



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“Diseño de un túnel de secado de cuero para la
empresa San José Cía. Ltda.”**

ABARCA PINO VICTORIA ELIZABETH

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERAMECÁNICA

RIOBAMBA – ECUADOR

2014

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-06-20

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ABARCA PINOVICTORIA ELIZABETH

Titulada:

**“DISEÑO DE UN TÚNEL DE SECADO DE CUERO PARA LA EMPRESA
SAN JOSÉ CíaLtda”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERAMECÁNICA

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Ángel Jácome Domínguez
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Pablo Montalvo Jaramillo
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: VICTORIA ELIZABETHABARCA PINO

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO DE UN TÚNEL DE SECADO DE CUERO

PARA LA EMPRESA SAN JOSÉ CíaLtda”

Fecha de Examinación: 2014-01-29

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno Romero PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Ángel Jácome Domínguez DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Pablo Montalvo Jaramillo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Telmo Moreno Romero
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual e industrial le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Victoria Elizabeth Abarca Pino

DEDICATORIA

A Dios, a mi madre con mucho amor y cariño le dedico todo mi esfuerzo fruto del trabajo realizado para el desarrollo de esta tesis. A Dios por haberme guiado a lo largo de mi carrera dándome fuerzas para continuar, a mi madre quien a lo largo de mi vida ha velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento, sin dudar ni un solo instante de mi capacidad. Es gracias a ella quien soy ahora.

Victoria Abarca Pino

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil a la sociedad.

Agradezco a Dios por bendecirme hasta donde he llegado, a mi madre por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de mi vida. A mis hermanas por ser parte importante en mi vida, Verónica por ser un ejemplo de desarrollo profesional a seguir, Gabriela por su amor incondicional y llenar mi vida de alegría. Y a Carlos por ser mi apoyo y fortaleza, quien con su paciencia y amor ha estado siempre en los buenos y malos momentos.

Al Ing. Ramiro Valenzuela, Ing. Ángel Jácome y al Ing. Pablo Montalvo quienes con su conocimiento, experiencia, paciencia y motivación he culminado mis estudios con éxito.

Victoria Abarca Pino

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Justificación	1
1.3 Objetivos	2
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	2
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	2
2. MARCOTEÓRICO	3
2.1 La piel bovina.....	3
2.1.1 <i>Histología de la piel</i>	3
2.1.2 <i>Zonas de la piel</i>	3
2.1.3 <i>Estructura de la piel</i>	4
2.2 Secado del cuero.....	5
2.2.1 <i>Factores que influyen en el secado</i>	6
2.2.2 <i>Modificaciones del cuero durante el secado</i>	6
2.2.3 <i>Modificaciones del punto isoeléctrico</i>	6
2.2.4 <i>Formación de varios tipos de enlace químicos</i>	6
2.3 Tipos de secado.....	7
2.3.2 <i>Cámaras de secado</i>	7
2.3.3 <i>Túnel de secado aéreo</i>	8
2.3.4 <i>Secado por pinzas (toggling)</i>	10
2.3.5 <i>Secado pasting y secoterm</i>	11
2.4.1 <i>Propiedades del aire atmosférico</i>	11
2.4 Proceso de acondicionamiento de aire para el túnel de secado.....	14
2.5.4 <i>Caudal de aire requerido</i>	17
2.6 Sistema de calefacción de aire.....	17
2.7 Sistema de ventilación.....	19
2.7.1 <i>Diseño de ductos</i>	19
2.7.2 <i>Ventiladores</i>	22
2.8 Sistema de control.....	23
3. DISEÑO DEL TÚNEL DE SECADO	28
3.1 Definición del problema	28
3.2 Determinación de los parámetros del diseño.....	28
3.2.1 <i>Parámetros físicos</i>	28
3.2.2 <i>Parámetros térmicos</i>	30
3.3 Cálculos térmicos.....	32
3.4 Selección del Intercambiador de calor aletado.....	42
3.5 Sistema de ventilación.....	50
3.5.1 <i>Diseño de la unidad de tratamiento de aire</i>	51
3.6 Diseño de la puerta del túnel de secado.....	68
3.6.1 <i>Prediseño</i>	68
3.6.2 <i>Refinamiento</i>	72
3.7 Cálculo de la estructura del túnel de secado.....	80
3.7.4 <i>Diagrama del circuito de control</i>	104
3.7.5 <i>Diagrama del circuito de potencia</i>	113
4. ANÁLISIS DE COSTOS	114
4.1 Introducción	114
4.2 Costos directos	114
4.3 Costos indirectos	119
4.4 Costo total de fabricación	119
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	120
5.1 Conclusiones	120
5.2 Recomendaciones	121

BIBLIOGRAFÍA
ANEXOS
PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Datos técnicos del generador de vapor 31
2	Condiciones climáticas 32
3	Pérdidas de presión en los ductos de impulsión 58
4	Pérdidas de presión parte derecha..... 59
5	Pérdida de presión parte izquierda 60
6	Pérdidas de presión 60
7	Ducto para ingreso aire..... 61
8	Ducto succión..... 63
9	Ducto salida de aire 64
10	Carga muerta del túnel de secado..... 86
11	Zona sísmica en Ambato 88
12	Reglas difusas..... 101
13	Costo de la estructura del túnel de secado 114
14	Costo de la estructura de la manejadora de aire..... 114
15	Costo del sistema de calefacción 115
16	Costo de sistema de ventilación 115
17	Costo de sistema de control 116
18	Costo sistema de transmisión..... 117
19	Total de costos de materiales..... 118
20	Costo de transporte 118
21	Costos de mano de obra..... 118
22	Total de costos directos 119
23	Total costos indirectos 119
24	Costo total del equipo 119

LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Partes de la piel	3
2	Corte esquemático de la piel	4
3	Secado al aire	7
4	Cámara de secado.....	8
5	Túnel de secado aéreo	9
6	Secado por pinzas (togging)	10
7	Secado pasting y secoterm.....	11
8	Proceso de saturación adiabática.....	14
9	Esquema psicrométrico del ciclo de secado.....	15
10	Rejilla lineal.....	17
11	Intercambiador de calor de aletas.....	18
12	Aleta "G"	18
13	Pendiente recomendada para transición en ductos	19
14	Aislamiento espuma de poliuretano.....	20
15	Tipos de aspas de impulsor para ventiladores centrífugos	22
16	Conexiones buenas y malas de succión y descarga	23
17	Pasos para el control difuso.....	24
18	Reglas difusas.....	25
19	Función miembro	26
20	Funciones de pertenencia.....	27
21	Espacio disponible de la empresa San José	¡Error! Marcador no definido.
22	Tamaño del túnel	29
23	Transportador aéreo	30
24	Sistema de transportación	30
25	Generador de vapor.....	31
26	Distribución de las rejillas lineales	32
27	Rejilla lineal con bastidor para impulsión o retorno	32
28	Sección libre de salida del aire	33
29	Sección A	33
30	Propiedades del vapor saturado. BTU/lb.....	35
31	Calentamiento	36
32	Proceso de calentamiento	36
33	Propiedades de estado de los puntos del proceso de calentamiento	36
34	Esquema de temperatura	39
35	Proceso de secado	40
36	Propiedades de estado de los puntos del proceso de secado	40
37	Sección del intercambiador de calor.....	42
38	Propiedad del vapor saturado BTU/lb.....	43
39	Factor de corrección de temperatura FT	44
40	Factor de corrección de altitud FA.....	45
41	Curva de la capacidad de vapor HI-F5- 5SA, 5HA	47
42	Diseño de la aleta	48
43	Número de tubos alimentados	48
44	Factor de corrección FL 5SA	49
45	Caída de presión del aire 5SA, 5HA, 5JA, 5GA	50
46	Esquema de distribución de aire.....	51
47	Unidad de tratamiento de aire.....	51
48	Diseño de la unidad de tratamiento de aire	51
49	Bancada	52
50	Estructura.....	52
51	Panel	53
52	Caja de mezcla	53
53	Filtro en zigzag de marco metálico	54
54	Clasificación de los filtros de aire.....	54
55	Porta- filtro.....	55
56	Medidor de presión diferencial.....	55
57	Manómetro diferencial	56

58	Válvula de purga	56
59	Cambio de velocidad con cambio en la sección transversal del ducto	57
60	Ducto vista frontal	58
61	Ducto vista derecha	58
62	Fondo parte derecha.....	59
63	Ventilador centrífugo DA 15/15.....	61
64	Ducto para ingreso aire.....	62
65	Características del ventilador HCFB/2-250	62
66	Ducto de succión.....	63
67	Pérdidas	64
68	Ducto de salida de aire caliente.....	65
69	Ventilador centrífugo DA 15/15.....	66
70	Instalación válvula reguladora de presión	67
71	Abaco para la selección de tubería	68
72	Puerta del túnel de secado	69
73	Factor de carga y servicio	70
74	Coefficiente k	71
75	Cables normalizados de acero	71
76	Polea para cable de acero	72
77	Dimensión de la tubería	73
78	Diseño del tambor	74
79	Factor C1	75
80	Perfil de correa.....	76
81	Diámetro primitivo	76
82	Longitud primitiva de las correas	77
83	Potencia transmitida	79
84	Factor de corrección C1.....	79
85	Factor C3	79
86	Pared 1.....	81
87	Pared 1.....	82
88	Pared 2.....	83
89	Techo	85
90	Factor de importancia para el uso de la estructura	87
91	Tipo de suelo y factor de sitio Fa	88
92	Factor de sitio Fv.....	88
93	Factor de comportamiento inelástico Fs.....	89
94	Acero ASTM A-500	91
95	Asignación de perfiles a la estructura	91
96	Carga de sismo.....	92
97	Combinación de cargas	92
98	Deformación de la estructura.....	93
99	Verificación de la resistencia del perfil.....	93
100	Ni cRIO-9075	94
101	Ni 9223.....	95
102	Ni 9263.....	95
103	Ni 9375.....	95
104	Sensor de temperatura	96
105	Sensor de humedad.....	96
106	Sensor magnético	97
107	Sensor retro-reflectivo.....	97
108	Válvula proporcional EV 260B	98
109	Diagrama de control labview.....	98
110	Sistema de control	99
111	Fuzzy system designer	99
112	Fuzzy system designer	100
113	Variable de estado error del proceso.....	100
114	Variable de control apertura de la válvula.....	101
115	Reglas difusas.....	101
116	Fuzzyficación temperatura	102
117	Fuzzyficación temperatura	102

118	Reglas activadas	103
119	Defuzzyficación	103
120	Diagrama de control (true)	105
121	Diagrama de control (false)	106
122	While loop (false).....	107
123	Primer loque (false).....	108
124	Primer bloque (true)	109
125	Segundo bloque	109
126	Tercer bloque (false).....	110
127	Tercer bloque (true)	110
128	Cuarto bloque (true).....	111
129	Cuarto bloque (false).....	112
130	Quinto bloque.....	112
131	Diagrama del circuito de potencia.....	113

SIMBOLOGÍA

P	Presión barométrica corregida	Pa
P₀	Presión atmosférica a nivel del mar	mm Hg
Z	Áltitud	m
ρ_{aire}	Densidad del aire	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
T	Temperatura del aire	°C
C_{aire húmedo}	Calor específico del aire húmedo	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$
(Cp)_a	Calor específico del aire	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$
(Cp)_v	Calor específico del vapor de agua	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$
ω	Relación de humedad	$\frac{\text{lb de vapor de agua}}{\text{lb de aire seco}}$
m_v	Peso de vapor de agua	lb
m_{as}	Peso del aire seco	lb
P_v	Presión del vapor de agua	$\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$
P_{as}	Presión del aire seco	$\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}$
φ	Humedad relativa	%
P_{vs}	Presión de saturación del vapor	kpa
h_v	Entalpia de vapor de agua	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Q̇	Rapidez de transferencia de calor	$\frac{\text{kJ}}{\text{s}}$
ṁ_a	Flujo de aire	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$

h_1	Entalpía del aire en el punto 1	$\frac{\text{kJ}}{\text{s}}$
h_3	Entalpía del aire en el punto 3	$\frac{\text{kJ}}{\text{s}}$
m_w	Masa de agua	kg
m_a	Masa de aire	kg
ω_2	Humedad específica a la entrada del túnel de secado	$\frac{\text{kgagua}}{\text{kgaireseco}}$
ω_3	Humedad específica a la salida del secador	$\frac{\text{kgagua}}{\text{kgaireseco}}$
\dot{V}	Caudal de aire	$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
A	Área	m^2
ϑ	Velocidad del aire	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
PV	Presión dinámica	in Wg
SP	Presión estática	in Wg
C	Coeficiente de pérdidas	adimensional
f	Pérdida por fricción	$\frac{\text{inWg}}{100\text{ft}}$
$L_{\text{ducto recto}}$	Longitud del lado recto del ducto	ft
d_e	Diámetro equivalente circular a ducto rectangular	in
a	Longitud de un lado del ducto rectangular	in
b	Longitud del lado adyacente del ducto rectangular	in

LISTA DE ABREVIACIONES

ASD	Diseño por Tensiones Admisibles.
ASHRAE	Sociedad Americana de Aire Acondicionado, Refrigeración y Calefacción.
ASTM	Sociedad Americana para pruebas y Materiales.
FAM	Asociación Matrix Fuzzy.
NEC-11	Norma Ecuatoriana de la Construcción.
SMACNA	Asociación Nacional de Aire Acondicionado y construcción en láminas de metal.

LISTA DE ANEXOS

- A** Catálogo AIRFLOW, rejilla lineal GLP-1+FT+PLG-V+AA
- B** Carta psicrométrica para Ambato 2575 msnm
- C** Diámetros de ductos redondos equivalentes
- D** Pérdidas por fricción para flujo de aire en ductos de lámina galvanizada
- E** Manual HVA SystemsDuctDesign SMACNA, coeficientes de pérdidas
- F** Catálogo del ventilador centrífugo 15/15 Soler &Palau
- G** Catálogo del ventilador axial compacto tipo HCBB /HCBT
- H** Catálogo Maquay, intercambiador de calor 5SA
- I** Catálogo Salvador Escoda, filtros en zigzag de marco metálico
- J** Manómetro diferencial
- K** Válvula reguladora de presión
- L** Trampa de vapor
- M** Válvula de bola inoxidable 2 piezas
- N** Manómetro con sifón y válvula
- O** Especificaciones de plancha de acero galvanizado
- P** Especificaciones de tubería para vapor
- Q** Especificaciones de tubo estructural cuadrado
- R** Especificaciones de tubo estructural rectangular
- S** Especificaciones del moto-reductor R57-DT71C4
- T** Módulos de control
- U** Sensórica
- V** Válvula proporcional

RESUMEN

Se ha diseñado un túnel de secado para cueros para la empresa Tenería San José Cía. Ltda., con el objetivo de mejorar su productividad de la misma, que incrementará la cantidad unidades procesadas en comparación a la producción actual.

A partir de una investigación previa se obtuvieron factores como humedad relativa, altura y clima de la ciudad donde se implementará el equipo, datos influyentes en el principio de funcionamiento de secado el cual es la transferencia de calor por convección. Como parámetros de diseño se tomaron los valores proporcionados por la empresa. El diseño incorpora una manejadora de aire y un intercambiador de calor de vapor de aire administrado por una válvula proporcional, filtros y toda la estructura será de acero galvanizado.

El túnel cuenta con sistema de control el cual incorpora un proceso Fuzzy mediante LabVIEW, e intervienen variables de entrada de temperatura y humedad. El resultado del proceso genera el porcentaje de apertura de la válvula proporcional. Todo esto dentro de un proceso cíclico hasta que se cumplan los parámetros definidos a través del panel de control.

Al implementar la solución de este método de secado se puede obtener resultados en tan solo 5 horas, con el respecto al método tradicional donde el secado toma 48 horas.

El estudio económico determinó un costo de fabricación de 29857,04 USD, valor menor al costo de un equipo fabricado en el exterior.

Para futuras aplicaciones se recomienda tomar en cuenta las caídas de presión en los ductos para la selección de ventiladores, además para el proceso de diseño realizar los distintos análisis utilizando el software SAP y el modelado 3D SolidWorks.

Al ser este un proceso investigativo parte de la ESPOCH se permite utilizar las licencias de los paquetes de software nombrados y de esta manera evitar costos elevados por el pago de las mismas.

ABSTRACT

We have designed a drying tunnel for leather tanning company at San José Cía. Ltda, in order to improve its productivity, which will increase the amount units processed in comparison with the current production.

From a previous research were obtained factors such as relative humidity, altitude and climate of the city where will be implemented the equipment, influential data on the principle drying function which is the transfer heat by convection. As design parameters were taken the provide values by the company. The design incorporates an air handler and a heat exchanger air steam operated by a proportional valve. All of the within a cyclic process until to achieve the parameters defined by the control panel.

To implement the solution of this drying method it can get results in just 5 hours, compared to the traditional method where the drying takes 48 hours.

The economic study determined a manufacturing cost of \$29,857.04 dollars, lower value at the equipment cost manufactured abroad.

For the future applications it recommended to notice the pressure drops in the pipelines for the selection of fans, in addition to the design process the various analyzes using the SAP software and SolidWorks 3D modeling.

As this is a part of the researching process at ESPOCH allowed to use the licenses of software appointed packages and thus avoid the higher paying for the same cost.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Se concentra en la ciudad de Ambato una gran cantidad de curtiembres en las cuales aún se utiliza métodos artesanales de secado de cueros. Este proceso se lo lleva al aire libre y al estar en dependencia del ambiente el tiempo que toma completar un proceso de secado conlleva una gran cantidad de tiempo afectando de manera directa los tiempos de producción en la curtiembre y esto se refleja en pérdidas económicas significativas a toda la industria del cuero.

Al utilizar métodos artesanales son los trabajadores quienes se ven afectados ya que su labores representan colgar las pieles al aire libre y llevar un constante control del porcentaje de humedad de manera manual, esto lo tienen que hacer en un periodo de tiempo que sobrepasa las 48 horas. De igual manera la calidad del cuero no cumple con los requisitos de calidad básicos al no poder eliminar bacterias propias de las pieles con este proceso.

1.2 Justificación

El desarrollo de la presente tesis tiene la finalidad de mejorar el proceso y tiempos de producción en la empresa “Tenería San José Cía. Ltda.” ubicada en la ciudad de Ambato. El proceso de secado del cuero es una etapa fundamenta la cual tiene como finalidad la elaboración de productos de cuero tal como: abrigos, chaquetas, sombreros, botas, tapicería de automóviles y muebles, es una extensa gama de artículos generados a partir de este material.

Buscar un método eficiente para el proceso de secado conlleva la disminución del tiempo y el consumo de energía contrastando la calidad requerida, es el objetivo de los empresarios peleteros quienes necesitan optimizar recursos en la empresa. Una solución que se encuentra en el mercado son los túneles de secado con control automático, los cuales se requiere importar hacia el país y esto demanda una gran inversión. Ante esto se pretende desarrollar el diseño acorde a los materiales, equipo

e infraestructura existente en nuestro país con el objetivo de demostrar que la industria ecuatoriana cuenta tanto con la mano de obra y tecnología necesaria para su futura construcción.

A través de la presente tesis la Escuela de Ingeniería Mecánica continúa vinculándose con el sector productivo, atendiendo sus requerimientos específicos para diseñar sistemas mecánicos, térmicos e hidráulicos que permitan el desarrollo tecnológico de nuestro país.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Diseñar un túnel de secado de Cuero para la empresa “Tenería San José Cía. Ltda”

1.3.2 *Objetivos específicos:*

Analizar el marco teórico y los distintos procesos de secado de cuero.

Diseñar un sistema de secado de cueros.

Seleccionar equipos, elementos de regulación y control.

Cotizar costos para la construcción del túnel de secado.

CAPÍTULO II

2. MARCOTEÓRICO

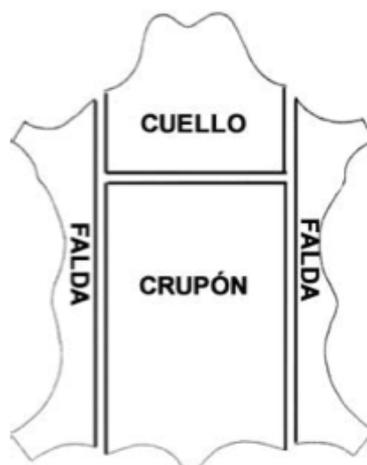
2.1 La piel bovina

2.1.1 Histología de la piel. La piel es la estructura externa del cuerpo de los animales. Es una sustancia cubierta con pelo o lana y está formada por varias capas superpuestas. Esta envoltura externa ejerce una acción protectora, pero al mismo tiempo también cumple las funciones de:

- Regular la temperatura del cuerpo del animal.
- Eliminar sustancias de desecho.
- Albergar órganos sensoriales que faciliten las sensaciones térmicas y táctiles.
- Proteger al cuerpo de las bacterias y microorganismos.(LOPEZ, 1997)

2.1.2 Zonas de la piel. En la piel fresca existen zonas de estructura bastante homogéneas de acuerdo a su espesor y grado de compactación. Se pueden diferenciar tres grandes zonas:

Figura 1. Partes de la Piel



Fuente: NOLANO, R. Curso de Curtido Ecológico y Artesanal de Cueros, Área de Desarrollo Rural, Proyecto Minifundio Caprino. p.

1. *Crupón*. Es la zona más homogénea tanto en espesor como en su estructura histológica; es la más compacta y valiosa. Se corresponde con la región dorsal y lumbar del animal y equivale al 45% del peso total de la piel fresca.
2. *Cuello*. Su espesor es irregular, corresponde a la piel del cuello y cabeza del animal y representa el 25% del peso total de la piel fresca.
3. *Falda*. Es la zona más irregular de la piel. Se corresponde con la piel que recubre el vientre y las patas. Esta zona equivale al 30% del peso total de la piel fresca.(NOLANO, 2008)

En una piel, se distingue el lado externo que contiene el pelaje del animal, y una vez eliminado el pelo, éste se llama “lado flor”. El lado interno de la piel, que se encontraba junto a la carne del animal se llama “lado carne”.(LOPEZ, 1997)

2.1.3 Estructura de la piel.La piel es un órgano constituido por tres capas: epidermis, dermis o corium y tejido subcutáneo ó endodermis.

Figura 2. Corte esquemático de la piel



Fuente: NOLANO, R. Curso de Curtido Ecológico y Artesanal de Cueros, Área de Desarrollo Rural, Proyecto Minifundio Caprino. p.4

1. *Epidermis*.En ella se insertan los folículos capilares que dan origen a los pelos, presenta el 1% del espesor total de la piel y es eliminada durante el proceso de depilación.
2. *Dermis ó corium*. Es la capa principal desde el punto de vista de la industria del curtido ya que presenta el 85% del espesor de la piel. Se encuentra situada inmediatamente por debajo de la dermis y está separada de ella por la membrana hialina. Esta membrana presenta el típico grano, el cual es característico de cada animal. La dermis presenta dos regiones distintas:
 - a) *Dermis papilar*. Constituida por vasos sanguíneos, terminaciones nerviosas y fibras de colágeno ubicadas en forma perpendicular a la superficie.

- b) *Dermis reticular*. Constituida por células conjuntivas y fibras de colágeno oblicuas y más gruesas que las de la capa anterior.
3. *Tejido subcutáneo ó endodermis*. Constituye el 15% del espesor total de la piel y se elimina durante el descarnado. Está constituido por tejido conjuntivo laxo.(NOLANO, 2008)

2.2 Secado del cuero

El agua que contiene el cuero puede considerarse unida a él de cuatro formas distintas:

1. *Absorbida molecularmente*. El agua se encuentra realmente unida al colágeno, a través de puentes de hidrógeno en diferentes puntos y proporciones.
 - 1-2% de agua (0.01-0.02 g agua/g colágeno) está enlazada dentro de la triple hélice del colágeno a través de tres puentes de hidrógeno que se establecen con los grupos hidroxilo (OH-) de la hidroxiprolina. Esta agua está unida a la molécula de la proteína, permaneciendo dentro de ella aún en condiciones estándar de secado, con temperaturas de 105°C y no se congela.
 - 6,5% de agua (0.07 g agua/g colágeno) está enlazada al colágeno por dos puentes de hidrógeno y tampoco se congela.
 - 6,5-20% de agua (0.07-0.25 g agua/g colágeno) Enlazada a la proteína del colágeno a través de dos puentes de hidrógeno. El agua se congela por debajo de los -93°C.
2. *Enlazada molecularmente*. Esta agua también se encuentra unida a la proteína del colágeno en los grupos funcionales de las cadenas laterales y en los enlaces peptídicos a través de un puente de hidrógeno. El agua que se encuentra unida de esta manera se congela a -7°C. Su cantidad se estima en 20-30% (0.25-0.50 g agua/g colágeno).
3. *Atrapada en los espacios capilares*. Con un contenido de humedad entre 30,40-55% los espacios interfibrilares están llenos con agua débilmente unida.
4. *Agua libre (incluyendo la que está en los capilares)*. Como agua libre puede considerarse tanto el agua atrapada en los espacios capilares mencionados anteriormente, como la que sin estar en los capilares sigue estando en el cuero. El agua libre puede decirse que se encuentra en el cuero enlazada muy débilmente en una cantidad de 30-66.66% (0.50-2.0 g agua/g colágeno) de la

cual si no se encuentra en los capilares y queda comprendida entre 55-66.66% puede eliminarse fácilmente por medios mecánicos.

2.2.1 Factores que influyen en el secado.El cuero es el resultado de entrelazamientos de millares de grupos de fibras que tanto en su interior como en su exterior contienen agua.

- Evaporando el agua superficial se sucederá una acomodación en los grupos de fibras en el espacio dejado por la misma.
- Evaporando el agua de los capilares ocurrirá una retracción fibrilar resultando un cuero rígido en ciertas áreas.

2.2.2 Modificaciones del cuero durante el secado.Durante el secado se producen cambios físicos y químicos, como la reducción del contenido de humedad del cuero y la contracción de la superficie.

- Reducción del contenido de agua. Se puede expresar sobre el peso real que es la suma de la materia seca más el agua.
- Contracción de la superficie. Al secar el cuero colgado se produce contracción de la superficie: se encoge, se arquea, se endurece, se tensiona y si está muy estirado llega a fracturarse en una zona de menor resistencia.
- Migraciones de las sustancias solubles. Para eliminar el agua del interior del cuero debe salir a la superficie y cuando alcanza dicho punto el agua se transforma en vapor, pero no los sólidos que pueda contener. Pueden presentarse problemas de migraciones si el cuero tiene recurtientes, grasas, colorantes o sales no fijadas.

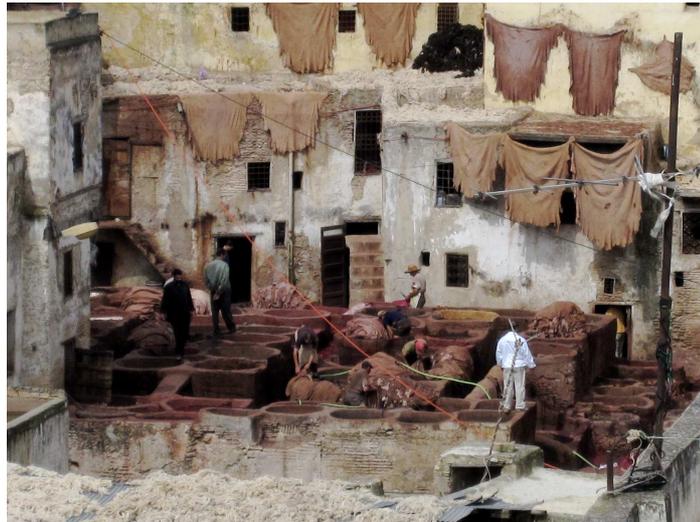
2.2.3 Modificaciones del punto isoeléctrico.Durante el secado se elimina agua, lo cual aumentará la concentración de iones sulfato en la solución y llegará un momento en que los mismos coordinarán con los átomos de cromo. Esta disminución del punto isoeléctrico durante el secado puede aprovecharse para obtener teñidos utilizando colorantes ácidos que penetrarán más.

2.2.4 Formación de varios tipos de enlace químicos.La contracción y endurecimiento que experimenta el cuero durante el secado se deben a la formación de diversos enlaces y a la eliminación de agua.Las fibras se acercan entre sí y los grupos iónicos de carga contraria de la propia fibra se pueden acercar suficientemente para formar enlaces electrovalentes que en estado sólido son muy estables.(MORERA, 2000)

2.3 Tipos de secado

2.3.1 *Secado al aire y colgado.* Es uno de los sistemas más fáciles y económicos. Este tipo de secado depende del clima de la zona y de la estación del año. Reduce el área de la piel un 5-10%.

Figura 3. Secado al aire



Fuente:http://www.photaki.es/foto-pieles-en-curtiduria-de-tetuan_227073.htm

Ventajas:

- Reducción de costos.
- No usa energía.
- Mejora elongación.
- Mejora el rendimiento.

Desventajas:

- Baja productividad.
- Tiempo de secado más lento.
- Condiciones climatológicas.
- Espacio requerido.

2.3.2 *Cámaras de secado.* El funcionamiento consiste en colgar las pieles en su interior, en algunos casos se pueden poner en funcionamiento ventiladores y calefactores hasta que las pieles se hayan secado, este tipo de proceso se utiliza por

lo general en pieles de curtido vegetal para darnos cueros de mejor calidad, el tiempo aproximado es de 48 horas.

Figura 4. Cámara de secado



Fuente:<http://www.cueronet.com/flujograma/secado.htm>

Ventajas:

- Poca luz (oxidación).
- Mayor Productividad en comparación del secado al aire.
- Control de calidad.

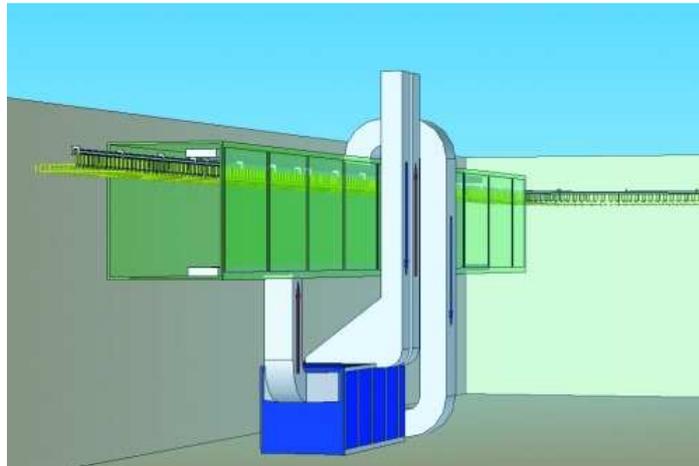
Desventajas:

- Baja productividad (respecto a otros).
- Influyen condiciones del clima.

2.3.3 *Túnel de secado aéreo.* Acostumbran a trabajar en continuo y disponen de un mecanismo transportador que sirve para movilizar los cueros de un extremo a otro. El mecanismo transportador consiste en tubos separados por cadenas situados sobre unas guías laterales a todo lo largo del interior del túnel.

