sea expuesta al aire caliente.

Debido a que en los hornos es donde se consume la mayor parte de energía, el presente trabajo de tesis presenta un diseño de un horno para el curado de recubrimientos en polvo, tomando como base la reducción de las pérdidas de calor mediante la aplicación de algunos métodos para el ahorro de energía.

No está por demás saber, que la industria de los hornos en México, ha progresado considerablemente en los últimos años; ya que la ingeniería era suministrada por compañías extranjeras en un principio, logrando con el tiempo y la experiencia una tecnología propia para poder construir equipos funcionales.

Desde luego, que esta tecnología se limita en algunos diseños especiales, por lo que compañías transnacionales prefieren solicitar los servicios de empresas extranjeras y éstas a su vez realizan la ingeniería y contratan a una compañía mexicana para que construya el equipo en México.

Esto alienta a los Ingenieros mexicanos para seguir aprendiendo de nuevos equipos térmicos y tener una tecnología independiente con el tiempo, contribuyendo con ésto al desarrollo tecnológico del país.

Así, el trabajo expuesto, contiene Información de las variables y parámetros que intervienen en el diseño del horno de convección forzada tanto de empresas nacionales y principalmente de extranjeras. Esta información práctica aunada con los fundamentos teóricos, proporcionan al diseñador criterios para la toma de decisiones en el cálculo y selección del equipo a instalar al horno.

Debido a que el diseño de un horno requiere la aplicación de diversos conceptos, sólo se estudiará lo básico de los siguientes fundamentos teóricos: transferencia de calor, ventilación y combustión, los cuales serán tratados en el Capítulo I.

El Capítulo II trata acerca de los hornos, en la que se describe su clasificación, el hornado de los recubrimientos en polvo, la regulación y el control de la temperatura, las condiciones de seguridad y el balance térmico.

En el Capítulo III se presentan algunos detalles de fabricación de hornos de baja temperatura, como lo es la distribución de los paneles, los refuerzos, la colocación de la cámara de combustión con sus ductos de distribución y recirculación. Esto es básicamente para visualizar el diseño cuando se dimensione el horno, para posteriormente iniciar el cálculo del balance térmico.

El diseño del horno se tratará en el Capítulo IV, en donde se supondrá que las piezas ya han pasado por la aplicación del recubrimiento, listas para ser homeadas.

Para el desarrollo de este proyecto se tomó como base las necesidades de producción que incluyen la cantidad, forma y dimensión de las piezas a homear, el espacio disponible para el montaje de equipo, el tipo de recubrimiento a homear y la operación segura del sistema de combustión.

El alcance del diseño comprende la selección del aislante a utilizar, el cálculo de la absorción y pérdidas de calor, la distribución del aire en el horno que permitan seleccionar el sistema de combustión con sus diversos componentes, el cálculo de las pérdidas por fricción del aire en los ductos, el diseño del sistema de regulación de la temperatura en el horno y de seguridad en la combustión.

Finalmente en el Capítulo V, se establecen formas de estimación del costo para su fabricación con propósitos de cotización o para un estudio de evaluación de rentabilidad.

CAPITULO I FUNDAMENTOS TEORICOS

1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es el movimiento o flujo de energía que sucede de un lugar a otro cuando hay una diferencia de temperaturas, en la que el calor se transmite por conducción, convección o radiación. En la práctica, el calor se traslada en los hornos por una combinación de las tres formas; por lo que se estudiarán los fundamentos principales de la transmisión de calor por separado para facilitar el diseño del horno.

1.1.1 CONDUCCION

El calor es una manifestación de energía, asociada al movimiento de las moléculas en los cuerpos, es decir, tienen energía cinética. Entre mayor calor se aplique a un cuerpo más energía cinética tendrá, y se manifiesta en una mayor energía térmica en el cuerpo.

El calor en materiales sólidos, líquidos y gaseosos se debe a la energía cinética de los electrones, átomos y moléculas presentes, cuando el material se mantiene en reposo.

La temperatura mide la energía cinética promedio que posee cada electrón, átomo y molécula.

La conducción en un sólido no metálico ocurre cuando un átomo con mayor movimiento (mayor temperatura) transmite su energía cinética a un átomo de menor temperatura, repitiéndose este fenómeno hasta que el sólido alcanza una temperatura uniforme. En los sólidos metálicos se presenta el mismo fenómeno, pero la mayoría de la energía es transmitida por los electrones libres.

La ley de la conducción de calor de Fourier, establece que la razón de calor transferido, desde el interior de un horno caliente hasta el exterior frío, es directamente proporcional al área de la superficie de la pared A, que se encuentra normal a la dirección del flujo de calor, directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre las paredes ($T_{int} - T_{ext}$), e inversamente proporcional al espesor (x) de las paredes, como se ilustra en la figura 1-1. Por lo tanto :

$$\frac{Q_{cond}}{A} \propto \frac{(T_{int} - T_{ext})}{x} \quad \text{o bien} \quad \frac{Q_{cond}}{A} = k \frac{(T_{int} - T_{ext})}{x} \quad (1.1)$$

donde:

Q_{cond} = razón de flujo de calor Btu/h o Kcal/h
 A = área de la pared normal al flujo de calor pie² o m²
 T_{int} = temperatura de la superficie interior de la pared , ° F o °C
 T_{ext} = temperatura de la superficie exterior de la pared , ° F o °C
 k = conductividad térmica del material de la pared $\frac{\text{Btu}}{\text{h pie } ^\circ\text{F}}$ o $\frac{\text{Kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}}$

La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor del calor, tal como un metal; o un mal conductor como el asbesto. Este último se utiliza como aislante.

En los manuales de los fabricantes de aislamientos normalmente la conductividad térmica se da en unidades de Btu pulg / h pie² °F. Para obtener unidades en Btu/hpie² °F solamente se divide entre 12.

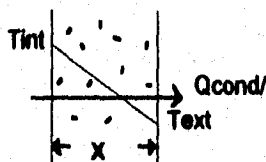


Fig. 1-1 Diagrama de conducción a través de una pared plana para $T_{int} > T_{ext}$

La ecuación 1.1 se puede definir en forma general si se escribe en forma diferencial:

$$\frac{Q_{\text{cond}}}{A} = -k \left(\frac{dT}{dx} \right) \quad (1.2)$$

El signo negativo indica que el calor se transmite de una alta temperatura a una baja, por lo que la diferencial (dT/dx), es inherentemente negativo; al sustituir este signo en la ecuación, entonces, el flujo de calor es positivo en la dirección de una temperatura decreciente.

Para una pared de sección plana, si integramos la ecuación 1.2, se tiene cuando $T_{\text{int}} > T_{\text{ext}}$ lo siguiente:

$$Q_{\text{cond}} \int_0^X dx = -k A \int_{T_{\text{int}}}^{T_{\text{ext}}} dT \quad Q_{\text{cond}} = -k \frac{A}{x} (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

$$Q_{\text{cond}} = k \frac{A}{x} (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) = k \frac{A}{x} \Delta t$$

donde la resistencia térmica R vale a: $R = X/KA$

$$Q_{\text{cond}} = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{x}{kA}} = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{R} \quad (1.3)$$

1.1.2 CONVECCION

Si se considera una pared caliente vertical en contacto con un fluido muy frío, conforme avanza el tiempo, el fluido en contacto inmediato con la pared se calienta por conducción, provocando que el fluido sea menos denso. Al tener una diferencia de densidades, se obtiene una fuerza de flotación resultante que eleva el fluido ligero (mayor temperatura) y baja el fluido más denso (menor temperatura o más frío). Este tipo de convección se llama convección natural o libre.

Si colocamos un ventilador dirigido hacia la pared caliente, el aire impulsado obtendrá una velocidad dando como resultado la convección forzada.

La expresión para determinar la razón de transferencia de calor por convección es:

$$Q_{\text{conv}} = hA(T_s - T_f) = \frac{T_s - T_f}{\frac{1}{hA}} = \frac{T_s - T_f}{R} \quad (1.4)$$

en donde :

Q_{conv} = Calor transferido de la superficie al fluido circulante, Btu/h o Kcal/h

A = Área de la superficie, pie² o m²

T_s = Temperatura en la superficie, ° F o °C

T_f = Temperatura del fluido circulante, ° F o °C

h = Coeficiente convectivo de transferencia de calor Btu/hpie²° F o Kcal/hm²°C

R = Resistencia térmica (resistencia de película)

En los hornos, tanto en el interior como en el exterior, la velocidad del aire influye en la transmisión del calor, creándose en la superficie de las paredes una película de aire.

Por ejemplo si se tiene un ducto por el que circula un fluido, la velocidad de éste es máxima al centro y va gradualmente disminuyendo hasta llegar a cero cerca de las paredes del ducto; formandose una capa estática llamada película, cuyo espesor depende de la velocidad del fluido y de la rugosidad de la pared (Ver Figura 1-2).

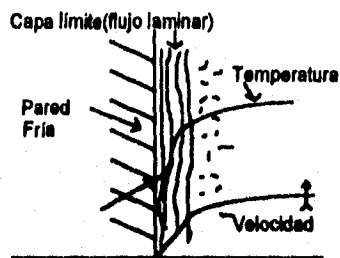


Fig. 1 - 2 Convección sobre una superficie.

El valor del coeficiente convectivo h depende de muchos factores y en general no es fácil de determinarlo teóricamente, por lo que se obtiene a partir de experimentos. Este coeficiente varía de acuerdo a las propiedades físicas del fluido (conductividad térmica, densidad, calor específico, viscosidad). También varía tomando en cuenta la velocidad del fluido, incremento de temperaturas, rugosidad de las paredes y la existencia de cambios de fase.

En la figura 1-3 se indica el efecto de la velocidad y la temperatura sobre el coeficiente convectivo, en un proceso de calentamiento por convección, usando aire en flujo paralelo sobre una superficie plana y lisa.

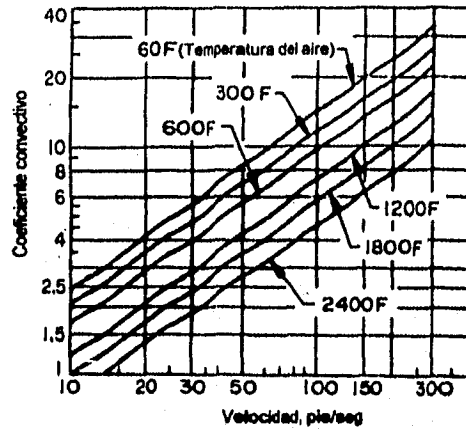


Fig. 1-3 Efecto de la velocidad y la temperatura del coeficiente convectivo (Ref. 1).

En el exterior del horno ocurre la convección libre sobre las paredes, si se encuentra dentro de una nave industrial y suponiendo una velocidad de aire casi nulo. Para facilitar el cálculo del coeficiente convectivo, se puede utilizar la siguiente expresión y si despreciamos el calor radiado al medio ambiente, tenemos:

$$h = 1.4 + 0.28 v_e \quad \text{para superficies lisas (Ref. 2)} \quad (1.5)$$

donde: h = coeficiente convectivo en $\text{Btu/hpie}^{2\circ}\text{F}$
 v_e = velocidad del aire (millas / hr)

Suponiendo $v_e = 0$ tenemos:

$$h = 1.4 \text{ Btu/hpie}^{2\circ}\text{F} \quad \text{o} \quad \text{Resistencia} = 1/h = 0.7142 \text{ hpie}^{2\circ}\text{F /Btu}$$

1.1.3 FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE UNA PARED COMPUESTA

Para la construcción de hornos y cámaras de combustión, por lo general se emplean diferentes materiales, como se muestra en la figura 1 - 4. En hornos de 180 - 250 ° C para secado de pintura, las paredes se construyen con paneles o cajones de lámina rodado en frío y en el interior del mismo se coloca un aislante como por ejemplo la fibra de vidrio.

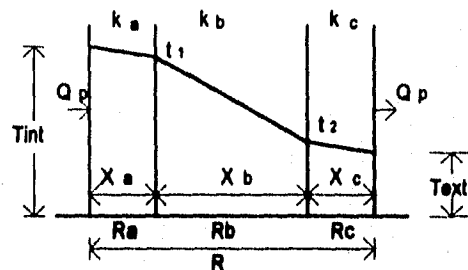


Fig. 1 - 4 Flujo de calor a través de una pared compuesta.

En la figura 1 - 4 se observa que el flujo de calor (Btu/h) pasa a través del material *a*, *b* y *c* , el cual debe vencer la resistencia *R_a*, *R_b* y *R_c* respectivamente. El calor que entra en el lado izquierdo es igual al calor que sale por el lado derecho, si se considera estado estable (no hay almacenamiento de calor).

Si *R_a*, *R_b* y *R_c* son diferentes en cuanto a conductividad y espesor, entonces la razón de la diferencia de temperatura a través de cada capa a su resistencia, deberá ser la misma que la razón de la diferencia total de temperatura a la resistencia total, *c*:

$$Q_p = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\Delta t_a}{R_a} = \frac{\Delta t_b}{R_b} = \frac{\Delta t_c}{R_c}$$

Para cualquier sistema compuesto con temperaturas reales:

$$Q_p = \frac{\Delta t}{R} = \frac{T_{INT} - t_1}{R_a} = \frac{t_1 - t_2}{R_b} = \frac{t_2 - T_{EXT}}{R_c}$$

Simplificando y sustituyendo:

$$Qp = \frac{\Delta t}{R} = \frac{T_{INT} - T_{EXT}}{(X_a / k_a A_a) + (X_b / k_b A_b) + (X_c / k_c A_c)}$$

Si agregamos la resistencia de la película en el interior y en el exterior, tenemos:

$$Qp = \frac{\Delta t}{R} = \frac{A (T_{INT} - T_{EXT})}{\frac{1}{h_{INT}} + \frac{X_a}{k_a} + \frac{X_b}{k_b} + \frac{X_c}{k_c} + \frac{1}{h_{EXT}}} \quad (1.6)$$

1.1.4 RADIACION

La radiación es la transferencia de calor mediante energía radiante que parte de la superficie de la parte emisora en todas direcciones. Cuando esta energía alcanza otro cuerpo, parte de ésta energía se puede reflejar y la otra parte se transmite a través del cuerpo receptor, cuando es diatérmico y finalmente el resto es absorbida.

Para calcular el calor transmitido por radiación en los hornos se tiene la siguiente ecuación:

$$Q_r = A \sigma \varepsilon (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{Btu/h o Kcal/h} \quad (1.7)$$

donde: A = Área abierta (pie² o m²)
 σ = Constante Stefan-Boltzmann
 $= 0.1713 \times 10^{-8}$ Btu / h pie² °R⁴ o 4.88×10^{-8} Kcal / h m² °K⁴
 ε = Emisividad del cuerpo. Considerar $\varepsilon = 1$.
 T_1, T_2 = Temperatura del cuerpo emisor y receptor respectivamente.,
 °R (°F + 460) o °K (°C + 273)

1.2 VENTILACION

Los ventiladores suministran el aire necesario a la presión requerida para vencer las diferentes resistencias como lo son la fricción en las paredes de los ductos, fricción en accesorios y carga de velocidad. Para que este flujo de aire exista debe haber una diferencia de presiones entre los dos puntos en estudio, habiendo un movimiento del aire desde la zona de alta presión a la zona de baja presión. El flujo y la velocidad del aire están relacionadas con la siguiente ecuación:

$$F = A_d V \quad (1.8)$$

donde F = volumen de aire en $\text{pie}^3/\text{min}(\text{pcm})$ o m^3/min
 A_d = Área transversal del ducto en pie^2 o m^2
 V = Velocidad del aire en $\text{pie}/\text{min}(\text{ppm})$ o m/min

La presión necesaria para mantener el aire en movimiento se le llama presión de velocidad o presión dinámica. La relación básica entre la velocidad del aire y la presión dinámica se observa en la siguiente ecuación (Ref. 3):

SISTEMA INGLES	SISTEMA INTERNACIONAL	
$V = 1096 \sqrt{\frac{PV}{\rho}}$	$V = 265.8 \sqrt{\frac{PV}{\rho}}$	(1.9)

donde: V = Velocidad del flujo de aire en pie/min o m/min
 PV = Presión dinámica en pulgadas Columna Agua o mm C.A.
 ρ = Densidad del aire en lb/pie^3 o kg/m^3

Si consideramos la densidad del aire al nivel del mar y a una temperatura de 70 °F (21 °C) que es de $0.075 \text{ lb}/\text{pie}^3$ ($1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$), tenemos:

$$V = 4005 \sqrt{PV} \quad V = 242.64 \sqrt{PV} \quad (1.10)$$

1.2 VENTILACION

Los ventiladores suministran el aire necesario a la presión requerida para vencer las diferentes resistencias como lo son la fricción en las paredes de los ductos, fricción en accesorios y carga de velocidad. Para que este flujo de aire exista debe haber una diferencia de presiones entre los dos puntos en estudio, habiendo un movimiento del aire desde la zona de alta presión a la zona de baja presión. El flujo y la velocidad del aire están relacionadas con la siguiente ecuación:

$$F = A_d V \quad (1.8)$$

donde F = volumen de aire en $\text{pie}^3/\text{min}(\text{pcm})$ o m^3/min
 A_d = Area transversal del ducto en pie^2 o m^2
 V = Velocidad del aire en $\text{pie}/\text{min}(\text{ppm})$ o m/min

La presión necesaria para mantener el aire en movimiento se le llama presión de velocidad o presión dinámica. La relación básica entre la velocidad del aire y la presión dinámica se observa en la siguiente ecuación (Ref. 3):

SISTEMA INGLES	SISTEMA INTERNACIONAL
$V = 1096 \sqrt{\frac{PV}{\rho}}$	$V = 265.8 \sqrt{\frac{PV}{\rho}} \quad (1.9)$

donde: V = Velocidad del flujo de aire en pie/min o m/min
 PV = Presión dinámica en pulgadas Columna Agua o mm C.A.
 ρ = Densidad del aire en lb/pie^3 o kg/m^3

Si consideramos la densidad del aire al nivel del mar y a una temperatura de 70 °F (21 °C) que es de 0.075 lb/pie^3 (1.2 kg/m^3), tenemos:

$$V = 4005 \sqrt{PV} \quad V = 242.64 \sqrt{PV} \quad (1.10)$$

La presión estática (PS) en un punto de un flujo de aire es la presión que tiende a romper el ducto que lleva el aire en su interior y es usado para vencer las pérdidas por fricción del aire contra la superficie del ducto

La presión dinámica (PV) es la presión necesaria para dar al aire su velocidad y siempre es positiva.

La suma algebraica de PS y PV en un punto de un flujo de aire es igual a la presión total (PT). Es una medida de la energía total del fluido.

$$PT = PS + PV \quad (1.11)$$

En las figuras 1 - 5 y 1 - 6 se muestra la medición de la presión según el sentido del flujo de aire.

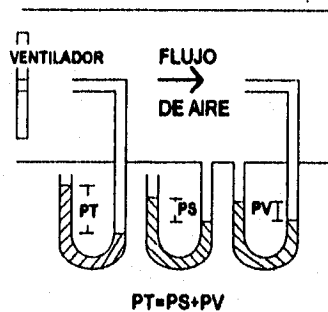


Fig.1 - 5 Medición de presión en el lado de la descarga del ventilador. PS positiva.

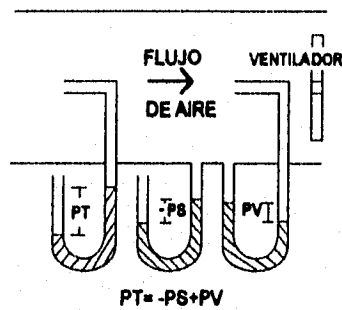


Fig. 1 - 6 Medición de presión en el lado de la succión del ventilador. PS negativa.

1.2.1 CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES

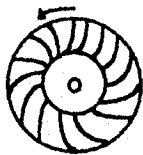
Los ventiladores se clasifican en axiales y centrífugos.

Los ventiladores axiales son los que producen el flujo de aire paralelo a la flecha que impulsa el ventilador. Se usan principalmente en extracción e inyección de aire limpio, enfriamiento de equipo y casetas de pintura.

Los ventiladores centrifugos producen el flujo de aire paralelo al radio de rotación. Se usan básicamente en hornos industriales. Estos ventiladores manejan cualquier cantidad de aire contra presiones altas.

1.2.2 DESCRIPCION GENERAL DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS

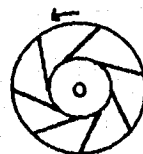
Tipo de rodete



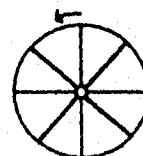
Aspas curvadas hacia adelante o Jaula de Ardilla. Manejan bajas velocidades periféricas. Se utilizan en la inyección y extracción de aire limpio, en estufas de muy baja capacidad y recirculación de gases



Aspas curvas hacia atrás, de gran eficiencia. Presentan altas velocidades y grandes volúmenes de aire. Manejan gases sin polvo y se utilizan en la inyección de aire limpio, recirculación de gases, tiro forzado en hornos, calderas, aire de secado y lavadoras de aire.



Aspas rectas autolimpiantes, inclinadas hacia atrás. Se utilizan para recircular gases, aire seco y con una concentración pequeña de polvo. Se colocan en lavadoras de aire, casetas de pintura, control de humos y polvo.



Aspas rectas con un alto grado de auto limpieza, ya que transportan materiales granulados, polvos, gases, aire, vapores, fibras largas y materiales abrasivos, pesados o adherentes.

1.2.3 EFECTO DE LA VARIACION DE LA DENSIDAD DEL AIRE

El aire al ser calentado sufre una expansión, es decir su volumen aumenta mientras su peso permanece igual, por lo tanto la densidad (peso/volumen) del aire disminuye. Al igual que lo anterior, la altitud influye en la densidad ya que entre más altura sobre el nivel del mar, hay menor presión que ayuda a que las moléculas del aire se dispersen, aumentando el volumen.

Esto es importante ya que las tablas de capacidad publicadas por el fabricante generalmente vienen especificadas para condiciones estándar de aire seco al nivel del mar (29.92 " Hg) y 21 °C (70 °F), por lo cual para poder entrar a tablas es necesario corregir las condiciones actuales a estándar.

En el anexo A se detalla las leyes de los ventiladores

1.2.3.1 FACTOR DE CORRECCION

Al observar la influencia que tiene la densidad sobre el comportamiento en ventiladores, la corrección se puede calcular por medio de la relación de densidad, la cual nos indica que la densidad del aire es inversamente proporcional a la temperatura absoluta y directamente proporcional a la presión absoluta (Ref. 4):

$$\text{relación de densidad} = \frac{(\text{Temp. Absoluta a } 70 \text{ } ^\circ\text{F}) \quad 460 + 70 \quad \text{Presión actual}}{(\text{Temp. Actual Absoluta } ^\circ\text{F}) \quad 460 + T_{\text{actual}} \quad 29.92 \text{ " Hg.}} \quad (1.12)$$

De la expresión anterior si le aplicamos la inversa obtenemos el factor de corrección por temperatura y altitud (fc), éstos valores se indican en la tabla 1 - 1 para diferentes temperaturas y alturas.

$$fc = \frac{1}{\text{relación de densidad}} \quad (1.13)$$

Si tomamos en cuenta la presión barométrica igual, y aplicamos la inversa a la expresión 1.12, tenemos como resultado la Relación de Temperatura Absoluta (Rta):

$$Rta = \frac{\text{Temperatura actual, } ^\circ\text{F} + 460}{460 + 70} \quad (1.14)$$

En la tabla 1-1 se muestra los factores de corrección por temperatura y altitud (Ref. 5).

Temperatura °C	°F	0 mts 0 pie	162 500	305 1000	457 1500	610 2000	762 2500	915 3000	1069 3500	1372 4500	1624 5000	1878 6000	1829 6500	1991 7000	2134 7348	2240 7500	2298 8000	
-17.7	0	.87	.89	.91	.92	.94	.96	.98	.99	1.03	1.05	1.06	1.09	1.10	1.13	1.14	1.15	1.17
4.4	40	.94	.95	.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.12	1.14	1.16	1.19	1.21	1.23	1.25	1.26	1.28
21.1	70	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.18	1.20	1.22	1.25	1.27	1.30	1.31	1.32	1.35
26.6	80	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.21	1.23	1.26	1.28	1.30	1.33	1.35	1.36	1.38
37.7	100	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.19	1.21	1.25	1.28	1.30	1.33	1.36	1.38	1.40	1.41	1.43
46.8	120	1.09	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.23	1.25	1.30	1.32	1.35	1.38	1.40	1.43	1.45	1.46	1.48
60.0	140	1.13	1.15	1.18	1.20	1.22	1.25	1.27	1.29	1.34	1.37	1.40	1.42	1.45	1.48	1.50	1.51	1.54
71.1	180	1.17	1.19	1.22	1.24	1.26	1.28	1.31	1.34	1.39	1.42	1.44	1.47	1.50	1.53	1.55	1.56	1.59
82.2	180	1.21	1.23	1.26	1.28	1.30	1.33	1.36	1.38	1.43	1.46	1.49	1.52	1.55	1.58	1.60	1.61	1.64
93.3	200	1.25	1.27	1.29	1.32	1.34	1.37	1.40	1.42	1.48	1.51	1.54	1.57	1.60	1.63	1.65	1.66	1.69
121.1	250	1.34	1.36	1.39	1.42	1.45	1.47	1.50	1.53	1.59	1.62	1.65	1.68	1.71	1.74	1.76	1.78	1.82
148.0	300	1.43	1.46	1.49	1.52	1.55	1.58	1.61	1.64	1.70	1.74	1.77	1.80	1.84	1.87	1.89	1.91	1.94
177.0	350	1.53	1.56	1.59	1.62	1.65	1.68	1.72	1.75	1.81	1.85	1.88	1.92	1.96	2.00	2.02	2.04	2.07
204.4	400	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.79	1.82	1.85	1.93	1.98	2.00	2.04	2.08	2.12	2.14	2.16	2.20
232.2	450	1.72	1.75	1.79	1.82	1.86	1.89	1.93	1.96	2.04	2.08	2.12	2.16	2.20	2.24	2.27	2.29	2.33
260.0	500	1.81	1.85	1.88	1.92	1.96	1.99	2.03	2.07	2.15	2.19	2.23	2.28	2.32	2.36	2.39	2.41	2.46
287.8	550	1.91	1.94	1.98	2.02	2.06	2.10	2.14	2.18	2.26	2.30	2.35	2.40	2.44	2.48	2.52	2.54	2.58
315.6	600	2.00	2.04	2.08	2.12	2.16	2.20	2.24	2.29	2.36	2.42	2.47	2.50	2.56	2.61	2.64	2.66	2.71
343.3	650	2.10	2.14	2.18	2.22	2.26	2.31	2.35	2.40	2.49	2.54	2.58	2.63	2.68	2.74	2.77	2.79	2.84
371.1	700	2.19	2.23	2.27	2.32	2.36	2.41	2.46	2.50	2.60	2.65	2.70	2.75	2.80	2.86	2.89	2.91	2.97

Tabla 1 - 1 Factores de corrección por temperatura y altura
Aire normal de 0.075 lb/pie³ (1.2 kg/m³) y 30 " de columna Hg. (760 mm.)

1.2.4 CANTIDAD DE AIRE NECESARIO EN HORNOS

Frecuentemente el principal propósito de un ventilador es el de suministrar el flujo de aire correcto para mantener la transferencia de calor deseado.

La cantidad de calor que una corriente de aire proporciona al enfriarse, desde la temperatura de salida en los ductos a la temperatura en el interior del horno, está dada por la siguiente ecuación:

$$Q = M \times C_p \times \Delta t \quad (1.15)$$

en donde: Q = Calor sensible transferido en Btu/h
 M = Peso del aire suministrado en lb/h
 C_p = Calor específico del aire. Se puede considerar 0.24 Btu/lb °F.
 Δt = Calda de temperatura del aire. F°

En muchos casos la cantidad de aire se maneja en pie³/min, para lo cual se debe utilizar la siguiente expresión (Ref. 6) :

$$Q = (0.24) \times (60) \times F_a \times \rho \times \Delta t \quad (1.16)$$

donde: F_a = Flujo de aire en pie³/min (pcm)
 ρ = Densidad del aire lb/pie³

Para una densidad standard de 0.075 lb/pie³, la ecuación 1.16, puede escribirse:

$$Q = 1.08 \times F_a \times \Delta t \quad (1.17)$$

$$o \quad F_a = Q / 1.08 \times \Delta t \quad (1.18)$$

En las expresiones 1.17 y 1.18 hay que tener cuidado en corregir el flujo de aire de acuerdo a la tabla de corrección (tabla 1-1).

¹ Nota: La marca de grados se coloca después de la letra C o F para destacar que los números corresponden a intervalos de temperatura y no a temperaturas específicas. (Ref. 7)

1.3 TEORIA DE LA COMBUSTION

La combustión es la combinación rápida del oxígeno del aire con los distintos elementos que constituyen el combustible y a una temperatura de ignición, originándose un desprendimiento de calor (reacción exotérmica).

El aire es una mezcla fundamentalmente de oxígeno y nitrógeno (que engloba cantidades menores de otros gases inertes). Su composición varía de acuerdo a la humedad y con la altura, por lo que se puede tomar los siguientes valores para el aire en la tabla 1 - 2:

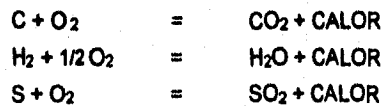
GAS	% VOLUMEN	% PESO
Oxígeno O ₂	21	23
Nitrógeno N ₂	79	77

Tabla 1 - 2 Composición del aire atmosférico. (Ref. 8)

A partir de los anteriores valores, la relación de volumen y peso queda de la siguiente forma:

VOLUMEN			PESO		
aire	100		aire	100	
O ₂	21	$\frac{100}{21} = 4.76$	O ₂	23	$\frac{100}{23} = 4.34$
N ₂		$\frac{\text{pie}^3 \text{ N}_2}{\text{pie}^3 \text{ O}_2} = \frac{\text{m}^3 \text{ N}_2}{\text{m}^3 \text{ O}_2}$	N ₂		$\frac{\text{lb N}_2}{\text{lb O}_2} = \frac{\text{kg N}_2}{\text{kg O}_2}$
		$= 3.76$			$= 3.34$

Las reacciones de combustión completa son :



y como en algunos gases, ya se encuentran mezclados el carbono y el oxígeno, en forma de monóxido de carbono, hay que añadir en esos casos :



1.3.1 TIPOS DE COMBUSTION.

- **Combustión estequiométrica, completa o perfecta:** Sólo es posible lograrla en los Laboratorios, ya que no basta suministrar la relación exacta de combustible-aire, sino que es necesario que la mezcla sea total y homogénea; ya que en caso contrario en unas zonas la llama será con exceso de aire, mientras que en otras la combustión será con defecto de aire.

- **Combustión incompleta:** Es aquella en que los gases de combustión contienen restos de combustible sin reaccionar con el oxígeno, como el hidrógeno o partículas de carbón. Estas combustiones pueden efectuarse con exceso o defecto de aire.

1.3.2 IMPORTANCIA DEL AIRE EN RELACION CON EL CONSUMO DE ENERGIA.

La importancia del aire reside en que es la fuente de oxígeno más abundante, barata y fácil de manejar. Sin embargo, al observar la composición del aire, se ve que por cada volumen de oxígeno aportado para la oxidación del combustible se introducen en las condiciones teóricas $79/21 = 3.76$ volumen de nitrógeno sin poder evitarlo, porque es un elemento inerte y actúa de forma negativa robando parte de la energía química liberada en la combustión para aumentar su temperatura.

Si de las condiciones teóricas se pasa a las reales, se observa que para conseguir una buena combustión hay que introducir una cantidad mayor de oxígeno para asegurar una buena mezcla entre el combustible y oxígeno que permita una combustión completa y sin inquemados.

El enriquecimiento del contenido de oxígeno del aire de combustión por encima de 21% normal reduce el contenido de nitrógeno y, por tanto, aminora la pérdida de calor por la chimenea. Esto también incrementa la temperatura de la flama (o llama), lo cual mejora la transferencia de calor, especialmente la que ocurre por radiación.

El aire viciado (que contiene menos del 21% normal de oxígeno) reduce la eficiencia de la combustión y puede causar inestabilidad de la flama.

1.3.3 LA LLAMA

La llama es el medio gaseoso en el que se desarrollan las reacciones de la combustión, la cual presenta una zona de alta temperatura cuya luminosidad se debe a las partículas de carbono incandescente.

El frente de llama es la separación entre el gas quemado y el gas sin quemar, y es la zona donde tienen lugar las reacciones principales.

Para que tenga lugar la combustión es necesario que el combustible alcance la temperatura de ignición. En el caso de combustibles líquidos se utiliza prácticamente el punto de inflamación, que es normalmente de 20 a 60 °C, inferior a la temperatura de ignición. La temperatura de la llama depende básicamente del poder calorífico del combustible y su composición, el tipo de comburente y la velocidad global de la combustión.

Las llamas más calientes no son los que en teoría corresponde a una mayor liberación de energía, sino a aquellas cuyos productos finales de la combustión son más estables.

