

# TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

## DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO DE CURADO PARA RECUBRIMIENTOS SUPERFICIALES DE APLICACIÓN ELECTROSTÁTICA.

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Pedro Cadenas

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por los Brs.: Hofmayr Johann  
Linares Franklin  
Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas 2003



Caracas, 15 de mayo de 2003.

Ciudadano:  
**Prof. Henry Blanco**  
**Jefe de División de Control de Estudios**  
Presente.-

Quienes suscriben profesores miembro del Jurado Examinador, designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted, con la finalidad de informarle la decisión de otorgar a los alumnos: Franklin Linares y Johann Hofmayr

### MENCION HONORIFICA

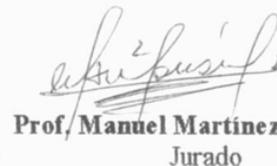
Por la excelencia demostrada en la realización de Trabajo Especial de Grado intitulado:

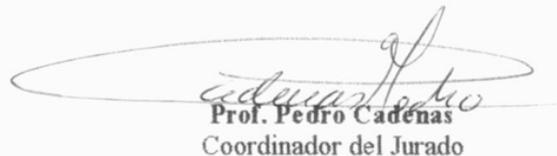
**"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO DE CURADO PARA  
RECUBRIENTOS SUPERFICIALES DE APLICACIÓN ELECTROSTÁTICA "**

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos de Ud.,

Atentamente,

  
**Prof. Fausto Carpentiero**  
Jurado

  
**Prof. Manuel Martínez**  
Jurado

  
**Prof. Pedro Cadenas**  
Coordinador del Jurado

## **RESUMEN**

**Hofmayr, Johann**

**Linares S., Franklin D.**

### **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO DE CURADO PARA RECUBRIMIENTOS SUPERFICIALES DE APLICACIÓN ELECTROSTÁTICA.**

***Tutor Académico:*** Ing. Pedro Cadenas. Trabajo Especial de Grado, Caracas, U.C.V. Facultad de ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2003.

**179 pág.**

Diseño, horno, esfuerzo, transferencia de calor.

En este trabajo especial de grado se lleva a cabo el diseño de un horno de curado para recubrimientos superficiales aplicados por electrostática. Se hace la selección de materiales para el horno, el cálculo de la estructura para determinar el espesor de material más apropiado del material según la geometría definida para el mismo. La estructura del horno es diseñada en función de los equipos que este debe sostener y su función dentro de la línea de producción. Se determina la configuración más apropiada para un horno de acuerdo al espacio de planta y objeto a pintar. Se evalúan las pérdidas por transferencia de calor a través de las paredes, piso y techo del horno suponiendo un estado estable. Selección de materiales y diseño del calentador de aire, para el cual se busca un quemador apropiado y el ventilador de recirculación del aire en el horno. Además, se elabora la selección del transporte interno del horno en función del proceso e instalación que se desea. Una vez concretado el diseño, se procede a la construcción del mismo.

## **AGRADECIMIENTOS**

- *A nuestro país, por habernos brindado la oportunidad de realizar nuestros estudios en Ingeniería Mecánica en la Universidad Central de Venezuela.*
- *A METALTECNIA H&S C.A. por brindarnos la oportunidad de realizar este Trabajo y ofrecernos las herramientas necesarias para culminarlo.*
- *A nuestro tutor Académico Ing. Pedro Cadenas por guiarnos y no abandonarnos en la realización de este trabajo.*
- *A nuestros Padres por habernos enseñado a luchar por lo que se quiere.*
- *A mi compañero de trabajo por su gran apoyo y sacrificio.*
- *Al Prof. Cruz, y Prof. Limongi, por habernos orientado en la realización de este trabajo.*
- *A María José Del Carpio por su invaluable colaboración y paciencia en todo momento.*

.....Gracias

## **DEDICATORIA**

*A mi hermano Franz, por haberme brindado siempre todo su apoyo. A él por ser la persona que me inspiró para lograr mis estudios.*

*A mi Mamá, la persona que me ha brindado todo lo que está y no está a su alcance.*

*A mi Padre por todo el apoyo que me ha brindado en estos últimos años.*

*A mi Hermana, por servirme de apoyo.*

*A la señora Cristina Torres y su esposo Roque Carmona, por darme todo su apoyo en el momento más difícil de mi vida.*

*A este país, que se le debe respeto, trabajo y dedicación.*

*Johann Hofmayr*

**DEDICATORIA**

*A mi Madre...*

*A mi Nona...*

*A María José...*

*Franklin Linares*

# Índice de contenido

Introducción .....	1
--------------------	---

## **CAPITULO 1. Planteamiento del problema**

1.1 Planteamiento de problema .....	6
1.2 Objetivo General .....	7
1.3 Objetivos Específicos.....	7
1.4 Alcances .....	8

## **CAPITULO 2. Marco teórico**

2.1 Método del Análisis en Ingeniería .....	10
2.2 Hornos .....	13
2.3 Proceso de combustión .....	14
2.3.1 Combustible .....	14
2.3.2 Relación aire-combustible .....	15
2.3.3 Aire teórico y aire en exceso.....	16
2.4 Quemadores .....	16
2.4.1 Quemadores de gas .....	16
2.5 Transferencia de calor .....	19
2.5.1 Convección .....	19
2.5.2 Conducción .....	20
2.5.2.1 Pared plana.....	21
2.5.3 Intercambiadores de calor.....	26

2.5.3.1 Flujo a través de un banco de tubos .....	29
2.5.4 Coeficiente global de transferencia de calor .....	34
2.6 Flexión en vigas .....	36
2.6.1 Esfuerzos de flexión en vigas .....	36
2.6.1.1 Teoría de flexión pura. ....	36
2.6.2 Esfuerzos cortantes en vigas sometidas a flexión con respecto a ejes no principales.....	38
2.6.3 Deflexión en vigas.....	41
2.7 Columnas.....	42
2.7.1 Propiedades de la sección transversal de una columna .....	42
2.7.2 Empotramiento y longitud efectiva .....	43
2.7.3 Razón de delgadez .....	45
2.7.4 Razón de transición de delgadez.....	45
2.7.5 Análisis de columna larga .....	46
2.7.6 Análisis de columna corta .....	48

### **CAPITULO 3. Marco metodológico**

3.1 Estudio previo para el Diseño del Horno.....	50
3.1.1 Consideraciones para el Diseño del Horno.....	51
3.1.2 Matriz Morfológica.....	54
3.1.3 Selección de la mejor Configuración de Equipos para el Horno .....	56
3.1.3.1 Primera Propuesta .....	57
3.1.3.2 Segunda Propuesta .....	59
3.1.3.3 Tercera Propuesta .....	61
3.1.3.4 Selección de la mejor Configuración.....	63
3.2 Diseño del Horno .....	65
3.2.1 Consideraciones para Dimensionar el Horno.....	65

3.2.2 Consideraciones para la transferencia de calor en el Horno.....	67
3.2.3 Transferencia de calor en el horno .....	68
3.2.4 Selección del Material Aislante .....	69
3.2.5 Cálculo de la Pérdida de Calor en el Horno .....	69
3.2.5.1 Pérdida de Calor en las Paredes y Techo.....	69
3.2.5.2 Pérdida de calor en el Piso .....	74
3.2.5.3 Pérdida de calor al abrir las Puertas .....	74
3.2.5.4 Pérdida Total de Calor en el Horno.....	76
3.2.6 Diseño del Calentador de Aire .....	77
3.2.6.1 Cálculo de la Transferencia de Calor en el Calentador de aire... 77	
3.2.6.2 Caída de Presión Dentro del Banco de Tubos.....	85
3.2.6.3 Selección de Materiales para Intercambiador .....	86
3.2.6.4 Selección del Quemador .....	87
3.2.6.5 Especificación para las dimensiones del calentador de aire .....	88
3.2.6.6 Selección del Ventilador.....	91
3.2.7 Diseño del Transportador.....	93
3.2.7.1 Primera Propuesta .....	93
3.2.7.2 Segunda Propuesta .....	95
3.2.7.3 Selección de la Propuesta más adecuada.....	97
3.2.8 Especificación del Transportador.....	97
3.3 Especificación de la Estructura del Horno .....	103
3.3.1 Selección de Materiales para la cubierta del Horno.....	105
3.3.2 Cálculo de la Estructura del Horno .....	105
3.3.2.1 Viga de Soporte del Transportador .....	106
3.3.2.2 Columnas de soporte.....	139

## **CAPITULO 4. Resultados**

4.1 Manufactura del Horno .....	150
4.1.1 Dimensiones del Horno.....	150
4.2 Equipos del Horno .....	151
4.3 Procesos para la fabricación del Horno .....	155
4.3.1 Cronograma de construcción del Horno.....	158
4.4 Estudio Económico del Horno.....	159
4.5 Análisis de Resultados.....	159

## **CAPITULO 5. Manual de Puesta en marcha y Mantenimiento del Horno**

5.1 Manual de Puesta en Marcha .....	163
5.2 Narrativa del Sistema de Control .....	164
5.2.1 Sistema de Control .....	165
5.2.1.1 Diagramas de Control de los Equipos del Horno .....	167
5.3 Mantenimiento del Equipo:.....	171
5.3.1 Mantenimiento preventivo .....	171
5.3.2 Mantenimiento anual.....	173
6.1 Conclusiones .....	175
6.2 Recomendaciones .....	177
Bibliografía.....	178

## Índice de figuras

Figura 2.1.1. Diagrama del proceso de análisis.....	12
Figura 2.4.1. Esquema de un quemador de difusión. ....	17
Figura 2.4.2. Quemador atmosférico. ....	18
Figura 2.5.1. Transferencia de calor a través de una pared plana.....	21
Figura 2.5.2. Circuito térmico equivalente de la figura 2.5.1. ....	24
Figura 2.5.3. Transferencia de calor a través de una pared compuesta. ....	25
Figura 2.5.4. Caída de la temperatura debido a la resistencia térmica de contacto. ....	26
Figura 2.5.5. Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.....	27
Figura 2.5.6. Intercambiadores de calor de flujo cruzado ....	28
Figura 2.5.7. Intercambiador de calor de tubos y coraza. ....	28
Figura 2.5.8. Esquema de un banco de tubos para flujo cruzado.....	29
Figura 2.5.9. Arreglo de tubos en un banco de tubos. ....	30
Figura 2.6.1. Sección transversal asimétrica con ejes centroidales no principales.....	36
Figura 2.6.2. Convención de signos para la curvatura $k$ . ....	37
Figura 2.6.3. Esfuerzos cortantes en una viga con ejes Centroidales no principales.....	39
Figura 2.6.4. Fuerzas y esfuerzo sobre un elemento de la viga de longitud $dx$ .....	40
Figura 2.7.1.(a) Pandeo de una columna delgada.(b) radio de giro respecto al eje Y-Y(c) radio de giro respecto al eje X-X. ....	44
Figura 2.7.2. Valores de $K$ para longitud efectiva. ....	45
Figura 3.1.1. Disposición de planta propuesta. ....	53
Figura 3.1.2. Primera propuesta para la configuración de equipos en el horno .....	58
Figura 3.1.3. Segunda propuesta para la configuración de equipos en el horno.....	60

Figura 3.1.4. Tercera propuesta para la configuración de equipos en el horno .....	62
Figura 3.1.5. Comparación entre las tres propuestas para la configuración de equipos en el horno. ....	64
Figura 3.2.1. Configuración de la pared del horno.....	71
Figura 3.2.2. Distribución de temperatura en la pared del horno.....	73
Figura 3.2.3. Circuito de los gases de combustión. ....	78
Figura 3.2.4. Arreglo para el banco de tubos del calentador de aire.....	79
Figura 3.2.4.1. Sección de paso del calentador. ....	90
Figura 3.2.5. Primera propuesta para el transportador.....	93
Figura 3.2.6. Segunda propuesta para el transportador. ....	95
Figura 3.2.7.a) Riel de carga y b) detalle del carro de carga.....	97
Figura 3.2.8. Dimensiones de carro y sección principal del riel de transporte. .....	99
Figura 3.2.9. Transportador.....	100
Figura 3.2.10. Esquema del motor reductor.....	102
Figura 3.3.1. Viga de soporte del transportador.....	107
Figura 3.3.2. Consideración para el cálculo de las reacciones: $R_A$ , $R_B$ , $R_C$ , $R_D$ .....	109
Figura 3.3.3. Configuración de cargas.....	109
Figura 3.3.4. Sistema semejante al de la figura 3.3.3 (por superposición). .	110
Figura 3.3.5. Viga de soporte del transportador (en líneas punteadas). ....	113
Figura 3.3.6. Sección 1 de la viga.....	115
Figura 3.3.7. Ejes xy centroidales no principales.....	117
Figura 3.3.8. Ejes yz centroidales no principales.....	121
Figura 3.3.9. Coordenadas del centro de cortante.....	122
Figura 3.3.10. Configuración para el cálculo de $e_1$ . ....	123
Figura 3.3.11. Fuerzas resultantes en la sección debido a la fuerza cortante $V_y$ . ....	127
Figura 3.3.12. Configuración para el cálculo de $e_2$ . ....	128

Figura 3.3.13. Fuerzas resultantes en la sección debido a la fuerza cortante $V_z$ .	129
Figura 3.3.14. Ubicación del centro de cortante (o).	130
Figura 3.3.15. Propiedades de la sección 1.	132
3.3.16. Eje neutro de la sección 1	134
Figura 3.3.17. Sección transversal de las columnas a estudiar.	139
Figura 4.1.1 Foto general del horno.	151
Figura 4.2.1 Quemador WEISHAAPT	152
Figura 4.2.2 Detalle del transportador.	153
Figura 4.2.2.1 Mecanismo de reducción utilizado para el accionamiento del transportador.	153
Figura 4.2.3 Esquema del montaje de los cilindros neumáticos para la apertura y cierre de las puertas del horno.	154
Figura 4.2.4. Pistón neumático utilizado para la apertura y cierre de las puertas.	154
Figura 4.3.1 Calibración de los límites del control de temperatura.	157
Figura 5.2.1 Pulsador para el cierre de la puerta de la entrada	164
Figura 5.2.2. Microinterruptor para el cierre de la puerta de salida	165
Figura 5.2.3. Diagrama unifilar del horno.	166
Figura 5.2.4 Termocupla	167
Figura 5.2.5 Diagrama de control de temperatura.	167
Figura 5.2.6 Diagrama de control del quemador	168
Figura 5.2.7 Diagrama de control del Transportador.	169
Figura 5.2.8 Diagrama de control para la puerta de entrada.	170
Figura 5.2.9 Diagrama de control para la puerta de salida.	170

## Índice de tablas

Tabla 3.1.1. Longitud necesaria en la etapa de limpieza para un sistema automático .....	52
Tabla 3.1.2. Matriz morfológica utilizada para la selección del horno. ....	56
Tabla 3.1.3. Matriz morfológica para seleccionar la configuración del horno.. .....	63
Tabla 3.2.1. Extracto del Apéndice 7. ....	80
Tabla 3.2.2. Costo de material. ....	86
Tabla 3.2.3. Especificaciones del ventilador FREDIVE tipo SF12 .....	92
Tabla 3.3.1. Dimensiones internas y externas del horno. ....	103
Tabla 3.3.2. Datos para el cálculo del centroide de la sección 1 de la figura 3.2.3. ....	115
Tabla 3.3.3. Centroides de la sección para distintos espesores. ....	116
Tabla 3.3.4. Datos para el cálculo de los momentos de inercia respecto ... a los ejes de la figura 3.3.7. ....	119
Tabla 3.3.5. Momentos de inercia y producto de inercia para los ..... Distintos espesores estudiados. ....	120
Tabla 3.3.6. Esfuerzos máximos para lo distintos espesores estudiados. ...	136
Tabla 3.3.7. Deflexión máxima para los distintos espesores estudiados. ...	138
Tabla 3.3.8. Datos para el cálculo del centroide y momento de inercia ..... De la columna 1. ....	140
Tabla 3.3.9. Datos necesarios para el cálculo del centroide y momentos de inercia de la columna 2. ....	144
Tabla 3.3.10. Cargas admisibles en las columnas para los distintos espesores. ....	148
Tabla 4.1.1. Dimensiones del horno. ....	150
Tabla 4.2.1. Especificaciones del ventilador. ....	152
Tabla 4.3.1 Cronograma de construcción del horno. ....	158

Tabla 5.2.1 Tiempo recomendado para realizar el mantenimiento preventivo  
..... 172

## Índice de Apéndice

Apéndice 1. Constante  $C$  y  $m$ .

Apéndice 2. Factor de corrección  $C_2$ .

Apéndice 3. Factor de fricción  $f$  y  $x$  para arreglo de haces de tubos escalonados.

Apéndice 4. Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección.

Apéndice 5. Propiedades termodinámicas de sólidos metálicos.

Apéndice 6. Propiedades de los materiales de construcción.

Apéndice 7. Propiedades térmicas del aire.

## Índice de Anexos

- Anexo 1. Sistema automático para la aplicación de recubrimientos por electrostática.
- Anexo 2. Disposición acostada de puertas el riel de transporte.
- Anexo 3a. Datos técnicos de la pintura.
- Anexo 3b. Gráfica de prueba para el horno de la empresa unialambre.
- Anexo 4. Material aislante.
- Anexo 5. Costo de los calentadores de aire.
- Anexo 6. Características del quemador.
- Anexo 7. Planos del calentador de aire.
- Anexo 8. Características del ventilador.
- Anexo 9a. Transportador tipo carrusel.
- Anexo 9b. Transportador de riel lineal con secciones transversales.
- Anexo 10. Foto del carro de carga.
- Anexo 11. Cadena seleccionada.
- Anexo 12. Perfiles de rieles.
- Anexo 13. Planos del transportador.
- Anexo 14. Diagrama de funcionamiento del transportador.
- Anexo 15. Planos del horno.
- Anexo 16. Gráficas de prueba para el horno diseñado.

### **INTRODUCCIÓN:**

Debido a la necesidad de minimizar los tiempos de producción, las grandes pérdidas e inconvenientes que trae consigo una planta de aplicación para lacas líquidas, y tratando de mejorar la calidad superficial de los recubrimientos superficiales requeridos por la industria, se comienza a invertir en la búsqueda de nuevas técnicas para la protección anticorrosiva y acabados superficiales.

Es así como a partir del año 1950, se comienzan a realizar estudios con partículas de pintura en polvo, las cuales eran aplicadas sobre la superficie de un objeto polarizado de manera contraria al polvo, generándose entre ellos una atracción magnética que permitía la adherencia de las partículas a la superficie. Es entonces cuando Allen H. Turner en 1962 realiza la primera patente de este procedimiento de recubrimientos por electrostática, y nace la probabilidad de utilizar los recubrimientos en polvo como alternativa para un acabado superficial más eficiente y de menor costo. A partir de entonces la empresa británica, “Volstatic LTD”, es la pionera en la adaptación de este nuevo principio de recubrimiento basado en la electrostática. En Suiza nace la empresa “GEMA”, que con sus experimentos dota de la tecnología necesaria a la empresa “Ransburg”, para incursionar en la fabricación de equipos para la aplicación de este tipo de recubrimientos. De esta manera esas tres empresas, fueron las más resaltantes en los inicios de esta nueva tecnología. Inician operaciones en los Estados Unidos de Norte América a comienzos de los años 80, década en la que crece exponencialmente el uso de esta innovadora técnica en la industria mundial.

Hoy en día esta técnica es utilizada en casi todos los sectores industriales que prescinden de un recubrimiento superficial para la protección o estética de sus productos. Su aplicación va desde la industria automotriz

(partes y repuestos), pasando por el sector eléctrico (celdas, estructuras, etc.), recubrimientos para metales (productos de línea blanca, muebles, lámparas, lencería, etc.), e incluso para acabados sobre madera y vidrios. El campo de aplicación cada día se hace más amplio, al mismo tiempo que su variedad de tonalidades y aspectos visuales se incrementa.

En Venezuela actualmente son muchas las empresas que están pensando en realizar una inversión para la instalación de una de estas plantas que utiliza esta nueva técnica. Entre las más recientes que han adquirido una de estas instalaciones tenemos: *Unialambre*, *Neverama*, *Invitres*, *Fabrica de ganchos la venta*, *Amortiguadores Gabriel*, entre otras.

El proceso para la aplicación de este tipo de recubrimientos en polvo costa de cuatro etapas fundamentales:

- Etapa de lavado: en esta se trata la superficie de la pieza con ciertos químicos para que exista la adherencia adecuada de la pintura.
- Etapa de secado: se seca la superficie anteriormente tratada antes de realizarse la aplicación del recubrimiento.
- Etapa de aplicación: en donde se aplica el polvo con un equipo especial que polariza el polvo y la pieza para que ocurra la atracción magnética entre ambos.
- Etapa de curado: es un horno que cura la pintura a una temperatura requerida por el polvo en el tiempo deseado.

# Nomenclatura.

## **Transferencia de calor.**

$A$	área de la sección transversal a la dirección del flujo de calor $[m^2]$
$C_p$	calor específico del aire $[J/Kg \cdot K]$
$h$	coeficiente de transferencia de calor por convección $[W/m^2 K]$
$\bar{h}$	coeficiente promedio de transferencia de calor por convección $[W/m^2 K]$
$i$	entalpía $[J/Kg]$
$k$	conductividad térmica $[W/m \cdot K]$
$L$	longitud del segmento sólido correspondiente a una conductividad térmica específica $[m]$
$m$	caudal $[m^3 / min]$
$\overline{N_{UD}}$	número promedio de Nusselt
$Pr$	número de Prandalt
$q_c$	rapidez de transferencia de calor por conducción
$q''$	flujo de calor
$Re$	número de Reynolds
$R_t$	resistencia térmica
$R_{tot}$	resistencia térmica total
$R''_{t,c}$	resistencia térmica de contacto
$T$	temperatura $[K]$
$T_s$	temperatura en la superficie de la pared $[K]$

$T_{\infty}$  temperatura del medio fluido [K]  
 $V$  velocidad del fluido [m/s]  
 $\rho$  densidad de masa del aire [Kg/m<sup>3</sup>]  
 $\mu$  viscosidad  
 $\Delta T_{ml}$  diferencia de temperatura media logarítmica

### **Diseño**

$A$  área de la sección transversal [m<sup>2</sup>]  
 $E$  módulo de elasticidad [GPa]  
 $I$  momento de inercia de la sección transversal [mm<sup>4</sup>]  
 $M$  momento flector [Nm]  
 $N$  factor de diseño  
 $P$  carga o fuerza aplicada [N]  
 $r$  radio de giro [m]  
 $S_y$  resistencia a la fluencia del material [MPa]  
 $V$  Fuerza cortante [N]  
 $v$  Flecha o deflexión de la viga en un punto [m]  
 $\tau$  esfuerzo cortante [MPa]  
 $\sigma$  esfuerzo de tensión y/o compresión [MPa]

# Capítulo 1

## Planteamiento del Problema

## **1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

Se requiere la automatización del proceso de pintura para las puertas y rejas metálicas fabricadas por la empresa Viso, ubicada en Caracas. Actualmente dicho proceso se realiza de forma manual y con pintura líquida, resultando los tiempos de producción muy elevados, por el inconveniente que causa la pintura, además del desperdicio de pintura que es también considerable.

La empresa quiere sustituir el proceso de pintura manual por uno semiautomático a través de una instalación para la aplicación de pintura en polvo electrostática, que permitirá utilizar menos tiempo en la aplicación de pintura para puertas y rejas. Para lo cual se ha ampliado el edificio actual y se ha previsto un nuevo piso para la elaboración del diseño de la nueva instalación.

La instalación debe constar de un sistema de limpieza provisto de tanques para el desengrasado, decapado, fosfatizado y enjuagado. Un horno para el secado de las piezas mojadas que salen limpias de los baños y un sistema para la aplicación de la pintura, el cual debe aspirar el polvo que no entre en contacto con la pieza, a través de un sistema de recuperación.

Finalmente se debe tener un horno para el curado del recubrimiento, en el que se introduzcan varias puertas previamente pintadas, y donde permanezcan por intervalos de tiempo que permitan la reacción química de la pintura originando su adherencia sobre la superficie. El traslado de las piezas por todo el proceso se realiza a través de rieles aéreos.

## **1.2 OBJETIVO GENERAL.**

Diseñar y construir un horno para el curado de pintura de una instalación de recubrimientos en polvo por aplicación electrostática.

## **1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.**

1. Especificar los parámetros generales que definen el horno de curado.
2. Especificar los parámetros generales que definen el sistema de transporte de las piezas dentro del horno de curado.
3. Determinar todos los parámetros referentes a la transferencia de calor.
4. Planificar la construcción del horno.

## **1.4 ALCANCES.**

- 1 Determinación de las dimensiones del horno según: espacio disponible, dimensiones y peso de la pieza más grande.
  - 1.1 Determinación de la mejor construcción y disposición interna de los equipos en el horno.
  - 1.2 Determinación de la mejor estructura para el horno.
  - 1.3 Análisis estructural del horno.
  - 1.4 Seleccionar los materiales más adecuados para llevar a cabo la construcción.
  - 1.5 Determinar el tamaño de las puertas y su mecanismo de cierre.
  - 1.6 Elaboración de los planos para la construcción del horno.
  
- 2 Determinación de las dimensiones para el armazón del sistema de transporte.
  - 2.1 Selección del tipo, forma y mecanismo a utilizar para el sistema de transporte.
  - 2.2 Selección de materiales para el sistema de transporte.
  - 2.3 Diseño del armazón para el sistema de transporte.
  - 2.4 Análisis de resistencia del sistema de transporte y de rieles.
  - 2.5 Elaboración de los planos para la construcción.
  
- 3 Determinación de la temperatura de trabajo del horno según las especificaciones técnicas de los fabricantes de recubrimientos en polvo.
  - 3.1 Cálculo del espesor del aislante del horno.
  - 3.2 Determinación del mejor aislante térmico para la pared del horno.
  - 3.3 Selección del quemador según las condiciones de trabajo del horno.

# Capítulo 2

## Marco teórico

En este capítulo se desarrolla la base teórica a ser utilizada para la consecución del objetivo planteado, que es el diseño y construcción de horno. Para comenzar, se presenta una breve introducción a lo que se conoce como metodología para el análisis en ingeniería.

## **2.1 Método del Análisis en Ingeniería.**

El análisis en ingeniería es el proceso de aplicar principios fundamentales a la solución de problemas, con objeto de obtener respuestas significativas dentro de un lapso razonable.

En la figura 2.1.1 se muestra en forma esquemática una metodología paso a paso para la solución de problemas en ingeniería. Los pasos ahí señalados se describen brevemente a continuación:

*Definición del problema:* En este paso el analista debe empezar por definir una interrogante que pueda contestarse cuantitativamente, es decir, en términos o parámetros que puedan calcularse o medirse.

*Estructuración del modelo:* Un modelo es una aproximación idealizada de una situación real. La estructuración de un buen modelo analítico comprende formular suposiciones que tomen en cuenta la importancia relativa de los diversos elementos del problema.

*Aplicación de principios físicos o recolección de datos:* Luego de haberse estructurado el modelo analítico, puede hacerse uso de la ciencia y de los conocimientos del dominio de la ingeniería. Una buena regla es utilizar siempre el principio más fundamental disponible en cualquier problema

conocido. Cuando se usa un modelo experimental, el paso siguiente es la recolección de datos.

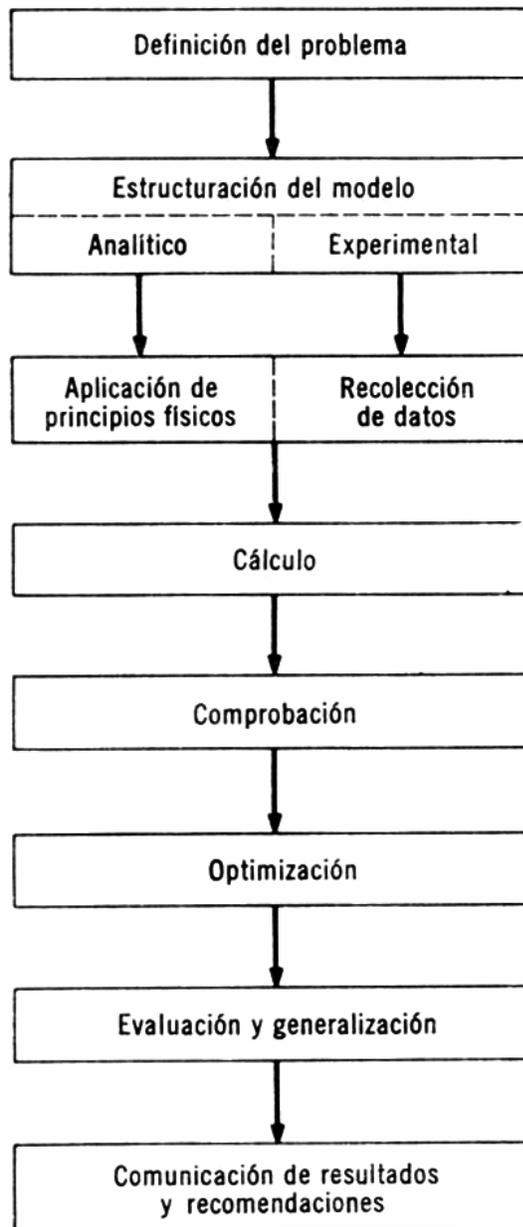
*Cálculo:* Habiendo aplicado las teorías y escrito las ecuaciones, el problema reside ahora en obtener una respuesta numérica. Esto puede hacerse de manera analítica o experimental.

*Comprobación:* Debe hacerse al terminar cada uno de los diferentes pasos. En general, existen dos clases de comprobaciones que pueden hacerse: la matemática y la del ingeniero. Las comprobaciones son importantes; pueden ahorrar gran cantidad de tiempo, dinero y situaciones incómodas.

*Evaluación y generalización:* Una vez obtenido un valor numérico, ¿qué es lo que significa? ¿pueden hacerse también generalizaciones que den algo más que tan sólo la respuesta al problema específico?. Analizar estas interrogantes es lo que se conoce como evaluación y generalización.

*Optimización:* La evaluación puede requerir una optimización, o la optimización puede haber sido parte del análisis y el cálculo.

*Presentación y comunicación de resultados y recomendaciones:* El trabajo efectuado por un individuo no se termina cuando éste conoce los resultados, sino que deben comunicarse a otras personas. Es frecuente que deban formularse recomendaciones, las cuales a su vez tienen que comunicarse a otras personas. Formularse recomendaciones, las cuales a su vez tienen que comunicarse a otras personas.



*Figura 2.1.1. Diagrama del proceso de análisis. (Dixon, J. 1970)*

## **2.2 Hornos**

Se define como horno a un equipo que consta de una cámara térmica en la cual se genera calor y se pueden lograr temperaturas controladas y estables. (Trinks, W. 1971). Este calor puede ser generado por combustión o por la transformación de energía eléctrica en calor (bien sea por arco eléctrico, por inducción o por resistencia). El suministro de calor dentro del horno puede ocurrir de dos maneras:

- *Contacto directo*: cuando los gases transfieren directamente el calor a la carga. Este tipo de hornos en donde se produce la combustión dentro de la cámara de calefacción deben tener ductos de ventilación para los gases de escape producto de la combustión.
- *Contacto indirecto*: cuando la transferencia de calor se realiza a través de una superficie de transferencia de calor intermedia.

Para nuestro estudio tomaremos en cuenta los hornos de contacto indirecto, con generación de calor con gas como combustible, por ser éstos el objeto de nuestro trabajo.

## **2.3 Proceso de combustión**

Es aquel proceso que consiste en la oxidación rápida de una sustancia, acompañado de un aumento de calor y frecuentemente de luz. En el caso de los combustibles comunes, el proceso consiste en una reacción química con el oxígeno de la atmósfera que lleva a la formación de dióxido de carbono, monóxido de carbono y agua, junto con otros productos como dióxido de azufre, que proceden de los componentes menores del combustible.

### **2.3.1 Combustible**

Es aquella sustancia que reacciona químicamente con otra sustancia para producir calor, o que produce calor por procesos nucleares. El término combustible se limita por lo general a aquellas sustancias que arden fácilmente en aire u oxígeno emitiendo grandes cantidades de calor. Los combustibles pueden ser sólidos, líquidos o gaseosos.

Los combustibles gaseosos, especialmente los gases fríos y puros, tienen muchas ventajas sobre los combustibles líquidos y sólidos. Por eso se usan cada vez con más frecuencia.

Entre los combustibles gaseosos, el gas natural constituye el principal combustible actualmente utilizado en el país para la operación de hornos industriales, razón por la cual, sólo se hará referencia a él y no consideraremos en este estudio a la amplia gama de otros gases combustibles existentes.

Los gases naturales son mezclas de diferentes hidrocarburos, con composición química variada. Por esta razón se promedian los valores de composición.

Además de las consideraciones económicas, este combustible presenta las ventajas de que es sustancialmente libre de residuos, la combustión se realiza sin humo y como es un gas, se mezcla fácil e íntimamente con aire para alcanzar una combustión completa. No obstante, al igual que otros combustibles gaseosos, al mezclarse con el aire aumentan las probabilidades de explosión, por lo que debe ponerse especial cuidado en el diseño y operación de equipos quemadores. Por su alto contenido de hidrógeno (comparado con los combustibles líquidos) el vapor de agua formado en la combustión es mayor, lo cual provoca una disminución en la eficiencia de la combustión.

### **2.3.2 Relación aire-combustible**

La relación teórica aire-combustible se define como la razón entre la masa o moles de aire teórico y la masa o moles de combustible.

Si la cantidad de aire suministrado es ligeramente menor que el aire teórico necesario, la combustión será incompleta, dando como resultado que parte del carbono se una al oxígeno para formar monóxido de carbono (CO). Si la cantidad de aire faltante es considerablemente grande, entre los productos de combustión aparecerán algunos hidrocarburos.

Aún cuando en una combustión haya aire en exceso, es posible encontrar dentro de los productos algunas cantidades de monóxido de carbono, la cantidad depende de la turbulencia y agitación de la mezcla durante la combustión.

### **2.3.3 Aire teórico y aire en exceso**

Se denomina aire teórico a la cantidad mínima de aire, capaz de proporcionar el oxígeno suficiente, para la combustión completa del carbono e hidrógeno presentes en el combustible.

En la práctica no es posible obtener una combustión completa, a menos que se emplee aire en una cantidad mayor a la teóricamente necesaria. La cantidad de aire efectivamente empleada en una combustión, se expresa como porcentaje con relación al aire teórico, es decir, 150% de aire teórico indica que el aire suministrado es 1.5 veces la cantidad del aire teórico necesario. Este exceso de aire se utiliza para tratar de reducir al máximo la presencia de oxígeno en los productos de la combustión.

## **2.4 Quemadores**

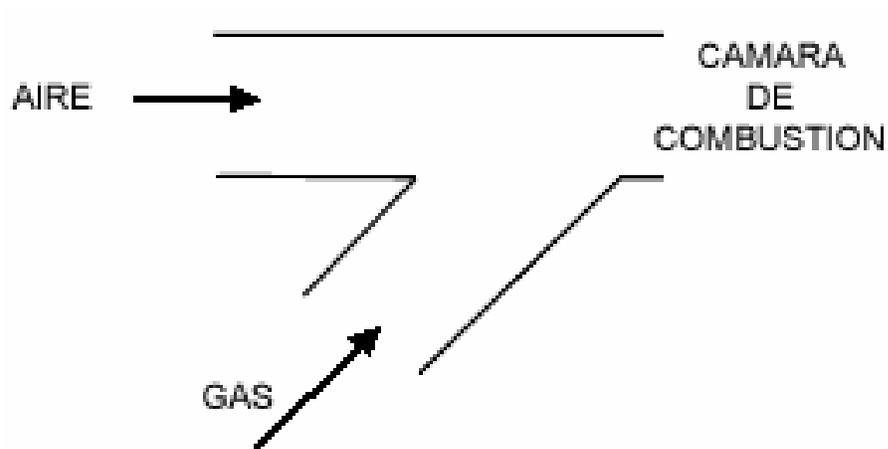
Los quemadores son los equipos que inducen la combustión en el horno, su construcción varía de acuerdo al tipo de combustible utilizado. Sin embargo, para cada tipo de combustible existen diferentes variedades, cuyo uso depende de las condiciones de funcionamiento deseado.