Las pieles se cuelgan en barras mediante pinzas apropiadas que dependen de las mismas. Las pieles entran por un extremo, recorren por todo el circuito interno y salen por el otro ya secas o con cierta humedad para los procesos posteriores. Se seca mediante una regulación técnica de calefacción del aire en circulación, de la velocidad de paso y de la humedad del aire de secado. (BAYER, 2000)

Figura 5. Túnel de secado aéreo



Fuente: <http://www.themasystem.it/impianti-essicazione-trasporti-aerei/tunnel-aereo-di-essicazione-mod-th-003>

Estas propiedades se consiguen a costa del rendimiento superficial y de la lisura. El secado aéreo se lo hace a una temperatura de 28°C como mínimo y de 31°C como máximo, con un porcentaje de humedad de 25-60% dependiendo del cuero o del tipo de artículo a procesar para luego dejarlos hasta el día siguiente y someterlos a procesos de acabados. Cuando funciona este tipo de sistema se debe controlar cuidadosamente tanto la temperatura, como la velocidad de liberación del aire húmedo o de introducción de aire fresco en el sistema, para obtener condiciones uniformes de secado. (BAYER, 2000)

Ventajas:

- Buena blandura del cuero.
- Mayor productividad.
- No depende de las condiciones climatológicas.
- Poca posibilidad de endurecimiento superficial
- Sencillez de operación.
- Mayor control de calidad.
- Ninguna entrada de calor.
- Secado homogéneo.

Desventajas:

- Costo
- Mantenimiento.

2.3.4 Secado por pinzas (togging). Las pieles se acondicionan del 20-22% y se ablandan, en este estado se pinzan sobre placas perforadas, procurando que queden lo más planas posibles y que adquieran su forma natural evitando estirarlas en exceso y se deformen.

Durante el proceso de secado las pieles se contraen y al ser excesivamente tensadas, durante el secado pueden romperse y desengancharse. (MORERA, 2000)

Figura 6. Secado por pinzas (Togging)



Fuente: <http://www.cueronet.com/flujoograma/secado.htm>

Ventajas:

- Rendimiento.
- Mayor productividad para operaciones posteriores.
- Mayor control de calidad.
- Mejor uniformidad en el secado.

Desventajas:

- Costo.
- Mano de obra especializada.
- No apto para curtido al vegetal (suela).
- Controlar condiciones de temperatura y humedad constantes.

2.3.5 Secado pasting y secoterm. Consiste en un túnel pero las pieles en vez de colgarse se pegan a placas usando adhesivos. En su interior circulan agua caliente que evapora la humedad del cuero. Las placas pueden ser de vidrio, hierro esmaltado, madera tratada o acero inoxidable. Las placas pueden medir alrededor de 1,80mx3,25m, como adhesivo se puede utilizar metil o etilcelulosa. El tiempo aproximado de secado es de 5-8h. (MORERA, 2000)

Figura 7. Secado pasting y secoterm



Fuente: <http://www.cueronet.com/flujograma/secado.htm>

Ventajas:

- Aprovechamiento de pieles de baja selección.

Desventajas:

- Falta de aprovechamiento de la flor del cuero.
- Mantenimiento del equipo.

2.4 Fundamentos del acondicionamiento del aire.

2.4.1 Propiedades del aire atmosférico. El aire atmosférico que nos rodea es una mezcla de aire seco y vapor de agua. Y sus propiedades físicas del aire va a depender de la temperatura y la presión barométrica.

- Presión barométrica entre 0 y 11000m

$$P = P_0(1 - 22,5570 \times 10^{-6} x Z)^{5,2560} \quad (1)$$

Dónde:

P= Presión barométrica corregida, en Pa.

P₀= Presión atmosférica a nivel del mar, en mm Hg.

Z= Altitud, en m.

- La densidad del aire

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{P}{287(T+273)} \quad (2)$$

Dónde:

ρ_{aire} =Densidad del aire, en $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

P= Presión corregida, en Pa.

T= Temperatura del aire, en °C.

- Calores específicos. El calor específico del aire húmedo, se expresa también por kilo de aire seco y es igual a la suma del calor específico del aire más el calor específico del vapor del agua.

$$C_{\text{aire húmedo}} = (Cp)_a + (Cp)_v \cdot \omega \quad (3)$$

Dónde:

$C_{\text{aire húmedo}}$ = Calor específico del aire húmedo, en $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$.

$(Cp)_a$ =Calor específico del aire, en $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$.

$(Cp)_v$ = Calor específico del vapor de agua, en $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$.

ω = Humedad absoluta, en $\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de aire seco}}$.

Los calores específicos varían con la temperatura pero, para las presiones y temperaturas que se trabaja en curtidos se admite valores promedios de $0,24 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$ para el aire y $0,46 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$ para el vapor de agua.

$$C_{\text{aire húmedo}} = 0,24 + 0,46 \omega \quad (4)$$

El calor específico del cuero seco se considera $0,33 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$. Entre una humedad del 7 y el 25% el calor específico del cuero es:

$$(Cp)_m = (Cp)_0 \cdot (1 + 0,039m) \quad (5)$$

El calor específico aparente del agua en el cuero es:

$$5,33 \cdot 10^3 \frac{\text{Jolue}}{\text{kg}^\circ\text{K}} = 1,27 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$$

(ADZET ADZET, 1985)

- *Relación de humedad.* Las leyes del gas ideal y la ley de las presiones parciales se pueden emplear para determinar la relación de humedad. La definición de la relación de humedad, en forma de ecuación es:

$$\omega = \frac{m_v}{m_{as}} = 0,622 \frac{P_v}{P_{as}} \quad (6)$$

Dónde:

ω = Relación de humedad, en lb de vapor de agua/ lb de aire seco.

m_v = Peso del vapor de agua, en lb.

m_{as} = Peso del aire seco, lb.

P_v = Presión del vapor de agua, en lb/ft².

P_{as} = Presión del aire seco, en lb/ft².

(PITA, 1994)

- *Humedad relativa,* es la cantidad real de vapor de agua que contiene el aire en un momento determinado y en condiciones dadas, comparada con su capacidad de retenerla. La relación se expresa en tanto por ciento entre la presión parcial del vapor de agua de la mezcla y la presión de saturación de dicho vapor correspondiente a la temperatura del bulbo seco de la mezcla.

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (7)$$

Dónde:

ϕ = Humedad Relativa, en %.

P_v = Presión de vapor, en kpa.

P_{vs} = Presión de saturación del vapor, en kpa.

- *Entalpía de vapor de agua.* La entalpía de vapor de agua podría asumirse como la entalpía de vapor saturado a esa temperatura.

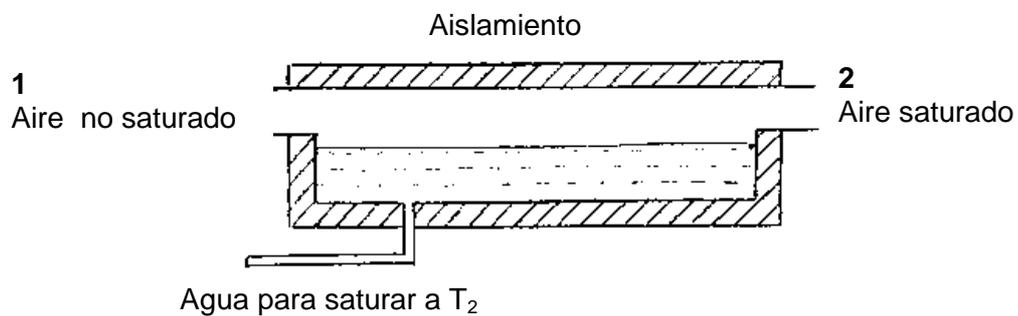
$$h_v = P_{vs}(T) \quad (8)$$

$$h_v = 2501,3 + 1,82T \text{ [kJ/kg]} \quad (9)$$

2.4 Proceso de acondicionamiento de aire para el túnel de secado

El proceso de saturación adiabática es una aproximación del proceso de secado, consideremos el proceso esquematizado de la Figura 8. Un flujo de aire húmedo no saturado ingresa al depósito de agua adiabático y entra en contacto con el agua humedeciéndose.

Figura 8. Proceso de saturación adiabática



Fuente: VALENZUELA, R. Apuntes de Aire Acondicionado y Ventilación Industrial, 2009

Balance de masa de aire seco:

(11)

Balance de masa del vapor de agua:

(12)

(13)

Balance de energía:

(14)

(15)

Si el término es pequeño comparado con :

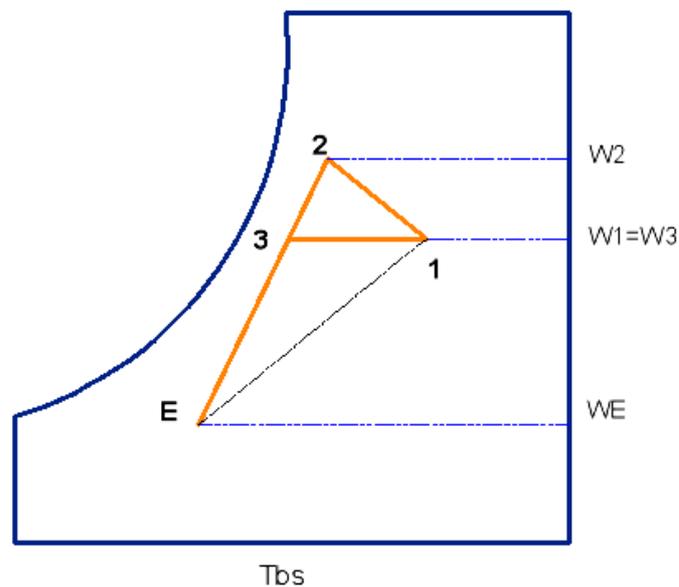
(16)

Este resultado significa que para un proceso de saturación adiabática la entalpía de la mezcla permanece esencialmente constante, puesto que es función solo de la temperatura de bulbo húmedo. La adición de humedad al aire o su extracción de él, sin

aumentar ni disminuir la energía hace que el punto de estado se mueva sobre una línea de entalpía constante.

Considerando un lote de cueros que se está secando por convección (el calor suministrado únicamente por la corriente de aire), el aire caliente que pasa sobre la superficie de los productos se enfriarán aumentando su humedad relativa, siguiendo la línea de bulbo húmedo, pero sin llegar a su saturación, por lo que puede seguir absorbiendo humedad, como lo indica al psicrométrico de secado de la Figura 9.

Figura 9. Esquema psicrométrico del ciclo de secado



Fuente: VALENZUELA, R. Apuntes de Aire Acondicionado y Ventilación Industrial, 2009

El aire caliente y seco entra al secador en el punto 1 y después de pasar por el producto sale en condiciones 2. Para que 1-2 sea parte de una curva de saturación adiabática los sólidos deben estar a una temperatura de bulbo húmedo del aire, de otra manera la curva 1-2 tendrá una pendiente diferente de la de una curva de saturación adiabática, pero no muy distinta de la que se muestra en la figura 9. Entonces, el aire húmedo se mezcla con aire fresco del punto "E" logrando la condición 3, el aire se calienta hasta 1 y se repite el proceso de secado.

2.5.1 Proceso de calentamiento del aire. El proceso de calentamiento del aire corresponde a la línea 3-1 de la Figura 9, en donde la humedad específica del aire se

mantiene constante, el aumento de la temperatura del aire se logra por el calor transferido desde una fuente de calor.

La rapidez de transferencia de calor necesaria para alcanzar el punto 1 de la Figura 9 es la siguiente:

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \dot{m}_a (h_1 - h_3) \quad (17)$$

Dónde:

\dot{Q}_{aire} = Rapidez de transferencia de calor, en kJ/s.

\dot{m}_a = Flujo de aire, en kg/s.

h_1 = Entalpía del aire en el punto 1, en kJ/kg.

h_3 = Entalpía del aire en el punto 3, en kJ/kg.

2.5.2 *Proceso de humidificación del aire.* El proceso de humidificación del aire corresponde a la línea 1-2 de la Figura 9, la humidificación se produce al entrar en contacto la corriente de aire caliente con el producto húmedo. En este proceso se mantiene constante la temperatura de bulbo húmedo. La cantidad de humedad removida por el aire en el proceso de secado está dada por el siguiente balance de masa.

$$m_w = m_a (\omega_2 - \omega_1) \quad (18)$$

Dónde:

m_w = Masa de agua, en kg.

m_a = Masa de aire, en kg.

ω_1 = Humedad específica a la entrada del túnel de secado, en kg agua/kg aire seco.

ω_2 = Humedad específica a la salida del secador, en kg agua/ kg aire seco.

2.5.3 *Mezcla adiabática*

Balance de masa de aire seco:

$$m_{a1} + m_{a2} = m_{a3} \quad (19)$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_{a1}\omega_1 + m_{a2}\omega_2 = m_{a3}\omega_3 \quad (20)$$

$$\frac{m_{a1}}{m_{a2}} = \frac{(\omega_3 - \omega_2)}{(\omega_1 - \omega_3)} \quad (21)$$

$$\frac{m_{a2}}{m_{a3}} = \frac{(\omega_1 - \omega_3)}{(\omega_1 - \omega_2)} \quad (22)$$

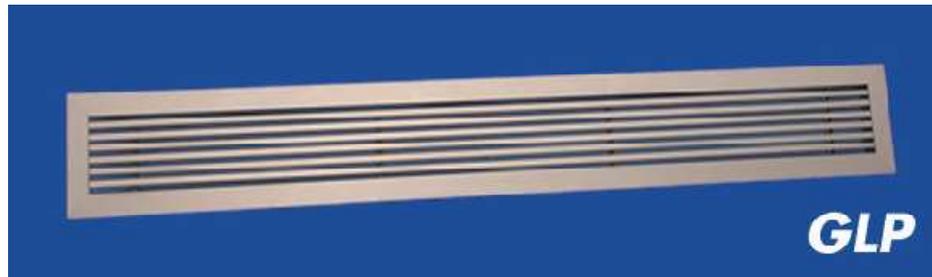
Balance de energía:

$$m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2 = m_{a3}h_3 \quad (23)$$

$$\frac{m_{a1}}{m_{a2}} = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} \quad (24)$$

2.5.4 Caudal de aire requerido. El caudal de aire requerido depende de la velocidad de circulación de aire y del área libre por la que va a circular, en este caso se ha determinado utilizar 48 rejillas lineales para impulsión a lo largo del túnel de secado.

Figura 10. Rejilla lineal



Fuente: Catálogo AIRFLOW 2012 p. 41

$$\dot{V} = 3600xAx\vartheta \quad (25)$$

\dot{V} = Caudal de aire, en m^3/h .

A= Área, en m^2 .

ϑ = Velocidad del aire, en m/s .

2.6 Sistema de calefacción de aire

Para diseñar el sistema de calentamiento de aire se considera el consumo de energía térmica que depende de las propiedades y características del producto, tanto humedad inicial, humedad final y condiciones ambientales exteriores.

2.6.1 Intercambiadores de calor. El funcionamiento de los intercambiadores de calor se basa en la transferencia de energía en forma de calor de un medio (aire, gas o líquido) a otro medio.

Figura 11. Intercambiador de calor de aletas



Fuente: http://es.made-in-china.com/co_cnshenglintec/product_Tube-Fin-Heat-Exchanger-4R-30T-4500-_hesnrguig.html

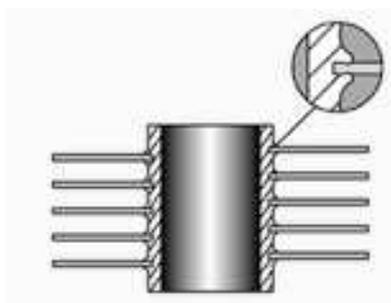
La eliminación de calor de una superficie por convección puede mejorar sustancialmente si se colocan extensiones en esa superficie para aumentar su área. Estas extensiones pueden tomar una variedad de formas y se llaman aletas, las cuales pueden ser integrales, extruidas o soldadas al tubo.

Eficiencia térmica de la aleta

- Régimen estacionario de transferencia de calor.
- La conductividad térmica de la aleta es constante.
- La temperatura en la base es uniforme.
- No hay gradientes de temperatura en el espesor de la aleta.
- La temperatura del fluido que rodea la aleta es constante.
- Se desprecia el calor transferido a través de los bornes de la aleta.

Aleta "G". La tira de la aleta es encajada en un surco y trabada con el mismo material del tubo base.

Figura 12. Aleta "G"



Fuente: <http://www.admiraltyindustries.com/es/tubos-aletados/>

Este tipo de aplicación maximiza la transferencia de calor a elevadas temperaturas. Su temperatura máxima de operación: 450°C.(Admiralty Industries, 2013)

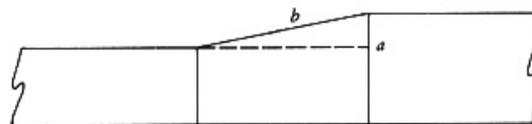
2.7 Sistema de ventilación

2.7.1 *Diseño de ductos.* El material más empleado para ductos de acondicionamiento de aire es la lámina de acero galvanizado. El ducto rectangular de lámina se usa con más frecuencia en aplicaciones de baja presión de hasta 3 pulgadas de agua de presión estática. Para sistemas de alta velocidad y alta presión, se usa el ducto redondo, aunque también se utiliza el ducto rectangular de mayor espesor.

La SMACNA - Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, ha establecido normas para fabricación de ductos. Estas normas especifican los espesores (calibres) de la lámina, los métodos de sujetar y reforzar el ducto para evitar el derrumbamiento o colgamiento y los métodos para empalmar las secciones.

Cuando se cambia la forma de los ductos, la transición debe tener una pendiente de 7:1 de preferencia y como mínimo de 4:1 para mantener al mínimo la caída de presión.

Figura 13. Pendiente recomendada para transición en ductos



Pendiente b:a, de preferencia
Pendiente b:a mínima recomendada = 4:1

Fuente: PITA, E. Acondicionamiento de aire, Principios y sistemas, 2da Edición p. 275

Las uniones de los ductos deben hacerse tan herméticas como sea posible para reducir las fugas de aire, con sellador si es necesario. No es raro encontrar instalaciones en las que se pierde el 10% o más de flujo de aire de diseño debido a mala instalación.

El aislamiento térmico de ductos que llevan aire caliente, se usa espuma de poliuretano, material de resistencia térmica. Con más frecuencia se recubren internamente con aislamiento acústico, para absorber el sonido. En este caso el aislamiento acústico también actúa como aislamiento térmico.

Figura 14. Aislamiento espuma de poliuretano



Fuente:http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_GUIA_TECNICA_Poliuretano_v10_fbf3f170.pdf

Pérdidas de presión por fricción en tuberías y ductos

La fricción es una resistencia al flujo como resultado de la viscosidad y de las paredes del tubo o ducto. El factor de fricción “f” depende de la rugosidad de la pared del ducto. Las superficies más ásperas causan mayor resistencia por fricción. Esto significa que si se emplean superficies lisas y se mantienen así, la fricción disminuye y se consume menos energía. Las velocidades menores y los diámetros mayores reducen la pérdida de presión y por lo tanto ocasionan menor consumo de energía, aunque aumentan el costo del ducto.(PITA, 1994)

La caída de presión en el sistema de distribución de aire se calculará en función de la rejilla más lejana, como la pérdida unitaria es constante para toda la red de ductos.

Presión dinámica es la presión en la dirección del flujo que es necesaria para hacer que un fluido en reposo fluya a una determinada velocidad.

$$PV = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad (26)$$

PV= Presión dinámica, en in Wg.

V= velocidad, en ft/min

La presión estática es la presión ejercida en todas las direcciones por un fluido en reposo.

$$SP = CxPV = C \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad (27)$$

Dónde:

SP = Pérdida total de presión estática través de la conexión, en in Wg.

C = Coeficiente de pérdidas.

PV = Presión dinámica en la conexión, en in Wg.

V = Velocidad, en ft/min.

La presión total es la suma de las presiones estática y dinámica.

$$SP+VP=TP \quad (28)$$

Pérdida de presión en ductos rectos:

$$SP_{ducto\ recto} = f \cdot L_{ducto\ recto} \quad (29)$$

Dónde:

$SP_{ducto\ recto}$ = Pérdida de presión estática, en in Wg.

f=Pérdida por fricción, en in Wg/ 100 ft.

$L_{ducto\ recto}$ = Longitud del lado recto del ducto, en ft.

Pérdida de presión en elementos como codos, transición, "T"

Las pérdidas de presión en conexiones de ductos resultan de cambios de dirección, se puede expresar el método de coeficiente de pérdidas. El cual se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$SP_{elementos} = C \cdot \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad (30)$$

$$SP_r = \frac{P_{v2} - P_{v1}}{2} \quad (31)$$

Ecuación del diámetro equivalente circular a ducto rectangular

$$d_e = 1,30 \sqrt[8]{\frac{(ab)^5}{(a+b)^2}} \quad (32)$$

Dónde:

d_e = Diámetro equivalente circular a ducto rectangular, en in.

a=Longitud de un lado del ducto rectangular, en in.

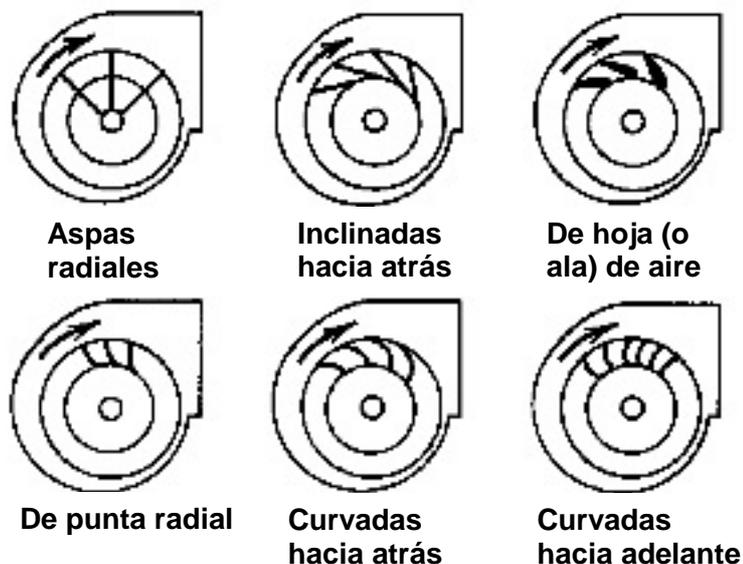
b=Longitud del lado adyacente del ducto rectangular, en in.

2.7.2 *Ventiladores.* Se necesitan para distribuir el aire por el equipo a través de los ductos. Los ventiladores centrífugos son los que se usan con más frecuencia en los sistemas de acondicionamiento de aire con ductos. Los cuales se mencionan en la continuación:

Los ventiladores centrífugos con aspas curvas hacia delante tienen en general menor costo inicial que los del tipo curvo hacia atrás, para las mismas características de funcionamiento. Sin embargo, con frecuencia es mayor el costo de operación debido a su menor eficiencia. La curva característica de BHP en aumento podría ocasionar la sobrecarga del motor si se trabaja en una condición más allá de los CFM seleccionados. Estos ventiladores se usan con frecuencia debido a su bajo costo.

Los ventiladores centrífugos con álabes curvados o inclinados hacia atrás en general son más costosos que los curvados hacia delante, pero normalmente tienen menores costos de operación debido a su mayor eficiencia. La característica de la potencia máxima reduce la posibilidad de sobrecargar el motor o el sistema de distribución eléctrica, cuando el ventilador produce más aire que para el que fue diseñado. Los ventiladores de hoja de aire son los más eficientes de todos los tipos.(PITA, 1994)

Figura 15. Tipos de aspas de impulsor para ventiladores centrífugos

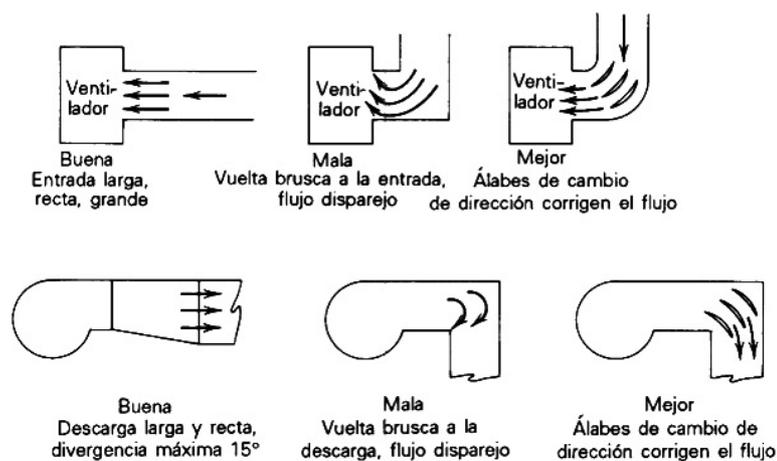


Fuente: PITA, E. Acondicionamiento de aire, principios y sistemas, 2da Edición p. 281

Pérdidas de presión en la entrada y salida de ventiladores. Se tendrá pérdida de presión en la entrada o succión y en la salida o descarga de un ventilador y el valor de cada una de ellas depende de la forma de la conexión entre el ventilador y el ducto. A esto se le llama efecto del sistema.

Para la conexión de succión y descargar al ventilador se deben hacer de modo que se cree flujo de aire con pérdida mínima de presión e igual velocidad en la sección del ducto, en la Figura 16 se muestra ejemplos buenos y malos en las conexiones.(PITA, 1994)

Figura 16. Conexiones buenas y malas de succión y descarga



Fuente: PITA, E. Acondicionamiento de aire, principios y sistemas, 2da Edición p. 294

2.8 Sistema de control

2.8.1 Lógica difusa. Es una metodología que proporciona de una manera simple y elegante el obtener una conclusión a partir de información de entrada vaga, ambigua, imprecisa, con ruido o incompleta. En general la lógica difusa imita cómo una persona toma decisiones basada en información con las características mencionadas.

Ventajas de la lógica difusa

- Como principal ventaja se destaca los excelentes resultados que brinda un sistema de control basado en lógica difusa.
- Ofrece salidas de forma veloz y precisa, disminuyendo así las transiciones de estados fundamentales en el entorno físico que controle.
- Implementa sistemas basados en ella tanto en hardware como en software o en combinación de ambos
- Ofrece un alto grado de confiabilidad en su uso.

- Tiene un alto grado de autonomía.
- Tiene un alto grado de adaptabilidad.
- Es de fácil manejo para el operario.

Desventajas de la lógica difusa

- No hay actualmente un análisis matemático riguroso que garantice el uso de un sistema experto difuso y controle y dando un resultado estable.
- Es difícil llegar a una función de membrecía y a una regla confiable sin la participación de un experto humano.

2.8.2 Conceptos básicos de la lógica difusa. Para familiarizarse con los conceptos básicos asociados a la lógica difusa es necesario entender que un sistema difuso consta principalmente de tres procesos los cuales se pueden ver en la Figura 17.

Figura 17. Pasos para el control difuso



Fuente: <https://www.dropbox.com/s/e7msn8fawk6pfis/Captura%20de%20pantalla%20013-11-02%2021.18.09.png>

Bloque difusor. Bloque en el que a cada variable de entrada se le asigna un grado de pertenencia a cada uno de los conjuntos difusos que se ha considerado, mediante las funciones características asociadas a estos conjuntos difusos.

Las entradas a este bloque son valores concretos de las variables de entrada y las salidas son grados de pertenencia a los conjuntos difusos considerados.

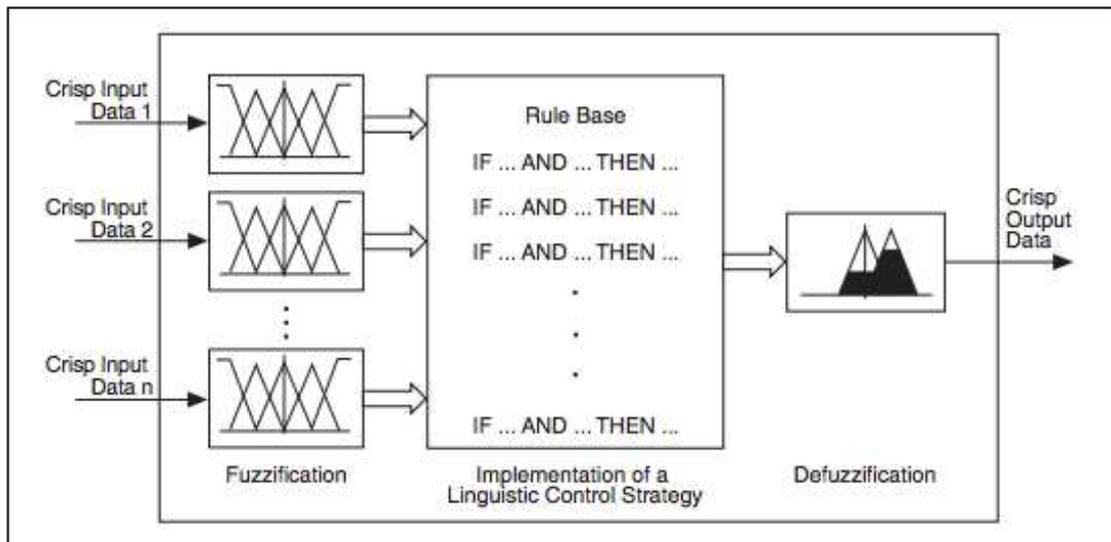
Bloque de interferencia. Bloque que relaciona conjuntos difusos de entrada y salida, que representa a las reglas que definen el sistema. Las entradas a este bloque son conjuntos difusos (grados de pertenencia) y las salidas son también un conjunto difuso, asociado a la variable de salida.

Desdifusor. Bloque en el cual a partir del conjunto difuso obtenido en el mecanismo de inferencia mediante los métodos matemáticos de desdifusión se obtiene un valor concreto de la variable de salida.

Para transformar los valores de entrada en entradas fuzzy se deben determinar la función miembro para cada entrada, proceso que se denomina fuzzyfización.

2.8.3 Sistema basado en reglas. El desarrollo del control fuzzy tiene, su origen en los sistemas basados en reglas para la toma de decisiones y en la lógica fuzzy para la evaluación de aquellas.

Figura 18. Reglas difusas



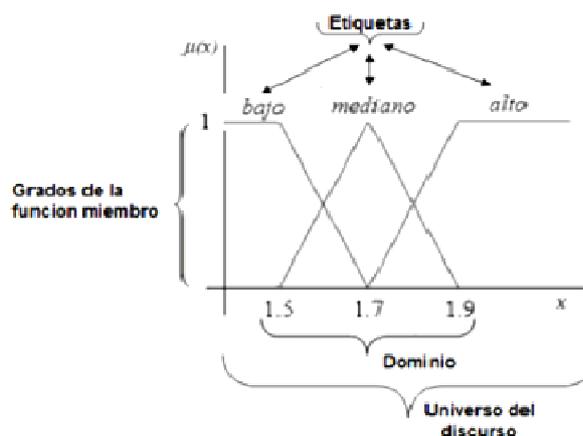
Fuente: PID and Fuzzy Logic Toolkit User Manual p. 120

Los controladores fuzzy, toman los valores de las variables de entrada, realizan algún procedimiento con ellas, deciden como modificar las variables de salida y lo realizan, afectando estas últimas a la planta. La diferencia esencial es que no procesan ecuaciones ni tablas, procesas reglas para decidir cómo cambiar las salidas. Esto lo hace una tecnología muy accesible, ya que las reglas está más cerca del sentido común que de las ecuaciones y los modelos. Sus reglas son:

SI antecedentes **ENTONCES** consecuente o **SI** condición **ENTONCES** acción

2.8.4 Fuzzyfización. Funciones miembro o de membrecía, lo primero para un proceso fuzzylogic es hacer la transformación de la entrada o lo que se conoce como dominio, a esta se le llama fuzzyfización esto quiere decir que se convierten los valores de entrada en entradas fuzzy. Así que para esto se debe conocer a fondo las partes de la función miembro.