1.3.4 EL EXCESO DE AIRE

En realidad se trabaja con una cantidad de aire superior a la mínima para la buena mezcla de oxígeno/combustible. Una forma de medir la cantidad del aire que se emplea de más, es el exceso de aire y se define por:

$$\text{EXCESO DE AIRE} = \text{AIRE REAL} - \text{AIRE MÍNIMO TEÓRICO}$$

Las consecuencias de trabajar con exceso de aire son:

1. Disminución de la temperatura de la llama.
2. Aumento de las pérdidas de calor por chimenea por los gases de combustión. Al tener que manejar mayores volúmenes de aire y gases, aumenta el consumo de energía eléctrica para el desalajo (motor eléctrico del ventilador).

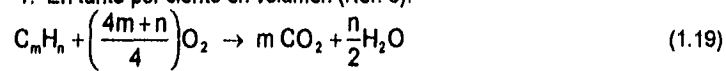
Las ventajas que ofrece el exceso de aire es la disminución del hollín y humos. Así se evita que en hornos de curado de pintura, el aire caliente se contamine y manche la superficie pintada. Además se reduce una posible acumulación de combustible evitando una EXPLOSIÓN.

1.3.5 CANTIDAD DE AIRE ESTEQUIOMÉTRICO

La cantidad mínima teórica del aire, también denominado neutro o estequiométrico, depende de la composición del combustible utilizado.

Su cálculo es sencillo a partir de la composición del combustible y la ecuación para este fin puede ser la siguiente:

1. En tanto por ciento en volumen (Ref. 9):



donde: m = número de átomos de carbono
 n = número de átomos de hidrógeno.

En la siguiente tabla 1-3 se indican las propiedades de algunos gases comunmente usados:

Nombre del gas	Densidad Lb/pie ³	Relación estequimétrica		Temperatura mínima de ignición en aire, °F	Poder Calorífico Btu/pie ³
		lb aire/ lb gas	pie ³ aire/ pie ³ gas		
Butano C ₄ H ₁₀	0.149	15.63	30.47	826	3200
Metano CH ₄	0.042	17.23	9.53	1170	1000
Propano C ₃ H ₈	0.116	15.73	23.82	898	2572

Tabla 1-3 Propiedades de algunos gases comerciales (Ref. 10)

1.4 QUEMADORES.

En cualquier Horno es preciso que el calentamiento se adapte perfectamente a las condiciones del proceso, de acuerdo con la potencia de trabajo en cada caso, las necesidades de la carga y las características del propio horno.

Estos objetivos se obtienen mediante los quemadores, y cuya función es la siguiente:

- Entregar combustible y aire a la Cámara de Combustión en ignición.
- Mezclar óptimamente el combustible y el aire.
- Proveer la ignición constante de la mezcla de combustible y aire.
- En el caso de combustibles líquidos, atomizar y vaporizar el combustible.

1.4.1 CARACTERISTICAS DE LOS QUEMADORES

a) Margen de regulación de acuerdo con el proceso (TURNDOWN): Es la relación de la capacidad máxima a capacidad mínima de operación del quemador en condiciones estables.

- Desprendimiento de flama: Es el fenómeno por el cual el frente de flama se aleja del quemador. Ocurre cuando la mezcla de aire y combustible sale del quemador a una velocidad mayor que la velocidad a la cual el frente de flama progresa dentro de la mezcla.

- Retroceso de flama: Es el fenómeno en el que, el frente de flama se mueve hacia la boquilla del quemador y en ocasiones más atrás hasta el punto de mezcla de aire y combustible. Ocurre cuando la velocidad de propagación de la flama es mayor a la velocidad de salida en la boquilla del quemador de la mezcla de aire y combustible.

b) Estabilidad de funcionamiento. Se define como la capacidad para mantener la flama de un quemador dentro de su margen de regulación, sin que sea necesario el empleo de llamas piloto. Para estabilizar las llamas, existen varias alternativas:

- Pre calentamiento del aire de combustión.
- Recirculación de gases parcialmente quemados.
- Aumento de la transmisión de calor por conducción, por empleo de una gran turbulencia en la mezcla aire-combustible.

c) Forma y dimensiones de la flama. Aún cuando la forma y dimensión de la flama están muy determinados por la potencia del quemador, ambos factores pueden modificarse en cierta medida. Los procedimientos son diversos, aún cuando los principales son los siguientes:

1. Grado de turbulencia y velocidad de la mezcla. Las llamas cortas, intensas y con altas temperaturas se consiguen con fuertes turbulencias y altas velocidades de mezcla. Además son poco luminosas.

Las llamas largas, suaves y con temperaturas moderadas se consiguen con velocidades bajas y turbulencias moderadas. Estas llamas son bastante luminosas.

2. Exceso de Aire. En general, al aumentar el exceso de aire la llama se acorta.

3. Presión del Combustible. Al aumentar la presión del combustible, paralelamente lo hacen la velocidad de mezcla y la turbulencia con lo que la llama tiende a acortarse.

4. Tamaño de gotas de los combustibles líquidos y de partículas de carbón pulverizado. Cuanto más pequeños sean ambos la evaporación y/o combustión es más rápida, luego las llamas serán más cortas e intensas.

1.4.2 CLASIFICACION DE LOS QUEMADORES A GAS.

Los combustibles gaseosos se queman y regulan con mayor facilidad, ya que la combustión se realiza en una sola fase y no existen problemas de pulverización como en los combustibles sólidos y líquidos.

Los gases son generalmente limpios y por consiguiente no forman acumulaciones, ni ensucian las cámaras de combustión.

Según el método de introducción del gas y del aire en la cámara de combustión, se clasifican como sigue:

1. ALIMENTACION SEPARADA DE GAS Y AIRE A LA CAMARA DE COMBUSTION. El sistema es sencillo como se ilustra en la figura 1 - 7 y es usado en muchas instalaciones industriales en donde la ignición continua de la mezcla aire-gas mantiene temperaturas altas. El grado de mezclado es relativamente lento porque el gas y el aire son admitidos por separado. Es necesario precalentar el aire para lograr altas temperaturas.

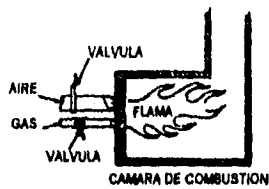


Fig. 1 - 7 Quemador con alimentación de gas y aire por separado.

2. **PREMEZCLA PARCIAL.** Son los que se mezcla previamente el gas con una parte de aire, y el resto para la combustión se aspira más adelante (ver figura 1 - 8). Por lo general la mezcla contiene menos de la mitad del aire requerido para la combustión. La velocidad en la boquilla van del orden de 50 a 1200 pie/min; la mezcla pobre de aire secundario requiere una gran cantidad de exceso de aire. El control del flujo de aire secundario puede ser variable o fijo de acuerdo a la capacidad que se requiera.

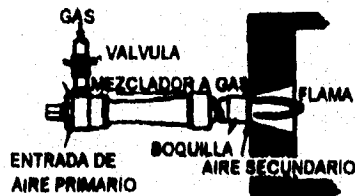


Fig. 1 - 8 Quemador con premezcla parcial

3. **PREMEZCLA TOTAL.** El gas y todo el aire necesario se mezclan antes de que se realice la combustión. Se clasifican como sigue:

- **INSPIRADOR O MEZCLADOR DE VENTURI:** Utiliza la energía cinética del gas para arrastrar el aire primario proporcionalmente al caudal del gas. No es necesario que el aire de combustión este a presión, y por esta razón se les llama quemadores atmosféricos. (ver figura 1 - 9)

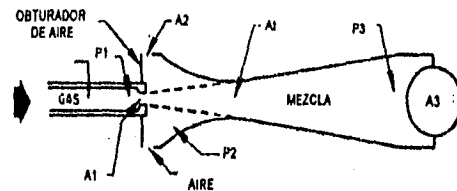


Fig. 1 - 9 Diagrama esquemático de un mezclador Atmosférico. La presión del gas puede ser bajo, medio o alto.

Se utilizan generalmente en hornos con ligera depresión, ya que si el horno tiene presión positiva reduce la capacidad del inspirador y aumenta la posibilidad del retorno de la flama.

La regulación de éstos quemadores está limitado por tener que aspirar grandes volúmenes de aire con un pequeño volumen de gas.

- **MEZCLADOR MECANICO:** Utiliza la presión del aire para arrastrar el gas. Son necesarios cuando la presión del gas disponible es muy bajo o cuando se requiere un amplio campo de regulación. Se utilizan por lo general para alimentar varios quemadores debido a que la regulación es exacta e independiente del volumen de mezcla liberada como se ilustra en la figura 1 - 10.

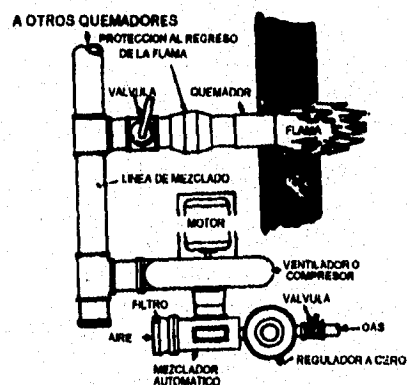


Fig. 1 - 10 Quemador con mezclador mecánico.

4. MEZCLA EN BOQUILLA O QUEMADORES CON LLAMAS DE DIFUSION: El gas y el aire penetran sin mezclarse en la cámara, una vez estando allí, la mezcla se efectúa por difusión turbulenta. Las boquillas se diseñan de tal manera que aseguren una mezcla aire-gas bastante rápida.

En la figura 1 - 11 se representa un quemador de mezcla en boquilla (NOZZLE-MIX) de llama corta y luminosa. El aire penetra por una serie de pequeños orificios que rodean al chorro de gas y sale a su vez de un orificio central.

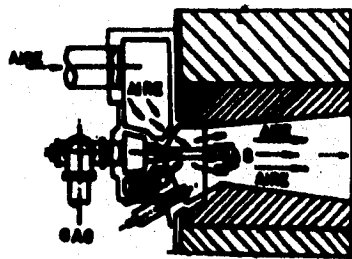


Fig. 1 - 11 Quemador con mezcla en la boquilla.

Su característica es que puede quemar gas sin retorno de flama y en un campo de regulación muy amplio.

CAPITULO II

HORNOS INDUSTRIALES

Los hornos son elementos productivos que intervienen en un proceso industrial, cuya finalidad es aplicar calor a la carga que entra. En el interior del horno la carga puede sufrir los siguientes cambios:

- Calentamiento de la carga y en su caso enfriamiento . (Calor Sensible)
- Transformaciones de fase: secado, fusión, evaporación, recristalización. (Calor Latente)
- Cambios químicos del material a tratar.

La transferencia de calor en el horno se desarrolla por la combinación de los tres mecanismos mencionados en el primer capítulo e intervienen dentro del proceso, como sigue a continuación:

- La conducción interviene en las pérdidas de calor a través de las paredes y el calentamiento de sólidos de gran masa, particularmente en regímenes transitorios. Hay que tomar en cuenta dos factores respectivamente: la resistencia al paso de calor y la difusividad térmica del material.

- La convección presenta la opción a economizar energía, permitiendo uniformizar la temperatura dentro del horno o recuperando calor de los gases que salen en la chimenea y que por convección pueden calentar el aire de combustión.

- Cuando se requiere una temperatura alta se utiliza la radiación aún cuando también existe convección. Los principales elementos que radian energía en un horno son las llamas luminosas, los gases de la atmósfera del horno y los refractarios.

La atmósfera del horno puede ser aire, nitrógeno y otros gases, incluyendo el vacío, que es utilizado para aplicaciones metalúrgicas. Algunos hornos requieren de control de humedad como en el secado de madera. Cuando hay gases explosivos dentro del horno, como el hidrógeno o vapores de solventes en piezas pintadas, la temperatura de operación debe ser baja, además debe existir una correcta extracción del aire interno.

2.1 CLASIFICACION DE HORNOS INDUSTRIALES

Una clasificación general de hornos industriales es la siguiente:

1. De acuerdo a la temperatura de operación:
 - Baja (< 250 °C).
 - Media (250 a 500 °C).
 - Alta (> 500 °C).

2. Suministro del calor por medio de:
 - Gas L.P. o natural.
 - Diesel.
 - Resistencias eléctricas.
 - Vapor. (Temperaturas máximas alcanzadas es de 120°C)

3. La forma de introducir el calor a la cámara del horno.
 - Convección natural y radiación (hornos de alta temperatura).
 - Convección forzada: uniformiza las temperaturas bajas en los hornos.

4. Ciclo de trabajo:
 - Producción Discontinua (o tipo caja por lotes).
 - Producción Continua. (Por medio de transportador aéreo, de banda, rodillos, transportador con cadenas de arrastre, transportadores con tornillo sin fin (helicoidal) y transportadores de vigas caminantes.

2.1.1 HORNOS DE CONVECCION FORZADA

El calentamiento y el secado de productos industriales por convección, se ha utilizado desde hace muchos años cuando algunos fabricantes realizaban éste proceso ineficientemente. Por ejemplo: el secado de la madera era por convección natural, en el cual el intercambiador de calor se colocaba debajo de la madera.

Posteriormente se instalaron en los hornos y estufas los ventiladores para reducir el tiempo de secado. Desde entonces la construcción de hornos a evolucionado desde la convección natural a la convección forzada a altas velocidades y volúmenes de aire grandes. En la figura 2 - 1 se ilustra un horno de convección forzada, se observa que la unidad de calefacción recircula el aire caliente a través de un ducto localizado en el techo del horno.

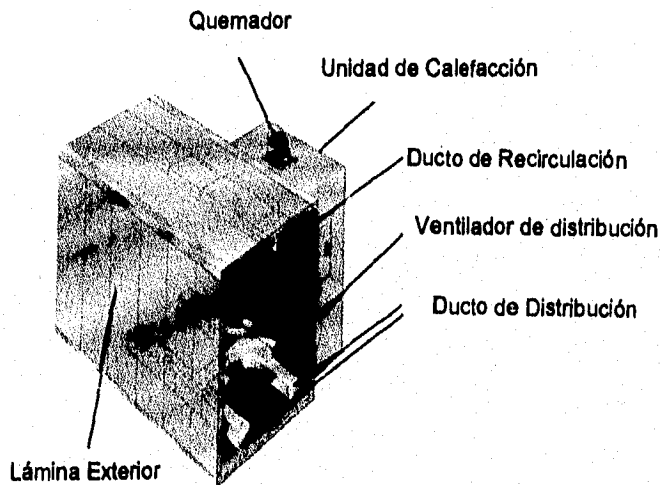


Fig. 2 - 1 Horno de convección forzada.

El objetivo de lo anterior es para que el aire caliente tenga un mejor contacto con la pieza a calentar, desapareciendo en gran parte la película de aire adherido en la superficie, la cual se convierte en un aislamiento.

La dirección del flujo de aire puede ser: flujo horizontal, flujo vertical y la combinación de ambas, como se muestra en la figura 2 - 2.

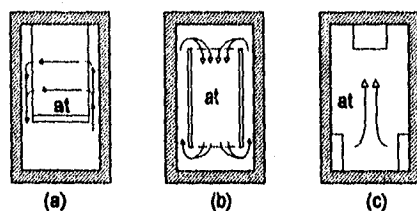


Fig. 2 - 2 Flujo de aire en hornos: (a) flujo horizontal, (b) flujo vertical, (c) combinación de flujo horizontal y vertical. at = Área de Trabajo.

Otra ventaja de la convección forzada, es la facilidad de diluir la concentración de vapores de los solventes inflamables, desprendidos en el hornado y secado de pinturas de aceite. Esto permite extraer diferentes solventes a la vez, en el mismo horno.

En algunos hornos es necesario dividirlo en dos zonas: la primera deberá alcanzar una temperatura mayor a la temperatura de curado y la segunda tendrá la temperatura de curado. Esto es necesario cuando se necesita elevar la temperatura del cuerpo frío en un cierto tiempo límite.

En el tratamiento de objetos de calibre delgado y con poco peso, no es necesario una zona de precalentamiento, a lo igual que la zona de enfriamiento. Esto depende de la compañía solicitante y del producto a calentar.

2.1.2 HORNOS TIPO DISCONTINUO (PRODUCCION POR LOTES)

Los ciclos de tratamiento son cortos. Estos hornos representan una gran cantidad de equipos dentro de la industria, donde los más importantes son : para laboratorios, aplicación estándar y hornos con carga en plataforma móvil.

2.1.2.1 HORNOS PARA LABORATORIO

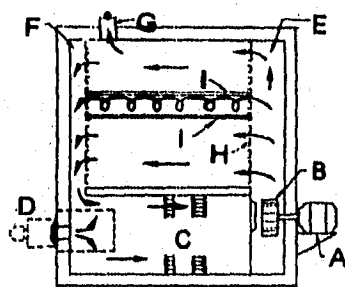
Su uso principal es para el esterilizado de frascos, análisis y secado. Sus capacidades van desde 2 a 20 pies³. Son usados para trabajo ligero y algunos tienen controles más sofisticados para controlar diferenciales de temperatura de +/- 1/2 °C.

No tienen por lo general ventiladores de extracción, a menos que exista un desprendimiento de volátiles inflamables. Tienen resistencias eléctricas y las temperaturas que alcanzan son de 100 a 500 °F (38 a 260 °C).

2.1.2.2 TIPO APLICACION ESTANDAR

El tamaño es aproximadamente de 5 a 20 pies³ en el interior del horno. Su aplicación principal es para secado de resinas, plásticos, envejecimiento y humedad. Puede tener múltiples charolas para colocar por ejemplo los granos de plástico.

La distribución del aire es por medio de un ventilador como el que se muestra en la figura 2 - 3. El sistema de calentamiento de aire se coloca principalmente en el piso o una sección baja.



- A= Motor.
- B= Ventilador.
- C= Resistencias Eléctricas o Serpentines de vapor.
- D= Quemador a gas o diesel.
- E= Ducto de distribución de aire.
- F= Ducto de recirculación.
- G= Chimenea.
- H= Rejillas
- I= Charolas ajustables.

Fig. 2 - 3 Sección de un horno tipo caja, mostrando el ventilador y el flujo de aire. El calentamiento del aire puede ser por electricidad, diesel, gas o vapor.

La velocidad del aire es del orden de 100 a 200 pie/min lineal (30.48 a 60.96 m/min) y el diferencial de la uniformidad de temperatura es de +/- 5 °C, medido desde un punto de referencia hasta el centro de la cámara del horno, el cual es operado a 500 °F (260 °C).

2.1.2.3 HORNO CON CARGA EN PLATAFORMA MOVIL.

El material a procesar es colocado en un carro con charolas o cuando es muy pesada la carga, se coloca sobre una plataforma móvil. Estos hornos difieren de los anteriores en lo siguiente:

- Su construcción es más pesada.
- En sistemas con circulación forzada, las velocidades del aire son ligeramente menores. (Para evitar ventiladores grandes.)
- La uniformidad de temperatura no es tan precisa.
- No tienen piso la mayoría de estos hornos.
- La capacidad de estos hornos van desde 10 hasta miles de pies³.

2.1.3 HORNOS CONTINUOS.

Funcionan en base a la entrada y salida de las piezas a tratar, como se ilustra en la figura 2-4. Su construcción es a veces similar a los tipo caja pero su distinción principal es el método de sellado para evitar la salida de calor y el tipo de transportación usado.

Los problemas que hay cuando se diseña un horno continuo es la selección del transportador, ya que los transportadores no operan satisfactoriamente a temperaturas altas. Es necesario emplear materiales que resistan el calor, en este caso el fabricante de transportadores debe sugerir el más adecuado.

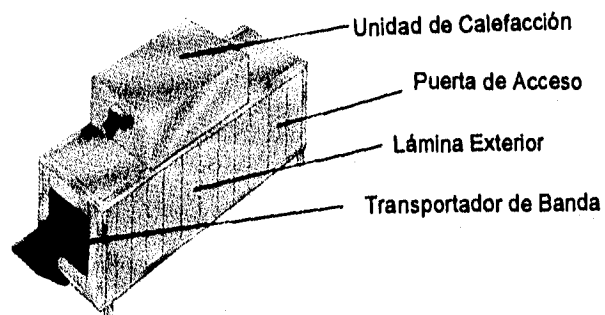


Fig. 2 - 4 Horno con transportador de banda.

Por la naturaleza del diseño, los hornos continuos tienen las entradas y las salidas abiertas al medio ambiente, lo que ocasiona que exista pérdidas de calor. Se puede colocar tiras de asbesto o de fibra de vidrio en el techo, de manera que no deje escapar el calor. Esto básicamente se utiliza cuando no importa que las tiras tengan contacto con la pieza a tratar.

Los sellos de aire es lo más recomendado como se muestra en la figura 2 - 5. Todos los tipos de sellos requieren una parte de extracción, el cual significa que la parte de aire inducido hacia dentro del sello de aire viene del aire caliente del horno, mientras que el restante lo obtiene del medio ambiente externo. Esto es debido a que la extracción de aire a temperaturas elevadas, siempre hay pérdidas considerables de mezcla de aire.

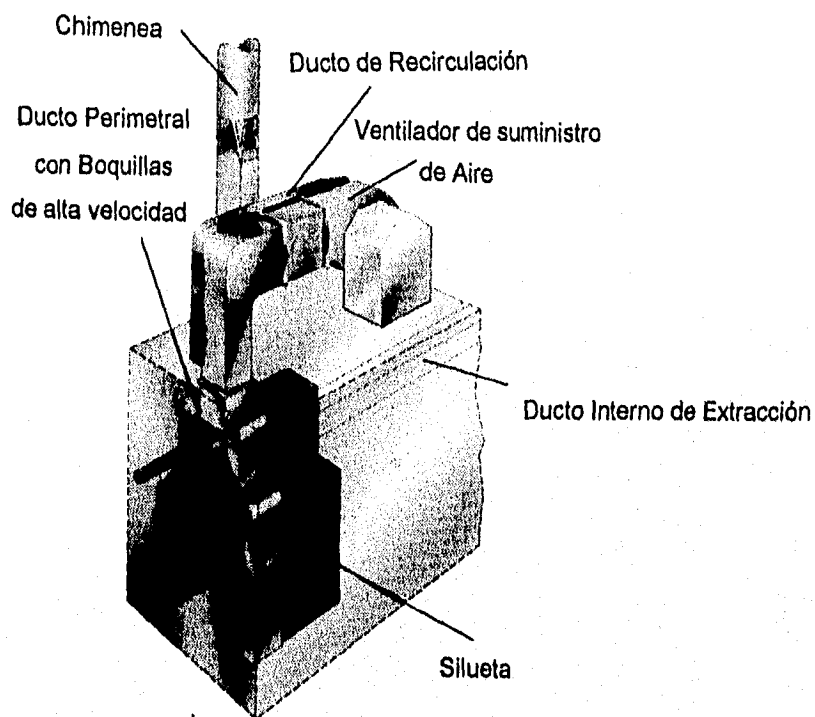


Fig. 2 - 5 Sello de aire en hornos continuos

2.2 HORNEADO DE LOS RECUBRIMIENTOS EN POLVO

La tecnología que ha desarrollado estos recubrimientos ha tenido tres objetivos primordiales: Ecología, Economía y Eficiencia.

Una ventaja de usar pinturas en polvo desde el punto de vista ecológico, es la eliminación del solvente, desapareciendo por consiguiente los humos y vapores que pueden ser dañinos para el medio ambiente.

De igual manera mejoran los niveles de seguridad al reducir los riesgos contra la toxicidad y el peligro de fuego, ya que los solventes son altamente inflamables. Por consiguiente la construcción del horno es más barato porque no se requiere de equipos a prueba de explosión.

Desde el punto de vista económico, tenemos la reducción del costo en cuanto al transporte, almacenamiento, manejo de equipo y consumo de energía que utilizan los recubrimientos en polvo en comparación con los sistemas líquidos.

En lo referente a la eficiencia, las pinturas en polvo pueden ser aplicadas fácilmente por varias técnicas, en donde se puede obtener una eficiencia entre un 95 y 98%. (Se puede recuperar y se vuelve aplicar las partículas de polvo que no se depositan durante la aplicación del recubrimiento).

Los recubrimientos en polvo pueden ser aplicados a cualquier superficie como las pinturas de aceite.

Para mejorar la calidad en los procesos de hornado de la pintura en polvo es conveniente tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Utilización de gas L.P. o natural como combustible, evitándose los hollines y partículas de combustión que se depositan en la zona y caen sobre las piezas.
- Sistemas de radiación, ya sea por infrarrojos o por paneles radiantes como se muestra en la figura 2-6. Estos equipos se colocan por lo general en las zonas de subida de temperatura, con lo que se evita circulaciones de aire que podría mover el posible polvo existente (opcional).

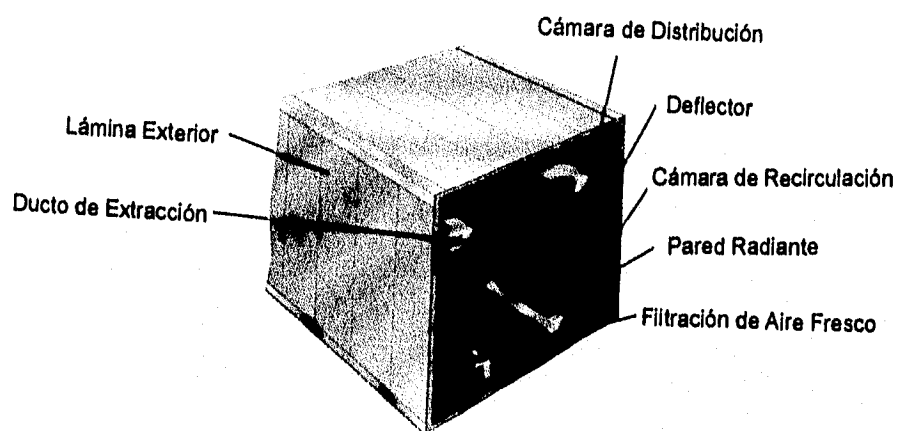


Fig. 2 - 6 Horno con paneles radiantes

- Filtros en todos los circuitos de calentamiento y recirculación así como en las cortinas de aire (sellos de aire).
- Temperatura y tiempo de calentamiento de la pieza según datos del fabricante.

2.3 LA REGULACION Y EL CONTROL EN LOS HORNOS.

Para asegurar un buen funcionamiento en los hornos, se debe efectuar un control permanente sobre diferentes parámetros que impone la energía suministrada. Estas variables a controlar son las siguientes:

1. **TEMPERATURA.** Que fija la cantidad de combustible necesario. La temperatura se mide con un termopar bimetálico, el cual envía un impulso eléctrico que es convertido en una medición de temperatura por un instrumento indicador y/o

registrador. Para el control automático de la temperatura, la lectura del instrumento se compara con una temperatura preseleccionada (punto de ajuste), y el suministro de combustible y aire se ajusta a través de un sistema de válvulas accionadas por electricidad.

El control puede ser:

- Encendido - Apagado: límite máximo y mínimo.
- Tres posiciones: Con aberturas de válvula para abierto, normal y cerrado.
- Proporcional: La entrada varía con la demanda en todo el intervalo de control.

2. RELACION AIRE - COMBUSTIBLE: sirve para evitar el consumo innecesario de combustible y las pérdidas de calor de los gases de la combustión. Se deberá regular el exceso de aire.

3. PRESION DE LOS GASES DE COMBUSTION EN EL HORNO: Determina las posibilidades de evacuarlos, una vez que ya ha sido utilizada su energía disponible. Este caudal de gases puede controlarse mediante un regulador de tiro (DAMPER) operado eléctrica, neumática o hidráulicamente por una señal procedente del sistema de control de presión.

2.3.1 CONDICIONES DE SEGURIDAD

Una función importante en todo sistema de control de un horno es proteger contra peligros; como explosiones, incendios y accidentes personales (quemadura y asfixia). Existen otros problemas menos graves a corto plazo pero altamente nocivos para la salud con el tiempo, como por ejemplo la exposición prolongada al ruido y a contaminantes.

Los requerimientos han sido definidos en códigos publicados por aseguradores industriales, e incluyen disposiciones para la ignición continua de quemadores en

hornos de baja temperatura, la purga de hornos a la presión atmosférica, protección del personal contra quemaduras, descargas eléctricas e intoxicación.

En Estados Unidos la mayoría de los reglamentos y normas se basan en publicaciones de la National Fire Protection Association (NFPA). Hay otras normas importantes para el diseño de hornos como la Factory Mutual Engineering Division (FM) y la Factory Insurance Association (FIA).

La secuencia de control electrónico de seguridad de la mayor parte de los sistemas industriales de combustión, generalmente están diseñados para cumplir los siguientes aspectos:

1. Prevenir la acumulación de combustible sin quemar cuando está presente alguna fuente de ignición. Esto se logra con un sistema de apoyo de emergencia, el cual consiste en una válvula de disparo automático que corta el flujo de combustible en caso de que se apague la flama o cuando exista una falla en los siguientes parámetros: bajo flujo de aire y/o presión alta o baja de combustible.

2. Eliminar de inmediato cualquier fuente de ignición para evitar la explosión; por ejemplo apagar la flama del piloto y cortar el sistema eléctrico que alimenta a la bujía.

3. Evitar que la temperatura en el interior del horno sobrepase la temperatura preseleccionada.

Es importante colocar botones de paro de emergencia en el tablero de control en caso de que el control automático de seguridad falle.

2.4 CONTROL DE LA CONTAMINACION DEL AIRE

En la actualidad debido al exceso de contaminación del medio ambiente, es necesario controlar los materiales tóxicos, combustibles o partículas presentes en los gases de combustión, a fin de cumplir las normas federales sobre la calidad del aire.

Algunos contaminantes tóxicos son compuestos de azufre y cloro, óxidos de nitrógeno, monóxido de carbono y ozono.

En México se han impuesto reglamentaciones para la preservación del medio ambiente que es regulada y sancionada por la Procuraduría Federal de Protección al Medio Ambiente (PROFEPA¹) con ayuda del Instituto Nacional de Ecología.

Además, no solamente es necesario cuidar las emisiones de equipos contaminantes, sino también PROFEPA solicita la verificación de las aguas residuales de procesos industriales y el control de la basura.

Ante las nuevas disposiciones, la industria se compromete a instalar equipos para el control de la contaminación, hacer muestreos anuales y mensuales de emisiones a la atmósfera y aguas residuales; y analizar la basura para saber si no es desecho peligroso.

Los principales equipos de control de la contaminación al aire son:

- Filtros de bolsa: Remueven los sólidos del aire.
- Filtros de carbón activado: captura compuestos orgánicos volátiles.
- Cortinas de agua: Los materiales de desecho se coleccionan en forma de lodo, debido a que el aire se hace pasar por una cortina de agua. Se usan principalmente en casetas para aplicación de pintura.
- Incineradores: Los desechos combustibles, como los vapores de solventes que escapan de los hornos, se queman en el incinerador con solo agregar aire de combustión y poco combustible.

¹ Anteriormente la Secretaría de Desarrollo Social (SEDESOL) regulaba estas normas.

2.5 BALANCE TERMICO

Para determinar el calor necesario a suministrar al horno, es necesario calcular la absorción de calor de la carga y las pérdidas de calor.

$$\text{Entrada total} = \text{Salida útil} + \text{pérdidas.}$$

En la figura 2 - 7 se muestra los principales factores que intervienen en el balance térmico para hornos, estufas, secadores, incinerador, caldera o calentador.

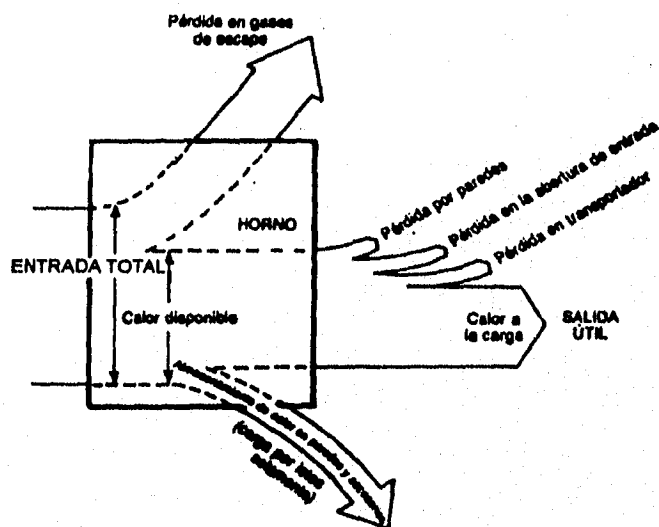


Fig. 2 - 7 Balance térmico general en hornos de combustión.

2.5.1 APORTACION DE CALOR (ENTRADA TOTAL)

1. Calor total o calor de combustión. Energía química producida en la combustión del combustible.

$$Q_{co} = F_g \times PCI \quad (\text{Btu/h o Kcal/h}) \quad (2.1)$$

donde: F_g = Caudal del combustible en pie^3/h o m^3/hr .
 PCI = Poder calorífico inferior del combustible (Btu/pie^3 o Kcal/m^3).

2.5.2 CALOR PERDIDO POR GASES DE CHIMENEA.

2. Es el calor contenido de gases extraídos del horno. El exceso de aire consume parte del calor total; además de que en la combustión estará presente el dióxido de carbono, vapor de agua y nitrógeno, que también consumen calor pero en mínima parte.