### **2.4.1 Quemadores de gas**

Los quemadores de gas tienen como función básica el proveer una mezcla de aire y de combustible adecuada. Algunos quemadores precalientan el aire con la finalidad de eliminar la humedad en el mismo, aumentando la eficiencia de la combustión. (Trinks, W. 1971)

Clasificación de los Quemadores:

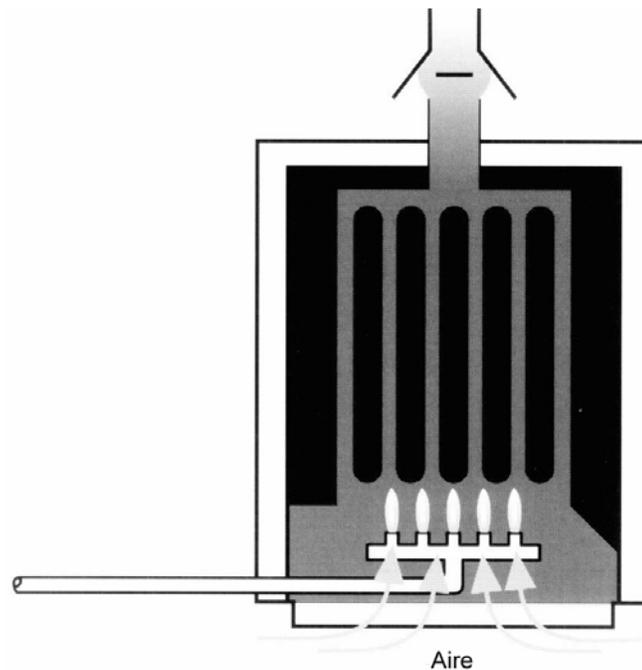
- *Quemadores de difusión:* Son aquellos donde el combustible y el aire se mezclan dentro de la cámara de combustión. En este sistema tanto el aire como el gas son suministrados por conductos individuales al horno durante la combustión, tal como se muestra en la figura 2.4.1. (Trinks, W. 1971)



*Figura 2.4.1. Esquema de un quemador de difusión. (Los autores)*

- *Quemadores a presión:* Se les denomina así, debido a que uno los fluidos o ambos (aire y gas) son admitidos al quemador a una elevada presión.

- *Quemadores atmosféricos:* Son aquellos quemadores donde el gas es mezclado con una pequeña porción de aire fuera de la cámara de combustión y el resto del aire es suministrado dentro del horno (figura 2.4.2). Estos quemadores presentan la particularidad de que el aire primario es aspirado de la atmósfera mediante un chorro de gas a baja presión.



**Figura 2.4.2. Quemador atmosférico. (Weishaupt)**

## **2.5 Transferencia de calor**

El proceso de transferencia de calor en hornos, tanto a la carga como al ambiente, se realiza a través de: Conducción, Convección y Radiación.

### **2.5.1 Convección**

Es la transferencia de calor mediante los procesos combinados de conducción de calor y transporte de masa. Generalmente sucede entre una superficie sólida y/o un líquido o un gas; puede ser natural o forzada (Incropera, F. 1996).

La convección natural, tiene su origen en las variaciones de densidad inducidas en un fluido por variaciones de temperaturas. Si el movimiento del fluido se impone por medios mecánicos, la transferencia de calor se llama convección forzada (Incropera, F. 1996).

Para expresar el efecto total de la convección, utilizamos la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

Aquí la rapidez de transferencia de calor está relacionada con la diferencia de temperatura total entre la pared y el fluido, y el área ( $A$ ) de la superficie.

A la cantidad  $h$  se le llama coeficiente de transferencia de calor por convección.

### **2.5.2 Conducción**

Es la transferencia de calor que ocurre entre dos superficies sólidas. Cuando existe un gradiente de temperatura en un cuerpo, hay una transferencia de energía de la región de alta temperatura a la de baja temperatura. Decimos que la energía es transferida por conducción y que la rapidez de transferencia de energía por unidad de área es proporcional al gradiente normal de temperatura (Incropera, F. 1996):

$$\frac{q}{A} \propto \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.3)$$

Cuando se inserta la constante de proporcionalidad,

$$q_c = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.4)$$

En donde:

$\partial T/\partial x \rightarrow$  *gradiente de temperatura de la sección*

El signo negativo se debe a que, según la segunda Ley de Termodinámica, el calor deberá fluir hacia abajo en la escala de temperatura (Incropera, F. 1996).

### 2.5.2.1 Pared plana

En la conducción unidimensional en una pared plana, la temperatura es una función de la coordenada  $x$ , y el calor se transfiere sólo en esa dirección. En la figura 2.5.1 una pared plana separa dos fluidos con temperaturas diferentes. La transferencia de calor ocurre por convección del fluido caliente ( $T_{\infty 1}$ ) a la superficie de la pared a  $T_{s1}$ , por conducción a través de la pared y por convección de la otra superficie de la pared ( $T_{s2}$ ) al fluido frío ( $T_{\infty 2}$ ) (Incropera, F. 1996).

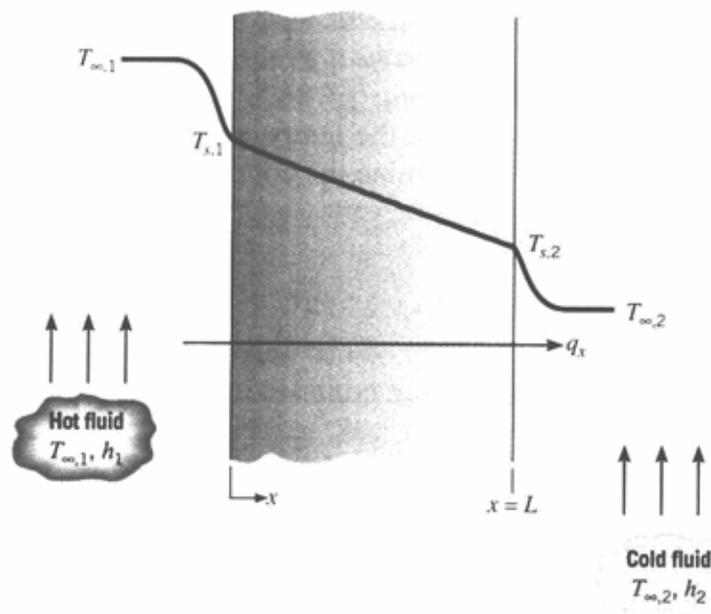


Figura 2.5.1. Transferencia de calor a través de una pared plana.  
(Incropera, F. 1996)

#### Distribución de temperatura.

Para la conducción unidimensional en estado estable en una pared plana sin generación interna de calor, el flujo de calor es una constante, independiente de  $x$ , así la ecuación de calor para este caso es (Incropera, F.1996):

$$\frac{d}{dx} \left( k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (2.5)$$

Al suponer la conductividad térmica del material de la pared constante, e integrando dos veces la ecuación anterior, se obtiene:

$$T(x) = C_1 x + C_2 \quad (2.6)$$

Al hallar el valor de las constantes  $C_1$  y  $C_2$ , finalmente obtenemos la ecuación de la distribución de la temperatura:

$$T(x) = (T_{s2} - T_{s1}) \frac{x}{L} + T_{s1} \quad (2.7)$$

*Donde :*

$T_{s1}$  y  $T_{s2}$   $\rightarrow$  *Temperatura de las superficie de la pared del lado caliente y frío respectivamente.*

$L$   $\rightarrow$  *longitud de la pared en el sentido del flujo de calor.*

De la ecuación anterior se observa que la temperatura varía de forma lineal con  $x$ .

Ahora, utilizando la Ley de Fourier se obtiene la transferencia de calor por conducción (Incropera, F. 1996).

$$q_c = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s1} - T_{s2}) \quad (2.8)$$

Siendo el área ( $A$ ) una constante independiente de  $x$ , el flujo de calor se escribe de la forma siguiente (Incropera, F. 1996):

$$q_c'' = \frac{q_x}{A} = \frac{k}{L}(T_{s1} - T_{s2}) \quad (2.9)$$

### Resistencia térmica

La ecuación de transferencia de calor establece que existe una analogía entre la difusión de calor y la carga eléctrica. Entonces, de la misma manera en que se asocia una resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, se asocia una resistencia térmica con la conducción de calor. Al definir la resistencia como la razón de un potencial de transmisión a la transferencia de calor correspondiente, se obtiene que la resistencia térmica para la conducción es (Incropera, F. 1996):

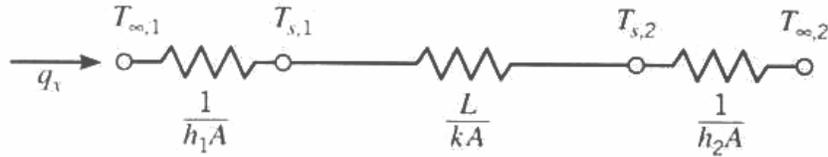
$$R_{t,cond} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad (2.10)$$

Donde :

$q_x \rightarrow$  Transferencia de calor en la dirección  $x$

Una resistencia térmica también se asocia con la transferencia de calor mediante convección a una superficie (Incropera, F. 1996). De la ley de enfriamiento de Newton (Ecuación 2.2) se tiene que la resistencia térmica para convección es:

$$R_{t,conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (2.11)$$



**Figura 2.5.2. Circuito térmico equivalente de la figura 2.5.1.**  
(Incropera, F. 1996)

El circuito térmico equivalente para la pared de la figura 2.5.1 se muestra en la figura 2.5.2. La transferencia de calor se determina mediante la consideración por separado de cada elemento en el enmallado (Incropera, F. 1996). Como  $q_x$  es constante a través del enmallado se tiene que:

$$q_x = \frac{T_{\infty 1} - T_{s1}}{1/h_1 A} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{L/kA} = \frac{T_{s2} - T_{\infty 2}}{1/h_2 A} \quad (2.12)$$

En términos de la diferencia de temperatura  $T_{\infty 1} - T_{\infty 2}$ , y de la resistencia térmica total ( $R_{tot}$ ), queda:

$$q_x = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{tot}} \quad (2.13)$$

Como las resistencias de conducción y convección de la figura 2.5.2 están en serie y pueden sumarse, se tiene que:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (2.14)$$

### Pared compuesta

Considere la pared compuesta de la figura 2.5.3. La transferencia unidimensional de calor para este sistema se expresa como:

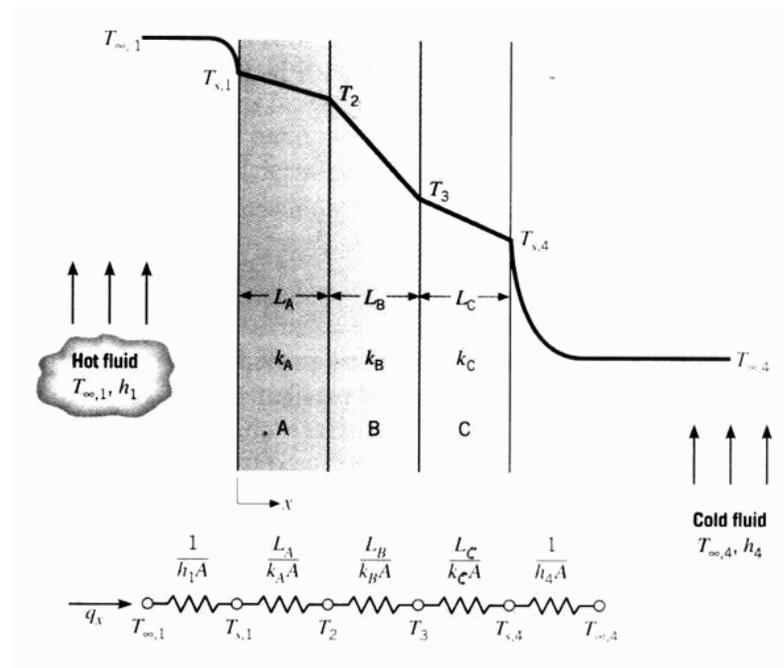
$$q_x = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\Sigma R_t} \quad (2.15)$$

Donde el término del numerador es la diferencia total de temperatura y el denominador representa la suma de todas las resistencias térmicas. Por tanto:

$$q_x = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\left[ \left( \frac{1}{h_1 A} \right) + \left( \frac{L_A}{k_A A} \right) + \left( \frac{L_B}{k_B A} \right) + \left( \frac{L_C}{k_C A} \right) + \left( \frac{1}{h_4 A} \right) \right]} \quad (2.16)$$

Donde :

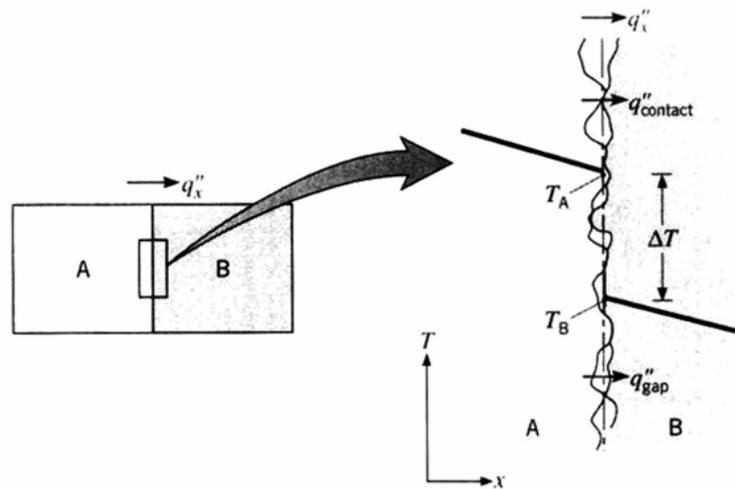
los subindices hacen referencia a el diagrama de la figura 2.5.3



**Figura 2.5.3. Transferencia de calor a través de una pared compuesta.**  
(Incropera, F. 1996)

### Resistencia de contacto

En sistemas compuestos, la caída de temperatura a lo largo de la interfaz entre los materiales puede ser grande. Este cambio de temperatura se atribuye a lo que se conoce como resistencia de contacto ( $R_{tc}$ ) (Incropera, F. 1996). El efecto se muestra en la figura 2.5.4.



**Figura 2.5.4. Caída de la temperatura debido a la resistencia térmica de contacto.**  
(Incropera, F. 1996)

Aunque existen teorías para predecir  $R''_{tc}$ , los resultados más confiables son los que se han obtenido de manera experimental (Incropera, F. 1996).

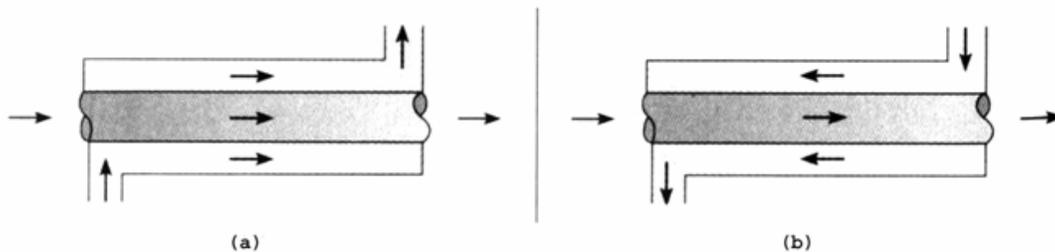
### **2.5.3 Intercambiadores de calor**

Dispositivo o elemento que se utiliza para extraer o introducir calor a un fluido (fluido de trabajo), con ayuda de otro que se encuentra a una temperatura diferente.

El intercambio de calor entre los dos fluidos se logra a través de una superficie de transmisión que los separa. De esta manera uno de los fluidos cede calor a otro, que lo absorbe sin entrar en contacto directo.

Los intercambiadores de calor se clasifican de acuerdo al recorrido de los fluidos que circulen dentro de éste.

- Flujo paralelo: Cuando los fluidos se mueven en la misma dirección y sentido. (Figura 2.5.5a)
- Contra flujo: Cuando se mueven en la misma dirección pero en sentido contrario. (Figura 2.5.5b)
- Flujo cruzado: Cuando se mueven de manera perpendicular entre sí.



**Figura 2.5.5. Intercambiadores de calor de tubos concéntricos. (Incropera, F. 1996)**

Los intercambiadores de calor de flujo cruzado pueden ser con aletas o sin aletas como se muestra en la figura 2.5.6. En el intercambiador *con aletas* el fluido que se mueve sobre los tubos no se mezcla, en el sentido de que dichas aletas impiden el movimiento en la dirección transversal a la dirección del flujo principal. En este caso la temperatura del fluido varía con la dirección del flujo y en la dirección transversal. Al contrario, en el intercambiador sin aletas, es posible el movimiento del fluido en la dirección transversal, por lo que éste se mezcla, y las variaciones de la temperatura se

producen, en principio, en la dirección del flujo principal. La naturaleza de la condición de mezcla puede influir de manera significativa en el funcionamiento del intercambiador de calor (Incropera, F. 1996).

Otra configuración muy común es el intercambiador de calor de tubos y coraza. Las formas específicas difieren de acuerdo con el número de pasos de tubos y coraza. La forma más simple se muestra en la figura 2.5.7. Normalmente se instalan deflectores para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la coraza al inducir turbulencia y una componente de la velocidad de flujo cruzado (Incropera, F. 1996).

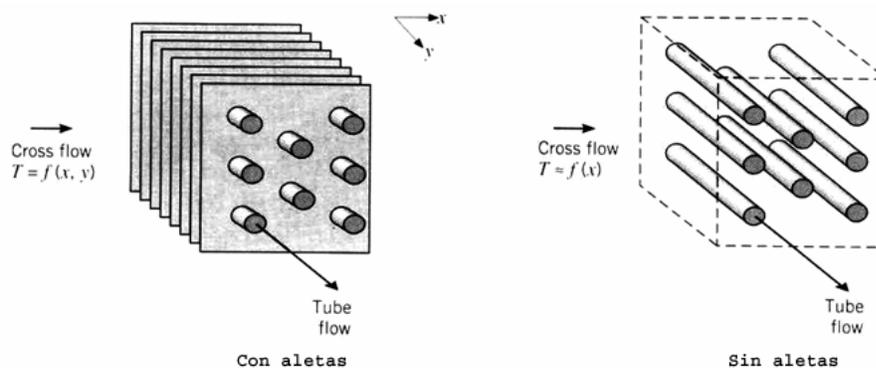


Figura 2.5.6. Intercambiadores de calor de flujo cruzado. (Incropera, F. 1996)

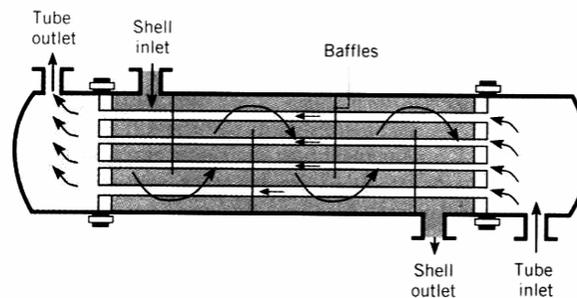


Figura 2.5.7. Intercambiador de calor de tubos y coraza. (Incropera, F. 1996)

### 2.5.3.1 Flujo a través de un banco de tubos

El arreglo geométrico se muestra de forma esquemática en la figura 2.5.8. Normalmente un fluido se mueve sobre los tubos, mientras que un segundo fluido a una temperatura diferente circula por los tubos (Incropera, F. 1996).

Las filas de tubos de un banco están escalonadas o alineadas en la dirección de la velocidad del fluido  $V$  (figura 2.5.9). La configuración se caracteriza por el diámetro del tubo  $D$  y por la separación transversal  $S_T$  y la separación longitudinal  $S_L$ . Las condiciones del flujo dentro del banco están dominadas por los efectos de separación de la capa límite y por las interacciones de estelas, que a su vez influyen en la transferencia de calor por convección (Incropera, F. 1996).

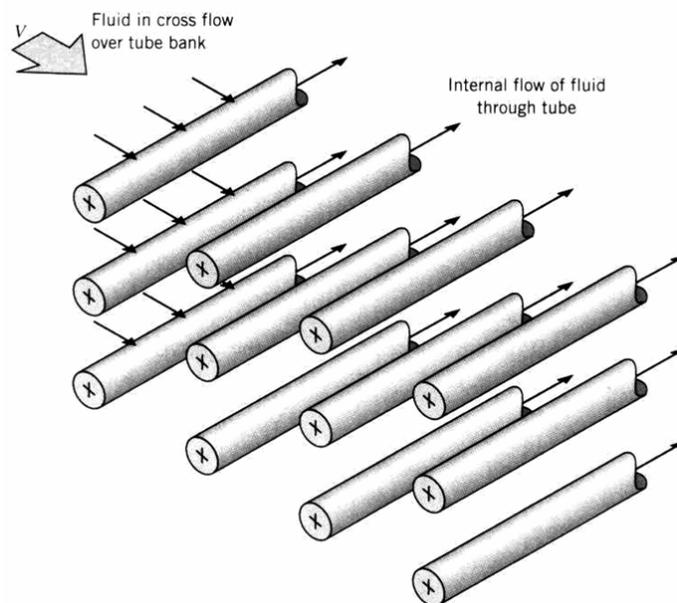


Figura 2.5.8. Esquema de un banco de tubos para flujo cruzado. (Incropera, F. 1996)

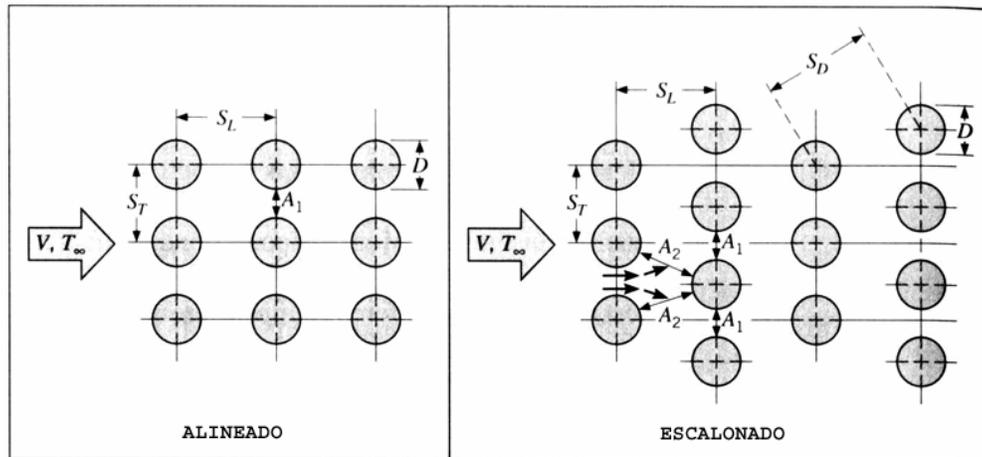


Figura 2.5.9. Arreglo de tubos en un banco de tubos. (Incropera, F. 1996)

El coeficiente de transferencia de calor para un tubo en la primera línea es aproximadamente igual al de un solo tubo en flujo cruzado, mientras que los coeficientes mayores están asociados con tubos en las líneas internas. Los tubos en las primeras líneas generan turbulencia en el flujo a medida que avanza por el conjunto, aumentando el coeficiente de transferencia de calor para los tubos en las líneas siguientes (Incropera, F. 1996).

En general, se desea conocer el coeficiente promedio de transferencia de calor para todo el haz de tubos. Para un flujo de aire a través de haces de tubos compuestos de 20 o más líneas ( $N_L$ ) ( $N_L \geq 20$ ), se utiliza una correlación de la forma:

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,máx}^m \times Pr_s^{0,36} \left( \frac{Pr_s}{Pr_s} \right)^{1/4} \left[ \begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 < Re_{D,máx} < 2 \times 10^6 \\ 0,7 < Pr < 500 \end{array} \right] \quad (2.17)$$

Donde todas las propiedades excepto el N° de Prandalt ( $Pr_s$ ) se evalúan en la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida del

fluido, y las constantes  $C$  y  $m$  son factores que se presentan en la tabla del Apéndice 1 y:

$$Re_{D,máx} \equiv \frac{\rho V_{máx} D}{\mu} \quad (2.18)$$

Donde :

$D \rightarrow$  diámetro del tubo

$\rho \rightarrow$  densidad del aire que circula alrededor de los tubos

$\mu \rightarrow$  viscosidad

Si  $N_L < 20$ , se aplica un factor de corrección tal que:

$$\overline{Nu}_D \Big|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu}_D \Big|_{(N_L \geq 20)} \quad (2.19)$$

Donde  $C_2$  es un factor que está dado en la tabla del Apéndice 2.

El número de Reynolds para las correlaciones anteriores se basa en la velocidad máxima del fluido que ocurre dentro del banco de tubos (Incropera, F. 1996). Para el arreglo alineado,  $V_{máx}$  ocurre en el plano  $A_1$  de la figura 2.5.9, así:

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (2.20)$$

Donde :

$D \rightarrow$  diámetro del tubo

$V \rightarrow$  velocidad del fluido antes de entrar en el banco de tubos

$S_T \rightarrow$  observese figura 2.5.9

Para el arreglo escalonado, la velocidad máxima ocurre en el plano  $A_1$  o en el plano  $A_2$  de la figura 2.5.9. Ocurrirá en  $A_2$  si se cumple lo siguiente (Incropera, F. 1996):

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (2.21)$$

$S_D \rightarrow$  observese figura 2.5.9

En cuyo caso la velocidad máxima está dada por:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (2.22)$$

Si  $V_{m\acute{a}x}$  ocurre en A1 se usa la ecuación para el arreglo alineado.

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{(S_T - D)} V \quad (2.23)$$

Para arreglos alineados, los tubos más allá de la primera línea están en las estelas turbulentas de los tubos de contracorriente, y para valores moderados de  $S_L$  los coeficientes de convección asociados con las líneas corriente abajo aumentan por la turbulencia del flujo. Normalmente, el coeficiente de convección de una línea se incrementa al aumentar el número de líneas hasta aproximadamente la quinta línea, después de la cual hay poco cambio en la turbulencia. Sin embargo, para valores pequeños de  $S_T/S_L$ , las líneas contracorriente protegen a las líneas corriente abajo de gran parte del flujo, y la transferencia de calor se ve afectada adversamente. Es decir, la trayectoria preferida del flujo en un arreglo alineado es en bandas entre los tubos y gran parte de la superficie del tubo no se expone al flujo principal. Por esta razón, la operación de los bancos de tubos alineados con  $S_T/S_L < 7$  es inconveniente (Incropera, F. 1996).

Para el arreglo escalonado la trayectoria del flujo principal es más tortuosa, y una gran parte del área superficial de los tubos corriente abajo permanece en esta trayectoria. *En general, el aumento de la transferencia de*

*calor es favorecido por el flujo más tortuoso de un arreglo escalonado, en particular, para números de Reynolds pequeños ( $Re_D < 100$ ) (Incropera, F. 1996).*

La forma apropiada para expresar el gran cambio de temperatura en el flujo, a medida que circula por el banco de tubos, es a través de una diferencia media logarítmica (Incropera, F. 1996).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_S - T_i) - (T_S - T_o)}{\ln\left(\frac{T_S - T_i}{T_S - T_o}\right)} \quad (2.24)$$

Donde  $T_i$  y  $T_o$  son las temperaturas del fluido a medida que entra y sale del banco, respectivamente. La temperatura de salida, que se necesita para determinar  $\Delta T_{ml}$ , se estima de:

$$\frac{T_S - T_o}{T_S - T_i} = \exp\left(-\frac{\pi DN\bar{h}}{\rho V N_T S_T c_p}\right) \quad (2.25)$$

Donde :

$D \rightarrow$  diámetro de los tubos

$V \rightarrow$  velocidad del fluido antes de entrar al banco de tubos

Donde  $N$  es el número total de tubos en el banco y  $N_T$  es el número de tubos en el plano transversal. Una vez conocido  $\Delta T_{ml}$ , la transferencia de calor por unidad de longitud de los tubos se calcula de (Incropera, F. 1996):

$$q' = N(\bar{h}\pi D\Delta T_{ml}) \quad (2.26)$$

### Caída de presión

La potencia que se requiere para mover el fluido a través del banco a menudo es un gasto mayor de operación y es directamente proporcional a la caída de presión, que se expresa como (Incropera, F. 1996):

$$\Delta p = N_L \chi \left( \frac{\rho V_{máx}^2}{2} \right) f \quad (2.27)$$

El factor de fricción  $f$  y el factor de correlación  $\chi$  se presentan en forma gráfica en el Apéndice 3.

### **2.5.4 Coeficiente global de transferencia de calor**

Una parte esencial de cualquier análisis de intercambiador de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor (Incropera, F. 1996). De la ecuación:

$$R_T = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (2.28)$$

El coeficiente global de transferencia de calor  $U$  se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos, en el caso de fluidos separados por paredes planas y cilíndricas compuestas, donde se toma en cuenta las resistencias de conducción y convección. Estas ecuaciones se vieron en el segmento sobre paredes compuestas, y los resultados sólo se aplican a superficies limpias sin aletas (Incropera, F. 1996).

En el caso de los intercambiadores de calor, el término de conducción de la pared a menudo se puede ignorar pues por lo general se usa una pared

## CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO

delgada de conductividad térmica grande. También con frecuencia uno de los coeficientes de convección es mucho menor que el otro y por ello domina la determinación del coeficiente global. Por ejemplo, si uno de los fluidos es un gas y el otro es un líquido o una mezcla líquido-vapor que experimenta ebullición o condensación, el coeficiente de convección del lado del gas es mucho más pequeño (Incropera, F. 1996).

Esto concluye la base teórica de transferencia de calor a utilizar el el marco metodológico. En los segmentos siguientes se explican los fundamentos teóricos necesarios en el área de diseño de estructuras, y predicción de fallas.

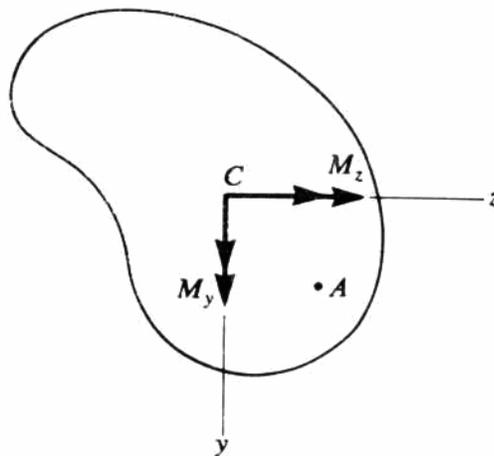
## **2.6 Flexión en vigas**

### **2.6.1 Esfuerzos de flexión en vigas**

Una viga es una pieza que soporta cargas transversales a su eje. Estas cargas provocan momentos de flexión en la viga, que originan esfuerzos de tensión normales, esto es, de tracción o compresión. La tensión máxima por flexión en la sección transversal de la viga se generará en la partícula más lejana al eje neutral de la sección (Mott, R. 1995).

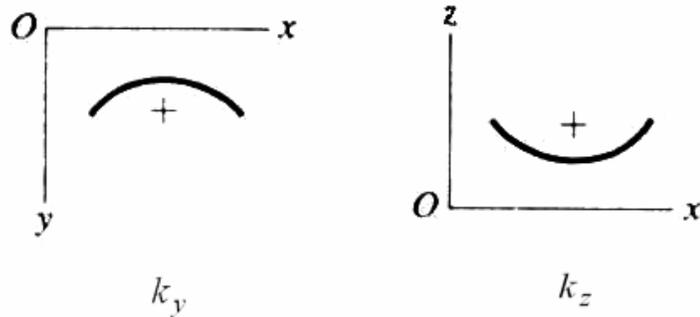
#### ***2.6.1.1 Teoría de flexión pura.***

Considérese la sección recta asimétrica de la figura 2.6.1, donde los ejes  $y$  y  $z$  son ejes centroidales no principales. Supóngase además que los momentos  $M_z$  y  $M_y$  actúan en dicha sección. En este caso la flexión en la viga ocurre simultáneamente en los planos  $xy$  y  $xz$  (Timoshenko, S. 1974).



**Figura 2.6.1. Sección transversal asimétrica con ejes centroidales no principales.**  
(Timoshenko, S. 1974)

Desígnese ahora la curvatura en el plano  $xy$  como  $k_y = 1/\rho_y$ , donde  $\rho$  es el radio de curvatura, y la curvatura en el plano  $xz$  como  $k_z = 1/\rho_z$ . Las curvaturas  $k_y$  y  $k_z$  se supondrán positivas cuando la forma flexionada de la viga sean cóncavas en el sentido mostrado en la figura 2.6.2.



**Figura 2.6.2. Convención de signos para la curvatura  $k$ . (Timoshenko, S. 1974)**

El esfuerzo en el punto A de la figura 2.6.1, con coordenadas  $y$  y  $z$ , viene dado por (Timoshenko, S. 1974):

$$\sigma_x = -k_y E y - k_z E z \quad (2.29)$$

Las expresiones para las curvaturas en función de los momentos flectores son (Timoshenko, S. 1974):

$$k_y = \frac{M_z I_y + M_y I_{yz}}{E(I_y I_z - I_{yz}^2)} \quad (2.30a)$$

$$k_z = -\frac{M_y I_z + M_z I_{yz}}{E(I_y I_z - I_{yz}^2)} \quad (2.30b)$$

Finalmente sustituyendo estas ecuaciones en la ecuación 2.29 se obtiene (Timoshenko, S. 1974):

$$\sigma_x = \frac{(M_y I_z + M_z I_{yz})z - (M_z I_y + M_y I_{yz})y}{I_y I_z - I_{yz}^2} \quad (2.31)$$

Esta ecuación representa una fórmula de flexión generalizada que puede emplearse para calcular los esfuerzos de flexión en una viga cuando se conocen los momentos flectores  $M_y$  y  $M_z$ , que actúan respecto a dos ejes perpendiculares cualesquiera (Timoshenko, S. 1974).

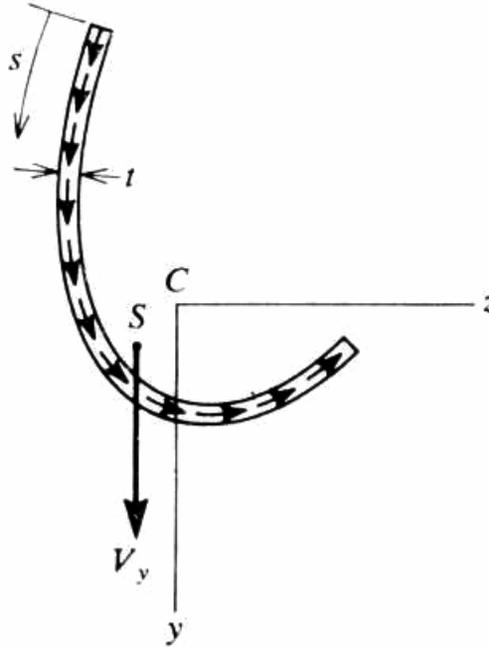
### **2.6.2 Esfuerzos cortantes en vigas sometidas a flexión con respecto a ejes no principales.**

Cuando una viga es flexionada por cargas transversales, por lo general, existe un momento flector  $M$  y una fuerza cortante  $V$ . El momento flector  $M$  provocará esfuerzos de tensión y compresión en la viga, mientras que la fuerza cortante  $V$  provocará esfuerzos cortantes en la cara transversal de la misma (Timoshenko, S. 1974).