Figura 19. Función miembro



Fuente: http://ice.uaz.edu.mx/c/document_library/get_file?uuid=16eaf7c5-e1e6-44c2-a4c6-16f542e08032&groupId=54327

- **Etiquetas** (valor lingüístico) Permite clasificar desde el punto de vista la producción limpia con una eficacia.
- **Grado de la función miembro** (función pertenencia). Este valor establece el punto de transición entre 0 y 1 entre las condiciones del conjunto difuso. Con este aspecto se podría calcular la acción que se ha de llevar a cabo según los valores de entrada de estos.
- **Dominio**. Es la transformación de las variables de entrada.
- **Universo del discurso**. Este es el conjunto de elementos que se va a tener en consideración.

Diferentes formas de función miembro. En los conjuntos difusos la transición de la pertenencia o no pertenencia de un elemento a un cierto conjunto, es gradual, y esta transición está caracterizada por las funciones de pertenencia.

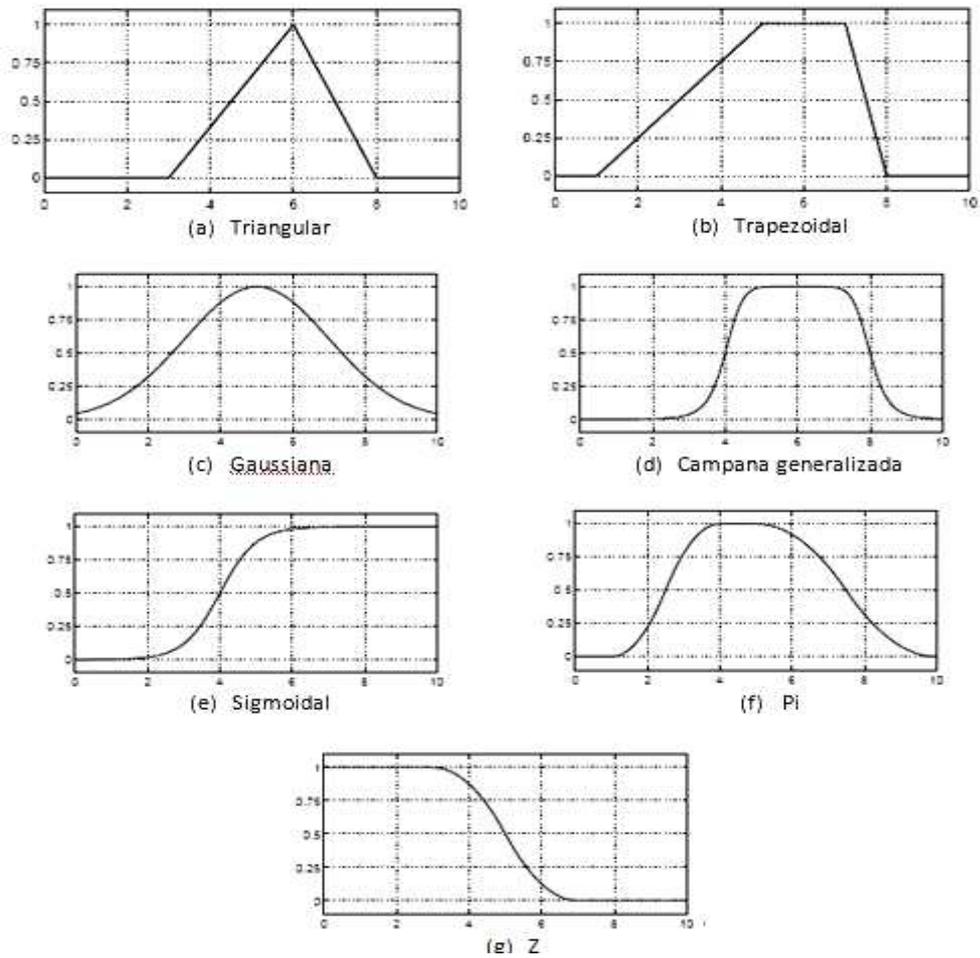
La función de pertenencia es la curva que define cómo cada punto en el espacio de entrada es mapeado a un valor de pertenencia o grado de pertenencia, entre "0": no pertenece en absoluto y "1": pertenencia total. El espacio de entrada corresponde al universo de discurso.

El criterio para escoger la forma de la función de pertenencia a utilizar puede estar basado en:

El criterio aplicado en la resolución de cada problema, el conocimiento humano de expertos o en la utilización de una colección de datos para diseñar la función. Las

funciones de pertenencia más comúnmente utilizadas por su simplicidad matemática y su manejabilidad se mostrarán en la Figura 20.

Figura 20. Funciones de pertenencia



Fuente: <http://www.todopic.com.ar/foros/index.php?topic=4958>.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL TÚNEL DE SECADO

3.1 Definición del problema

Este problema se genera debido a la utilización de métodos tradicionales en la empresa “Tenería San José Cía. Ltda” ubicada en la ciudad de Ambato genera retardos en la producción y diferencias en el producto final, todo esto conlleva a pérdidas económicas.

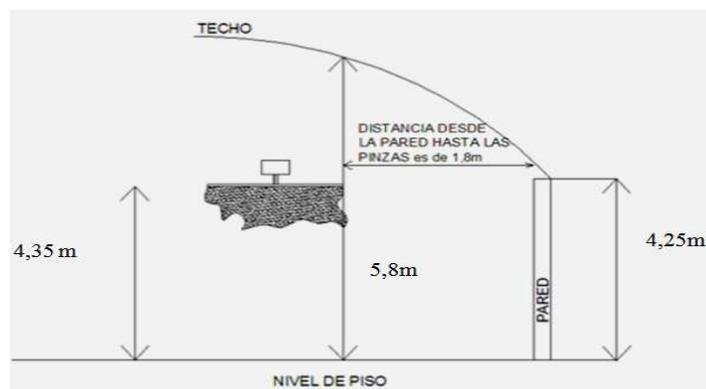
En la actualidad el proceso de secado de cueros se lo realiza con un sistema de transportación de pieles sujetadas con pinzas, se las recircula a varias velocidades. Puede llevar varios días de funcionamiento culminar el proceso ya que el clima lo afecta directamente. Además existen bacterias propias de la piel y al no ser eliminadas se ve afectada la calidad del cuero.

La solución de este problema mejorará la calidad del cuero y la producción del mismo al reducir los tiempos de secado.

3.2 Determinación de los parámetros del diseño

3.2.1 Parámetros Físicos. Uno de los parámetros más importantes y punto de partida es el dimensionamiento del túnel de secado.

Figura 21. Espacio disponible de la empresa San José

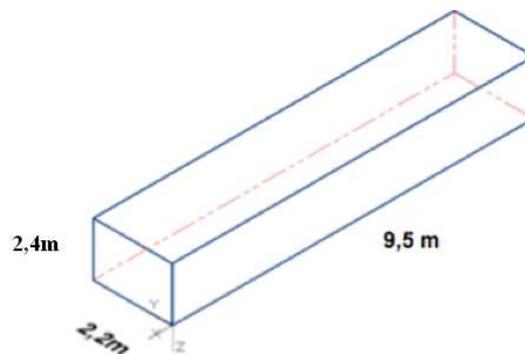


Fuente: Empresa San José

La longitud correcta y un ancho adecuado son base fundamental para obtener un secado de calidad del cuero. El ancho y el largo del túnel se ha dimensionado en función del tamaño del cuero más grande y el espacio disponible de la empresa.

- *Dimensionamiento del tamaño del túnel* Según el espacio disponible en la empresa el túnel se ha dimensionado internamentetomando en cuenta el tamaño del cuero más grande, 2m de ancho por 1,3 m de largo y la ubicación de los bastidores de sujeción aproximadamente unos 0,3m, por lo que se diseñó de la siguiente manera: 9,5 m de longitud, 2,2 m de ancho y 2,4 m de altura.

Figura 22. Tamaño del túnel



Fuente: Autora

- *Características del túnel de secado.* La estructura de la unidad de tratamiento de aire como también el túnel será de acero galvanizado con perfiles de aluminio y aislada interiormente con poliuretano de 25mm.
- *Capacidad de secado.* En la empresa se dispone de un sistema de transportación aéreo, este posee 270 piezas para la sujeción de cuero, como se observa en la Figura 23, estas se dividen en 2 marcos sujetadores en los cuales se pueden sujetar 2 cueros en cada anillo. Para el diseño del túnel de secado se tomará en cuenta 48 cueros a secar en 9,5m de largo.

En la empresa se procesa diferentes espesores de cuero, razón por la cual se sujetan:

- Material (Nobuk) espesor 2,0-2,2 mm. En este caso se sujetan 1 cuero en cada anillo sujetador.

- Material (Forro delgado) espesor 1,0-1,2 mm. En este caso se sujetan 2 cueros en cada anillo sujetador

Figura 23. Transportador aéreo



Fuente: Empresa San José. Producción

Además este sistema de transportación aérea tiene varias velocidades de circulación de la cadena transportadora como son: 15 minutos una vuelta completa, 30 minutos una vuelta completa, 1 hora una vuelta completa ya que posee un variador de velocidad mecánico.

Figura 24. Sistema de transportación



Fuente: Empresa San José. Producción

3.2.2 *Parámetros Térmicos*

Medio de calefacción. En la empresa disponen de un generador de vapor (Figura 25) de las siguientes características:

Tabla 1. Datos técnicos del generador de vapor

Tipo	Horizontal
Marca	Distral
Fabricación	Colombia
Año de fabricación	1978
Año de adquisición fabrica	1982
Número de serie	a770
Modelo	d2h 80hp
Sup.de calentamiento	200 sqft
Presión de diseño	150 psi
Presión de trabajo	135 psi

Fuente: Empresa San José

La caldera trabaja con diesel, consumiendo 12 GPH, con una presión de trabajo de 75 psi.

Figura 25. Generador de Vapor



Fuente: Empresa San José. Producción

Velocidad del aire sobre el cuero. Es recomendable una velocidad de 1,3m/s.

Condiciones del aire en el proceso de calentamiento

Temperatura ingreso del aire = 10°C

Humedad relativa local=65%

Temperatura del salida de aire = 42°C

Humedad relativa= 30%

3.3 Cálculos térmicos

Las condiciones climáticas de la localidad donde se realizará el montaje del túnel de secado son:

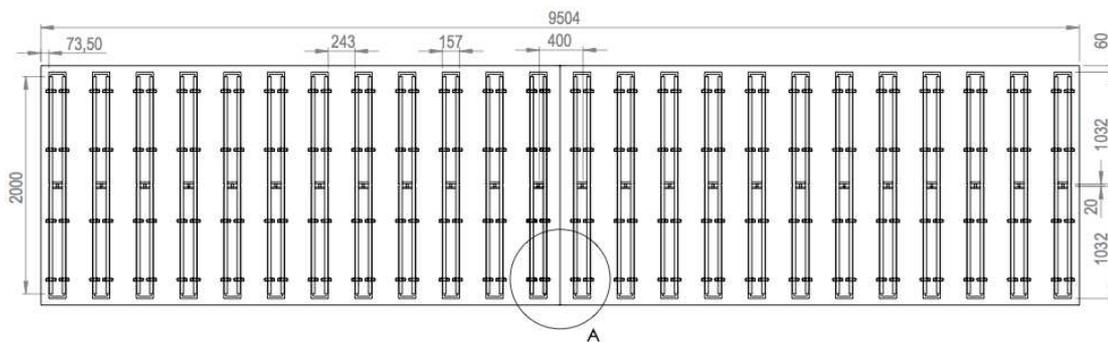
Tabla 2. Condiciones climáticas

País	Ecuador
Provincia	Tungurahua
Ciudad	Ambato
Altura	2575 msnm
Presión atmosférica	10,4 psi
Velocidad del viento	3 m/s

Fuente: Autora

3.3.1 Aire requerido. La distribución del aire sobre el cuero se dispone de un arreglo en paralelo de rejillas lineales que deben entregar un caudal de aire en función de la velocidad y su área.

Figura 26. Distribución de las rejillas lineales



Fuente: Autora

Figura 27. Rejilla lineal con bastidor para impulsión o retorno



Fuente: Catálogo AIRFLOW, 2012

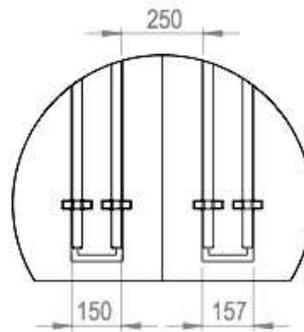
Conociendo los parámetros de distribución de aire se selecciona una rejilla lineal GLP-1+FT+PLG-V+AA, cuyas dimensiones son 125x1000 mm dándonos una sección libre de salida de aire de $A_k = 0,064 \text{ m}^2$, con una velocidad efectiva de $V_k = 1,3 \text{ m/s}$, una caída de presión de $P = 2 \text{ Pa}$, y un alcance de $X = 4,6\text{m}$.

Figura 28. Sección libre de salida del aire

L		1000	1000	1000	1000	1000	1000
H		75	100	125	150	175	200
Q	A _k	0,034 m ²	0,049 m ²	0,064 m ²	0,079 m ²	0,094 m ²	0,109 m ²
250 m ³ /h	V _k	2,0 m/s	1,4 m/s				
	ΔP	4 Pa	2 Pa				
	L _{wA}	< 10 dB(A)	< 10 dB(A)				
	X _{0,5}	5,3 m	4,4 m				
300 m ³ /h	V _k	2,4 m/s	1,7 m/s	1,3 m/s			
	ΔP	6 Pa	3 Pa	2 Pa			
	L _{wA}	< 10 dB(A)	< 10 dB(A)	< 10 dB(A)			
	X _{0,5}	6,3 m	5,3 m	4,6 m			

Fuente: Catálogo AIRFLOW, 2012

Figura 29. Sección A



Fuente: Autora

- Flujo de aire

- Temperatura fílmica Tf:

- Presión barométrica de Ambato:

$$P = P_0(1 - 22,5570 \times 10^{-6} \times Z)^{5,2560}$$

$$P = 760 \text{ mm Hg} (1 - 22,5570 \times 10^{-6} \times 2575)^{5,2560}$$

$$P = 554,90 \text{ mmHg} \times \left(\frac{0,13333 \text{ KPa}}{1 \text{ mmHg}} \right) = 73,986 \text{ kPa}$$

$$P = 73986 \text{ Pa}$$

- Densidad del aire a temperatura fílmica:

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{P}{287(T + 273)}$$

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{73986 \text{ Pa}}{287(26^\circ\text{C} + 273)} = 0,862 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{\text{aire}} = 0,862 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times \left(\frac{1 \text{ m}^3}{3,28^3 \text{ ft}^3} \right) \times \left(\frac{2,205 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} \right) = 0,054 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

- Masa de aire

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho_{\text{aire}} \dot{V}_{\text{aire}} \quad (33)$$

Dónde:

\dot{m}_{aire} = Masa del aire, en kg/s.

ρ_{aire} = Densidad del aire, en lb/ft³.

\dot{V}_{aire} = Flujo de aire, en ft³/min.

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0,054 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \times 8455,46 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 27395,69 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 3,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Masa de vapor. Teniendo como eficiencia 0,6.

$$q_{\text{vapor}} = \frac{q_{\text{aire}}}{0,6} \quad (34)$$

$$m_v \cdot h_{fg} = \frac{m_a c_p \Delta T_a}{0,6} \quad (35)$$

$$m_v = \frac{m_a c_p \Delta T_a}{0,6 \cdot h_{fg}} \quad (36)$$

Dónde:

m_v = Masa de vapor, en kg/h.

m_a = Masa de aire, en kg/h.

Cp_a = Calor específico del aire, en $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$.

ΔT_a = Diferencia de temperatura del aire, en $^\circ\text{F}$.

$h_{f,g}$ = Entalpia de evaporación, en BTU/lb.

Con la presión del vapor 30 psig, se determinará el $h_{f,g}=929$ BTU/lb de la Figura 30.

Figura 30. Propiedades del vapor saturado. BTU/lb

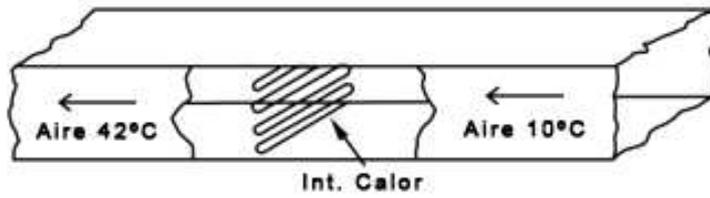
PSIG	TEMP. (°F)	LATENT HEAT	PSIG	TEMP. (°F)	LATENT HEAT
2	218.5	966.1	60	307.3	904.7
5	227.1	960.6	70	316.0	898.0
10	239.4	952.6	80	323.9	891.9
15	249.7	945.7	90	331.2	886.2
20	258.8	939.6	100	337.9	880.8
25	266.8	934.0	125	352.9	868.3
30	274.0	929.0	150	365.9	857.2
40	286.7	919.9	175	377.4	846.9
50	297.7	911.8	200	387.8	837.5

Fuente: McQuay Steam Soils, Catálogo Air conditioning

$$m_v = \frac{27395,69 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 0,24 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \right) \times (42 - 10) 1,8^\circ\text{F}}{0,6 \times 929 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}}$$
$$m_v = 679,44 \frac{\text{lbv}}{\text{h}} \times \left(\frac{1\text{kg}}{2,205\text{lb}} \right) = 308,14 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.3.2 Proceso de calentamiento. El proceso de calentamiento se lo realizará sin retorno de aire debido a las condiciones iniciales del cuero 12°C y RH de 60%, ya que absorbe la humedad superficial que existe en el mismo.

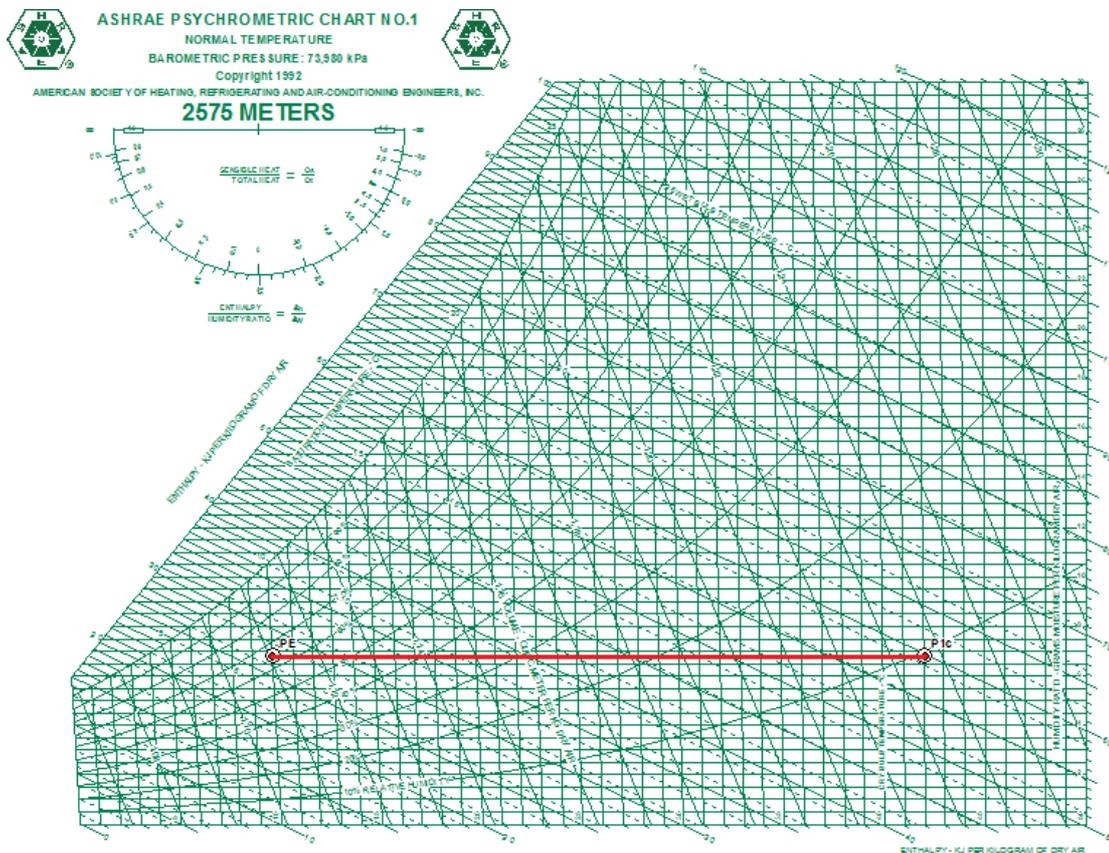
Figura 31. Calentamiento



Fuente: Autora

El proceso de calentamiento corresponde a la línea P_E-P_{1C} de la Figura 32, en donde la humedad específica del aire se mantiene constante, el aumento de la temperatura del aire se logra por el calor transferido desde una fuente de calor.

Figura 32. Proceso de calentamiento



Fuente: Reporte obtenido del programa AsharePsychrometric chart N°1

Figura 33. Propiedades de estado de los puntos del proceso de calentamiento

POINT	LABEL	AIR FLOW	UOM	PROCESS	GIVEN	DB	WB	RH	W	V	H	DP	D	VP	AW
PE	AR	472	STD L/S	Add State Point	POINT	10,0	6,5	65,0	6,8	1,11	27,29	3,7	0,9069	5,987	6,134
P1c	AR	472	STD L/S	Add State Point	POINT	42,0	17,2	9,7	6,8	1,24	59,82	3,7	0,8148	5,977	5,503

Fuente: Reporte obtenido del programa AsharePsychrometric chart N°1

- *Potencia para calentar el aire.* El secado por convección tiene como principio exponer el producto a una atmosfera de secado de temperatura y humedad constante.

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \dot{m}_a (h_{1C} - h_E) \quad (37)$$

Dónde:

\dot{Q}_{aire} =Potencia de calentamiento, en W.

\dot{m}_a = Flujo de aire, en kg/s.

h_{1C} = Entalpía del aire en el punto 1C, en kJ/kg.

h_E = Entalpía del aire en el punto E, en kJ/kg.

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = 3,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (59,82 - 27,29) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = 112,228 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = 112228 \text{ W}$$

Potencia por pasada para calentar el aire, debido que la potencia de calentamiento requerida es excesivamente alta para realizarla en un solo ciclo de proceso, se va a dividir en pasadas de calentamiento, para lo cual se plantea un incremento de temperatura de 2°C por pasada. Entonces la potencia requerida por pasada es:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_a c_{p_a} \Delta T_p \quad (38)$$

Dónde:

\dot{Q}_p = Potencia por pasada, en W.

\dot{m}_a = Masa de aire, en kg/s.

c_{p_a} = Calor específico del aire, en $\frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$.

ΔT_p = Diferencia de temperatura por pasada, en °C.

$$\dot{Q}_p = 3,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(1021,3 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) (2^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_p = 7046,97 \text{ W}$$

Número de pasadas para alcanzar la temperatura de secado

$$\text{N}^\circ \text{ de pasadas} = \frac{\dot{Q}_{\text{aire}}}{\dot{Q}_p} \quad (39)$$

Dónde:

\dot{Q}_{aire} = Potencia de calentamiento, en W.

\dot{Q}_p = Potencia por pasada, en W.

$$\text{N}^\circ \text{ de pasadas} = \frac{112228 \text{ W}}{7046,97 \text{ W}} = 16$$

- *Tiempo de calentamiento del túnel de secado*

Este tiempo de calentamiento corresponde al tiempo que se requiere elevar el cuero desde una temperatura inicial de 12°C a una temperatura final de 30°C como máximo.

El cuero antes de ser colgado en el secadero aéreo pasa por un subproceso en este caso una maquina llamada VACÍO la cual consiste en retirar una cierta cantidad de humedad del cuero. La humedad que tiene el cuero de calibre 1,8 – 2,0 mm antes de ser secado es aproximadamente 60 % de humedad relativa, el calor específico del cuero es $Cp_{\text{cuero}} = 0,7 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$ con un peso de 5,9 kg y después de ser secado llega a un peso de 3,6 kg y una humedad relativa de 15 a 20 %.

$$\dot{Q}_{\text{cuero}} = \text{N}^\circ_{\text{de cueros}} \times m_{\text{cuero}} \times Cp_{\text{cuero}} \times \Delta T_{\text{cuero}} \quad (40)$$

Dónde:

\dot{Q}_{cuero} = Calor del cuero, en Btu.

m_{cuero} = Masa del cuero, en kg.

Cp_{cuero} = Calor específico del cuero, en $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$.

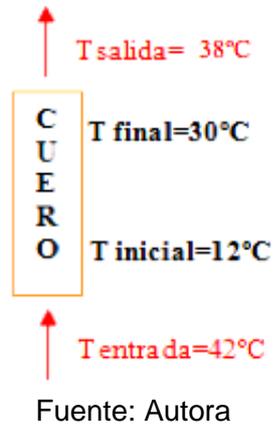
ΔT_{cuero} = Diferencia de temperatura en cuero, en °C.

La temperatura de salida fue asumida 38°C por lo tanto el valor del tiempo de calentamiento es aproximado.

En el cual intervienen los procesos y factores como el calor del cuero, masa del cuero, calor específico del cuero y la diferencia de temperatura en el cuero. El proceso que se define comprende al cálculo del factor Q.

Eso se representa de una menor manera en la estructura de temperatura de entrada y la transición de las distintas temperaturas para llegar a la temperatura de salida que en este caso es de 38 grados centígrados.

Figura 34. Esquema de temperatura



Calor del aire



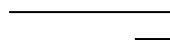
(41)

Dónde:

= Tiempo de calentamiento, en min.

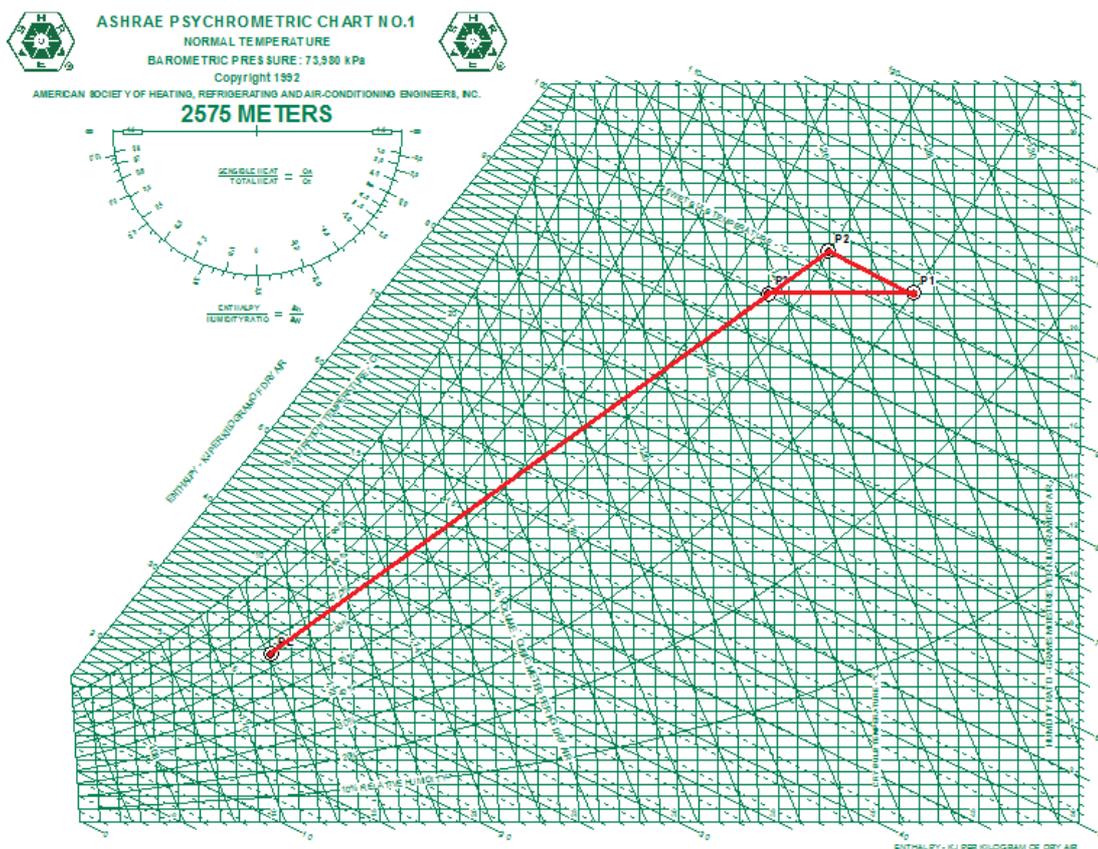
= Calor del cuero, Btu.

= Calor del aire, Btu/h.



Proceso de Secado

Figura 35. Proceso de secado



Fuente: Reporte obtenido del programa AsharePsychrometric chart N°1

Figura 36. Propiedades de estado de los puntos del proceso de secado

POINT	LABEL	AIR FLOW	UOM	PROCESS	GIVEN	DB	WB	RH	W	V	H	DP	D	VP	AW
PE	AR	472	STD L/S	Add State Point	POINT	10,0	6,5	65,0	6,8	1,11	27,29	3,7	0,9069	5,987	6,134
P1	AR	472	STD L/S	Add State Point	POINT	42,0	25,4	30,0	21,5	1,26	97,79	20,8	0,8082	18,484	17,019
P2	AR	472	STD L/S	Add State Point	POINT	38,0	25,4	39,9	23,2	1,25	97,86	22,0	0,8178	19,879	18,540
P3	AR	472	STD L/S	Add State Point	POINT	35,0	24,0	43,7	21,5	1,24	90,42	20,8	0,8265	18,466	17,389

Fuente: Reporte obtenido del programa AsharePsychrometric chart N°1

En el método de secado, en cada pasada el aire retira la humedad del cuero que regresa al túnel nuevamente en condiciones óptimas para el secado, por lo que al punto 3 debe llegar una mezcla de aire recirculado y aire exterior.

Porcentajes de mezcla de aire

$$m_2 + m_E = m_3$$

$$m_2 h_2 + m_E h_3 = m_3 h_3$$

$$m_2 = m_3 - m_E$$

Se reemplaza en la ecuación

$$m_3 h_2 - m_E h_2 + m_E h_3 = m_3 h_3$$

$$m_E = \frac{h_3 - h_2}{h_E - h_2} m_3$$

$$m_E = j * m_3$$

Los porcentajes de mezcla son:

$$j = \frac{h_3 - h_2}{h_E - h_2}$$

$$j = \frac{90,42 - 97,86}{27,29 - 97,86} = 0,10$$

Entonces:

Aire recirculado= 90%

Aire nuevo =10%

Calor requerido para restaurar el aire por ciclo.