Dada la importancia del exceso de aire en los hornos, se incluye la figura 2 - 8 la cual señala la relación del calor disponible como porcentaje de la entrada total y la temperatura de los gases en la chimenea, con diferentes porcentajes de exceso de aire. Esta gráfica es sólo una aproximación y es aplicable cuando no hay inquemados en la combustión, ni recirculación de aire. Se puede utilizar para gas natural y gas L.P.

En los hornos que no hay recirculación de aire, se calcula el calor total a suministrar, dividiendo las pérdidas de calor entre el calor disponible en fracción.

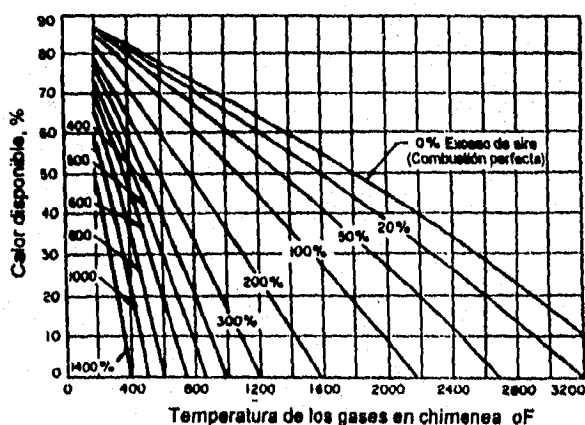


Fig. 2 - 8 Relación del calor disponible expresado en porcentaje con la temperatura de los gases en chimenea, para diferentes porcentajes de exceso de aire. (Ref. 11)

3. El aire caliente que sale por la chimenea, debe ser recuperado con aire fresco, por ésto se debe aplicar calor sensible para calentar este aire.

El ventilador de distribución de aire, extraerá aire fresco y se mezclará con el aire caliente de recirculación. De la fórmula 1.17 tenemos:

Q_{af} en (Btu/h).

Existen otras pérdidas que deben tomarse en cuenta, principalmente cuando se instalan los sellos de aire:

- Si la presión en el horno es ligeramente positiva, una parte de los humos o del aire caliente sale por las puertas o ranuras en las paredes.
- Si la presión del horno es ligeramente negativa se produce una infiltración de aire fresco y el caudal final de humos o aire caliente es mayor a la salida que de lo que podría haberse estimado teóricamente.

2.5.3 CALOR DISPONIBLE

Es el calor que se necesita para elevar la temperatura del horno y del material a tratar. Es igual a la entrada total menos pérdidas en gases de chimenea.

4. Calor sensible requerido para calentar la carga y soportes.

$$Q_s = P \times C_p \times \Delta t \quad (\text{Btu/h o Kcal/h}) \quad (2.2)$$

donde: P = Peso de la carga que entra por hora. (lb/h o kg/h)
 C_p = Calor específico de la carga (Btu/lb °F o Kcal/kg °C)
 Δt = Diferencia de temperaturas final e inicial (F° o C°).

5. Calor sensible para calentar el transportador: se determina como en el punto 4.

Asignamos: Q_t (Btu/h o Kcal/h)

6. Pérdidas de calor por conducción a través de las paredes.

Designamos Q_p (Btu/h o Kcal/h) VER FORMULA 1.6

7. Pérdidas por radiación a través de puertas, aberturas, y otros.

Nombramos Q_r (Btu/h o Kcal/h) VER FORMULA 1.7

En algunos casos se puede despreciar dependiendo si el área es muy pequeña o a criterio del diseñador.

8. Pérdidas de calor almacenado en el aislamiento. Es importante sobre todo en hornos intermitentes de funcionamiento cíclico (enfriamiento de la carga en el interior del horno).

$$Q_{re} = \frac{M_r \times C_a \times t_r}{T_c} \quad (\text{Btu/h o Kcal/h}) \quad (2.3)$$

donde: M_r =Masa total del aislamiento o refractario en lb o kg
 C_a =Calor específico medio del aislamiento o refractario (Btu/lb °F o Kcal/kg °C)
 T_c =Tiempo de un ciclo completo en horas.
 t_r = Temperatura media del aislamiento o refractario en °F o °C.

Esta fórmula debe aplicarse a cada una de las capas diferentes que componen el aislamiento. En hornos continuos se desprecia este valor.

9. Otros: calor perdido por escoria, calor de reacciones endotérmicas (solo en hornos de fusión de metales). Calor por combustible no quemado.

CAPITULO III

CONSTRUCCION Y CRITERIOS DE DISEÑO PARA HORNOS DE BAJA TEMPERATURA.

Existen varias consideraciones para diseñar y construir los hornos. Estas incluyen la construcción de paredes, los lineamientos de diseño de acuerdo a compañías extranjeras y algunos aspectos para el ahorro de energía.

3.1 PAREDES DEL HORNO.

El rango de temperaturas es un factor importante para construir las paredes de los hornos. Anteriormente se usaban paredes con dos tipos de materiales con funciones distintas; los refractarios, instalados en el interior del horno y cuyo objetivo es resistir las altas temperaturas, y los aislantes, instalados en la cara fría del horno, cuya finalidad es resistir el paso del calor.

Hace años era difícil y/o caro encontrar un material que cumpliera las dos funciones. Por lo general las paredes de los hornos estaban compuestas por varias capas en las que se iba graduando y equilibrando el efecto refractario y el efecto aislante de los materiales. Actualmente existe un material que cumple las dos funciones anteriores, llamada fibra cerámica que es fácil de encontrar y a precios accesibles.

En hornos de baja temperatura, es necesario fabricar paneles de lámina rellenos de un aislante térmico como por ejemplo: lana mineral, fibra de vidrio y/o fibra cerámica, como se muestra en la figura 3 - 1 Y 3 - 2. En la figura 3 - 3 se indica la construcción exterior de un horno de cuatro pasos.

El forro del panel debe ser de lámina rolado en frío para aplicaciones de temperaturas bajas y acero inoxidable para temperaturas medias. También si el horno es para procesos alimenticios o farmacéuticos, el interior del horno deber ser en acero inoxidable o aluminio para evitar una posible contaminación.

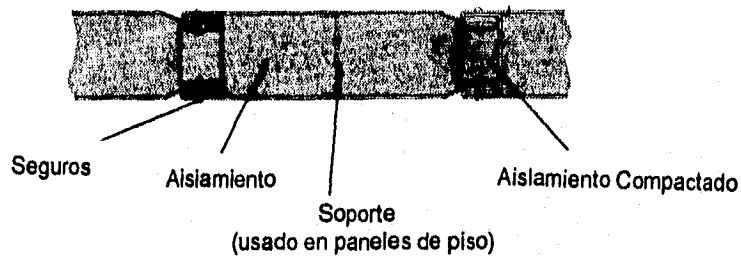


Fig. 3 - 1 Panel Telescópico con aislante térmico

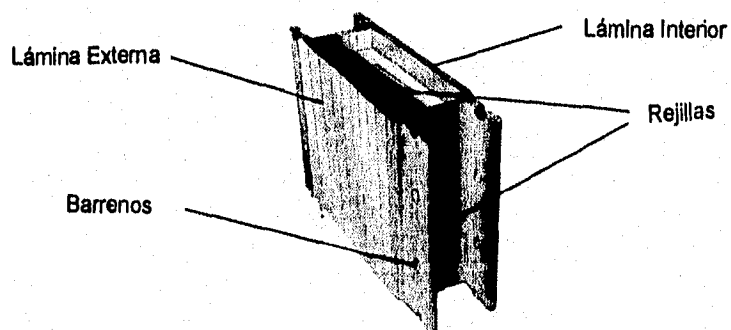


Fig. 3 - 2 Construcción del panel.

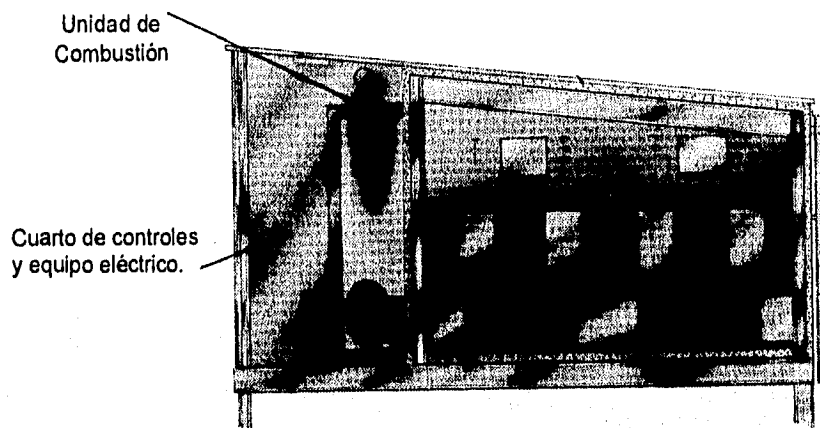


Fig. 3 - 3 Construcción exterior de un horno.

El calibre de la lámina de hornos de baja temperatura van del orden de 16 al 20 (1.5 mm. a 0.9 mm.), esto es dependiendo de la máxima temperatura de operación y del tamaño del panel que se requiera.

En la tabla 3 - 1 se indican los datos como referencia para la construcción de paneles para hornos. El espesor del panel puede variar de acuerdo a la conductividad del aislante que se va a instalar.

Temperatura Máx.		Espesor Panel		Espesor de lámina		Tolerancia de expansión
°F	°C	pulgadas	mm.	calibre ¹		pul/10 pie.
450	232	3	76	20 int		3/8
550	287	4	102	20 ext		1/2
				20 int		
650	343	5	127	18 int		5/8
				18 ext		
750	400	6	152	18 int		3/4
				18 ext		
850	454	6	152	18 Al int		7/8
				18 ext		

Tabla 3 - 1 Especificaciones de diseño para la construcción de paneles. (Ref. 12)

3.1.1 DILATACION TERMICA EN LAS PAREDES

Los cambios internos en la construcción de hornos son más severos a altas temperaturas, como por ejemplo la lámina interior se expandirá más que la del exterior por la diferencia de temperaturas, la tabla 3 - 1 nos indica la dilatación térmica aproximada de lámina utilizada en paneles.

La dilatación térmica en hornos largos debe ser contrarrestada con paneles telescopiados, y distribuidos como en la figura 3 - 4. Estos deben ser colocados tanto en el piso como en el techo.

En hornos que operan a 1000 °F (538 °C), generalmente debe tener un empaque aislador para evitar la conductividad directa de la lámina interior a la exterior, como se observa en la figura 3 - 5, además los paneles tienen que ser del tipo flotante como se muestra en la figura 3 - 6.

¹ Calibre 20 =0.9 mm, Cal. 18=1.2 mm, Cal 16=1.5 mm. Al = Acero Inoxidable

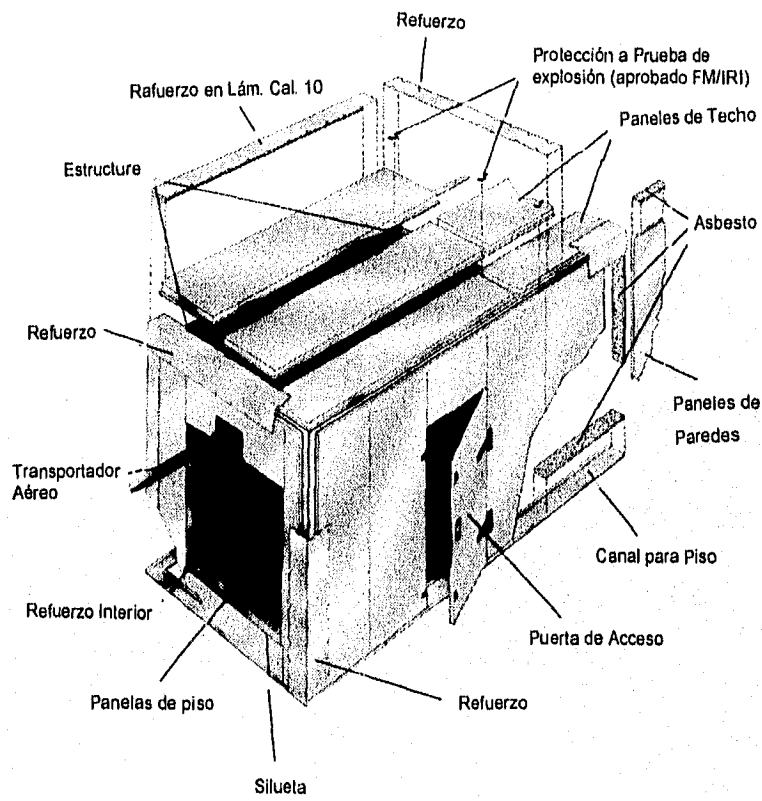


Fig. 3 - 4 Explosión de un ensamble de horno con paneles telescopiados.

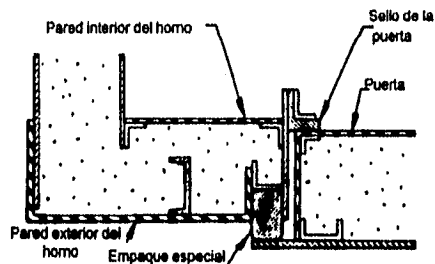


Fig. 3 - 5 Sección de una esquina y puerta del horno

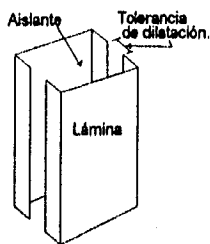


Fig. 3 - 6 Panel Flotante

En la construcción de la puerta, se debe tener en cuenta la tolerancia de la dilatación térmica y el arreglo debe ser como en la figura 3 - 7 (sugerencia).



Fig. 3 - 7 Sección de una puerta para horno.

3.1.2 AISLANTES TERMICOS

La resistencia que opone el material aislante al paso del calor, está determinado por su conductividad térmica, y por tanto, debe ser lo más reducida posible.

Los materiales con conductividad más bajo son los que tienen una estructura celular porosa o fibrosa, en cuyo interior hay aire, que les proporciona su poder aislante. Las dimensiones de los espacios entre las fibras deben ser lo más pequeñas para evitar que las corrientes por convección disminuyan su poder aislante.

3.1.2.1 FIBRA DE VIDRIO ²

Su venta es en forma de rollos flexibles y semirígidos o a granel. Uno de los más baratos encontrados en el mercado es el tipo SR-26, cuyas características se mencionan a continuación:

PROPIEDADES: Densidad : 1.09 (lb/pie³), 17.5 (kg/m³)

Resistencia a bacterias y hongos, inodoro, incombustible, elástico y barato

USOS: Homos y Productos para el Hogar como Estufas y Calentadores.

LIMITACIONES: Temperatura límite de operación 1000 °F (538 °C). No se debe almacenar a la intemperie. No resiste abuso mecánico.

Temp. Máxima de operación.		Espesor recomendable		Conductividad	Térmica
°F	°C	pulg.	mm.	$\frac{\text{Btu-pulg}}{\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}}$	$\frac{\text{Kcal-m}}{\text{h-m}^2\text{-}^\circ\text{C}}$
200	93	2	51	0.38	0.047
300	149	3	76	0.49	0.061
400	204	4	102	0.6	0.075
600	315	5	127	-	-

Tabla 3 - 2 Espesor recomendable y conductividad térmica para fibra de vidrio SR-26²

PRESENTACION : Rollos flexibles de 2 " x 24 " x 600 " (51 x 610 x 15240 mm.).

3.1.2.2 FIBRA CERAMICA

Esta familia de fibras están fabricadas a base de sílice y alúmina. En el mercado se encuentran en forma de colcha, granel, en placas, en papel y en módulos.

² Datos obtenidos del distribuidor Vitro Fibras , S.A.

PROPIEDADES: Densidad: 6 lb/pie³ (96 kg/m³).

Resistencia a alta temperatura hasta 2192 °F (1200 °C) en uso continuo. Tiene buena estabilidad térmica y resistencia a la vibración..

Baja conductividad térmica como se muestra en la tabla 3 - 3 y bajo almacenamiento de calor.

USO: Bóvedas de hornos, juntas de expansión y cámaras de combustión.

TEMP. PROMEDIO		Btu-pul/pie ² -hr-°F	Kcal-m/m ² -hr-°C
600 °F	315 °C	0.5	0.06
1,000 °F	537 °C	0.9	0.11
1,400 °F	760 °C	1.4	0.17
1,800 °F	870 °C	1.7	0.21

Tabla 3 - 3 Conductividad térmica de la fibra cerámica a granel. ³

3.2 LINEAMIENTOS PARA EL DISEÑO DE HORNOS DE BAJA TEMPERATURA

En el diseño práctico de hornos, no existe un método de cálculo único, porque cada fabricante en México tiene datos con base a pruebas hechas con sus diseños y/o especificaciones que dan algunas compañías norteamericanas. En la tabla 3 - 4 se listan las velocidades que recomienda GEORGE KOCH SONS, INC. en ductos para hornos de baja temperatura.

Localización	Velocidad Recomendada	
	pie/min	m/min
Ductos de suministro principales	2500 - 2800	760 - 850
Ductos de recirculación principales	2500	760
Ducto de toma del ventilador de extracción	1500 - 2000	457 - 610
Ductos de Descarga	2500	760
Toma de aire fresco	700 - 1000	213 - 305
Velocidad en deflectores.	3000 - 4000	915 - 1220
Ducto de descarga para sellos de aire	2500	760

Tabla 3 - 4 Velocidad recomendada del aire caliente en ductos de hornos.

³ Dato obtenido de Nutec, S.A. de C.V.

3.3 HORNOS CONTINUOS CON TRANSPORTADOR AEREO

1. Aire necesario. El cálculo de aire necesario dentro del horno es de acuerdo a la fórmula 1.17, pero deberá tomarse en cuenta sólo como referencia el número de cambios por minuto mínimo que el ventilador de distribución deberá efectuar en el interior del horno según lo muestra la tabla 3-5.

TEMPERATURA	CAMBIOS POR MINUTO
Menor a 200 °F (93 °C)	0.7 a 1.0
Mayor a 200 °F (93 °C)	1.25 a 1.5

Tabla 3 - 5 Cambios por minuto aproximado en hornos continuos.

Se puede verificar también con el máximo flujo de aire en secadores y hornos de curado que recomienda GEORGE KOCH SONS, INC. El flujo volumétrico debe ser no mayor a 100 pies³/min por pie² de la sección transversal de la dirección del aire. Este dato es experimental por lo que el diseñador puede o no hacer uso de él.

2. El diferencial térmico (la temperatura del aire de suministro, menos la temperatura de diseño del Horno) para Hornos de Gas es:

	Diferencial Térmico	Uniformidad de aire en el horno
Hornos de Secado	150 F° (83 C °)	+/- 15 F° (8 C°) .
Hornos de Acabado	125 F° (70 C °)	+/- 10 F° (6 C°).
	90 F° (50 C °)	+/- 5 F° (3 C°) .

3. La extracción de aire debe ser lo suficiente para mantener un nivel de concentración de 0.25 veces el límite explosivo inferior (LEL) del solvente empleado.

Como regla práctica, considerar 10,000 pies³ de aire fresco a 70°F (21 °C) por cada galón (75 m³/ litro) de volátiles inflamables introducido en el horno (Ref. 13).

SOLVENTE	Pie ³ de aire por cada galón de solvente	m ³ de aire por cada litro de solvente
XYLOL	2873	19.99
NAFTA	2802	20.96
ACETONA	1863	12.44
TOLUOL	2268	16.96

Tabla 3 - 6 Cantidad de aire a extraer por unidad de volumen de solventes.(Ref. 14)

En la fórmula 3.1 se aproxima la cantidad de aire de extracción con gases explosivos.

$$\frac{NG \times 10,000 \text{ (ó 75)}}{60} = \text{pie}^3/\text{min} \text{ (m}^3/\text{min) a 70 °F} \quad (3.1)$$

donde NG = Número de galones de solvente por hora (lts de solvente /hr)

Cuando es pintura en polvo, se considera de un 5% a 15% de aire fresco del total del aire a suministrar.

4. Para purgar un horno antes de la ignición, debe completarse la extracción de 4 veces el volumen del horno para la FACTORY MUTUAL (FM).

5. Para cumplir con las normas de F.M., los ventiladores de extracción del horno deben ser centrífugos siempre que trabajen con atmósfera peligrosa, y deben operar a las siguientes velocidades medidas en la punta de las aspas (FM 6-9-30) Tabla 3 - 7.

Pie / min	Tipo de Aspas
7500	Inclinadas hacia atrás.
6800	Radiales.
5000	Curvadas hacia adelante.

Tabla 3 - 7 Velocidad media de la punta de las aspas de ventiladores centrifugos para homos con atmósfera peligrosa. (Ref.15)

3.4 IMPORTANTES ASPECTOS PARA EL AHORRO DE ENERGIA EN EL DISEÑO

Para tener el mínimo consumo de combustible y energía eléctrica, se deben seguir las siguientes consideraciones:

1. Se debe recircular el aire caliente, sin necesidad de calentar todo el aire fresco, logrando una mejor uniformidad de temperatura en el interior del homo.

2. Utilizar de preferencia recubrimientos en polvo porque al no contener solventes, la extracción del aire es mínima, además no es necesario la instalación de un ventilador de extracción.

3.- Evitar las pérdidas de calor por conducción, estructurando las paredes en módulos compactados con aislante de buena calidad. La unidad de calefacción debe estar aislado con fibra cerámica de preferencia.

4.- El aire fresco es necesario para mantener limpio el aire circulante dentro del homo.

5.- El aire fresco y el aire para la combustión pueden ser precalentados por medio de un intercambiador de calor, haciendo uso del aire caliente de la chimenea.

Las razones por la que no es recomendable precalentar este aire son:

a) La baja temperatura del aire caliente de la salida, es insuficiente para que por convección forzada caliente el aire fresco.

b) En la chimenea se debe colocar un ventilador para vencer la presión estática por el intercambiador, lo que implica gasto de energía eléctrica.

6.- Para evitar la salida del aire caliente por las siluetas (entrada y salida en hornos continuos con transportador aéreo), se deben instalar los sellos de aire (figura 2 - 5). Las ranuras deben ser colocadas a cada lado en la entrada y salida. Estas deben dirigir el aire paralelamente, es decir no debe chocar el aire de las ranuras como se muestra en la figura 3 - 8.

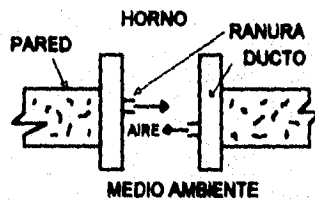


Fig. 3 - 8 Flujo de aire en los sellos de aire.

7. Existe otro diseño más eficiente para evitar la salida del aire caliente, que consiste en la construcción elevada del horno, la cual provee un sello natural térmico, como se aprecia en la figura 3 - 9

Esta construcción se basa en que el aire caliente tiende a elevarse por la densidad menor y el aire frío permanece por debajo de él.

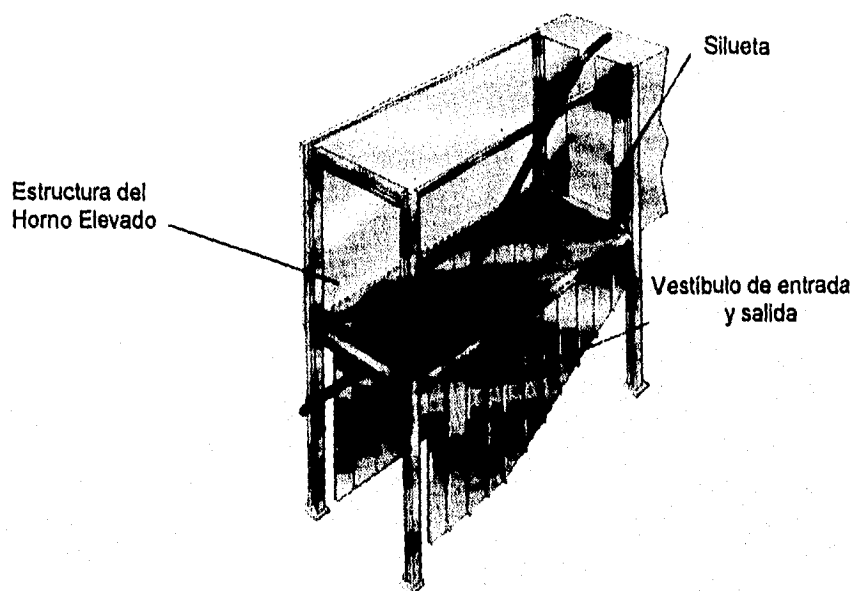


Fig. 3 - 9 Sección de un horno elevado.

8.- En todas las salidas de aire caliente como por ejemplo en la chimenea y la entrada de aire fresco se deben colocar reguladores manuales para mantener el balance correcto de aire.

9.- El mayor combustible gastado será al arranque del horno. Una vez que el horno ha alcanzado la temperatura de operación, solo tendrá que calentar al aire fresco, la caída de temperatura y la carga.

CAPITULO IV DISEÑO DEL HORNO

Después de haber expuesto en forma general la teoría que interviene en los hornos, a continuación se desarrollará el diseño del horno continuo de un caso de aplicación práctica en la industria.

Para este fin propondremos los siguientes requerimientos para su diseño.

Diseñar un horno para curado de pintura en polvo para gabinetes de lámina de rolado en frío. Los gabinetes serán colocados en ganchos sobre un transportador aéreo. El horno será instalado dentro de una nave industrial en la Ciudad de México.

Datos para el diseño:

- Producción requerida: 9,000 piezas mensuales
- Días de trabajo: 5 días a la semana, 8 horas al día.
- Peso unitario del gabinete: 15 kg (33 lb)
- Dimensiones de la pieza: 500 * 750 * 250 mm.
- Temperatura de operación (Ver Figura 4 - 1): 180 °C (356 °F)
- Temperatura máxima de operación: 200 °C (392 °F)
- Tiempo de tratamiento: 12 minutos (ver figura 4 - 1)
- Localización: México, D.F.
- Altura sobre el nivel del mar (A.S.N.M.): 2,240 m. (7,349 pies)
- Temperatura ambiente promedio : 15 °C (59 °F)
- Densidad del aire : 0.9098 kg /m³ (0.0568 lb/pie³). De la tabla A-3.
- El espacio disponible se ilustra en la figura 4 - 2
- Información de la colocación de la pieza, figura 4 - 3

4.1 ESPECIFICACIONES DEL RECUBRIMIENTO EN POLVO

El recubrimiento aplicado es Polvo Termoendurecible Tipo híbrido Epoxy-Poliéster, la cual proporciona un acabado con sólida apariencia y excelente adhesión, ofrece una alta resistencia a las astilladuras y a la abrasión, así como excelente estabilidad al sobrehecho.

Es un recubrimiento apropiado para su aplicación en superficies metálicas que requieran de excelentes acabados decorativos y buena resistencia mecánica y a la corrosión. No es muy recomendable en artículos que se usan en el exterior.

Punto de fusión: 72 °C - 76 °C (162 - 169 °F)

Las condiciones de curado más recomendables son 12 min a 180 °C para un acabado brillante. Si son necesarias otras condiciones de tiempo y temperatura consulte la figura 4 - 1.

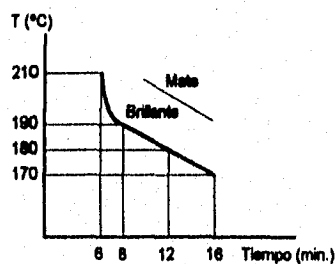


Fig. 4 - 1 Curva de curado para acabado en polvo INDA-75¹

¹ Gráfica obtenida de Industrial de Acabados, S.A. DE C.V.

4.2 DESCRIPCION DEL PROCESO

En los procesos de acabado es necesario preparar la superficie a recubrir, es decir, limpiar la pieza para eliminar óxidos, grasa y polvo, dejando seca la superficie para la aplicación de la pintura en polvo.

En la figura 4 - 2 se ilustra la secuencia del proceso continuo y el espacio que tenemos para diseñar el horno.

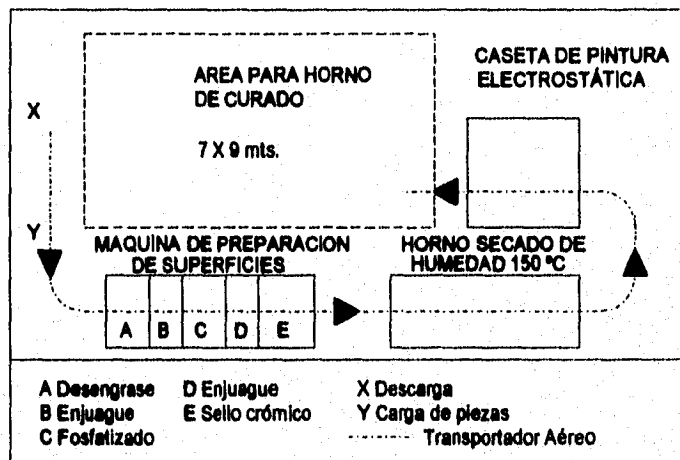


Fig. 4 - 2 Secuencia del proceso de acabado.

4.3 COLOCACION DEL GABINETE EN EL TRANSPORTADOR AEREO

Los transportadores aéreos han sido la clave para economizar tiempo y mano de obra. Se obtiene agilidad en el movimiento de materiales a través de procesos continuos de producción. En la figura 4- 3 se muestra como se colocará el gabinete en el transportador.

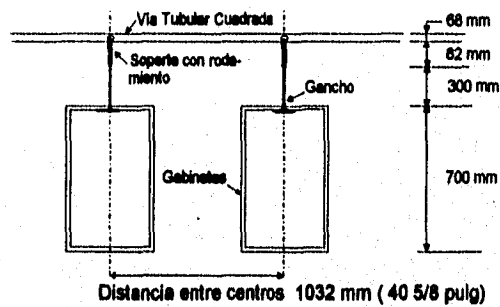


Fig. 4 - 3 Colocación del gabinete en el transportador aéreo.

El transportador utilizado en este diseño es de cadena con rodamiento y el peso² aproximado por longitud = 8.4 lb/pie (12.5 kg/m)

4.4 DIMENSIONAMIENTO DEL HORNO

La longitud del horno se calcula con los datos de la página 58 de la siguiente manera:

$$\begin{array}{rccccccc} \text{Producción mensual} & \times & \text{Espaciamiento entre centros (m)} & = & \text{long. del transportador/mes} \\ 9,000 & & 1.032 & & 9,288 \text{ m / mes} \end{array}$$

² Dato proporcionado por el fabricante UNIBILT.

Velocidad de diseño de acuerdo a la producción:

$$9,288 \frac{\text{m}}{\text{mes}} \times \frac{1 \text{ mes}}{20 \text{ días}} \times \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} = 0.9675 \frac{\text{m}}{\text{min}} (3.17 \text{ pie/min})$$

Longitud a recorrer= Velocidad (m/min) x Tiempo de tratamiento (min)

$$\text{Longitud a recorrer} = 0.9675 \times 12 = 11.61 \text{ m.}$$

Como se puede observar ésta distancia es más grande que la longitud horizontal del área disponible en la figura 4-2, por lo que el horno tendrá que ser de 3 pasos.

El radio estándar de las curvas horizontales del transportador son 0.61 m (2 pie). Para verificar si las piezas no chocan, es necesario hacer un diagrama a escala como se muestra en la figura 4 - 4.

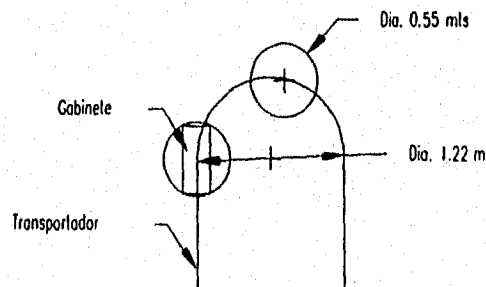


Fig. 4 - 4 Curva horizontal estándar del transportador

Los 11.61 mts se distribuirán en tres pasos y la distancia horizontal de cada paso se calcula de la siguiente forma:

Longitud a recorrer	11.61 mts
- Perímetro de 2 curvas = $\pi \times \text{diámetro} = 3.1416 \times 1.22 =$	- 3.83 mts
- 2 radios	- 1.22 mts
- 2 espaciamentos entre transportador y la pared del horno	- 0.56 mts

	6.0 mts

Esta distancia se divide entre 3 y se obtiene la longitud de cada paso:

$$\frac{6.0}{3} = 2.0 \text{ mts.}$$

En el plano P - 1 y P - 3 se indica el dimensionamiento del horno de acuerdo a estos valores.

En la entrada y la salida se deja un pequeño margen de longitud, que no se consideró en el cálculo anterior. El espacio entre el transportador y la pared del horno realmente será de 0.5 mts de cada lado, es decir sobrarán 440 mm. de longitud extra para un margen de seguridad.

La velocidad de diseño es de 0.9675 m/min (3.17 pie/min). Esta velocidad debe ser variable, es decir, la unidad motriz debe tener la capacidad de proveer una velocidad de 0.6 a 1.5 m / min (2 a 5 pie / min).

Esto es debido a que hay que ajustar la velocidad de diseño a la velocidad real o si en un futuro se requiere aumentar la producción.

4.4.1 ELEVACION DEL TRANSPORTADOR

Se determinó construir el horno elevado sin utilizar sellos de aire. Esto es a criterio del diseñador ya que posteriormente se puede analizar el costo total de fabricación y decidir si es rentable el proyecto.