Considérese que la viga cuya sección transversal se muestra en la figura 2.6.3, está sometida a cargas paralelas al eje  $y$ , y que estas producen un momento flector  $M_z$  y una fuerza cortante  $V_y$ . Además, supóngase que las cargas pasan por el centro de cortante (el centro de cortante es el punto en el que se debe aplicar la carga para que no exista torsión en la viga). El momento flector  $M_z$  producirá flexión con respecto a ambos ejes ( $y$  y  $z$ ). De la ecuación 2.31 (con  $M_y = 0$ ), los esfuerzos correspondientes vienen dados por (Timoshenko, S. 1974):

$$\sigma_x = \frac{M_z (I_{yz} z - I_y y)}{I_y I_z - I_{yz}^2} \quad (2.32)$$

Donde  $y$  y  $z$  son las coordenadas de un punto de la sección transversal.



**Figura 2.6.3. Esfuerzos cortantes en una viga con ejes Centroidales no principales. (Timoshenko, S. 1974)**

Ahora, tomando de la viga un elemento de longitud  $dx$  (figura 2.6.4), el esfuerzo cortante en la sección resulta de la diferencia entre la fuerza  $F_1$  y la fuerza  $F_2$ . Donde  $F_1$  y  $F_2$  son (Timoshenko, S. 1974):

$$F_1 = \int_0^s \sigma_x dA = \frac{M_{z1}}{I_y I_z - I_{yz}^2} \int_0^s (I_{yz} z - I_y y) dA \quad (2.33a)$$

$$F_2 = \int_0^s \sigma_x dA = \frac{M_{z2}}{I_y I_z - I_{yz}^2} \int_0^s (I_{yz} z - I_y y) dA \quad (2.33b)$$

Donde  $M_{z1}$  es el momento flector en la cara (ad), y  $M_{z2}$  el momento en la cara (bc) (figura 2.6.4).

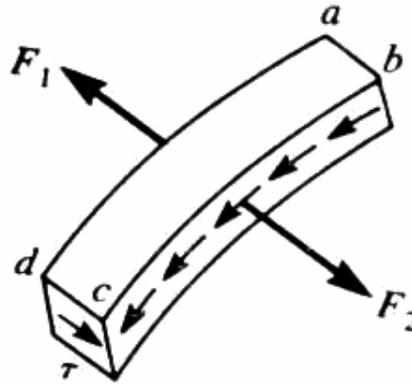


Figura 2.6.4. Fuerzas y esfuerzo sobre un elemento de la viga de longitud  $dx$   
(Timoshenko, S. 1974).

Considerando que:

$$\frac{(M_{z2} - M_{z1})}{dx} = -V_y$$

El esfuerzo cortante en la sección se expresa como (Timoshenko, S. 1974):

$$\tau = \frac{V_y}{t(I_y I_z - I_{yz}^2)} \left[ I_{yz} \int_0^s z dA - \int_0^s y dA \right] \quad (2.34a)$$

De igual manera se deduce la fórmula para esfuerzos cortantes causados por una fuerza cortante  $V_z$  que pasa por el centro de cortante y es paralela al eje  $z$ . Dicho esfuerzo se expresa como:

$$\tau = \frac{V_z}{t(I_y I_z - I_{yz}^2)} \left[ I_{yz} \int_0^s y dA - I_z \int_0^s z dA \right] \quad (2.34b)$$

El cálculo de estos esfuerzos es necesario para hallar el punto de cortante de la sección.

### **2.6.3 Deflexión en vigas.**

Por la acción de cargas transversales una viga se flexiona, deformándose así su eje longitudinal según una línea curva. Dicha curva viene dada por (Timoshenko, S. 1974):

$$k = \frac{1}{\rho} = -\frac{M}{EI} \quad (2.35a)$$

Además se tiene que:

$$k = \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (2.35b)$$

Donde :

$v \rightarrow$  flecha o desviación de un punto del eje de la viga respecto a su posición inicial

Combinando las ecuaciones 2.35a y 2.35b se tiene que:

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \quad (2.36)$$

La ecuación 2.36 es la ecuación diferencial básica de la curva elástica de una viga, donde de manera general, el momento M se puede expresar en forma de función singular (Timoshenko, S. 1974).

## **2.7 Columnas**

Una columna es una pieza estructural que soporta una carga axial por compresión y tiende a fallar como resultado de inestabilidad elástica o pandeo. La inestabilidad elástica es aquella condición de falla en la que la forma de la columna no es lo suficientemente rígida para mantenerla recta bajo la acción de la carga. En el punto que se presenta el pandeo, se genera en forma súbita una deflexión drástica del eje de la columna. En consecuencia, si la carga no se reduce, la columna se colapsará (Mott, R. 1995).

### **2.7.1 Propiedades de la sección transversal de una columna**

La tendencia de una columna a pandearse depende de la forma y las dimensiones de su sección transversal, junto con su longitud y la manera en que se une a piezas o soportes adyacentes (Mott, R. 1995). Las propiedades de la sección transversal importantes son (Mott, R. 1995):

- El área de la sección transversal,  $A$ .
- El momento de inercia de la sección transversal ( $I$ ) respecto al eje alrededor del cual es mínimo dicho valor.
- El valor mínimo del radio de giro de la sección transversal ( $r$ ).

El radio de giro se calcula a partir de:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.37)$$

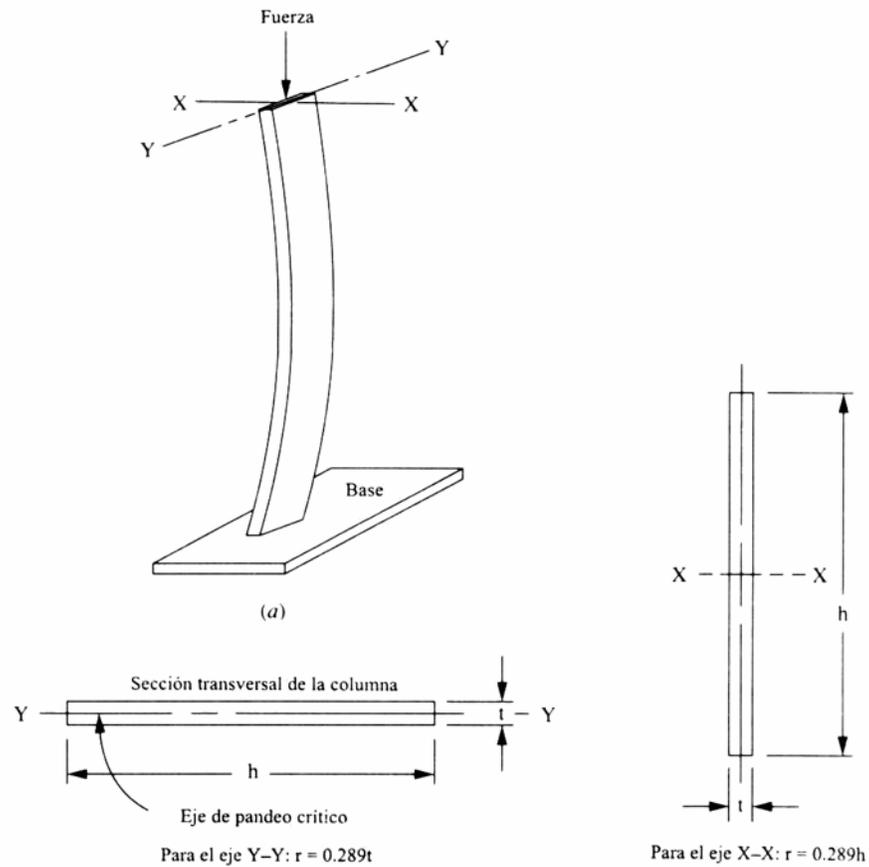
Una columna tiende a pandearse alrededor del eje para el cual el radio de giro (al igual que el momento de inercia) es mínimo (Mott, R. 1995). En la figura 2.7.1 se observa que el eje esperado de pandeo es Y-Y, puesto que  $I$  y  $r$  son mucho más pequeños para ese eje que para el eje X-X.

### **2.7.2 Empotramiento y longitud efectiva**

El empotramiento es la manera en que se apoyan o sostienen los extremos de la columna. La variable más importante es la cantidad de sujeción o fijación que se presenta en los extremos de la columna en contra de la tendencia a girar. Las formas de sujeción en los extremos son: atornillada, fija o libre. (Mott, R. 1995)

En la sujeción atornillada el extremo no puede balancearse de un lado al otro, pero sí puede girar.

En la sujeción fija el extremo se afianza en su soporte para que este no gire. El extremo de una columna soldado de manera segura a una placa que forma una base rígida es una aproximación adecuada a una columna de extremo fijo.



**Figura 2.7.1.(a) Pandeo de una columna delgada.(b) radio de giro respecto al eje Y-Y.  
(c) radio de giro respecto al eje X-X. (Mott, R. 1995)**

La manera en que se apoyan o sustentan ambos extremos de la columna afectan su longitud efectiva (Mott, R. 1995), que se define como:

$$L_e = KL \quad (2.38)$$

Donde  $L$  es la longitud real de la columna entre los soportes y  $K$  es una constante que depende de la fijación de los extremos, como se presenta en la figura 2.7.2.

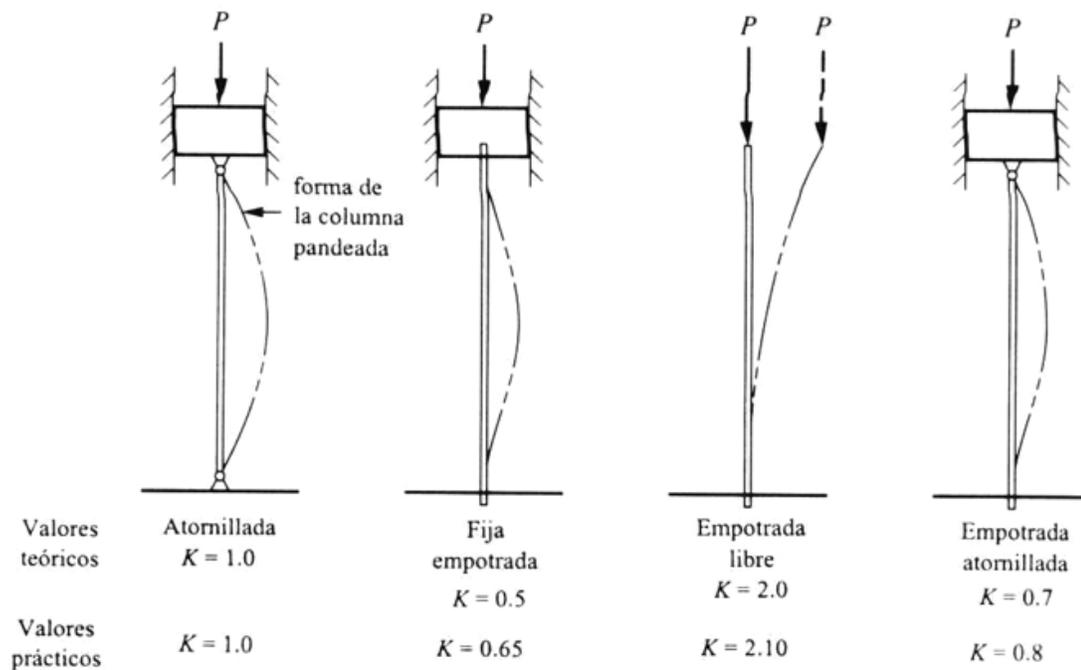


Figura 2.7.2. Valores de  $K$  para longitud efectiva. (Mott, R. 1995)

### **2.7.3 Razón de delgadez**

Es la relación de la longitud efectiva de la columna con su radio de giro mínimo (Mott, R. 1995). Esto es:

$$\text{razón de delgadez} = \frac{L_e}{r_{\min}} = \frac{KL}{r_{\min}} \quad (2.39)$$

### **2.7.4 Razón de transición de delgadez**

Se presentan dos métodos para el análisis de columnas rectas con cargas en el centro: la fórmula de Euler para columnas largas y la fórmula de J.B. Johnson para columnas cortas. La decisión sobre cuál método utilizar depende del valor de la razón real de delgadez para la columna a analizar en

relación con la razón de transición de delgadez,  $C_c$  (Mott, R. 1995); y que se define como:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (2.40)$$

Donde los valores de  $E$  y  $S_y$  se refieren al material del que está construida la columna.

Como se observa, la razón de transición de delgadez depende de las propiedades del material en cuanto a módulo de elasticidad y resistencia a punto cedente. Para cualquier tipo de material el módulo de elasticidad es casi constante. Por consiguiente el valor de  $C_c$  varía en forma inversa como la raíz cuadrada de la resistencia a punto cedente (Mott, R. 1995).

### **2.7.5 Análisis de columna larga**

Se realiza mediante la utilización de la Fórmula de Euler (Mott, R. 1995). Este método se utiliza si la razón de delgadez es mayor que  $C_c$ . La fórmula de Euler es la siguiente:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad (2.41)$$

De ella se obtiene la carga crítica  $P_{cr}$  a la cual la columna empezará a pandearse (Mott, R. 1995). La ecuación también se puede expresar de la siguiente manera (Mott, R. 1995):

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (2.42)$$

Esta fórmula permite conseguir el tamaño y forma de una sección transversal para que soporte una determinada carga (Mott, R. 1995).

La carga que genera pandeo depende sólo de la geometría (longitud y sección transversal) de la columna y de la rigidez del material; la resistencia del material no interviene en lo absoluto (Mott, R. 1995).

En resumen, el objetivo del análisis y diseño de columnas es verificar que la carga que se le aplica es segura, por debajo de la carga crítica que origina pandeo. Es necesario comprender las definiciones de los términos siguientes:

*P<sub>cr</sub> = carga crítica que origina pandeo*

*P<sub>a</sub> = carga permisible o tolerable*

*P = carga real que se aplica*

*N = factor de diseño*

*Así :*

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} \quad (2.43)$$

La carga real que se aplica (*P*) debe ser menor que *P<sub>a</sub>* (Mott, R. 1995).

### **2.7.6 Análisis de columna corta**

Se realiza mediante la utilización de la Fórmula de J.B. Johnson. Este método se usa cuando la razón de delgadez es menor que  $C_c$ . El uso de la fórmula de Euler en este rango proyectará una carga crítica más grande de lo que es en realidad (Mott, R. 1995).

La fórmula de J.B. Johnson se expresa de la siguiente manera:

$$P_{cr} = AS_y \left[ 1 - \frac{S_y \left( \frac{KL}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad (2.44)$$

La carga crítica para una columna corta se ve afectada por la resistencia del material además de su rigidez ( $E$ ). Por el contrario, en el caso de columnas largas, la resistencia no afecta la carga crítica, tal y como se observa en la fórmula de Euler (Mott, R. 1995).

Una vez establecida la base teórica necesaria, se procede a desarrollar la metodología para el diseño del horno, y aplicar los conceptos analíticos que permitan el cumplimiento de los objetivos de la manera más óptima posible.

# Capítulo 3

## Diseño del horno

En este capítulo se aplica la metodología de diseño y los conocimientos teóricos adquiridos necesarios para la solución del problema que se plantea. En un primer paso se realiza un estudio previo a fin de recopilar la información que permita definir al horno.

### **3.1 Estudio previo para el Diseño del Horno**

La planificación para el diseño de una instalación de recubrimientos en polvo por electrostática, va a depender principalmente de:

- El espacio de planta disponible: De éste depende la configuración de las diferentes etapas del proceso. Las instalaciones para grandes producciones (más de 500 piezas / día) son por lo general completamente automatizadas, pero poseen la desventaja de que requieren de grandes espacios de planta para su instalación. Por lo contrario, las instalaciones para producciones medianas o pequeñas (menos de 500 piezas / día), requieren de menor espacio para llevar a cabo dicha instalación. Por lo general, estas últimas suelen ser semiautomáticas o manuales.
- La forma en como ocurra el traslado de las piezas, depende del tipo de transporte. Éste puede llevarse a cabo de forma manual, semiautomática o automática. Por lo general, el riel de transporte es aéreo para este tipo de instalaciones. Cuando el traslado es completamente automático, las dimensiones de los equipos tienden a ser muy grandes para alcanzar el tiempo necesario durante las diferentes etapas del proceso, es decir, que el tiempo de permanencia en cualquiera de las etapas depende directamente de la velocidad de traslado. La velocidad de traslado suele estar entre 0,2 y 2,2 m/min (JOT Journal Für Oberflächentechnik N° 8 Agosto 2000). Para procesos donde la aplicación ocurre en forma manual, la velocidad de

traslado estará entre 0,2 y 0,5 m/min aproximadamente. La velocidad depende del tamaño, geometría de la pieza y capacidad de aplicación para el recubrimiento.

Por ejemplo, si el tiempo recomendado para el curado de la pintura en el horno es de unos 30 min, esto implica que para una velocidad  $V = 0.5$  m/min., la longitud del horno para el curado de la pintura debe ser entonces de 15 m.

- Las dimensiones de las piezas también juegan un papel importante en el tamaño de los equipos. Lo más común es que los equipos se diseñen en función de la pieza más grande que se deba pintar.
- La superficie de las piezas sólo toma importancia para la instalación, cuando el proceso de aplicación del recubrimiento electrostático ocurre de manera manual. Si la superficie es muy grande y/o la geometría de la pieza es muy complicada, se requiere mayor tiempo para revestirla, esto debido a que la persona encargada de aplicar la pintura sólo puede trabajar con una pistola.

### **3.1.1 Consideraciones para el Diseño del Horno**

Para iniciar el diseño del horno se debe tomar en cuenta:

1.- Disposición o configuración de los equipos en planta:

El espacio de planta disponible es de 40 m de longitud por 7 m de ancho.

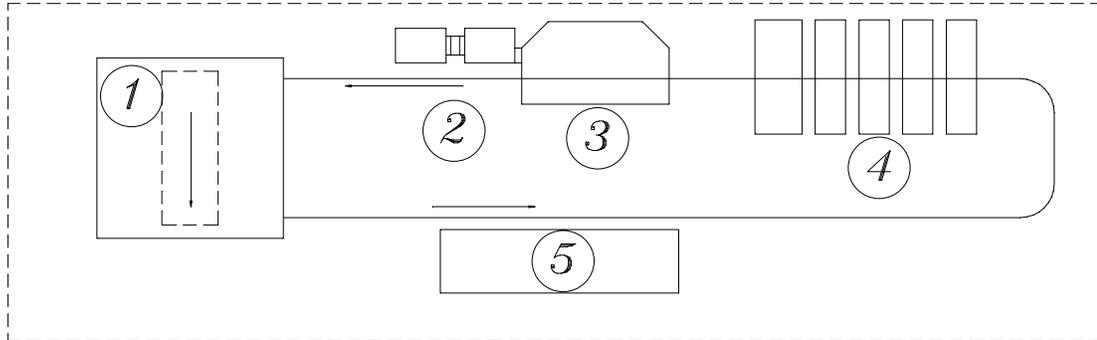
Al realizar el análisis para una instalación con transporte lineal automático, con velocidad de 0,5 m/min se obtuvo el largo de cada etapa del proceso de limpieza, tal y como se muestra en la tabla 3.1.1

<b><i>Etapa</i></b>	<b><i>Tiempo de aplicación</i></b>	<b><i>Longitud del equipo</i></b>
Desengrase	3 min	1,5 m
Enjuague	1 min	0,5 m
Fosfato	3 min	1.5 m
Enjuague	1 min	0,5 m
Pasiguado	1 min	0,5 m
Secado	10 min	5 m
	<b>Suma</b>	<b>9,5 m</b>

***Tabla 3.1.1. Longitud necesaria en la etapa de limpieza para un sistema automático  
(Los autores)***

A esta longitud se le debe sumar 3 m adicionales por cada equipo, ya que cada etapa debe tener prolongaciones para dejar escurrir la pieza antes de ingresar a la nueva etapa, para evitar que un líquido se contamine con otro. Por lo tanto, el largo necesario para la etapa de limpieza es de 27,5 m aproximadamente (ver Anexo 1). Ahora, al tomar en cuenta el largo para el horno de curado, éste tendría alrededor de 18 m. De aquí que el área aproximada necesaria para la instalación de una planta automatizada es de unos 600 m<sup>2</sup>. Esta es la razón por la que se descarta el traslado automático de las piezas a lo largo del proceso y se propone la disposición de planta mostrada en la figura 3.1.1.

1. SISTEMA DE LIMPEIZA SUPERFICIAL.
2. SISTEMA DE APLICACION DEL RECUBRIMIENTO.
3. SISTEMA DE RECUPERACION DEL RECUBRIMIENTO.
4. HORNO DE CURADO
5. ZONA DE CARGA Y DESCARGA.



*Figura 3.1.1. Disposición de planta propuesta. (Los autores)*

## 2.- Dimensiones y peso de las piezas a pintar:

Puertas y rejas de seguridad: 2.2 x 1.2 m.

Peso: Hasta 120 Kg.

## 3.- Manera más conveniente para transportar las piezas:

Las puertas se cuelgan acostadas para facilitar al pintor la aplicación del recubrimiento durante el proceso. Esto permite desplazamientos verticales cortos durante la aplicación y los desplazamientos largos ocurren en dirección horizontal sin mayor inconveniente. Además, una disposición acostada de las piezas permite una menor altura de los equipos, lo cual proporciona un diseño más compacto. Ver Anexo 2.

4.- Altura interior del horno:

Viene determinada por la altura de salida del riel en la cabina de pintura y la distribución interna de las piezas.

5.- Suministro de calor:

El aire es calentado de manera indirecta para prevenir los peligros de explosión dentro del horno. El horno está provisto de un circuito de recirculación en su interior para recalentar el aire continuamente. La disposición de los equipos se realiza de tal manera que sea posible alcanzar la forma más compacta y sencilla en el diseño.

El espacio físico para la instalación cuenta con suministro de gas natural para los quemadores.

Luego de tener aclarados todos los detalles técnicos para el diseño del horno, procedemos a la selección del equipo más apropiado.

### **3.1.2 Matriz Morfológica**

Los factores que intervienen en la selección del equipo se describen a continuación:

- *Tamaño:* Para instalaciones automatizadas se requieren de equipos de gran longitud. En el caso de instalaciones semiautomáticas y manuales, los diferentes procesos ocurren de manera estacionaria, permitiendo que los equipos sean de tamaño reducido.
- *Inversión:* Es proporcional al tamaño de los equipos y de la tecnología que se utilice para el manejo de la instalación.

- *Volumen de producción:* Viene dado por el grado de autonomía de la instalación. Para las instalaciones automáticas se tiene un mayor volumen de producción.
- *Transporte interno:* Utilizado sólo para instalaciones semiautomáticas, donde se requiere que el horno sea autónomo. En una instalación automática el transporte lo lleva a cabo el riel.
- *Mantenimiento:* Los sistemas automáticos poseen mayor cantidad de equipos y aparatos. En este sentido, el costo del mantenimiento será proporcional a la cantidad de equipos y aparatos que posea la instalación.
- *Continuidad en el funcionamiento:* Automático (continuo), semiautomático (semicontinuo) y manual (discontinuo).
- *Consumo de energía:* Viene dado por la cantidad de arranques y paradas que deba realizar el horno, y se ve reflejado en las pérdidas de calor durante el proceso. A grandes pérdidas se tiene mayor consumo de energía. Para los tres tipos de sistema se tienen las siguientes características:
  - *Horno automático:* Un arranque por día y presenta pérdidas constantes a la entrada y salida del horno.
  - *Horno semiautomático:* Un arranque por día y presenta pérdidas parciales a la entrada y salida.

- *Horno para proceso de transporte manual:* Entre tres y cuatro arranque por día y presenta perdidas cada vez que se arranca o se detiene el proceso para descargar y cargar el horno.

Factores	Promedio	TIPO DE HORNO					
		Automático		Semiautomático		Manual	
			%		%		%
Tamaño	20%	1	0,3	5	1,0	5	1,0
Inversión Inicial	20%	1	0,3	4	0,8	5	1,0
Volumen de producción	10%	5	0,5	4	0,4	2	0,2
Transporte Interno	10%	5	0,5	4	0,4	1	0,1
Mantenimiento	5%	2	0,1	3	0,15	4	0,2
Disponibilidad de Trabajo	5%	5	0,25	5	0,25	1	0,05
Consumo de energía	20%	3	0,6	4	0,8	1	0,2
TOTAL		2,55		3,8		2,75	

**Leyenda**

- 5 Muy buena
- 4 Buena
- 3 Regular
- 2 Mala
- 1 Muy mala

*Tabla 3.1.2. Matriz morfológica utilizada para la selección del horno. (Los autores)*

Basado en la tabla 3.1.2, se llega a la conclusión que el horno que satisface los factores de diseño es el semiautomático.

### **3.1.3 Selección de la mejor Configuración de Equipos para el Horno**

Después de haber obtenido el resultado de la matriz morfológica, se procede a evaluar tres configuraciones diferentes propuestas para el diseño del horno.

Las partes más importantes que integran el horno se identifican con una numeración del 1 al 6.

<b>Num.</b>	<b>Descripción</b>
1	Sistema de transporte.
2	Ducto o garganta de entrada.
3	Ventilador para la recirculación.
4	Calentador de aire.
5	Ducto o garganta de salida – aire recalentado.
6	Piezas guindadas.

### **3.1.3.1 Primera Propuesta**

En esta configuración se presenta el sistema de calefacción ubicado por debajo del piso del horno. Las vistas de perfil y de la planta del horno para esta configuración se presentan en la figura 3.1.2

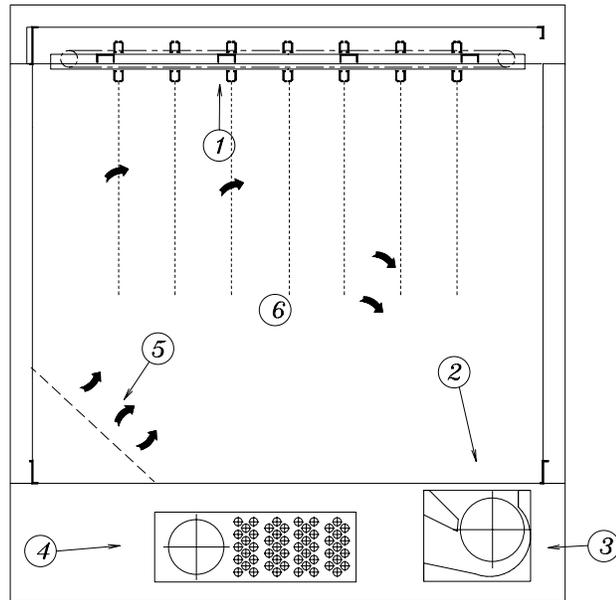
La ubicación del sistema de calefacción en la parte inferior, incrementa la altura del horno considerablemente, trayendo como consecuencia un ascenso del nivel del riel después de la salida de la cabina de pintura, lo cual trae dificultades para el transporte manual, donde el riel debe conservar su nivel para facilitar el empuje de los carros de carga. Además, el difícil acceso a los equipos con esta disposición, complican su diseño, construcción y mantenimiento.

Una manera de mantener el nivel del riel en este caso es elevando los otros equipos, lo que implica un incremento en los costos. Otra opción es disminuir la altura de la cámara de calor, pero esto disminuye la capacidad del horno.

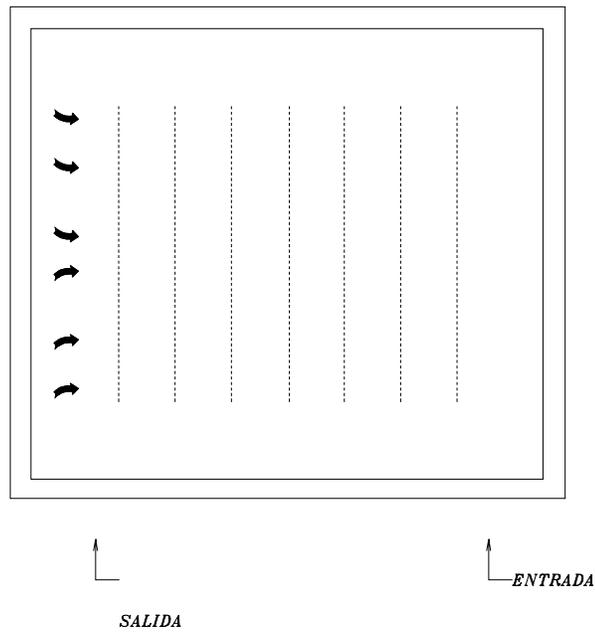
Por otra parte la ubicación de los equipos no favorece a la distribución uniforme del aire dentro de la cámara de calor, pues la succión y el ingreso del aire siempre tendrán que estar ubicados uno en frente del otro, a menos que se coloque un ducto de succión ascendente.

*Primera Propuesta*

*VISTA PERFIL HORNO 1*



*VISTA DE PLANTA HORNO 1*



**Figura 3.1.2. Primera propuesta para la configuración de equipos en el horno (Los autores).**

### **3.1.3.2 Segunda Propuesta**

En esta configuración se presenta el sistema de calefacción ubicado a un costado del horno. Las vistas de perfil y de la planta se presentan en la figura 3.1.3

Esta configuración permite que el aire recalentado sea introducido en la cámara de calor, de una manera uniformemente distribuida desde el centro y a lo largo del piso, a través del ducto de salida.

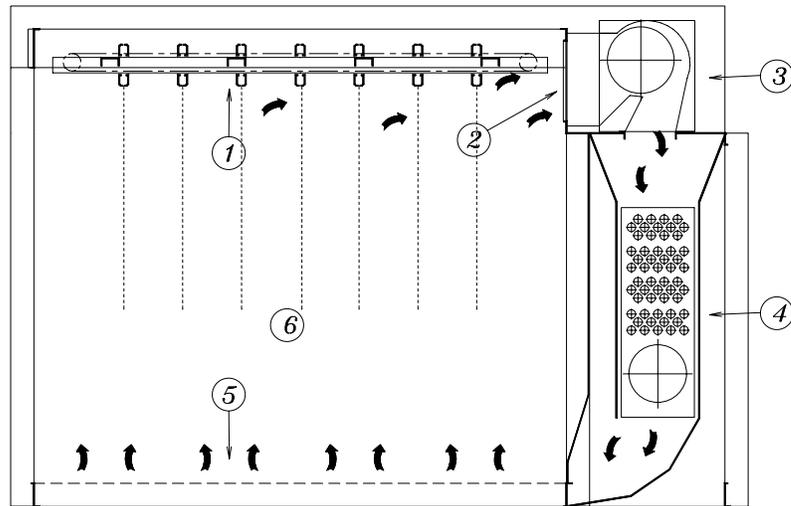
El ventilador extrae desde la parte lateral superior el aire y lo sopla directamente sobre el calentador, manteniendo entre él y el calentador una presión siempre positiva, obligando el paso del aire a través del banco de tubos del calentador y manteniendo así el caudal de aire apropiado.

Por otra parte, la trayectoria ascendente del aire dentro de la cámara de calor se favorece, pues el aire caliente tiende a subir por si solo después de salir del ducto.

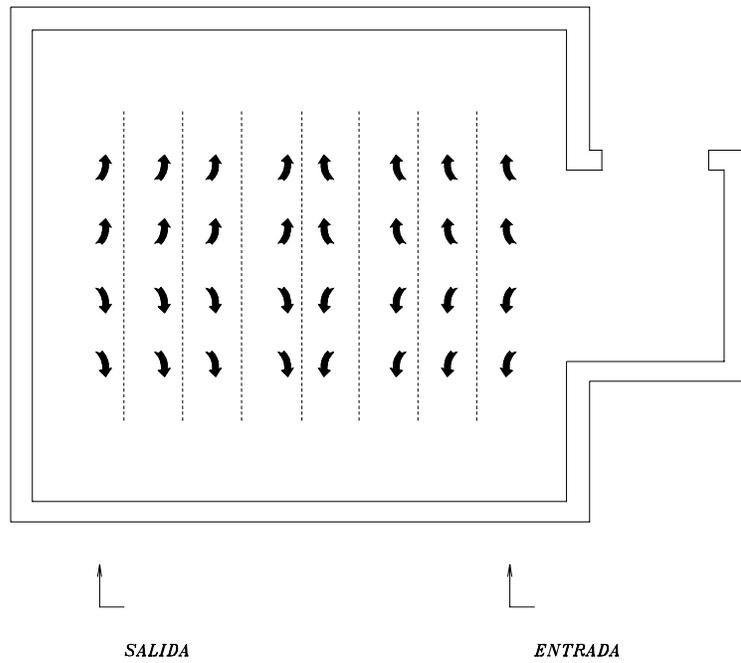
La ubicación de los equipos para el sistema de calefacción proporciona un diseño compacto y sencillo, además de que son de fácil acceso.

*Segunda Propuesta*

*VISTA PERFIL HORNO 2*



*VISTA DE PLANTA HORNO 2*



**Figura 3.1.3. Segunda propuesta para la configuración de equipos en el horno (Los autores)**

### **3.1.3.3 Tercera Propuesta**

En esta configuración al igual que en la segunda propuesta, se presenta el sistema de calefacción ubicado a un costado del horno, pero con la diferencia de que el ventilador se encuentra ubicado por debajo del intercambiador. Las vistas de perfil y de la planta se presentan en la figura 3.1.4

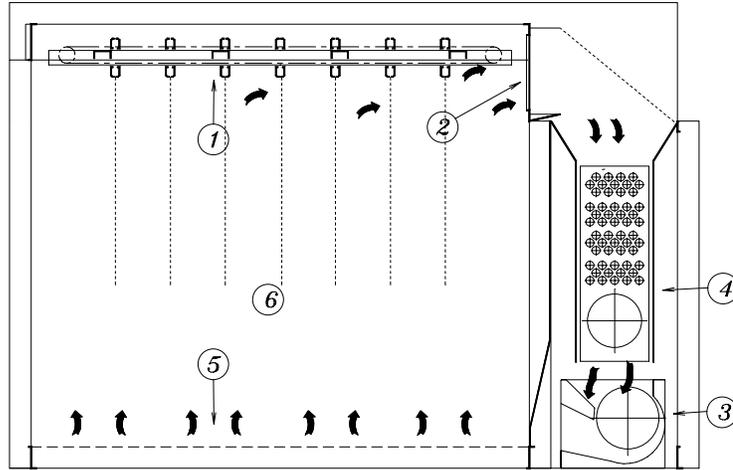
En este caso, la succión ocurre después del banco de tubos, lo cual exige una mayor potencia del ventilador para poder manejar el caudal de aire requerido para el proceso de intercambio de calor.

La ubicación del ventilador en la parte inferior complica un tanto el diseño del compartimiento lateral y el acceso al ventilador.

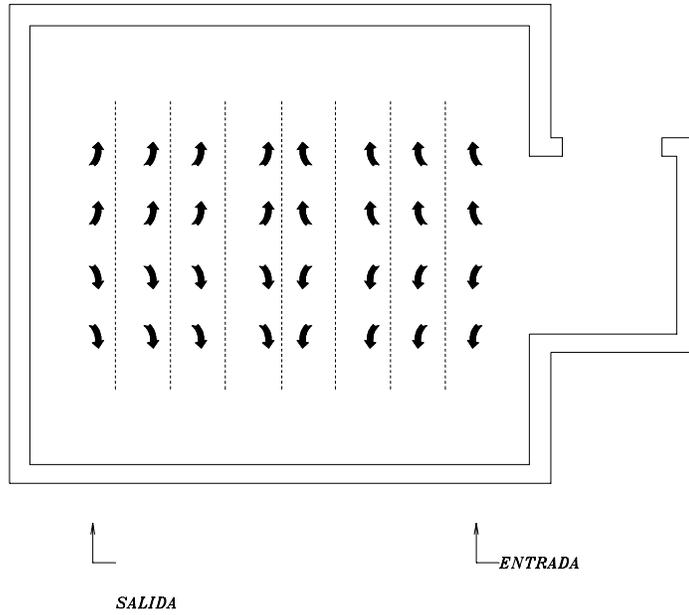
El recorrido del aire en la cámara de calor conserva las mismas características que la segunda propuesta.