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{m}_{aire}(h_2 - h_3) \quad (42)$$

Dónde:

\dot{Q}_{aire} = Rapidez de transferencia de calor, en W.

\dot{m}_{aire} = Flujo de aire, en kg/s.

h_1 = Entalpía del aire en el punto 2, en kJ/kg.

h_3 = Entalpía del aire en el punto 3, en kJ/kg.

$$\dot{Q}_{aire} = 3,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (97,86 - 90,42) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{aire} = 25,67W$$

Proceso de humidificación del aire. El proceso de humidificación del aire corresponde a la línea 1-2 de la Figura 35, la humidificación se produce al entrar en contacto la corriente de aire caliente con el producto húmedo. En este proceso se mantiene constante la temperatura de bulbo húmedo. La cantidad de humedad removida por el aire en el proceso de secado, está dada por el siguiente balance de materia.

$$m_w = m_a (\omega_2 - \omega_1)$$

$$m_w = 3,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (23,2 - 21,5) \frac{\text{gramos}}{\text{kg}} \times \frac{1\text{kg}}{1000\text{gramos}} \times \frac{3600\text{s}}{1\text{h}}$$

$$m_w = 21,11 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 46,55 \frac{\text{lba}}{\text{h}}$$

Tiempo de secado

(43)

Dónde:

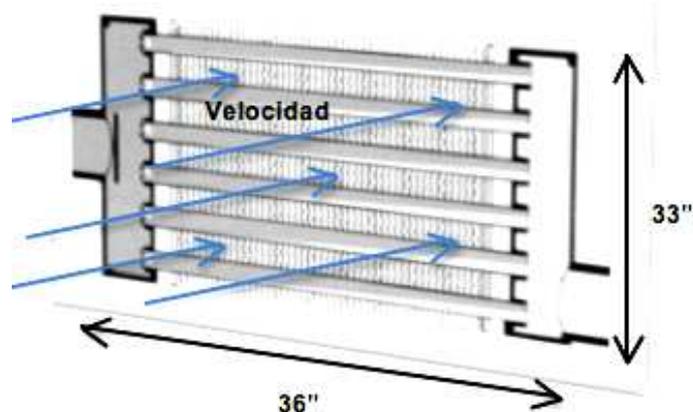
= Masa de humedad removida por el aire, en —.

= Masa de agua en el cuero, en lba.

= Tiempo de secado, en h.

3.4 Selección del Intercambiador de calor aletado

Figura 37. Sección del intercambiador de calor



Fuente:Autora

Datos requeridos:

CFM= 8455,46

ÁREA= 33"x36"

Presión del vapor saturado=30 psig

Temperatura de entrada de aire= 10°C= 50°F

Temperatura de salida de aire= 42°C= 107,6°F

- Área

La sección del intercambiador de calor dependerá de la velocidad del flujo de aire por lo que hay que tomar en cuenta que las velocidades pueden oscilar entre 200 y 1500 FPM y 600 a 700 FPM una gama de diseño común

$$A = \frac{33 \times 36}{144} = 8,25 \text{ ft}^2$$

- Diferencia de temperatura inicial (ITD)

ITD = Temperatura de saturación del vapor – Temperatura de entrada de aire

En la siguiente Figura 38, se determinará la temperatura de saturación del vapor con la presión del vapor

La presión de trabajo es de 30psig la temperatura de saturación será 274 °F y el calor latente será 929 BTU/lb.

Figura 38. Propiedad del vapor saturado BTU/lb

PSIG	TEMP. (°F)	LATENT HEAT	PSIG	TEMP. (°F)	LATENT HEAT
2	218.5	966.1	60	307.3	904.7
5	227.1	960.6	70	316.0	898.0
10	239.4	952.6	80	323.9	891.9
15	249.7	945.7	90	331.2	886.2
20	258.8	939.6	100	337.9	880.8
25	266.8	934.0	125	352.9	868.3
30	274.0	929.0	150	365.9	857.2
40	286.7	919.9	175	377.4	846.9
50	297.7	911.8	200	387.8	837.5

Fuente: McQuay Steam Soils, Catálogo Air conditioning

$$ITD = (274 - 50)^\circ\text{F} = 224^\circ\text{F}$$

- Incremento de temperatura (TR)

TR = Temperatura de salida de aire – Temperatura de entrada de aire

$$TR = (107,6 - 50)^{\circ}F = 57,6^{\circ}F$$

- TR/ITD

$$\frac{TR}{ITD} = \frac{57,6}{224} = 0,257$$

- Calor del aire

$$q_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{aire}} \cdot C_{p\text{aire}} \Delta T_{\text{aire}}$$

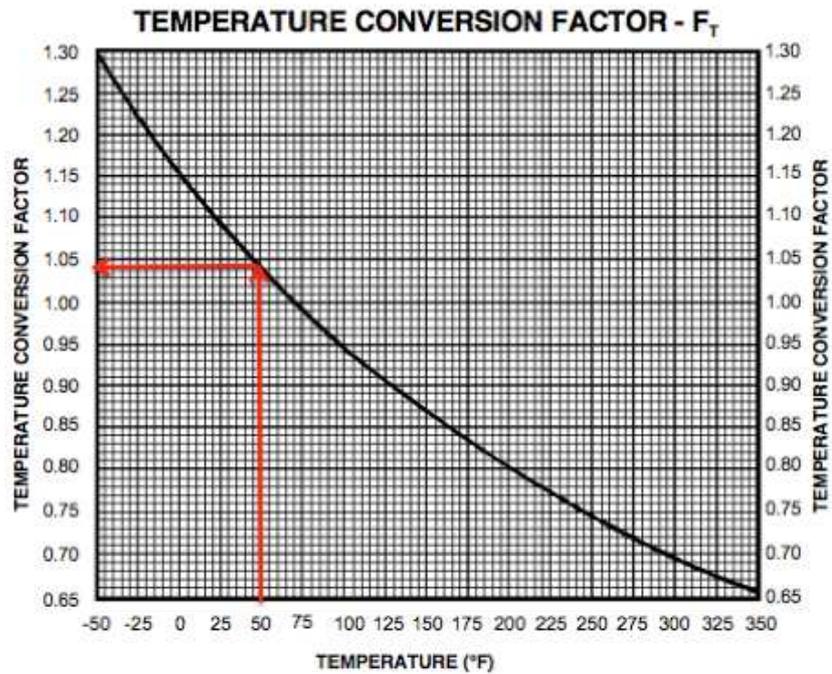
$$q_{\text{aire}} = 27395,69 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \cdot 0,24 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^{\circ}F} \cdot (42 - 10) \cdot 1,8^{\circ}F$$

$$q_{\text{aire}} = 378718 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

- CFM estándar

Para obtener el volumen de aire estándar (CFM) se debe utilizar los factores de conversión cuando se encuentre a otra altura del nivel del mar y a cierta temperatura de entrada al intercambiador.

Figura 39. Factor de corrección de temperatura FT

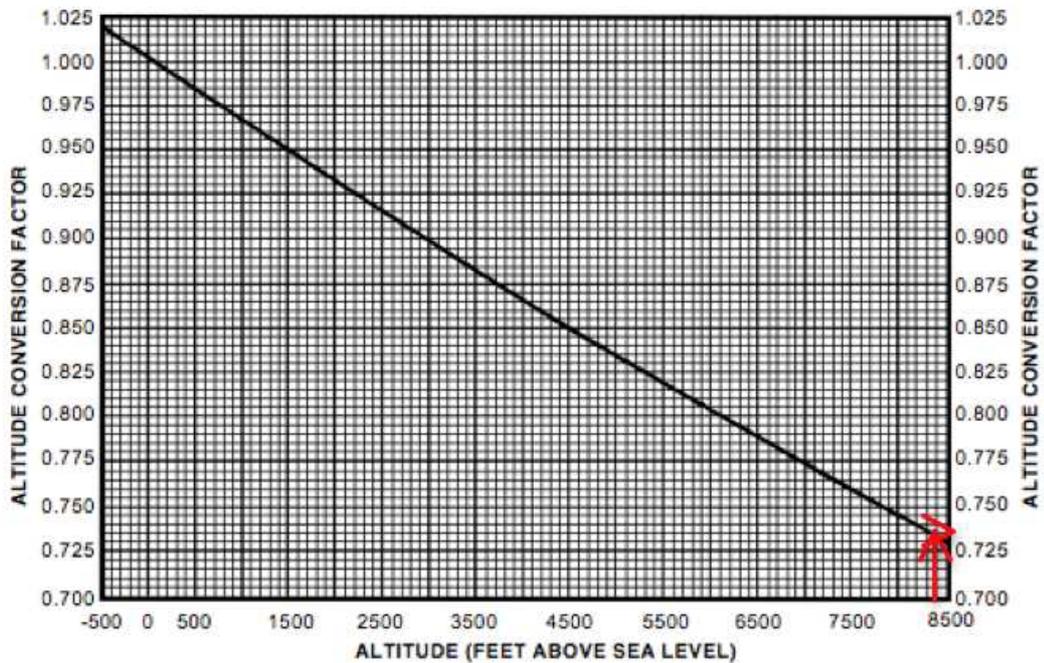


Fuente: McQuay Steam Soils, Catálogo Air conditioning

$$T = 50^{\circ}\text{F}$$

$$F_T = 1,04$$

Figura 40. Factor de corrección de altitud FA



Fuente: McQuay Steam Soils, Catálogo Air conditioning

Altitud de Ambato = 2575 msnm = 8448 pies snm

$$F_A = 0,735$$

$$\text{CFM standard air} = \text{CFM} \times F_T \times F_A \quad (44)$$

Dónde:

F_T = Factor de corrección por temperatura.

F_A = Factor de corrección por altura.

$$\text{CFM standard air} = 8455,46 \times 1,04 \times 0,735 = 6711,94 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

- Velocidad en la cara del intercambiador (FPM)

El CFM para ser manejado con determinada consideración de instalación. El tamaño del intercambiador es seleccionado por la capacidad de aire a manejar (CFM) a velocidad en la cara del intercambiador (FPM) aceptable para la aplicación de calentamiento. Las velocidades pueden oscilar entre 200 y 1500 FPM y de 600 a 700 FPM una gama de diseño común.

$$\text{Velocidad} = \frac{\text{CFM}}{\text{Área}} \quad (45)$$

Dónde:

Velocidad= Velocidad en la cara del intercambiador, en ft/min.

CFM= Capacidad de aire, ft³/min.

Área= área del intercambiador de calor, en ft².

$$\text{Velocidad} = \frac{6463,35 \text{ CFM}}{8,25 \text{ ft}^2} = 783,4 \text{ FPM}$$

- Selección del intercambiador de calor

Se selecciona un intercambiador de calor 5SA0801C que tiene un $\frac{TR}{ITD} = 0,25$

Siendo:

5= Tubo de 5/8 “.

SA= Tubo individual, con conexiones a los extremos de 1 1/2”.

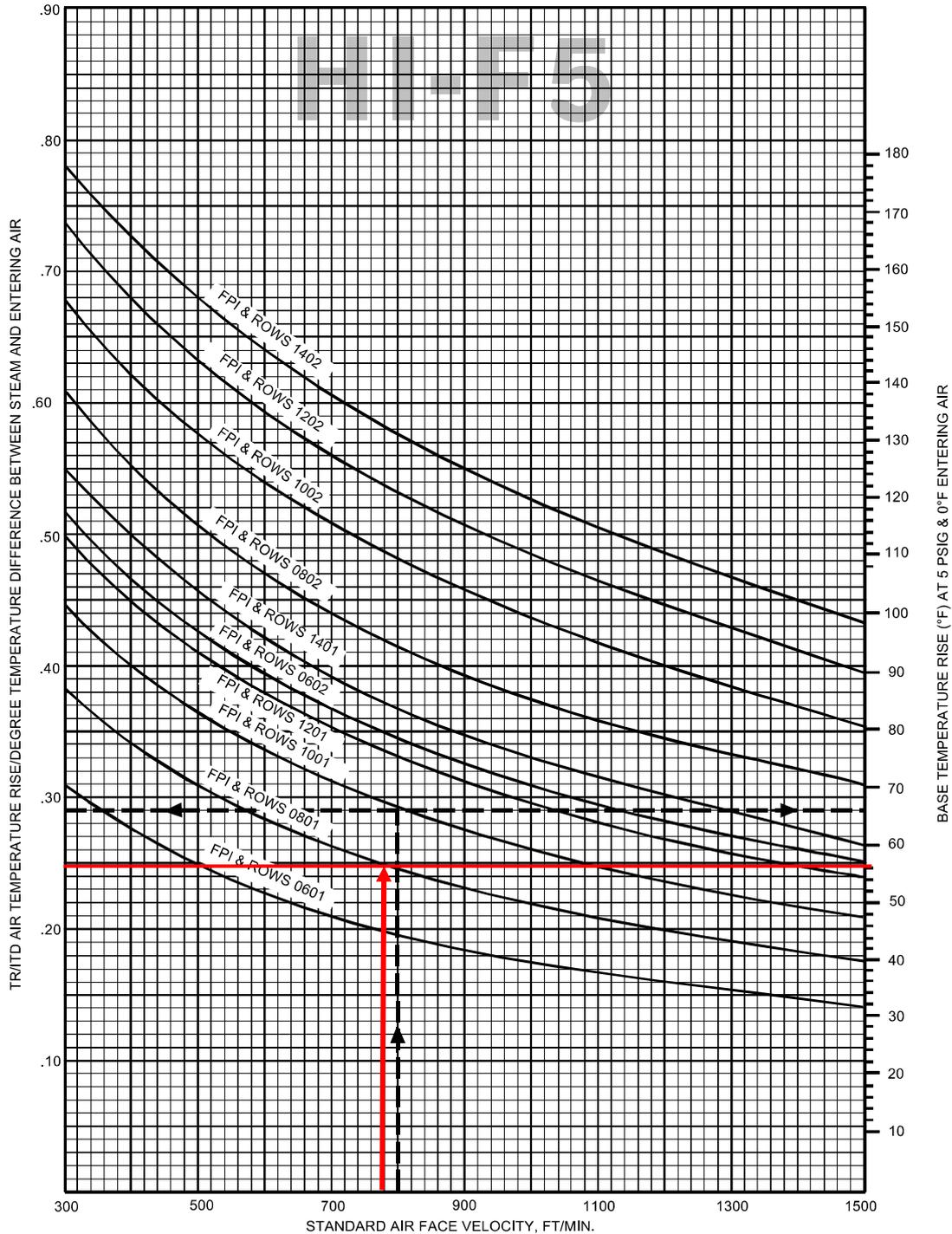
08= Ocho aletas por pulgada.

01= Una fila de profundidad.

C= Diseño de la aleta.

Figura 41. Curva de la capacidad de vapor HI-F5- 5SA, 5HA

CAPACITY FOR ODD FIN SPACINGS MAY BE FOUND BY INTERPOLATION



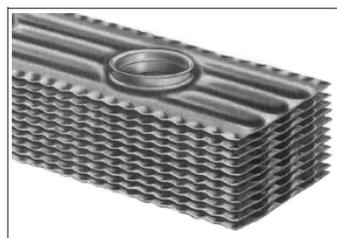
Fuente: McQuay Steam Soils, Catálogo Air conditioning

SUPERFICIE PRIMARIA debe ser redonda, de diámetro (5/8 "OD) tubo de cobre con soldadura fuerte en los agujeros del tubo de cabecera utilizando aleaciones de soldadura fuerte .

SUPERFICIE DE SECUNDARIA consistirá en aletas ondeada de placa de aluminio (HI- F5) para mayor capacidad y resistencia estructural. Las aletas tendrán collares completos extraídos para proporcionar una cubierta de superficie continua a lo largo de todo el tubo . Las aletas no tienen bordes afilados que acumulan suciedad.

5SA tendrá el cabezal de suministro y un cabezal de retorno final en el otro extremo. El extremo de cabeza de alimentación de cada tubo del intercambiador tiene orificios adecuadamente al medir el vapor de agua de manera uniforme a cada tubo.

Figura 42. Diseño de la aleta



Fuente: McQuay Steam Soils, Catálogo Air conditioning

- Factor de carga de condensado (FL)

Figura 43. Número de tubos alimentados

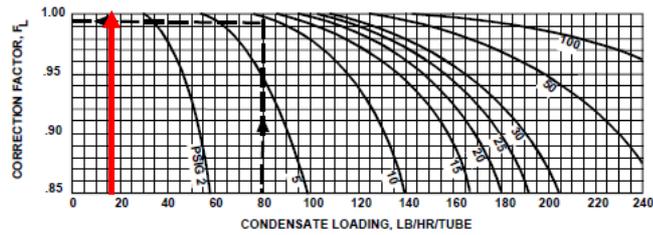
COIL TYPE	ROWS	FIN HEIGHT (FH) - INCHES										
		12	15	18	21	24	27	30	33	36	39	42
8JA,8RA,8GA,8TA	1	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
5SA,5JA,5HA,5GA	1	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
	2	15	19	23	27	31	35	39	43	47	51	55

Fuente: McQuay Steam Soils, Catálogo Air conditioning

Por el tipo de intercambiador 5SA, el número de filas =1, y la altura=33". Se tiene el número de tubos= 22.

Con la carga de condensado y la presión se determina el factor de corrección =1

Figura 44. Factor de corrección FL 5SA



Fuente: McQuay Steam Soils, Catálogo Air conditioning

- Carga actual de condensado

$$\text{Actual TR} = \text{TRbase} \times \text{FT} \times \text{FL} \quad (46)$$

Donde:

TRbase = Incremento de temperatura base, en °F.

FT = Factor de corrección por temperatura.

FL = Factor de corrección por la carga de condensado.

$$\text{Actual TR} = 57,6^\circ\text{F} \times 1,04 \times 1 = 59,9^\circ\text{F}$$

BTUH Actual

$$q_{\text{aire}} = 27395,69 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \cdot 0,24 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \cdot 59,9^\circ\text{F} = 393840,44 \text{ Btu/h}$$

- Carga de condensado por tubo

$$\text{Carga de condensado} = \frac{\text{BTUH}}{\text{Calor latente del vapor} \times \text{N}^\circ \text{ de tubos alimentados}}$$

$$\text{Carga de condensado} = \frac{393840,44 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{929 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \times 22} = 19,27 \text{ Lbs. Cond/Hr/Tubo}$$

- Carga total de condensado

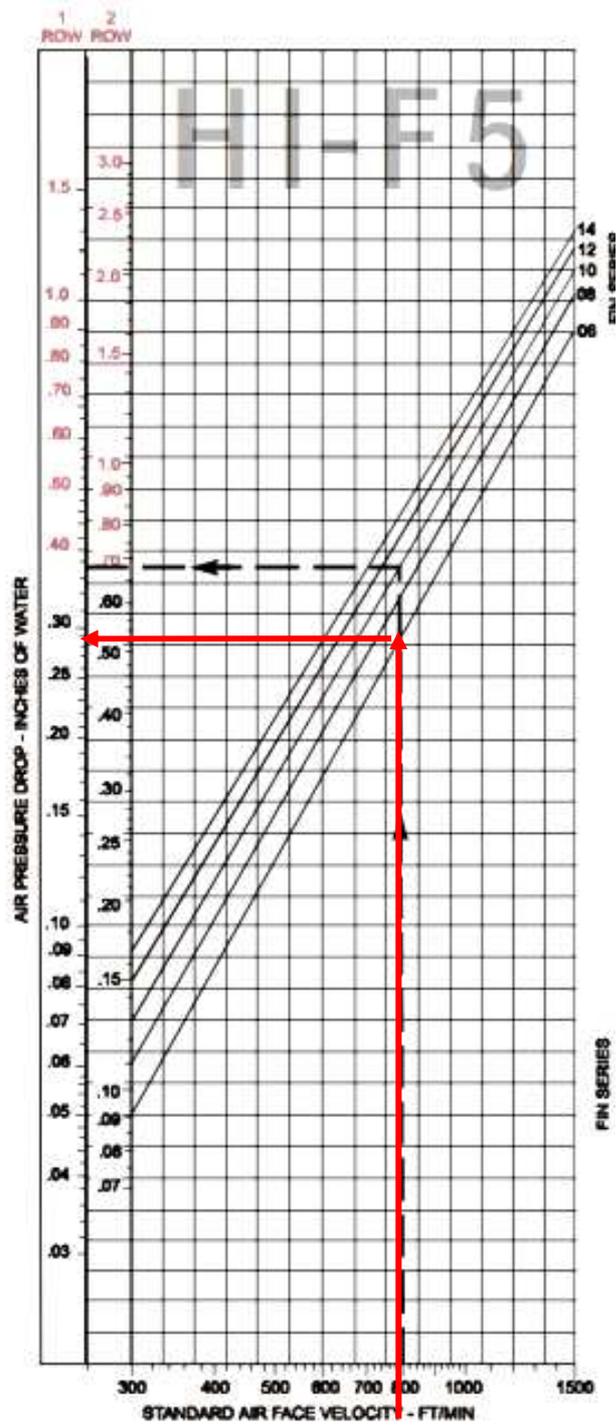
$$\text{Carga de condensado} = \frac{\text{BTUH}}{\text{Calor latente del vapor}}$$

$$\text{Carga de condensado} = \frac{393840,44 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{929 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}} = 423,94 \frac{\text{Lb}}{\text{h}}$$

3.4.1 Caída de presión

Las tablas de caída de presión que se basa en CFM a condiciones normales del aire.

Figura 45. Caída de presión del aire 5SA, 5HA, 5JA, 5GA



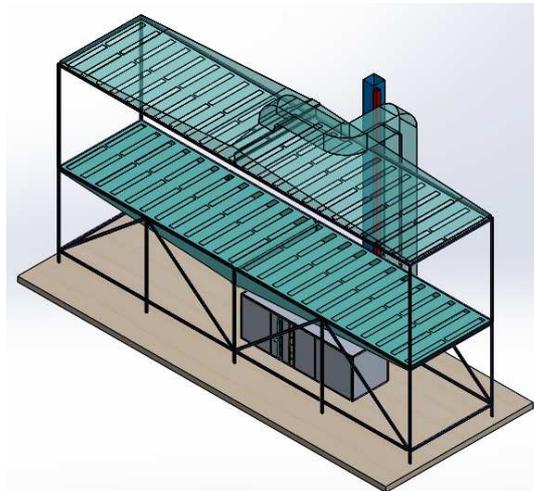
Fuente: McQuay Steam Soils, Catálogo Air conditioning

La caída de presión de aire es de: 0,32 in Wg.

3.5 Sistema de ventilación

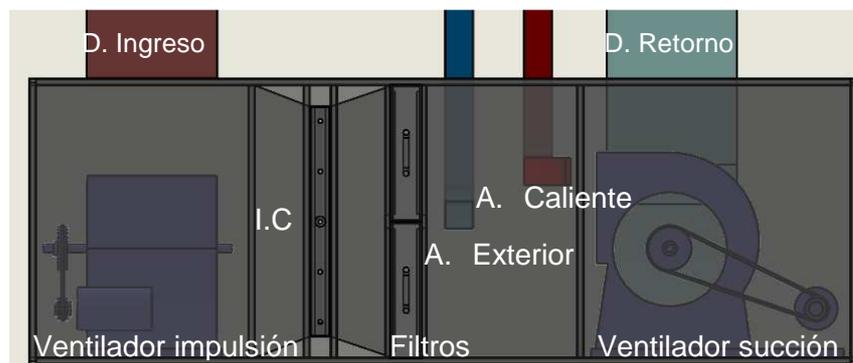
3.5.1 Diseño de la unidad de tratamiento de aire

Figura 46. Esquema de distribución de aire



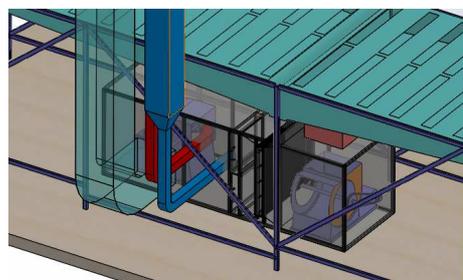
Fuente: Autora

Figura 47. Unidad de tratamiento de aire



Fuente: Autora

Figura 48. Diseño de la unidad de tratamiento de aire



Fuente: Autora

- Características constructivas

Bancada. Diseñada de plancha de acero galvanizado de 1 mm de espesor, en su interior reforzada con soldadura y unida por sus extremos tornillos, lo que proporciona un apoyo rígido en todo el perímetro de la manejadora de aire.

Figura 49. Bancada



Fuente: SALVADOR, E. Catálogo general de unidades de tratamiento de aire.

Estructura. El chasis formado por perfiles de aluminio extruido, ensamblados entre sí mediante cantoneras de aluminio, un diseño compacto y una elevada resistencia mecánica.

Figura 50. Estructura

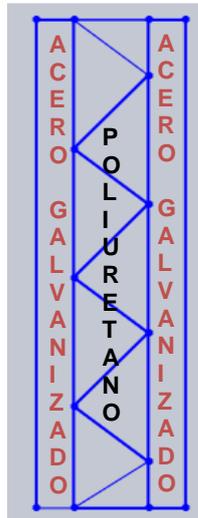


Fuente: SALVADOR, E. Catálogo General de unidades de tratamiento de aire

Paneles envolventes. De doble pared tipo sándwich, de espesor 23 mm por el perfil empleado. Está formado:

- Plancha exterior de acero galvanizado de 1mm de espesor.
- Aislamiento interior formado por espuma de poliuretano.
- Plancha interior de acero galvanizado de espesor 0,6 mm

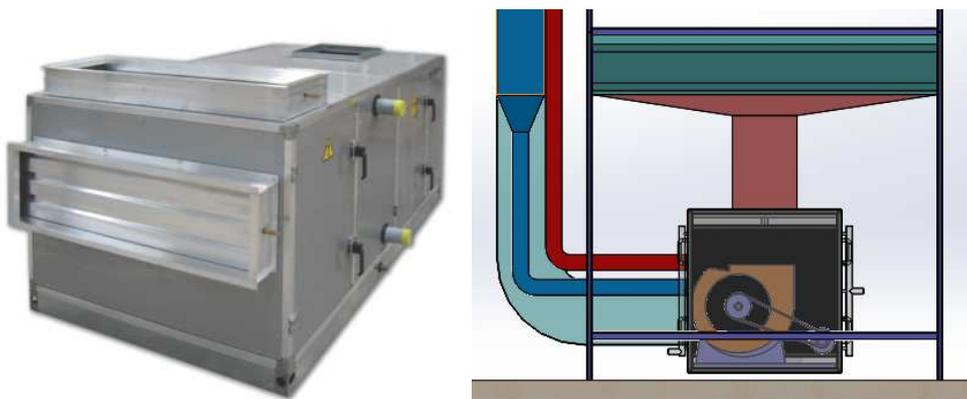
Figura 51. Panel



Fuente: Autora

Caja de mezclas. Compuertas construidas de acero galvanizado, sección formada por dos compuertas para mantenimiento de los dos ventiladores.

Figura 52. Caja de mezcla



Fuente: SALVADOR, E. Catálogo técnico filtros de aire

- Selección de elementos

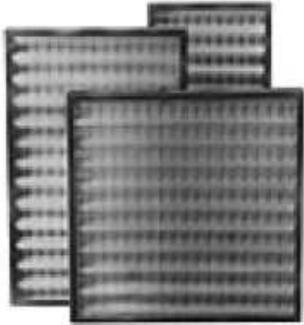
Filtración. Se emplea prefiltros para mantener limpios los componentes de la Manejadora de aire. Los prefiltros se instalan en la entrada de aire de retorno, el cual está formada por filtros con superficie en Zig-Zag de marco metálico, montados sobre bastidores metálicos y de eficacia según la normativa UNI EN779 (G4) y la eficiencia es del 92% de filtración de polvo.

Figura 53. Filtro en Zigzag de marco metálico

Serie PLEGAFIL

Características:

Clase UNI EN 779	G4
Clase EUROVENT	EU4
Am ASHRAE 52.1.1992	92%
Pérdida de carga final aconsejada	200 Pa
Pérdida de carga máxima	250 Pa
Temperatura máxima de ejercicio	90°C
Humedad relativa máxima	100 %



Fuente: SALVADOR, E. Catálogo técnico filtros de aire

Normativa EN 779:2012

Filtros de aire en ventilación para la eliminación de partículas.

Figura 54. Clasificación de los filtros de aire

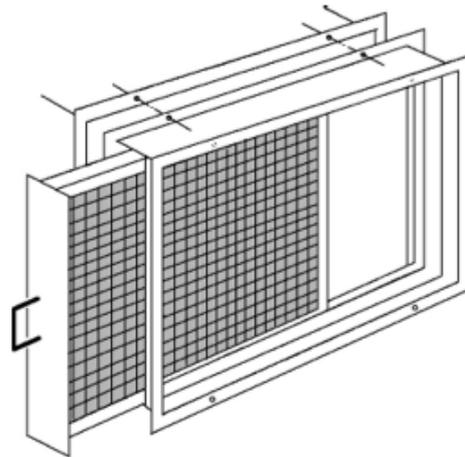
Tipo Polvo	Norma	Eficacia	Norma	Eficiencia
G (grueso)	EN779	G1	EN 779:2002	< 65%
		G2	EN 779:2002	≥ 65%
		G3	EN 779:2002	≥ 80%
		G4	EN 779:2002	≥ 90%
M (medio)		M5(F5)	EN 779:2002	≥ 40%
		M6(F6)	EN 779:2002	≥ 60%
F (fino)		F7	EN 779:2002	≥ 80%
		F8	EN 779:2002	≥ 90%
		F9	EN 779:2002	≥ 95%
EPA		E10	EN 1822:2004	≥ 85%
	E11	EN 1822:2004	≥ 95%	
	E12	EN 1822:2004	≥ 99,5%	
HEPA	H13	EN 1822:2004	≥ 99,95%	
	H14	EN 1822:2004	≥ 99,995%	
ULPA	U15	EN 1822:2004	≥ 99,9995%	
	U16	EN 1822:2004	≥ 99,99995%	
	U17	EN 1822:2004	≥ 99,999995%	

Fuente: Salvador Escoda, Catálogo técnico filtros de aire. p. 38

Porta Filtros. Los filtros han de ser accesibles, para que se puedan efectuar las posteriores revisiones y limpiezas, esto se consigue con la colocación de un portafiltros.

El porta filtro tiene la misión de contener el filtro, para lo cual tiene una ranura en uno de los lados, por la cual entra y sale el filtro guiado por dos perfiles en U por los que se desliza. Al filtro se le fija una tapa y una assa para facilitar su extracción

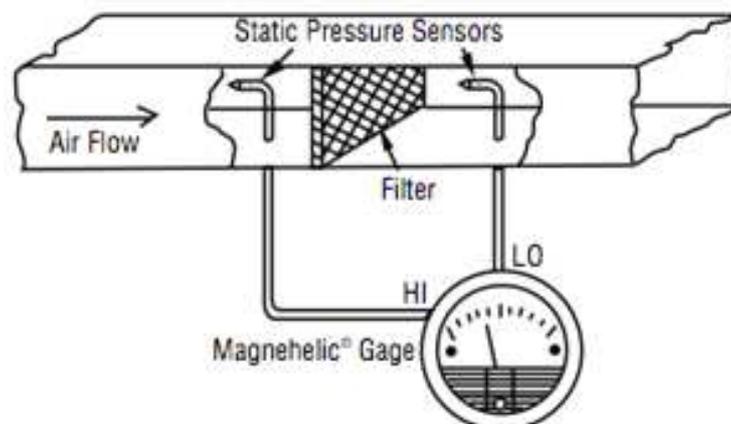
Figura 55. Porta- Filtro



Fuente: SALVADOR,E. Catálogo técnico filtros de aire, 2009.