El único problema por resolver es saber si las piezas chocan cuando el transportador sube o baja. Para esto es necesario consultar el catálogo del fabricante y dimensionar de acuerdo a las medidas estándar; el diagrama queda como se ilustra en la figura 4 - 5.

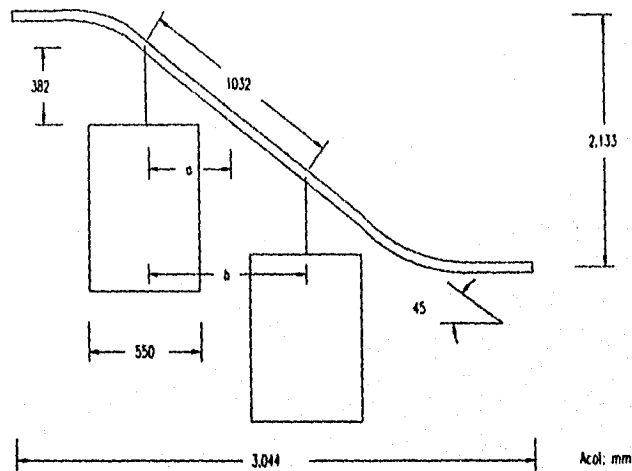


Fig. 4 - 5 Curva vertical estándar a 45° con los gabinetes.

Primero: se verifica la distancia $a = \frac{382}{\tan 45} = 382 \text{ mm.}$

Como $382 \text{ mm} > 275 \text{ mm}$, entonces no pegará el gabinete con el transportador.³

Segundo: se checa la distancia $b = 1032 \times \cos 45^\circ = 729.7 \text{ mm.}$

Por lo tanto, el claro entre los gabinetes es de $729.7 - 550 = 179.7 \text{ mm.}$

³ El número 275 mm es la mitad del diámetro que ocupa el gabinete según la figura 4-4

4.5 BALANCE TERMICO

Dentro de este balance térmico se calcula las pérdidas de calor, la absorción de calor y el calor sensible para calentar el aire fresco para obtener la capacidad total del quemador.

La única transformación que ocurrirá en el horno, será aplicar calor sensible a la carga (pieza recubierta con polvo) hasta llegar a una temperatura superior al punto de fusión del recubrimiento en polvo, para que ocurra la polimerización. Realmente el calor para fundir el polvo es muy poco, por lo que será despreciado.

Se despreciará la resistencia de la pintura de aluminio de alta temperatura que tendrán las paredes, tanto en el interior como en el exterior. También se ignora el calor necesario para evaporar el agua contenido en el aire fresco.

4.5.1 CALOR SENSIBLE EN LA CARGA Y EL TRANSPORTADOR

Datos:

- a) Peso unitario de la carga = 15 kg (33 lb)
- b) Peso por longitud del transportador = 12.5 kg/m (8.4 lb / pie)
- c) Velocidad de diseño del transportador = 0.9675 m/min (3.17 pie/min)
- d) Distancia entre centros de carga = 1.032 m (3.38 pie)
- e) Productos en unidades / hora = $c / d \times 60 = 56.27$ piezas / hr
- f) Peso por hora de la carga = $e \times a = 844.05$ kg / h 1,856.91 lb / h
- g) Peso/hora del transportador = $b \times c \times 60 = 725.625$ kg / h 1,597.88 lb / h

El calor específico del acero es $C_p = 0.12$ Btu / lb °F

$$\Delta t = 200 - 15 \text{ °C} = 185 \text{ °C } (333 \text{ F}^\circ)$$

Sustituyendo estos valores en la fórmula 2.2 , tenemos:

$$Q_s = 1,856.91 \text{ lb/h} \times 0.12 \text{ Btu / lb } ^\circ\text{F} \times 333 \text{ F} = 74,202 \text{ Btu / h} \quad (18,699 \text{ Kcal/h})$$

$$Q_t = 1,597.68 \text{ lb/h} \times 0.12 \text{ Btu / lb } ^\circ\text{F} \times 333 \text{ F} = 63,843 \text{ Btu / h} \quad (16,088 \text{ Kcal/h})$$

4.5.2 PERDIDAS POR PAREDES, TECHO Y PISO

Con base a la temperatura, el espesor recomendable es 102 mm. (4 ") como se muestra en la tabla 3 - 2. En la siguiente tabla se presenta un resumen de los materiales que intervienen en la pérdida de calor.

MATERIAL	CONDUCTIVIDAD TERMICA k=Btu pulg/pla ² h°F	ESPESOR x (pulg)	Resistencia de Transferencia de calor x / k (pla ² h°F/Btu)
Superficie Interior (Fig. 1 - 3)			-----
Lámina Panel Interior Cal. 20 (Tabla 3 - 1)	312	0.0359	0.000115
Aislamiento Fibra de Vidrio	0.6	4	6.66666
Lámina Panel Exterior Cal. 20 (Tabla 3 - 1)	312	0.0359	0.000115
Superficie exterior (Fórmula 1.5)			0.7142
TOTAL			7.3811

Tabla 4 - 1 Resistencia de Transferencia de Calor en el Homo

Para conocer la temperatura en cada interfase y si despreciamos el almacenamiento de calor, calculamos lo siguiente mediante la fórmula 1.6 :

$$\text{Calor total por unidad de área: } Q/A = \frac{333}{7.3811} = 45.1152 \text{ Btu/h pie}^2$$

Temperatura aproximada en la superficie metálica interior = 392 °F (200 °C)

Temperatura en la superficie del aislamiento de cara caliente

$$Q/A = \frac{392 \text{ °F} - T_1}{0.000115} \quad T_1 = 392 - 0.005 = 391.99 \text{ °F} = 392 \text{ °F}$$

Temperatura en la superficie del aislamiento de la cara fría y aproximadamente igual a la temperatura de la lámina exterior.

$$Q/A = \frac{391.99 \text{ °F} - T_2}{6.66666 + 0.000115} \quad T_2 = 391.99 - 300.77 = 91.22 \text{ °F}$$

De los planos P-1 y P-2 se obtiene el área de las paredes, techo y piso; el horno se considera como un cubo cerrado. Las orillas y las esquinas se consideran aparte.

A1 = Área de paredes

$$A1 = (2.102 \text{ m} \times 3.44 \text{ m} \times 2) + (2.102 \text{ m} \times 6.024 \text{ m} \times 2) = 39.786 \text{ m}^2 (428.25 \text{ pie}^2)$$

A2 = Área de techo y piso

$$A2 = 6.024 \text{ m} \times 3.44 \text{ m} \times 2 = 41.44 \text{ m}^2 (448.11 \text{ pie}^2)$$

$$A_t = A1 + A2 = 81.226 \text{ m}^2 (874.36 \text{ pie}^2)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 1.6 tenemos:

$$\Delta t = 200\text{ }^{\circ}\text{C} - 15\text{ }^{\circ}\text{C} = 185\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (333\text{ }^{\circ}\text{F})$$

$$q_1 = \frac{874.36 \text{ pie}^2 (333\text{ }^{\circ}\text{F})}{7.3811 \text{ pie}^2\text{h}^{\circ}\text{F}/\text{Btu}} = 39,447 \text{ Btu/h} \quad (9,940 \text{ Kcal/h})$$

4.5.2.1 CONDUCCION DE CALOR EN ORILLAS Y ESQUINAS

Para las orillas y las esquinas se calcula con la fórmula siguiente:

$$q_2 = k S \Delta t \quad (\text{solo para el aislamiento})$$

$q_3 =$ Conducción de calor en lámina de refuerzo y película de aire en el exterior

donde:

$k =$ Conductividad térmica del aislamiento (Btu/hpie $^{\circ}\text{F}$)

$S =$ factor de forma como se indica en la tabla 4 - 2

$\Delta t =$ Diferencia de temperaturas $^{\circ}\text{F}$

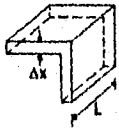

Sistema Físico	Esquema	Factor de forma	Restricciones
Conducción a través del filo de la sección de dos paredes. Temperaturas Uniformes en la superficie interior y exterior.		0.54 L	La dimensión interior debe ser mayor que (1/5) Δ x
Conducción a través de la esquina de la sección de 3 paredes homogéneas. Temperaturas uniformes en la superficie interior y exterior.		0.15 Δ x	Δ x < L L es la longitud de la pared.

Tabla 4 - 2 Factores de forma de conducción en bordes y esquinas. (Ref. 16)

Para una orilla $Se = 0.54 L$

Para una esquina $Sc = 0.15 \Delta x$

L y $\Delta x = m$ o pie

$$L = [(6.024 \times 2) + (3.44 \times 2) + (2.102 \times 2)] \times 2 = 46.26 \text{ m (151.8 pie)}$$

$$\Delta x = 0.10 \text{ m (0.333 pie)}$$

k aislamiento de fibra de vidrio = $0.05 \text{ Btu/h pie } ^\circ\text{F}$

$$Se = 0.54 \times 46.26 = 24.98 \text{ m (81.95 pie)}$$

$$Sc = 0.15 \times 0.10 \times 8 \text{ esquinas} = 0.12 \text{ m (0.39 pie)}$$

$$Stotal = Se + Sc = 25.1 \text{ m (82.34 pie)}$$

$$q_2 = 0.05 \text{ Btu/h pie } ^\circ\text{F} \times 82.34 \text{ pie} \times (392 - 91) ^\circ\text{F} = 1,239 \text{ Btu/h (312 Kcal/h)}$$

En las esquinas y bordes como se muestra en la figura 4.2, el horno se refuerza con lámina calibre 10 (3.4153 mm. ó 0.1345 pulg), por lo tanto $x/k = 0.00043$ y tenemos:

Area de refuerzo = Longitud total de refuerzos x ancho

$$A = [(6.024 \times 4) + (3.44 \times 4) + (2.102 \times 8)] \times 0.10 = 5.467 \text{ m}^2 \text{ (58.84 pie}^2\text{)}$$

$$q_3 = \frac{58.84 \text{ pie}^2 \times (91 - 59) ^\circ\text{F}}{0.00043 + 0.7142 \text{ pie}^2\text{h}^\circ\text{F/Btu}} = 2,635 \text{ Btu/h (664 Kcal/h)}$$

Resumen de pérdidas por paredes:

q1		39,447 Btu / h	9,940 Kcal / h
q2		+ 1,239 Btu / h	+ 312 Kcal / h
q3	+	+ 2,635 Btu / h	+ 664 Kcal / h
		-----	-----
Qp =		43,321 Btu / h	10,916 Kcal / h

4.5.3 PERDIDAS POR RADIACION

Estas pérdidas solo se consideran en la entrada y salida. Sus dimensiones se localizan en el plano P - 3. Considerando que el aire caliente radiará calor hacia abajo del área transversal del vestíbulo. Para calcular el calor radiado se utiliza la fórmula 1.7

Area Transversal del vestíbulo (Av)

$$Av = (0.8 \text{ m} \times 3.44 \text{ m}) = 2.752 \text{ m}^2 (29.62 \text{ pie}^2)$$

$$Q_r = 29.62 \text{ pie}^2 \times 0.1713 \times 10^{-8} \text{ Btu/h pie}^2 \text{ oF}^4 \times (852^4 - 519^4) \text{ }^\circ\text{R} \times 2 \text{ vestibulos.}$$

$$Q_r = 46,109 \text{ Btu / h} \quad (11,619 \text{ Kcal / h})$$

4.5.4 RESUMEN DEL CALOR DISPONIBLE

PERDIDAS DE CALOR	CONDICIONES DE MAXIMA CARGA	
	Btu/ h	Kcal/ h
Calor sensible en la carga	74,202	18,699
Calor sensible en transportador	63,843	16,088
Pérdidas por paredes	43,321	10,916
Pérdidas por radiación	46,109	11,619
	-----	-----
	227,475	57,322
Factor de seguridad 10 %	x 1.1	x 1.1
	-----	-----
Calor disponible requerido =	250,222	63,054

4.5.5 CALCULO DEL AIRE DE DISTRIBUCION

Considerando que el aire de retorno entra a una temperatura menor a la cámara de combustión, el cual se mezcla con aire fresco y además hay pérdida de temperatura cuando llega el aire a la cámara del horno, entonces se tendrá que calentar este aire de recirculación con un diferencial térmico de calda de 90 F° para tener una uniformidad en el interior del horno de +/- 5 F° (pág. 53).

Si suponemos que el aire del medio ambiente se encuentra a 79 °F (21 °C) para facilitar la entrada a tablas de corrección (es insignificante la variación), entonces sustituimos en la expresión 1.18 :

Qa = Calor disponible requerido

Δ t = Calda de temperatura de 90 F°

$$F_a = \frac{250,222}{1.08 \times 90} = 2,574 \text{ spcm a } 70 \text{ }^\circ\text{F (73 m}^3\text{/min)}$$

Corrección por altura de la tabla 1.1 :

Factor de corrección (fc) a 70 °F (21 °C) y 2,240 m (7,349 pie) = 1.31

2,574 spcm x 1.31 = 3,370 pcm (alt) a 70 °F (95 m³/min)

Si consideramos que el aire fresco será el 17 % del volumen de aire a distribuir, entonces el 83 % del volumen total será de recirculación.

Si la temperatura del aire de recirculación en el ducto de retorno es de 200 °C (392 °F) y la temperatura del aire fresco es de 21 °C (70 °F), entonces podemos hacer el siguiente calculo aproximado para encontrar la temperatura de la mezcla:

$$T_{\text{mezcla}} = (0.17) \times (70^{\circ}\text{F}) + (0.83) \times (392^{\circ}\text{F}) = 338^{\circ}\text{F} \quad (170^{\circ}\text{C})$$

Temperatura en la cámara de combustión:

$$T_c = T_{\text{mezcla}} + \Delta t = 338^{\circ}\text{F} + 90^{\circ}\text{F} = 428^{\circ}\text{F} \quad (220^{\circ}\text{C})$$

El volumen total del ventilador se corrige por la relación de temperatura absoluta de la expresión 1.14 para obtener condiciones actuales de funcionamiento:

$$F = \text{pcm (alt)} \times \frac{T_c + 460}{530} = 3,370 \times \frac{428 + 460}{530} = 5,646 \text{ apcm a } 428^{\circ}\text{F} \quad (160 \text{ m}^3/\text{min})$$

Este volumen de aire se distribuirá a través de las ducterías de descarga situadas en el piso del horno.

Si comparamos con los lineamientos de diseño en la página 53, el volumen de aire no debe ser mayor a 100 pcm / pie² de sección transversal de la dirección del aire ascendente (At), es decir una velocidad de 100 pies / min.

En el plano P-3 se observa las medidas del área transversal.

$$A_t = 4.22 \text{ m} \times 3.44 \text{ m} = 14.51 \text{ m}^2 \quad (156 \text{ pie}^2)$$

$$\frac{5,646 \text{ pie}^3 / \text{min}}{A_t (\text{pie}^2)} = \frac{5,646}{156} = 36.2 \text{ pie} / \text{min.}$$

Como se observa, la velocidad del aire es baja; pero queda dentro del rango que recomienda GEORGE KOCH.

4.5.6 VOLUMEN DE AIRE DE EXTRACCION Y CALOR PERDIDO

El volumen de extracción (Fe) se considera con el 17 % del volumen de aire total de distribución corregido por altura y a 21 °C (70 °F), que es lo mismo que el volumen de aire fresco (Ff) a introducir a la cámara de combustión.

$$Ff = 3,370 \text{ pcm (alt) a } 70 \text{ °F} \times 0.17 = 573 \text{ pcm (alt)} \quad (16.2 \text{ m}^3/\text{min})$$

El volumen de aire a extraer por el ventilador es :

$$Fe = Ff \times \frac{T_{int} + 460}{530} = 573 \times \frac{392 + 460}{530} = 917 \text{ apcm a } 392 \text{ °F} \quad (26 \text{ m}^3/\text{min})$$

Calor sensible necesario para calentar el aire fresco:

$$Q_{af} = 573 \times 1.08 \times (428 - 59) = 228,350 \text{ Btu/h} \quad (57, 544 \text{ Kcal/h})$$

Calor Total = Calor disponible + Calor sensible de aire fresco

	Btu/h	Kcal/h
Calor Disponible =	250,222	63,054
Calor sensible de aire fresco =	228,350	57, 544
	-----	-----
Calor Total	478,572	120,598

4.5.7 VERIFICACION DE LA CAPACIDAD TERMICA

Para comprobar la capacidad térmica imaginemos que el horno está en pleno funcionamiento a la temperatura máxima de operación 392°F (200 °C). Entonces sólo será necesario calentar el aire fresco (Q_{af}) y el aire de recirculación (Q_{ar}). En el aire fresco se incluye el exceso del aire para la combustión.

El aire de recirculación = Volumen de aire del ventilador principal corregido a 21 °C menos el volumen de aire fresco.

Q _{ar} = (3,370 - 573) x 1.08 x 90 F°	=	271,868 Btu/h	(68,510 Kcal/h)
+ Q _{af}	=	236,158 Btu/h	(59,512 Kcal/h)
		-----	-----
Calor Real a Suministrar		508,026 Btu/h	(128,022 Kcal/h)

Esta capacidad es lo que se necesita por lo menos para mantener la temperatura uniforme en el interior del horno. Hay que recordar que el cálculo fue realizado con base a una temperatura máxima y por lo tanto estamos seguros que el quemador seleccionado si calentará adecuadamente.

4.6 DETERMINACION DEL %O₂ EN EL AIRE DE RECIRCULACION

En la figura 4 - 6 se visualiza el volumen de aire que entra y sale del horno, como complemento a los cálculos anteriores, además se calcula el porcentaje aproximado de oxígeno en el aire de recirculación del horno.

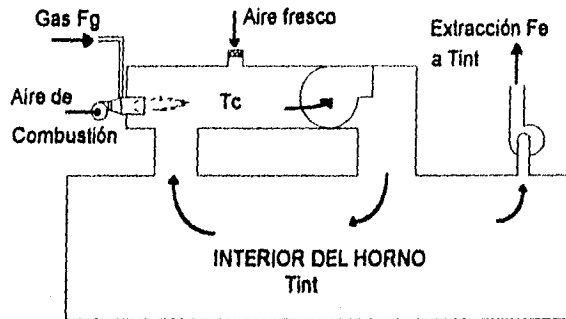


Fig. 4 - 6 Balance de aire en el horno caliente en funcionamiento.

Para que el aire en el horno quede balanceado, la suma del flujo de gas para el quemador (F_g), el aire para el quemador y el aire fresco deben ser igual al volumen de extracción, corregido a temperatura ambiente.

$$F_g + \text{aire de combustión} + \text{aire fresco} = F_f$$

Para determinar la parte de aire de reemplazo y el aire de combustión que son consumidos al quemar el gas, tenemos:

$$R \times F_g$$

donde R = relación estequiométrica de aire-gas. Para el gas L.P. es 25:1 es decir, 25 partes de aire por 1 parte de gas.

El aire fresco sobrante no quemado determina el nivel de oxígeno en el horno. Y es igual =

$$F_f - F_g - (R \times F_g)$$

Suponiendo el 21 % de volumen de oxígeno presente en el flujo de aire fresco, podemos calcular el contenido aproximado de oxígeno en el aire de recirculación:

$$\% O_2 = 21 \times \frac{F_f - F_g - (R \times F_g)}{F_f}$$

Simplificando esta expresión, nos queda :

$$\% O_2 = 21 \times \frac{F_f - (1 + R) \times F_g}{F_f} \quad (4.1)$$

Si nos adelantamos a la selección del quemador, la capacidad del quemador inmediata es de 800,000 Btu/h (201,600 Kcal/h), y el consumo de gas para este quemador es de acuerdo a la expresión 2.1 :

$$F_g = \frac{\text{Capacidad del quemador}}{\text{Poder Calorífico}^4 \text{ del gas L.P.}} = \frac{800,000 \text{ Btu/h}}{2500 \text{ Btu/pie}^3} = 320 \text{ pie}^3 \text{ gas/h}$$

$$\text{o } F_g = 5.33 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Sustituyendo los valores en la expresión 4.1 y si el volumen de aire fresco es : $F_f = 573 \text{ pcm (alt) a } 70^\circ \text{F}$

$$\% O_2 = 21 \times \frac{573 - [(1 + 25) \times 5.33]}{573} = 21 \times 0.75 = 15.92 \% O_2$$

4.7 SELECCION DEL QUEMADOR

De acuerdo a las recomendaciones en la sección 2.2, el quemador debe trabajar con exceso de aire para eliminar las posibles partículas de carbón. El objetivo principal es el CALENTAMIENTO DEL AIRE.

En la industria se encuentran diversos quemadores que cumplen con este fin, y distintas marcas como Maxon y Eclipse.

Por ejemplo Eclipse tiene quemadores en Paquete los cuales se suministran prealambrados y ensamblados, listos para funcionar.

⁴ Este valor es normalmente usado en el diseño de hornos. El gas L.P. contiene propano y butano. Referencia de la compañía Constructora de Aparatos Industriales, S.A. de C.V.

Los quemadores de la serie AH son del tipo paquete para calentamiento de aire como se indica en la figura 4 - 7, 4 - 8 . Sus principales ventajas son:

- Los sistemas de protección e ignición se localizan en la unidad.
- Diseñados exclusivamente para aplicaciones de calentamiento de aire, tanto en hornos como en secadores.
 - Mezclado en boquilla.
 - Se disponen para uso con aire fresco o con sistema de recirculación.
 - Se pueden instalar indiferentemente del lado de la succión o descarga del ventilador principal.
 - No se requiere de un mezclador aire-gas por separado; este quemador provee una mezcla parcial a fuego bajo para mantener la estabilidad de la flama con un rango de operación de 40:1
 - Utilizan gas natural o gas L.P.

El quemador se puede instalar con ventilador de combustión o sin ventilador, pero para que no se instale el ventilador, es necesario que el aire de recirculación contenga por lo menos 18 % de O₂; y como vimos en el cálculo anterior el porcentaje aproximado de volumen de O₂ fue de 15.23 %, por lo que forzosamente incluirá el ventilador.

En la tabla 4 - 3 se encuentran los modelos AH , de donde se selecciona el modelo 80 AH.

MODELO	CAPACIDAD ⁵ Btu/h		MODELO MOTOR	Capacidad Pie ³ / h	H.P.	Presión Estática " C.A.
	LONGITUD DE FLAMA 24 - 28 "	40 - 48 "				
40 AH	400,000	500,000	54-54S	28,000	1/3	2
80 AH	800,000	1,000,000	54-54S	28,000	1/3	2
120 AH	1,200,000	1,500,000	54-54S	28,000	1/3	2

Tabla 4 - 3 Quemadores para aire caliente AH

⁵ La capacidad depende de la presión diferencial del gas L.P.. Por consiguiente también la longitud aumentará o decrecerá. Al aumentar la presión diferencial aumenta la capacidad y la longitud de flama. Para mayor información ver folleto de instalación proporcionado por Eclipse.

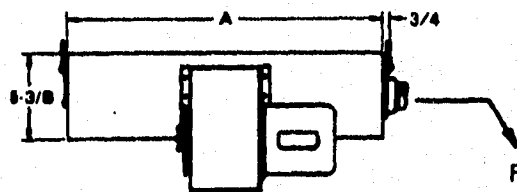
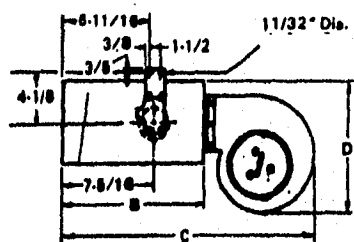


Fig. 4 - 7 Diagrama del Quemador AH

MODELO	DIMENSIONES pulgadas				
	A	B	C	D	"F" N.P.T.
40 AH	6 - 1/8	10 - 9/16	18 - 1/32	8 - 23/32	2
80 AH	12 - 1/8	10 - 9/16	19 - 5/16	9 - 11/16	2
120 AH	18 - 1/8	10 - 9/16	19 - 5/16	9 - 11/16	2

Tabla 4 - 4 Dimensiones del Quemador

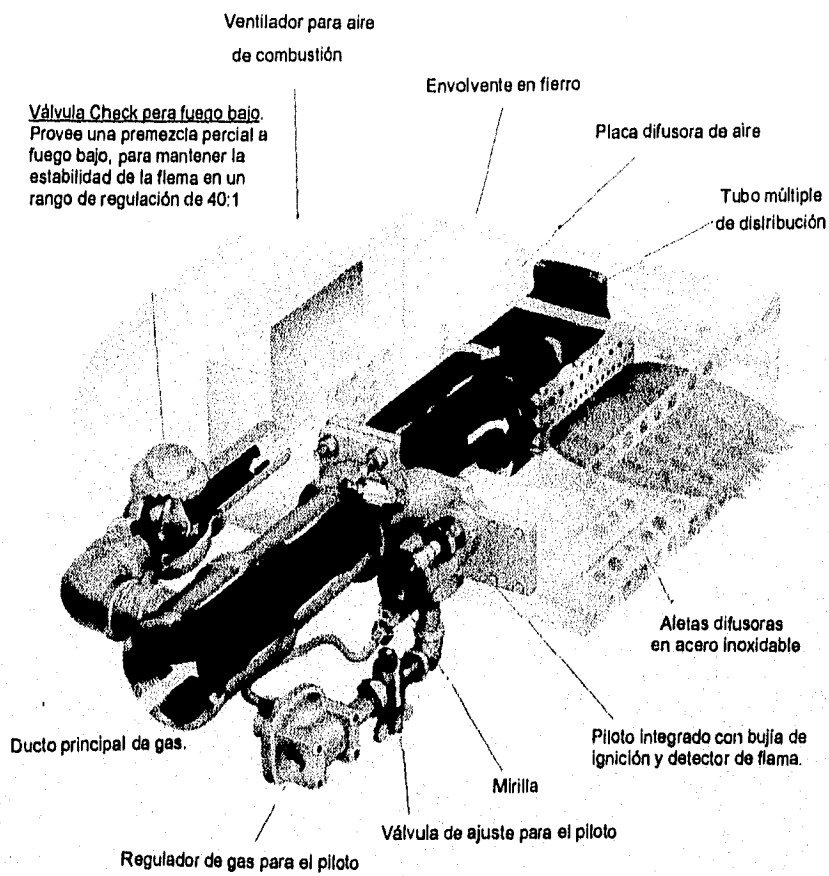


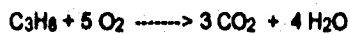
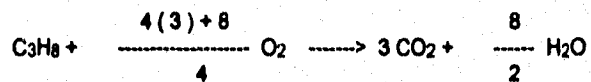
Fig. 4 - 8 Quemador para aire caliente AH de Eclipse

4.7.1 CALCULO DEL AIRE TEORICO PARA QUEMAR GAS L.P.

Los gases licuados de petróleo (G.L.P.) son subproductos de la extracción de gas natural y de las refinerías de petróleo. Consisten principalmente en propano (C₃H₈) y algo de butano, propileno y butileno. En México varía los porcentajes de composición del gas L.P. por lo que para facilitar los cálculos en el diseño de hornos, los valores como el poder calorífico y la densidad se toman muy cercanos al propano.

Para calcular el aire estequiométrico para quemar el gas propano, se utiliza la expresión 1.19:

Gas propano (C₃H₈) donde: m= 3 y n= 8



De lo anterior vemos que para quemar 1 volumen de gas necesitamos 5 volumen de oxígeno, por lo tanto de la relación de volumen Aire/oxígeno = 4.76 volumen de aire por cada volumen de oxígeno, entonces tenemos:

$$\frac{5 \text{ Volumen de O}_2}{1 \text{ Volumen de gas}} \times 4.76 \frac{\text{volumen de aire}}{\text{volumen de O}_2} = 23.8 \frac{\text{pie}^3 \text{ aire}}{\text{pie}^3 \text{ gas}} \text{ o } \frac{\text{m}^3 \text{ gas}}{\text{m}^3 \text{ gas}}$$

Por lo tanto, por redondeo se toma 25 : 1 la relación estequiométrica (R)

El consumo de combustible de acuerdo a la fórmula 2.1 será:

$$F_g = \frac{\text{Capacidad del quemador}}{\text{Poder Calorífico del gas L.P.}} = \frac{800,000 \text{ Btu/h}}{2500 \text{ Btu/pie}^3} = 320 \text{ pie}^3 \text{ gas/h}$$

El volumen de aire a quemar es :

$$25 \frac{\text{pie}^3 \text{ de aire}}{\text{pie}^3 \text{ de gas}} \times 320 \frac{\text{pie}^3 \text{ de gas}}{\text{h}} = 8,000 \text{ pie}^3 / \text{h de aire standard.}$$

Corrigiendo a la ciudad de México para mantener el mismo peso del aire:

$$8,000 \times 1.31 = 10,480 \text{ pie}^3 / \text{h (175 pcm)}$$

Como observamos el ventilador que viene con el quemador emplea 28,000 pie³/h (486 pcm) de aire standard (de la tabla 4-3), es decir tiene un exceso de aire de :

$$28,000 - 10,480 = 17,520 \text{ pie}^3 / \text{h de exceso de aire, o bien:}$$

$$20,000 / 10,480 = 1.87 \text{ veces de aire estequiométrico ó 187 \% de exceso de aire.}$$

Esto se debe a que el quemador y el ventilador de combustión pueden ser utilizados en otras ciudades (mayores alturas), sin necesidad de cambiar el ventilador.

4.7.2 CORRECCION DEL MOTOR PARA TRABAJAR EN LA CD. DE MÉXICO

Para que el quemador funcione eficientemente, es necesario que la presión estática del ventilador sea igual en la Cd. de México que al nivel del mar. Es decir, la presión generada por el ventilador disminuye a mayor altura porque la densidad es menor y tiende a fluir con más facilidad el aire.

Ahora bien, para que nuestro ventilador genere las 2 " (51 mm.) c.a. que requiere el quemador (tabla 4-3) en la Cd. de México, debemos corregir por altura de acuerdo a las leyes de los ventiladores en la tabla A-1 del anexo A; tenemos:

El ventilador al nivel del mar tiene las siguientes condiciones:

$$P_1 = 2 \text{ " } \quad \rho_1 = 0.075 \text{ lb / pulg}^2$$

En la ciudad de México ($\rho_2 = 0.0568 \text{ lb / pulg}^2$) la presión estática que desarrollaría el ventilador será:

$$P_2 = P_1 \times (\rho_2 / \rho_1) = 1.52 \text{ " c.a.}$$

Si necesitamos que el ventilador en la ciudad de México desarrolle 2 " c.a. entonces hay que corregir la potencia del motor con las condiciones siguientes:

$$P_1 = 1.52 \text{ " c.a.} \quad \text{HP}_1 = 0.333$$

$$P_2 = 2 \text{ " } \quad \text{HP}_2 = ?$$

De la tabla A-2 se obtiene la siguiente ecuación:

$$\text{HP}_2 = \text{HP}_1 (P_2 / P_1) \quad (4.2)$$

Si sustituimos las condiciones en la Cd. de México en la fórmula 4.2, tenemos:

$$\text{HP}_2 = 0.333 (2 / 1.52) = 0.44 \text{ H.P.}$$

Por lo tanto el ventilador con presión estática de 2.62 " c.a. y motor de 1/2 H.P. al nivel del mar será capaz de satisfacer las necesidades del quemador AH al nivel de la Cd. de México.

4.8 DUCTERIA

Un sistema de ductos puede diseñarse con velocidades de aire muy bajas para obtener mínima pérdida de fricción, y velocidades altas con pérdida de fricción muy grande.

Los ventiladores deben tener la capacidad para enviar la cantidad necesaria de aire a una presión mayor o igual que la resistencia ofrecida por los ductos y accesorios tales como codos o reducciones.

Además de las pérdidas de fricción, también encontramos las pérdidas dinámicas. Las primeras son causadas por el rozamiento del aire con la superficie del ducto, mientras que las dinámicas resultan de la turbulencia del aire debida a cambios de dirección o de velocidad.

El Teorema de Bernoulli aplicado a sistemas de aire nos dice: la presión estática más la presión de velocidad en un primer punto en dirección al flujo del aire es igual a la presión estática más la presión de velocidad en un segundo punto en dirección del flujo de aire más pérdidas de fricción y dinámicas.

$$PS1 + PV1 = PS2 + PV2 + \text{pérdidas.} \quad (4.3)$$

4.8.1 ACELERACIÓN DEL AIRE Y PERDIDAS DE ENTRADA

La diferencia de presión requerida para mover el aire hacia una abertura debe ser suficiente para acelerar una parte de aire del resto y vencer la turbulencia ocasionada en la abertura. La turbulencia depende principalmente de la forma del orificio.

La energía necesaria para acelerar el aire es igual a la Presión de Velocidad correspondiente a la velocidad.

La presión estática para accesorios de extracción queda de la siguiente forma:

$$PS = PV + He \quad (4.4)$$

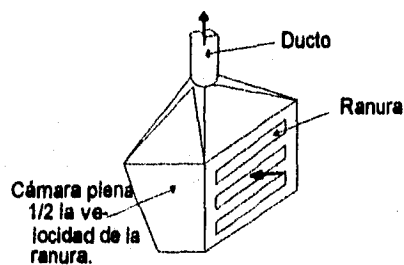
Para propósitos de diseño, la pérdida de entrada (He) está designada como la fracción decimal (Fh) de la presión de la velocidad (PV).

$$He = Fh \times PV \quad (4.5)$$

4.8.2 RANURAS PARA LA DISTRIBUCION DE AIRE

Las ranuras en las campanas de extracción son comúnmente usadas para uniformizar el flujo de aire dentro del ducto o cámara plena para posteriormente enviarlo a donde se desee. Las ranuras deben ser ajustables para realizar correcciones una vez instalado el ducto de extracción.