*Tercera Propuesta*

*VISTA PERFIL HORNO 3*



*VISTA DE PLANTA HORNO 3*



**Figura 3.1.4. Tercera propuesta para la configuración de equipos en el horno (Los autores)**

### 3.1.3.4 Selección de la mejor Configuración

En la figura 3.1.5, se puede observar la representación de cada una de las propuestas. Al realizar una matriz morfológica para la selección se tiene:

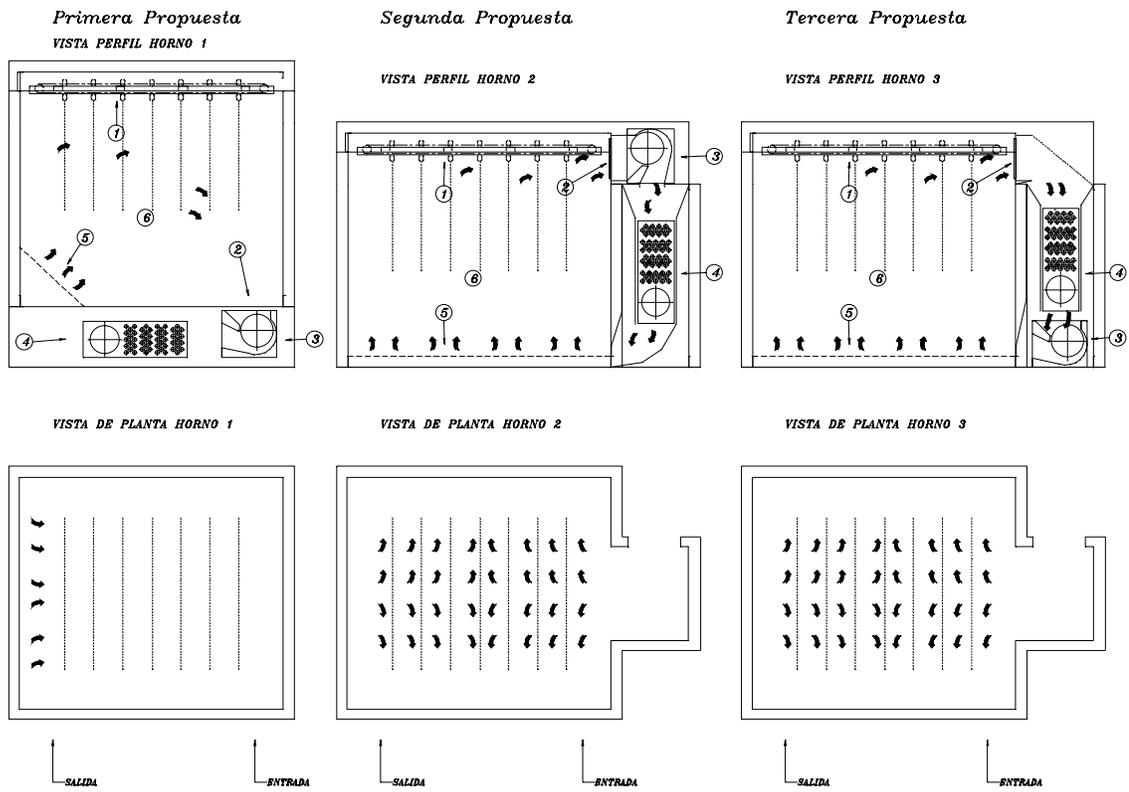
Factores	Promedio	PROPUESTAS					
		1		2		3	
			%		%		%
Altura	20%	1	0,2	5	1	5	1,0
Construcción	20%	3	0,6	5	1	4	0,8
Mantenimiento	20%	1	0,2	4	0,8	4	0,8
Circulación interna de aire	20%	3	0,6	5	1	4	0,8
Acceso a los equipos	20%	1	0,2	5	1	2	0,4
	TOTAL		1,8		4,8		3,8

**Leyenda**

- 5 Muy buena
- 4 Buena
- 3 Regular
- 2 Mala
- 1 Muy mala

*Tabla 3.1.3. Matriz morfológica para seleccionar la configuración del horno. (Los autores).*

Basado en la tabla 3.1.3, se llega a la conclusión que la configuración para el horno que satisface los factores de diseño es el de la segunda propuesta, debido a que la ubicación de los equipos es la que proporciona el diseño más compacto y simple.



**Figura 3.1.5. Comparación entre las tres propuestas para la configuración de equipos en el horno. (Los autores)**

## **3.2 Diseño del Horno**

Para realizar un diseño del horno apropiado, se debe tomar en cuenta una serie de consideraciones, que se plantean en las secciones siguientes.

### **3.2.1 Consideraciones para Dimensionar el Horno**

1. Altura de salida del riel desde la cabina de pintura:

La altura del riel al salir de la cabina es de 2230 mm. Tomando en cuenta que se debe colocar una sujeción para el riel dentro del horno, se prevé 50 mm por encima del mismo para la sujeción. Por lo tanto, la altura interna necesaria es de 2280 mm.

2. Longitud de las piezas:

La pieza más larga es de 2200 mm de largo y para dejar una distancia prudente de la pieza a la pared, se toma 280 mm más a cada lado de la pieza.

3. Separación mínima de las piezas dentro del horno:

La distancia mínima entre las piezas, una vez ubicadas en el transportador, se estima entre 300 y 400 mm, para que exista suficiente espacio entre las mismas y circule el aire caliente.

4. Disposición y ubicación del transportador en el horno:

Se prevé la ubicación del sistema de transporte en la parte superior central en el techo del horno. Las dimensiones de éste se determinan con el diseño del sistema de transporte.

5. Disposición y ubicación del sistema de calefacción:

También se prevé un compartimiento lateral para la ubicación del calentador de aire y el ventilador, las dimensiones para el compartimiento se establecen con el diseño del calentador y tamaño del ventilador.

Los ductos de succión y de salida para la recirculación no tienen ninguna influencia sobre las dimensiones externas del horno.

6. Ubicación del horno dentro del proceso.

El frente y la parte posterior del horno están provistos de un marco para que el cierre de las puertas sea lo más hermético posible. El frente presenta una puerta de entrada y otra de salida.

Tomando en cuenta las consideraciones previas, además del espacio de planta disponible y que el curado de la pintura en el horno ocurre de forma estacionaria, se define las siguientes dimensiones aproximadas para la cámara interna del horno:

*Altura 2280 mm*  
*ancho 2760 mm*  
*largo 2760 mm*

Es importante mencionar que el ancho se establece con esta longitud, debido a que las dimensiones de la lámina más grande, disponible para la construcción del horno es de 3 m x 1,5 m. Por otra parte, para mantener un diseño compacto se recomienda que el ancho sea igual al largo.

### **3.2.2 Consideraciones para la transferencia de calor en el Horno**

Al realizar el estudio termodinámico del horno, se considera:

1. Para efectos de cálculo, se supone que el horno ha alcanzado un estado termodinámico permanente.
2. Efecto de radiación despreciable.
3. Se suponen propiedades térmicas constantes.
4. Convección forzada ocasionada por la recirculación del aire dentro de la cámara térmica.
5. Efecto despreciable del cambio en la temperatura del aire a través del banco de tubos sobre la temperatura del aire.
6. La transferencia de calor es a través de pared, piso y techo, se realizará como en una pared compuesta.
7. Calentador de aire de tipo flujo cruzado.
8. Efecto de fuerza gravitatoria despreciable en el calentador.
9. Las caídas de temperatura por resistencia de contacto entre materiales no son consideradas (se supone contacto térmico perfecto).

### **3.2.3 Transferencia de calor en el horno**

La temperatura del aire en el horno para el curado de los recubrimientos debe ser lo suficientemente alta, como para lograr que la superficie de la pieza alcance una temperatura de 180 °C durante un tiempo de 15 min (Anexo 3-a). Basado en la gráfica del Anexo 3-b, donde se presenta una curva tomada en un horno lineal de 18 m de la empresa UNIALAMBRE, se establece que el límite inferior de temperatura del horno es 170 °C, y se puede observar que el periodo de tiempo en el cual la superficie de la pieza, se mantiene por encima de los 180 °C no supera los 10 min. Por esta razón la empresa UNIALAMBRE opera el horno a una temperatura de 210 °C.

A través de esta prueba se verifica los límites superior e inferior de temperatura que debe tener el aire dentro del horno para el curado de la pintura.

Para el análisis se supone que la temperatura a la cual se estabiliza el sistema es de 220 °C. La potencia del calentador de aire debe ser superior a la pérdida de calor que se produce en las paredes, piso y techo del horno, para que de esta manera al generarse calor por encima de la pérdida existente, se garantiza el suministro de calor necesario para mantener o elevar la temperatura en la cámara de calor.

### **3.2.4 Selección del Material Aislante**

Basados en la Norma Covenin 2023 “Aislantes térmicos”, se recomienda para temperaturas que oscilan entre 149-260C°, el uso de aislante clase I, de espesor 4” (101,6mm), por lo tanto, el aislante seleccionado es fibra mineral en forma de manta tipo II (Anexo 4).

Para un aislante de espesor 4” (101,6 mm) se establece un espesor de 120 mm para la pared, piso y techo del horno.

Para una temperatura de trabajo aproximada de 220 °C, el valor del coeficiente conductivo ( $k$ ) se obtiene de la tabla presentada en el anexo 4. De modo que:

$$K = 0,0802 \text{ W/m K}$$

### **3.2.5 Cálculo de la Pérdida de Calor en el Horno**

#### ***3.2.5.1 Pérdida de Calor en las Paredes y Techo.***

La pared del horno está compuesta por lámina galvanizada de acero al carbono cuyo espesor es 0,9 mm, y contiene el aislante seleccionado en la sección 3.2.4.

Para el cálculo de las pérdidas de calor en el horno se realizan las siguientes suposiciones:

- Conducción en estado estable.
- Conducción unidimensional a través de la pared.
- Conductividad térmica constante.
- Resistencia térmica de contacto despreciable.

- Se supone una cámara interna del horno un poco más amplia para efecto de los cálculos.

Dimensiones aproximadas del Horno:

Altura interior (L): 2,30 m

Ancho interior (a): 2,76 m

Largo interior (b): 2,76 m

El área ( $A_c$ ) aproximada de las paredes y techo es:

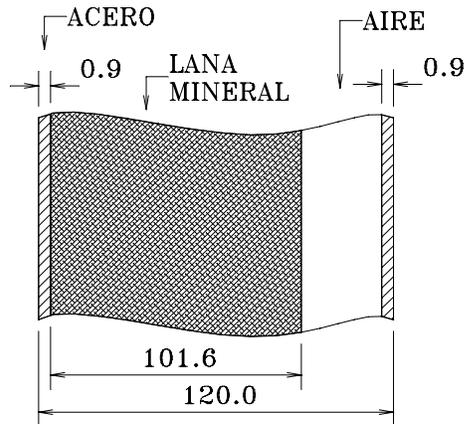
$$\begin{aligned}A_c &= (2 \times L \times a) + (2 \times L \times b) + (b \times a) \\A_c &= (2 \times 2,3 \times 2,76) + (2 \times 2,3 \times 2,76) + (2,76 \times 2,76) \\A_c &= 32,48 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Tomando en cuenta que en este cálculo del área no se encuentra ninguna previsión para el compartimiento adicional del sistema de calefacción y el transportador, se debe considerar un factor de seguridad de 1.2. Entonces el área a utilizar será:

$$A_c = 39 \text{ m}^2$$

Por ser una pared compuesta, la transferencia de calor se determina a través de un circuito térmico equivalente. La configuración de la pared se representa en la figura 3.2.1

Pared del horno:



**Figura 3.2.1. Configuración de la pared del horno. (Los autores).**

Se asume un coeficiente de convección libre para el aire fuera del horno de  $25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , por ser el galpón muy aireado. Por otra parte, se asume para el interior un coeficiente de convección forzada de  $100 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , por existir recirculación del aire dentro del horno.

Los coeficientes de convección para el aire y conducción para el acero, fueron tomados del Apéndice 4 y Apéndice 5 respectivamente.

Al realizar el circuito térmico equivalente para la pared compuesta del horno se tiene de la ecuación 2.15, que la transferencia de calor a través de las paredes es:

$$q_x = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\sum \text{Resistencias Térmicas}}$$

Donde:

$T_{\infty 1} = 220^\circ \text{ C}$  temperatura en la cámara de calor del horno.

$T_{\infty 2} = 20^\circ \text{ C}$  temperatura más crítica de los alrededores.

El área total de transferencia de calor se aproxima a  $A_c = 40 \text{ m}^2$ .

La suma de las Resistencias térmicas, de la ecuación 2.14, es:

$$\sum R_{Térmica\ Total} = \frac{1}{h_a \cdot A_c} + \frac{l}{k \cdot A_c} + \frac{l}{k_l \cdot A_c} + \frac{1}{h_a \cdot A_c} + \frac{l}{k \cdot A_c} + \frac{1}{h_a \cdot A_c}$$

Entonces, de la ecuación 2.16, la pérdida de calor a través de las paredes y techo será:

$$q_p = \frac{40 \times (220^\circ C - 20^\circ C)}{\left[ \left( \frac{1}{100} \right) + \left( \frac{0,009}{52,65} \right) + \left( \frac{0,1016}{0,0802} \right) + \left( \frac{1}{5} \right) + \left( \frac{0,009}{56,7} \right) + \left( \frac{1}{25} \right) \right]}$$

$$q_p = \frac{8000}{1,517}$$

$$q_p = 5273,6W \Rightarrow q_p = 5,273 kW$$

Como se puede observar, debido al espesor de la lámina (0,9 mm), su resistencia térmica para nuestro caso es despreciable.

Al calcular, de la ecuación 2.2, la temperatura externa de la lámina para una condición de 30 °C tenemos:

$$q_x = 49m^2 \times 25 \frac{W}{m^2 K} (T_{p_{exterior}} - 30^\circ C)$$

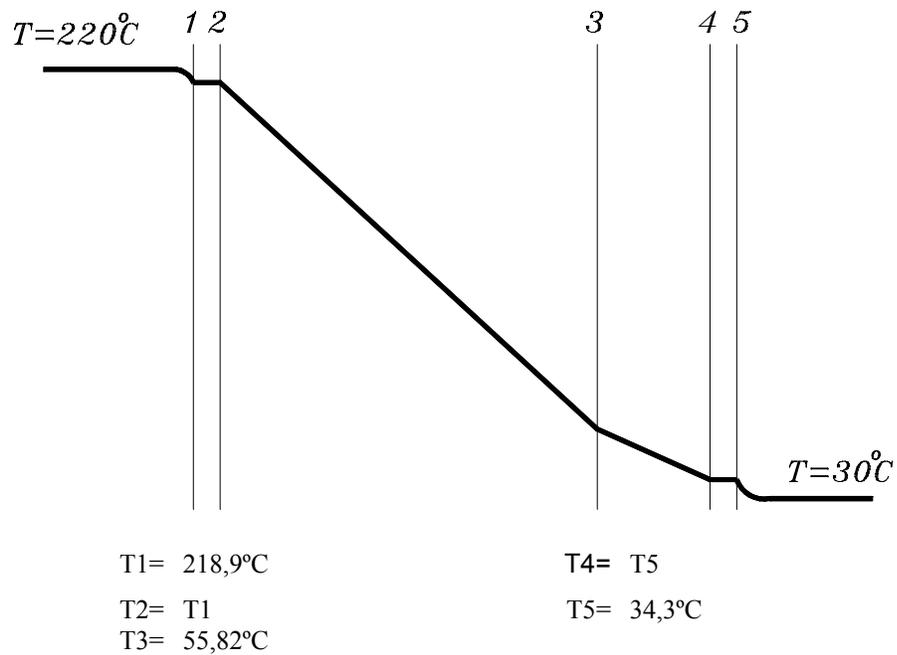
$$T_{p_{exterior}} = 34,3^\circ C$$

De igual forma, se obtiene la parte interna de la pared:

$$q_x = 49 \text{ m}^2 \times 100 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} (220^\circ \text{ C} - T_{p_{\text{interior}}})$$

$$T_{p_{\text{interior}}} = 218,9^\circ \text{ C}$$

La distribución de temperaturas en la pared del horno se muestra en la figura 3.2.2.



**Figura 3.2.2. Distribución de temperatura en la pared del horno. (Los autores).**

### 3.2.5.2 Pérdida de calor en el Piso

Tomando en cuenta que el horno reposa sobre el piso y que el espesor de la placa es de 150 mm de cemento sólido, se realiza el cálculo de transferencia de calor en el piso para hallar las pérdidas de calor que en este se generan. De la ecuación 2.15 se tiene que:

$$q_{\text{piso}} = \frac{8 \times (220^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C})}{\left[ \left( \frac{1}{100} \right) + \left( \frac{0,1016}{0,0802} \right) + \left( \frac{0,150}{0,58} \right) + \left( \frac{1}{25} \right) \right]}$$

$$q_p = \frac{1600}{1,57}$$

$$q_p = 1019,0\text{W} \Rightarrow q_p = 1,019\text{kW}$$

El coeficiente de conductividad para el cemento es  $k = 0,58\text{ W/m K}$  (Apéndice 6)

### 3.2.5.3 Pérdida de calor al abrir las Puertas

Tomando en cuenta:

- Que existe una puerta de entrada y otra de salida.
- Que la cantidad de estaciones en el transportador depende del ancho del horno y de la distancia mínima que se permite entre pieza. Esta distancia se toma como 300 mm, para que de esta manera se puedan guindar dos marcos para puertas, cuyo ancho es 200 mm, uno al lado del otro.

Se tiene que el número aproximado de estaciones en el horno es:

$$Num .E = \frac{Ancho \text{ - Horno} - X_{extremos}}{300} + 1$$

$$Num .E = \frac{2760 - 800}{300} + 1 = 7,5$$

Si se tienen siete (7) estaciones para el transportador y se divide el tiempo que se recomienda para el curado entre este número de estaciones, se obtiene un intervalo de tiempo estimado de 5 min para la apertura de las puertas, a fin de realizar la carga o descarga en el horno.

Si se considera que la jornada de trabajo es de 8 horas diarias y que el operario del horno necesita unos 25 seg para introducir o sacar una pieza del horno, y además se considera un área de puerta de 2 m<sup>2</sup>, se determina la pérdida de calor utilizando la ecuación 2.2.:

$$q_{puerta} = \frac{2 \times (220^{\circ}C - 20^{\circ}C)}{\left[ \left( \frac{1}{100} \right) \cdot 8 \text{ horas} \right]}$$

$$q_{puerta} = 5000 \text{ W} / h$$

Luego con el tiempo que existe entre apertura y las 8 horas de trabajo, se determinan las veces que se abre una puerta por día de trabajo. Luego con los 25 seg necesarios para introducir o extraer del horno una pieza, se obtiene el tiempo que dura una puerta abierta durante el período de trabajo.

$$num .apertura = \frac{8h \cdot 60 \text{ min}}{1h \cdot 5 \text{ min}} = 96 \text{ veces}$$

$$t_{apertura} = \frac{96 \cdot 25 \text{ s} \cdot 1h}{3600 \text{ s}} \cdot 2 \text{ puertas} = 1.33 \text{ h}$$

De modo que la pérdida generada por el abrir y cerrar de las puertas en el caso más crítico, trabajando todo el día a máxima capacidad, es:

$$q_{puertas} = 5000 \text{ W/h} \cdot 1.33 \text{ h}$$

$$q_{puertas} = 6650 \text{ W} \Rightarrow 6.65 \text{ kW}$$

#### **3.2.5.4 Pérdida Total de Calor en el Horno**

Al sumar todas las pérdidas que ocurren en la cámara de calor del horno tenemos que el calor perdido total es:

$$q_{total} \cong 13,0 \text{ kW}$$

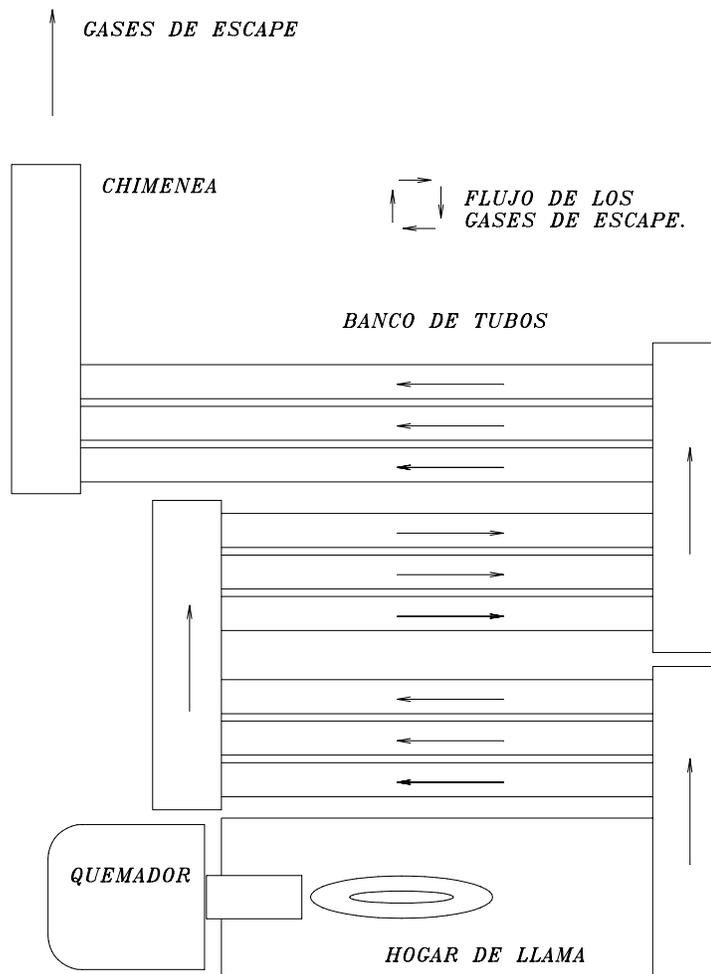
### **3.2.6 Diseño del Calentador de Aire**

#### **3.2.6.1 Cálculo de la Transferencia de Calor en el Calentador de aire**

Se toma un arreglo cruzado para el diseño del intercambiador, donde el aire que se recircula en el horno se calienta al pasar por el banco de tubos. Como en general la transferencia de calor por convección forzada es favorecida por un flujo tortuoso a través de un banco de tubos con un arreglo escalonado, debido a la trayectoria que origina, se toma un arreglo escalonado como se muestra en la figura 2.5.9 para el diseño del calentador.

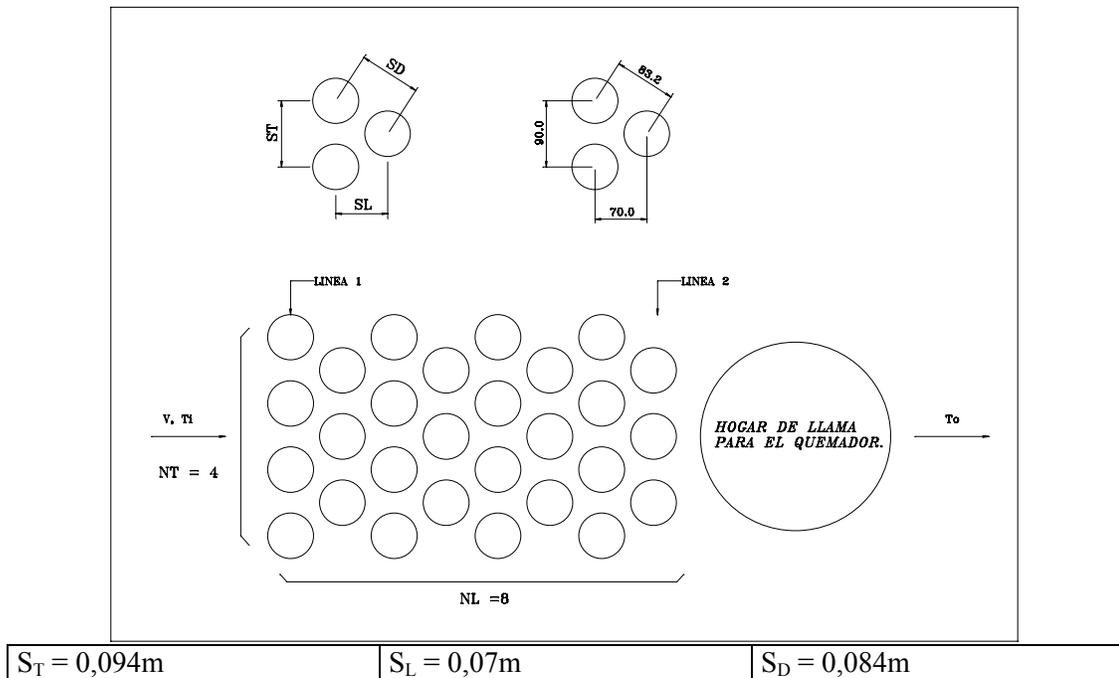
Como el aire debe ser recirculado dentro del horno a una temperatura aproximada de 220 °C, se asume que entra al intercambiador a una temperatura de 220 °C y sale con una temperatura de 225 °C del banco de tubos, es decir,  $\Delta T = 5$  °C. Este diferencial se establece tomando en cuenta que el sistema de control para la temperatura del horno actúa dentro de un cierto rango.

Para el diseño del calentador, se considera que el quemador y la chimenea para el escape de los gases de la combustión se ubican de un mismo lado, lo que permite tener un solo agujero para introducir el calentador en el horno. Además, tomando en cuenta el recorrido para el escape de los gases generados en la combustión dentro del banco de tubos, se propone el circuito que se representa en la figura 3.2.3.



**Figura 3.2.3. Circuito de los gases de combustión. (Los autores).**

Después de haber estudiado el proceso de fabricación del calentador de aire se toma el arreglo mostrado en la figura 3.2.4.



**Figura 3.2.4. Arreglo para el banco de tubos del calentador de aire. (Los autores).**

Al tomar  $S_T$ ,  $S_L$  y  $S_D$  (Ver figura 2.5.9 y 3.2.4) propuestas para facilitar el proceso de troquelación y fabricación del intercambiador. Por otra parte, para evitar las grandes caídas de presión en el interior del calentador, se toma un diámetro interno para los tubos de 2" (50.8 mm),

Al entrar en el Apéndice 1, con la relación:

$$\frac{S_T}{S_L} < 2$$

Se cumple que:

$$\frac{S_T}{S_L} = 1,286 \Rightarrow \frac{S_T}{S_L} < 2$$

Una vez que se calcula la relación  $S_T/S_L$  se utiliza la correlación de Zhukauskas (ecuación 2.17) con los valores de las constantes  $C$  y  $m$  obtenidas del Apéndice 1. El número de Nusselt viene dado por:

$$C = 0.35 \times \left( \frac{S_T}{S_L} \right)^{1/5}$$

$$C = 0,366$$

$$m = 0,6$$

$$\overline{Nu}_D = C \times Re_{Dmáx}^m \times Pr^{0,36} \times \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

Que se cumple para:

$$N_L \geq 20$$

$$0,7 < Pr < 500$$

$$1000 < Re_{D Máx} < 2 \times 10^6$$

Al tomar las siguientes suposiciones, para hallar el número promedio de Nusselt:

- 1.- Condiciones de estado estable.
- 2.- Efecto de radiación despreciable.
- 3.- Propiedades constantes.

Temperatura de trabajo 220 °C que equivale a 493 K.

Interpolando de la Tabla 3.2.1, extraída del Apéndice 7, se obtiene las propiedades térmicas del aire para una temperatura de 493 K.

T (k)	C <sub>p</sub>	v*10 <sup>6</sup>	k*10 <sup>3</sup>	Pr
500	1030	38,79	40,7	0,684
493	X	X	X	X
450	1021	32,39	37,3	0,686

**Tabla 3.2.1. Extracto del Apéndice 7. (Los autores).**

Y asumiendo  $Re = 2000$  para que la velocidad del aire dentro del banco de tubos no sea tan pequeña se tiene que:

$$\rho = 0,707 \text{ Kg/m}^3$$

$$C_p = 1029 \text{ J/Kg } ^\circ\text{K}$$

$$\nu = 37,9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\kappa = 40,224 \times 10^{-3} \text{ W/m } ^\circ\text{k}$$

$$Pr = 0,6843$$

$$Pr_s = 0,684$$

Al sustituir en la ecuación 2.17:

$$\overline{Nu}_D = 0,366 \times 2000^{0,6} \times 0,6843^{0,36} \times \left( \frac{0,6843}{0,684} \right)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = 35,00$$

Luego con este Número de Nusselt se halla el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección:

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \times \frac{k}{D}$$

El cual se utiliza posteriormente para hallar la temperatura superficial del banco de tubos. Al sustituir se tiene que:

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \times \frac{k}{D} = 35 \times \frac{40,224 \times 10^{-3}}{0,062}$$

$$\bar{h} = 22,71 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Al verificar en qué plano se encuentra la velocidad más alta dentro del banco de tubos con la ecuación 2.22, se tiene que:

$$V_{A1} > V_{A2}$$

Por lo tanto la velocidad se obtiene de la relación:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{(S_T - D)} \times V$$

Donde  $V_{m\acute{a}x}$  es la velocidad máxima del fluido dentro del banco de tubos y se obtiene de la relación de Reynolds para flujo externo.

$$\text{Re}_{D_{m\acute{a}x}} \equiv \frac{V_{m\acute{a}x} \times D}{\nu}$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{2000 \times (37,9 \times 10^{-3})}{0,062}$$

$$V_{m\acute{a}x} = 1,22 \text{ m/s}$$

Luego al despejar  $V$ , en la ecuación 2.23 y sustituir los valores, se obtiene:

$$V = \frac{(0,094 - 0,062)}{(0,094)} \times V_{m\acute{a}x}$$

$$V = 0,42 \text{ m/s}$$

Para determinar la temperatura superficial del banco de tubo  $T_s$  se utiliza la ecuación 2.25.

Donde:

$T_i=220^\circ\text{C}$	Temperatura de entrada del aire en el calentador
$T_o=225^\circ\text{C}$	Temperatura de salida del aire en el calentador
$D=0,062\text{m}$	Diámetro de los tubos
$N=35$	Número de tubos
$h=22,71 \text{ W/m}^2 \text{ K}$	Coficiente promedio de transferencia de calor por convección para el banco de tubos
$\rho=0,707 \text{ Kg/m}^3$	Densidad del aire a $T_i$
$V=0,42 \text{ m/s}$	Velocidad de entrada al intercambiador
$N_t=4$	Número de tubos en la sección transversal
$S_t=0,094\text{m}$	Separación transversal entre tubos
$c_p=1029 \text{ J/Kg K}$	Calor específico del aire a presión atmosférica

Entonces:

$$T_S - T_O = (T_S - T_i) \times \exp \left[ - \frac{\pi \times D \times N \times \bar{h}}{\rho \times V \times N_T \times S_T \times c_p} \right]$$

$$T_S - 498,15 = (T_S - 493,15) \times \exp \left[ - \frac{\pi \times 0,062 \times 35 \times 22,71}{0,707 \times 0,42 \times 4 \times 0,094 \times 1029} \right]$$

$$T_S - 498,15 = (T_S - 493,15) \times 0,26$$

$$T_S - 0,26 \times T_S = 498,15 - 128,22$$

$$T_S = 500,0\text{K} \Rightarrow 226,85^\circ\text{C}$$

Para determinar la transferencia de calor en el haz de tubos se debe hallar la diferencia de la temperatura media logarítmica  $[\Delta T_{ml}]$  (ecuación 2.24):

Donde:

$$\begin{aligned} T_s - T_i &= 6,85 \\ T_s - T_o &= 1,85 \end{aligned}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{12,672}{1.309}$$

$$\Delta T_{ml} = 9,681K$$

Entonces, la transferencia de calor por unidad de longitud del tubo [ $q'$ ] (ecuación 2.26), viene dada por:

$$q' = N \times (\bar{h} \times \pi \times D \times \Delta T_{ml})$$

$$q' = 35 \times (22,71 \times \pi \times 0,062 \times 9,681)$$

$$q' = 1499 W/m \Rightarrow 1,5 kW/m$$

De modo que al tomar la pérdida de calor y dividirla entre la transferencia de calor por unidad de longitud del tubo, se obtiene la longitud necesaria de tubo [ $L_T$ ] para igualar la pérdida, es decir:

$$L_T = \frac{13kW}{1,5 kW/m}$$

$$L_T = 8.7m$$

Tomando el circuito de recorrido para los gases y ubicación del quemador en la figura 3.2.3, y la configuración para el calentador propuesta en la figura 3.2.4, se tiene un arreglo con un total de 28 tubos, más la

superficie del tubo hogar para la llama del quemador que se toma como un equivalente de 7 tubos.

El estado más crítico en la generación de calor, ocurre en el arranque del horno, donde se requiere elevar la temperatura ambiente a la temperatura de trabajo. Para ello, se debe contar con una mayor superficie de transmisión para alcanzar dicha temperatura en un tiempo menor, por esta razón, se toma una longitud para los tubos de 1 m. Así el calor transmitido por la superficie del calentador es:

$$\begin{aligned}q_{calentador} &= N \times L \times q' \\q_{calentador} &= 35 \times 1m \times 1,5 \text{ kW/m} \\q_{calentador} &= 52,5 \text{ kW}\end{aligned}$$

Este aporte de calor del calentador en el horno, es mucho mayor que las pérdidas de calor que ocurren por las paredes, piso, techo y puertas. De modo que la pérdida representa el 24,76% del calor generado por el calentador.

### **3.2.6.2 Caída de Presión Dentro del Banco de Tubos**

La potencia requerida por el fluido para atravesar el banco de tubos es directamente proporcional a la caída de presión, la cual se obtiene de la ecuación 2.27.

Donde:

$f=0,6$  (factor de fricción).

$\chi = 1$  (factor de correlación).

Tanto el factor de fricción como el factor de correlación se obtienen del Apéndice 3:

Entonces, se tiene que:

$$\Delta p = 35 \times 1,0 \times \left( \frac{0,707 \times 1,22^2}{2} \right) \times 0,6$$

$$\Delta p = 11,05 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta p = 1,105 \times 10^{-4} \text{ bars} \Rightarrow 1.1285 \text{ mm}/H_2O$$

### 3.2.6.3 Selección de Materiales para Intercambiador

Para la selección del material de este equipo se toman como criterios el costo y el efecto de la temperatura a la cual está sometido. El material más apropiado para la construcción del intercambiador de calor es un acero inoxidable DUPLEX (estructura mezclada de austenita y ferrita en proporciones iguales, que posee una resistencia mejorada al agrietamiento por corrosión), este tipo de acero posee aplicación en la construcción de intercambiadores de calor (Groover, M. 1997).

La parte más desfavorable en la utilización de este tipo de material inoxidable, es el costo del mismo, que es entre 3 a 4 veces superior al del acero convencional (ver tabla 3.2.2), así como también el costo de la soldadura para el mismo.