Medidor de presión diferencial. Se seleccionó un modelo de medidor Magnehelic con rango apropiado a la recomendación del fabricante del filtro para una máxima caída de presión permisible a través del filtro.El medidor del filtro de aire Magnehelic instantáneamente revela cuando los filtros necesitan mantenimiento.

Figura 56. Medidor de presión diferencial



Fuente: Dwyer, Engineering and Applications Handbook. p. 20

Selección del manómetro diferencial. Adecuado para aire o gases no corrosivos, Señalización de bajas presiones positivas, negativas (vacío) o diferenciales.

Figura 57. Manómetro diferencial



Fuente: Catálogo MEI, Manometría e Instrumentación. p.2

ESPECIFICACIONES:

Dimensiones: Ø 120,65 mm x 55,6 prof. **Peso:** 509 g. **Acabado:** esmalte horneado gris oscuro. **Conexiones:** 1/8NPT hembra para alta y baja presión, duplicadas (atrás y a los lados). **Exactitud:** ±2% de fondo de escala a 21°C Mod. 2000-0 3%; Mod. 2 000-00 4% **Presión diferencial máxima:** 15 PSI (0,35 bar) **Presión estática:** -20" Hg .. 15 PSI (-0,68 bar .. 1,03 bar) **Sobrepresión:** Un dispositivo de seguridad se abre a aproximadamente 25 psig (1,72 bar) **Temperatura:** -7 a +60°C **Accesorios:** Tapones 1/8NPT para las conexiones duplicadas no utilizadas, dos adaptadores de rosca 1/8NPT a tubo de goma; y tres adaptadores para montaje a panel y tornillos para montaje de superficie.

Válvula de purga. En aplicaciones donde siempre hay presión y el manómetro está conectado a tubos de plástico o metal que no pueden desmontarse fácilmente, se sugiere el uso de válvulas de purga para conectar el manómetro. Con ella se puede quitar la presión para verificar o poner a cero el manómetro.

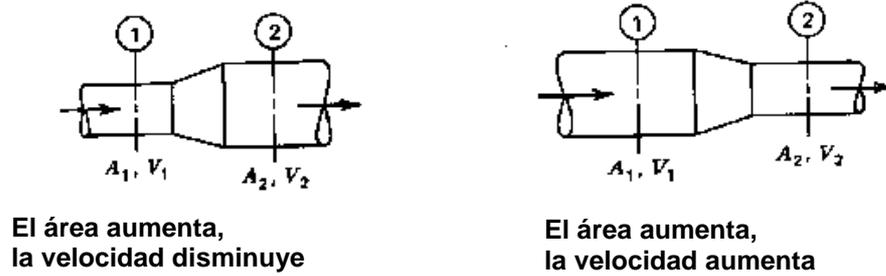
Figura 58. Válvula de purga



Fuente: Catálogo MEI, Manometría e Instrumentación. p.1

3.5.2. Pérdidas de presión. Se usará la ecuación de la continuidad para demostrar cómo afecta la velocidad por los cambios en el tamaño del ducto. El paso del aire a través de ductos en el sistema de calefacción, se efectúa bajo condición llamado flujo estacionario.

Figura 59. Cambio de velocidad con cambio en la sección transversal del ducto



Fuente: PITA, E. Acondicionamiento de aire, principios y sistemas, 2da Edición pág. 217

Se obtendrá las pérdidas de presión generadas por ductos, transiciones, codos, filtros, intercambiador de calor a partir de las siguientes fórmulas.

Diámetro equivalente para ducto rectangular se puede calcular con la siguiente fórmula, o también se puede utilizar la tabla del Anexo C.

La presión dinámica

Pérdida de presión en ductos rectos:

Con el diámetro equivalente, la velocidad o el caudal se obtendrá el factor de pérdida por fricción "f" en in Wg/ 100 ft, utilizando el Anexo D.

Las pérdidas de presión estática en ductos que tienen cambios de dirección

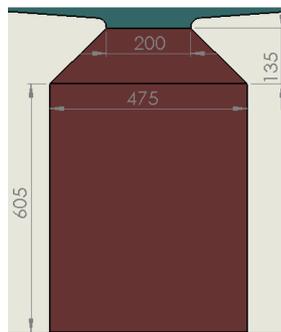
En la Tabla 3. Se encuentra detallado las pérdidas de presión en los ductos de impulsión, utilizando las ecuaciones anteriores.

Tabla 3. Pérdidas de presión en los ductos de impulsión

DUCTOS DE IMPULSIÓN											
Elemento	Caudal	Sección		Deq	Área	Veloc	L	C	f	Pv	SP
	CFM	W (in)	H (in)	in	in ²	FPM	ft		in Wg/100ft	in Wg	in Wg
Ducto 1	8455,4	18,7	16,0	18,9	300,3	4053,3	1,98	0,011	1,0243	0,0218
Transición 1	8455,4	7,87	86,6	682,0	1785,3	0,4	0,15	0,1987	0,0298
										TOTAL	0,0516

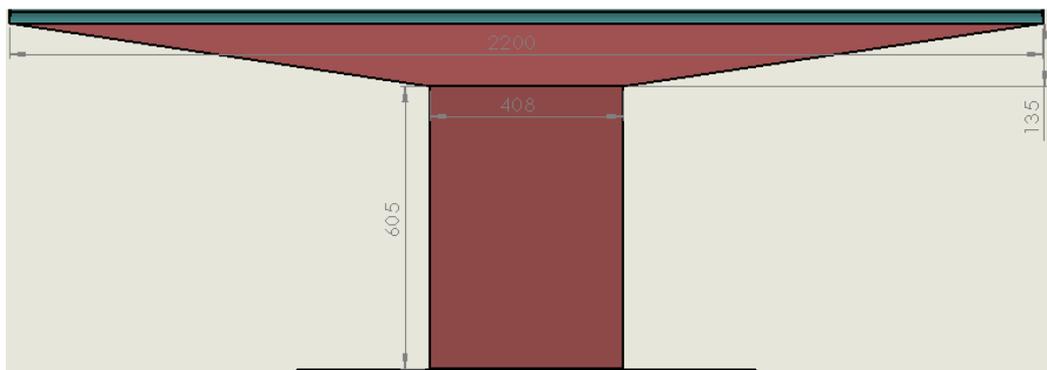
Fuente: Autora

Figura 60. Ducto vista frontal



Fuente: Autora

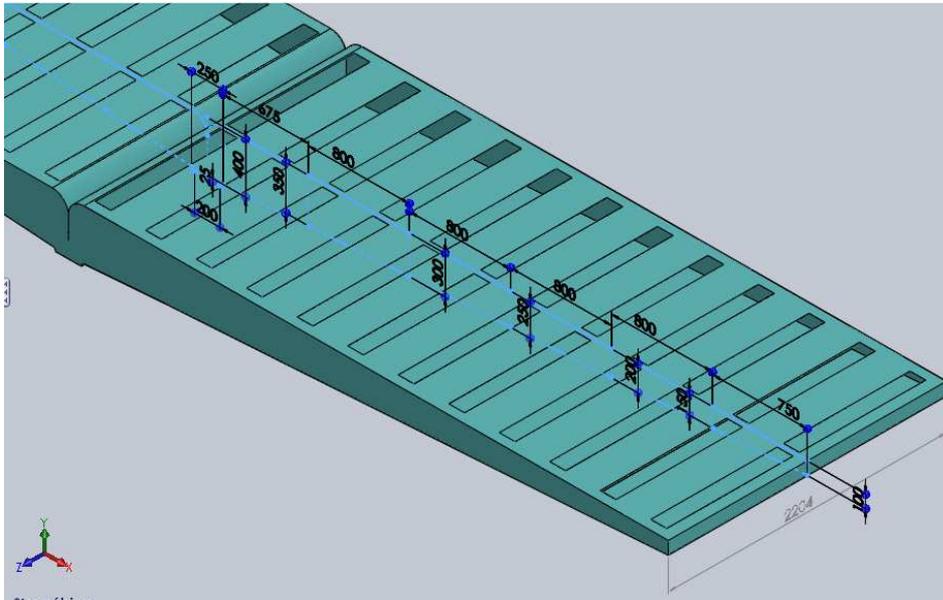
Figura 61. Ducto vista derecha



Fuente: Autora

En la Tabla 4 y Tabla 5, se encuentran las pérdidas de presión en el fondo del túnel tanto derecha como izquierda, como el diseño de los ductos es simétrico se tomará un solo valor de pérdida de presión por la caída de presión en el sistema de distribución de aire se calculó en función de la rejilla más lejana y la pérdida unitaria es constante para toda la red de ductos.

Figura 62.Fondo parte derecha



Fuente: Autora

Un factor a determinar es cada una de las pérdidas de presión que se generan dentro de la estructura propia del diseño del túnel de secado de cueros.

Tabla 4. Pérdidas de presión parte derecha

FONDO PARTE DERECHA									
Elemento	Caudal	Sección		Área	V	L	C	Pv	SP
	CFM	W (in)	H (in)	in ²	FPM	ft		in Wg	in Wg
Pantalón A1	4227,73	3,94	86,61	341,00	1785,31	1,48	0,22	0,1987	0,0431
Contracción A2	4227,73	15,75	86,61	1364,00	446,33	2,21	0,05	0,0124	0,0006
Contracción A3	3523,09	13,78	86,61	1193,50	425,07	2,62	0,05	0,0113	0,0006
Contracción A4	2818,45	11,81	86,61	1023,00	396,73	2,62	0,05	0,0098	0,0005
contracción A5	2113,81	9,84	86,61	852,50	357,05	2,62	0,05	0,0080	0,0004
Contracción A6	1409,17	7,87	86,61	682,00	297,54	2,62	0,05	0,0055	0,0003
contracción A7	704,53	5,91	86,61	511,50	198,34	2,46	0,05	0,0025	0,0001
Rejilla R 24	176,16	4,92	39,37	99,20	255,30	0,07	0,0041	0,0080
								TOTAL	0,0536

Fuente: Autora

Tabla 5. Pérdida de presión parte izquierda

FONDO PARTE IZQUIERDA									
Elemento	Caudal	Sección		Área	V	L	C	Pv	SP
	CFM	W (in)	H (in)	in ²	FPM	ft		in Wg	in Wg
PantalónB1	4227,73	3,94	86,61	341,00	1785,31	1,48	0,22	0,1987	0,0431
Contracción B2	4227,73	15,75	86,61	1364,00	446,33	2,21	0,05	0,0124	0,0006
Contracción B3	3523,09	13,78	86,61	1193,50	425,07	2,62	0,05	0,0113	0,0006
Contracción B4	2818,45	11,81	86,61	1023,00	396,73	2,62	0,05	0,0098	0,0005
Contracción B5	2113,81	9,84	86,61	852,50	357,05	2,62	0,05	0,0079	0,0004
contracción B6	1409,17	7,87	86,61	682,00	297,54	2,62	0,05	0,0055	0,0003
contracción B7	704,53	5,91	86,61	511,50	198,34	2,46	0,05	0,0025	0,0001
Rejilla R 48	176,16	4,92	39,37	99,20	255,30	0,07	0,0041	0,0080
TOTAL									0,0536

Fuente: Autora

Selección del ventilador centrífugo (impulsión)

Para la selección del ventilador, se tomará en cuenta las pérdidas de presión generados por los ductos de impulsión, el fondo del túnel, el intercambiador de calor, y los filtros que se encuentran en la Tabla 6.

Tabla 6. Pérdidas de presión

PÉRDIDAS DE PRESIÓN	in Wg
Ductos de impulsión	0,0516
Fondo	0,0530
Intercambiador de calor	0,32
Filtros	1,0055
TOTAL	1,4302

Fuente: Autora

Se selecciona un ventilador centrífugo

modelo DA 15/15

Caudal: 8735 CFM

PE: 1,5 in Wg

BHP:6,34

Lw: 91,3 dB

RPM:1000

Figura63. Ventilador centrífugo DA 15/15

DA 15/15

Diámetro de la Turbina: 382 mm. (15 1/16 inch).
Diámetro de Flecha: 25.4 mm. (1 inch).
Área de salida: 0.1903 m² (2.048 ft²).

BHP Máximos:12.52.
Armazón máximo de motor: 254 T.
RPM Máximas: 1200.
Peso del Equipo: 33.12 kg (73.01 lb).

RPM	PRESION ESTÁTICA mmca/Inwg																							
	31.75 mm / 1.25"		34.92 mm / 1.375"		38.1 mm / 1.5"		41.27 mm / 1.625"		47.62 mm / 1.875"		50.8 mm / 2.0"		53.97 mm / 2.125"		57.15 mm / 2.25"		60.32 mm / 1.375"		63.5 mm / 2.5"		66.65 mm / 2.75"		79.375 mm / 3.125"	
	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP
800	6364	2.76	5868	2.41																				
	10802	84.2	9964	82.5																				
825	6759	3.19	6411	2.91	5815	2.48																		
	11490	85.5	10886	84.5	9886	82.5																		
850	7129	3.63	6847	3.39	6463	3.07	5640	2.46																
	12119	86.7	11626	85.9	10987	84.8	9677	81.9																
875	7476	4.09	7236	3.86	6937	3.60	6511	3.23																
	12709	87.7	12287	87.1	11793	86.3	11056	85.0																
900	7808	4.56	7597	4.35	7346	4.11	7028	3.81																
	13274	88.6	12900	88.2	12488	87.5	11934	86.7																
925	8128	5.07	7939	4.86	7721	4.64	7459	4.37	6589	3.56														
	13818	89.5	13480	89.1	13126	88.6	12665	88.0	11186	85.5														
950	8440	5.59	8266	5.40	8073	5.18	7848	4.94	7219	4.29	6616	3.72												
	14348	90.3	14039	90.0	13724	89.6	13326	89.1	12258	87.5	11247	85.8												
975	8745	6.15	8586	5.96	8410	5.75	8211	5.51	7698	4.94	7322	4.54	6631	3.87										
	14867	91.1	14579	90.8	14297	90.5	13942	90.1	13071	88.9	12447	88.0	11259	86.0										
1000	9045	6.73	8897	6.54	8735	6.34	8556	6.11	8115	5.58	7825	5.25	7431	4.82	6622	4.00								
	15377	91.8	15107	91.6	14850	91.3	14528	91.0	13779	90.1	13303	89.4	12618	88.4	11257	86.1								
1025	9340	7.34	9201	7.15	9051	6.95	8887	6.74	8498	6.24	8256	5.94	7958	5.58	7548	5.11	6487	4.01						
	15878	92.5	15623	92.3	15387	92.1	15090	91.8	14430	91.1	14035	90.6	13513	89.9	12832	88.9	11015	85.8						

Fuente: Catálogo Soler & Palau, Ventilador Centrifugo DA. p.33

Ducto para ingreso aire

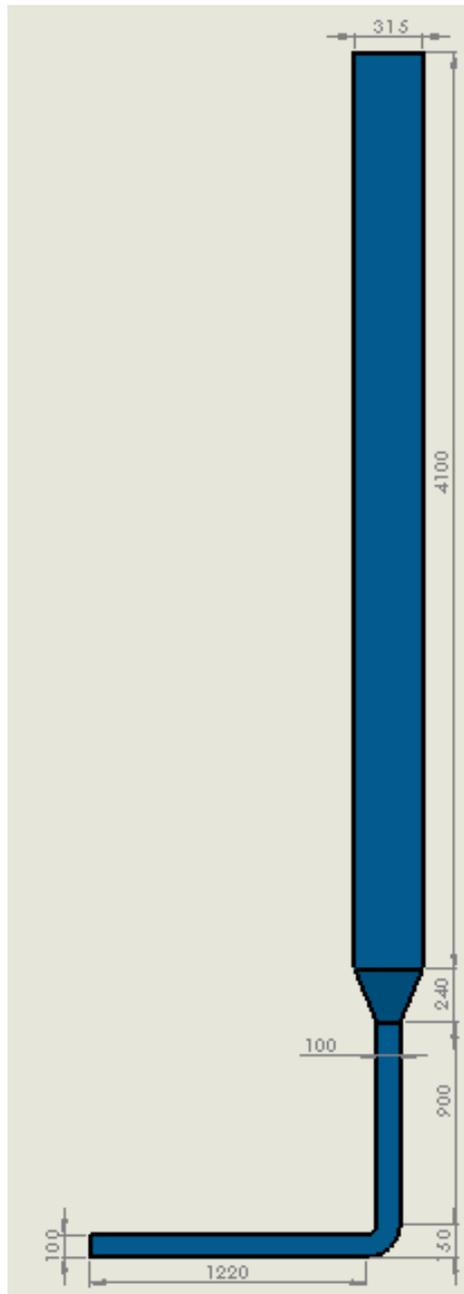
Para garantizar el ingreso del 10% aire a la manejadora de aire, se seleccionará un ventilador debido a las pérdidas que se encuentran en la Tabla 7.

Tabla 7. Ducto para ingreso aire

DUCTO INGRESO AIRE									
Elemento	Caudal	Sección		Área	Velocidad	L	C	Pv	SP
	CFM	W (in)	H (in)	in ²	FPM	ft		in Wg	in Wg
Ducto 2	845,50	3,94	3,94	15,50	7854,95	4,00	3,8466	0,0120
Codo	845,50	3,94	3,94	15,50	7854,95	0,50	0,44	3,8466	1,6925
Ducto 3	845,50	3,94	3,94	15,50	7854,95	2,95	3,8466	0,0089
Transición	845,50	12,40	12,40	153,80	791,63	0,79	0,04	0,0391	0,0016
Ducto 4	845,50	12,40	12,40	153,80	791,63	13,45	0,0391	0,0009
								TOTAL	1,7159

Fuente: Autora

Figura 64. Ducto para ingreso aire



Fuente: Autora

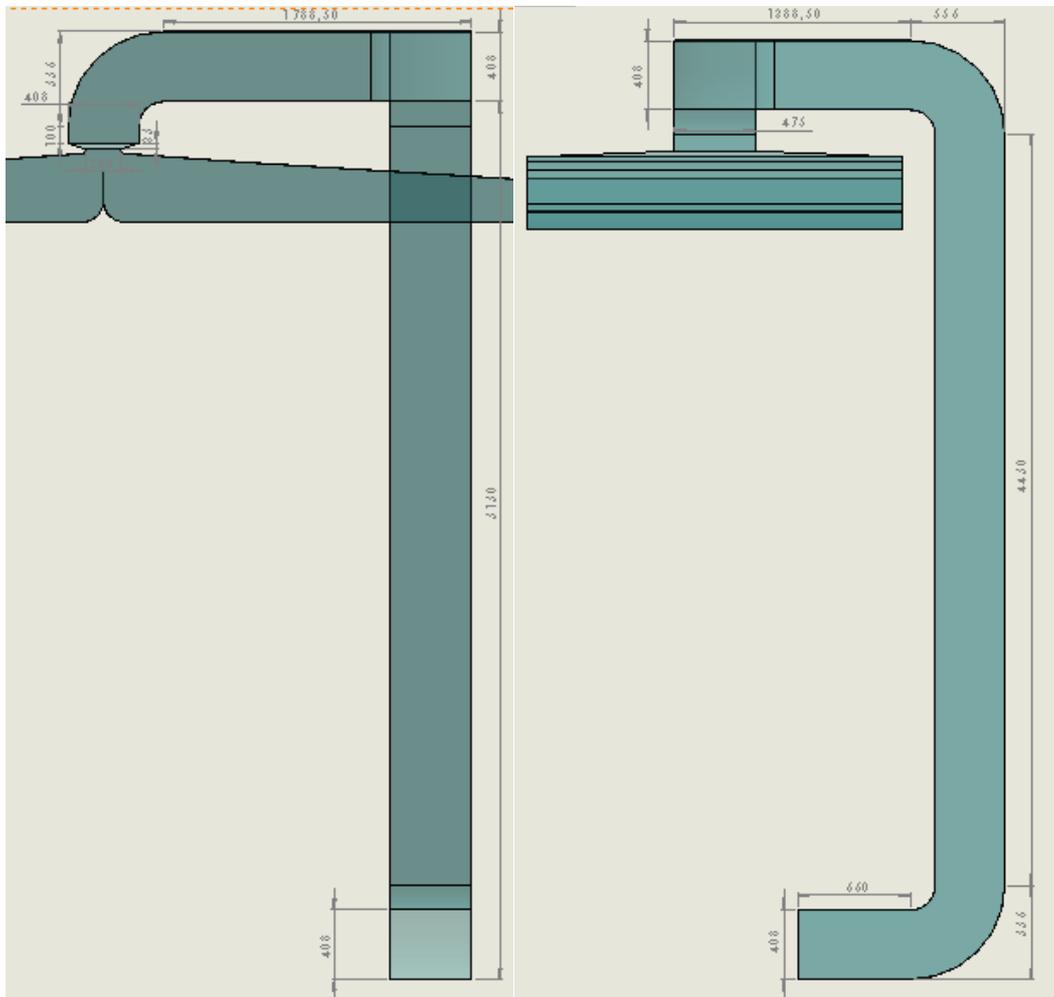
Figura 65. Características del ventilador HCFB/2-250

Model	Speed (r.p.m.)	Maximum power absorbed (W)	Maximum current (A)		Sound pressure level (dB(A))	Maximum air volume (m ³ /h)	Weight (kg)	Speed* controller
			at 230 V	at 400 V				
SINGLE PHASE 2 POLES								
HCFB/2-250/H	2500	250	1,2		65	2160	5	-
HGCB/2-315/L	2500	380	1,7		70	3260	7	-
HGCB/2-355/J	2000	460	2,2		71	4000	8	-

Fuente: Autora

Ducto de succión

Figura 66. Ducto de succión



Fuente: Autora

Tabla 8. Ducto succión

DUCTOS DE SUCCIÓN											
Element	Cauda	Sección		Deq	Área	Veloci	L	C	f	Pv	SP
	CFM	W (in)	H (in)	in	in ²	FPM	ft		inWg / 100 ft	in Wg	in Wg
Contracción C1	8455,46	7,87	86,61	682,00	1785,31	0,11	0,05	0,1987	0,0099
Ducto 5	8455,46	18,70	16,06	18,93	300,39	4053,34	0,33	0,013	1,0243	0,0043
Codo C2	8455,46	18,70	16,06	300,39	4053,34	1,82	0,2	1,0243	0,2049
Ducto 6	8455,46	18,70	16,06	18,93	300,39	4053,34	4,04	0,013	1,0243	0,0525
Codo C3	8455,46	18,70	16,06	300,39	4053,34	1,82	0,2	1,0243	0,2049

Tabla 8. Continuación

Ducto 7	8455,4 6	18,7 0	16,06	18,9 3	300,3 9	4053,3 4	2,73	0,013	1,024 3	0,035 5
Codo C4	8455,4 6	18,7 0	16,06	300,3 9	4053,3 4	1,82	0,2	1,024 3	0,204 9
Ducto 8	8455,4 6	18,7 0	16,06	18,9 3	300,3 9	4053,3 4	14,5 3	0,013	1,024 3	0,188 9
Codo C5	8455,4 6	18,7 0	16,06	300,3 9	4053,3 4	1,82	0,2	1,024 3	0,204 9
Ducto 9	8455,4 6	18,7 0	16,06	18,9 3	300,3 9	4053,3 4	2,17	0,013	1,024 3	0,028 1
										TOTAL	1,1388

Fuente: Autora

Tabla 9. Ducto salida de aire

DUCTOS SALIDA DE AIRE CALIENTE											
Elemento	Caudal	Sección		Deq	Área	Veloc	L	C	f	Pv	SP
	CFM	W (in)	H (in)	in	in ²	FPM	ft		in Wg/ 100 ft	in Wg	in Wg
Ducto 10	845,5	3,94	3,94	4,30	15,50	7854,9	16,73	0,003	3,85	0,050
Codo D1	845,5	3,94	3,94	15,50	7854,9	0,50	0,17	3,85	0,654
Ducto 11	845,5	3,94	3,94	4,30	15,50	7854,9	3,71	0,003	3,85	0,011
Codo D2	845,5	3,94	3,94	15,50	7854,9	0,50	0,17	3,85	0,654
Ducto 12	845,5	3,94	3,94	4,30	15,50	7854,9	0,56	0,003	3,85	0,002
										TOTAL	1,37

Fuente: Autora

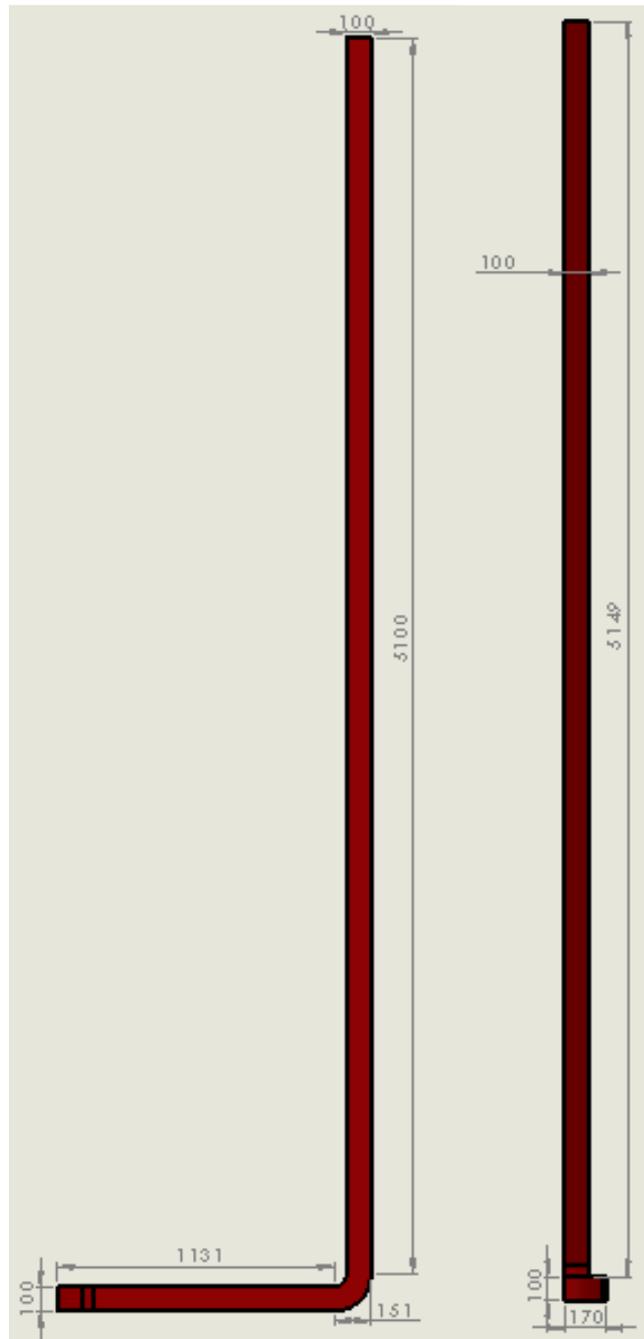
En la Tabla 8, se encuentra las pérdidas de presión en los ductos de succión el cual se sumará a las pérdidas del ducto de salida de aire caliente Tabla 9, y las pérdidas de presión del fondo del túnel que son las mismas del retorno de la Tabla 4.

Figura 67. Pérdidas

Pérdidas	in Wg
Techo	0,053
Ducto de succión	1,139
Ducto salida de aire caliente	1,37
TOTAL	2,56

Fuente: Autora

Figura 68. Ducto de salida de aire caliente



Fuente: Autora

Se selecciona un ventilador centrífugo

modelo DA 15/15

Caudal: 8732 CFM

PE: 2,75 in Wg

BHP:7,59

Lw: 92,9 dB

RPM:1150

Figura 69. Ventilador centrífugo DA 15/15

DA 15/15



Diámetro de la Turbina: 382 mm. (15 1/16 inch).
 Diámetro de Flecha: 25.4 mm. (1 inch).
 Área de salida: 0.1903 m² (2.048 ft²).

BHP Máximos: 12.52.
 Armazón máximo de motor: 254 T.
 RPM Máximas: 1200.
 Peso del Equipo: 33.12 kg (73.01 lb).