No existe un método para calcular la caída de presión de las ranuras en la campana de extracción. Una aproximación práctica, es diseñar la máxima velocidad en la cámara plena igual a $1/2$ de la velocidad en la ranura. En la siguiente figura 4 - 9 nos indica un ducto de extracción típico.



$$\text{Pérdida de entrada} = 1.78 \text{ PV de ranura} + 0.25 \text{ PV en duct}$$

Fig. 4 - 9 Campana de extracción.

La figura anterior ilustra una doble pérdida de entrada, una serie de ranuras con la cámara plena y una etapa transitoria entre la cámara plena y el ducto. El aire al entrar por la ranura, continúa su trayectoria a la cámara plena en donde la mayor parte de la velocidad de la ranura se mantiene porque el flujo de aire se proyecta por si mismo como un chorro de aire. Esto se aplica solo a ductos cortos, de cualquier manera si la cámara plena es muy larga, la pérdida de velocidad deberá ser considerada.

De la figura 4 - 9 no se toma en cuenta la aceleración del aire, por lo tanto si sabemos que la velocidad se mantendrá en la cámara plena y se tendrá que acelerar el flujo en la reducción al ducto, entonces la presión estática de la campana será:

$$P_{Sc} = H_e \text{ ranura} + H_e \text{ ducto} + PV \text{ de ducto} \quad (4.6)$$

4.8.3 ELEMENTOS PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

Antes de iniciar los cálculos, se agrupan en esta sección las tablas y figuras que intervienen en el diseño de la ductería.

Lado del ducto	6 pul.	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28
6	6.8														
7	7.1	7.7													
8	7.5	8.2	8.8												
9	8.0	8.6	9.3	9.9											
10	8.4	9.1	9.8	10.4	10.9										
12	9.1	9.9	10.7	11.3	11.9	12.5	13.1								
14	9.8	10.7	11.5	12.2	12.9	13.5	14.2	15.3							
16	10.4	11.4	12.2	13.0	13.7	14.4	15.1	16.3	17.5						
18	11.0	11.9	12.9	13.7	14.5	15.3	16.0	17.3	18.5	19.7					
20	11.5	12.5	13.5	14.4	15.2	15.9	16.8	18.2	19.5	20.7	21.9				
22	12.0	13.1	14.1	15.0	15.9	16.7	17.6	19.1	20.4	21.7	22.9	24.1			
24	12.4	13.6	14.6	15.6	16.6	17.5	18.3	19.8	21.3	22.6	23.9	25.1	26.2		
26	12.8	14.1	15.2	16.2	17.2	18.1	19.0	20.6	22.1	23.5	24.6	26.1	27.2	28.4	
28	13.2	14.5	15.8	16.7	17.7	18.7	19.6	21.3	22.9	24.4	25.7	27.1	28.2	29.5	30.6
30	13.6	14.9	16.1	17.2	18.3	19.3	20.2	22.0	23.7	25.2	26.7	28.0	29.3	30.5	31.6
32	14.0	15.3	16.5	17.7	18.8	19.8	20.8	22.7	24.4	26.0	27.5	28.9	30.1	31.4	32.6
36	14.7	16.1	17.4	18.6	19.8	20.9	21.9	23.9	25.8	27.4	29.0	30.5	32.0	33.0	34.6
40	15.3	16.8	18.2	19.4	20.7	21.9	23.0	25.1	27.0	28.8	30.5	32.1	33.6	35.1	36.4
44	15.9	17.5	18.9	20.2	21.5	22.7	23.9	26.1	28.2	30.0	31.9	33.5	35.2	36.7	38.1
48	16.5	18.1	19.6	20.9	22.3	23.6	24.8	27.2	29.2	31.2	33.1	34.9	36.6	38.2	39.7
52	17.0	18.7	20.2	21.6	23.1	24.4	25.8	28.1	30.1	32.4	34.3	36.2	38.0	39.6	41.2
56	17.6	19.1	20.9	22.4	23.8	25.2	26.5	28.9	31.2	33.4	35.5	37.4	39.3	41.0	42.7
60	18.1	19.8	21.4	23.0	24.5	25.8	27.3	29.8	32.2	34.5	36.5	38.6	40.4	42.3	44.0
64	18.6	20.3	22.0	23.8	25.2	26.5	27.9	30.6	33.1	35.5	37.6	39.7	41.8	43.5	45.4

Tabla 4 - 5 Diámetro equivalente para ductos rectangulares

V	PV	V	PV	V	PV	V	PV	V	PV	V	PV
1000	.062	2000	.249	3000	.561	4005	1.000	5000	1.558	6000	2.244
1100	.075	2100	.275	3100	.599	4100	1.049	5100	1.621	6100	2.320
1200	.090	2200	.301	3200	.636	4200	1.100	5200	1.685	6200	2.396
1300	.106	2300	.329	3300	.679	4300	1.153	5300	1.750	6300	2.474
1400	.123	2400	.359	3400	.721	4400	1.208	5400	1.817	6400	2.554
1500	.141	2500	.389	3500	.764	4500	1.263	5500	1.885	6500	2.634
1600	.160	2600	.421	3600	.808	4600	1.320	5600	1.954	6600	2.716
1700	.180	2700	.454	3700	.854	4700	1.376	5700	2.025	6700	2.799
1800	.202	2800	.489	3800	.901	4800	1.436	5800	2.097	6800	2.883
1900	.225	2900	.524	3900	.949	4900	1.496	5900	2.170	6900	2.969

Tabla 4 - 6 Conversión de velocidad (pie/min) a presión de velocidad en pulgadas columna de agua. Estos datos se calculan de la fórmula 1.10 para aire estándar.

Lado del ducto	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28
6	6.6														
7	7.1	7.7													
8	7.5	8.2	8.8												
9	8.0	8.6	9.3	9.9											
10	8.4	9.1	9.8	10.4	10.9										
12	9.1	9.9	10.7	11.3	11.9	12.5	13.1								
14	9.8	10.7	11.5	12.2	12.9	13.5	14.2	15.3							
16	10.4	11.4	12.2	13.0	13.7	14.4	15.1	16.3	17.5						
18	11.0	11.9	12.9	13.7	14.5	15.3	16.0	17.3	18.5	19.7					
20	11.5	12.5	13.5	14.4	15.2	15.9	16.8	18.2	19.5	20.7	21.9				
22	12.0	13.1	14.1	15.0	15.9	16.7	17.6	19.1	20.4	21.7	22.9	24.1			
24	12.4	13.6	14.6	15.6	16.6	17.5	18.3	19.8	21.3	22.6	23.9	25.1	26.2		
26	12.8	14.1	15.2	16.2	17.2	18.1	19.0	20.6	22.1	23.5	24.6	26.1	27.2	28.4	
28	13.2	14.5	15.6	16.7	17.7	18.7	19.6	21.3	22.9	24.4	25.7	27.1	28.2	29.5	30.6
30	13.6	14.9	16.1	17.2	18.3	19.3	20.2	22.0	23.7	25.2	26.7	28.0	29.3	30.5	31.8
32	14.0	15.3	16.5	17.7	18.8	19.8	20.6	22.7	24.4	26.0	27.5	28.9	30.1	31.4	32.6
36	14.7	16.1	17.4	18.6	19.8	20.9	21.9	23.9	25.8	27.4	29.0	30.5	32.0	33.0	34.6
40	15.3	16.8	18.2	19.4	20.7	21.9	23.0	25.1	27.0	28.8	30.5	32.1	33.6	35.1	36.4
44	15.9	17.5	18.9	20.2	21.6	22.7	23.9	26.1	28.2	30.0	31.9	33.5	35.2	36.7	38.1
48	16.5	18.1	19.6	20.9	22.3	23.6	24.8	27.2	29.2	31.2	33.1	34.9	36.6	38.2	39.7
52	17.0	18.7	20.2	21.6	23.1	24.4	25.6	28.1	30.1	32.4	34.3	36.2	38.0	39.6	41.2
56	17.6	19.1	20.9	22.4	23.8	25.2	26.5	28.9	31.2	33.4	35.5	37.4	39.3	41.0	42.7
60	18.1	19.8	21.4	23.0	24.5	25.8	27.3	29.8	32.2	34.5	36.5	38.6	40.4	42.3	44.0
64	18.6	20.3	22.0	23.6	25.2	26.5	27.9	30.8	33.1	35.5	37.6	39.7	41.8	43.5	45.4

Tabla 4 - 5 Diámetro equivalente para ductos rectangulares

V	PV	V	PV	V	PV	V	PV	V	PV	V	PV
1000	.062	2000	.249	3000	.561	4005	1.000	5000	1.558	6000	2.244
1100	.075	2100	.275	3100	.599	4100	1.049	5100	1.621	6100	2.320
1200	.090	2200	.301	3200	.638	4200	1.100	5200	1.685	6200	2.396
1300	.106	2300	.329	3300	.679	4300	1.153	5300	1.750	6300	2.474
1400	.123	2400	.359	3400	.721	4400	1.208	5400	1.817	6400	2.554
1500	.141	2500	.389	3500	.764	4500	1.263	5500	1.885	6500	2.634
1600	.160	2600	.421	3600	.808	4600	1.320	5600	1.954	6600	2.716
1700	.180	2700	.454	3700	.854	4700	1.378	5700	2.025	6700	2.799
1800	.202	2800	.488	3800	.901	4800	1.436	5800	2.097	6800	2.883
1900	.225	2900	.524	3900	.949	4900	1.496	5900	2.170	6900	2.969

Tabla 4 - 6 Conversión de velocidad (pie/min) a presión de velocidad en pulgadas columna de agua. Estos datos se calculan de la fórmula 1.10 para aire estándar.

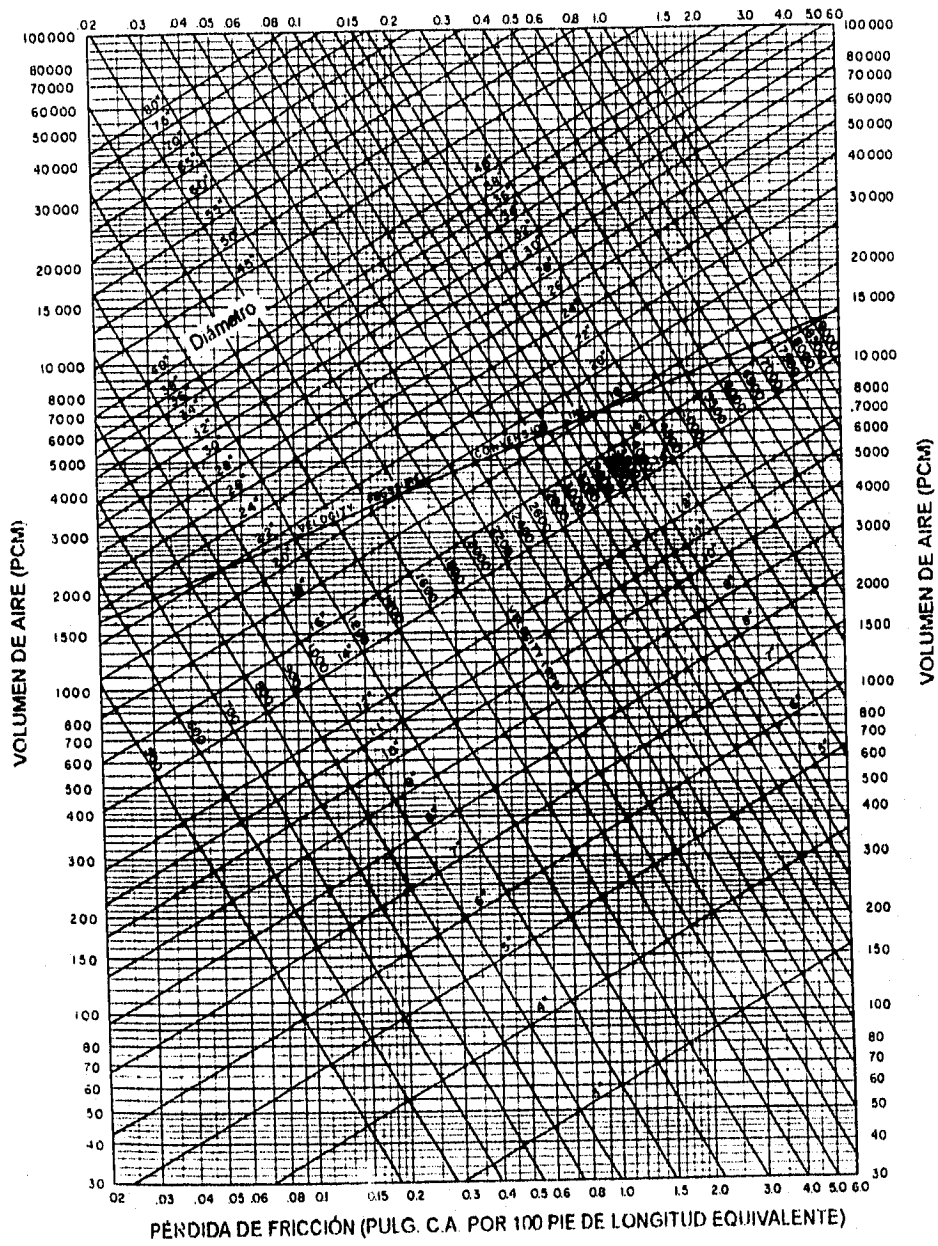


Fig. 4 - 10 Pérdida de Fricción en ductos redondos. (Ref. 17)

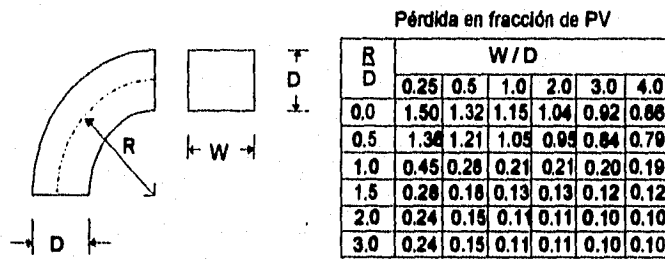
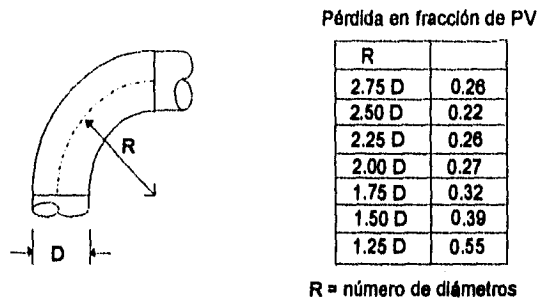


Fig. 4 - 11 Pérdidas en codos redondos y cuadrados o rectangulares. (Ref. 18)

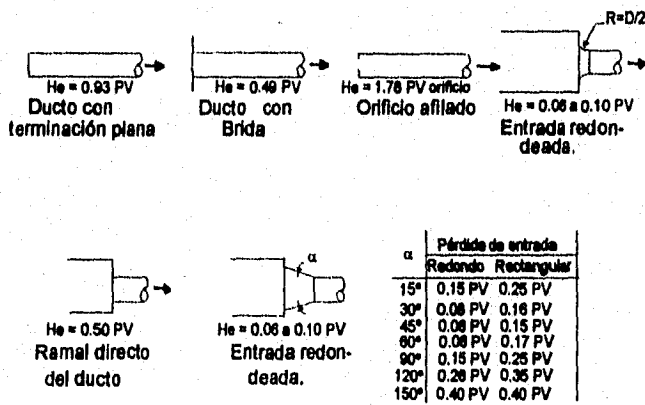
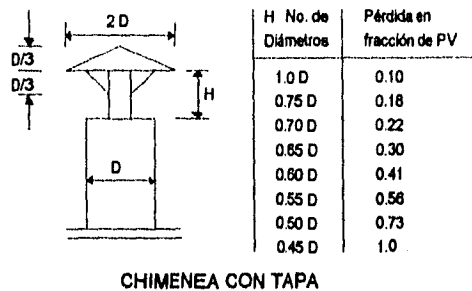


Fig. 4 - 12 Pérdida en entradas (Ref. 18)



CHIMENEA CON TAPA

Fig. 4 - 13 Pérdidas en chimenea con sombrero (Ref. 18).

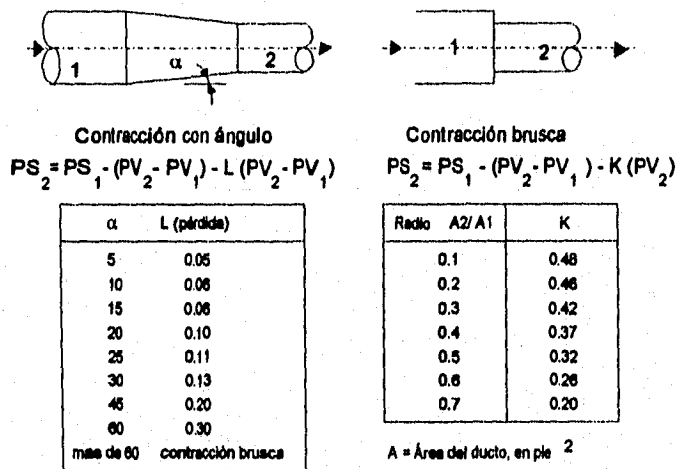


Fig. 4 - 14 Pérdidas de presión estática para contracciones⁶ (Ref. 18)

⁶ Nota: En el cálculo de la PS para contracción se debe usar los signos algebraicos:
 PV (+) , y usualmente usar :
 PS (+) en el ducto de descarga del ventilador
 PS (-) en el ducto de succión del ventilador

4.8.4 DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS

La ductería de distribución se colocará en el piso del horno y el ducto de retorno en el techo del mismo, para formar un flujo de aire ascendente como se ilustra en los planos P-2 y P-3. Antes de dimensionar los ductos hay que tomar la siguiente consideración:

Es más fácil mover aire caliente a través de los ductos por tener menor densidad. Pero cuando se diseña la ductería en hornos, los cálculos son en base a las condiciones críticas, es decir, el ventilador debe trabajar primero con aire frío y vencer la presión estática en frío.

Además, la presión estática debe ser calculada con aire estándar para entrar directamente a tablas de selección de ventiladores.

4.8.4.1 DUCTO DE RECIRCULACION

Datos :

Volumen de aire a recircular = 4,729 pcm (133.9 m³/min)

Velocidad en cada ranura = 3,000 ppm (914 m/min)

Velocidad en la cámara plena = 1,500 ppm (457 m/min)

El flujo de aire será distribuido en dos secciones, cada ramal tendrá 2,364 pcm.
(87 m³/min)

El área de la ranura (a) con regulador deslizable es : $0.8 \times 0.13 = 0.104 \text{ pie}^2$

Volumen en cada ranura = $3000 \text{ ppm} \times 0.104 \text{ pie}^2 = 312 \text{ pcm}$ (8.8 m³/min)

$$\text{Número de ranuras} = \frac{2,364 \text{ pcm}}{312 \text{ pcm}} = 7.57$$

Con 8 ranuras en cada ramal es suficiente.

La campana de extracción (b-c) es como la figura 4 - 9, excepto que será horizontal por estar situada en el techo. El ancho es de 1.5 pie (460 mm.), y las alturas serán :

Area inicial en el ducto	Altura inicial
$\frac{312 \text{ pcm}}{1500 \text{ ppm}} = 0.208 \text{ pie}^2$	$\frac{0.208 \text{ pie}^2}{1.5 \text{ pie}} = 0.14 \text{ pie (42 mm)}$
Area final del ducto	Altura final
$\frac{2,364 \text{ pcm}}{1500 \text{ ppm}} = 1.57 \text{ pie}^2$	$\frac{1.57 \text{ pie}^2}{1.5 \text{ pie}} = 1.0 \text{ pie (304 mm)}$

En la figura siguiente se indica cómo queda dimensionado cada campana de extracción.

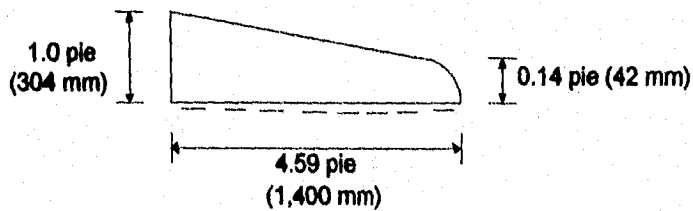


Fig. 4 - 15 Ducto de extracción para recirculación de aire

Para pasar el ducto por encima del transportador se fabrica una reducción o contracción (c-d) y aumentamos la velocidad en el ducto de 1,500 ppm a 2,000 ppm.

La altura que hay entre el transportador y el techo es de 0.65 pie (200 mm. ó 8 ").

Area de la reducción

$$\frac{4,729 \text{ pcm}}{2,000 \text{ ppm}} = 2.3 \text{ pie}^2$$

Ancho de la reducción

$$\frac{2.3 \text{ pie}^2}{0.65 \text{ pie}} = 3.5 \text{ pie (1,060 mm ó 42 ")}$$

4.8.4.2 DUCTO DE DISTRIBUCION

$$\text{Volumen de aire} = 5,646 \text{ pcm} \quad (180 \text{ m}^3/\text{min})$$

$$\text{Velocidad de salida del ventilador} = 1,946 \text{ ppm} \quad (593 \text{ m/min})$$

El ducto que se conecta a la brida del ventilador, tendrá una transformación o contracción (h-i), para que la velocidad en la ductería sea de 2,450 pie/min, sus dimensiones en el tramo (i-j), son :

$$\text{Area} = \frac{5,646}{2,450} = 2.30 \text{ pie}^2 \quad \text{ancho} = \frac{2.30 \text{ pie}^2}{1 \text{ pie}} = 2.30 \text{ pie}$$

Las dimensiones en cada ramal (i-m), son:

$$\text{Volumen en cada ramal} = \frac{5,646 \text{ pcm}}{4} = 1,411 \text{ pcm}$$

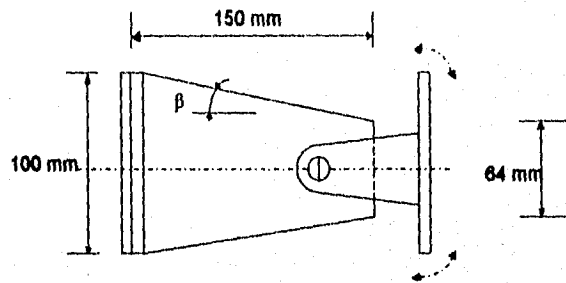
Si el ancho de cada ducto es 0.83 pie (253 mm.), entonces :

$$\frac{1,411 \text{ pcm}}{2,450 \text{ ppm}} = 0.57 \text{ pie}^2 \quad \text{altura} = \frac{0.57 \text{ pie}^2}{0.83 \text{ pie}} = 0.69 \text{ pie}$$

El ramal central (j-k) tiene las siguientes dimensiones :

$$\text{Area} = \frac{2,822 \text{ pcm}}{2,450 \text{ ppm}} = 1.15 \text{ pie}^2 \quad \text{altura} = \frac{1.15 \text{ pie}^2}{1.66 \text{ pie}} = 0.69 \text{ pie}$$

Los deflectores (n) que se utilizan en el suministro de aire son como lo muestra la figura 4 - 16



Fabricar en lámina c.r. cal. 20 y terminado en pintura de aluminio para alta temperatura.

Fig. 4 - 16 Deflector

Velocidad en cada deflector según lineamientos = 3,600 ppm. (1,097 m/min)

Area de salida = 0.0348 pie² (0.1 m²)

Volumen de aire por cada deflector = 125 pcm (3.53 m³/min)

$$\text{Número de deflectores en cada ramal} = \frac{1411 \text{ pcm}}{125 \text{ pcm}} = 11.28$$

Por lo tanto hay que colocar 12 deflectores distribuidos en las paredes y el techo del ducto.

4.8.4.3 DUCTO DE EXTRACCION

El volumen de aire de este ventilador se regula con las ranuras ajustables una vez hecho el arranque.

Volumen de aire para extraer = 917 pcm	(26 m ³ /min)
Velocidad en las ranuras = 1,500 ppm	(457 m/min)
Velocidad en la cámara plena = 500 ppm	(152.4 m/min)
Velocidad en el ducto = 1,500 ppm	(457 m/min)

$$\text{Area frontal de la cámara plena} = \frac{917 \text{ pcm}}{500 \text{ ppm}} = 1.83 \text{ pie}^2 \quad (0.17 \text{ m}^2)$$

$$\text{Ancho} = 1.2 \text{ pie (360 mm)} \quad \text{Largo} = \frac{1.83 \text{ pie}^2}{1.2 \text{ pie}} = 1.54 \text{ pie (472 mm)}$$

El área de la ranura (a) con regulador deslizable es : $0.8 \times 0.13 = 0.104 \text{ pie}^2$

$$\text{Volumen en cada ranura} = 1500 \text{ ppm} \times 0.104 \text{ pie}^2 = 156 \text{ pcm} \quad (4.41 \text{ m}^3/\text{min})$$

$$\text{Número de ranuras} = \frac{917 \text{ pcm}}{156 \text{ pcm}} = 5.9$$

Con 6 ranuras ajustables se diseña la campana.

$$\text{Area del ducto} = \frac{917 \text{ pcm}}{1,400 \text{ ppm}} = 0.65 \text{ pie}^2$$

$$\text{Diámetro interior del ducto} = 0.91 \text{ pie (11 pulgadas ó 279.4 mm.)}$$

El diámetro de la chimenea se considera igual al ducto anterior.

4.8.5 CAIDA DE PRESION EN LA DUCTERIA DE RECIRCULACION Y DISTRIBUCION

En el plano P-3 y P-4 se indica el dimensionamiento y señalización de la ductería. A continuación se presentarán cálculos de algunas secciones para entrar a tablas. En la tabla 4 - 7 se presenta el resumen de las caídas de presión. En la columna 15 se van sumando la caída en cada sección.

La contracción (c - d) tiene una caída de presión, según la figura 4 - 14 =

para un ángulo $\alpha = 20^\circ$ $L = 0.10$

$$P_{Se} = - 0.99 - (0.249 - 0.141) - 0.10 (0.249 - 0.141) = - 1.11 \text{ pulg c.a.}$$

Tramo d-e con una sección de 8 " x 42 " y de la tabla 4 - 5 el diámetro equivalente es 18.5 pulg.

La sección f-g es la cámara de combustión, la cual tiene muy poca pérdida de presión estática.

La contracción h-i, para un ángulo de 32° , según la figura 4 - 14, $L = 0.14$.

Sustituyendo valores:

$$P_{Si} = +1.118 + (0.374 - 0.238) + 0.14 (0.374 - 0.238) = 1.275 \text{ pulg. c.a.}$$

El tramo i-j se considera como un tramo recto de 12 " x 28 ", su diámetro equivalente aproximado es 19.6 pulgadas.

Tramo j-k se toma como ducto recto, ya que se mantiene la misma velocidad del aire a través de la ductería. La sección es de 8.28 " x 19.92 " con un diámetro aproximado equivalente de 13.7 pulg.

Codo (k-l) a 90°

$$W = 0.69 \text{ pie} \quad D = 0.83 \text{ pie} \quad W/D = 0.83$$

$$R = 0.33 + 0.83/2 = 0.745 \text{ pie}$$

$$R/D = 0.89$$

De la figura 4 - 11 y por interpolación, tenemos:

	0.5	0.83	1.0
0.5	1.21		1.05
0.89	0.48	0.42	0.39
1.0	0.28		0.21

Sección l-m. El aire al iniciar su recodo por el ducto de distribución tenderá a tomar el camino con menor presión, por lo tanto recorrerá todo el ducto con una pérdida de presión estática.

La sección es de 9.96 " x 8.28 ", con un diámetro equivalente aproximado de 9.96 pulgadas.

Deflector (n). El ángulo del deflector redondo es :

$$\tan(\beta) = \frac{18}{150} = 6.64^\circ \quad \alpha = 6.64^\circ \times 2 = 13.68^\circ$$

De la tabla 4 - 14 tenemos: para un ángulo $\alpha = 13.68^\circ$ $L = 0.08$

la PS2 = 0 porque se descarga al medio ambiente

$$PS_n = (PV_2 - PV_1) + L(PV_2 - PV_1)$$

$$PS_n = (0.808 - 0.374) + 0.08(0.808 - 0.374) = 0.468 \text{ pulg c.a.}$$

4.8.6 CAIDA DE PRESION EN EL DUCTO DE EXTRACCION

En la tabla 4 - 8 se enlistan las pérdidas de acuerdo al plano. El cálculo es muy parecido al anterior. A la salida de la chimenea se coloca un sombrero (I) como se ilustra en la figura 4 - 13. Además para que no se infiltre basura o por ejemplo un pájaro, se debe colocar una malla de acero.

El codo (c-d) a 90° tiene una fracción de pérdida de :

$R = 5.5 + 8 = 13.5$ pulgadas ; R es 1.22 diámetros por lo que en la figura 4 - 11 se toma el de 1.25 D.

La contracción (f-g) a la salida del ventilador tiene un ángulo de inclinación casi cero por lo que la presión estática para acelerar el aire de 1,060 ppm a 1,400 ppm, se obtiene con solo restar la presión de velocidad en la salida al de la entrada.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
				Pérdidas en Ducto Recto				Pérdida en Codos			Pérdida en elementos de succión, y descarga.				
Sección	Diámetro Equivalente (pul)	volumen de aire pcm	velocidad pie/min	Longitud recta pie	Resistencia en pul c.a por cada 100 pie	Presión Estática en ducto	P.V.	Codo	Pérdida en fracción de la P.V.	Caída de presión	Pérdida de entrada (Fh)	Presión para acelerar el aire	He + P.V.	Contracción	Presión estática pul c.a.
					Fig. 4-10	(col 5 x col 6) / 100	col. 4 y tabla 4-6		Figura 4-11	col 8 x col 10	Fig. 4-12	(P.V.) de col 8	(col 12 x c. 8) + c. 13	ver cálculos	col 7 + col 11 + col 14
a		312	3,000				0.561				1.78		0.99		0.99
b-c			1,500				0.141								-
c-d		4,729	2,000				0.249							0.12	1.11
d-e	18.5	4,729	2,000	1.97	0.4	0.008	0.249								1.118
f-g		5,646	375				0.008								-
h-i		5,646	1,946				0.236							0.157	1.275
i-j	19.6	5,646	2,450	1.7	0.45	0.007	0.374								1.282
j-k	13.7	2,822	2,450	4.21	0.81	0.034	0.374								1.316
k-l		1,411	2,450				0.374	1-90°	0.42	0.16					1.476
l-m	9.96	1,411	2,450	4.94	0.87	0.042	0.374								1.518
n	2.5	125	3,600				0.808							0.468	1.986
												Presión estática teórica pul. c.a.	2.0		
												Para entrar a tablas, tomar =	2.5		

Tabla 4 - 7 Resumen de la Pérdida de Presión Estática en la RECIRCULACION Y DISTRIBUCIÓN

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
				Pérdidas en Ducto Recto			Pérdida en Codos				Pérdida en elementos de succión, reducción y descarga.				
Sección	Diámetro Equivalente (pul)	volumen de aire pcm	velocidad pie/min	Longitud recta pie	Resistencia en pul c.a por cada 100 pie	Presión Estática en ducto	P.V.	Codo	Pérdida en fracción de la P.V.	Caída de presión	Pérdida de entrada (Fh)	Presión para acelerar el aire	He + PV	Constricción.	Presión estática pul c.a.
					Fig. 4 - 10	(col 5 x col 6) / 100	col. 4 y tabla 4 - 6		Figura 4-11	col 8 x col 10	Fig. 4-12	(P.V.) de col 8	(col 12 x c. 8) + c. 13	ver cálculos	col 7 + col 11 + col 14
a		156	1,500				0.141				1.78		0.25		0.25
b	11	917	1,400				0.123				0.25	0.123	0.153		0.403
b-c	11	917	1,400	1.82	0.275	0.005	0.123								0.408
c-d	11	917	1,400				0.123	1-90°	0.55	0.067					0.475
d-e	11	917	1,400	1.64	0.275	0.004	0.123								0.479
f-g		917	1,080				0.07							0.053	0.532
g-h	11	917	1,400	23	0.275	0.063	0.123								0.595
i		917	1,400				0.123				0.10		0.012		0.607
											Presión estática teórica pul. c.a		0.607		
											Para entrar a tablas, tomar =		0.75		

Tabla 4 - 8 Resumen de la Pérdida de Presión Estática en la EXTRACCION

4.9 SELECCION DE VENTILADORES

La presión estática calculada en la tabla 4 - 7 y 4 - 8 son para condiciones estándar, por lo que podemos entrar directamente a tablas de capacidad. Una vez seleccionado el ventilador, será indispensable corregir el motor para trabajar en la Cd. de México y a temperatura ambiente. Hay que recordar que el ventilador tiene que vencer la presión estática en frío.

En la tabla 4 - 9 se muestra la máxima velocidad permisible para alta temperatura.