<i>Material</i>	<i>Dimensiones</i>	<i>Precio Bs.</i>
Inoxidable satinado t=3mm	1,2 x 2,4 m	227500
Lámina acero negro t=4mm	1,2 x 2,4 m	96000
Lámina acero decapada t=3mm	1,2 x 2,4 m	75000

**Tabla 3.2.2. Costo de material. (Metaltecnia H&S C.A.).**

Los espesores del material juegan en este caso un papel determinante. Debido a las temperaturas de trabajo a la cual estará sometido el intercambiador, los materiales sufren deformaciones térmicas y alta corrosión superficial. A mayores espesores de material bajo estas condiciones de temperatura es más estable el comportamiento del mismo y por ende la estructura sufre menos deformaciones. También se puede decir que con un mayor espesor, más tarda el equipo en ser consumido por el óxido cuando se corroe alguna de sus partes. Por esto, se selecciona material inoxidable con espesor de 3 mm, únicamente para el hogar de la llama del quemador, ya que este es el único sitio que está sometido a la acción directa de la llama. Las demás partes serán fabricadas en lámina de hierro negro espesor 4mm, a excepción del banco de tubos, donde se utilizan tubos de acero al carbono comercial para alta presión, ya que la pared de estos es de 5 mm, y por ellos sólo circularán los gases de escape del equipo. En el anexo 5, se realiza una comparación de costos entre la construcción de un calentador construido solo de acero inoxidable y uno construido con la configuración antes descrita.

Tomando en consideración la experiencia de la empresa Metaltecnica H&S, en la fabricación y servicio de intercambiadores para hornos, se tiene que un intercambiador fabricado con material inoxidable para el hogar y acero comercial para las partes que conducen calor, tiene una vida útil de trabajo de unos quince (15) años con sus respectivos mantenimientos anual.

#### **3.2.6.4 Selección del Quemador**

Para seleccionar un quemador apropiado, se debe tomar en cuenta la cantidad de calor que el banco de tubos es capaz de aportar al horno (52,5 KW).

Se selecciona un quemador a presión marca WEISHAUPT, tipo WG20/0-A de dos etapas, con un rango de potencia entre 30 KW y 90 KW, una presión de alimentación 300 mBar y un consumo aproximado de 3 a 16 Nm<sup>3</sup>/h. El tipo de combustible que usa es gas natural. La primera etapa o escala de potencia se ajusta a la potencia máxima del quemador y la segunda etapa se regula a la potencia mínima que requiere el sistema para mantener la temperatura. (Ver Anexo 6).

### **3.2.6.5 Especificación para las dimensiones del calentador de aire**

Tomando en consideración el arreglo del calentador de la figura 3.2.4 para determinar el ancho mínimo del calentador de aire con  $S_T = 94$  mm se tiene que:

$$\begin{aligned} \text{Ancho}_{\text{mínimo}} &\geq S_T \cdot (N_T - 1) + \phi_{\text{tubo}} \\ \text{Ancho}_{\text{mínimo}} &\geq [94 \cdot (4 - 1) + 62] \text{ mm} \\ \text{Ancho}_{\text{mínimo}} &\geq 344 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Finalmente se establece :} \\ \text{Ancho}_{\text{calentador}} &= 380 \text{ mm} \end{aligned}$$

Como el fabricante del quemador no exige una dimensión mínima para el hogar de la llama del quemador, se selecciona un diámetro que sea menor al ancho del calentador.

$$\begin{aligned} \text{Por lo tanto se establece :} \\ D_{\text{llama}} &= 340 \text{ mm} \end{aligned}$$

La longitud viene determinada por  $S_L=70$  mm, y las separaciones necesarias para colocar cualquier división al hacer el circuito de circulación de los gases de escape. Por lo tanto, se tiene que el largo mínimo es:

$$L_{\text{arg } o_{\text{mínimo}}} \geq S_L \cdot (N_L - 1) + \phi_{\text{tubo}} + \phi_{\text{llama}}$$

$$L_{\text{arg } o_{\text{mínimo}}} \geq [70 \cdot (8 - 1) + 62 + 340] \text{mm}$$

$$L_{\text{arg } o_{\text{mínimo}}} \geq 892 \text{mm}$$

La profundidad del calentador depende del largo del banco de tubos (1 m) y del cajón lateral que se coloque para que los gases circulen dentro del arreglo. Este cajón debe tener un área transversal mayor o igual que el área que generen los tubos de una sección de paso (Figura 3.2.4.1). De modo que el área transversal del cajón es:

$$Area_{\text{cajón}} \geq \pi \frac{\phi_{\text{tubos}}^2}{4} \times Num_{\text{tubos\_sección}}$$

$$Area_{\text{cajón}} \geq \pi \frac{62^2}{4} \times 10,5$$

$$Area_{\text{cajón}} \geq 3029,57 \text{mm}^2$$

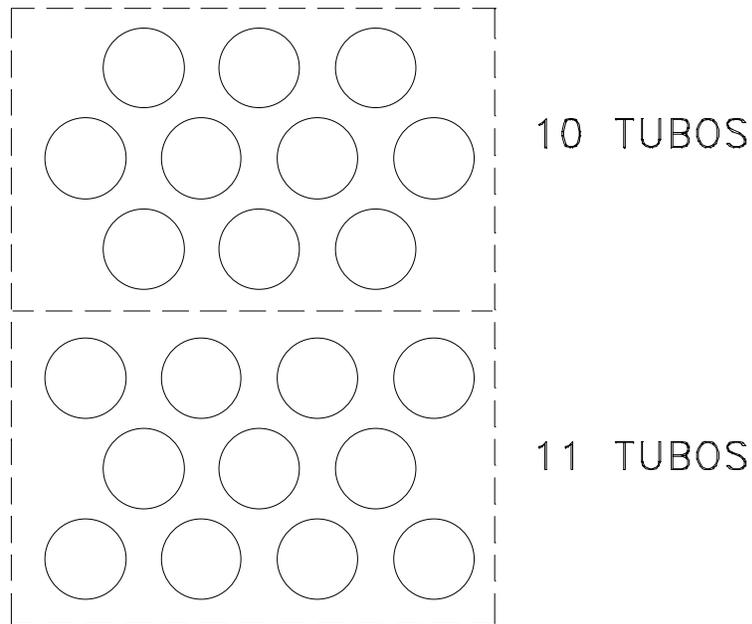
De manera que la altura del cajón debe ser:

$$Altura_{\text{cajón}} \geq \frac{Area_{\text{cajón}}}{Ancho_{\text{calentador}}}$$

$$Altura_{\text{cajón}} \geq \frac{30295,7}{340} = 89,105 \text{mm}$$

se establece :

$$Altura_{\text{cajón}} = 100 \text{mm}$$



$$Num_{tubos-sección} = \frac{11+10}{2} \Rightarrow Num_{tubos-sección} = 10.5$$

**Figura 3.2.4.1. Sección de paso del calentador. (Los autores)**

Las dimensiones del calentador son:

<i>Ancho</i>	<i>Largo</i>	<i>Profundidad</i>
380 mm	>892 mm	1200 mm

Así, de esta manera se diseña el intercambiador cuyos planos se encuentran en el Anexo 7.

### 3.2.6.6 Selección del Ventilador

Se debe disponer de un caudal de aire, el cual se obtiene con la velocidad calculada en la sección 3.2.6.1 para el arreglo de tubos y el área que ocupa el intercambiador de calor en el sentido de flujo dentro del horno.

De esta manera se tiene, como se determinó anteriormente, que la velocidad con que debe entrar el aire al banco de tubos es:

$$V = 0,42 \frac{m}{s} \quad V \approx 0,5 \frac{m}{s}$$

La sección de área que ocupa el intercambiador en el sentido de flujo debe ser igual al ancho (0.45 m) multiplicado por el largo (1.2 m). De aquí se tiene que:

$$Area = 0,54m^2 \quad Area \approx 0,6m^2$$

Luego para calcular el flujo o caudal (m), se tiene que:

$$m = Area \cdot V \quad m = 0,6m^2 \times 0,5 \frac{m}{s}$$

$$m = 0,30 \frac{m^3}{s}$$

$$m = 18,0 \frac{m^3}{min}$$

Tomando en cuenta que el ventilador a seleccionar debe superar la caída de presión que ocurre dentro del banco de tubos calculada en la sección 3.2.6.2, cuyo valor es:

$$\Delta p = 1.1285 \frac{mm}{H_2O}$$

Al entrar en la tabla del catálogo de los ventiladores (Anexo 8) se selecciona uno con las siguientes características:

Ventilador marca FREDIVE, Tipo SF12, con rodete doble de palas curvas hacia adelante. Las especificaciones se muestran en la tabla 3.2.3

Rodete doble de diámetro	12"
RPM	1200
Caudal de aire (m <sup>3</sup> /min)	25
Contra presión estática (m)	0.365
Potencia (HP)	3

**Tabla 3.2.3. Especificaciones del ventilador FREDIVE tipo SF12.**

Se utiliza bandas en tipo V dentada con poleas de dos canales con una relación de 3:2 para un motor que trabaja a 1800 rpm.

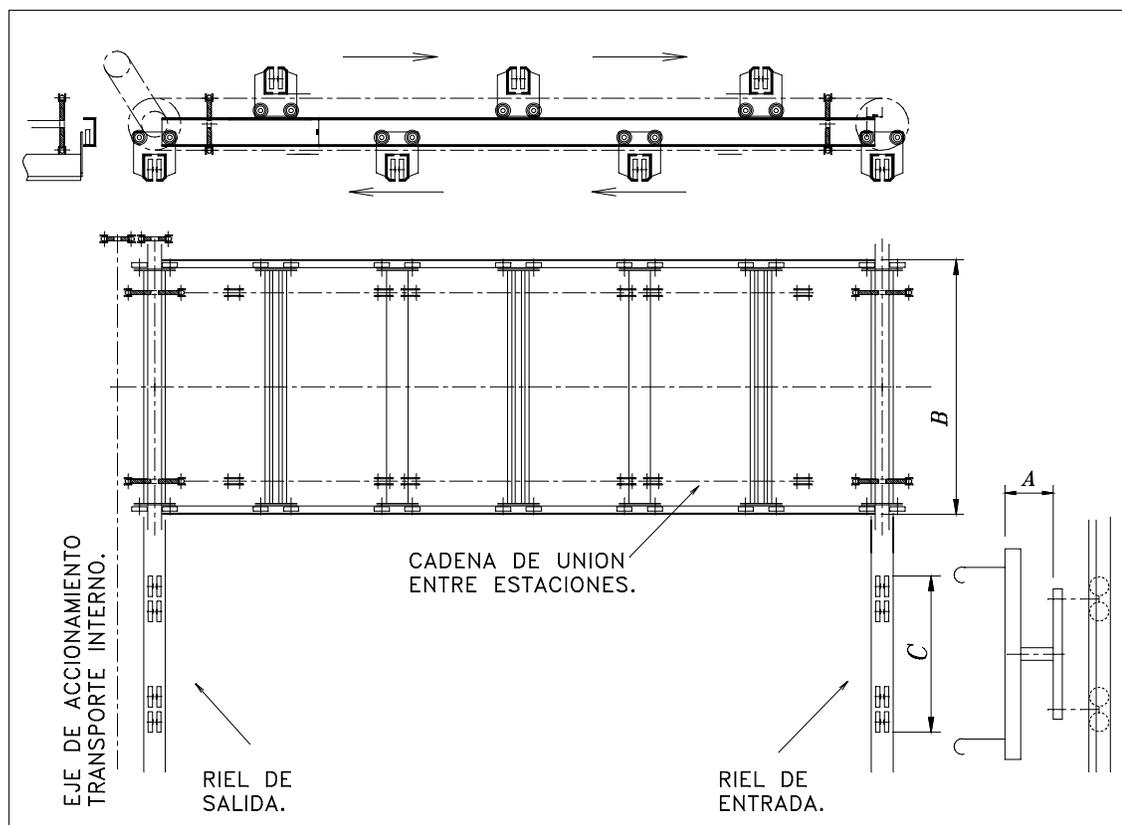
### **3.2.7 Diseño del Transportador**

Para el diseño del transportador se considera:

1. El Traslado debe ocurrir transversalmente (perpendicular a los rieles de carga y descarga del transporte).
2. Distancia mínima entre Piezas de 300 mm.

Se proponen dos tipos de transporte en las siguientes propuestas.

#### **3.2.7.1 Primera Propuesta**



**Figura 3.2.5. Primera propuesta para el transportador. (Los autores).**

La idea para la configuración del transportador mostrado en la figura 3.2.5, surge de una representación de un equipo expuesto en el anexo 9-a, donde la empresa española ALUCOLOR muestra una foto de una instalación de tipo carrusel totalmente automática.

El transportador de tipo carrusel, realiza el traslado de las piezas en sentido perpendicular a los rieles de entrada y salida. Su ancho B, depende de la distancia entre ruedas C (Figura 3.2.5).

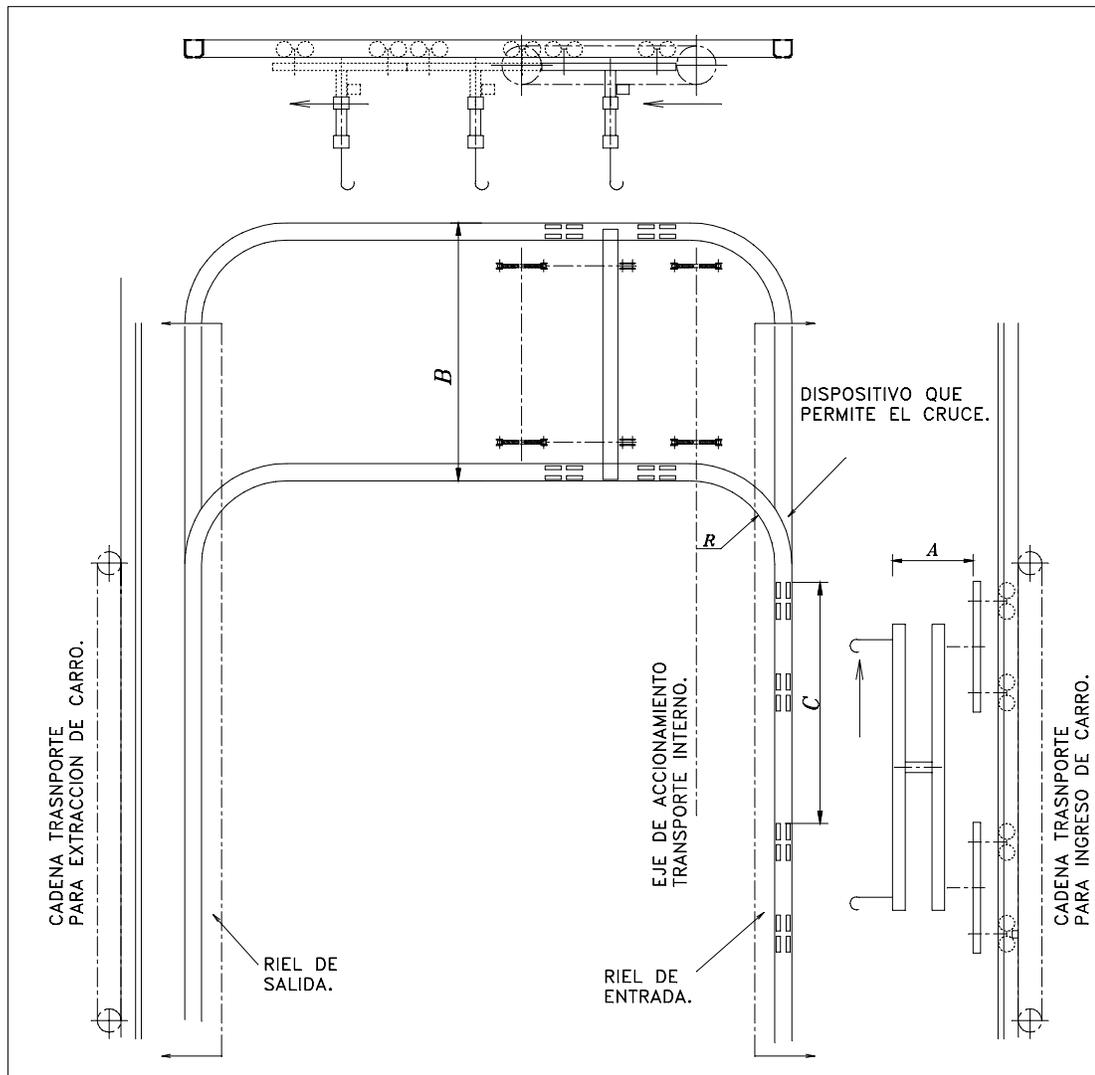
Cada estación esta sujeta a dos cadenas que realizan el movimiento de traslación desde el riel de entrada hasta el de salida. Después de ser descargada la estación se sube a la parte superior del transportador y se devuelve nuevamente hasta el principio.

Tiene un único motor de tracción que va acoplado con un reductor al eje de accionamiento del transportador.

Cada estación de carga es sostenida por cuatro rolineras, lo que le da estabilidad contra giro, así siempre queda alineada con los rieles de carga y descarga.

Su única desventaja se podría decir, es que la carga y descarga del transportador ocurre de manera manual por el operador, el cual empuja o saca el carro con una varilla.

### 3.2.7.2 Segunda Propuesta



**Figura 3.2.6. Segunda propuesta para el transportador. (Los autores).**

La idea para la configuración de este transportador surge de un sistema de rieles fabricado por la empresa alemana HELM, que utiliza este tipo arreglo para la instalación de sistemas automatizados en donde no se requiera del espacio de planta suficiente o se desee ahorrar espacio (véase

el anexo 9-b. En esta misma página del anexo se puede apreciar un corte del riel de carga con su riel de empuje a su lado.

Este transportador construido del mismo riel, como se puede observar en la figura 3.2.6, realiza el traslado de las piezas en sentido perpendicular a los rieles de entrada y salida. Su ancho B, depende de la distancia entre ruedas C.

La longitud A del carro de carga es mayor que la correspondiente a la propuesta anterior.

Aunque el mecanismo de traslado en éste es más sencillo, los carros de carga no pueden ser introducidos o extraídos de forma manual, por lo que necesita de tres motores para realizar la operación completa.

Para este tipo de transportador los carros de carga son dobles cuando se compara con la propuesta anterior, además su fabricación es un poco más complicada ya que éste forma parte del transporte una vez que haya pasado la etapa de empuje en el transportador.

La desventaja en este sistema es que los carros de carga forman parte de él, así que siempre debe estar ocupada por otros carros de carga para poder realizar el traslado.

Otra desventaja es el radio de giro mínimo al que puede ser doblado el riel, porque limita la cantidad de piezas que carga el transportador en el horno durante el curado.

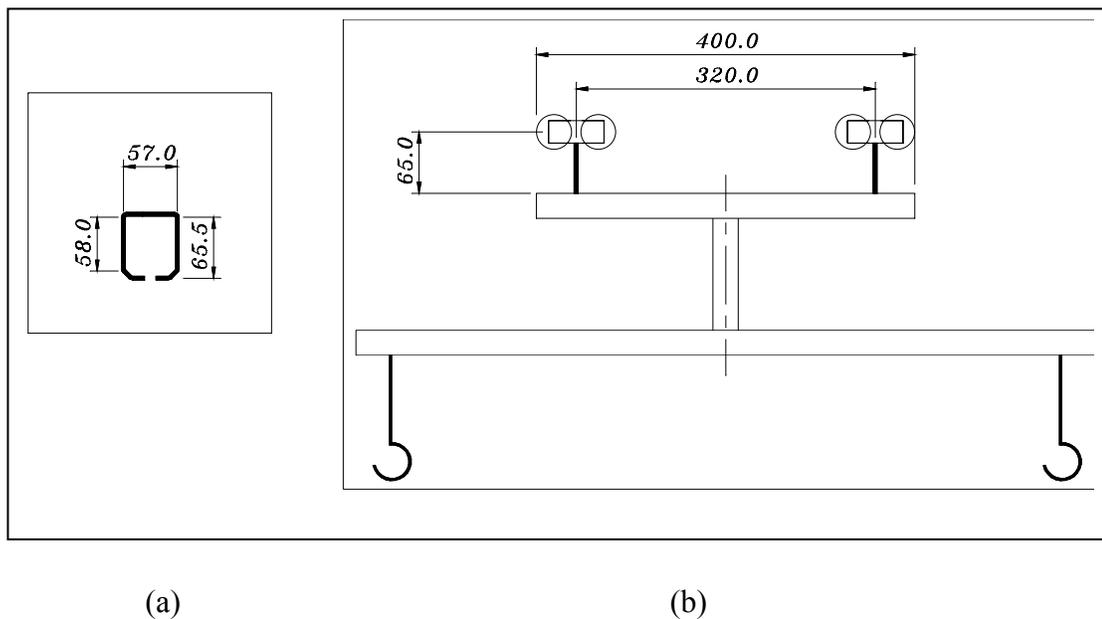
Este sistema es ideal para instalaciones completamente automáticas donde la cadena de tracción va por dentro o por encima del riel principal. Para este caso la cadena forma parte del sistema de transporte en un arreglo como se muestra en la figura 3.2.6.

### ***3.2.7.3 Selección de la Propuesta más adecuada***

Tomando en consideración las características antes señaladas, se toma la primera propuesta como definitiva para el diseño del transportador, por la simplicidad de su arreglo y principalmente porque los carros de carga no forman parte del sistema.

### **3.2.8 Especificación del Transportador**

Cada estación está formada por un segmento de riel, cuya sección transversal se muestra en la figura 3.2.7a. con sus respectivas dimensiones. La longitud mínima de dicho segmento depende del largo del carro de carga que se muestra en la figura 3.2.7b. En el Anexo 10 se muestra una foto del carro de carga que se utiliza en el transportador.



***Figura 3.2.7.a) Riel de carga y b) detalle del carro de carga. (Los autores).***

La estructura del transportador debe sostener el peso de cada estación cargada.

Se toma como largo de riel para las estaciones del transportador de carrusel 730 mm. A cada extremo de los rieles para el transporte, se suelda a tope una plancha para colocar las rolineras que soportan y facilitan el movimiento de cada estación.

La cadena seleccionada es del tipo ANSI C-2060 (Anexo 11), con rodillos de un solo tramo, paso 1½" (0,0381 m). Esta selección se realiza en base a su tamaño, de manera que se tiene el menor número de eslabones entre estaciones de carga.

Las cargas a las cuales se encuentran sometidas las estaciones de carga en el transportador, son despreciables para la selección de los rodamientos.

*peso de cada carro : 120 kg*

*P = peso a soportar el rodamiento*

*n = número de rodamientos*

$$P = \frac{W}{n}$$

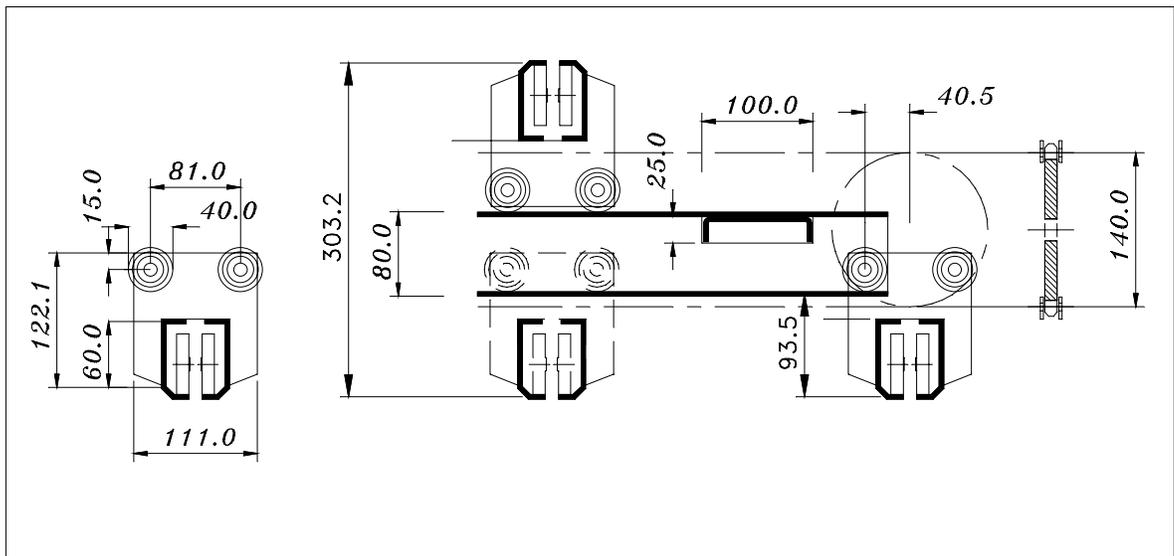
$$P = \frac{120 \text{ kg}}{4} = 30 \text{ kg}$$

Los rodamientos son del tipo KFB 6203 2RS (capacidad de carga estática  $C_0 = 484,2 \text{ Kg}$ ). Debido a que la fuerza a la que va estar sometida la rolinera representa el 6% de la capacidad de carga y que la velocidad de trabajo es de 1,5 m/min, no se considera necesario realizar los cálculos de la vida útil. El diámetro interno de 17 mm facilita la sujeción a los carros con tornillos M12 de cabeza cilíndrica. Así, de esta manera no es necesaria la

fabricación de piezas adicionales para la sujeción, ya que se realiza un cilindrado a la cabeza del tornillo donde calza la rolinera dejando un reborde que sirve de tope.

La sección transversal del riel principal del sistema de transporte, se define en base a la altura mínima que se requiere para colocar dos carros de carga (uno encima del otro) y la del apoyo que se necesita para la sujeción de la estructura al horno. De lo anterior también depende el diámetro de la corona que imprime el movimiento en el carrusel.

En la figura 3.2.8 se muestra la representación de una estación de carga encima de otra para determinar la sección transversal del riel principal del sistema de transporte y el tamaño de la corona que origina el movimiento.

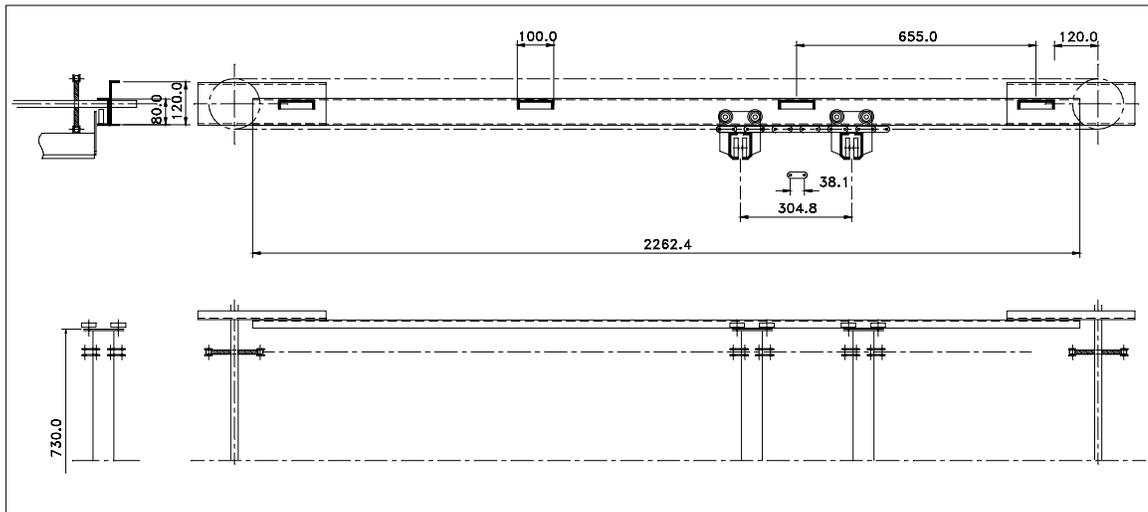


**Figura 3.2.8. Dimensiones de carro y sección principal del riel de transporte.**  
(Los autores).

En base a lo que se expuso anteriormente se define el transportador mostrado en la figura 3.2.9, cuya estructura se fabrica en lámina de hierro negro de calidad estructural ASTM-A36 de espesor 4 mm. De esta manera

el conjunto de la estructura principal del transportador es más estable a la temperatura que se encuentra sometida. La distancia entre los puntos de apoyo debe ser menor a un metro, lo cual garantiza que el riel del transportador resista una carga de hasta 1000 Kg por metro lineal.

La selección del material se realiza en base a los espesores y materiales que utilizan las empresas alemanas HELM y MFS, fabricantes de rieles y sistemas de transporte para la industria. En el Anexo 12, se muestra una representación de un riel de la empresa MFS, con todas sus dimensiones y espesores, así como una tabla de datos.



**Figura 3.2.9. Transportador. (Los autores).**

Las corona que realiza el traslado tiene un diámetro medio de 145.53 mm (25 dientes), con paso de 1½", de manera que cuando la estación dé la vuelta por encima de ésta, caiga encima de la pestaña superior del riel (Ver figura 3.2.8 y 3.2.9).

La cadena seleccionada permite una distancia entre estaciones de carga de 304,8 mm, que es el valor más próximo al considerado en la sección 3.2.7. Esta distancia es la que se debe desplazar cada estación en el

transportador para que pueda ser cargada. Este desplazamiento, se logra colocando un piñón cuya circunferencia media sea igual a 304,8 mm, lo que corresponde a un diámetro medio para el piñón de 97 mm (18 dientes), para que con una vuelta de este, se logre el desplazamiento deseado.

La velocidad de traslado debe ser lo suficientemente pequeña para que las piezas no se golpeen entre si, dicha velocidad debe estar entre 0,5 m/min y 2,2 m/min para instalaciones de aplicación totalmente automática (JOT Journal Für Oberflächentechnik N° 8 Agosto 2000). De modo que al tomar el diámetro medio de 145.53 mm de la corona y la velocidad intermedia de 1,5 m/min para el traslado, se obtiene:

$$circunferencia_{corona} = 0,14553 \cdot \pi = 0,46 \text{ m}$$

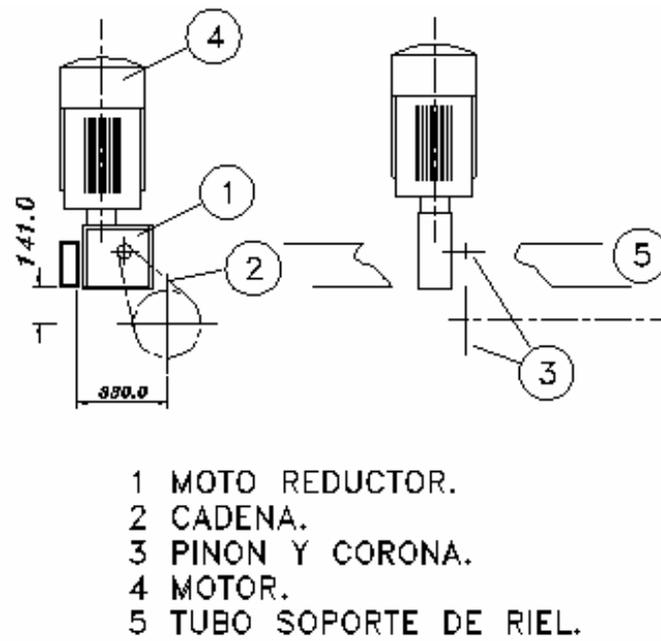
*Tomando la velocidad más alta para los cálculos*

$$RPM = \frac{1,5 \text{ m/min}}{0,46 \text{ m}} \Rightarrow RPM = 3,26 \approx 3$$

Al disponer de un motor de 1200 rpm y potencia de 1,5 KW, la relación de transmisión es de:

$$Reducción = \frac{1200 \text{ rpm}}{3 \text{ rpm}} \Rightarrow 400 : 1$$

Esta relación de transmisión se alcanza colocando un motor reductor de 80:1 y a la salida de este, por medio de engranajes y cadena, una segunda reducción de 5:1 para alcanzar la relación deseada. Para la selección del reductor solo se toma en cuenta la velocidad final del sistema. El esquema del dispositivo se muestra en la figura 3.2.10.



*Figura 3.2.10. Esquema del motor reductor. (Los autores).*

Los planos del sistema de transporte pueden apreciarse en el Anexo 13. El diagrama de funcionamiento del sistema de transporte se muestra en el Anexo 14.

### **3.3 Especificación de la Estructura del Horno**

De acuerdo al boceto expuesto en la figura 3.1.3, se define el horno con las dimensiones mostradas en la tabla 3.3.1.

	<i>Internas</i>	<i>Externas</i>
<i>Altura</i>	<i>2280 mm</i>	<i>2400 mm</i>
<i>ancho</i>	<i>2760 mm</i>	<i>3000 mm</i>
<i>Largo</i>	<i>2760 mm</i>	<i>3000 mm</i>

**Tabla 3.3.1. Dimensiones internas y externas del horno. (Los autores).**

Después que se define el tamaño del calentador, el compartimiento lateral para el sistema de calefacción se define de manera que sobresalga 640 mm, y tenga un ancho de 1440 mm (dimensión externa).

Para la instalación del transportador se añade un cajón a todo lo largo del techo, el cual tiene el mismo ancho del anexo lateral para el sistema de calefacción con el fin de seguir el mismo alineamiento en la estructura. Su altura interna es de 200 mm. En este cajón el transporte regresa las estaciones vacías hasta el riel de carga nuevamente.

La estructura del horno se diseña de tal manera que contenga el aislante en su interior, de modo que la parte interna es fija y la externa desmontable, para así facilitar el montaje de las tapas externas y que el acceso a alguna de estas partes no quede limitado.

Las columnas y vigas se colocan en el medio de la estructura, y la parte interna se une con la externa a través de pequeñas secciones de material, que se colocan a lo largo o ancho dependiendo de la ubicación de la pieza dentro de la estructura. Estas pequeñas secciones de material se colocan

con el fin de que la estructura disipe la menor cantidad de calor posible hacia el exterior.

Todas las partes y piezas del Horno se fabrican en lámina de acero, la cual es cortada, troquelada, doblada y soldada, de ser necesario. La ventaja de troquelar la estructura es que evita largos tiempos de soldadura.

La geometría de las diferentes piezas se escoge de acuerdo a la ubicación y desempeño que tenga dentro del conjunto armado.

Sólo se utiliza soldadura en las partes que lo ameriten, como columnas estribos, tirantes y piezas que no se hayan podido incluir por su forma dentro de la troquelación. Al igual que piezas cuyas longitudes excedan la de la lámina que mide 1200 x 2400 mm.

Las tapas internas van remachadas y sólo se utilizan juntas atornilladas para sujeciones de la estructura.

Los cálculos de la estructura se realizan para determinar los espesores adecuado.

Después de realizar todo el estudio de geometría del horno y con ayuda de la propuesta seleccionada en la sección 3.1.3 se desarrollan los planos del horno, que se encuentran en el Anexo 15.

### **3.3.1 Selección de Materiales para la cubierta del Horno**

La cubierta externa e interna del horno se fabrican en lámina de acero galvanizada de espesor 1,2 mm, para que la temperatura dentro del horno no influya sobre su acabado superficial. La ventaja de utilizar este material, en vez de un acero común se debe a que el material seleccionado no requiere de recubrimiento adicional, y por lo tanto el costo final de acabado resulta ser menor.

Tanto las partes de la estructura que son soldadas como aquellas que conforman parte de la estructura se fabrican en lámina de acero con calidad estructural ASTM A – 36.

### **3.3.2 Cálculo de la Estructura del Horno**

El transportador representa una carga considerable a la estructura del horno (de aproximadamente 1000 Kg), y por lo tanto se debe hacer un análisis de esfuerzos a la estructura principal del horno, la cual está constituida por la viga o cajón donde va ubicado el transportador y por las columnas que soportan dicha viga.