RPM	PRESION ESTÁTICA mmca/inwg																							
	31.75 mm / 1.25"		34.92 mm / 1.375"		38.1 mm / 1.5"		41.27 mm / 1.625"		47.62 mm / 1.875"		50.8 mm / 2.0"		53.97 mm / 2.125"		57.15 mm / 2.25"		63.32 mm / 2.5"		63.5 mm / 2.5"		69.85 mm / 2.75"		79.375 mm / 3.125"	
	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP
800	6354	2.76	5886	2.41																				
	10802	84.2	9984	82.5																				
825	6759	3.19	6411	2.91	5815	2.48																		
	11490	85.5	10886	84.5	9886	82.5																		
850	7129	3.63	6847	3.39	6463	3.07	5640	2.46																
	12119	86.7	11626	85.9	10987	84.8	9677	81.9																
875	7476	4.09	7236	3.86	6937	3.60	6511	3.23																
	12709	87.7	12287	87.1	11793	86.3	11056	85.0																
900	7808	4.56	7597	4.35	7346	4.11	7028	3.81																
	13274	88.6	12900	88.2	12488	87.5	11934	86.7																
925	8128	5.07	7939	4.86	7721	4.64	7459	4.37	6589	3.56														
	13818	89.5	13480	89.1	13126	88.6	12665	88.0	11188	85.5														
950	8440	5.59	8268	5.40	8073	5.18	7848	4.94	7219	4.29	6616	3.72												
	14348	90.3	14039	90.0	13724	89.6	13326	89.1	12258	87.5	11247	85.8												
975	8745	6.15	8586	5.96	8410	5.75	8211	5.51	7898	4.94	7322	4.54	6631	3.87										
	14867	91.1	14579	90.8	14297	90.5	13942	90.1	13071	88.9	12447	88.0	11259	86.0										
1000	9045	6.73	8897	6.54	8735	6.34	8556	6.11	8115	5.58	7825	5.25	7431	4.82	6622	4.00								
	15377	91.8	15107	91.6	14850	91.3	14528	91.0	13779	90.1	13303	89.4	12618	88.4	11257	86.1								
1025	9340	7.34	9201	7.15	9051	6.95	8887	6.74	8498	6.24	8256	5.94	7958	5.58	7548	5.11	6487	4.01						
	15878	92.5	15623	92.3	15387	92.1	15090	91.8	14430	91.1	14035	90.6	13513	89.9	12832	88.9	11015	85.8						
1050	9631	7.99	9500	7.80	9360	7.60	9209	7.39	8858	6.91	8648	6.63	8402	6.31	8097	5.93	7675	5.43						
	16373	93.2	16131	93.0	15912	92.8	15637	92.6	15041	92.0	14702	91.6	14267	91.1	13765	90.4	13032	89.5						
1075	9918	8.66	9795	8.47	9664	8.27	9522	8.06	9201	7.60	9015	7.34	8802	7.04	8553	6.71	8244	6.31	7813	5.77				
	16861	93.8	16632	93.7	16429	93.5	16168	93.3	15623	92.8	15326	92.5	14946	92.1	14540	91.6	13998	91.0	13282	90.0				
1100	10203	9.36	10086	9.18	9962	8.98	9830	8.77	9533	8.32	9364	8.07	9176	7.79	8962	7.48	8711	7.13	8399	6.71				
	17345	94.5	17126	94.3	16935	94.1	16691	94.0	16187	93.5	15919	93.3	15581	93.0	15235	92.7	14791	92.2	14278	91.6				
1125	10486	10.1	10374	9.92	10256	9.72	10132	9.51	9855	9.07	9700	8.82	9530	8.56	9341	8.27	9126	7.95	8874	7.58	8125	6.55		
	17805	95.1	17615	94.9	17415	94.8	17204	94.6	16734	94.3	16471	94.1	16182	93.8	15861	93.6	15496	93.2	15068	92.8	13796	91.4		
1150	10766	10.9	10659	10.7	10547	10.5	10429	10.3	10170	9.80	10026	9.60	9871	9.35	9700	9.07	9511	8.77	9296	8.44	8732	7.59		
	18281	95.6	18099	95.5	17909	95.4	17708	95.3	17269	95.0	17024	94.8	16761	94.6	16471	94.4	16150	94.1	15785	93.8	14827	92.9		
1175	11044	11.7	10942	11.5	10835	11.3	10723	11.1	10478	10.7	10344	10.4	10200	10.2	10045	9.90	9874	9.62	9685	9.30	9219	8.56		
	18753	96.2	18580	96.1	18398	96.0	18208	95.9	17792	95.6	17564	95.5	17320	95.3	17056	95.1	16766	94.9	16445	94.7	15654	94.1		
1200	11321	12.5	11223	12.3	11120	12.1	11013	11.9	10782	11.5	10656	11.3	10522	11.0	10378	10.8	10222	10.5	10052	10.2	9649	9.50	8682	7.97
	19246	96.7	19057	96.6	18904	96.5	18700	96.4	18308	96.2	18115	96.1	17866	96.0	17643	95.8	17357	95.7	17088	95.5	16403	95.1	14742	94.0

Fuente: Autora

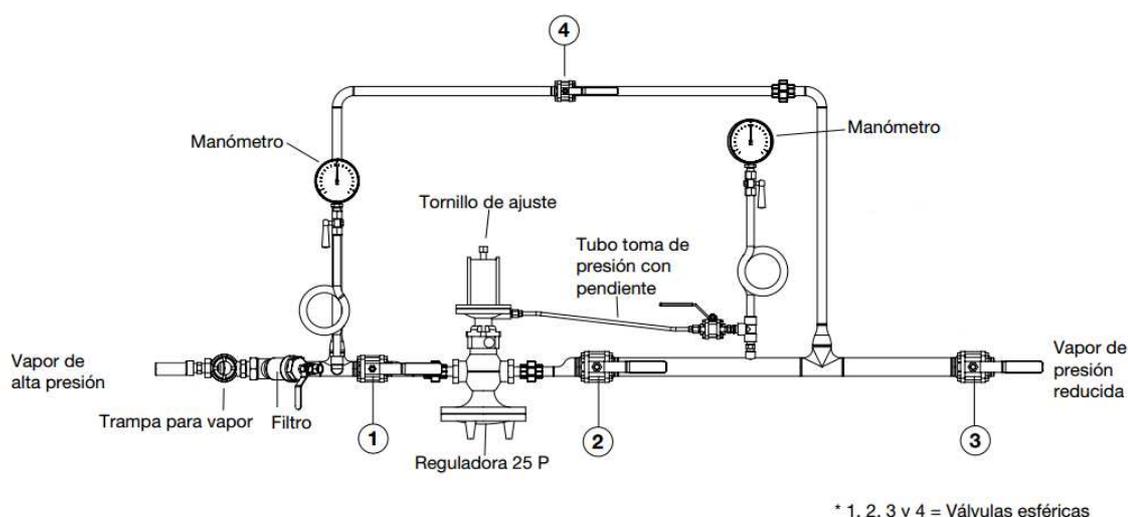
3.5.2 Selección de la válvula reguladora de presión

Debe preverse siempre la instalación de la reguladora en posición horizontal. Se recomienda el uso de un by-pass el cual es necesario para que el sistema pueda ser operado en forma manual, mientras la válvula reguladora esté fuera de servicio.

Se recomienda una trampa y un filtro antes de la válvula reguladora con el fin de prolongar su vida útil. El tubo de medida de presión deberá ser conectado en la tubería por lo menos a una distancia de diez veces el diámetro de la tubería de salida como se muestra en la Figura 70.

Para la toma de presión utilizar tubo de cobre de diámetro exterior 5/16" o tubo de hierro de 3/8.

Figura 70. Instalación válvula reguladora de presión



Fuente: Autora

En operación una válvula reductora produce una presión más baja a la salida que a la entrada. Esta caída de presión ocasiona una alta velocidad del vapor a través de la válvula. Velocidades muy altas deben evitarse pues producen ruidos, erosión en el asiento.

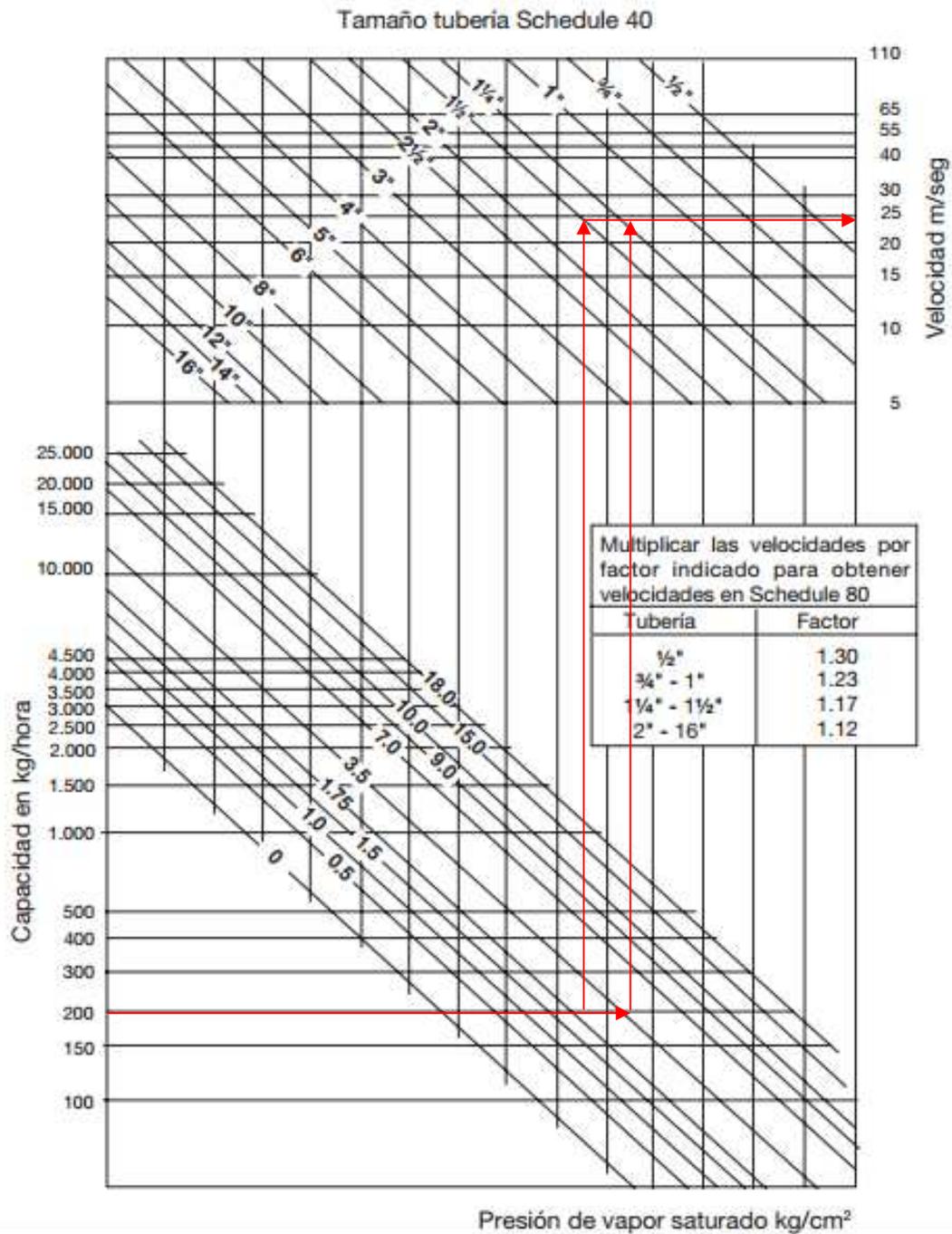
Donde el ruido sea un inconveniente, las velocidades deben limitarse entre 20 y 30 m/seg.

El siguiente abaco indica los caudales de vapor a distintas condiciones de velocidad y presión, para así poder obtener la tubería adecuada. La presión de entrada es de 75 psi que es igual a $5,3 \text{ Kg/cm}^2$ y la presión de salida es de 30 psi que es igual a $2,10 \text{ Kg/cm}^2$ una capacidad de vapor de 423,94 lb/h que es igual a 193,52 kg/h.

Tubería de entrada: Se entra al abaco horizontalmente por el punto A (192,52 Kg/h) hasta cortar con la diagonal correspondiente a $5,3 \text{ kg/cm}^2$; punto B. Se levanta verticalmente hasta el punto C intersección con la diagonal del diámetro de tubería dentro de la zona de velocidades de 20 a 30 m/seg. Se obtiene una velocidad real de 25m/seg para tubos de $1 \frac{1}{4}$ ”.

Tubería de salida: Se procede de la misma pero ahora horizontalmente hasta la presión de salida, es decir $2,1 \text{ Kg/cm}^2$. Se determina una velocidad de 25 m/seg para una tubería $1 \frac{1}{2}$.”

Figura 71. Abaco para la selección de tubería



Fuente: http://www.spiraxsarco.com/ar/pdfs/TI/053_3.0152_02_25pinst.pdf

3.6 Diseño de la puerta del túnel de secado.

3.6.1 Prediseño

$$v_f^2 = v_o^2 + 2ay \quad (47)$$

Dónde:

v_f = Velocidad final, en m/s.

v_o = Velocidad inicial, en m/s.

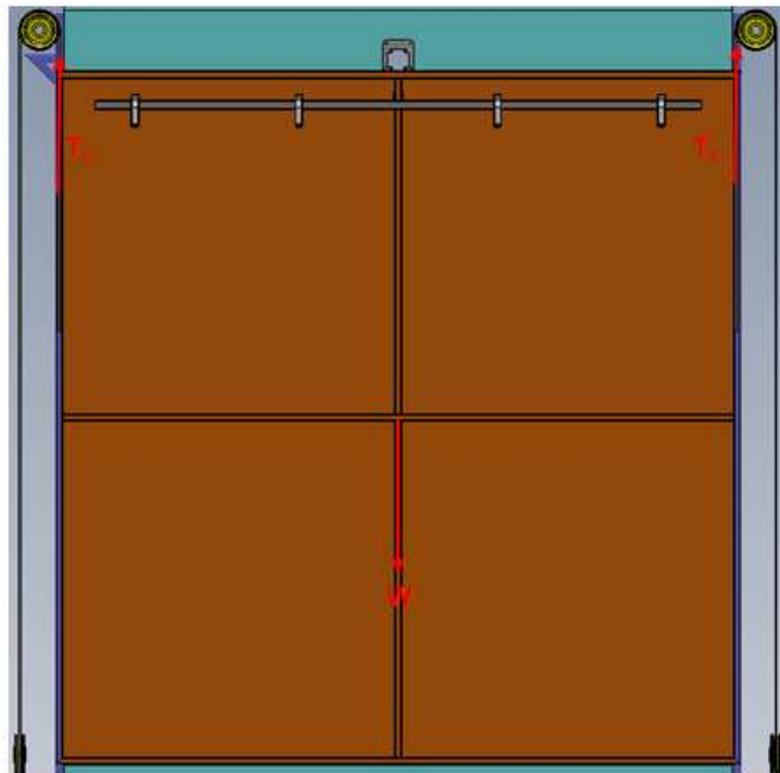
a = Aceleración, en m/s^2 .

y = Altura, en m.

$$v_o = 0$$
$$a = \frac{v_f^2}{2 * y}$$
$$a = \frac{(0.10m/s)^2}{2 * 2,22m} = 0.00225 \frac{m}{s^2}$$

$$\sum F = m * a$$

Figura 72. Puerta del túnel de secado



Fuente: Autora

$$2T_c - W = m * a \quad (48)$$

Dónde:

T_c = Tensión del cable, en N.

W = peso de la puerta, en N.

m = masa, en kg.

$$\frac{\quad}{\quad}$$

$$\quad \quad \quad (49)$$

Dónde:

- = Fuerza corregida, en kg.
- = Factor de rozamiento (0,9 a 1)

$$\frac{\quad}{\quad} \quad \quad \quad (50)$$

= Carga de rotura, en N.
 Está en función de cargas y servicios.

Figura 73. Factor de carga y servicio

- Grupo I, s = 6 - 7
- Grupo II, s = 7 - 8
- Grupo III, s = 8 - 10

Según su aplicación, considerando cargas y servicio, se dispone:
 Grupo I, cables sometidos a cargas parciales y servicio poco frecuente.
 Grupo II, cables sometidos a cargas totales y servicio normal.
 Grupo III, cables sometidos a cargas totales y servicio frecuente.

Fuente: LARBURU, N. 2005. Prontuario de máquinas, Técnicas máquinas herramientas.p.303

Se escoge: Grupo II, cables sometidos a cargas totales y servicio normal, con un s=8

$$T = 295,12 \text{ Kgf} \quad \quad \quad (51)$$

Dónde:

- d=Diámetro del cable, en mm.
- = Coeficiente en función de grupo.

Figura 74. Coeficiente k

$k = 0,32 - 0,34$ para el grupo I.

$k = 0,34 - 0,36$ para el grupo II.

$k = 0,36 - 0,39$ para el grupo III.

Fuente: LARBURU, N. 2005. Prontuario de máquinas, Técnicas máquinas herramientas.p.303

Se elige:

Se verifica el factor Fs

Figura 75. Cables normalizados de acero

Órganos de tracción y de sustentación	CABLES NORMALIZADOS DE ACERO						TABLA 4, . 9	
	COMPOSICIÓN Y RESISTENCIA A LA ROTURA (1.º)							
	Composición del cable	Diámetro del cable <i>d</i> mm.	Diámetro de los alambres <i>d'</i> mm.	Sección total de los alambres <i>A</i> mm ²	Peso por metro de cable <i>g</i> kg.	Resistencia de los alambres kg/mm ²		
130						160	180	
						Resistencia del cable a la rotura kg.		
 6 x 19 = 114 alambres y un alma de cáñamo	6,5	0,4	14,3	0,135	1860	2300	2550	
	8	0,5	22,4	0,21	2900	3600	4050	
	9,5	0,6	32,2	0,30	4200	5150	5800	
	11	0,7	43,9	0,41	5700	7000	7900	
	12,5	0,8	57,3	0,54	7450	9150	10300	
	14	0,9	72,5	0,68	9450	11600	13050	
	16	1,0	89,5	0,85	11650	14300	16100	
	17	1,1	108,3	1,02	14100	17350	19500	
	19	1,2	128,9	1,22	16750	20600	23200	
	20	1,3	151,3	1,43	19650	24200	27250	
	22	1,4	175,5	1,66	22800	28050	31600	

Fuente: LARBURU, N. 2005. Prontuario de máquinas, Técnicas máquinas herramientas.p.304

Se selecciona:

SERIE 6 X 19 = 114 alambres y un alma de cáñamo

Fu = 2300kg

Peso = 0.135 kg/m

Fs = 7 mínimo para elevadores de material

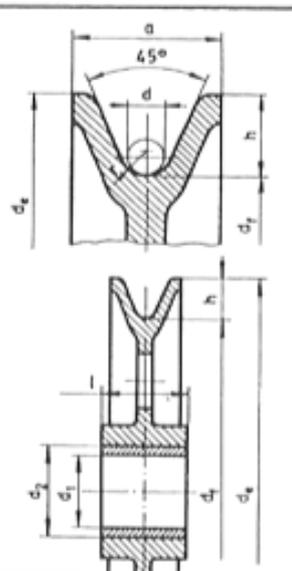
3.6.2 Refinamiento

Masa del cable = $0.135\text{kg/m} \times 2,2\text{m} = 0,297\text{ kg}$

SELECCIÓN DE LA POLEA

Figura 76. Polea para cable de acero

GARGANTA					CUERPO			Cojinete		
Cable d	r	a		h	Diámetros		Eje d ₁	Diámetros		Long l
		Fund.	Acero		d ₂	d ₃		d ₂	d ₃	
3,5 - 5	2,7	25	25	15	100	130	20 - 25	25	35	60
5 - 6,5	3,5	30	30	17,5	125	160	25 - 30	30	40	
6,5 - 8	4,5	32	30	20	160	200	25 - 40	35	45	70
8 - 10	5,4	36	32	20	200	240	20 - 50	40	50	80
10 - 13	7	40	36	25	250	300	25 - 60	45	57	
13 - 16	8,5	50	45	30	315	375	30 - 80	50	62	90
16 - 22	12	60	55	30	400	460	40 - 100	55	68	
22 - 27	14,5	70	65	40	500	580	50 - 125	60	72	100
27 - 33	18	80	75	45	630	720	60 - 140	70	85	
27 - 33	18	85	80	45	710	800	70 - 160	80	95	120
33 - 43	23	95	90	50	800	900	80 - 180	90	105	
40 - 45	24	105	95	55	900	1010	90 - 200	100	115	140
40 - 54	24/29	115	105	60	1000	1120	90 - 200	110	125	
43 - 58	26/32	125	110	65	1120	1250	100 - 220	125	145	160
45 - 58	26/32	135	120	75	1250	1400	100 - 220	140	160	
51 - 58	32	135	130	75	1400	1550	100 - 220	160	180	180



Fuente: LARBURU, N. 2005. Prontuario de máquinas, Técnicas máquinas herramientas.p.306

Tambor

—

(52)

Dónde:

= Diámetro del tambor, en mm.

En catálogo se selecciona un diámetro normalizado de 5"

ASTM A53 GR B, cédula 40

Figura 77. Dimensión de la tubería

DIAMETRO NOMINAL	EXTERIOR		ESPESOR		PRESION/PRUEBA		PESO kg/mt
	mm	pulg	e	pulg	kg/cm2	lb/pulg2	
			mm				
1/4"	13.70	0.54	2.24	0.08	49	700	0.63
3/8"	17.10	0.37	2.81	0.09	49	700	0.85
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78

Fuente: Catálogo DIPAC

Perímetro del tambor

Pr =

(53)

Dónde:

Pr= Perímetro del tambor, en m.

D= Diámetro del tambor, en m.

Número de vueltas del cable

(54)

Dónde:

= Longitud del cable, en m.

P= Perímetro del tambor, en m.

$$\text{Núm. de vueltas} = 5$$

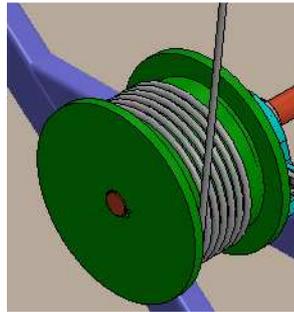
Longitud del tambor

$$\text{Long. del tambor} = \text{Núm. de vueltas} \times \text{diámetro del cable}$$

$$\text{Long. del tambor} = 5 \times 6,5 \text{ mm} = 32,5 \text{ mm}$$

Se ha diseñado la longitud del tambor de 100 mm.

Figura 78. Diseño del tambor



Fuente: Autora

Selección del moto-reductor

$$V = NR \quad (55)$$

Dónde:

N= Velocidad angular, en rad/s

V= velocidad lineal, en m/s.

R= radio del tambor, m

$$N = \frac{V}{R}$$

$$N = \frac{0,10 \text{ m/s}}{\left(\frac{0,15}{2}\right) \text{ m}}$$

$$N = 1,33 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 12,73 \text{ rpm} = 13 \text{ rpm}$$

Torque

$$T = F \times R \quad (56)$$

Dónde:

T= torque, en Nm.

F= Fuerza, en N.

$$T = 344,98 \text{ N} \left(\frac{0,15}{2} \text{ m}\right) = 25,87 \text{ Nm}$$

Potencia requerida

$$P = T \times N \quad (57)$$

Dónde:

P= Potencia requerida, en Hp.

T= Torque, en Nm.

N= Velocidad angular, en rpm.

$$P = 25,87 \text{ Nm} \times 13 \text{ rpm} = 336,35 \text{ Nm rpm}$$

$$P = 35,22 \text{ (Nm/s)}$$

$$P = \frac{35,22 \text{ W}}{0,95} = 37,08 \text{ W} = 0,05 \text{ Hp}$$

Diseño del sistema de transmisión

Relación de transmisión:

$$I = \frac{n_2}{n_1} \quad (58)$$

Dónde:

I= Relación de transmisión.

n₂= Velocidad angular de la polea rápida, en rpm.

n₁= Velocidad angular de la polea lenta, en rpm.

$$I = \frac{13 \text{ rpm}}{13 \text{ rpm}} = 1$$

Potencia de diseño de transmisión

$$P_D = P \times C_1 \quad (59)$$

Dónde:

P_D= Potencia de diseño, en Hp.

P= Potencia requerida, en Hp.

C₁ = Factor 8-24 horas que trabaja el motor al día, adimensional.

Figura 79. Factor C1

Número de paradas y arrancadas mayor que 10

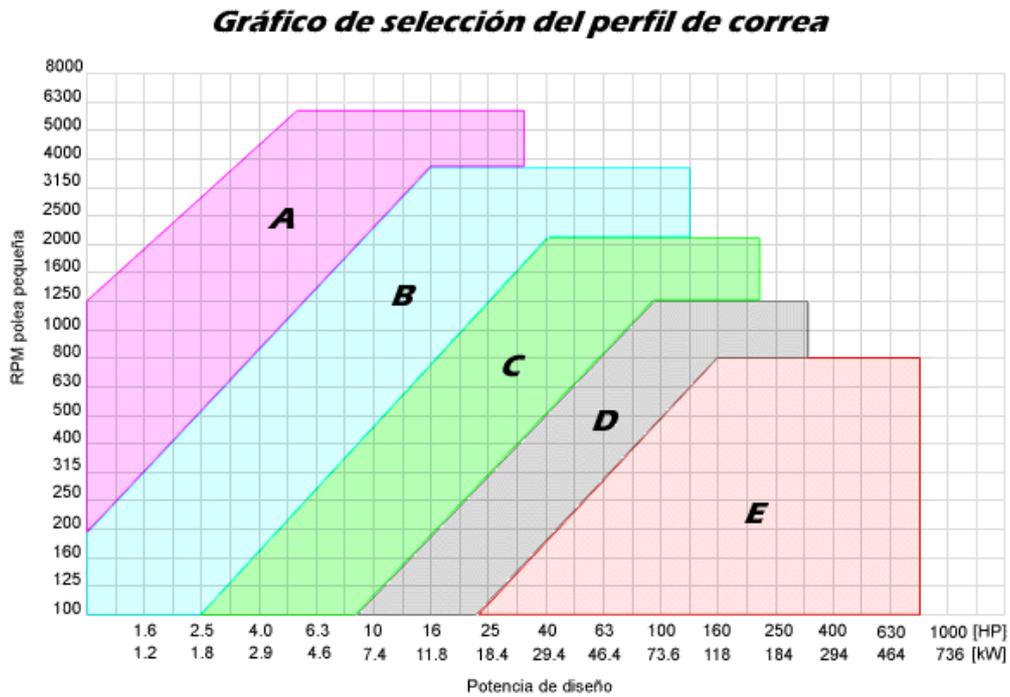
Naturaleza del tipo de trabajo	nº de horas que trabaja al día		
	< 2	2 - 8	8 - 24
Trabajo continuo.	sf 1,0	sf 1,25	sf 1,75
Paradas y arrancadas moderadas. Cambios de giro reducidos.	sf 1,5	sf 1,75	sf 2,0
Paradas y arrancadas constantes. Cambios de giro constantes.	sf 1,75	sf 2,0	sf 2,25

Fuente: AQUINO, M. Apuntes de diseño de Máquinas II. p.8

$$P_D = (0.05 \text{ Hp}) \times 2,25 = 0.1125 \text{ HP}$$

Selección de correa adecuada

Figura 80. Perfil de correa



Fuente: AQUINO, M. Apuntes de diseño de Máquinas II. p.10

Teniendo una potencia de diseño de 0,1125 HP, y la velocidad mínima de 100 rpm se selecciona la correa de un perfil tipo B, cuyo diámetro primitivo es de 100 mm.

Figura 81. Diámetro primitivo

Sección	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo [mm]	63	100	160	280	400

Fuente: AQUINO, M. Apuntes de diseño de Máquinas II. p.10

$$D_p = i * d_p \tag{60}$$

Dónde:

D_p = Diámetro de la polea rápida, en mm.

d_p = Diámetro de la polea lenta, en mm.

i =relación de transmisión.

Como la relación de transmisión es igual a uno entonces el $D_p = d_p = 100 \text{ mm}$

Distancia entre ejes

$$C_{\min} = \frac{(i + 1) * 100}{2} + d_p$$

$$C_{\min} = \frac{(1 + 1) * 100}{2} + 100 = 200\text{mm}$$

$$C_{\max} = 3 * (D_p + d_p)$$

$$C_{\max} = 3 * (100 + 100) = 600\text{mm}$$

Se asume una distancia entre ejes mayor a 200, teniendo $C=300 \text{ mm}$

Longitud primitiva de la banda

$$L = (2 * C) + (1.57 * (D_p + d_p)) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 * C}$$

$$L = (2 * 300) + (1.57 * (100 + 100)) + \frac{(100 - 100)^2}{4 * 300} = 914 \text{ mm}$$

Figura 82. Longitud primitiva de las correas

LONGITUDES PRIMITIVAS DE LAS CORREAS					
Nº	Perfil A (13 x 8)	Perfil B (17 x 10,5)	Perfil C (22 x 13.5)	Perfil D (32 x 19)	Perfil E (40 x 25)
26	690				
28	741				
31	817				
35	919	932			
38	995	1008			

Fuente:AQUINO, M. Apuntes de diseño de Máquinas II. p.11

Se selecciona una longitud primitiva de 932 mm de la correa de N°35 perfil B (17x10, 5).

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right| \quad (61)$$

Dónde:

C_c = Distancia entre centros de poleas, en mm.

C = Distancia entre ejes, en mm.

L = Longitud primitiva, en mm.

L_n = Longitud normalizada, en mm.

$$C_c = 300 \pm \left| \frac{932 - 914}{2} \right|$$

$$-C_c = 291$$

$$+C_c = 309$$

Área de contacto menor

$$\alpha_1 = 2 * \cos^{-1} \left(\frac{D_p - d_p}{2 * C_c} \right) = 180 - 57 * \left(\frac{D_p - d_p}{C_c} \right) > 120 \quad (62)$$

Dónde:

α_1 = Ángulo de contacto.

D_p = Diámetro de la polea rápida, en mm.

d_p = Diámetro de la polea lenta, en mm.

C_c = Distancia entre centros de poleas, en mm.

$$\alpha_1 = 180 - 57 * \left(\frac{100 - 100}{291} \right) = 180 > 120$$

Potencia transmitida por la polea

Conociendo la velocidad del eje rápido, la relación de transmisión "i" y la sección usada, se consulta en la Figura 82 la sección de correa utilizada. Se obtiene de ella la potencia que es capaz de conducir una sola correa P_1 en HP, este valor se comparará con la potencia de diseño para calcular cuántas correas serán necesarias en la transmisión.

Relación de transmisión $i = 1$, $d_p = 100\text{mm}$ y $N_2 \approx 13\text{ rpm}$ extrapolando se tiene $P_1 = 0,22$

Figura 83. Potencia transmitida

SECCION B (17x10,5)																				
[Principal]										[Atrás] [Arriba] [Adelante]										
Diámetro polea chica		Relación de velocidad 1 : i	RPM DE LA POLEA PEQUEÑA																	
mm	pulg		200	300	400	500	600	720	800	950	1000	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800
100	4.00	1.00	0.49	0.65	0.81	0.94	1.08	1.19	1.30	1.46	1.49	1.65	1.85	1.93	2.02	2.09	2.14	2.16	2.16	2.13
		1.05	0.51	0.68	0.84	0.96	1.12	1.24	1.35	1.51	1.55	1.72	1.91	1.99	2.09	2.16	2.21	2.23	2.23	2.21
		1.20	0.52	0.70	0.87	1.02	1.15	1.28	1.40	1.55	1.60	1.79	1.97	2.08	2.16	2.23	2.30	2.32	2.31	2.28
		1.50	0.55	0.73	0.90	1.06	1.19	1.32	1.45	1.60	1.65	1.85	2.03	2.13	2.23	2.31	2.37	2.39	2.39	2.36
		>=	3.00	0.56	0.75	0.92	1.08	1.23	1.36	1.48	1.65	1.71	1.89	2.10	2.20	2.31	2.38	2.44	2.47	2.47

Fuente: AQUINO, M. Apuntes de diseño de Máquinas II. p.15

Factor de corrección C_2

El factor C_2 que considera la longitud de la correa 955 y el número de correa $N^\circ 35$, dando un valor de $C_2 = 0,81$ en la Figura 83.

Figura 84. Factor de corrección C_1

CORREA No.	35	38	42	46	51	60	68	75	85	105	120	136	158	173	195	240	270	300
Longitud correa mm	955	1008	1110	1211	1338	1567	1770	1948	2202	2710	3091	3497	4056	4437	4996	6106	6868	7630
Factor de corrección	0.81	0.83	0.85	0.87	0.89	0.92	0.95	0.97	0.99	1.04	1.07	1.09	1.13	1.15	1.18	1.22	1.25	1.27

Fuente: AQUINO, M. Apuntes de diseño de Máquinas II. p.15

Factor de corrección C_3

El último factor de corrección C_3 considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que en definitiva limita la capacidad de transmisión ya que este es un sistema que trabaja por roce. Con los valores de D_p y d_p se consulta en la Figura 84 y se obtiene $C_3 = 1$.

Figura 85. Factor C_3

$(D_p - d_p)/C$	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40
Arco de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

Fuente: Catálogo Reflex de correas trapezoidales

Número de correas necesarias

$$Z = \frac{P_D}{C_2 * C_3 * P_1} \quad (63)$$

Dónde:

Z= Número de correas necesarias.