Temperatura (°F)	300	400	500	600
% de la velocidad	100	97	94.5	90

Tabla 4 - 9 Máxima velocidad permisible en ventiladores Amme Chicago (Ref. 5)

4.9.1 VENTILADOR PARA DISTRIBUCION

El aire a manejar es prácticamente limpio y con presión estática baja. Consultando tablas de diferentes fabricantes, el más óptimo es un ventilador centrífugo de alabas inclinadas aerodinámica hacia atrás marca ARMEE, Chicago.

El ventilador de distribución manejará 5,648 pcm (160 m³/min), con una presión estática corregida al nivel del mar de 2.5 pulgadas (63.5 mm. c.a.). El factor de corrección por altura para la Cd. de México es = 1.31

Haciendo la selección de la tabla en el Anexo B, para las condiciones antes mencionadas, el tamaño apropiado es :

Ventilador centrífugo Diseño 10, Tamaño 22 1/4, entrada sencilla que muestra en sus características 5,648 pcm a 2.5 " de presión, requiriendo 3.0 H.P., a 1,298 r.p.m..

Para corregir la potencia se divide 3.0 entre 1.31 = 2.29 H.P.

El motor a seleccionar es $2.29 \times 1.1 = 2.52$, por lo tanto el motor será de 3 H.P.

La máxima velocidad permisible para 482 °F (250 ° C) es 95 %, según tabla 4 - 9.

La máxima velocidad límite a temperatura ambiente para la CLASE I = 1690 r.p.m. . Entonces para 482 °F (250 ° C) las r.p.m. permisibles para el ventilador son : $1,690 \times 0.95 = 1,605$ r.p.m. Como 1,298 r.p.m. es inferior a 1,605 ; el ventilador antes descrito funcionará en óptimas condiciones.

4.9.2 VENTILADOR PARA EXTRACCION

Haciendo una selección de la tabla para las condiciones antes mencionadas, el tamaño apropiado es :

Ventilador centrífugo Diseño 10, Tamaño 12 1/4, entrada sencilla que muestra en sus características 917 pcm (26.0 m³/min) a 0.75 " (19 mm.) de presión, requiriendo 0.162 H.P., a 1,290 r.p.m..

Para corregir la potencia se divide 0.162 entre 1.31 = 0.13 H.P.

El motor a seleccionar es $0.13 \times 1.1 = 0.143$, por lo tanto el motor será de 1/3 H.P.

La máxima velocidad permisible para 392 °F (200 ° C) es = 97.2 %, según la tabla 4 - 9.

La máxima velocidad límite a temperatura ambiente para la CLASE I = 2,889 r.p.m. . Entonces para 392 °F (200 ° C) las r.p.m. permisibles para el ventilador son : $2,889 \times 0.972 = 2,808$ r.p.m. Por lo tanto el ventilador trabajará con buena seguridad.

4.10 CAMARA DE COMBUSTION

La cámara de combustión se integra de los siguientes elementos:

1. Quemador: será colocado en la parte central del techo de la cámara, para que la flama sea vertical con dirección descendente.

2. Ventilador de combustión : situado en la parte exterior de la cámara, esto es debido a la configuración del quemador.

3. Ventilador de distribución de aire: éste es instalado en el piso de la unidad, y el sistema motriz se coloca hacia afuera de la cámara de calefacción.

4. Filtro: se utiliza para la entrada de aire fresco por medio de un regulador ajustable manualmente.

La unidad de combustión se dimensiona de acuerdo al tamaño del ventilador (es) y a la longitud máxima de la flama, es decir que la flama no llega hasta el ventilador. Por ejemplo el quemador AH a su capacidad de 800,000 Btu/h tiene una longitud de 28 pulgadas (711 mm.).

La unidad diseñada (plano P - 2) tiene una altura interior de 84 " (2,150 mm.) y el ventilador mide 44 1/8 " (1120 mm.) de altura, con esto el espacio⁷ entre la flama y el ventilador es: $2,150 - 1,120 - 711 - 268 = 51$ mm.

Lo importante es que la flama NO llegue hasta la succión del ventilador, para evitar que las aspas se dañen.

El espesor de aislamiento por experiencia en compañías mexicanas debe ser de 4" (101 mm) con fibra cerámica y el interior de la cámara debe tener lámina roiado en frío calibre 10, debidamente estructurado.

⁷ Longitud de Flama=711 mm, ver tabla 4 - 3. Ancho del quemador = 268 mm, ver figura 4 - 7.

4.11 SISTEMA DE REGULACION DE TEMPERATURA

El sistema de regulación de temperatura debe ser capaz de mantener la temperatura en el valor que sea seleccionada como punto de ajuste. En el caso de que exista una desviación de este valor, el sistema tiene que hacer automáticamente las correcciones que sean pertinentes y con una velocidad de respuesta tal, que el proceso de calentamiento sea casi constante y no tenga fluctuaciones. En la figura 4 - 17 aparece lo que podría ser una respuesta rápida del sistema, cuando las condiciones sean las más adversas, es decir, cuando el horno y la carga están fríos,

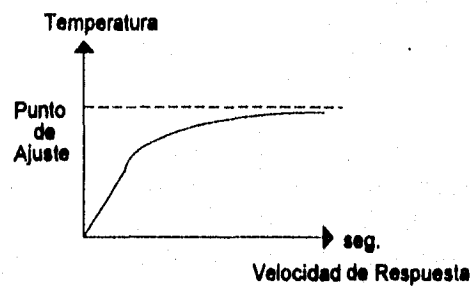


Fig. 4 - 17 Velocidad de Respuesta en el Control de Temperatura

El sistema de regulación de temperatura del horno es del tipo proporcional, lo cual indica que a una mayor demanda de calor, mayor diferencia de temperatura entre el punto de ajuste y la medición del termopar, mayor será también la corrección que se llevará a cabo por el elemento final de control, tal y como se ve en la figura anterior.

La temperatura interna del horno se mantendrá automáticamente mediante el pirómetro regulador que tiene el mando sobre el sistema de combustión. El pirómetro es del tipo indicador-digital, y de control proporcional, que actúa sobre un actuador acoplado a la válvula de la línea principal de gas.

El sistema de regulación de temperatura incluye un pirómetro de límite alto (CLT). Este pirómetro, más sencillo que el anterior, tiene la función de apagar totalmente el horno en caso de que el valor de la temperatura sobrepase el valor preestablecido.

El control se inicia desde un termopar tipo J (Hierro-constantan) con funda cerámica, colocado cerca de la abertura del ducto de retorno. El termopar envía un mili voltaje (mV) al controlador de temperatura y éste de acuerdo a la intensidad del mV, envía una corriente (4-20 mA) al actuador para que abra o cierre de acuerdo a la demanda de temperatura.

4.11.1 SISTEMA DE COMBUSTION

El horno cuenta con un sistema de calefacción a gas L.P. . El quemador incluye un ventilador de combustión de exceso de aire, el cual no es necesario regularlo ya que lo que buscamos es sólo calentar el aire.

Para tener un equipo seguro es necesario colocar una serie de válvulas y equipo en la línea principal de gas y en el piloto. A este conjunto de válvulas se le llama Tren de Válvulas y de acuerdo a la norma "FM" para protección y seguridad contra explosiones, debe tener el siguiente equipo: válvulas manuales para corte general de gas, regulador de presión, válvula automática de seguridad, Interruptores de baja y alta presión, válvula de mariposa acoplada a un actuador (regula el flujo de gas). También contiene las válvulas y conexiones de la tubería de gas para el piloto.

Para controlar el tren de válvulas de seguridad, se deberán conectar a un Controlador de Seguridad contra Falla de Flama (CSFF) , el cual se encargará de iniciar el ciclo de ignición para la combustión (ver la secuencia del control automático).

4.11.2 SELECCION DE VALVULAS

En el diagrama T - 1 se muestra el tren de válvulas, que a continuación se seleccionarán de acuerdo a los diferentes proveedores.

Para la selección del regulador de presión, hay que comenzar desde el quemador hacia atrás, para ir calculando la caída de presión que se tiene a través de las válvulas y que el quemador opere a la presión del gas recomendable.

Solo se tomarán en cuenta para la selección la válvula de mariposa y la de seguridad por tener mayor importancia sobre los demás accesorios. En los accesorios, por experiencia en este tipo de quemadores, la caída de presión es de aproximadamente 1 pul. c.a.

Del catálogo del fabricante, el quemador AH debe trabajar a una presión mínima para gas L.P. de 0.9 " c.a. (0.5 osi) de presión diferencial medido entre un orificio en la tubería principal de gas del quemador y la presión en el ducto.

La presión estática en la cámara de combustión es mínima, entonces la presión que requiere el quemador será aproximadamente de 0.9 " c.a. Este valor puede variar y se ajusta con el regulador de presión que se localizará al principio del tren de válvulas.

4.11.2.1 VALVULA DE MARIPOSA

La válvula de mariposa (VDM) como se muestra en la figura 4 - 18 será de la marca Eclipse. Están diseñadas para controlar el flujo de aire o gas en cualquier sistema de combustión.

El flujo de gas en la sección de la tubería es de 320 pie³ gas L.P./ h (PCH) y se puede seleccionar de la tabla 4 - 10 con orificio reducido.

CAPACIDADES PARA OFICIO COMPLETO				
Diámetro de Tubería	Coeficiente de Flujo (Cv)	Capacidad PCH - Caída de presión en pul c.a.		
		0.5"	0.75"	1"
3/4 "	14	425	520	600
1"	48	1,500	1,845	2,130
CAPACIDADES PARA OFICIO REDUCIDO				
Diámetro de Tubería	Coeficiente de Flujo (Cv)	Capacidad PCH - Caída de presión en pul c.a.		
		0.5 "	0.75 "	1"
1"	17	410	520	600
1-1/4"	21.5	615	775	900
Las capacidades son para aire. Si se utiliza otro gas, aplicar el factor		Gas natural 1.29	Propano 0.61	Butano 0.70

Tabla 4 - 10 Capacidad de válvulas de mariposa

Como es de puerto reducido, entonces tomamos la capacidad más pequeña y le aplicamos el factor:

410 PCH aire x 0.61 = 332 PCH gas, por lo tanto si satisface nuestra necesidad de 320 PCH, la caída de presión se considera 0.5 " c.a.

La válvula puede ser de rotación manual o automática, y como nuestro sistema de regulación se empleará el actuador, el modelo de la válvula será:

4 BV-AR con rotación automática a 75°.

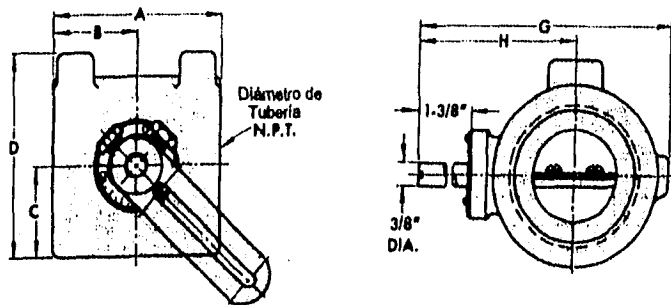


Fig. 4 - 18 Diagrama de la válvula de mariposa

Modelo de válvula	DIMENSIONES pulgadas							
	A	B	C	D	E	F	G	H
4 BV-AR	2 - 7/8	1 - 7/16	13/16	2	3 - 5/16	2 - 5/16	3 - 19/32	2 - 19/32

Tabla 4 - 11 Dimensiones de la válvula

4.11.2.2 VALVULA DE SEGURIDAD AUTOMATICA (VS)

Las válvulas de seguridad están provistas de un solenoide, el cual abre la válvula mediante una señal eléctrica y la cierra rápidamente si es que falla la señal. Una vez que la válvula ha sido cerrada, ésta no podrá ser abierta a menos que la causa por lo cual la válvula se cerró sea corregida y el solenoide se pueda re-energizar. El restablecimiento será manual mediante el reset localizado en el Control de Seguridad contra Falla de Flama.

Para seleccionar la válvula apropiada de tamaño y con la corriente eléctrica adecuada hay que saber:

1. El flujo requerido a través de la válvula.
2. La caída de presión deseada.
3. La corriente y la frecuencia de suministro eléctrico.

De la tabla 4 - 12 se selecciona la válvula y en la figura 4 - 19 se indica el diagrama del mismo, y como vemos vuelve a ser la más pequeña la que satisface la necesidad.

Modelo	Diámetro de tubo	Cv totalmente abierto	CAPACIDAD PCH*		
			Caída de Presión en Pulg. c.a.		
			0.5	1.0	2.0
504 MV-IS	1"	20	800	1,140	1,600
505 MV-IS	1 - 1/4"	34	1,250	1,750	2,500
506 MV-IS	1 - 1/2"	48	1,850	2,600	3,700

* Para gas natural con presión de entrada no mayor a 1.1 psig
 Para otros gases multiplicar las capacidades por los siguientes factores:
 Butano 0.548 Propano 0.626 Aire 0.775

Tabla 4 - 12 Capacidades en válvulas de seguridad automáticas

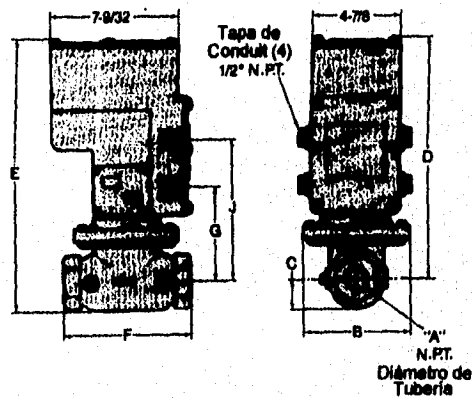


Fig. 4 - 19 Diagrama de la Válvula de Seguridad Automática.

Modelo de válvula	DIMENSIONES pulgadas							
	A	B	C	D	E	F	G	J
504 MV-IS	1	5-1/2	1/2	13	14- 7/16	7- 1/4	5- 1/8	7-9/16

Tabla 4 - 13 Dimensiones de la válvula de seguridad

4.11.2.3 REGULADOR DE PRESION

Para seleccionar el regulador de presión de gas, que en esta ocasión es marca Fisher Governor Company (ver diagrama T-1), hay que tomar en cuenta el gasto de gas y la presión después del regulador. La presión se determina sumando las caídas de presión que se han tenido desde el quemador hasta el regulador, y redondeando ligeramente más grande por cuestiones de seguridad:

$$\text{Caída de presión} = 1.0 + 0.5 + 0.5 + 0.9 = 2.9 \text{ " c.a.}$$

Este valor nos da una aproximación de la mínima presión que el regulador tiene que suministrar.

Por recomendación con el fabricante, el regulador que se adapta a nuestras condiciones, es el siguiente:

Regulador de presión Mca. Fisher Mod. S-102 con conexión de 1" dia. , Orificio de 1/4 " dia. Parte 1E984027052. Rango a regular 5-1/2 " a 8-1/2" c.a. . Presión de entrada 5 Psig.

4.11.3 SISTEMA DE SEGURIDAD

El horno se apagará totalmente y encenderá la alarma en caso de que se presente una o varias de las siguientes condiciones:

- Falla de corriente eléctrica en el motor de combustión.
- Falla de succión de aire, es decir, si el ventilador principal de distribución se para.
- Baja presión de gas.
- Alta presión de gas.
- Temperatura excesiva en el interior del horno.
- Si no hay presencia de llama.

Si el horno se apaga por las causas anteriores se deberá proceder a restablecer la condición normal antes de intentar volver a encender el horno.

4.11.3.1 SISTEMA DE ENCENDIDO

Para poder encender el horno primero se deberá seguir los siguientes pasos; haciendo referencia a los diagramas eléctricos E-1, E-2 y E-3.

1. Verificar voltaje de alimentación, en este caso de 220 Volts.
2. Digitar la temperatura de operación deseada (180 °C), en el control indicador digital de temperatura (CT).
3. Seleccionar en el control límite de temperatura (CLT), una temperatura límite de 40 °C más que la temperatura de operación deseada.
4. Abrir la válvula esférica en la línea principal de gas y la del piloto. La presión de entrada del gas deberá ser de (3" a 7 " c.a.) y se puede visualizar mediante el manómetro.
5. Restablecer el control de seguridad contra falla de flama (CSFF) al oprimir un botón verde localizado en el mismo control.
6. El silenciador de alarma (8PB) deberá estar en la posición de APAGADO.
7. Conectar el interruptor general (DS).
8. Encender el interruptor (1CC) "Círculo de Control" para suministrar la corriente a todos los controles. El ventilador de enfriamiento (4MTR) del tablero se encenderá,

9. Operar el ventilador de distribución de aire, el ventilador de extracción y de combustión; por medio de los botones verdes 4PB, 5PB y 6PB respectivamente.

10. Oprimir el botón verde (7PB) "Reset Limites", para cerrar los límites. Encender el silenciador de alarma.

11. Conectar el Circuito de Combustión por medio del interruptor 1SS. Posteriormente se encenderá la luz que indica "Detección de Flama" y unos segundos más tarde la luz " Quemador Encendido".

La flama se irá alargando y acortando proporcionalmente de acuerdo a la demanda de temperatura indicada en el controlador.

4.11.3.2 SISTEMA DE APAGADO

Lo importante al parar el horno, es apagar todos los ventiladores hasta una temperatura aproximada de 60 °C, con el fin de mantener un flujo constante de aire a través de la unidad de calefacción y evitar el incremento de temperatura que podría dañar, por ejemplo, los ventiladores. La secuencia queda así:

1. Parar el Circuito de Combustión (1SS) y el silenciador de alarma (8PB).
2. Cerrar la válvula esférica en la línea principal de gas (1EV) y del piloto (2EV).
3. Parar los ventiladores una vez llegado a la temperatura de 60 °C, por medio de los botones rojos 1PB, 2PB y 3PB.
4. Desconectar el interruptor termomagnético del Circuito de Control, y el del Interruptor General.

4.11.4 SECUENCIA DE CONTROL AUTOMATICO

En el diagrama eléctrico E-3 se indica la secuencia de control, que a continuación se describe:

Antes que nada todos los ventiladores deben estar funcionando, por lo que 1M, 2M, 3M deben estar cerrados para dar inicio la secuencia.

1. El CLT es normalmente cerrado y cuando hay exceso de temperatura se abre.

2. El Interruptor de Seguridad contra falla de succión de Aire (ISA) cierra el circuito indicando que el ventilador está succionando aire. Si están apagados los ventiladores, éste interruptor permanecerá abierto sin poder cerrar el circuito y por lo tanto el proceso de combustión no podrá ser llevado a cabo.

3. El Interruptor de Baja Presión (IBP) cierra el circuito indicando que hay gas en la Línea principal. Si no hay gas no cerrará el interruptor y será interrumpido el proceso de combustión. Este interruptor es normalmente abierto.

4. El Interruptor de Alta Presión (IAP) siempre estará cerrado dejando pasar la corriente eléctrica. Si el gas tiene una presión alta se abrirá el interruptor impidiendo que continúe la secuencia.

El 2, 3, 4 se conectan en serie y las tres dejan pasar la corriente eléctrica al C.S.F.F. cualquiera de las tres que falle, la secuencia será cancelada.

5. Una vez que el CSFF recibe la señal (corriente eléctrica) de que todos los límites están cerrados, entonces procede a abrir la válvula solenoide (1PV) del piloto de gas.

6. El CSFF energiza el Transformador (1IT) para convertir de 110V a 6000V, y generar la chispa en la bujía e iniciar la ignición.

7. Se detecta la flama en la varilla detectora (1VD), ésta a su vez envía una señal al CSFF.

En caso de que exista algún problema en la ignición del piloto, se encenderá la alarma (1A), por lo que habrá que oprimir manualmente el reset del CSFF y volverá a iniciar los pasos 5, 6, 7 automáticamente. Si no hay ningún problema continuará con los siguientes pasos.

8. El CSFF desenergiza el Transformador.

9. El CSFF envía la señal a la válvula de seguridad automática (1VS) para que deje el paso libre de gas en la línea principal .

10. La válvula automática energiza una bobina (2CR) y por medio de un contactor dejará pasar la corriente que envía el Controlador de Temperatura (CT) al actuador (1CM), de esta manera se inicia el sistema de regulación de temperatura por medio del CT. El actuador se calibra para que a cierta corriente abra o cierre un determinado ángulo.

CAPITULO V

COSTO APROXIMADO DEL HORNO

Para la estimación del costo del horno es necesario desglosar todos y cada uno de los conceptos que involucran un gasto, tales como los costos de los materiales, mano de obra y algunos otros gastos de indirectos de la fabricación del horno.

Con el fin de definir en que forma se debe de disponer del presupuesto, se ha dividido el desglose en varios grupos que son :

- 5.1 Construcción metálica.
- 5.2 Aislantes.
- 5.3 Sistema de combustión.
- 5.4 Sistema de regulación de temperatura.
- 5.5 Sistema de distribución de aire.
- 5.6 Sistema de extracción de aire.
- 5.7 Mano de Obra.

Los precios que aquí aparecen son al mes de Abril de 1996 para materiales y en la mano de obra se utilizan los salarios mínimos profesionales que rigen a la fecha. Se hace mención al respecto, ya que para efectos de evaluación del costo del horno, es conveniente tomarlo en consideración, pues dentro de los materiales que se han seleccionado, existen algunos de fabricación extranjera y su costo es elevado, así como su tiempo de entrega.

5.1 CONSTRUCCION METALICA

Con ayuda de los planos se obtiene la cantidad aproximada de lámina para paneles, refuerzos y acero estructural.

DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO \$	PRECIO TOTAL \$
Lámina rolado en frío cal. 20 (kg)	1,955	6.50	12,707.50
Lámina rolado en frío cal. 18 (kg)	135	6.50	877.50
Lámina rolado en frío cal. 10 (kg)	1,000	6.50	6,500.00
Acero estructural Vigueta "I" de 4" (kg)	890	4.48	3,987.20
Lámina antiderrapante cal.12 (kg.)	180	7.00	1,260.00
Escalera tipo marina	2	310.00	620.00
Barandales			1,200.00
Pintura de Aluminio Alta Temperatura (Its.)	36	60.00	2,160.00
Soldadura, tornillería y otros			5,000.00

			\$ 34,312.20

5.2 AISLANTES TERMICOS

El número de rollos se calcula del volumen total de aislante en los paneles dividido entre el volumen de cada rollo de fibra de vidrio SR-26.

DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Rollo de fibra de vidrio SR-26 de 51 mm.	22	178.75	3,932.50
Rollo de Fibra cerámica 51 x 610 x 7620 mm.	5.5	821.00	4,515.50

			\$ 8,448.00

5.3 SISTEMA DE COMBUSTION.

Con los diagramas eléctricos E-1, E-2, E-3 y el diagrama de tren de válvulas T-1 obtenemos los siguientes componentes:

DESCRIPCIÓN	CANT.	USD. ¹	PRECIO TOTAL \$
Quemador Mod. 80-AH Mca. Eclipse, con piloto de ignición eléctrico y accesorios para trabajar con gas L.P. capacidad nominal 800,000 Btu/h (Incluye ventilador)	1	1,285	9,496.15
Válvula de mariposa Mca. Eclipse para gas de 1" dia. Mod. 4 BV - AR para acoplar a actuador.	1	62	458.18
Interruptor Límite de baja presión para gas Mca. Datagage mod. VA4-1C	1		890.00
Interruptor Límite de alta presión para gas Mca. Datagage mod. A4-1B	1		1008.00
Válvula de seguridad automática Mca. Eclipse Cat. 504 - MV - IS de 1" dia.	1	973	7,190.47
Válvula esférica Mca. Worcester de 1 - 1/2 " dia. Fig. 4211T	1		376.00
Manómetro de baja presión Mca. Metron de 20 onzas	1		265.00
Válvula de bronce para manómetro de 1/4 " dia.	1		46.00
Control de seguridad contra falla de flama mca. Honeywell	1	245	1,810.55
Varilla detectora de flama Mod. FRS - A - 6	1	50	369.50
Transformador de ignición Mca. ESA de 110 V. a 6,000 V.	1	78	576.42
Línea de piloto			
Válvula solenoide para gas Mca. Asco de 3/8" dia. Mod. 8210C93	1		944.70
Válvula esférica de bronce Mca. Worcester de 1/2 " dia.	1		117.90
Línea de aire para combustión			
Ventilador Jaula de ardilla, incluido en el quemador	1		
Motor Mca. Asea de 1/2 H.P., 2 Polos, 3460 r.p.m. para 220/440 V, 3F, 60 Cy.	1		615.00
Contactador Mca. Telemecanique Cat. LC1-D0910	1		216.00
Relevador de protección Térmica Cat. LR2-D1307	1		245.00

			\$ 24,624.87

¹ El tipo de cambio al mes de abril de 1996 es 7.39 \$/USD

5.4 SISTEMA DE REGULACION DE TEMPERATURA

Con el diagrama eléctrico obtenemos el control de temperatura:

DESCRIPCIÓN	CANT.	USD	PRECIO TOTAL
Control programador de Temperatura Digital Mca. Partlow Mic-2000 Configuración. 2130101	1	583	4,308.37
Termopar "J" cal. 20 con forro de acero inoxidable de Hierro-Constantano rango de 0 a 760 °C. 3/16 " x 1 mts	1		64.00
Control de temperatura límite mca. Robertshaw tipo B-10 para un rango de 50 a 300 °C	1		195.00
Actuador Mca. Honeywell Mod. M7284-A-1004 para 110 V, 60 Cy.	1	334	2,468.26

			\$ 7,035.63

5.5 SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE

DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO TOTAL
Ventilador centrifugo con aspas inclinadas hacia atrás Mca. Armme Chicago Diseño 10, tamaño 22 1/4, Entrada Sencilla , Clase I, Arreglo 9. Para una Temperatura Máxima de 250 °C. Incluye base y transmisión.	1	14,600.00
Motor Mca. Siemens de 3 H.P., 4 polos, 1730 r.p.m. para 220/440 V. 3 F, 60 Cy.	1	880.00
Contactador magnético Mca. Telemecanique Cat. LC1-D1210	1	278.80
Relevador de sobrecarga Cat. LR2-D1314	1	245.18

		\$ 16,003.98

5.6 SISTEMA DE EXTRACCION DE AIRE

DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO TOTAL
Ventilador centrífugo con aspas inclinadas hacia atrás Mca. Amme Chicago Diseño 10, tamaño 12 1/4, Entrada Sencilla, Clase I, Arregio 3. Para una Temperatura Máxima de 200 °C. Incluye base y transmisión.	1	6,900.00
Motor Mca. Asea de 1/2 H.P., 2 Polos, 3480 r.p.m. para 220/440 V, 3F, 60 Cy.	1	615.00
Contacto Mca. Telemecanique Cat. LC1-D0910	1	216.00
Relé de protección Térmica Cat. LR2-D1307	1	245.00

		\$ 7,976.00

5.7 EQUIPO ELECTRICO EN GENERAL

DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO UNIT.	PRECIO TOTAL
Fusible Mca. Weber para 2 Amps. tensión máxima 500 V.	2	9.00	18.00
Fusible Mca. Weber para 6 Amps. tensión máxima 500 V.	1	9.00	9.00
Interruptor de presión c/resorte Mca. Square'D un polo doble tiro (1 na + 1 nc) sin brazo MOD. 9007-AO2	1	197.55	197.55
Balastro de encendido instantáneo Slim-Line de 1x21 W. Mca. Sola-Basic con lámpara fluorescente de 60 cm. de longitud	1	82.00	82.00
Interruptor termomagnético Square'D de 3x60 Amps. Cat. FAL-36070 Tensión máxima de 600 v.c.a.	1	3,495.00	3,495.00
Transformador de voltaje para 220V. a 110V. 60 c. de 500 v.a.	1	750.00	750.00
Transformador de voltaje para 220V. a 110V. 60 c. de 50 v.a.	1	210.00	210.00
Disyuntor magnetotérmico Mca. Telemecanique cat. GB2-CB10	1	96.00	96.00
Disyuntor magnetotérmico Mca. Telemecanique cat. GB2-CB07	1	96.00	96.00
Lámpara indicadora Mca. Telemecanique color rojo cat. XB2-BV64 con foco	10	100.90	1,009.00
Botón pulsador Mca. Telemecanique color rojo Cat. XB2-BA42 (n.c.)	3	80.00	240.00
Botón pulsador Mca. Telemecanique color verde Cat. XB2-BA31 (n.a.)	5	80.00	400.00

Switch de seguridad contra falla de succión Mca. Dry-sys Mod. 955-R	1	890.00	890.00
Unidad de mando de 2 posiciones Mca. Telemecanique color negro Mod. XB2-BJ21(NA) completo	1	90.20	90.20
Ventilador mca. Crouzet mod. V-113 12 watts 2600 r.p.m.	1	130.00	130.00
Relevador magnético Mca. Potter&Brumfield mod. KRPA-14AG-120 con bobina para 110 V. 60 cy. base para 11 pinos.	1	95.00	95.00
Relevador magnético Mca. Potter&Brumfield mod. KRPA-11AG-120 con bobina para 110 V. 60 cy. base para 8 pinos.	2	70.00	140.00
Alarma Mca. ESA Mod. A1 para 110 V. 60 cy.	1	190.00	190.00
Cableado en general			1,500.00
Tubos conduit y accesorios en general			800.00
			\$10,437.75

5.8 MANO DE OBRA

Consultando con un Ingeniero en Tiempos y Movimientos de una compañía² mexicana especialista en hornos, obtenemos las horas de fabricación en cada uno de los trabajos a realizar:

ACTIVIDAD	HORAS DE TRABAJO
Estructura del Horno.	50
Estructura para soporte elevado.	80
Armado de Paneles con aislamiento	240
Ensamble de paneles a la estructura	15
Ductería	25
Puerta para mantenimiento	8
Cámara de combustión.	70
Equipo Mecánico	10
Equipo de combustión con Tren de válvulas	13
Tablero de control	30
Pintura interior y exterior	50
Instalación del tablero al horno	15
Arranque y pruebas	80

Total Hrs.	688

² Constructora de Aparatos Industriales S.A. de C.V.

Cada actividad está dada para la intervención de 2 personas. Para terminar más rápido el horno, se puede contratar dos personas más, por lo tanto el tiempo aproximado de fabricación será: $686 / 2 = 343$ hrs. (42 días laborables)

Con el objeto de obtener el costo aproximado de la mano de obra, se multiplica el total de horas a pagar por el precio por hora que, en este caso, será un poco mayor al salario mínimo diario a la fecha, cubriendo así el valor de la gente más capacitada en donde así se requiera :

Cantidad a pagar = 686×2 hrs de sueldo $\times 5.60$ \$ / hr = \$ 7,683.20

Los gastos indirectos³ de fabricación son = 19.75 \$ / h

Gastos indirectos = 343 hrs de fabricación en planta $\times 19.75$ \$ / h = \$ 6,774.25

RESUMEN

CONCEPTO	TOTAL
Construcción Metálica.	\$ 34,312.20
Aislantes.	\$ 8,448.00
Sistema de Combustión.	\$ 24,624.87
Sistema de Regulación de Temperatura.	\$ 7,035.63
Sistema de Distribución de Aire.	\$ 16,003.98
Sistema de Extracción de Aire.	\$ 7,978.00
Equipo eléctrico en general	\$ 10,437.75

Subtotal	\$ 108,838.43
Mano de Obra Directa de Fabricación:	\$ 7,683.20
Gastos Indirectos.	\$ 6,774.25

Costo Total del Proyecto	\$ 123,295.88

Evidentemente el costo calculado es una aproximación y es necesario tomar en cuenta la inflación de precios y aumento de salarios.

³ Dato obtenido de la compañía Constructora de Aparatos Industriales, S.A. de C.V.

CONCLUSIONES

A lo largo del presente trabajo se han dado a conocer los principios teóricos como base para el diseño del horno de convección forzada, así como los distintos tipos de hornos que existen en la industria.

Se considera que la importancia que tiene este trabajo de tesis, es realizar una integración de los diferentes conceptos de la Ingeniería y aplicarlos de una manera sencilla y práctica al diseño de un horno.

El gabinete empleado en el diseño del horno, es solamente para ejemplificar el cálculo, no obstante no deja de ser importante, principalmente cuando es de mayor tamaño o más pesado.

Desde el punto de vista ecológico, la utilización de los recubrimientos en polvo es lo más recomendable así como utilizar gas natural o gas L.P. como combustible.

La utilización de los recubrimientos en polvo, toma mayor importancia en la actualidad, como una forma de reducir costos y que como recomendación se deben utilizar para evitar el envío de solventes al medio ambiente.

Sin el manejo de pinturas con solventes, el diseño del horno se vuelve más fácil y por consecuencia el costo del horno es más barato en los siguientes aspectos:

- La cantidad de aire a extraer es mínima, y por lo tanto la capacidad del motor es menor.
- No se requiere de un ventilador para purgar la atmósfera del horno.
- Los ventiladores son de construcción normal, es decir no deben ser a prueba de chispas.
- No se requiere de equipo eléctrico a prueba de explosión.

En cuanto al ahorro térmico, si no queremos tener fugas de calor, debemos hacer una buena selección de los aislantes; así como su correcta instalación en los paneles y sellando con asbesto las uniones de los paneles a la estructura principal.