Lo que principalmente interesa del análisis es determinar un espesor de lámina conveniente para la forma propuesta de la sección transversal de la viga, que resista el estado de esfuerzos al que está sometida dicha viga y la magnitud de la deflexión que estos generen. Los espesores de láminas disponibles para la estructura principal del horno son: 1,5 mm; 2 mm; 2,5 mm; y 3 mm. De esta manera se hace el análisis para los distintos

espesores y se selecciona el más apropiado de acuerdo a los resultados obtenidos.

Tomando en cuenta que el material utilizado para la construcción de la estructura es acero de calidad ASTM-A36 ( $S_y = 248 \text{ MPa}$ ), y que la temperatura de operación del horno es  $220 \text{ }^\circ\text{C}$ , la nueva resistencia a la fluencia del material a esa temperatura de trabajo se obtiene de la tabla del anexo 3-23, donde:

$$\frac{\sigma_{220^\circ\text{C}}}{248} = 0,93 \qquad \sigma_{220^\circ\text{C}} = 230 \text{ MPa}$$

### **3.3.2.1 *Viga de Soporte del Transportador***

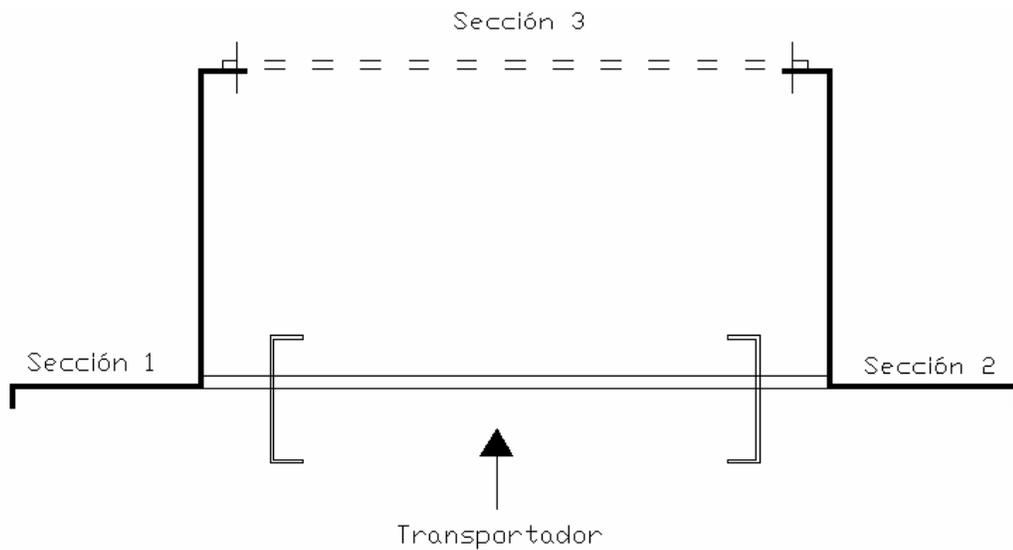
La viga que soporta al transportador está compuesta por tres secciones, tal como se muestra en la figura 3.3.1. Esta viga tiene una longitud total de 2760 mm, la misma está apoyada en ambos extremos. En la sección 1 y la sección 2 (Figura 3.3.1) se encuentra concentrada toda la carga y la sección 3 es la encargada de mantener unida a las secciones mencionadas anteriormente.

La viga de soporte del transportador está sometida a un conjunto de cargas, las cuales se requieren conocer para realizar un estudio de la misma. Los pesos que debe soportar la viga son los siguientes:

Peso del transporte = 160 Kg

Peso de engranajes y ejes = 19 Kg

Peso de cada puerta (carga) = 120 Kg



**Figura 3.3.1. Viga de soporte del transportador. (Los autores).**

### ***Cálculo de los esfuerzos a los cuales está sometida la viga de soporte del transportador***

El análisis de la viga consiste en determinar el estado máximo de esfuerzo y la deflexión máxima producida debido a las cargas aplicadas en la misma. Ahora bien, es necesario realizar dicho estudio a cada una de las secciones de la viga principal que soporta el transportador, tal como fue explicado en la sección 3.2.1.1, sin embargo, las secciones de interés para este caso serían las secciones 1 y 2 que son aquellas en donde está apoyado el transportador (figura (3.3.1)). Tanto la sección 1 como la sección 2 están sometidas a la misma configuración de carga y además son geoméricamente iguales, por lo que sólo es necesario realizar el estudio de una de ellas. Se realiza el estudio de la sección 1.

Para realizar los cálculos de esfuerzos a los cuales está sometida la sección 1, se requiere determinar:

- a) Reacciones producidas por el transportador sobre la viga.
- b) Propiedades de la sección transversal de la viga (Momentos de inercia, centroide y centro de cortante).

a) Reacciones del transportador sobre la viga

El transportador está fijo a la viga en ocho puntos a lo largo de su longitud, cuatro en la sección 1 y cuatro en la sección 2. Es necesario conocer la magnitud de la carga transmitida por cada apoyo a la viga. Los cuatro apoyos de la sección 1 son iguales a los correspondientes en la sección 2 por la simetría del transportador. Para ello se considera al transportador como una viga apoyada en cuatro puntos (figura 3.3.2) sometida a una configuración simétrica de cargas (figura 3.3.3), que corresponden a los pesos de las puertas, el peso del propio transportador y el peso de los ejes y engranajes. Para el estudio se hacen las siguientes consideraciones:

*Consideraciones previas:*

- El estado más crítico se presenta con las siete estaciones ocupadas.
- Por la simetría de la configuración, Las reacciones  $R_A$  y  $R_C$  son iguales a  $R_D$  y  $R_C$  respectivamente.

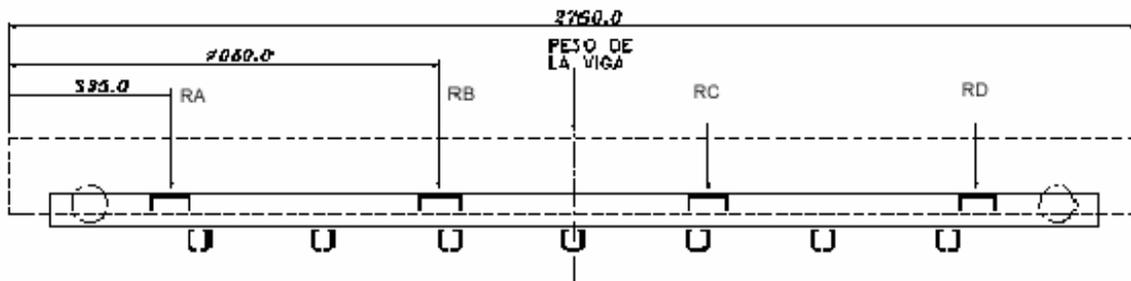


Figura 3.3.2. Consideración para el cálculo de las reacciones:  $R_A$ ,  $R_B$ ,  $R_C$ ,  $R_D$ . (Los autores)

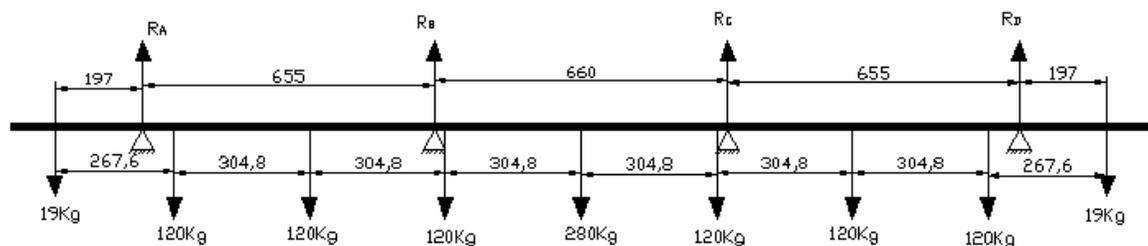
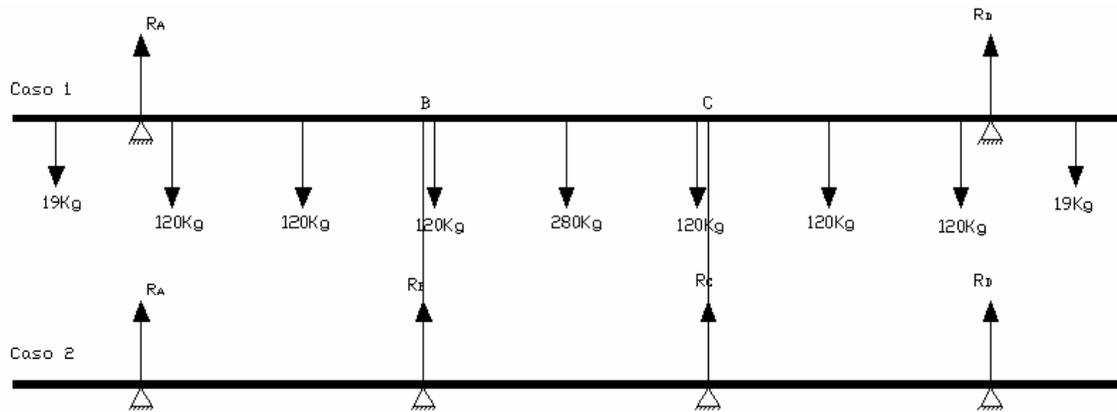


Figura 3.3.3. Configuración de cargas. (Los autores)

Como se observa en la figura 3.3.3, el sistema es estáticamente indeterminado. Se aplica entonces el método de superposición para poder hallar el valor de las reacciones. Por superposición el problema se divide en dos casos estáticamente determinados, en donde se supone a las reacciones  $R_B$  y  $R_C$  como redundantes, como se muestran en la figura 3.3.4.

Para encontrar las reacciones redundantes  $R_B$  y  $R_C$ , se debe hallar para ambos casos el valor de la deflexión en los puntos B y C, y superponerlos de manera que la suma algebraica de ellos sea igual a cero, como se corresponde en el caso de la deflexión en un apoyo.

CAPÍTULO 3  
MARCO METODOLÓGICO



**Figura 3.3.4. Sistema semejante al de la figura 3.3.3 (por superposición). (Los autores)**

Para las cargas mostradas en la figura 3.3.4 se tiene que:

$$120 \text{ Kg} = 1177,2 \text{ N}$$

$$19 \text{ Kg} = 186,39 \text{ N}$$

$$280 \text{ Kg} = 2746,8 \text{ N}$$

**Caso 1:**

Por equilibrio estático se cumple lo siguiente:

$$\sum F_y = 0 = (186,39 \times 2) + (1177 \times 6) + 2746,8 - R_A - R_D$$

$$R_A + R_D = 10.182,78 \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0 = & (-197 \times 186,39) + (70,6 \times 1177,2) + (375,4 \times 1177,2) + (680,2 \times 1177,2) + \\ & (985 \times 2746,8) + (1289,8 \times 1177,2) + (1594,6 \times 1177,2) + (1899,4 \times 1177,2) - (1970 \times R_D) + \\ & (2167 \times 186,39) \end{aligned} \quad (3.2)$$

De la ecuación 3.2 se obtiene que:

$$R_D = 5091,39 N$$

Por lo tanto:

$$R_A = 5091,39 N$$

Ahora, la función singular del momento es:

$$M_{\langle x \rangle} = -186,39\langle x \rangle + 5091,39\langle x - 197 \rangle - 1177,2\langle x - 267,6 \rangle - 1177,2\langle x - 572,4 \rangle - 1177,2\langle x - 877,2 \rangle - 2746,8\langle x - 1182 \rangle - 1177,2\langle x - 1486,8 \rangle - 1177,2\langle x - 1791,6 \rangle - 1177,2\langle x - 2096,4 \rangle + 5091,39\langle x - 2167 \rangle$$

Entonces, se sabe que la ecuación del momento flector también se puede escribir como:

$$EIv'' = M_{\langle x \rangle}$$

Ahora, integrando dos veces la ecuación del momento, se tiene que:

$$EIv = \frac{-186,39}{6}\langle x \rangle^3 + \frac{5091,39}{6}\langle x - 197 \rangle^3 - \frac{1177,2}{6}\langle x - 267,6 \rangle^3 - \frac{1177,2}{6}\langle x - 572,4 \rangle^3 - \frac{1177,2}{6}\langle x - 877,2 \rangle^3 - \frac{2746,8}{6}\langle x - 1182 \rangle^3 - \frac{1177,2}{6}\langle x - 1486,8 \rangle^3 - \frac{1177,2}{6}\langle x - 1791,6 \rangle^3 - \frac{1177,2}{6}\langle x - 2096,4 \rangle^3 + \frac{5091,39}{6}\langle x - 2167 \rangle^3 + C_1x + C_2$$

Para hallar el valor de las constantes de integración,  $C_1$  y  $C_2$ , se aplican las condiciones de frontera que son:

$$v_{(197)} = 0 \quad 1$$

$$v_{(2167)} = 0 \quad 2$$

De la primera condición se tiene que:

$$197C_1 + C_2 = 237503512,245$$

De la segunda condición se tiene que:

$$2167C_1 + C_2 = -3,1008 \cdot 10^{12}$$

Resolviendo el sistema de dos ecuaciones y dos incógnitas se tiene que:

$$C_1 = -1574130712$$

$$C_2 = 310341253863$$

Ahora, la deflexión en los puntos B y C, es:

$$\text{Punto B} \quad v_{(852)} = \frac{-8,550 \cdot 10^{11}}{EI}$$

$$\text{Punto C} \quad v_{(1512)} = \frac{-8,550 \cdot 10^{11}}{EI}$$

Caso 2:

Como en el caso 2, las reacciones  $R_B$  y  $R_C$  son iguales, la deflexión tanto en el punto B como en el punto C es (del anexo 3-x):

$$v_{(655)} = \frac{655R_B \left( (3 \times 655 \times 1970) - 3 \times (655)^2 - 655^2 \right)}{6EI}$$

$$\text{Puntos B Y C} \quad v_{(655)} = \frac{235248708,33R_B}{EI}$$

La deflexión total en el punto B debe ser cero, por lo tanto:

$$\frac{-8,550 \cdot 10^{11}}{EI} + \frac{235248708,33R_B}{EI} = 0$$

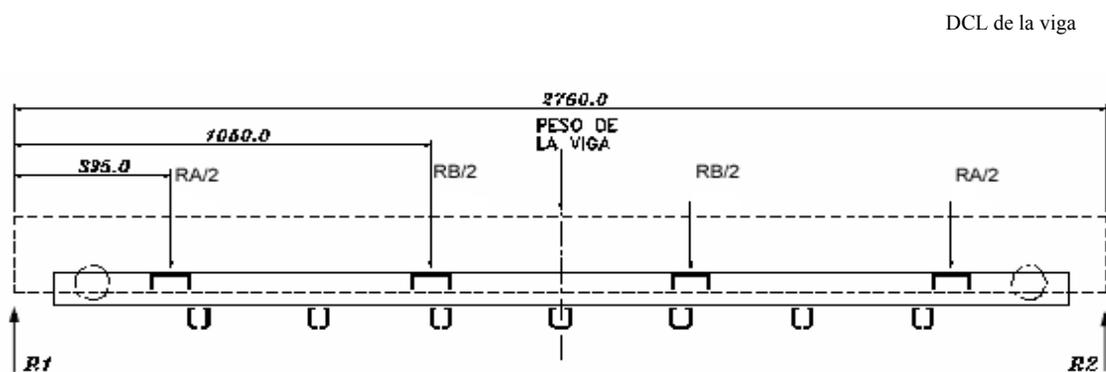
$$R_B = 3634,45 \text{ N} \Rightarrow R_B = 3,634 \text{ KN}$$

$$R_B = R_C = 3,634 \text{ KN}$$

Ahora, haciendo sumatoria de fuerzas al sistema de la figura 3.3.3, se obtiene que:

$$R_A = R_D = 1,456 \text{ KN}$$

Por la simetría del transportador, las reacciones en los puntos de apoyo restantes en el otro segmento son iguales. De esta manera, la sección 1 queda sometida a la configuración de cargas mostrada en la figura 3.3.5 (la sección 1 se representa en la figura con líneas punteadas).



**Figura 3.3.5. Viga de soporte del transportador (en líneas punteadas). (Los autores).**

b) Propiedades de la sección transversal de la viga

Para poder realizar los análisis de esfuerzo y deflexión de la viga es necesario conocer las propiedades de la sección transversal de la misma. Estas propiedades son el centroide de la sección, los momentos de inercia y la ubicación del centro de cortante.

*Centroide*

La sección 1 de la viga del transportador se representa en la figura 3.3.6 con sus respectivas dimensiones. Los valores del centroide a encontrar están referidos al sistema de ejes mostrados en la figura 3.3.6.

Para simplificar el cálculo del centroide se divide la sección 1 en cuatro subáreas (i) de propiedades conocidas (centroide y momentos de inercia principales), que en este caso corresponde a cuatro rectángulos, tal y como se muestra en la figura 3.3.6. De esta manera el centroide de la sección 1 viene dado por:

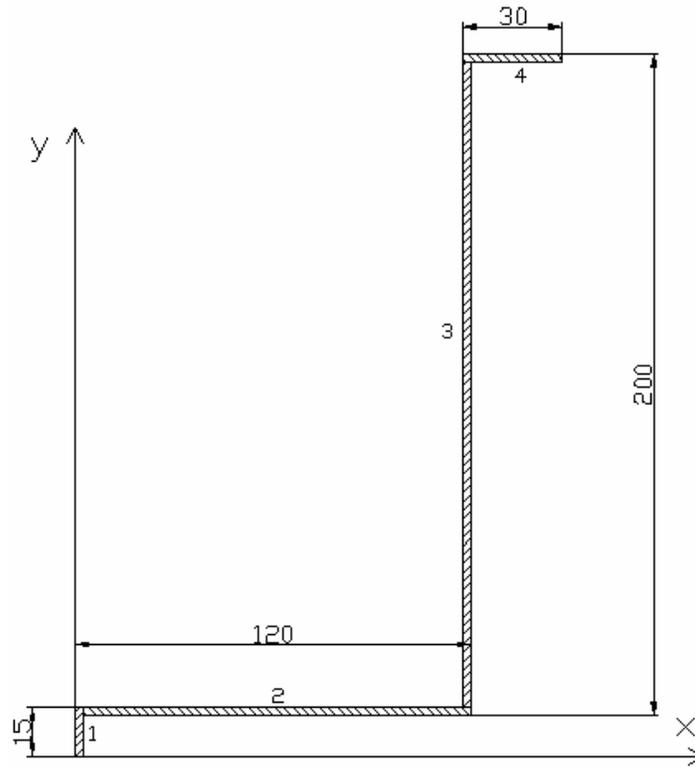
$$\bar{x} = \frac{\sum x_i A_i}{\sum A_i} \qquad \bar{y} = \frac{\sum y_i A_i}{\sum A_i}$$

Donde:

$A_i \rightarrow$  Área de la subárea i

$y_i \rightarrow$  Distancia desde el eje y al centroide de la subárea i

$x_i \rightarrow$  Distancia desde el eje x al centroide de la subárea i



**Figura 3.3.6. Sección 1 de la viga. (Los autores)**

En la tabla 3.3.2 se concentran los valores necesarios para el cálculo del centroide.

$i$	$A_i$	$x_i$	$y_i$	$A_i x_i$	$A_i y_i$
1	37,5	1,25	7,5	46,875	281,25
2	293,75	61,25	13,75	17992,18	4039,06
3	487,5	118,75	112,5	57890,62	54843,75
4	75	132,5	211,25	9937,5	15843,75
$\Sigma$	893,75	-	-	85867,17	75007,81

**Tabla 3.3.2. Datos para el cálculo del centroide de la sección 1 de la figura 3.2.3. (Los autores)**

Finalmente:

$$\bar{x} = \frac{85867,17}{893,75} = 96,07 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = \frac{75007,81}{893,75} = 83,92 \text{ mm}$$

De manera similar se realiza el cálculo del centroide de la sección para los demás espesores a estudiar. La tabla 3.3.3 muestra la coordenada del centroide para todos los espesores considerados.

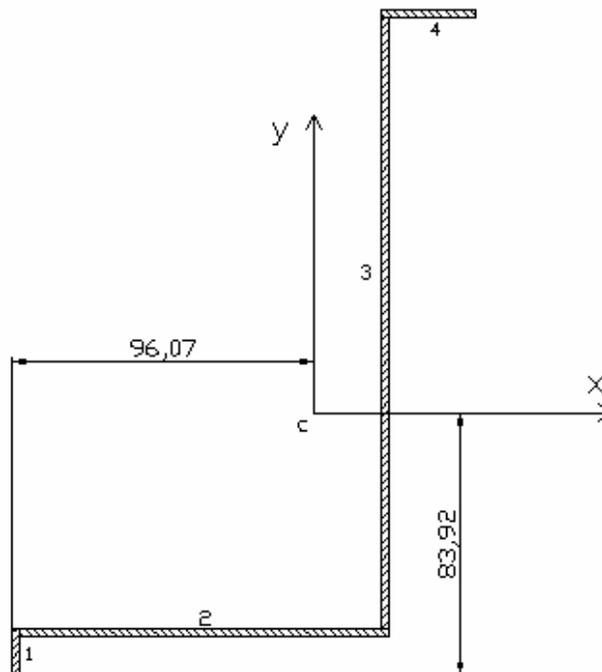
<i>Espesor t [mm]</i>	$\bar{x}$ [mm]	$\bar{y}$ [mm]
1,5	96,2757	84,7243
2	96,1755	84,3245
2,5	96,0752	83,9248
3	95,9747	83,5253

**Tabla 3.3.3. Centroides de la sección para distintos espesores. (Los autores).**

*Momentos de inercia*

Una vez que se tiene el centroide de la sección, se procede a hallar los momentos de inercia respecto al sistema de ejes que pasan por dicho centroide y que se representa en la figura 3.3.7. El centroide está representado en la figura por la letra c.

Aplicando el teorema de Steiner para ejes paralelos se calculan los momentos de inercia de la sección 1.



**Figura 3.3.7. Ejes xy centroidales no principales.**

El momento de inercia respecto al eje x de la figura 3.3.7 viene dado por:

$$I_x = \sum I_{x0i} + \sum A_i \Delta y_i^2 \quad [mm^4]$$

Donde :

$I_{x0i}$  → momento de inercia de la subárea  $i$   
respecto al eje x que pasa por su centroide  $[mm^4]$   
 $A_i$  → Área de la subárea  $i$   $[mm^2]$   
 $\Delta y_i$  → diferencia entre el valor  $y_i$  de la subárea  $i$  de  
la tabla 3.2.2 y el valor  $\bar{y}$  del centroide de la sección.  $[mm]$

El momento de inercia respecto al eje y de la figura 3.3.7 viene dado por:

$$I_y = \sum I_{y0i} + \sum A_i \Delta x_i^2 \quad [mm^4]$$

Donde :

$I_{y0i}$  → momento de inercia de la subárea  $i$  respecto  
al eje y que pasa por su centroide  $[mm^4]$   
 $A_i$  → Área de la subárea  $i$   $[mm^2]$   
 $\Delta x_i$  → diferencia entre el valor  $x_i$  de la subárea  $i$  de  
la tabla 3.2.2 y el valor  $\bar{x}$  del centroide de la sección.  $[mm]$

El producto de inercia respecto a los ejes de la figura 3.3.7 viene dado por:

$$I_{xy} = \sum I_{x_0y_0i} + \sum A_i \Delta x_i \Delta y_i \quad [mm^4]$$

Donde :

$I_{x_0y_0i} \rightarrow$  producto de inercia de la subárea  $i$  respecto a los ejes  $xy$  que pasan por su centroide  $[mm^4]$

$A_i \rightarrow$  Área de la subárea  $i$   $[mm^2]$

$\Delta x_i \rightarrow$  diferencia entre el valor  $x_i$  de la subárea  $i$  de la tabla 3.2.2 y el valor  $\bar{x}$  del centroide de la sección.  $[mm]$

$\Delta y_i \rightarrow$  diferencia entre el valor  $y_i$  de la subárea  $i$  de la tabla 3.2.2 y el valor  $\bar{y}$  del centroide de la sección.  $[mm]$

Los valores de cada uno de los términos necesarios para el cálculo de los momentos de inercia se agrupan en la tabla 3.3.4.

i	$\Delta x_i$	$\Delta y_i$	$I_{x_0i}$	$I_{y_0i}$	$A_i \Delta y_i^2$	$A_i \Delta x_i^2$
1	-94,82	-76,42	703,12	19,53	219000,61	337156,21
2	-34,82	-70,17	152,99	337965,49	1446374,73	356152
3	22,68	28,58	1544765,62	253,90	398198	250761,42
4	36,43	127,33	39,06	5625	1215969,66	99535,86
$\Sigma$			1545660,79	343863,92	3279543	1043605,5

**Tabla 3.3.4. Datos para el cálculo de los momentos de inercia respecto a los ejes de la figura 3.3.7. (Los autores)**

Luego:

El momento de inercia respecto al eje  $x$  queda:

$$I_x = 1545660,79 + 3279543$$

$$I_x = 4825203,78 \text{ mm}^4$$

El momento de inercia respecto al eje y queda:

$$I_y = 343863,92 + 1043605,5$$

$$I_y = 1387469,4 \text{ mm}^4$$

El producto de inercia queda:

$$I_{xy} = 0 + [271730,41 + 717725 + 315994,7 + 347897,3]$$

$$I_{xy} = 1653347,6 \text{ mm}^4$$

De manera similar se calculan los momentos de inercia y el producto de inercia de la sección para todos los espesores considerados. Los momentos de inercia y el producto de inercia para todos los espesores se muestran en la tabla 3.3.5.

<b>Espesor</b> [mm]	<b>I<sub>x</sub></b> [mm <sup>4</sup> ]	<b>I<sub>y</sub></b> [mm <sup>4</sup> ]	<b>I<sub>xy</sub></b> [mm <sup>4</sup> ]
1,5	2.955.396	859.410	1.020.814
2	3.900.188	1.127.815	1.341.808
2,5	4.825.204	1.387.470	1.653.348
3	5.730.679	1.638.540	1.955.544

**Tabla 3.3.5. Momentos de inercia y producto de inercia para los Distintos espesores estudiados. (Los autores).**

### *Centro de cortante*

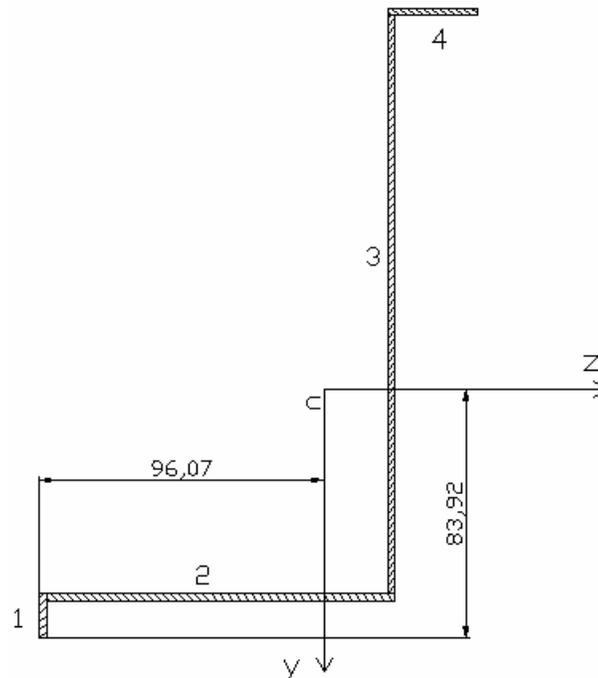
De ahora en adelante es conveniente hacer un cambio en la nomenclatura de los ejes que pasan por el centroide (figura 3.3.7), y sustituirlos por el sistema mostrado en la figura 3.3.8. Los momentos de inercia y el producto de inercia respecto a estos nuevos ejes queda de la siguiente manera:

$$I_z = 4825203,78 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 1387469,4 \text{ mm}^4$$

$$I_{yz} = -1653347,6 \text{ mm}^4$$

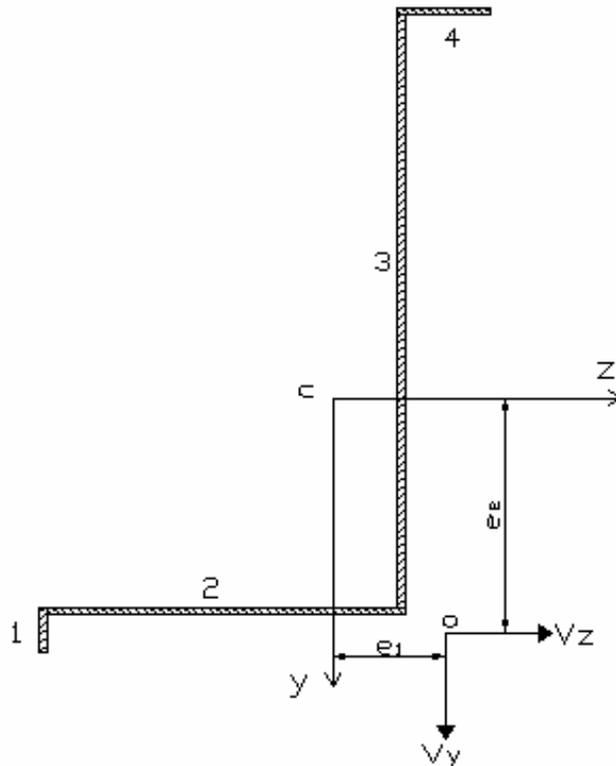
Es importante destacar que estos nuevos ejes, al igual que los anteriores, son ejes centroidales no principales.



**Figura 3.3.8. Ejes yz centroidales no principales. (Los autores)**

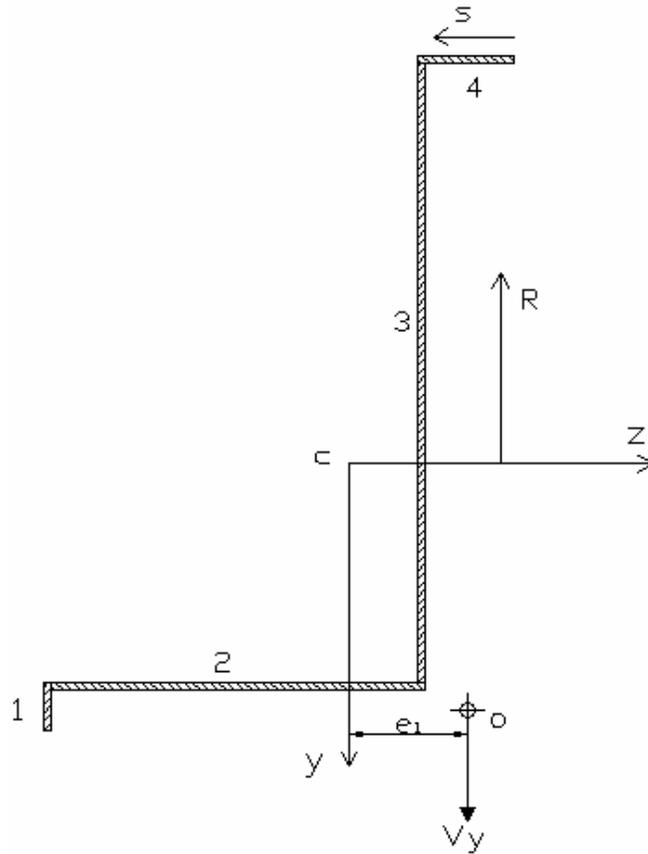
El centro de cortante de la sección 1 se define como el punto sobre el cuál se debe aplicar la carga para que no exista momento torsor sobre el eje  $x$  de la viga.

Dicho centro de cortante se encuentra a una distancia  $e_1$  y  $e_2$  del centroide de la sección como se muestra en la figura (3.3.9). Para ello, y como se muestra igualmente en la figura 3.3.9, se debe suponer una fuerza cortante externa  $V_y$  paralela al eje ( $y$ ) y una fuerza cortante externa  $V_z$  paralela al eje  $z$ , que pasen por el centro de cortante ( $o$ ). La fuerza cortante  $V_y$  permite calcular el valor  $e_1$  y a su vez la fuerza cortante  $V_z$  permite calcular el valor  $e_2$ .



**Figura 3.3.9. Coordenadas del centro de cortante. (Los autores)**

Primero se supone una fuerza cortante  $V_y$  aplicada en el centro de cortante (o) (figura 3.3.10) para hallar el valor  $e_1$ . Entonces se calcula la distribución de esfuerzos cortantes en cada segmento de la sección 1 y finalmente las fuerzas resultantes correspondientes.



**Figura 3.3.10. Configuración para el cálculo de  $e_1$ . (Los autores)**

*Esfuerzos cortantes en el segmento 4*

Debido a la fuerza cortante  $V_y$ , los esfuerzos cortantes en el ala superior (segmento 4) son:

$$\tau_4 = \frac{V_y}{t(I_y I_z - I_{yz}^2)} \left[ I_{yz} \int_0^s z \partial A - I_y \int_0^s y \partial A \right]$$

Donde  $s$  se mide de derecha a izquierda a lo largo del ala (figura 3.3.10); ( $z$ ) y ( $y$ ) son la coordenadas del centroide del ala; y ( $t$ ) es el espesor de la sección. Las unidades en milímetros (mm) se sustituyen ahora en metros (m). Sustituyendo queda:

$$\tau_4 = \frac{V_y}{0,25((138,74 \times 482,52) - 165,33^2)} \left[ -165,33 \left[ 0,25s \left( 5,393 - \frac{s}{2} \right) \right] + 138,74 [0,25s(13,10)] \right]$$

$$\tau_4 = \frac{V_y}{9902,70} [231,78s + 20,66s^2]$$

Luego, la fuerza resultante en el ala superior se define como:

$$F_4 = \int_0^3 \tau_4 \times t \partial s$$

$$F_4 = \frac{0,25V_y}{9902,7} \int_0^3 231,78s + 20,66s^2 \partial s$$

$$F_4 = 0,03V_y$$

Con esto se puede decir que:

$$F_4 \approx 0$$

Al no haber una fuerza horizontal que equilibre a la fuerza correspondiente al segmento 2, que es paralelo al segmento 4, entonces se puede afirmar que la fuerza en el segmento 2 también es igual a cero (figura 3.3.11)

$$F_2 \approx 0$$

*Esfuerzos cortantes en el segmento 3*

Debido a la fuerza cortante  $V_y$ , los esfuerzos cortantes en el alma mayor (segmento 3) son:

$$\tau_3 = \frac{V_y}{t(I_y I_z - I_{yz}^2)} \left[ I_{yz} \int_0^R z \partial A - I_y \int_0^R y \partial A \right]$$

Donde  $R$  se mide sobre el alma desde el eje  $z$  y en sentido negativo de  $y$  (figura 3.3.10);  $t$  es el espesor de la sección. Sustituyendo queda:

$$\tau_3 = \frac{V_y}{0,25((138,74 \times 482,52) - 165,33^2)} \left[ -165,33[(0,25 \times 3 \times 3,893) + (0,25(13,10 - R) \times 2,393)] - 138,74 \left[ -(0,25 \times 3 \times 13,10) - \left( 0,25(13,10 - R) \times \left( \frac{13,10 + R}{2} \right) \right) \right] \right]$$

$$\tau_3 = \frac{V_y}{9902,7} \left[ 2555,42 + 98,58R - 17,34R^2 \right]$$

Luego, la fuerza resultante en todo el segmento 3 se define como:

$$F_3 = \int_{-6,892}^{13,108} \tau_3 \times t \partial R$$

$$F_3 = \frac{0,25V_y}{9902,7} \int_{-6,892}^{13,108} 2555,42 + 98,58R - 17,34R^2 \partial R$$

$$F_3 = 1,06V_y$$

Con esto se puede decir que:

$$F_3 \approx V_y$$

La sumatoria de fuerzas paralelas al eje y debe ser igual a cero, esto es:

$$V_y = F_3 + F_1$$

Por lo tanto se concluye que  $F_1$  es igual a cero:

$$F_1 = 0$$

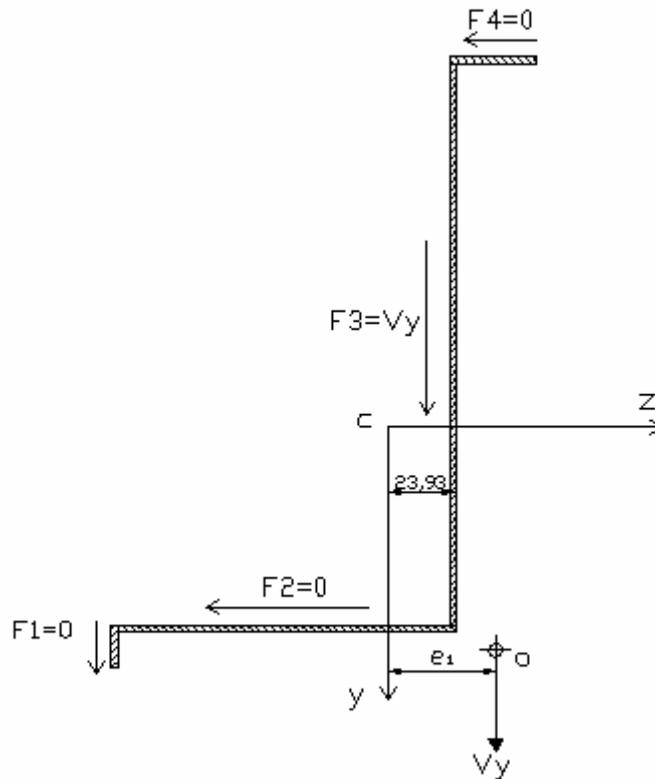
De esta manera, aplicando sumatoria de momentos en el centroide de la sección, para la configuración de fuerzas presentes (figura 3.3.11), se tiene que:

$$e_1 V_y = 23,93 F_3$$

Luego, como  $F_3 = V_y$

$$e_1 = 23,93 \text{ mm}$$

Este valor indica que el centro de cortante se encuentra en algún punto a lo largo de la línea que atraviesa longitudinalmente el segmento 3.