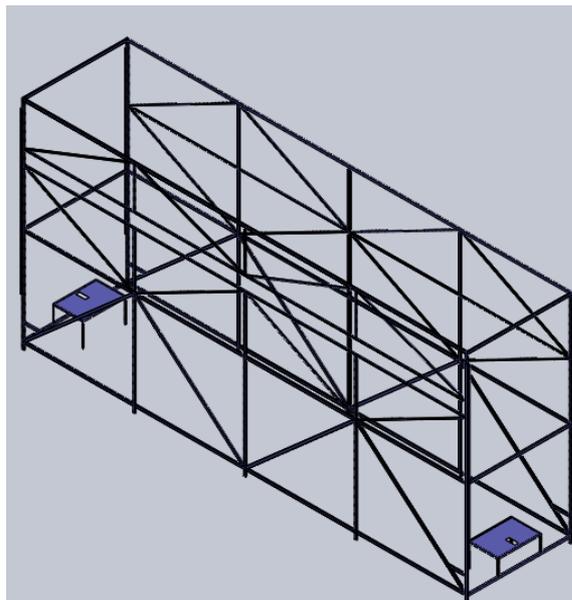
P_D= Potencia de diseño, en HP.

$$Z = \frac{0.05}{0.22 * 0.81 * 1} = 0,28 \rightarrow 1$$

Velocidad de la banda

$$V = N * R = 13 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} * 0.05 \text{ m} = 0.068 \frac{\text{m}}{\text{s}} \leq 0.25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.7 Cálculo de la estructura del túnel de secado



De acuerdo a los requerimientos térmicos del túnel de secado es importante considerar el peso del aislante tanto de las paredes, piso y techo, que va a soportar la estructura.

Peso pared 1

- Peso del aislante de la pared 1

$$\delta_{\text{aislante}} = \frac{m_{\text{aislante}}}{V_{\text{aislante}}} \quad (64)$$

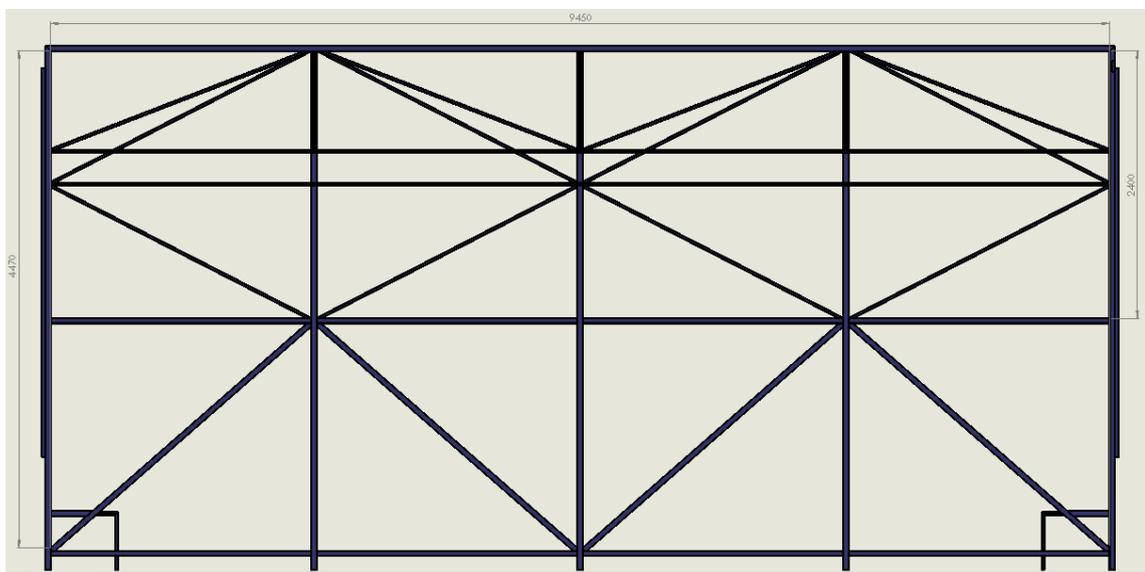
Donde:

δ_{aislante} = Densidad del aislante, en kg/m.

m_{aislante} = Masa del aislante, en kg.

V_{aislante} = Volumen del aislante, m³.

Figura 86. Pared 1



Fuente: Autora

$$V_{\text{aislante}} = A_{p1} * e_{\text{aislante}}$$

El área de la puerta 1, se tomará a un valor máximo sin tomar en cuenta la resta que existe de la sección de los perfiles cuadrados ASTM A-500 50x25x1,5 y de 25x25x1,2.

$$A_{p1} = \text{Largo} * \text{ancho}$$

$$A_{p1} = 9,45\text{m} * 2,4\text{m} = 22,68\text{m}^2$$

$$V_{\text{aislante}} = 22,68\text{m}^2 * 0,025\text{m} = 0,567\text{m}^3$$

La densidad del poliuretano es $30 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

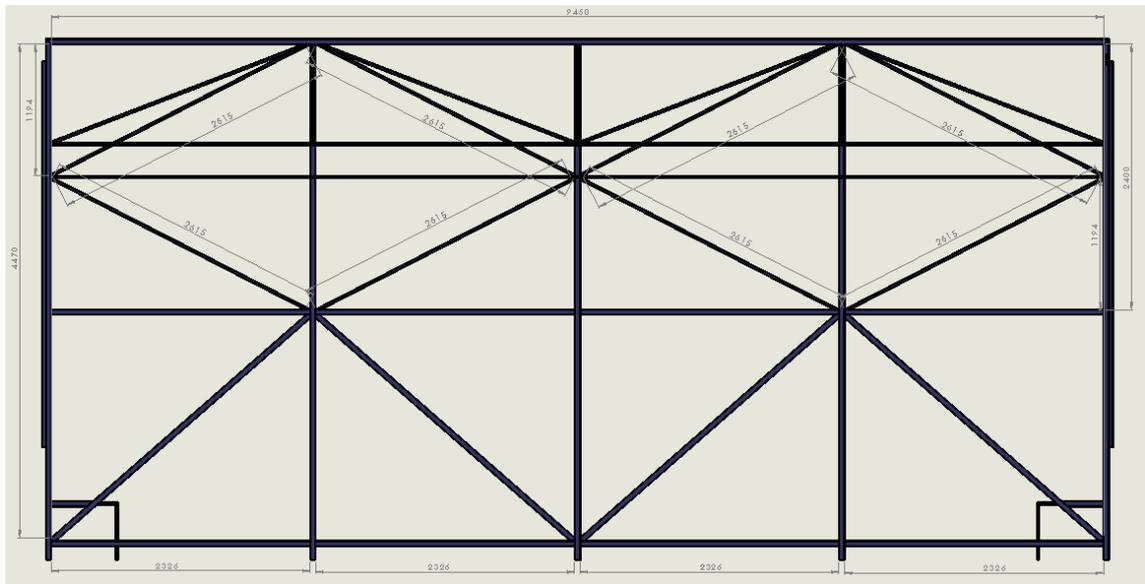
$$m_{\text{aislante}} = \delta_{\text{aislante}} * V_{\text{aislante}}$$

$$m_{\text{aislante}} = 30 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,567\text{m}^3 = 17,01\text{kg}$$

- Peso de los tubos.

Según el catálogo de DIPAC, para el acero estructural cuadrado ASTM A-500 25x25x1,2su peso es0,90 Kg/m.

Figura 87. Pared 1



Fuente: Autora

Peso total de los tubos= Peso de tubos * Longitud total de tubos

$$\text{Peso total de tubos} = 0,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 8 * 2,615\text{m}$$

$$\text{Peso total de tubos} = 18,83 \text{ kg}$$

- Peso de la plancha de acero galvanizado

Según catálogo IPAC, la plancha de 1,2mx 2,4m y un espesor de 1mm tienen un peso de 23,36kg

$$\text{Peso de la plancha} = 8 * 23,36 \text{ kg} = 136,88\text{kg}$$

Peso total de la pared 1= peso del aislante + peso total de los tubos+ peso de la plancha

$$\text{Peso total de la pared 1} = 17,01 \text{ kg} + 18,83 \text{ kg} + 136,88 \text{ kg} = \mathbf{172,72 \text{ kg.}}$$

Peso de la pared 2

- Peso del aislante de la pared 2

Figura 88. Pared 2

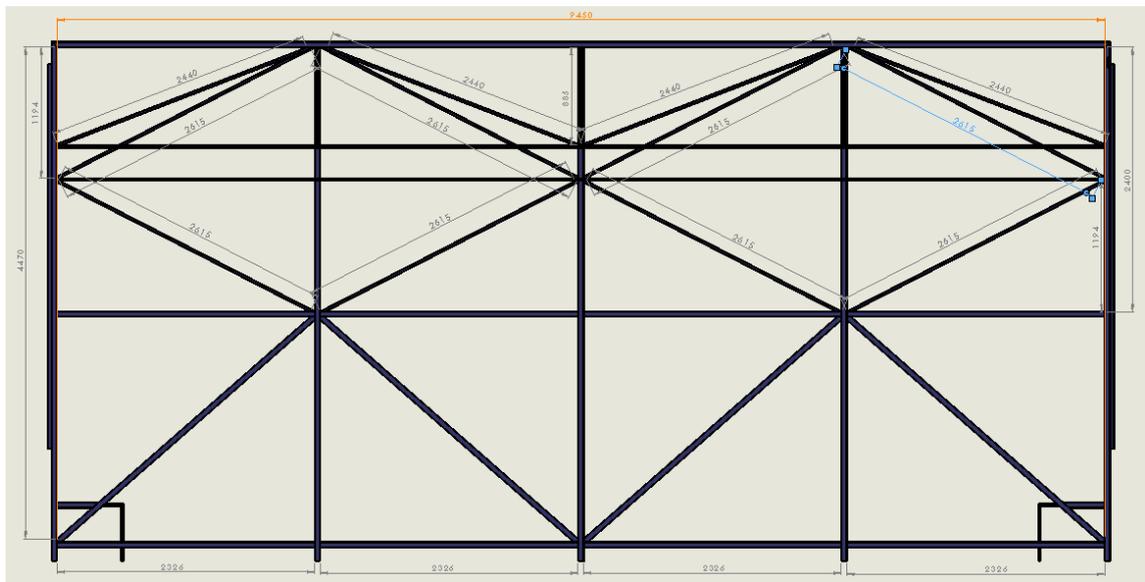


Figura: Autora

$$m_{\text{aislante}2} = \delta_{\text{aislante}} * v_{\text{aislante}}$$

$$v_{\text{aislante}} = A_{p2} * e_{\text{aislante}}$$

$$v_{\text{aislante}} = (22,68 \text{ m}^2 - (0,309 * 9,5) \text{ m}^2) * 0,025 = 0,49 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{aislante}2} = 30 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,49 = 14,70 \text{ kg}$$

- Peso de los tubos.

Peso total de los tubos 2= Peso de tubos * Longitud total de tubos

$$\text{Peso total de tubos 2} = 0,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * ((4 * 2,615 \text{ m}) + (4 * 2,44)) = 18,20 \text{ kg}$$

Peso total de tubos 2 = 18,20 Kg

- Peso de la plancha de acero galvanizado

Según catálogo IPAC, la plancha de 1,2m x 2,4m y un espesor de 1mm tienen un peso de 23,36Kg.

Peso de la plancha2 = $8 \times 23,36 \text{ kg} = 136,88 \text{ kg}$

Peso total de la pared 2 = peso del aislante2 + peso total de los tubos2+ peso de la plancha 2

Peso total de la pared 1 = $14,70 \text{ kg} + 18,20 \text{ kg} + 136,88 \text{ kg} = \mathbf{169,78 \text{ kg}}$.

Peso puerta 1

Peso del aislante

$$V_{\text{aislante}} = A_{\text{puerta1}} * e_{\text{aislante}}$$

$$V_{\text{aislante}} = (2,2 * 2,4) * 0,025 = 0,132 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{aislante2}} = 30 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,132 = 3,96 \text{ kg}$$

Peso de tubos

Según el catálogo de DIPAC, para el acero estructural rectangular ASTM A-500 25x50x1,5 su peso es 1,71 kg/m.

Peso total de los tubos puerta1 = Peso de tubos * Longitud total de tubos

$$\text{Peso total de los tubos puerta1} = 1,71 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 4,8 \text{ m} = 8,20 \text{ kg}$$

Peso de la plancha de acero galvanizado

Según catálogo IPAC, la plancha de 1,2m x 2,4m y un espesor de 1mm tienen un peso de 23,36kg

$$\text{Peso de la plancha}_{\text{puerta 1}} = 2 \times 23,36 \text{ kg} = 46,72 \text{ kg}$$

Peso total de la puerta 1 = peso del aislante + peso total de los tubos + peso de la plancha

$$\text{Peso total de la puerta 1} = 3,96 \text{ kg} + 8,20 \text{ kg} + 46,72 \text{ kg} = \mathbf{58,88 \text{ kg}}$$

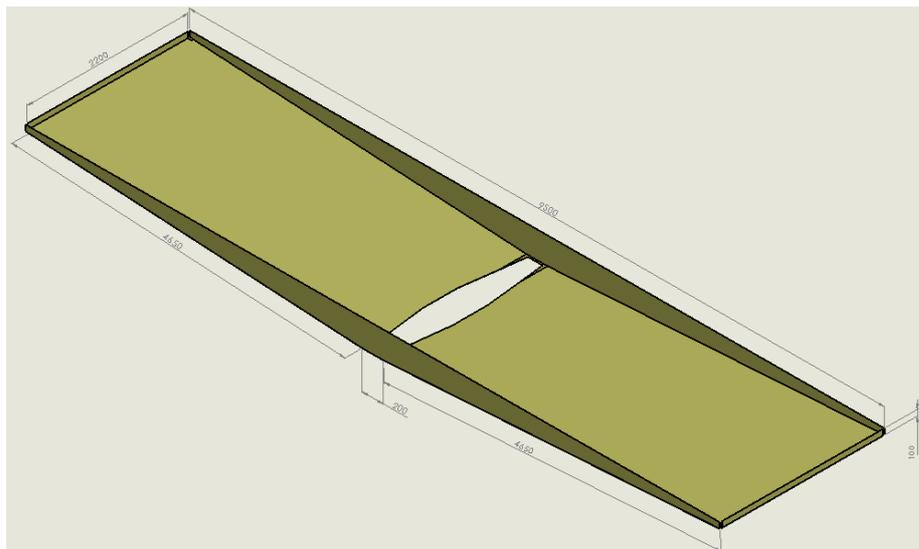
Peso puerta 2

Peso total de la puerta 1 será igual al peso de la puerta 2 = **58,88 kg**.

Peso del techo

Peso del aislante

Figura 89. Techo



Fuente: Autora

$$V_{\text{aislante}} = A_{\text{techo}} * e_{\text{aislante}}$$

$$V_{\text{aislante}} = \left(\frac{4(4,65 * 0,4)}{2} + 2(0,20 * 0,4) + 2(0,1 * 2,2) + 2,2 * 9,5 \right) * 0,025 = 0,6305 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{aislante}2} = 30 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,6305 = 18,92 \text{ kg}$$

Peso de los tubos

Según el catálogo de DIPAC, para el acero estructural rectangular ASTM A-500 25x50x1,5 su peso es 1,71 kg/m

Peso total de los tubos techo= Peso de tubos * Longitud total de tubos

$$\text{Peso total de los tubos techo} = 1,71 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 23,4\text{m} = 40\text{kg}$$

Peso de la plancha de acero galvanizado

Según catálogo IPAC, la plancha de 1,2m x 2,4m y un espesor de 1mm tienen un peso de 23,36kg

$$\text{Peso de la plancha} = 10 * 23,36\text{Kg} = 233,6\text{kg}$$

Peso total del techo= peso del aislante + peso total de los tubos+ peso de la plancha

$$\text{Peso total del techo} = 18,92 \text{ kg} + 40\text{kg} + 233,6\text{kg} = 292,53 \text{ kg.}$$

Peso del piso

El peso del piso es igual al peso del techo por su idéntico diseño.

$$\text{Peso total del piso} = 292,53 \text{ kg.}$$

Carga muerta

Tabla 10. Carga muerta del túnel de secado

Sección	Peso	D(Peso/área)
Pared 1	172,72 kg	8,26 kg/m ²
Pared 2	169,78 kg	8,12 kg/m ²
Puerta 1	58,88 kg	2,82 kg/m ²
Puerta 2	58,88 kg	2,82 kg/m ²
Techo	292,53 kg	14 kg/m ²
Piso	292,53 kg	14 kg/m ²
Otros		5 kg/m ²

Fuente: Autora

Cálculo de sismo

Según Nec 11

(65)

Dónde:

= Factor de importancia.

W= Carga reactiva.

= Aceleración espectral correspondiente al espectro de respuesta elástico para el diseño.

R= Factor de reducción estructural.

= Coeficiente de configuración estructural en planta.

= Coeficiente de configuración estructural en elevación

Cálculo de importancia, I

$$I=1$$

Figura 90. Factor de importancia para el uso de la estructura

Categoría	Tipo de uso, destino e importancia	Factor
Edificaciones esenciales y/o peligrosas	Hospitales, clínicas, Centros de salud o de emergencia sanitaria. Instalaciones militares, de policía, bomberos, defensa civil. Garajes o estacionamientos para vehículos y aviones que atienden emergencias. Torres de control aéreo. Estructuras de centros de telecomunicaciones u otros centros de atención de emergencias. Estructuras que albergan equipos de generación y distribución eléctrica. Tanques u otras estructuras utilizadas para depósito de agua u otras sustancias anti-incendio. Estructuras que albergan depósitos tóxicos, explosivos, químicos u otras sustancias peligrosas. C: El desempeño de las estructuras esenciales debe evaluarse de acuerdo al Capítulo de evaluación de estructuras (Ver nota).	1,5
Estructuras de ocupación especial	Museos, iglesias, escuelas y centros de educación o deportivos que albergan más de trescientas personas. Todas las estructuras que albergan más de cinco mil personas. Edificios públicos que requieren operar continuamente	1,3
Otras estructuras	Todas las estructuras de edificación y otras que no clasifican dentro de las categorías anteriores	1,0

Fuente: NEC-11

Cálculo de la carga reactiva, W. Es igual a la carga muerta total

$$W=D$$

Cálculo de la aceleración espectral correspondiente al espectro de respuesta elástico para diseño, .

Tabla 11. Zona sísmica en Ambato

Ubicación	Ambato
Zona sísmica	IV
Factor Z	0,4
Tipo de suelo	C

Fuente: NEC-11

(66)

Dónde:

Tc= Período de vibración.

= Factor de comportamiento inelástico.

= Factor de sitio en zona de períodos intermedios.

= Factor de sitio en zona períodos cortos.

Figura 91. Tipo de suelo y Factor de sitio Fa

Tipo de perfil del suelo	Zona sísmica	I	II	III	IV
	valor Z (Aceleración esperada en roca, 'g)	0.15	0.25	0.30	0.40
A		0.9	0.9	0.9	0.9
B		1	1	1	1
C		1.4	1.3	1.3	1.3
D		1.8	1.4	1.3	1.2
E		2.2	1.5	1.4	1.17
F		ver nota	ver nota	ver nota	ver nota

Fuente: NEC-11

Figura 92. Factor de sitio Fv

Tipo de perfil del suelo	Zona sísmica	I	II	III	IV
	Valor Z (Aceleración esperada en roca, 'g)	0.15	0.25	0.30	0.40
A		0.9	0.9	0.9	0.9
B		1	1	1	1
C		1.6	1.5	1.4	1.35
D		2	1.8	1.7	1.55
E		3.2	2.8	2.6	2.4
F		ver nota	ver nota	ver nota	ver nota

Fuente: NEC-11

Figura 93. Factor de comportamiento inelástico F_s

Tipo de perfil del suelo	Zona sísmica	I	II	III	IV
	Valor Z (Aceleración esperada en roca, 'g)	0.15	0.25	0.30	0.40
A		1	1	1	1
B		1	1	1	1
C		1.15	1.25	1.3	1.4
D		1.2	1.3	1.5	1.6
E		1.35	1.5	1.7	1.7
F		ver nota	ver nota	ver nota	ver nota

Fuente: NEC-11

(67)

Dónde:

= Período de vibración.

= Factor de sitio en zona de períodos intermedios.

Período de vibración

(68)

Dónde:

hm= Altura máxima de la edificación, en m.

$$C_t \text{ y } \alpha \left\{ \begin{array}{l} \text{Para estructuras de acero sin arriostramientos } C_t = 0,072 \text{ y } \alpha = 0,80 \\ \text{Para estructuras de acero con arriostramientos } C_t = 0,073 \text{ y } \alpha = 0,75 \\ \text{Para pórticos espaciales de hormigón armado sin muros estructurales} \\ \text{ni diagonales rigidizadoras } C_t = 0,047 \text{ y } \alpha = 0,9 \\ \text{Para pórticos espaciales de hormigón armado con muros estructurales o} \\ \text{diagonales rigidizadoras y para otras estructuras basadas en muros} \\ \text{estructurales y mampostería estructural } C_t = 0,049 \text{ y } \alpha = 0,75 \end{array} \right.$$

$$T = 0,072 * 4,6^{0,8}$$

$$C_t = 0,072$$

$$\alpha = 0,8$$

$$T = 0,244$$

$$S_a = 2,4 * Z * F_a \quad (69)$$

Dónde:

S_a = Aceleración espectral correspondiente al espectro de respuesta elástico para el diseño.

Z = Factor sísmico.

F_a = Factor de sitio en zona períodos cortos.

$$S_a = 2,4 * 0,4 * 1,3$$

$$S_a = 1,248$$

Factor de reducción de resistencia R = 6

Coefficiente de configuración en la planta

$$\phi_p = 1$$

Coefficiente de configuración en elevación

$$\phi_e = 1$$

$$V = \frac{I * S_a}{R * \phi_p * \phi_e}$$

$$V = \frac{1 * 1,248}{6 * 1 * 1} = 0,208W$$

Combinación de carga según NEC-11

D+0,7 Sismo

Definir material

Acero ASTM A-500

$$F_y = 2740 \text{ Kg/cm}^2$$

$$F_u = 3162 \text{ Kg/cm}^2$$

Figura 94. Acero ASTM A-500

Designación del ASTM.	Producto	Grado	F _y (min) kg/cm ²	F _u (min/max) kg/cm ²	% elongación en 5.08 cm (min)	F _J /F _y (min)
A500-93 Esta especificación cubre tubos estructurales soldados sin costuras redondos, cuadrados y de configuraciones especiales de acero de carbono laminado en frío para construcción remachada, atornillada y soldada de puentes y edificios y para aplicaciones estructurales generales. Estos tubos se producen soldados y sin costuras para diámetros máximos de 64 plg. (1626 mm) y un espesor máximo de 0.625 plg. (15.88 mm). El Grado D requiere de tratamiento con calor. Nota: Los productos manufacturados con esta especificación pueden no ser recomendables para condiciones tales como carga dinámica en estructuras soldadas, donde las propiedades de tenacidad de muesca pueden ser importantes.	Tubos Redondos	A	2319	3162	25	1.36
		B	2951	4076	23	1.38
		C	3232	4357	21	1.35
		D	2530	4076	23	1.61
	Tubos Cuadrados	A	2740	3162	25	1.15
		B	3232	4076	23	1.26
		C	3514	4357	21	1.24
		D	2530	4057	23	1.61

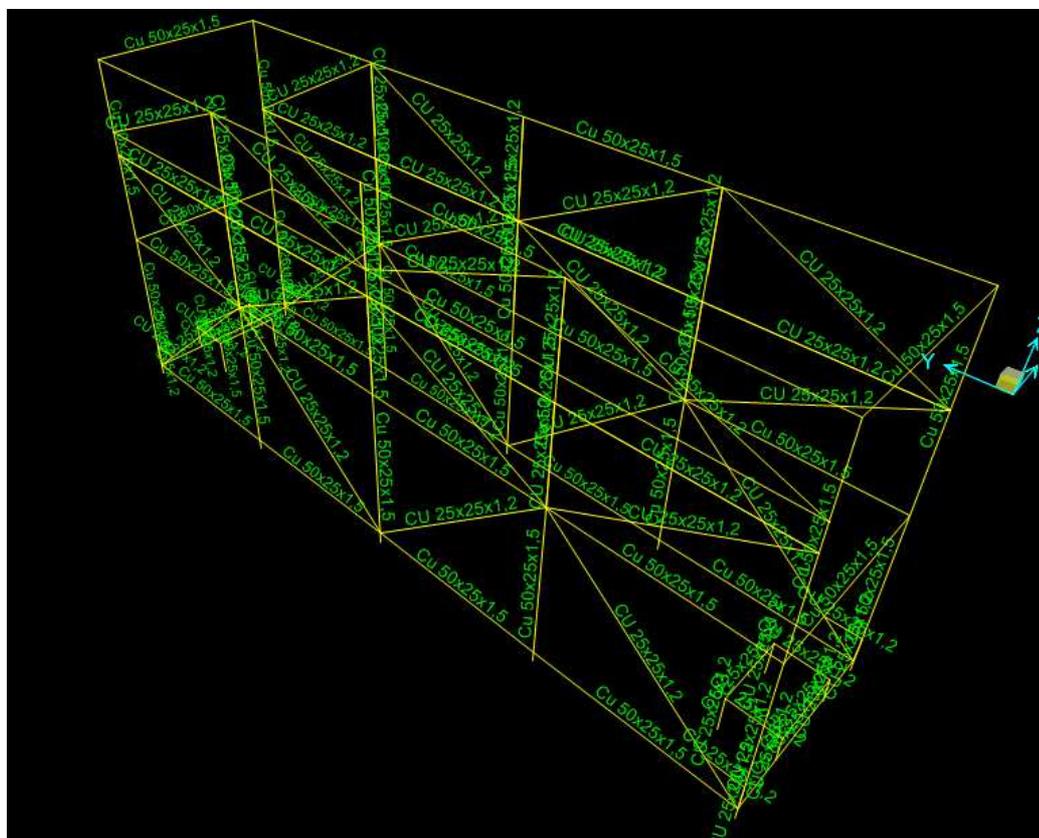
Fuente: ftp://soporte.uson.mx/PUBLICO/04_INGENIERIA%20CIVIL/ACERO%202/Texto%20Laminados%20en%20Frio/CAPITULO2.PDF

Propiedades de sección

Perfil cuadrado 25x25x1,2

Perfil rectangular 25x50x1,5

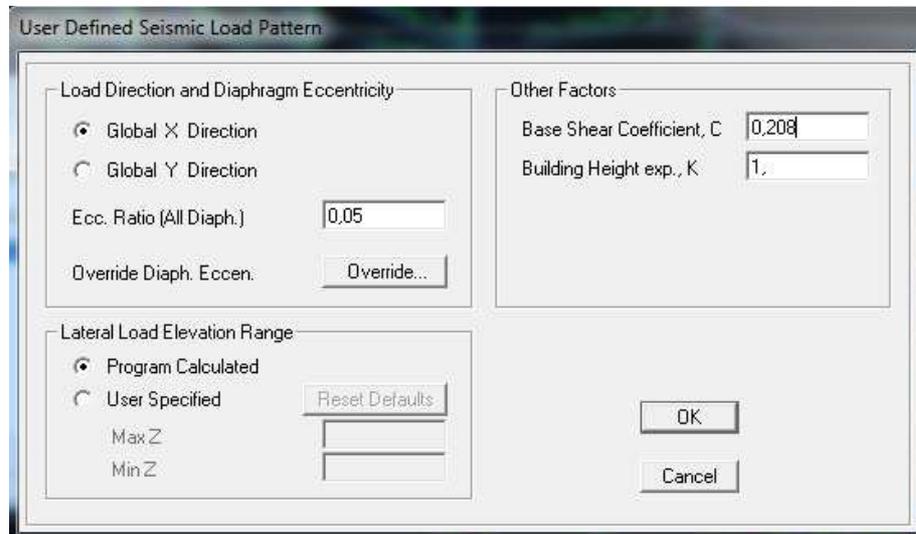
Figura 95. Asignación de perfiles a la estructura



Fuente: SAP 2000

Se define la carga de sismo

Figura 96. Carga de sismo



The dialog box 'User Defined Seismic Load Pattern' contains the following sections and controls:

- Load Direction and Diaphragm Eccentricity:**
 - Radio buttons for 'Global X Direction' (selected) and 'Global Y Direction'.
 - Text input for 'Ecc. Ratio (All Diaph.)' with value '0,05'.
 - 'Override Diaph. Eccen.' button with 'Override...' sub-button.
- Other Factors:**
 - Text input for 'Base Shear Coefficient, C' with value '0,208'.
 - Text input for 'Building Height exp., K' with value '1'.
- Lateral Load Elevation Range:**
 - Radio buttons for 'Program Calculated' (selected) and 'User Specified'.
 - 'Reset Defaults' button.
 - Text inputs for 'Max Z' and 'Min Z'.
- Buttons for 'OK' and 'Cancel'.

Fuente: SAP 2000

Combinación de carga según la norma NEC-11.

Figura 97. Combinación de cargas



The dialog box 'Load Combination Data' contains the following sections and controls:

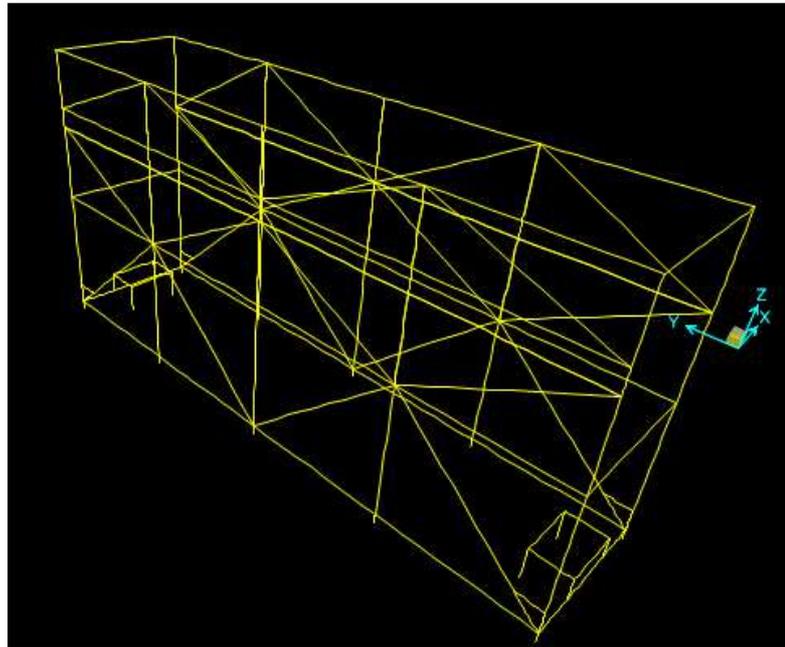
- Load Combination Name (User-Generated):** Text input with value 'COMB1'.
- Notes:** 'Modify/Show Notes...' button.
- Load Combination Type:** Dropdown menu with value 'Linear Add'.
- Options:**
 - 'Convert to User Load Combo' button.
 - 'Create Nonlinear Load Case from Load Combo' button.
- Define Combination of Load Case Results:**

Load Case Name	Load Case Type	Scale Factor
SISM0	Linear Static	0,7
DEAD	Linear Static	1
SISM0	Linear Static	0,7

 - 'Add' button.
 - 'Modify' button.
 - 'Delete' button.
- Buttons for 'OK' and 'Cancel'.