Por otro lado la mejor opción que recomiendo es que el horno sea elevado por las siguientes razones:

- No se requiere de ventiladores para el sello de aire tanto en la entrada como en la salida.
- Con referencia al punto anterior, los sellos de aire implica tener que calentar más aire fresco y por lo tanto el tamaño de quemador a instalar es el 120-AH, de acuerdo a la tabla 4-3.

Con los dos puntos anteriores se tiene los siguientes ahorros:

- Económico: no es necesario comprar 2 ventiladores completos y evita a su vez su mantenimiento periódico.
- Energía Eléctrica: no se consume la energía eléctrica de los ventiladores para el sello de aire.
- Combustible: se requiere de menos consumo de gas L.P. con el quemador 80-AH.

La selección del quemador AH es la más eficiente porque puede trabajar a menores capacidades sin tener que quemar gas innecesario.

El costo inicial será un poco elevado pero a largo plazo y con un mantenimiento preventivo constante, el ahorro obtenido conducirá a la empresa a que sea más competitiva.

Podría pensarse que no es una buena inversión fabricar el horno para este tipo de gabinetes, pero si pensamos en hornear partes para automóvil y microbuses, la inversión valdría la pena si se incrementara la demanda de éstos vehículos en el mercado.

Como sugerencia, al realizar el cálculo para cualquier horno, siempre hay que pensar en una futura ampliación para evitar nuevas inversiones innecesarias. Por ejemplo este diseño podrá aumentar su producción con tan solo incrementar la temperatura de 180 a 200 °C, entonces el tiempo de horneado bajaría de 12 minutos a 7 minutos y por lo tanto la velocidad del transportador será más rápido.

Este horno de baja temperatura es la combinación de aire acondicionado con el calentamiento del aire.

Cuando el horno se pone en funcionamiento, el sistema de distribución de aire debe vencer la presión estática en frío, pero conforme se calienta el aire, las condiciones actuales varían favorablemente.

El tren de válvulas debe ser instalado sin fuga alguna de gas, por lo que un técnico en instalaciones de gas tiene que llevar a cabo su conexión. Antes de arrancar el horno es necesario verificar todas las uniones de la tubería, para certificar que no existe fuga alguna.

Para la construcción metálica no será necesario contar con máquinas herramientas precisa, excepto los paneles que deben ser cortados, doblados y ensamblados por una persona especializada en esta actividad. Si no se cuenta con una Cizalla y una Dobladora, el cortado y el doblado se puede maquilar en talleres que cuenten con este equipo, con tan solo enviar planos con tolerancias y las láminas.

Los comentarios anteriores así como el desarrollo del horno, permiten considerar que la construcción de este tipo y otros diseños de hornos en México continúe avanzando, ya que la disponibilidad de los materiales y equipos, mano de obra barata y tecnología permiten que muchos equipos están a precio y calidad muy cercanos a los fabricados en el extranjero, trayendo como finalidad fuentes de trabajo así como el desarrollo en la Industria Mexicana de Fabricación de Equipos Térmicos y Procesos de Acabado.

BIBLIOGRAFIA

B.V. Karlekar y R.M. Desmond. Transferencia de Calor. Editorial Interamericana. México D.F. , 1985. Pág. 1-36.

Kutz, Myer. Enciclopedia de la Mecánica Ingeniería y Técnica. Editorial Oceano/Centrum. España, Barcelona 1990. Tomo 6. Pag. 1498 - 1538.

Handbook of Air Conditioning System Design. Carrier. Editorial McGraw-Hill. Estados Unidos de América, 1965. Pág. 2-17 a 2-63.

Hornos Industriales, IDAE, Manuales Técnicos y de Instrucción para Conservación de la energía. España. Tomo II.

Heat Processing Technology. Manual avalado por American Society For Metals (ASM), Industrial Heating Equipment Association (IHEA) , Metals Engineering Institute (MEI) y desarrollado por Ingenieros de compañías como Maxon Corporation, Eclipse, Inc. y North American Manufacturing Company.

Industrial Ventilation (A Manual of Recommended Practice), American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 13th edition.

Manual de Combustión, Eclipse, Inc.

REFERENCIAS

1. Heat Processing Technology. Part 5. Advanced Heat Transfer Principles. p. 5
2. Eduardo Hernández Goribar. Calefacción, Aire Acondicionado y Refrigeración. Editorial Limusa. Tomo I. p-167.
3. Industrial Ventilation. American Conference of Governmental Industrial Hygienist, 13 th edition. p. 1
4. Westinghouse Industrial Fans. Catálogo Industrial. p. 7
5. Catálogo de Selección Arme Chicago. Ventiladores Centrifugos de Alabes Inclinadas hacia atras- Aerodinámicas. Boletín A-109. p. 6
6. Torrington. Engineering Data. p. 12
7. Tippons. Física. Editorial McGraw-Hill. 3a. Edición. p. 331
8. Combustibles y su Combustión. Manuales Técnicos y de Instrucción para Conservación de Energía. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. p-47 .
9. Combustibles y su Combustión. Manuales Técnicos y de Instrucción para Conservación de Energía. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. p-51 .
10. Eclipse, Inc. . Manual de Combustión. p. 3.1 y 3.2
11. Heat Processing Technology. Part 3. Heat Balance and Efficiency Calculations. p. 3-2.
12. Heat Processing Technology. Part 6. Ovens and Furnaces. p. 6-7

13. National Fire Protection Association . NFPA 86A. Boston, Massachusetts.
p. 50

14. National Fire Protection Association . NFPA 86A. Boston, Massachusetts.
p. 94

15. Constructora de Aparatos Industriales, S.A. de C.V. . Lineamientos de Diseño.

16. B.V. Karlekar y R.M. Desmond. Transferencia de Calor. Editorial Interamericana. México D.F. ,1985. p. 142.

17. Handbook of Air Conditioning System Design. Carrier. Editorial McGraw-Hill.
Estados Unidos de América, 1965. p. 2-33

18. Industrial Ventilation. American Conference of Governmental Industrial Hygienist, 13 th edition. p. 6-26, 6-28, 6-29 y 6-12.

ANEXO A

LEYES DE LOS VENTILADORES

Un sistema consiste en un ventilador con ductería conectada a la descarga o succión o en ambos. El ventilador es el componente en un sistema que provee energía al flujo de aire para vencer la resistencia de los componentes del sistema.

El comportamiento de los ventiladores ya sea centrífugos o axiales siguen ciertas leyes. Las cuales son de gran uso para predecir el efecto sobre el comportamiento del ventilador con cambios en las condiciones de operación, el servicio requerido en la instalación o el tamaño del ventilador.

El comportamiento de una serie de ventiladores geoméricamente similares puede ser calculado por el comportamiento del más pequeño.

En la tabla A-1 se enlistan algunas de las Leyes de los Ventiladores de acuerdo al cambio que sufre en sus condiciones de diseño.

Los ventiladores centrífugos básicamente descargan volúmenes de aire constantes, dada una velocidad de giro constante. Estos ventiladores descargan el mismo volumen de aire aunque la densidad cambie.

Por lo tanto, si la densidad del aire es reducida por la temperatura, presión o ambos, el ventilador descargará un menor peso de flujo de aire, aún cuando el volumen de aire medido no haya cambiado.

En las tablas A-2, A-3 y A-4 se indica el efecto de la presión, de la altitud y de la temperatura sobre la densidad respectivamente.

Condiciones constantes	Variable	La ecuación ¹ es:
Diámetro	Velocidad de giro (n)	$FA_2 = FA_1 \frac{n_2}{n_1}$
Sistema		$p_2 = p_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$
Densidad (ρ)		$HP_2 = HP_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3$
Volumen de aire	Densidad (ρ)	$p_2 = p_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$
Velocidad de giro		$HP_2 = HP_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$
Peso del aire	Densidad (ρ)	$FA_2 = FA_1 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)$
		$n_2 = n_1 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)$
		$p_2 = p_1 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)$
		$HP_2 = HP_1 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^2$

Tabla A-1 Leyes de los ventiladores (Ref. 1)

donde: n = Velocidad de giro del ventilador en revoluciones por minuto
 FA= Volumen de aire en pies cúbicos por minuto
 p = Presión en pulgadas columna agua.
 HP = Potencia
 ρ = Densidad del aire en lbs/pie³

¹ El subíndice 1 significa condición 1 y el subíndice 2 significa condición 2.

Presión Manométrica Psig	Presión Absoluta Psia	Densidad Lb/ pie ³
0	14.7	0.07500
1	15.7	0.08010
2	16.7	0.08520
3	17.7	0.09031
4	18.7	0.09541
5	19.7	0.10051
10	24.7	0.12602
15	29.7	0.15153
20	34.7	0.17704
25	39.7	0.20255
30	44.7	0.22806
35	49.7	0.25357
40	54.7	0.27908
45	59.7	0.30459
50	64.7	0.33010
60	74.7	0.38112
70	84.7	0.43214
80	94.7	0.48316
90	104.7	0.53418
100	114.7	0.58520
125	139.7	0.7126

Tabla A-2 Efecto de la presión en el aire (Ref. 2). Aire seco a 70 °F y al nivel del mar.

Altitud Pies	Presión Barométrica pulg. c. Hg.	Presión Absoluta Psia	Densidad Lb/ pie ³
0	29.92	14.7	0.07500
500	29.38	14.4	0.07365
1000	28.86	14.2	0.07234
1500	28.33	13.9	0.07101
2000	27.82	13.7	0.06974
2500	27.31	13.4	0.06846
3000	26.81	13.2	0.06720
3500	26.32	12.9	0.06598
4000	25.84	12.7	0.06477
4500	25.36	12.5	0.06357
5000	24.89	12.2	0.06239
5500	24.43	12.0	0.06124
6000	23.98	11.8	0.06011
6500	23.53	11.6	0.05898
7000	23.09	11.3	0.05788
7500	22.65	11.1	0.05678
8000	22.22	10.9	0.05570
8500	21.80	10.7	0.05465
9000	21.38	10.5	0.05359
9500	20.98	10.3	0.05259
10000	20.58	10.1	0.05159

Tabla A-3 Efecto de la altitud en el aire (Ref.2) Aire seco a 70 °F y al nivel del mar.

Temp. °F	Relación Temp. Absoluta ²	Densidad Lb/ pie ³	Temp. °F	Relación Temp. Absoluta	Densidad Lb/ pie ³
-60	.7547	.09938	240	1.321	.05679
-40	.7925	.09464	250	1.340	.05599
-30	.8113	.09244	260	1.358	.05521
-20	.8302	.09034	270	1.377	.05445
-10	.8491	.08833	280	1.396	.05372
0	.8679	.08841	290	1.415	.05300
20	.9057	.08281	300	1.434	.05230
40	.9434	.07950	310	1.453	.05162
60	.9811	.07644	320	1.472	.05096
70	1.000	.07500	330	1.491	.05032
80	1.019	.07381	340	1.509	.04969
90	1.038	.07227	350	1.528	.04907
100	1.057	.07098	360	1.547	.04848
110	1.075	.06974	370	1.566	.04789
120	1.094	.06853	380	1.585	.04732
130	1.113	.06737	390	1.604	.04676
140	1.132	.06624	400	1.623	.04622
150	1.151	.06516	410	1.642	.04569
160	1.170	.06411	420	1.660	.04517
170	1.189	.06310	430	1.679	.04466
180	1.208	.06211	440	1.698	.04417
190	1.228	.06115	450	1.717	.04368
200	1.245	.06023	460	1.736	.04321
210	1.264	.05933	470	1.755	.04274
220	1.283	.05846	480	1.774	.04229
230	1.302	.05761	490	1.792	.04184

Tabla A-4 Efecto de la Temperatura sobre el aire . Aire seco a 70 °F y al nivel del mar. (Ref. 2)

² Se obtiene de la ecuación 1.14

REFERENCIAS

1. TORRINGTON, Datos de Ingeniería. p. 9.
2. ECLIPSE, INC., Manual de Combustión p. 2.3 y 2.4

ANEXO B

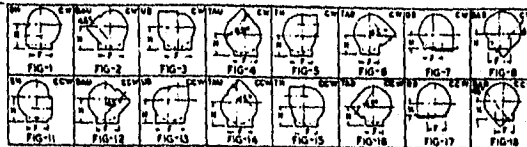
DATOS DE VENTILADORES ARMME-CHICAGO



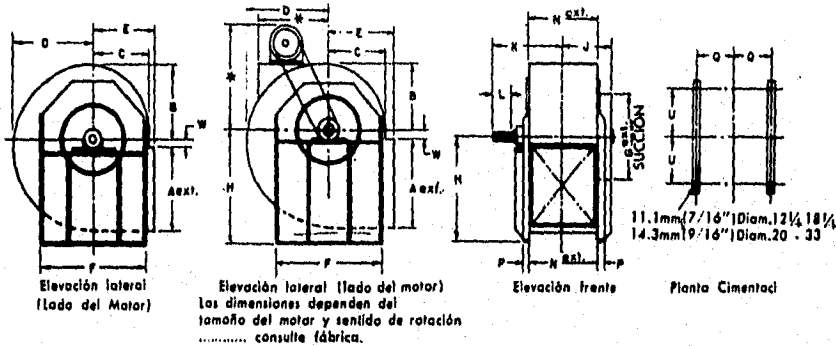
ARREGLO 3 Y 3T ENVOLVENTE AJUSTABLE

CLASES 1, 2 Y 3

**TAMAÑOS
12 1/2 A 33**



POSICIONES DE DESCARGA Y SENTIDOS DE ROTACION (VISTO DESDE EL LADO DEL MOTOR)



DIMENSIONES EN PULGADAS (1 Pulgada = 25.4 mm)

TAM.	Diam. Rotor	FLECHA				CUBERO				ES	ED	B	C	D	E	F	G	H
		ES	ED	ES	ED	ES	ED	ES	ED									
12 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2
15	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4
18	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
20	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4
24	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
27	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
30	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4
33	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4

TAM.	ES	ED	K				L				ES	ED	P	Q		U	W	
			ES	ED	ES	ED	ES	ED	ES	ED				ES	ED			
12 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2
15	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4	1 3/4
18	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
20	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4
24	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
27	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
30	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4	3 1/4
33	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4	3 3/4

No use las medidas para construir sin la certificación correspondiente.

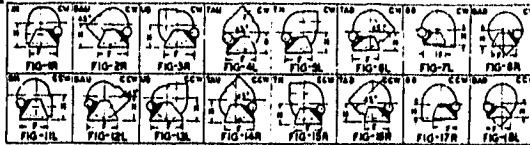


ARREGLO 9 ENVOLVENTE AJUSTABLE

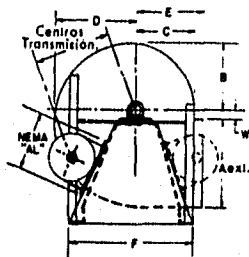
CLASES 10 - 33

DIMENSIONES

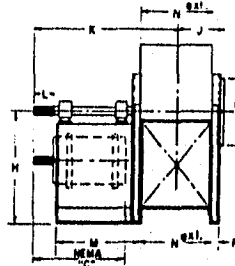
TAMAÑOS
18 1/2 a 33



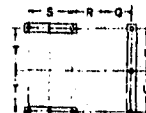
POSICIONES DE DESCARGA Y SENTIDOS DE ROTACION (VISTO DESDE EL LADO DEL MOTOR)



Elevación lateral (lado del motor)



Elevación frente



11.1mm (7/16") Diam. 12 1/2 - 18 1/2
14.3mm (9/16") Diam. 20 - 33

Planta Cimentación

DIMENSIONES EN PULGADAS (1 Pulgada 25.4 mm)

TAM.	Rotor Diam.	ELECHA		CUERNO		A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	
		CL-I	CL-II	CL-I	CL-II										CL-I	CL-II
18 1/2	19 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	17 1/4	15 1/4	12 1/4	10 1/4	14	23	20	21	11 1/4	25	26
20	21 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	19	16	13 1/4	10 1/4	15	27	21 1/4	23	11 1/4	27	28
22 1/2	24	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	21 1/4	18 1/4	15 1/4	12 1/4	17	28	24	25	12 1/4	31	31
24 1/2	26 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	24	20 1/4	16 1/4	14 1/4	18	33	27	28	13 1/4	34 1/4	34 1/4
27	29 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	26 1/4	22 1/4	18 1/4	16 1/4	20	31	29 1/4	30 1/4	15	37 1/4	37 1/4
30	32 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	28 1/4	24 1/4	20 1/4	18 1/4	22 1/4	41	31 1/4	33	16 1/4	40 1/4	41 1/4
33	35 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	32 1/4	27 1/4	22 1/4	20 1/4	24 1/4	45	36 1/4	37	17 1/4	45 1/4	46 1/4

TAM.	L		M	N	P	Q	R	S	O	U	W	Max. long. Biales (plano AL)	Max. Long. Motor (Hubs C)		Centros Transmision
	CL-I	CL-II											CL-I	CL-II	
18 1/2	4	5	12 1/4	15 1/4	1 1/4	8 1/4	11 1/4	8 1/4	11 1/4	10 1/4	1 1/4	20	15 1/4	16 1/4	16
20	4	5	14 1/4	17 1/4	2	9 1/4	12 1/4	9 1/4	13 1/4	11 1/4	1 1/4	23 1/4	16 1/4	17 1/4	17
22 1/2	5	5	16 1/4	19 1/4	2	10 1/4	13 1/4	10 1/4	14 1/4	12 1/4	1 1/4	24 1/4	19 1/4	19 1/4	18
24 1/2	5	5	18 1/4	21 1/4	2	11 1/4	14 1/4	11 1/4	15 1/4	14 1/4	1 1/4	27 1/4	21 1/4	21 1/4	20
27	5	5	19 1/4	23 1/4	2 1/4	13 1/4	15 1/4	12 1/4	17 1/4	16 1/4	2 1/4	30 1/4	22 1/4	22 1/4	21
30	5	5 1/2	22 1/4	26 1/4	2 1/4	15 1/4	17 1/4	13 1/4	19 1/4	18 1/4	2 1/4	33 1/4	24 1/4	25 1/4	24
33	5 1/2	5 1/2	25 1/4	29 1/4	2 1/4	17 1/4	19 1/4	15 1/4	21 1/4	20 1/4	2 1/4	37 1/4	27 1/4	27 1/4	26

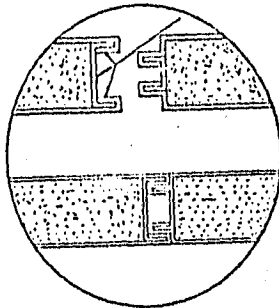
No use las medidas para construir sin la certificación correspondiente.

ANEXO C

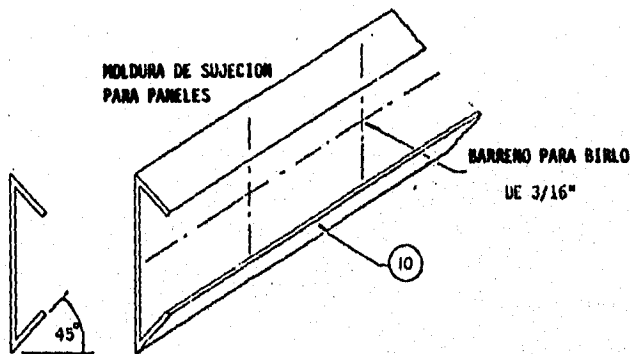
PLANOS DEL HORNO

ENSAMBLE DE PANELES

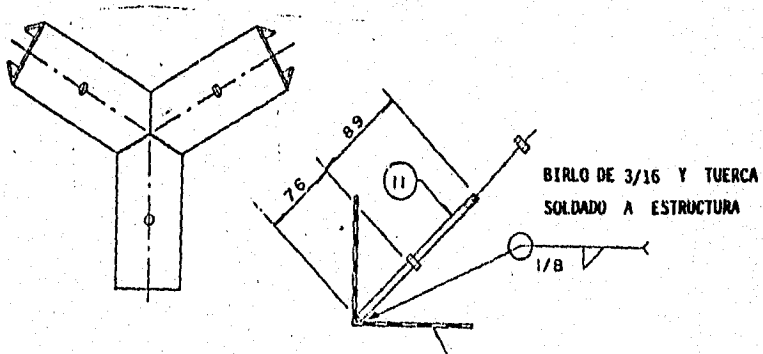
COLOCACION DE SELLADOR



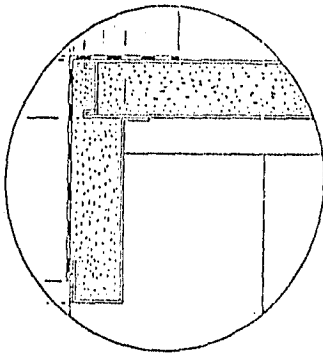
MOLDURA DE SUJECION
PARA PANELES



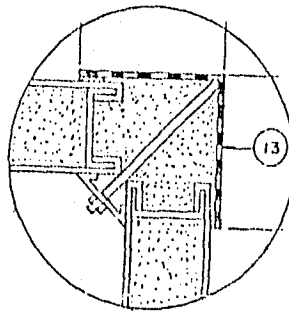
ELEMENTOS DE SUJECION DE PANELES



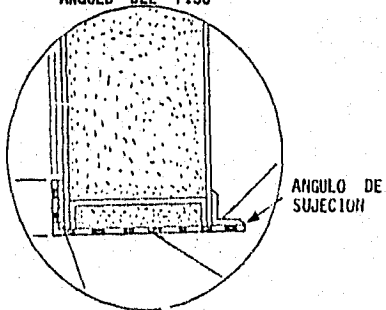
ENSAMBLE DE PAHEL
SUPERIOR FRONTAL
A ESTRUCTURA



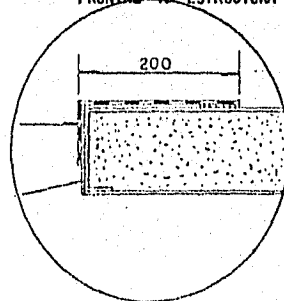
ESTRUCTURA DE PANELES
A ESTRUCTURA



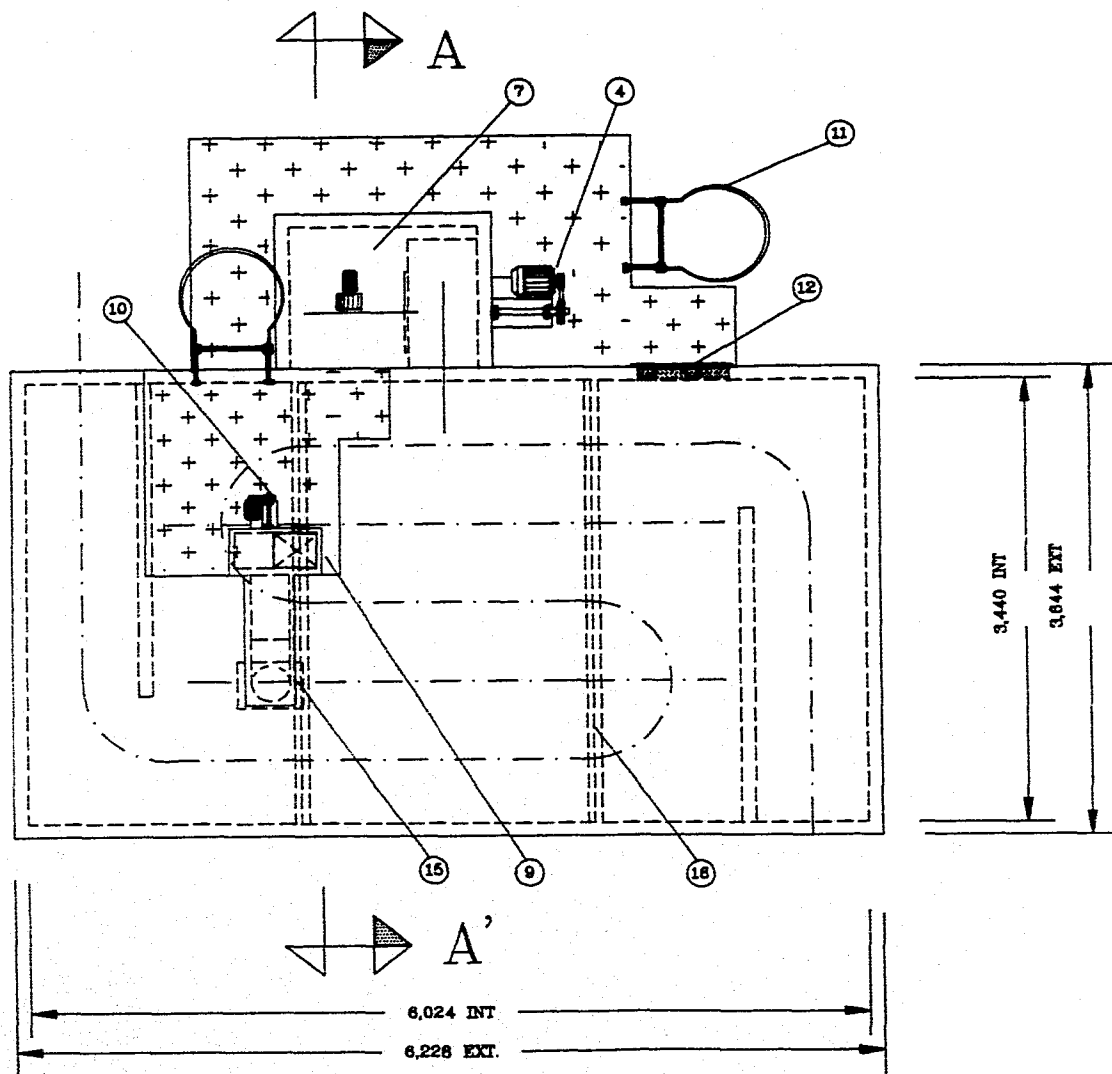
ENSAMBLE DE PAHEL AL
ANGULO DEL PISO



ENSAMBLE DE PAHEL LATERAL
FRONTAL A ESTRUCTURA



CARTON ASBESTO



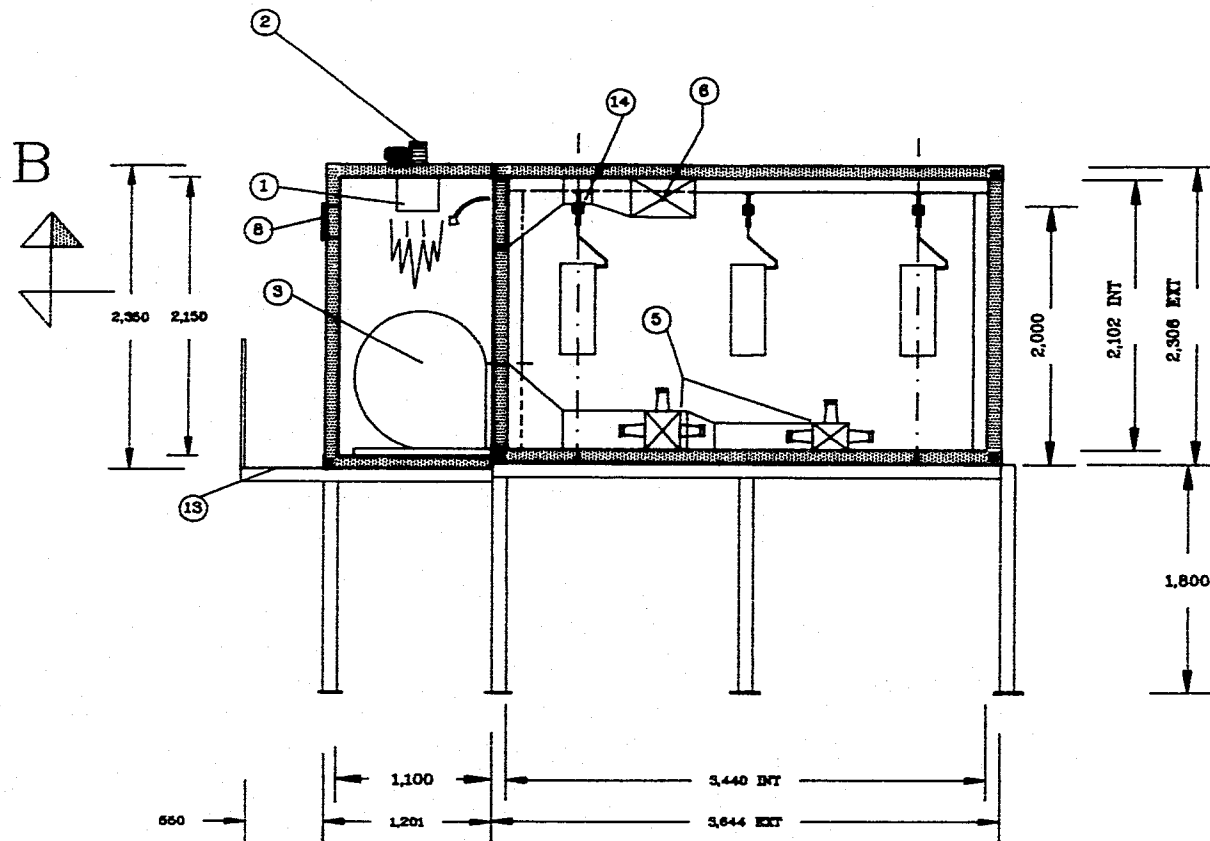
PLANTA

LISTA DE MATERIALES

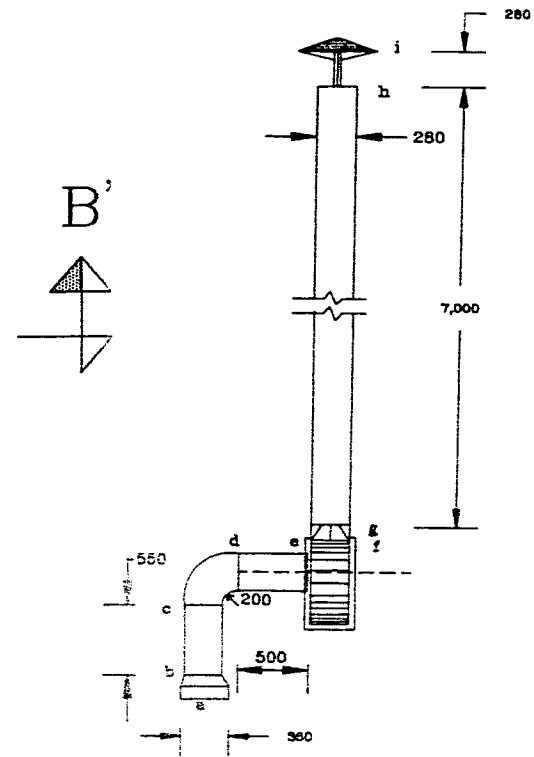
1	QUEMADOR AH Mda. ECLIPSE
2	VENTILADOR DE COMBUSTION
3	VENTILADOR PARA DISTRIBUCION DE AIRE
4	TRANSMISION PARA VENTILADOR DE DISTRIBUCION
5	DUCTO DE DISTRIBUCION DE AIRE
6	DUCTO DE RECIRCULACION DE AIRE
7	CAMARA DE COMBUSTION
8	FILTRO PARA ENTRADA DE AIRE FRESCO
9	VENTILADOR DE EXTRACCION
10	TRANSMISION DEL VENTILADOR DE EXTRACCION
11	ESCALERA TIPO MARIÑA
12	RESERVOIRIO PARA MANTENIMIENTO
13	PASELO
14	TRANSPORTADOR AEREO
15	DUCTO DE EXTRACCION
16	SOPORTE PARA TRANSPORTADOR

PROF:	J.C.R.I.	UNIVERSIDAD LA SALLE	ESC:	SIN
REV:	ING.J.S.G.	Tesis Profesional	ACOT:	MM.
DISE:	J.C.R.I.		FECHA:	15-03-93
			REGISTRO No-	P-1

HORNO PARA SECADO DE PINTURA EN POLVO

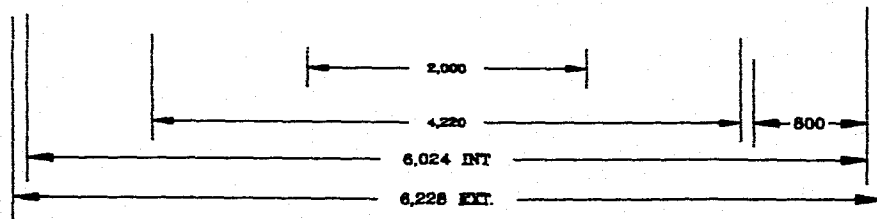
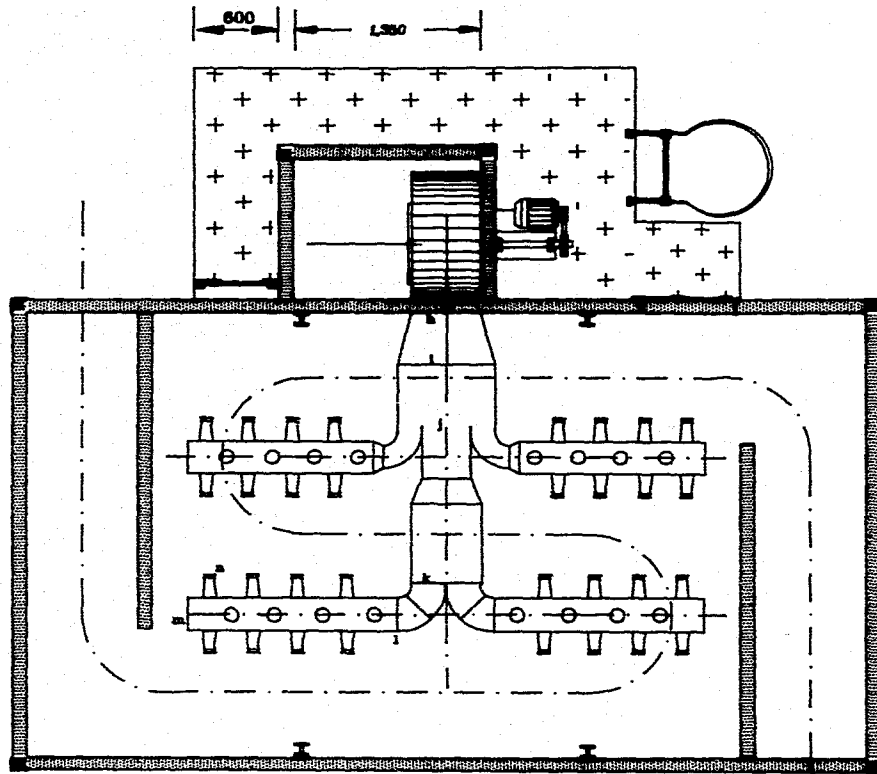