**Figura 3.3.11. Fuerzas resultantes en la sección debido a la fuerza cortante  $V_y$ . (Los autores)**

Ahora se supone una fuerza cortante  $V_z$  aplicada en el centro de cortante (o) (figura 3.3.12) para hallar el valor  $e_2$ . Entonces se calcula la distribución de esfuerzos cortantes en cada segmento de la sección 1 y finalmente las fuerzas resultantes correspondientes.

Siguiendo la misma metodología utilizada en el cálculo de  $e_1$  se calcula el valor de  $e_2$ .

El esfuerzo cortante en el segmento 1 viene dado por:

$$\tau = \frac{V_z}{t(I_y I_z - I_{yz}^2)} \left[ I_{yz} \int_0^{s_1} y \partial A - I_z \int_0^{s_1} z \partial A \right]$$

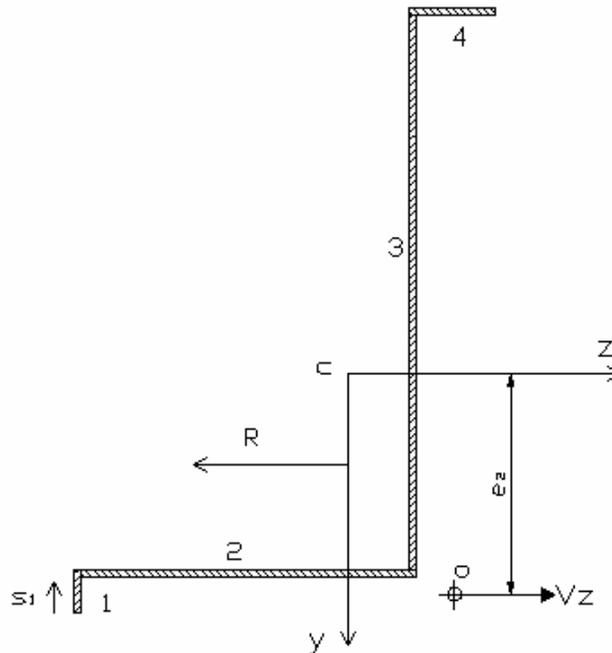
Donde ahora  $s_1$  se mide de abajo hacia arriba a lo largo del segmento 1 (figura 3.3.12).

El esfuerzo cortante en el segmento 2 viene dado por:

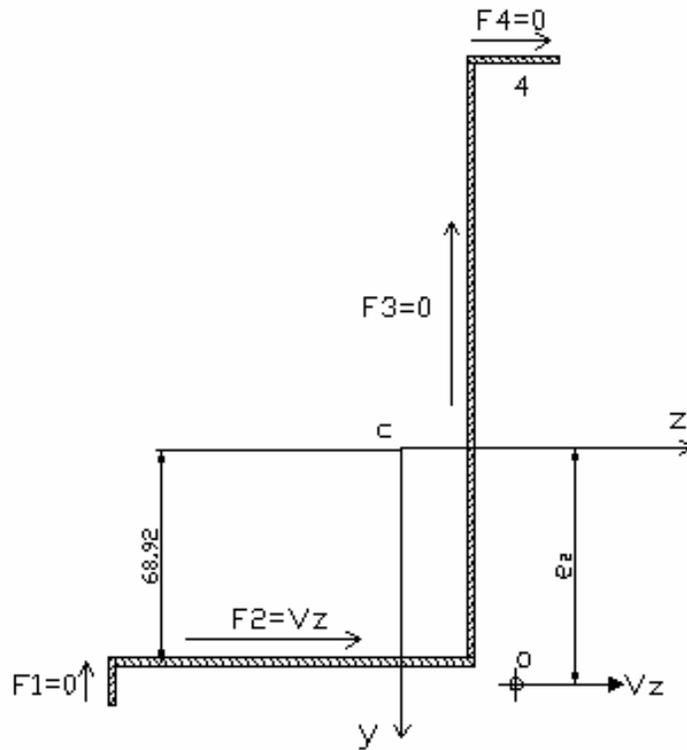
$$\tau = \frac{V_z}{t(I_y I_z - I_{yz}^2)} \left[ I_{yz} \int_0^R y \partial A - I_z \int_0^R z \partial A \right]$$

Donde ahora  $R$  se mide sobre el segmento 2 desde el eje ( $y$ ) y en el sentido negativo del eje ( $z$ ) (figura 3.3.12).

En la figura 3.3.13 se muestran los resultados de las fuerzas cortantes en cada sección por efecto de la fuerza cortante externa  $V_z$ .



**Figura 3.3.12. Configuración para el cálculo de  $e_2$ . (Los autores)**



**Figura 3.3.13. Fuerzas resultantes en la sección debido a la fuerza cortante  $V_z$ . (Los autores)**

Aplicando sumatoria de momentos en el centroide de la sección, para la configuración de fuerzas presentes (figura 3.3.13), se tiene que:

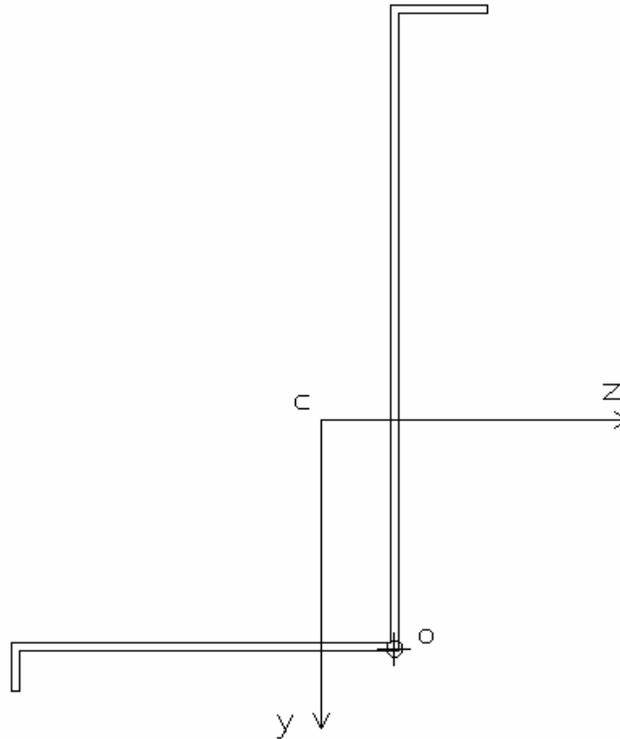
$$e_2 V_z = 68,92 F_2$$

Luego, como  $F_2 = V_z$

$$e_2 = 68,92 \text{ mm}$$

Este valor indica que el centro de cortante se encuentra ubicado en la intersección del segmento 2 con el segmento 3 como se muestra en la figura 3.3.14.

El centro de cortante se encuentra ubicado en el mismo punto para los demás espesores de lámina considerados.



**Figura 3.3.14. Ubicación del centro de cortante (o). (Los autores)**

Ahora se procede a realizar el análisis de esfuerzo de la viga, sometida al conjunto de cargas indicadas en la figura 3.3.5, en donde el peso de la propia viga se desprecia, pues no afecta de manera apreciable en los resultados. Para un espesor de 2,5 mm el peso de la viga es de 19,31 Kg.

Para hallar las reacciones  $R_1$  y  $R_2$  en los apoyos de la viga (figura 3.3.5) se plantean las dos ecuaciones de equilibrio estático de la viga:

Haciendo la sumatoria de fuerzas en el sentido del eje ( $y$ ) se tiene:

$$+\downarrow \sum F_y = 0 = R_A + R_B - R_1 - R_2$$

$$R_1 + R_2 = 5091,4 \text{ N}$$

Luego, haciendo sumatoria de momento (positivos en sentido horario) en el punto de apoyo 1 (figura 3.3.5) se tiene:

$$\sum M_1 = 0 = 2760 \frac{R_A}{2} + 2760 \frac{R_B}{2} - 2760 R_2$$

$$R_2 = 2545,7 \text{ N}$$

De esta manera:

$$R_1 = 2545,7 \text{ N}$$

Luego, para el cálculo del momento flector máximo se utiliza la expresión de la fórmula de singularidad para el momento flector en la viga. La fórmula de singularidad, para la configuración de cargas en la viga (figura 3.3.5), viene dada por:

$$M_{\langle x \rangle} = R_1 \langle x \rangle - \frac{R_A}{2} \langle x - 395 \rangle - \frac{R_B}{2} \langle x - 1050 \rangle - \frac{R_B}{2} \langle x - 1710 \rangle - \frac{R_A}{2} \langle x - 2365 \rangle$$

Por la simetría de la configuración de cargas (figura 3.3.5), el momento máximo se produce a lo largo del segmento central de la viga, es decir:

$$1050 \leq x \leq 1710$$

Evaluando en el punto medio de la viga, con las reacciones y fuerzas expresadas en KiloNewton [KN], el momento máximo es:

$$M_{(1380)} = 2,545(1380) - 0,7285(985) - 1,8172(330)$$

$$M_{(1380)} = M_{\text{máx}} = 2195 \text{ KN} \times \text{mm}$$

O también:

$$M_{m\acute{a}x} = 2195 \text{ KN} \times \text{mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 2,195 \text{ KN} \times \text{m}$$

Este momento ocurre alrededor del eje z:

$$M_z = 2,195 \text{ KN} \times \text{m}$$

En resumen, las propiedades de la sección estudiada se muestran en la figura 3.3.15.

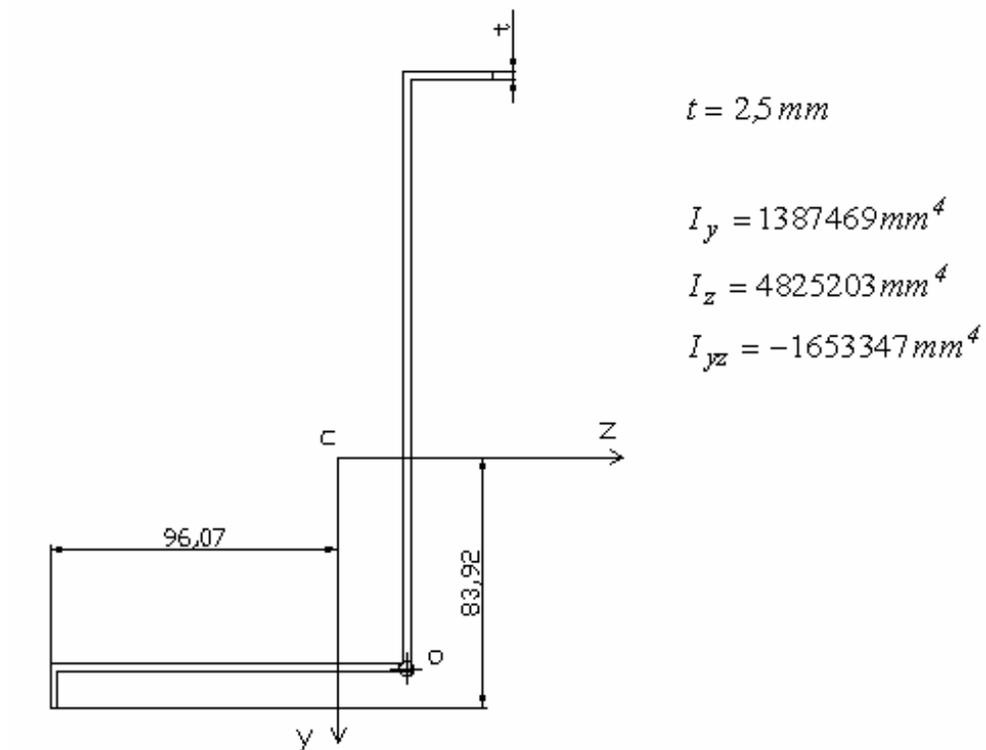


Figura 3.3.15. Propiedades de la sección 1. (Los autores)

Allí se observa que los ejes utilizados son ejes centroidales no principales.

La fórmula de flexión generalizada viene dada por la ecuación 2.31:

$$\sigma_x = \frac{(M_y I_z + M_z I_{yz})z - (M_z I_y + M_y I_{yz})y}{I_y I_z - I_{yz}^2}$$

En este caso no hay momento sobre el eje ( $y$ ), por lo tanto la ecuación 2.31 se reduce a:

$$\sigma_x = \frac{M_z (I_{yz} z - I_y y)}{I_y I_z - I_{yz}^2}$$

*Donde :*

$z \rightarrow$  *coordenada  $z$  del punto estudiado*

$y \rightarrow$  *coordenada  $y$  del punto estudiado*

Los esfuerzos críticos por flexión ocurren en los puntos más alejados del eje neutro, el eje neutro se encuentra inclinado un ángulo  $\beta$  con respecto al eje ( $z$ ) como se muestra en la figura 3.3.16a.

Donde el ángulo  $\beta$  viene dado por:

$$\operatorname{Tg}\beta = \frac{M_z I_{yz}}{M_z I_y}$$

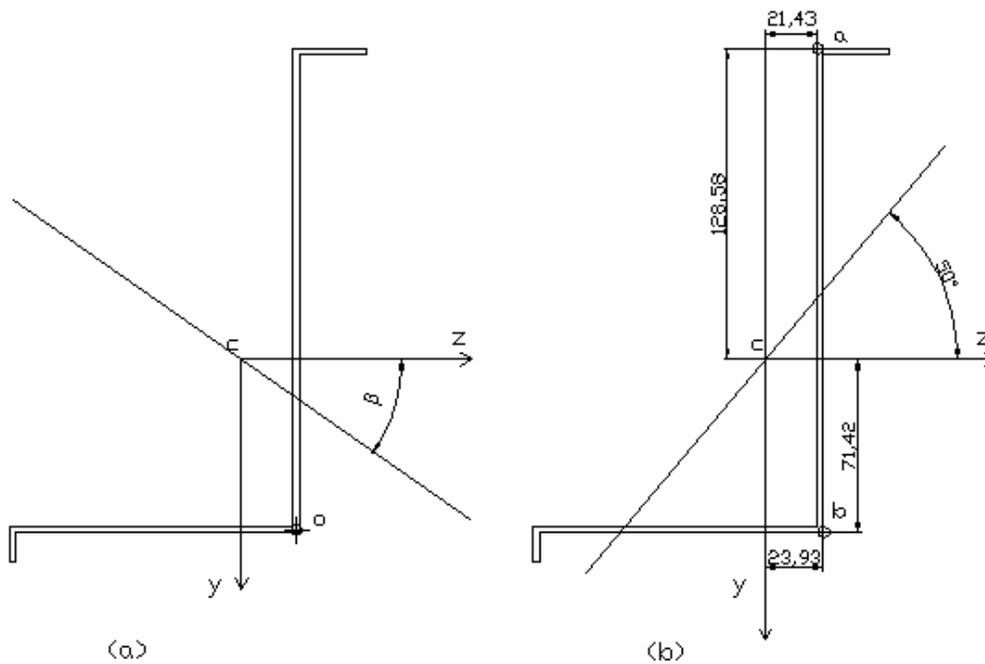
De esta manera se tiene que:

$$\operatorname{Tg}\beta = \frac{-1,653 \times 10^{-6}}{1,387 \times 10^{-6}}$$

Entonces:

$$\beta = -50^\circ$$

En la figura 3.3.16b se muestra la ubicación del eje neutro. Allí se observa además que los puntos más alejados son los puntos (a) y (b) indicados.



3.3.16. Eje neutro de la sección 1

*Esfuerzo en el punto a:*

$$y = -128,58 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = -0,12858 \text{ m}$$

$$x = 21,43 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 0,02143 \text{ m}$$

El esfuerzo por flexión en el punto (a) viene dado por:

$$\sigma_x = \frac{2,195 \left( (-1,6533 \cdot 10^{-6} \times 0,02143) - (1,387 \cdot 10^{-6} \times -0,12858) \right)}{\left( 1,387 \cdot 10^{-6} \times 4,825 \cdot 10^{-6} \right) - \left( -1,653 \cdot 10^{-6} \right)^2}$$

$$\sigma_x = 79231,11 \text{ KPa}$$

$$\sigma_x = 80 \text{ MPa}$$

El esfuerzo producido en el punto (a) es a compresión.

**Esfuerzo en el punto b:**

$$y = 71,42 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 0,07142 \text{ m}$$

$$x = 23,93 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 0,02393 \text{ m}$$

De manera similar al punto (a) se calcula el esfuerzo en el punto (b), que resulta:

$$\sigma_x = 77 \text{ MPa}$$

El esfuerzo producido en el punto (b) es a tensión.

Se puede observar de estos resultados que el punto con mayor esfuerzo es el punto (a).

Para los demás espesores estudiados el ángulo de inclinación del eje neutro es el mismo ( $\beta = -50^\circ$ ). Por lo tanto el punto crítico sigue siendo el punto (a). Entonces, de manera similar se calcula el esfuerzo en este punto

para los distintos espesores. En la tabla 3.3.6 se muestran los valores obtenidos.

Espesor [mm]	$\sigma_x$ [MPa]
1,5	130
2	98
2,5	80
3	67

**Tabla 3.3.6. Esfuerzos máximos para lo distintos espesores estudiados.**

***Cálculo de la deflexión máxima producida en la viga.***

La deflexión máxima producida en la viga debido a la configuración de cargas se calcula integrando dos veces la ecuación general del momento (ecuación 2.36). La ecuación 2.36, ya sustituida, se puede escribir como:

$$EIv'' = M_{\langle x \rangle} = 2,545\langle x \rangle - 0,728\langle x - 0,395 \rangle - 1,817\langle x - 1,05 \rangle - 1,817\langle x - 1,71 \rangle - 0,728\langle x - 2,36 \rangle$$

Integrando dos veces queda:

$$EIv = \frac{2,545\langle x \rangle^3}{6} - \frac{0,728\langle x - 0,395 \rangle^3}{6} - \frac{1,817\langle x - 1,05 \rangle^3}{6} - \frac{1,817\langle x - 1,71 \rangle^3}{6} - \frac{0,728\langle x - 2,36 \rangle^3}{6} + C_1x + C_2$$

Donde las condiciones de frontera para hallar  $C_1$  y  $C_2$  son:

$$v(0) = 0 \quad 1$$

$$v(2,76) = 0 \quad 2$$

Con la primera condición se tiene que  $C_2 = 0$ . Con la segunda condición se tiene que:

$$0 = 5,440 + 2,76C_1$$

$$C_1 = -1,971 \text{ KN} \times \text{m}^2$$

La función singular de la deflexión queda:

$$v_{\langle x \rangle} = \frac{1}{EI} \left( \frac{2,545 \langle x \rangle^3}{6} - \frac{0,728 \langle x - 0,395 \rangle^3}{6} - \frac{1,817 \langle x - 1,05 \rangle^3}{6} - \frac{1,817 \langle x - 1,71 \rangle^3}{6} - \frac{0,728 \langle x - 2,36 \rangle^3}{6} - 1,971x \right)$$

La deflexión máxima ocurre en el punto medio de la viga debido a la configuración simétrica de cargas en la misma.

La deflexión máxima es:

Para:

$$x = 1,38$$

$$E = 209 \cdot 10^6 \text{ KPa}$$

$$v_{(1,38)} = 1,717 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

La deflexión máxima es de 1,7 mm en el punto central de la viga.

Para los demás espesores estudiados la deflexión ocurre igualmente en el punto medio de la viga. La deflexión se calcula entonces de la misma manera para los demás espesores, cambiando sólo el momento de inercia correspondiente a cada uno. En la tabla 3.3.7 se muestran los valores obtenidos.

<b>Espesor [mm]</b>	<b><math>I_z</math> [m<sup>4</sup>]</b>	<b><math>v_{(1,38)}</math> [m]</b>
1,5	$2,9553 \times 10^{-6}$	$2,804 \times 10^{-3}$
2	$3,9001 \times 10^{-6}$	$2,124 \times 10^{-3}$
2,5	$4,8252 \times 10^{-6}$	$1,71 \times 10^{-3}$
3	$5,7306 \times 10^{-6}$	$1,446 \times 10^{-3}$

**Tabla 3.3.7. Deflexión máxima para los distintos espesores estudiados. (Los autores)**

En base a la tabla 3.3.6 donde se refleja el estado de esfuerzo al que esta sometida la viga para los distintos espesores, y a la tabla 3.3.7 donde se reflejan los valores de la deflexión de la viga, se selecciona para la construcción de ésta, lámina de acero ASTM A-36 de espesor 2,5mm ( $S_{y220\text{ }^\circ\text{C}} = 230\text{ MPa}$ ), obteniéndose así un factor de seguridad de 2,9 en el diseño.

### 3.3.2.2 Columnas de soporte

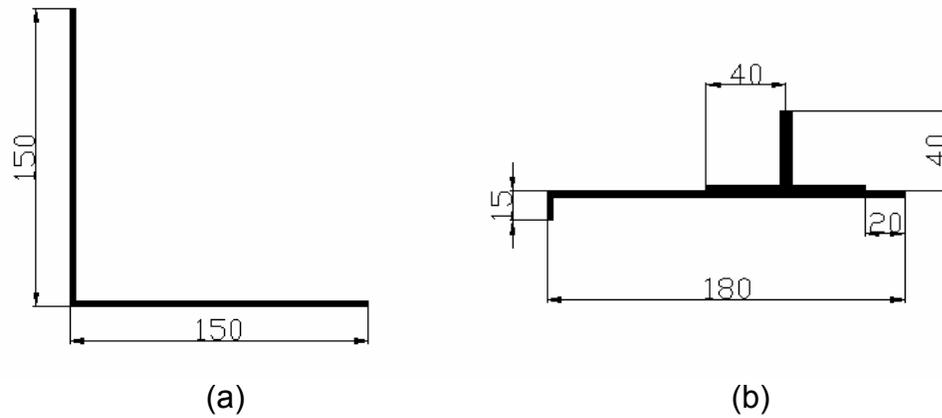
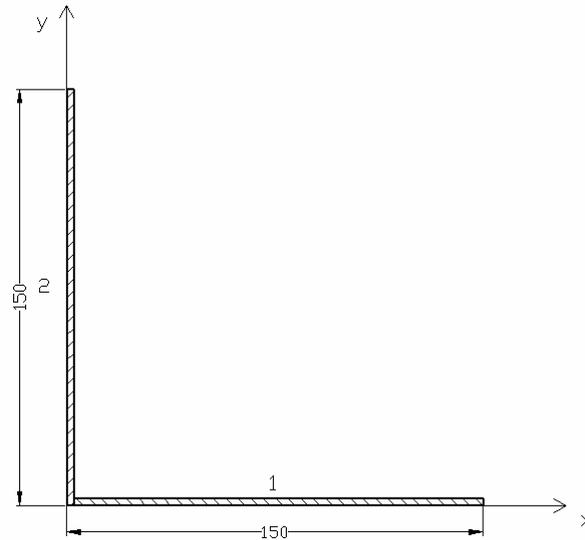


Figura 3.3.17. Sección transversal de las columnas a estudiar. (Los autores).

En nuestro caso, la viga está apoyada en sus extremos a las columnas, cuya sección transversal se muestra en la figura 3.3.17 y por lo tanto estas últimas estarán sometidas a compresión. Las reacciones en los extremos de la viga son:  $R_1 = 5090 \text{ N}$  y  $R_2 = 5090 \text{ N}$ . Cada columna estará sometida a una carga de:

$$\frac{R_1}{2} = 2545 \text{ N} \rightarrow (260 \text{ Kg})$$
$$\frac{R_2}{2} = 2545 \text{ N} \rightarrow (260 \text{ Kg})$$

*Columna 1*



**Figura 3.3.18. Columna 1. (Los autores).**

De manera similar al cálculo de centroide y momentos de inercia realizado para la sección de la viga, se realiza ahora el cálculos para las secciones de las columnas. Para la columna 1 (figura 3.3.18) en la tabla 3.3.8 se tiene los datos necesarios para el cálculo del centroide y los momentos de inercia.

i	A <sub>i</sub>	x <sub>i</sub>	y <sub>i</sub>	A <sub>i</sub> y <sub>i</sub>	A <sub>i</sub> x <sub>i</sub>	Δx <sub>i</sub>	Δy <sub>i</sub>	I <sub>x0i</sub>	I <sub>y0i</sub>
1	368,75	76,25	1,25	460,93	28117,18	37,82	-37,18	192,05	668551,43
2	375	1,25	75	28125	468,75	-37,18	36,57	703125	195,31
total	743.75			28585,93	28585,93			703317	668746

**Tabla 3.3.8. Datos para el cálculo del centroide y momento de inercia de la columna 1. (Los autores)**

$$\bar{x} = \frac{\sum \Delta x_i A_i}{\Delta A_i} = \frac{28585,93}{743,75} = 38,43mm$$

$$\bar{y} = \frac{\sum \Delta y_i A_i}{\Delta A_i} = \frac{28585,93}{743,75} = 38,43mm$$

$$I_x = \sum I_{x0i} + \sum A_i \Delta y_i^2$$

$$I_x = [192,05 + 703125] + [368,75(37,18)^2 + 375(36,57)^2]$$

$$I_x = 1714571,34mm^4 \Rightarrow I_x = 1,74 \times 10^6 mm^4$$

$$I_y = \sum I_{y0i} + \sum A_i \Delta x_i^2$$

$$I_y = [668551,43 + 195,31] + [368,75(37,82)^2 + 375(-37,18)^2]$$

$$I_y = 1714571,34mm^4 \Rightarrow I_x = 1,74 \times 10^6 mm^4$$

$$I_{xy} = \sum I_{xy0i} + \sum A_i \Delta x_i \Delta y_i$$

$$I_{xy} = [0] + [368,75(37,82)(-37,18) + 375(-37,18)(36,57)]$$

$$I_{xy} = -1028394,15mm^4 \Rightarrow I_x = -1,028 \times 10^6 mm^4$$

Para calcular el radio de giro mínimo de la sección necesitamos conocer el valor del momento de inercia mínimo.

$$Tg2\theta = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y} \Rightarrow I_x - I_y$$

$$Tg2\theta = \infty \quad 2\theta = 90^\circ$$

$$\theta = 45^\circ$$

$$I_{min} = \frac{I_x + I_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{I_x - I_y}{2}\right)^2 + I_{xy}^2}$$

$$I_{min} = \frac{1,714 \times 10^6 + 1,714 \times 10^6}{2} - \sqrt{\left(\frac{1,714 \times 10^6 - 1,714 \times 10^6}{2}\right)^2 + (-1,028 \times 10^6)^2}$$

$$I_{min} = 686.572 \text{ mm}^4$$

Radio de giro mínimo de la sección.

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad r_{min} = \sqrt{\frac{686572}{743,75}} = 30,38 \text{ mm}$$

Razón de esbeltez.

- La columna es empotrada abajo y atornillada arriba.
- La longitud de la columna es 2280mm.

$$\text{razón de esbeltez} = \frac{KL}{r_{min}}$$
$$\text{razón de esbeltez} = \frac{0,7 \times 2.280}{30,38} = 52,53$$

Razón de transición de esbeltez.

- Se usa acero ASTM A-36 :  
 $S_y = 248 \text{ MPa}$   
 $S_{y220^\circ} = 230 \text{ MPa}$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 209.000}{230}} = 134$$

$$\frac{KL}{r_{min}} < C_c \quad \text{Columna corta}$$

Fórmula de J.B. Johnson.

$$P_{cr} = AS_y \left[ 1 - \frac{S_y (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

$$P_{cr} = 743,75 \times 230 \left[ 1 - \frac{230(52,53)^2}{4\pi^2 \times 209.000} \right]$$

$$P_{cr} = 157904N$$

Como las cargas son conocidas y las columnas están fijas en los extremos, el factor de seguridad es  $N = 2$ .

$$P_a = \frac{P_{cr}}{2}$$

$$P_a = 78952N$$

La carga sobre la columna 1 corresponde a la reacción  $R_2 = 2.545N$  del apoyo de la viga. Por lo tanto, la carga permisible ( $P_a$ ) es mayor que la carga a la que está sometida la columna.

Columna 2

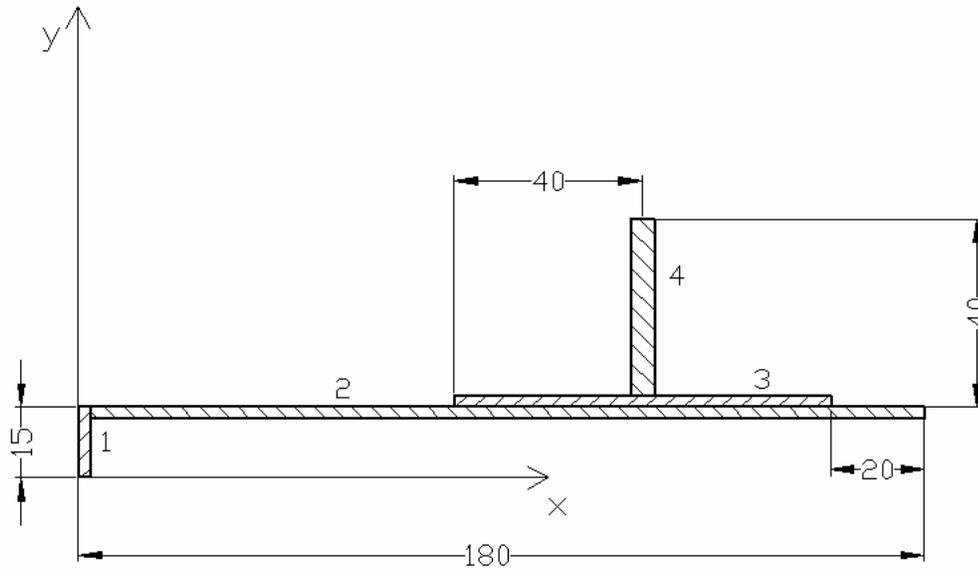


Figura 3.3.19. Columna 2. (Los autores).

Para la columna 2 (figura 3.3.19), en la tabla 3.3.9 se tienen los datos necesarios para el cálculo del centroide y los momentos de inercia.

i	A <sub>i</sub>	x <sub>i</sub>	y <sub>i</sub>	A <sub>i</sub> y <sub>i</sub>	A <sub>i</sub> x <sub>i</sub>	Δx <sub>i</sub>	Δy <sub>i</sub>	I <sub>x0i</sub>	I <sub>y0i</sub>
1	37,5	1,25	7,5	281,25	46,875	-98,93	-11,41	703,12	19,53
2	443,75	91,25	13,75	6.101,56	40.492,18	-8,93	-5,16	231,11	1.165.074,87
3	200	120	16,25	3.250	24.000	19,81	-2,66	104,16	106.666,66
4	187,5	120	36,25	6.796,87	22.500	19,81	17,34	21.972,65	390,62
Σ	868,75			16.429,68	87.039,06			23.011,05	1.272.151,68

Tabla 3.3.9. Datos necesarios para el cálculo del centroide y momentos de inercia

De la columna2. (Los autores).

$$\bar{x} = \frac{\sum \Delta x_i A_i}{\Delta A_i} = \frac{87.039,06}{868,75} = 100,188 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = \frac{\sum \Delta y_i A_i}{\Delta A_i} = \frac{16.429,68}{868,75} = 18,91 \text{ mm}$$

$$I_x = \sum I_{x0i} + \sum A_i \Delta y_i^2$$

$$I_x = 23.011,05 + [4.882,05 + 11.815,11 + 1.415,12 + 56.376,67]$$

$$I_x = 97500 \text{ mm}^4 \Rightarrow I_x = 9,75 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_y = \sum I_{y0i} + \sum A_i \Delta x_i^2$$

$$I_y = 1.272.152,68 + [367.017,93 + 35.450,23 + 78.503,06 + 73.596,62]$$

$$I_y = 1.826.720,52 \text{ mm}^4 \Rightarrow I_x = 1,826 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{xy} = \sum I_{xy0i} + \sum A_i \Delta x_i y_i$$

$$I_{xy} = [0] + [42.329,67 + 20.465,78 + (-10.539,98) + 64.413,76]$$

$$I_{xy} = 116.669,23 \text{ mm}^4 \Rightarrow I_x = 1,166 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

Momentos de inercia principales

$$\text{Tg} 2\theta = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y}$$

$$\text{Tg} 2\theta = -\frac{2 \times 116.669,23}{97.500 - 1.826.720,52} = 0,1349$$

$$2\theta = 7,68^\circ \Rightarrow \theta = 3^\circ 50'$$

$$I_{min} = \frac{I_x + I_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{I_x - I_y}{2}\right)^2 + I_{xy}^2}$$

$$I_{min} = \frac{97.500 + 1.826.720,52}{2} - \sqrt{\left(\frac{97.500 - 1.826.720,52}{2}\right)^2 + (116.669,23)^2}$$

$$I_{min} = 89.663,92mm^4$$

Radio de giro mínimo de la sección

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad r_{min} = \sqrt{\frac{89.663,92}{868,75}} = 10,15mm$$

Razón de esbeltez

- La columna es empotrada abajo y atornillada arriba.
- La longitud de la columna es 2280mm

$$\text{razón de esbeltez} = \frac{KL}{r_{min}}$$
$$\text{razón de esbeltez} = \frac{0,7 \times 2.280}{10,15} = 157,09$$

Razón de transición de esbeltez

- Se usa acero ASTM A-36  
 $S_y = 248 \text{ MPa}$   
 $S_{y250^\circ} = 230 \text{ MPa}$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 209.000}{165,6}} = 134$$

$$\frac{KL}{r_{min}} > C_c \quad \text{Columna larga}$$

Fórmula de Euler.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 209 \cdot 10^9 \times 8,6875 \cdot 10^{-4}}{157,09} \quad P_{cr} = 72616 \text{ N}$$

Como las cargas son conocidas y las columnas están fijas en los extremos, el factor de seguridad es  $N = 2$ .

$$P_a = \frac{P_{cr}}{2}$$

$$P_a = 36.308 \text{ N}$$

La carga sobre la columna 2 corresponde a la reacción  $R_1 = 2.545\text{N}$  del apoyo de la viga. Por lo tanto, la carga permisible ( $P_a$ ) es mayor que la carga a la que está sometida la columna.