SECCION A-A'

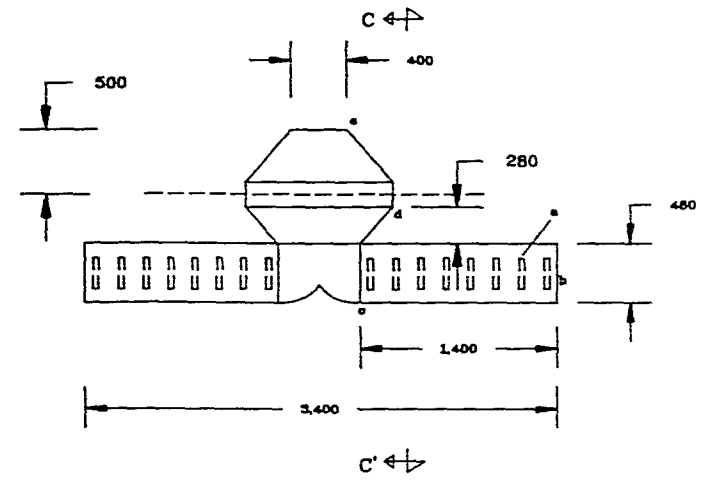


VENTILADOR DE EXTRACCION

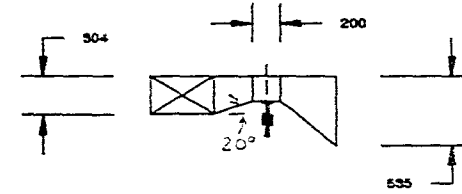
PROY: J.C.R.I.	UNIVERSIDAD LA SALLE	ESCALA: SIN
REV: ING.J.S.G.	Tesis Profesional	ACOT: MM.
DISE: J.C.R.I.	HORNO PARA SECADO DE PINTURA EN POLVO	FECHA: 15-03-93
		REGISTRO No: P-2



SECCION B-B'



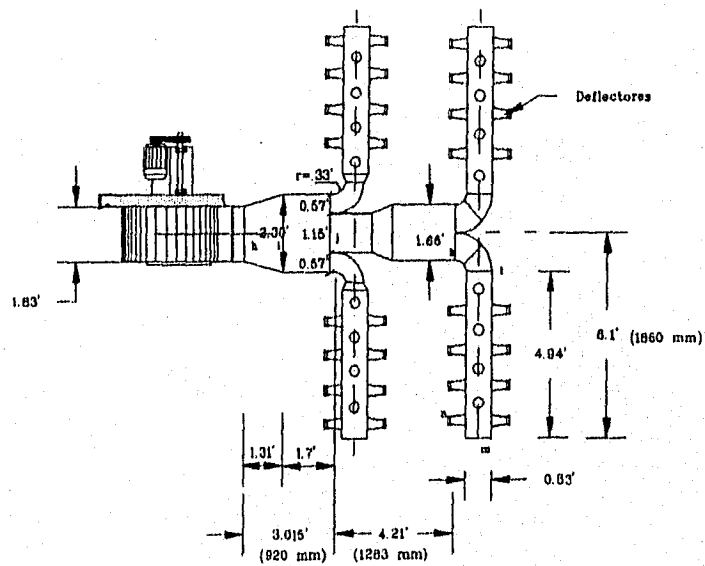
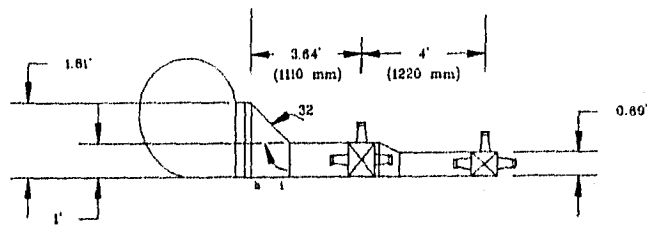
DUCTO DE RECIRCULACION



CORTE C-C'

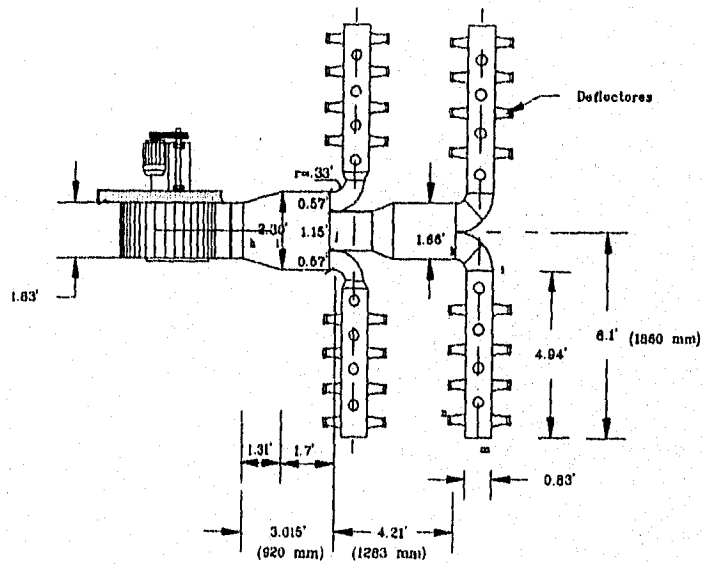
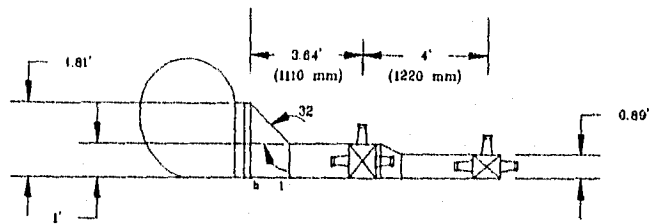
PROF: J.C.R.I. ING: J.S.G. J.C.R.I.	UNIVERSIDAD LA SALLE Tesis Profesional HORNO PARA SECADO DE PINTURA EN POLVO	ESC: SIN ACOT: MM. FECHA: 15-03-93 REGISTRO No: P-3
---	--	--

DUCTERIA DE DISTRIBUCION



UNIVERSIDAD LA SALLE		ESC. SIN
ING. J.C.R.I.	Tesis Profesional	MOD. PIE
ING. J.S.G.		FECHA 15-03-93
J.C.R.I.		REGISTRO No. P-4
HORNOS PARA SECADO DE PINTURA EN POLVO		

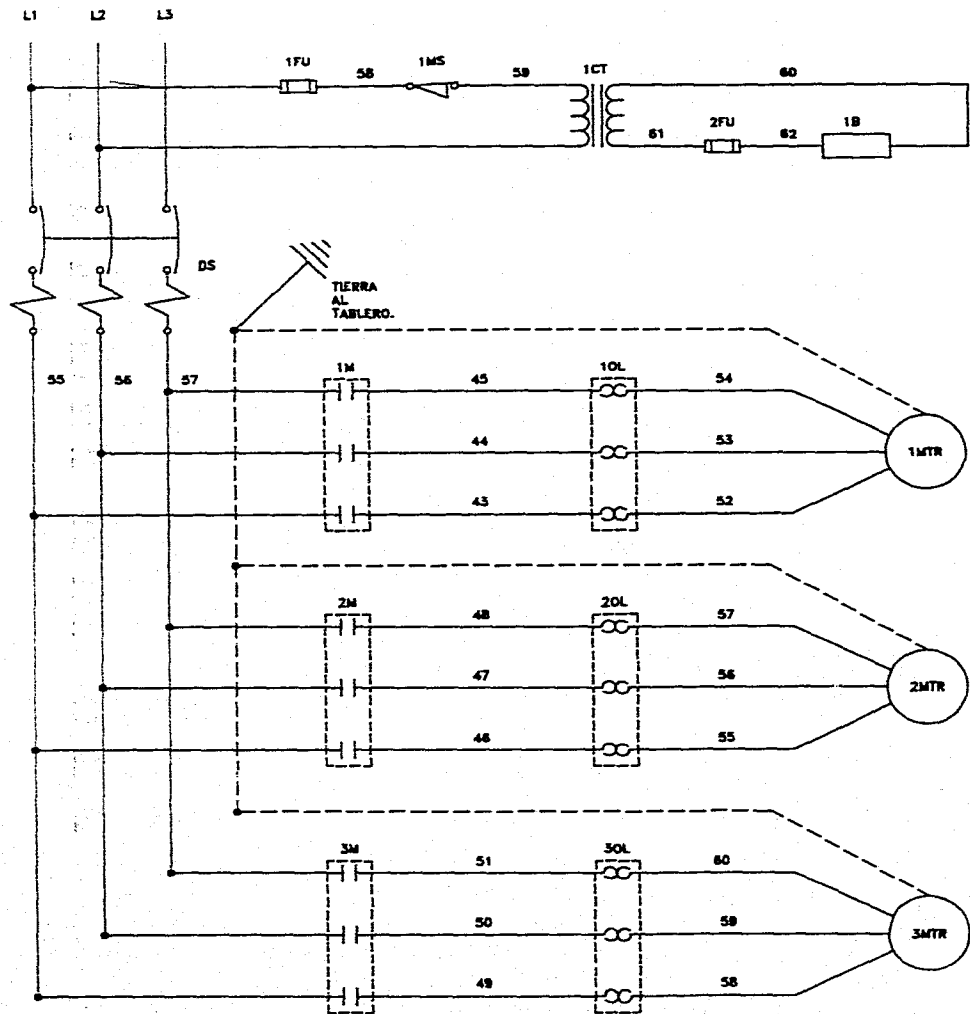
DUCTERIA DE DISTRIBUCION



PROF. J.C.R.I.	UNIVERSIDAD LA SALLE	ESC. SIN
REV. ING. J.S.G.	Tesis Profesional	ACT. PIE
FE. J.C.R.I.	HORNO PARA SECADO DE PINIURA EN POLVO	FEOM. 15-03-93
		REGISTRO No. P-4

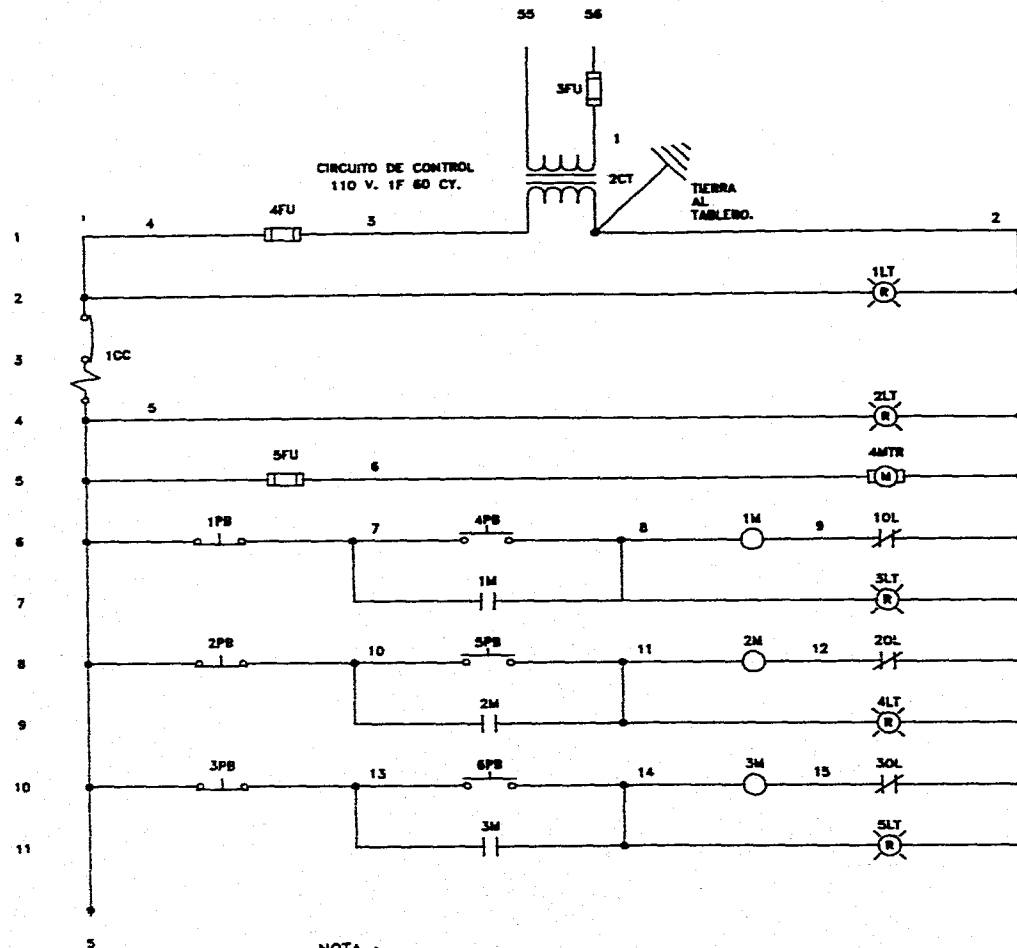
ANEXO D
DIAGRAMAS ELECTRICOS

CIRCUITO DE FUERZA
220 V. 3F. 60 CY.



- 1FU FUSIBLE MCA. WEBER PARA 2 AMPS. TENSION MAX. 500 V.
- 1MS INTERRUPTOR DE PRECISION CON RESORTE MCA. SQUARE'D UN POLO DOBLE TIRO (1NA + 1NC) TIPO 0A-2 SIN BRAZO
- 1CT TRANSFORMADOR DE VOLTAJE PARA 220 V. A 110 V. 60 CY. DE 50 V.A. (UNIVERSAL)
- 2FU FUSIBLE MCA. WEBER PARA 2 AMPS. TENSION MAX. 500 V.
- 1B BALASTRO DE ENCENDIDO INSTANTANEO SLIM-LINE DE 1 x 21 W. MCA. SOLA-BASIC CON LAMPARA FLUORESCENTE DE 60 cm. LONG.
- DS INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO MCA. SQUARE'D DE 3 X 60 AMPS. CAT. FAL-3607D TENSION MAXIMA 600 V.C.A.
- 1M CONTACTOR MAGNETICO TRIFASICO MCA. MCA. TELEMECANIQUE CAT. LC1-D083 CON BOBINA PARA VOLTAJE 110 V, 60 Cy CON CONTACTO AUXILIAR CAT. LA1-D11
- OL RELEVADOR DE SOBRECARGA MCA. TELEMECANIQUE CAT. LR1-D09314 CON REGULACION DE 7 A 10 AMPS.
- 1MTR MOTOR MCA. SIEMENS DE 3 H.P. 4POLOS, 1745 R.P.M. PARA 220/440 V. 3F. 60 CY. "VENTILADOR"
- 2M MINICONTACTOR MCA. TELEMECANIQUE CAT. LC1-EC03F CON CONTACTO AUXILIAR CAT. LA1- EN 20 (2 NA)
- 2OL RELEVADOR DE SOBRECARGA MCA. TELEMECANIQUE CAT. LR3-EC03F CON REGULACION DE 1.6-2.5 AMPS.
- 2MTR MOTOR MCA. SIEMENS DE 1/3 H.P. 4POLOS, 1725 R.P.M. PARA 220/440 V. 3F. 60 CY. "EXTRACTOR"
- 3M MINICONTACTOR MCA. TELEMECANIQUE CAT. LC1-EC03F CON CONTACTO AUXILIAR CAT. LA1- EN 20 (2 NA)
- 3OL RELEVADOR DE SOBRECARGA MCA. TELEMECANIQUE CAT. LR3-EC03F CON REGULACION DE 1.6-2.5 AMPS.
- 3MTR MOTOR MCA. ASEA DE 1/2 HP 2POLOS, 3460 R.P.M. PARA 220/440 V. 3F. 60 CY. "COMBUSTION"

PROF: J.C.R.I. REV: ING.J.S.G. J.C.R.I.	UNIVERSIDAD LA SALLE Tesis Profesional DIAGRAMA ELECTRICO PARA HORNO SECADO DE PINTURA EN POLVO	ESC: SIN ACD: SIN FECHA: 15-03-93 REGISTRO No: E-1
---	---	---



NOTA :

1LT, 2LT, 3LT, 4LT, 5LT, 6LT, 7LT, 8LT, 9LT, 10LT
LAMPARA INDICADORA MCA. TELEMECANIQUE COLOR ROJO CAT. XB2-BV64
CON FOCO INCANDESCENTE CAT. DL1CE110 PARA 110 V, 60 Cy.

1PB, 2PB, 3PB
BOTON PULSADOR MCA. TELEMECANIQUE COLOR ROJO
CAT. XB2-BA42 (NC.)

4PB, 5PB, 6PB, 7PB, 8PB
BOTON PULSADOR MCA. TELEMECANIQUE COLOR VERDE
CAT. XB2-BA31 (NA.)

3FU FUSIBLE MCA. WEBER PARA 6 AMPS. TENSION MAX. 500 V.

2CT TRANSFORMADOR DE VOLTAJE PARA 220 V. A 110 V. 60 CY.
DE 500 V.A.

4FU DISTINTOR MAGNETOTERMICO UNIPOLAR MCA. TELEMECANIQUE
CAT. CB2-CB10 PARA 5 AMPS.

1LT LAMPARA INDICADORA "LINEA"

1CC INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO MCA. SQUARE'D
CAT. QO-115 PARA 15 AMPS. "CIRCUITO DE CONTROL"

2LT LAMPARA INDICADORA "CIRCUITO DE CONTROL"

4MTR VENTILADOR MCA. CROUZET MOD. V-113 12 WATTS 2600 R.P.M.
PARA 110 V. 60 CY. TAM. 12 x 12 CMS.

5FU DISTINTOR MAGNETOTERMICO UNIPOLAR MCA. TELEMECANIQUE
CAT. CB2-CB07 PARA 2 AMPS.

1PB BOTON ROJO PARAR "VENTILADOR"

4PB BOTON VERDE ARRANCAR "VENTILADOR"

1M BOBINA DEL CONTACTOR "VENTILADOR" (7,12)

10L RELEVADOR DE SOBRECARGA REGULACION DE 7 A 10 AMPS.

3LT LAMPARA INDICADORA "VENTILADOR"

2PB BOTON ROJO PARAR "EXTRACTOR"

5PB BOTON VERDE ARRANCAR "EXTRACTOR"

2M BOBINA DEL CONTACTOR "EXTRACTOR" (9,12)

20L RELEVADOR DE SOBRECARGA REGULACION DE 1.6 A 2.5 AMPS.

4LT LAMPARA INDICADORA "EXTRACTOR"

3PB BOTON ROJO PARAR "COMBUSTION"

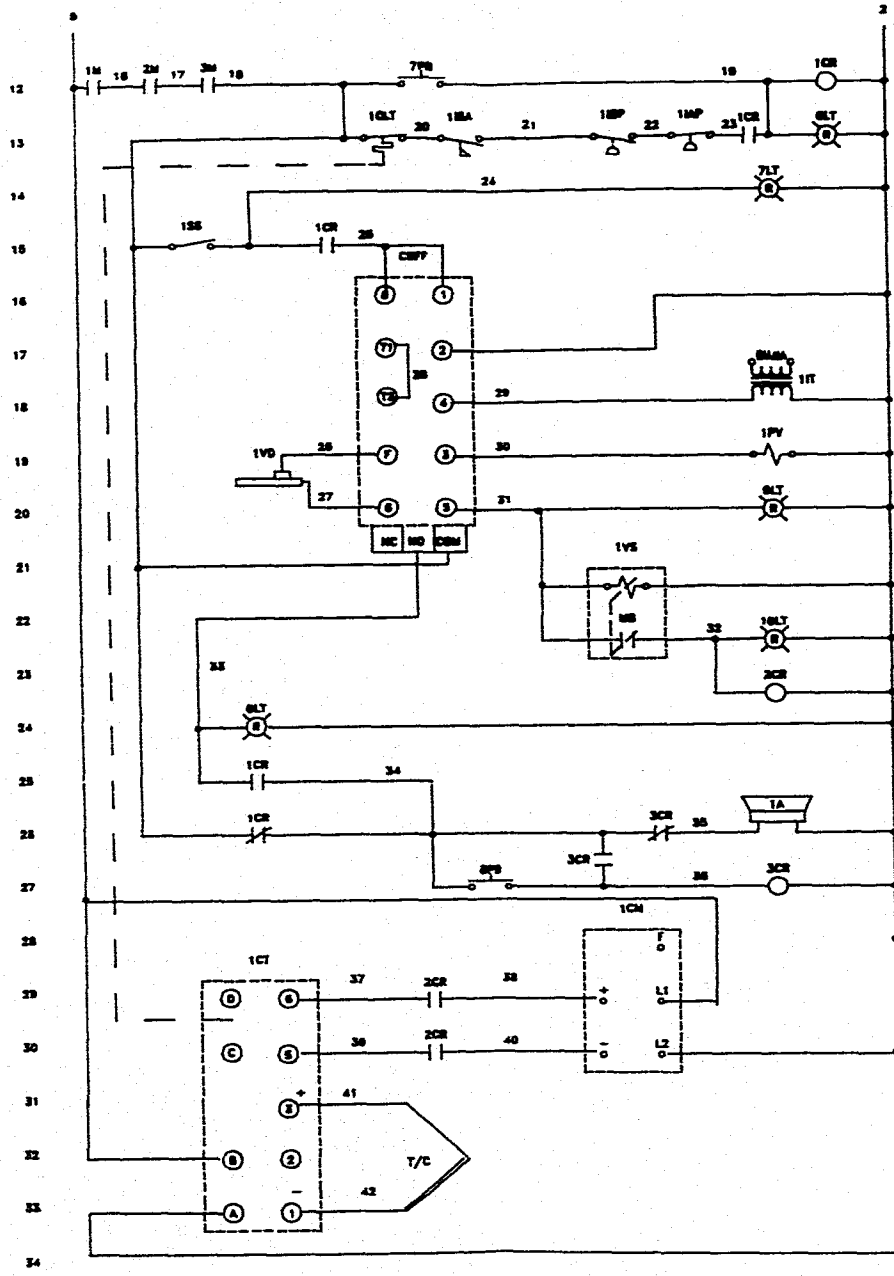
6PB BOTON VERDE ARRANCAR "COMBUSTION"

3M BOBINA DEL CONTACTOR "COMBUSTION" (11,12)

30L RELEVADOR DE SOBRECARGA REGULACION DE 1.6 A 2.5 AMPS.

5LT LAMPARA INDICADORA "COMBUSTION"

PROF: J.C.R.I.	UNIVERSIDAD LA SALLE	ESC: SIN
REV: ING.J.S.G	Tesis Profesional	ACOT: SIN
DIB: J.C.R.I.	DIAGRAMA ELECTRICO PARA HORNO SECADO DE PINTURA EN POLVO	FECHA: 15-03-93
		REGISTRO No: E-2

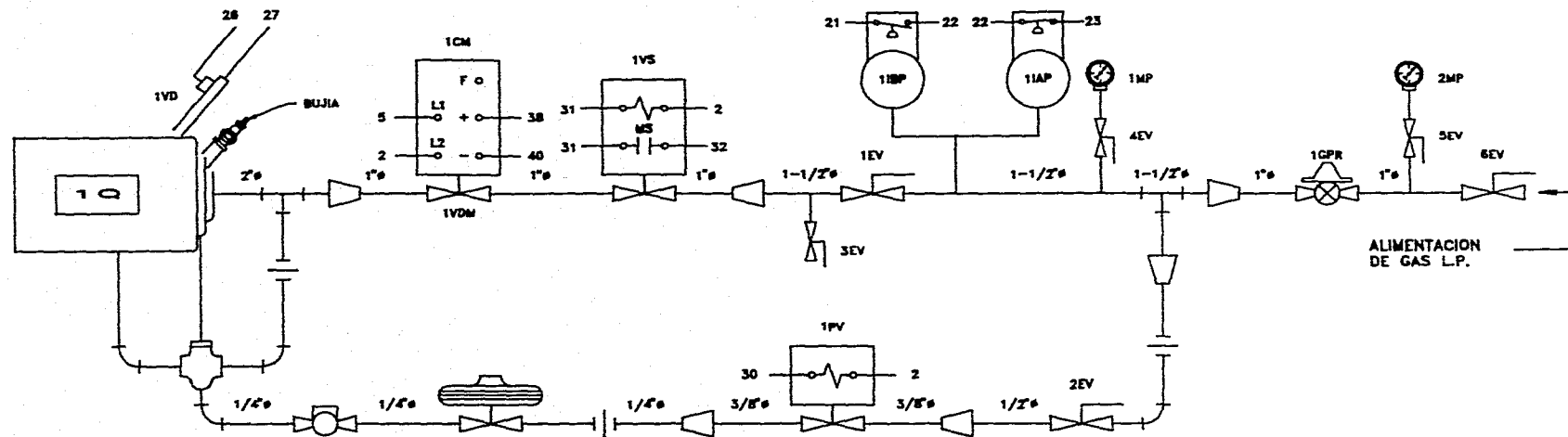


- 770 BOMBAS VERDES "RESET LIMITES"
- 100A INTERRUPTOR DE SEGURIDAD CONTRA FALLA DE SUCCION DEL VENTILADOR MCA. DRY-SYS MOD. 886-R. "P/VENTILADOR"
- 100R RELEVADOR MAGNETICO MCA. POTTER & BRUMFIELD MOD. 80PA-11AG-120 CON BOBINA PARA 110 V. 60 CY. BASE PARA 11 PINOS. (13,15,23,26)
- 8LT LAMPARA INDICADORA "LIMITES CERRADOS"
- 100P SWITCH LIMITE DE BAJA PRESION PARA GAS MCA. DATAGAGE MOD. 44-10 RANGO DE 106-0-50 CM/H2O CON CONEXION INFERIOR DE 1/4 "ø"
- 7LT LAMPARA INDICADORA "CIRCUITO DE COMBUSTION"
- 100P SWITCH LIMITE DE ALTA PRESION PARA GAS MCA. DATAGAGE MOD. 44-10 RANGO DE 5 A 114 CM/H2O CON CONEXION INFERIOR DE 1/4 "ø"
- 100S UNIDAD DE MANDO DE DOS POSICIONES MCA. TELEMECANIQUE GELERT NERRO MOD. XE2-SJ21 (MA) COMPLETO "CIRCUITO DE COMBUSTION"
- 100PFT CONTROL DE SEGURIDAD CONTRA FALLA DE FLAMA MCA. HONEYWELL MOD. 8880P7715 PARA 110 V. 60 Cy
- 100V VARRILLA DETECTORA MOD. FES-A-8
- 100T TRANSFORMADOR DE ISOLACION MCA. ESA TIPO "D" PARA 110 V. A 2000 V. 60 CY.
- 100V VALVULA SOLENOIDE PARA GAS MCA. ARCO MCA. ARCO DE 3/8 "ø MOD. ESTECSJ CON BOBINA PARA 120 V. 60 CY.
- 8LT LAMPARA INDICADORA "FALLA DE COMBUSTION"
- 8LT LAMPARA INDICADORA "DETECCION DE FLAMA"
- 100V VALVULA DE SEGURIDAD AUTOMATICA MCA. ECLIPSE CAT. 304-MV-IS-3 DE 1 "ø CON BOBINA PARA 120 V. 60 CY.
- 100LT LAMPARA INDICADORA "QUEMADOR ENCENDIDO"
- 200R RELEVADOR MAGNETICO MCA. POTTER & BRUMFIELD MOD. 80PA-11AG-120 CON BOBINA PARA 110 V. 60 CY. BASE PARA 8 PINOS. (26,30)
- 1A ALARMA MCA. "ESA" MODELO. A1 VOLTAGE 110 V. 60 CY.
- 8PB BOMBAS VERDES "SILENCIADOR DE ALARMA"
- 300R RELEVADOR MAGNETICO MCA. POTTER & BRUMFIELD MOD. 80PA-11AG-120 CON BOBINA PARA 110 V. 60 CY. BASE PARA 8 PINOS. (26,27)
- 100T CONTROL PROGRAMADOR DE TEMPERATURA DIGITAL MCA. PARTLOW MC-3880 CON. No. 2130101 CON TERMOPAR NERRO-CONSTANTANO CAL "J" RANGO DE 0 A 780 C
- 100M ACTUADOR MCA. HONEYWELL MOD. 6744-S-1005 CON CABLE DE 60" 30 SEG. PARA 120 V. 60 CY.

PREP. J.C.R.I. DISE. ING.J.S.G. REV. J.C.R.I.	UNIVERSIDAD LA SALLE Tesis Profesional DIAGRAMA ELECTRICO PARA HORNO SECAO DE PINTURA EN POLVO	COD. SIN ACR. SIN FECHA: 15-03-93 REGISTRO: E-3
---	--	--

ANEXO E

DIAGRAMA DEL TREN DE VALVULAS



LISTA DE TREN DE VALVULAS

- 1Q QUEMADOR MCA. ECLIPSE MOD. 80-AH ENSAMBLE 108250 CON PILOTO DE IGNICION ELECTRICO Y DEMAS ACCESORIOS PARA TRABAJAR CON GAS L.P. (B.P.) CAP. NOMINAL 800,000 BTU/HRS.
- 1VDM VALVULA DE MARIPOSA MCA. ECLIPSE PARA GAS DE 1" MOD. 48V-AR PARA ACOPLAR A ACTUADOR.
- 1CM ACTUADOR MCA. HONEYWELL MOD. M744-S-1005 CON GIRO DE 90° 30 SEG. PARA 120 V. 60 CY.
- 1IBP SWITCH LIMITE DE BAJA PRESION PARA GAS MCA. DATAGAGE MOD. VA4-1C RANGO DE 100-0-50 CM/H2O CON CONEXION INFERIOR DE 1/4"
- 1IAP SWITCH LIMITE DE ALTA PRESION PARA GAS MCA. DATAGAGE MOD. A4-1B RANGO DE 5 A 114 CM/H2O CON CONEXION INFERIOR DE 1/4"
- 1PV VALVULA SOLENOIDE PARA GAS MCA. ASCO MCA. ASCO DE 3/8" MOD. 8210C93 CON BOBINA PARA 120 V. 60 CY.
- 1VS VALVULA DE SEGURIDAD AUTOMATICA MCA. ECLIPSE CAT. 504-MV-15-3 DE 1" CON BOBINA PARA 120 V. 60 CY.
- 1VD VARILLA DETECTORA MOD. FES-A-8
- 1EV VALVULA ESFERICA MCA. WORCESTER DE 1-1/2" (LINEA)
- 2EV VALVULA ESFERICA MCA. WORCESTER DE 1/2" (PILOTO)
- 3EV VALVULA ESFERICA DE BRONCE DE 1/4" CON CONEXION MACHO DE 1/4" (P/PURGA).

- 4EV VALVULA DE BRONCE PARA MANOMETRO DE 1/4"
- 1MP MANOMETRO DE BAJA PRESION PARA GAS MCA. METRON DE 2-1/2" DE CARATULA RANGO DE 0 A 30 PULG. C.A. CON CONEXION INFERIOR DE 1/4"

- 1GPR REGULADOR DE PRESION MCA. FISHER MOD. 5-102 CON CONEXION DE 1" ORIFICIO DE 1/4" RESORTE OLIVO CASTANO PARTE 1E984027052 RANGO DE 5-1/2" A 8-1/2" C.A. PRESION DE ENTRADA 5 PSIG.
- 5EV VALVULA DE BRONCE PARA MANOMETRO DE 1/4"
- 2MP MANOMETRO DE BAJA PRESION PARA GAS MCA. METRON DE 2-1/2" DE CARATULA RANGO DE 0 A 30 PULG. C.A. CON CONEXION INFERIOR DE 1/4"
- 6EV VALVULA ESFERICA DE BRONCE MCA. WORCESTER DE 1"

EQUIPO PROPORCIONADO POR : EL CLIENTE

UNIVERSIDAD LA SALLE		ESC: SIN
Tesis Profesional		ACOT: SIN
PROY: J.C.R.I.	REV: ING.J.S.G.	FEDRA: 15-03-93
TREN DE VALVULAS PARA QUEMADOR 80-AH		REGISTRO No: T-1