El cálculo de la carga admisible para los demás espesores de lámina se realiza de igual manera. En la tabla 3.3.10 se muestran los resultados obtenidos.

Columna 1		Columna 2	
Espesor [mm]	P <sub>a</sub> [N]	Espesor [mm]	P <sub>a</sub> [N]
1,5	47553	1,5	21.481
2	63281	2	28.826
2,5	78952	2,5	36.308
3	94555	3	43.945

**Tabla 3.3.10. Cargas admisibles en las columnas para los distintos espesores. (Los autores)**

En base a los resultados obtenidos, y dada la libertad de uso de cualquier espesor, se decide utilizar un espesor de 2,5 mm para ambas columnas. El material a utilizar es acero ASTM A-36 ( $S_{y(220\text{ }^{\circ}\text{C})} = 230\text{ MPa}$ ).

# Capítulo 4

## Resultados

Basado en la metodología de diseño presentada en el capítulo 3, los resultados obtenidos para la construcción del horno de curado de pintura son descritos y analizados en las secciones siguientes.

## **4.1 Manufactura del Horno**

La manufactura del horno se realizó de acuerdo a los resultados y al diseño obtenido en el capítulo 3, las características del horno

### **4.1.1 Dimensiones del Horno**

Las dimensiones del horno se muestran en la tabla 4.1.1

<b>Altura</b>	Interno	2280mm
	externo	2400mm
<b>Ancho</b>	Interno	2760mm
	externo	3000mm
<b>Largo</b>	Interno	2760mm
	externo	3000mm

*Tabla 4.1.1. Dimensiones del horno. (Los autores)*

Las paredes del horno son huecas y de espesor de 120mm, las mismas están rellenas de un aislante térmico de manta tipo II, cuyo espesor es de 4", seleccionado para un rango de temperatura que oscila entre 149-260 °C (Norma Covenin 2023 "Aislantes").

La estructura del horno es fabricada en lámina de acero ASTM A-36, de espesor 2,5mm.

El horno posee compartimientos internos para la ubicación de los diferentes equipos como: El transportador, ventilador e intercambiador. Así como también los ductos internos para la recirculación del aire.

En la figura 4.1.1 se muestra una foto general del horno donde se observa principalmente el sistema de apertura de puertas, el sistema de accionamiento del transportador y el panel de control.



*Figura 4.1.1 Foto general del horno. (Los autores).*

## 4.2 Equipos del Horno

- **Ventilador:** marca FREDIVE, Tipo SF12. Las especificaciones del ventilador se muestran en la tabla 4.2.1

Rodete doble de diámetro	12"
RPM	1200
Caudal de aire (m <sup>3</sup> /min)	25
Contra presión estática (m)	0.365
Potencia (HP)	3

*Tabla 4.2.1. Especificaciones del ventilador. (Los autores)*

- **Quemador:** Quemador a presión marca WEISHAUPT, tipo WG20, con una capacidad de 30 a 90 kW, el cual se muestra en la figura 4.2.1



*Figura 4.2.1 Quemador WEISHAUPT(Los autoires)*

- **Intercambiador:** Tiene una capacidad máxima de transmisión de calor de 52.5 kW. Con un banco de 28 tubos de 2" (50.8 mm) de diámetro y 1m de longitud.
- **Transportador:** Cuenta con siete estaciones de carga, de flujo transversal (4.2.2). Las estaciones del transportador están unidas por

cadena ANSI C-2060, con rodamientos de un solo tramo, paso 1½". Movido por un motor de 1,5 kW a 1200rpm, acoplado a un reductor con relación 400:1. El mecanismo de reducción para el accionamiento del transportador se muestra en la figura 4.2.2.1

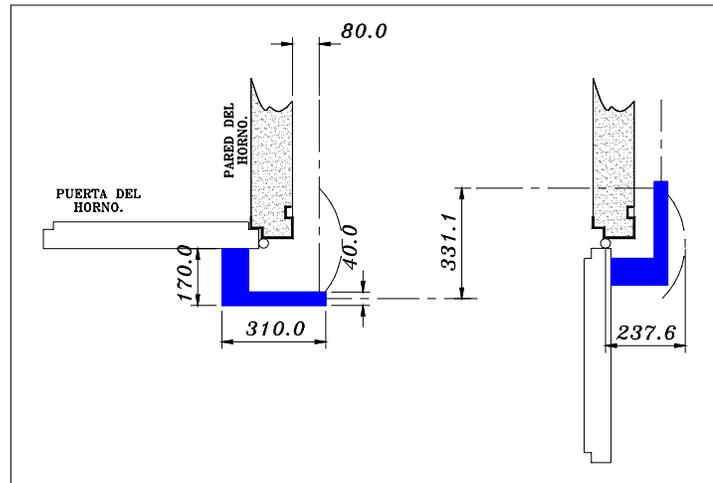


**Figura 4.2.2 Detalle del transportador. (Los autores)**



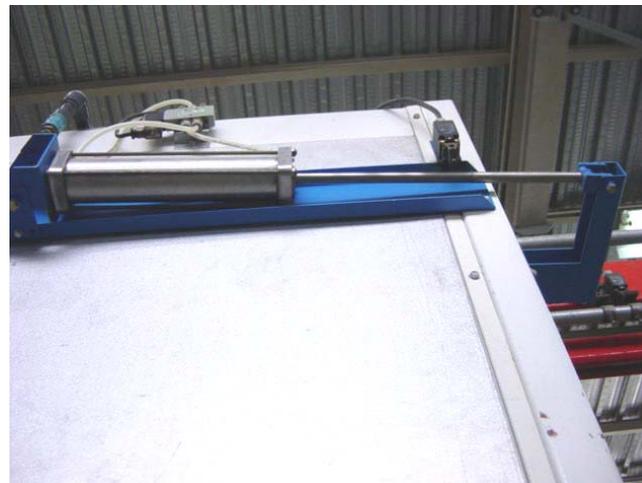
**Figura 4.2.2.1 Mecanismo de reducción utilizado para el accionamiento del transportador.(Los autores)**

- **Pistones neumáticos:** Utilizado para la apertura y cierre de las puertas, de 350mm de recorrido, con freno de aire, cilindro de diámetro 2". Presión de la línea 4 bar. Fuerza equivalente a 82 Kg (408Kg/cm<sup>2</sup>). El montaje de los cilindros se muestran en la figura 4.2.3



*Figura 4.2.3 Esquema del montaje de los cilindros neumáticos para la apertura y cierre de las puertas del horno. (Los autores)*

El pistón neumático utilizado para la apertura y cierre de las puertas se muestra en la figura 4.2.4.



*Figura 4.2.4. Pistón neumático utilizado para la apertura y cierre de las puertas. (Los autores)*

### **4.3 Procesos para la fabricación del horno**

Una vez que se culmina el diseño y la planificación del horno, se comienza la construcción, en el cual se lleva a cabo los procesos de mecanizado necesarios para la elaboración de la estructura principal, columnas, vigas y traviesas del horno.

Los procesos de mecanizado utilizados se describen a continuación:

a) Corte:

El corte se realizó en una guillotina con una cuchilla de 3 m de longitud y tope automático. El corte se inicia con las piezas que forman parte de la estructura principal, simultáneamente se cortan las piezas para la cubierta exterior e interior y se lleva a cabo el ensamblaje de la estructura principal. A continuación se prosigue con la fabricación del transportador y calentador de aire.

b) Troquelado:

La máquina troqueladora utilizada es de marca AMADA de control numérico, la misma tiene la capacidad de dar 100 golpes/min. La troquelación se requiere para realizar los agujeros correspondientes para las uniones atornilladas necesarias y para la realizar las perforaciones en las columnas de modo que las mismas disipen la menor cantidad de calor posible.

c) Doblado:

El doblado se realizó sobre una dobladora de cortina que posee un prisma de 2.5 m de longitud y su capacidad es de 135 ton. Esta se utilizó para perfilar todas las piezas del horno, transportador y calentador de aire.

d) Soldadura:

La máquina de soldadura que se utilizó es de arco eléctrico, el electrodo utilizado fue del tipo AWS E 60 especial para soldar metales de grado ASTM A-36 (Mott. 1995). Las partes del horno que necesitaron de uniones soldadas fueron: Las columnas, vigas, el calentador de aire, el transportador y sus respectivas estaciones, base del ventilador, el marco y las puertas entre otras.

e) Ensamblaje:

El ensamblaje se realizó manualmente con asistencia de los empleados de la empresa METALTECNIA H&S. El orden que se debe seguir para ensamblar es:

- Colocación de la cubierta interna.
- Colocación del aislante.
- Instalación del ventilador.
- Colocación de la cubierta externa.
- Montura de las puertas con su sistema de apertura.

f) Montaje y puesta en marcha:

Después de llevar a cabo el traslado de los equipos, se procedió a realizar:

- El montaje del transportador con su sistema de tracción.
- El montaje y alineación de los rieles de entrada y salida del horno.
- Instalación del calentador y del quemador.
- Colocación del aislante y la cubierta del piso.
- Instalación y suministro de aire para el sistema neumático.
- Instalación del cableado y tablero de control.

Por último se realizó la puesta en marcha del horno y las respectivas pruebas de funcionamiento de los equipos y temperatura para el curado de la pintura, donde se obtuvo un intervalo de temperatura para el curado de la pintura de 183-186 °C (Figura 4.3.1), cuyo resultado es menor al supuesto en el capítulo 3. Los resultados obtenidos en las pruebas realizadas se muestran en el Anexo 16.



**Figura 4.3.1 Calibración de los límites del control de temperatura. (Los autores)**

### **4.3.1 Cronograma de construcción del Horno**

En el cronograma de construcción se especifica el tiempo requerido para la construcción del horno, el cual se muestra en la tabla 4.2.2.

**CRONOGRAMA DE FABRICACION**

	semana 1	semana 2	semana 3	semana 4	semana 5	semana 6	semana 7	semana 8	semana 9	semana 10	semana 11	semana 12	semana 13	semana 14	semana 15	semana 16	semana 17	semana 18	semana 19	semana 20
Diseño y planificación	■	■	■	■	■															
<i>fabricación</i>																				
Corte						■														
Troquelado						■	■													
Doblado							■	■	■											
Soldadura							■	■	■	■										
Ensamblaje										■	■	■	■							
Montaje y puesta en marcha														■	■	■	■	■	■	■

**Tabla 4.3.1 Cronograma de construcción del horno. (Los autores)**

## 4.4 Estudio Económico del Horno

El estudio económico del horno se presenta detalladamente en la tabla 4.4.1.

cant	descripción	precio unit	total
	<b>Varios</b>		
14	rollos material aislante 4" (manta 1,2 x 5 m)	175.000,0	2.450.000,0
1	tablero de control y equipos electricos	2.900.000,0	2.900.000,0
1	quemador WEISHAUPT WG20 (30 - 90 kW)	8.000.000,0	8.000.000,0
1	Ventilador con motor marca FREDIVE de 12"	985.000,0	985.000,0
1	material conexiones neumáticas	264.300,0	264.300,0
2	válvulas selenoides normalmente cerradas 2 vias / 8616 EPDM / 110V	170.000,0	340.000,0
2	pistones neumáticos de 2" - 350mm carrera	235.000,0	470.000,0
1	calentador de aire	2.335.100,0	2.335.100,0
	<b>Estructura y carcasa</b>		
14	lámina pulida de 1,2 x 2,4 (0,9mm)	18.650,0	261.100,0
16	lámina pulida de 1,2 x 2,4 (2,5mm)	65.000,0	1.040.000,0
18	lámina galvanizada 1,2 x 2,4 (1,5)	17.780,0	320.040,0
86	pintura (m <sup>2</sup> )	4.500,0	387.000,0
20	soldadura (h)	12.000,0	240.000,0
30	metalmecanica (h)	12.000,0	360.000,0
90	ensamblaje	12.000,0	1.080.000,0
80	montaje mecanico (h)	30.000,0	2.400.000,0
30	montaje electrico (h)	3.000,0	90.000,0
	<b>Transportador</b>		
2	ejes calibrados 1" x 1,2 m	94.500,0	189.000,0
4	chumacera de flanche con cuatro huecos	17.600,0	70.400,0
4	piñones simples RC 60 - 25 dientes	33.700,0	134.800,0
2	piñones simples RC 60 - 18 dientes	6.850,0	13.700,0
4	cadena de rodillos ASA 60 - paso 1 ½ in	79.800,0	319.200,0
68	rolineras KFB 6203 2RS	2.540,0	172.720,0
68	tornillos M12 x 70 con tuerca	2.560,0	174.080,0
1	trabajo de torneria	57.000,0	57.000,0
2	láminas hierro negro 1,2 x 2,4 (4mm)	96.000,0	192.000,0
3	láminas pulidas 1,2 x 2,4 (3mm)	75.000,0	225.000,0
1	motor 1200rpm x 1HP	124.000,0	124.000,0
1	reductor de 80:1	241.800,0	241.800,0
1	cadena de rodillos ASA 35	12.000,0	12.000,0
1	piñon RC 35 - 14 dientes	3.340,0	3.340,0
1	piñon RC 36 - 70 dientes	7.320,0	7.320,0
1	M.O. (98h · 15000 Bs)	1.470.000,0	1.470.000,0

**Costo total 27.328.900,0**

**Tabla 4.4.1 Estudio económico del horno. (Los autores)**

## **4.5 Análisis de Resultados**

Se desarrolló un horno, el cual posee una entrada de carga y descarga del mismo lado, debido a la distribución de planta que se tiene. La estructura del horno esta diseñada de tal forma que permite la ubicación más conveniente de los equipos y dispositivos en su interior, al mismo tiempo que soporta el peso de todos los componentes que lo integran y disipa la menor cantidad de calor al exterior. Esto se logra uniendo la sección interna con la externa en ciertos puntos por pequeñas secciones de material; de esta manera las paredes son huecas y se pueden aislar con lana mineral en su interior.

El transportador de tipo carrusel, traslada los carros dentro del horno de forma perpendicular a los rieles de carga y descarga. Está compuesto por una cadena que une cada estación a una distancia de 304,8mm, permitiendo la circulación del aire caliente entre las piezas que cuelgan.

El calentador de aire se construyó con un arreglo cruzado de tubo para dificultar el flujo de aire a través del mismo, lo cual mejora la transferencia de calor en el proceso. El calentamiento del aire ocurre de forma indirecta, de esta manera se evita cualquier riesgo de explosión; y como los gases producto de la combustión no entran en contacto directo con el medio caliente, se mantiene así un ambiente limpio no contaminado por los gases de escape en la cámara de calor. El material utilizado para la construcción del hogar de llama, es acero inoxidable DUPLEX (estructura mezclada de austenita y ferrita en proporciones iguales), este tipo de acero se recomienda en la aplicación en la construcción de intercambiadores de calor. El banco de tubos, se construyó con tubos de acero al carbono de diámetro 2" (50.8 mm)

para alta presión; convenientes por el espesor de pared de 5mm y por no presentar costura. La selección de los materiales para el calentador de aire, se realiza analizando el costo del material en función de su vida útil bajo las condiciones de trabajo dadas.

La circulación de los gases dentro del horno se realiza con un ventilador que fue seleccionado para mantener la velocidad de diseño del aire a través del banco de tubos.

Todo el proceso en el horno ocurre de manera automática, a excepción de la introducción y extracción de los carros de carga, así como también la señal para el cierre de las puertas.

El horno alcanza la temperatura de trabajo en un tiempo promedio de 67min y luego se estabiliza en esta temperatura con un sistema de control.

Funcionando a su máxima capacidad se puede obtener una pieza lista cada 4½ min después que todas las estaciones del transportador estén llenas. El tiempo de curado de la pintura es aproximadamente 30 min, lo cual es un resultado favorable debido a que fue menor al supuesto.

Capitulo 5  
Manual de Puesta en Marcha  
y  
Mantenimiento del Horno.

## **5.1 Manual de Puesta en Marcha**

### *Manual de Usuario:*

1. Antes de encender el equipo coloque el panel en modo manual.
2. Abra las puertas y verifique que no hay objetos en el interior.
3. Realice el mantenimiento recomendado antes de arrancar el equipo.
4. Abra la llave de suministro de gas para el quemador.
5. Cierre las puertas y coloque el panel en modo automático.
6. De ser necesario ajuste la temperatura inferior y superior de trabajo (183-186°C).
7. Presione el interruptor principal y encienda el horno. Este se estabilizará a la temperatura de trabajo.
8. Cuando exista un carro de carga en la parada de entrada, sonara una alarma que indicará que el horno esta listo para cargar. Se abre la puerta.
9. Tome la vara para introducir el carro de carga en el horno y empuje el mismo con mucho cuidado hasta el tope del transportador.
10. Presione el pulsador para cerrar la puerta.
11. Cuando exista un carro de carga listo para salir, sonara otra alarma y se abre la puerta de salida.
12. Tome la vara para extraer el carro de carga del horno, y sin tocar la pieza que se extrae ale cuidadosamente, hasta llegar a la zona de carga y descarga. La puerta se cerrara automáticamente.
13. Espere hasta que pueda tocar la pieza con las manos para descargar y cargar nuevamente el carro de carga.
14. En caso de emergencia presione el pulsador de emergencia, el cual corta el suministro de corriente al panel de control.
15. Para apagar el horno retire la energía con el interruptor principal.

## **5.2 Narrativa del Sistema de Control**

El sistema de control permite al usuario del horno, trabajar de forma rápida y eficiente sin tener ninguna responsabilidad sobre el funcionamiento de los equipos. El usuario solo debe introducir o extraer las piezas del horno cuando suena la alarma correspondiente.

El control del horno llevará a cabo la regulación del mismo, desde mantener la temperatura prendiendo y apagando el quemador, hasta controlar el movimiento del transportador, así como también la apertura y cierre de las puertas.

La señal para el cierre de la puerta de entrada la dará el operario desde un pulsador en el panel de control (ver figura 5.2.1).



*Figura 5.2.1 Pulsador para el cierre de la puerta de la entrada (Los autores)*

La puerta de salida se cierra automáticamente, cuando un microinterruptor (microswitch) colocado sobre el riel de carga se activa (Ver figura 5.2.2). Este microinterruptor, está colocado a una distancia mínima que permita el cierre de la puerta después de ser extraída la pieza del horno.

El arranque y la parada del horno ocurren por medio de un pulsador.



*Figura 5.2.2. Microinterruptor para el cierre de la puerta de salida(Los autores)*

### **5.2.1 Sistema de Control**

El sistema de control requiere de los siguientes equipos:

- Control de temperatura con límite superior e inferior.
- Termocupla.
- Unidad de control.
- Válvulas solenoides (control de cierre y apertura de puertas).
- Microinterruptores (Microswitch).

En la figura 5.2.3, se puede apreciar el diagrama unifilar del horno.

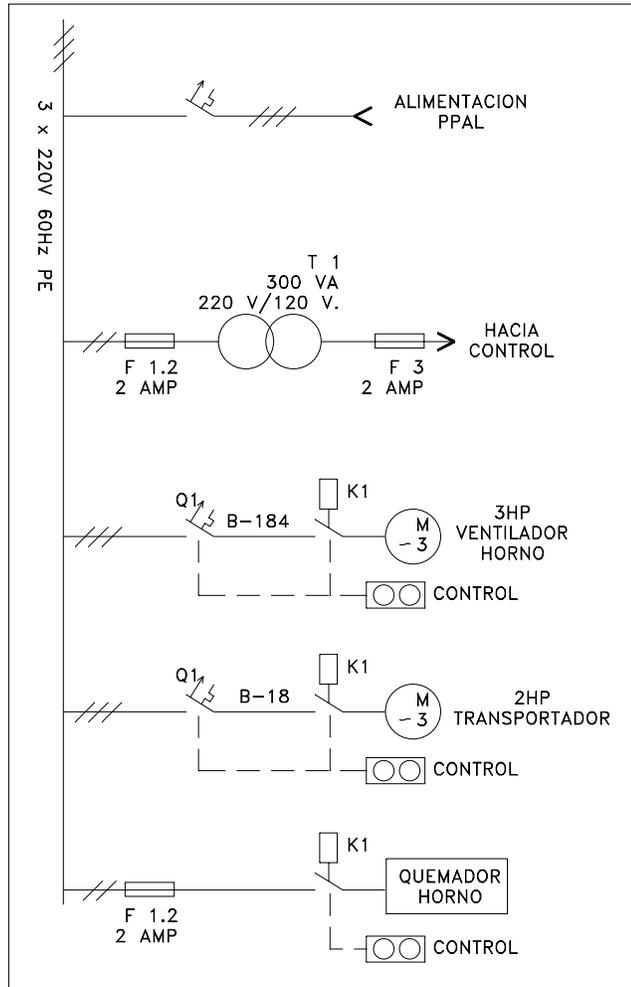


Figura 5.2.3. Diagrama unifilar del horno.(METALTECNIA H & S)

### 5.2.1.1 Diagramas de Control de los Equipos del Horno

Los diagramas de control de los equipos que conforman el horno se describen a continuación:

#### a) Control de temperatura:

El control de temperatura recibe la señal enviada por la termocupla (Figura 5.2.4), y según los límites superior e inferior que se establezcan se activa o desactiva el quemador.



Figura 5.2.4 Termocupla(Los autores)

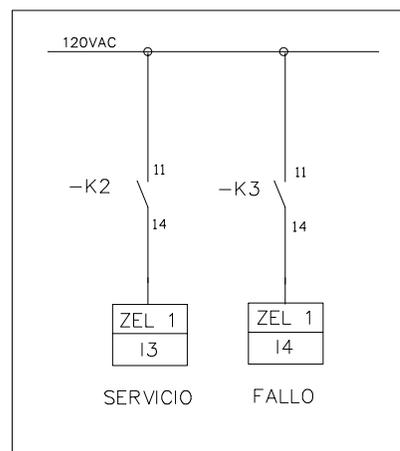
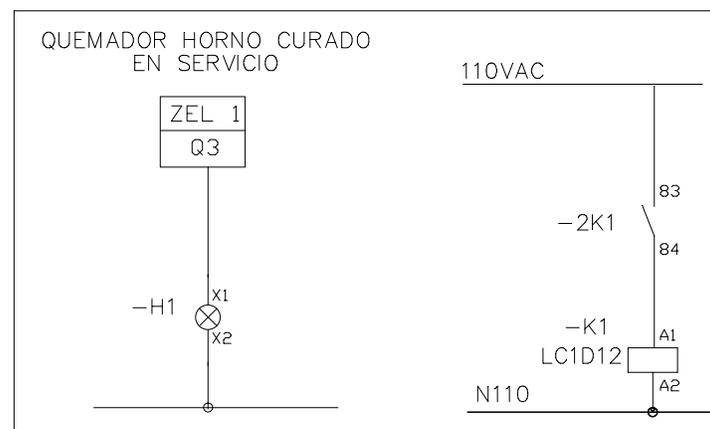


Figura 5.2.5 Diagrama de control de temperatura. (Metaltecnia H&S. 2002)

El control de temperatura coloca al quemador en servicio, cuando la temperatura desciende al límite inferior establecido, y lo apaga (FALLO) cuando se alcanza el límite superior. El diagrama de control se muestra en la figura 5.2.5.

*b) Quemador:*

El quemador es controlado por el control de temperatura, su diagrama de control se muestra en la figura 5.2.6.



*Figura 5.2.6 Diagrama de control del quemador (Metaltecnica H&S. 2002)*

*c) Transportador*

Las funciones del transportador están automatizadas por la unidad de control. En la estructura del transportador se encuentran dispositivos mecánicos que actúan sobre los microinterruptores, los cuales envían la señal a la unidad de control para determinar:

- Si existe carro de carga en espera a la entrada.

- Si existe carro de carga en espera para la salida en la última estación de carga del transportador.
- Si la primera estación de carga del transportador esta llena.

El diagrama de control del transportador se muestra en la figura 5.2.7.

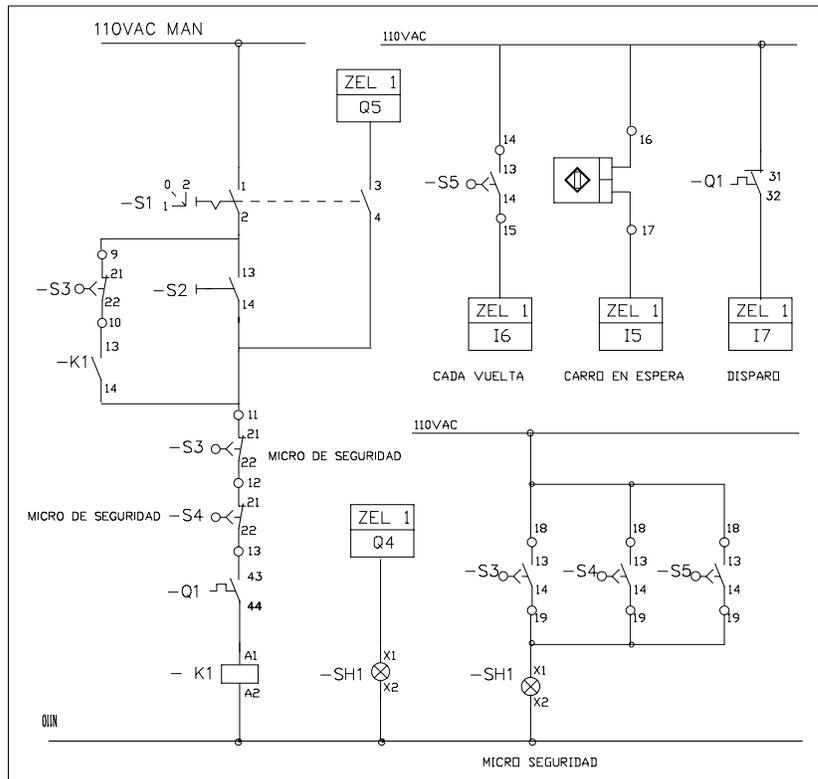


Figura 5.2.7 Diagrama de control del Transportador. (Metaltecnia H&S. 2002)

d) Pistón Neumático de entrada y salida:

La apertura y el cierre de las puertas, se realiza con ayuda de un pistón neumático, cuyo funcionamiento se lleva a cabo por el sistema de control, el cual envía señales a una válvula solenoide. El diagrama de control para la puerta de entrada y salida se muestran en la figura 5.2.8 y 5.2.9 respectivamente.

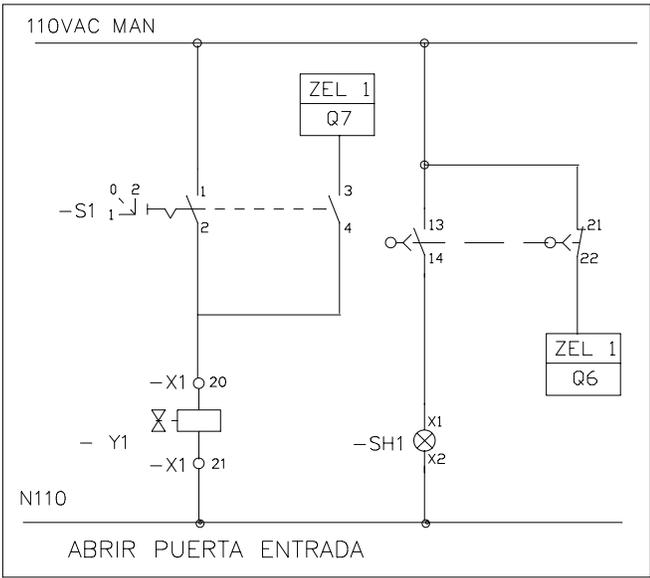


Figura 5.2.8 Diagrama de control para la puerta de entrada. (Metaltecnica H&S. 2002)

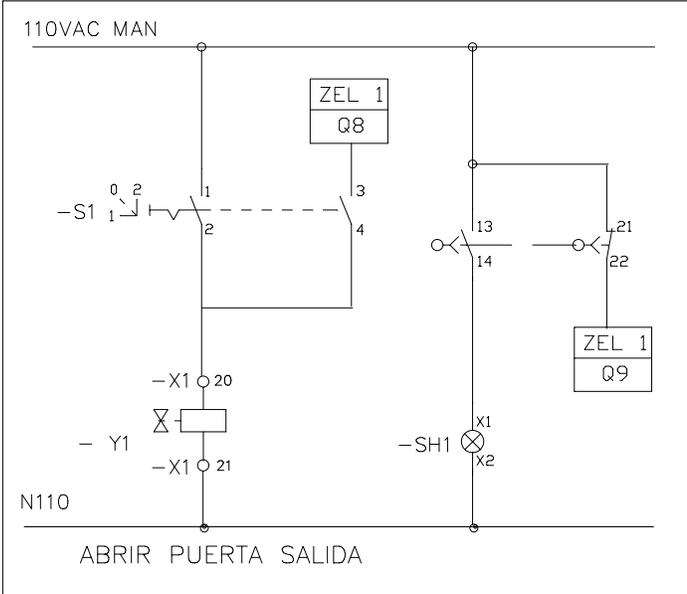


Figura 5.2.9 Diagrama de control para la puerta de salida. (Metaltecnica H&S. 2002)

## **5.3 Mantenimiento del Equipo:**

Para un buen funcionamiento del horno, se recomienda llevar a cabo un mantenimiento preventivo regular y una revisión anual de los equipos.

### **5.3.1 Mantenimiento preventivo**

Para el mantenimiento preventivo se recomienda:

#### *Engrase de partes y piezas*

- Chumaceras del ventilador.
- Rodamientos del transportador.
- Cojinetes del transportador.
- Chequear el contenido de aceite del recipiente para los cilindros neumáticos.

#### *Ajustes*

- Tensión de la correa del ventilador

El tiempo recomendado para realizar el mantenimiento preventivo se especifica en la tabla 5.2.1

	PARTES DEL HORNO	TIEMPO RECOMENDADO
<i>ENGRASE</i>	Chumaceras del ventilador	Una vez por día
	Rodamientos del transportador	Una vez por semana
	Cojinetes del transportador	Una vez por semana
	Contenido de aceite del recipientes para los cilindros neumáticos	Una vez por semana
<i>AJUSTE</i>	Chequeo de la tensión de la correa del ventilador	Una vez por semana

*Tabla 5.2.1 Tiempo recomendado para realizar el mantenimiento preventivo (Los autores)*

***Otras recomendaciones:***

- Secar las partes y adyacencias del horno.
- En caso de que se moje el interior de las paredes del horno, se debe desmantelar la parte exterior de la pared y esperar hasta que se seque. Finalmente reemplazar el aislante que se haya dañado.
- No colocar en una estación de carga un carro con más de 120 Kg.
- Reemplazar o pintar las piezas deterioradas que conforman la estructura del horno al realizar el mantenimiento anual.

### **5.3.2 Mantenimiento anual**

Una vez por año se debe realizar una parada de planta y se recomienda:

- Limpieza del sistema de ductos del horno.
- Revisión y reparación del calentador.
- Cambio de los cojinetes del eje del ventilador.
- Reajuste del quemador y sustitución de las partes que lo ameriten.
- Inspección y revisión para la calibración de la termocupla.
- Inspección y revisión del sistema neumático.
- Inspección de la instalación eléctrica.

## Capítulo 6

# Conclusiones y Recomendaciones

## **6.1 Conclusiones**

- La estructura del horno no se calienta en el exterior, lo que indica que la misma disipa una cantidad de calor despreciable.
  
- El diseño del sistema de transporte tipo carrusel simplifica la geometría general del horno y constituye un sistema eficiente en el manejo de las piezas dentro del mismo.
  
- El diseño del horno obtenido soporta todos los equipos y facilita el acceso a la hora de realizar el mantenimiento de los mismos.
  
- El horno permite el curado de las piezas en un tiempo aproximado de 30 min, a una temperatura de trabajo regulada entre 183 y 186 °C, la cual se encuentra por debajo de la esperada, ocasionando menores pérdidas de calor durante el proceso.
  
- La distribución y configuración de los equipos para una instalación de pintura electrostática, es propia de cada planta. Las dimensiones del horno dependen del tamaño de las piezas que se desee pintar, del espacio disponible para la instalación y del tipo de transporte que se utilice.
  
- La estructura del horno no falla ni por pandeo ni por los esfuerzos a los que esta sometida lo cual garantiza la seguridad en las operaciones.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- El aislante seleccionado permite que las paredes del horno no presenten un incremento de temperatura apreciable al tacto.
  
- El recorrido del aire recalentado dentro del horno, mantiene una temperatura uniforme a lo largo de la cámara de calor.
  
- El uso de un quemador de dos etapas reduce en buena medida el daño ocasionado al calentador por la acción directa de la llama durante el funcionamiento del horno.
  
- Utilizar secciones discontinuas de material cuando se une en la estructura la parte interna con la externa, reduce la cantidad de calor que se disipa al exterior a través de la estructura.
  
- Si se colocan paletas directoras a la salida del ventilador, el flujo de aire en el calentador se mantiene lo más uniforme posible.

## **6.2 Recomendaciones**

- La cubierta externa que cubre al ventilador debe ser construida de tal manera que se permita el acceso a las chumaceras del mismo y así facilitar el mantenimiento.
- El flanche que soporta al quemador debe retirarse lo máximo posible del calentador para que las altas temperaturas no deterioren los componentes electrónicos del mismo.
- Se debe colocar juntas de expansión para la cubierta interior, para liberar de esfuerzos las uniones de las placas.

## **Bibliografía**

### **-Libros:**

BACHMANN, A. "Dibujo técnico".  
Barcelona, España; Editorial Labor. 1968.

BICKFORD, W. "Mecánica de sólidos".  
Madrid; Ediciones Irwin. 1995.

GROOVER, M. "Fundamentos de manufactura moderna".  
México; Prentice Hall. 1997.

HEINZLER, M. "Tabellenbuch Metall".  
Alemania; Editorial Europa. 1990.

INCROPERA, F. "Fundamentos de transferencia de calor".  
México; Prentice Hall, 2<sup>da</sup> edición. 1996.

MILLS, A. "Transferencia de calor".  
Ediciones Irwin. 1995.

MOTT, R. "Diseño de elementos de máquina".  
México; Prentice Hall, 2<sup>da</sup> edición. 1995.

POPOV, E. "Introducción a la mecánica de sólidos".  
México; Ediciones Lumusa. 2000.

SHIGLEY, J. "Diseño en ingeniería mecánica".  
México; Mc Graw Hill, 2<sup>da</sup> edición. 1990.

TIMOSHENKO, S. "Mecánica de materiales".  
México; Editorial Hispano-Americana. 1972.

TRINKS, W. "Hornos industriales".  
México; Ediciones URMO. 1961. 2 volúmenes.

**-Fuente de tipo legal**

Norma COVENIN 2023-83. "Aislantes térmicos". 1983

**-Otras fuentes**

Manual de instalación para quemadores WEISHAUP. 2000

Revista JOT. "Journal für Oberflächentechnik".  
Editorial BASF Coatings. Agosto 2000.

-[www. Materialica.com](http://www.Materialica.com)

-[www.ovens-ez.com](http://www.ovens-ez.com)

-[www.Thermovation.com](http://www.Thermovation.com)

-[www.Powdercoating.org](http://www.Powdercoating.org)