Fuente: SAP 2000

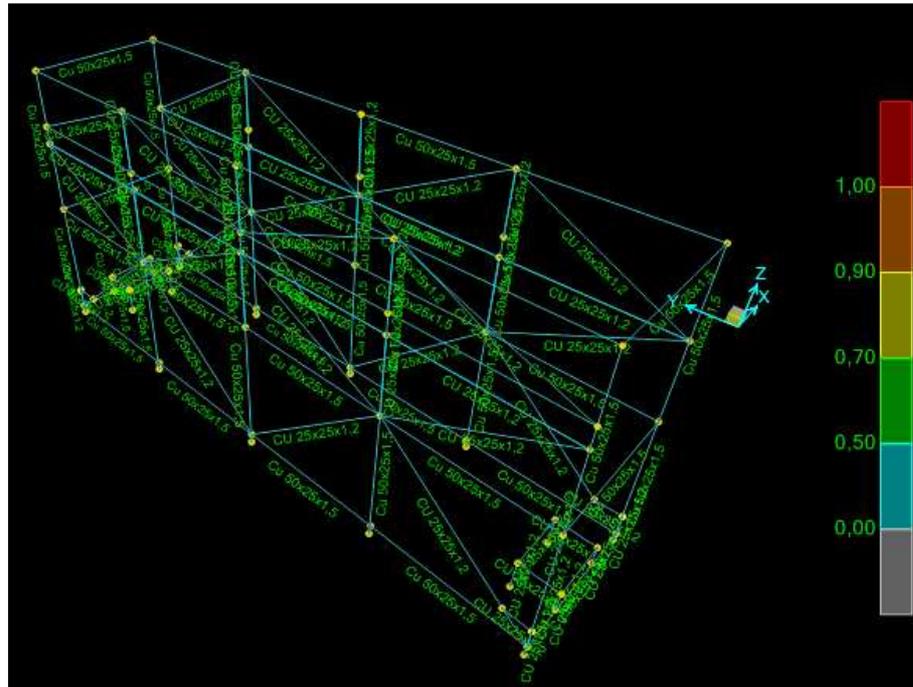
Figura 98. Deformación de la estructura



Fuente: SAP 2000

Verificación de los perfiles

Figura 99. Verificación de la resistencia del perfil



Fuente: SAP 2000

Se realizó un análisis de la estructura obteniendo, una deformación mínima y una gran resistencia por parte de los perfiles seleccionados.

3.7.1 Sistema de control. La empresa ya posee un sistema de control en el transportador aéreo y solo se automatizará simplemente el Túnel de secado, mediante sensores de humedad, sensores de temperatura, sensor reflectivo y una válvula proporcional para vapor y su control se realizará mediante la programación fuzzy por medio del LabVIEW, el cual garantizará un control exacto de las condiciones al interior del secadero.

Elementos de control

NI cRIO-9075

Controlador Integrado en Tiempo Real de 400 MHz y FPGA LX25.

Figura 100. Ni cRIO-9075



Fuente: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/209757>

- Sistema robusto y embebido de monitoreo y control con rango de temperatura de 20 a 55°C.
- Procesador industrial en tiempo real de 400 MHz para control, registro de datos y análisis.
- Chasis FPGA LX25 de 4 ranuras para temporización, control y procesamiento de E/S personalizados.
- Una sola entrada de suministro de potencia de 10 a 30 VDC.

NI 9223

Módulo de Entrada Analógica Simultánea de 4 Canales, 1 MS/s, 16 Bits

- Velocidad de muestreo de 1MS/s/canal.
- Rango de +- 10V.
- Resolución de 16 bits.
- Aislamiento entre canales de 60 VDC

Figura 101. Ni 9223



Fuente: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/209139>

NI 9263

Módulo de Salida Analógica de Actualización Simultánea de 4 Canales, 100 kS/s, 16 bits, ± 10 V

Figura 102. Ni 9263



Fuente: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/208806>

- Salidas analógicas 4, actualizadas simultáneamente, 100 KS/s
- Resolución de 16 bits
- Rango de operación de -40 a 70°C

NI 9375

Módulo de 16 Canales de Entrada Digital y 16 Canales de Salida Digital de 24 V

Figura 103. Ni 9375



Fuente: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/210842>

- Entradas digitales tipo sinking de 16 canales a 7us
- Salida digital tipo “sourcing” de 16 canales de 500 us
- Compatibilidad con niveles de entrada 12V y 24V.
- Rango de salida de 6V a 30V
- Rango de operación de -40°C a 70°C.

Sensor de temperatura

Figura 104. Sensor de temperatura



Fuente:<http://www.micro-epsilon.com/download/manuals/man--thermoMETER-CS--en.pdf>

- Rango de temperatura -40°C a 400°C
- Salida análoga 0-10V
- Rango de entrada 5-30 VDC

Sensor de humedad

Figura 105. Sensor de humedad



Fuente:<http://www.farnell.com/datasheets/1643988.pdf>

- Voltaje máximo de operación < 12V AC
- Rango de humedad 0-100%HR
- Rango de temperatura -40°C a 190°C

Sensor magnético

Figura 106. Sensor Magnético



Fuente: <http://catalog.marshelectronics.com/viewitems/hall-based-magnetic-proximity-sensors/mp1014-series-magnetic-position-sensors>

- Digital
- Rango de voltaje de operación 4.5-24V
- Rango de temperatura -40°C a 85°C

Sensor retro- reflectivo

Figura 107. Sensor retro-reflectivo



Fuente: <http://products.autoniconline.com/Asset/BMS%20catalog.pdf>

- Alimentación 12 a 24 VDC
- Señal de salida hasta 30 VDC
- Rango de temperatura -10°C a 60°C
- Humedad 35 a 85%HR
- Iluminación ambiente: Luz del sol 11000L máx, incandescente 3000L máx

Válvula proporcional

Figura 108. Válvula proporcional EV 260B

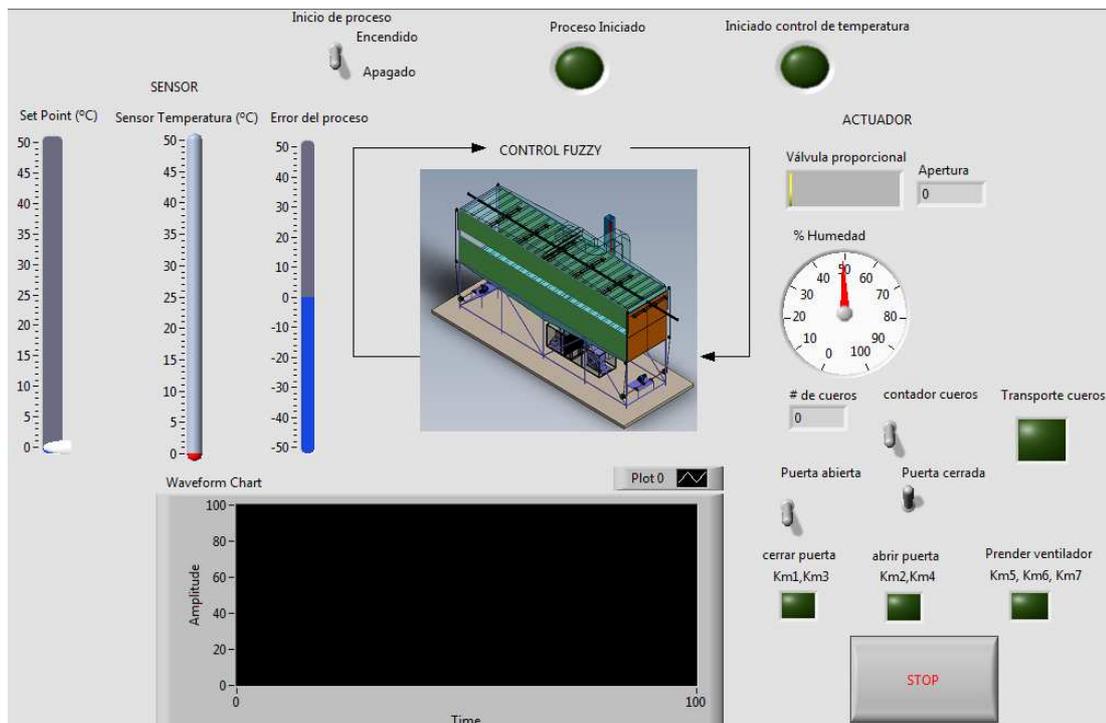


Fuente: Manual de Danfoss, válvula proporcional 2/2 vías

- Señal piloto estándar de 4 – 20 mA o 0 – 10 V c.c.
- Presión diferencial: 0,5 -10 bar.
- Temperatura ambiente: 50°C.
- Caudal 12,7 m³/h.

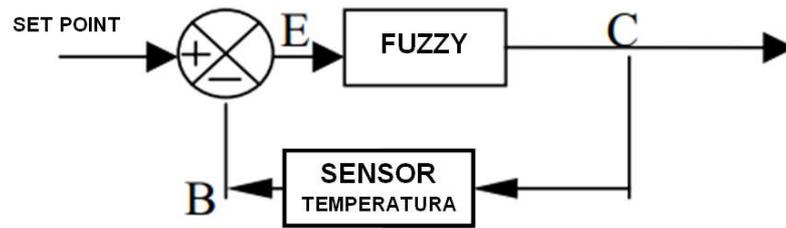
3.7.2 Diagrama del proceso

Figura 109. Diagrama de control LabVIEW



Fuente: Autora

Figura 110. Sistema de control

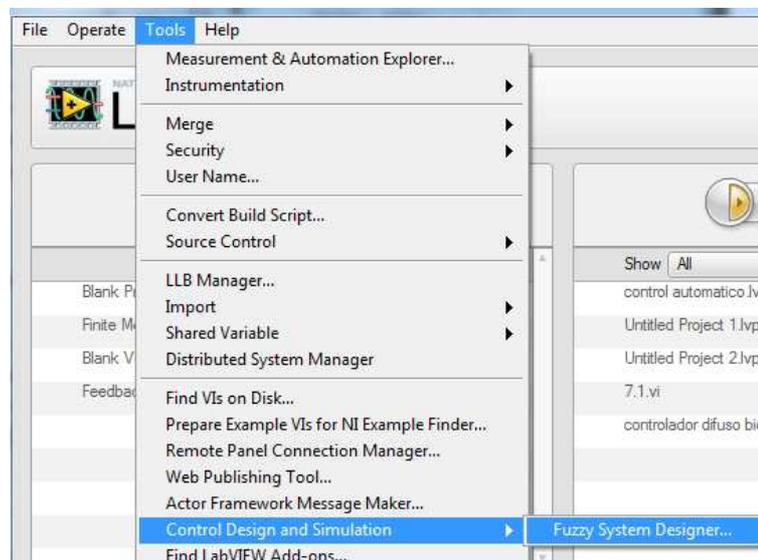


Fuente: Autora

El sistema de control de lazo cerrado llamado así por ser retroalimentado ayuda a reducir el error del sistema. La señal de error actuante, ingresa al controlador fuzzy donde reside el cálculo de la señal de control (sensor de temperatura), con el objeto de reducir el error y lleva la salida del sistema al valor de referencia.

3.7.3 Control Difuso de la temperatura en el túnel de secado. El control difuso de la temperatura se realiza en el programa LabVIEW 2012. Abrir el programa, hacer click en Launch LabVIEW, para luego buscar en la barra la opción de herramientas (Tools) y después el (Control Design and Simulation) y (Fuzzy System Designer) como se muestra en la Figura 111.

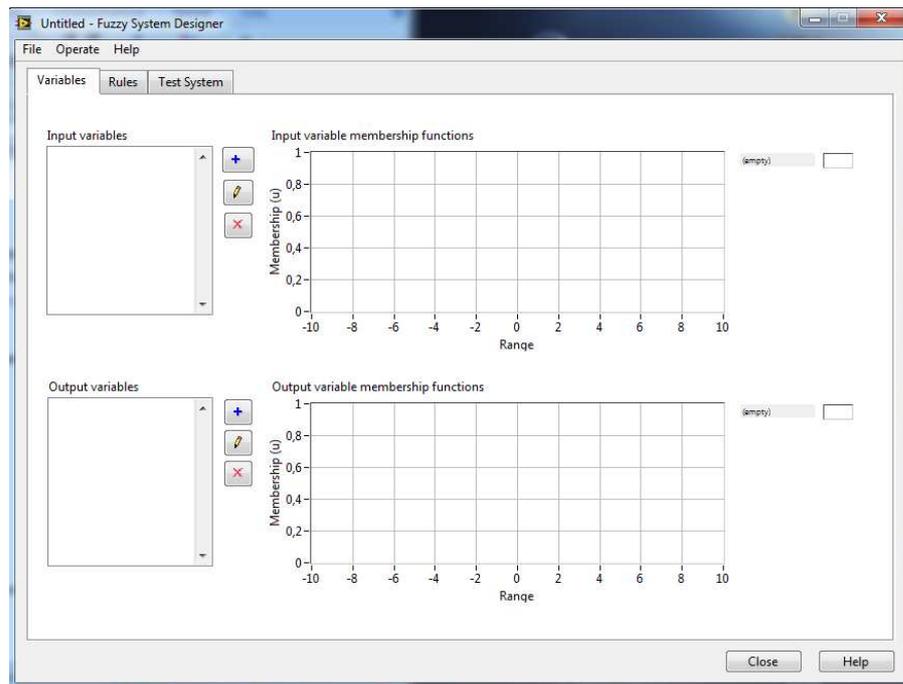
Figura 111. Fuzzysystemdesigner



Fuente: Autora

Para hacer un programa nuevo le damos en la opción archivo (File) y después en la opción nuevo (New) como se muestra en la Figura 105.

Figura 112. Fuzzysystemdesigner



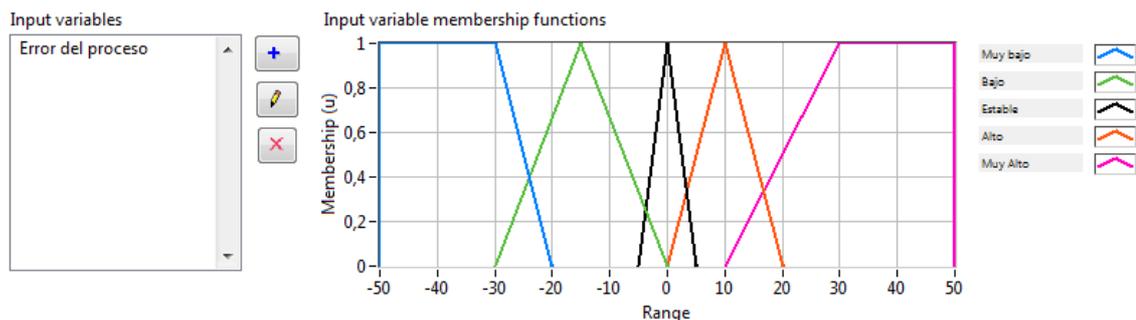
Fuente: Autora

Primero se identifica las variables del dominio: La variable “ de estado” que describe la entrada del sistema, y la variable “de control” que describe la salida del sistema.

- Variable de estado: Error del proceso
- Variable de control : Apertura de la válvula proporcional.

Se identifica los terminos linguisticos vinculados a cada variable, siendo como etiquetas linguisticas las particiones difusas. Se pretende que las particiones definidas cubran la totalidad del espacio de valores de las distintas variables. Por lo tanto se comienza insertando los valores de la variable de estado error del proceso, con un rango de -50°C a 50°C , teniendo 5 etiquetas linguisticas: Muy baja, Baja, Normal, Alta, Muy alta.

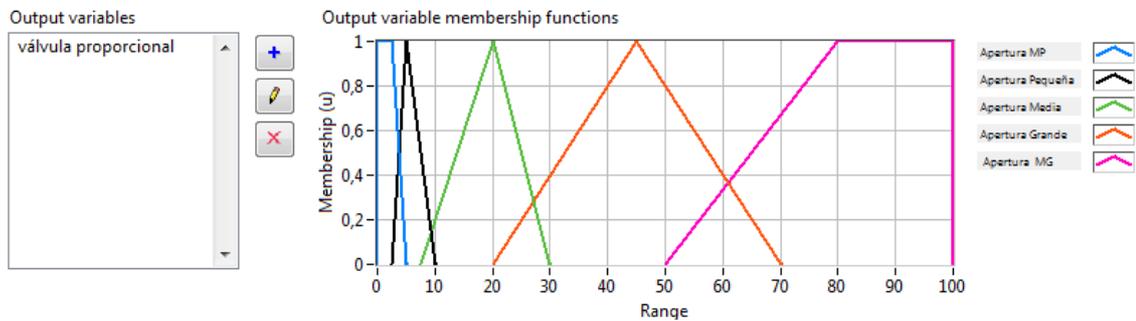
Figura 113. Variable de estadoError del proceso



Fuente: Autora

La variable de control Apertura de la válvula con un rango de 0-100, teniendo 5 etiquetas lingüísticas: apertura muy pequeña , apertura pequeña, apertura media, apertura grande, apertura muy grande.

Figura 114. Variable de control apertura de la válvula



Fuente: Autora

Se construye las reglas difusas, se hace el uso de las FAM (FuzzyAssociationMatrix), creando una FAM para la variable de control, vinculando las posibles combinaciones de la variable de estado (antecedente) con una de sus etiquetas lingüísticas (consecuente).

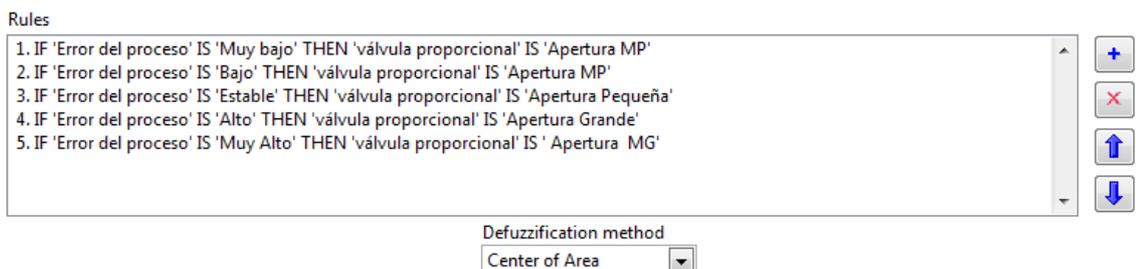
Tabla 12. Reglas difusas

Temperatura	Muy baja	Baja	Normal	Alta	Muy alta
Válvula proporcional	Apertura muy grande	Apertura grande	Apertura pequeña	Apertura muy pequeña	Apertura muy pequeña

Fuente: Autora

Los parámetros de la interferencia difusa se usará el operador conectivo AND (\square): mínimo. Se realizarán 5 Reglas difusas.

Figura 115. Reglas difusas



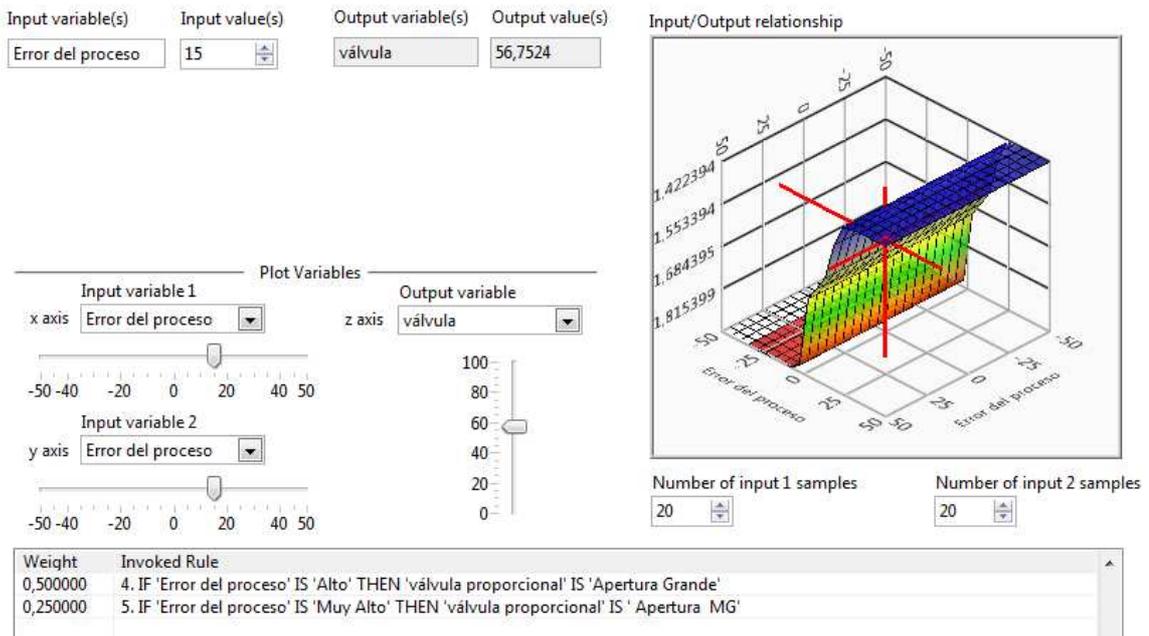
Fuente: Autora

Ejemplo de Funcionamiento

Fuzzyficación: (singleton), función singleton determina los grados de pertenencia de la variable lingüística. Una función singleton tiene sólo un punto. Por lo tanto, ningún valor de la variable lingüística tiene membrecía parcial dentro del término lingüístico correspondiente.

Error del proceso=15°C

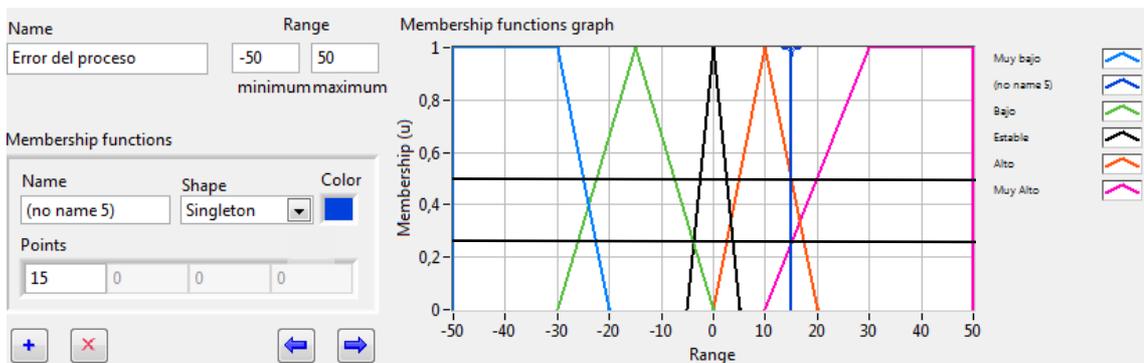
Figura 116. Fuzzyficación temperatura



Fuente: Autora

El valor singleton “en el error del proceso = 15°C” corresponde con un grado de verdad 0,50 para el valor difuso “Alto” y con un grado de verdad 0,25 para el valor difuso “Muy Alto”.

Figura 117. Fuzzyficación temperatura



Fuente: Autora

Método de inferencia de mínimos y máximos. Este método de inferencia de mínimos-máximos, toma el mínimo valor verdadero de estas para cada clasificación consecuente con lo que se determina las salidas fuzzy. En este proceso de evaluación de reglas, se almacena la regla de mayor peso dominante para cada consecuencia, estas reglas con mayor grado de verdad son las que dominan.

Figura 118. Reglas activadas

Weight	Invoked Rule
0,500000	4. IF 'Error del proceso' IS 'Alto' THEN 'válvula proporcional' IS 'Apertura Grande'
0,250000	5. IF 'Error del proceso' IS 'Muy Alto' THEN 'válvula proporcional' IS 'Apertura MG'

Fuente: Autora

IF Error del proceso es “Alto” **THEN** la válvula proporcional es “apertura grande”. El valor que toma la regla es de: 0,5.

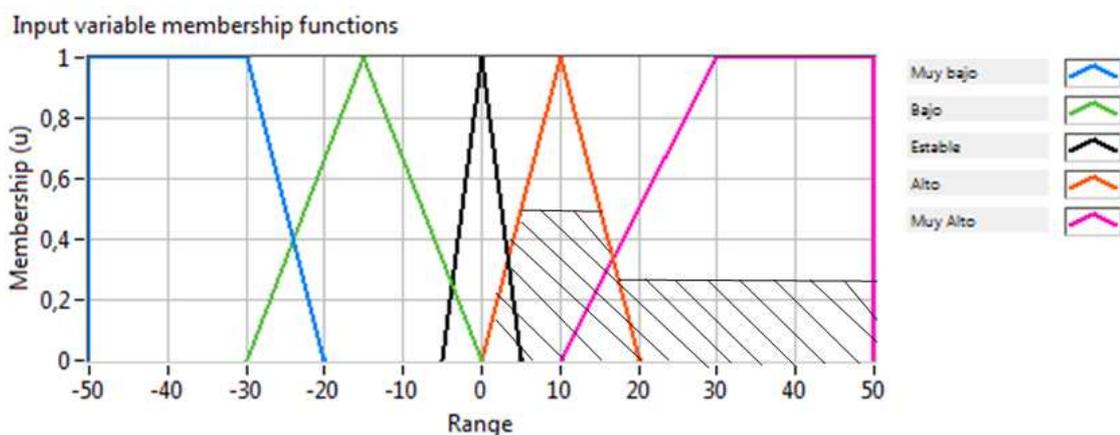
IF Error del proceso es “Muy Alto” **THEN** la válvula proporcional es “apertura muy grande”. El valor que toma la regla es de: 0,25.

El operador AND de fuzzy selecciona el valor mínimo verdadero de los antecedentes para determinar las reglas de mayor peso.

Regla de mayor peso = 0,25 (apertura muy grande) de la válvula proporcional

Defuzzyficación, una de las técnicas más usadas en el proceso de defuzzyficación se le conoce como centro de gravedad (COG) o método del centroide.

Figura 119. Defuzzyficación



Fuente: Autora

En este método son truncadas las salidas de la función miembro que están por el valor indicado para su respectiva salida difusa los resultados cortados (truncados) de las funciones miembro son combinados

La entrada para el proceso de defusificación es un conjunto difuso (la salida de la etapa de agregación) y la salida es un simple número concreto. El método más popular de defusificación es el cálculo del centro de gravedad o centroide, el cual retorna el centro del área bajo la curva.

La fórmula del centro de gravedad o área, se divide la función en partes iguales y se calcula haciendo la sumatoria de todos los puntos de la siguiente manera:

$$COG = \frac{\sum_{x=a}^b \mu(x)x}{\sum_{x=a}^b \mu x} \quad (70)$$

Dónde:

b=Número máximo.

x=Valor máximo.

μx =Es el valor de pertenencia del máximo.

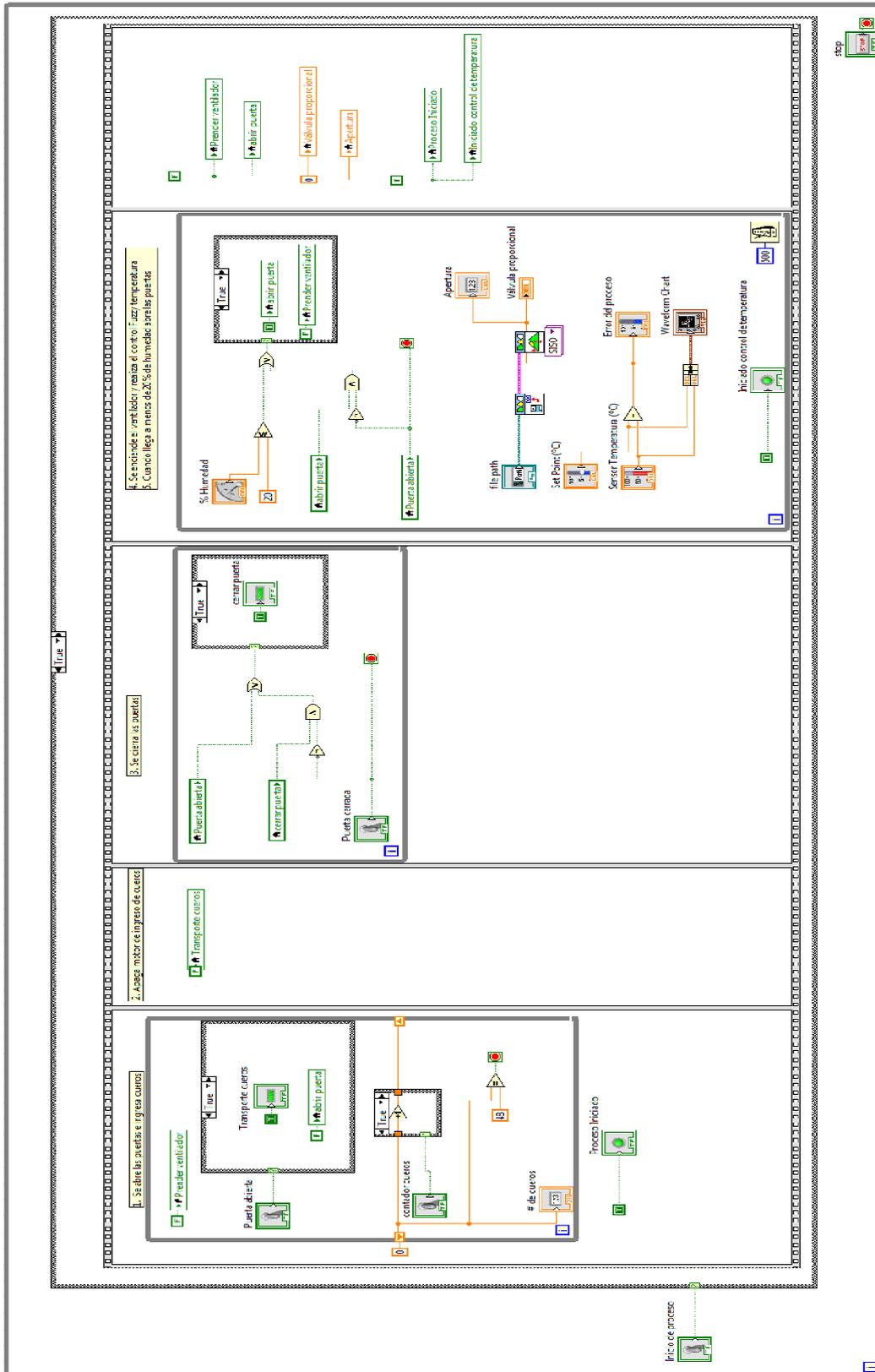
$$COG = 56,7524 \text{apertura válvula proporcional}$$

3.7.4 *Diagrama del circuito de control*

En el diagrama del circuito de control es necesario realizar su programación mediante procesos consecutivos el cual se ha estructurado mediante bloques, se utiliza un ciclo repetitivo para que la aplicación se ejecute de manera continua (WhileLoop). Cuenta con 5 procesos de ejecución, se muestra a continuación en la Figura 120.

Dónde un bucle while es un estado de flujo de control que se utiliza para ejecutar un bloque de código subdiagrama varias veces hasta que se cumpla una condición booleana dada. En primer lugar, se ejecuta el código dentro de la sub diagrama, y luego se evalúa el terminal condicional. A diferencia de un bucle, un bucle while no tiene un conteo conjunto iteración; por lo tanto, un bucle while ejecuta indefinidamente si la condición no se produce nunca.

Figura 120. Diagrama de control (true)



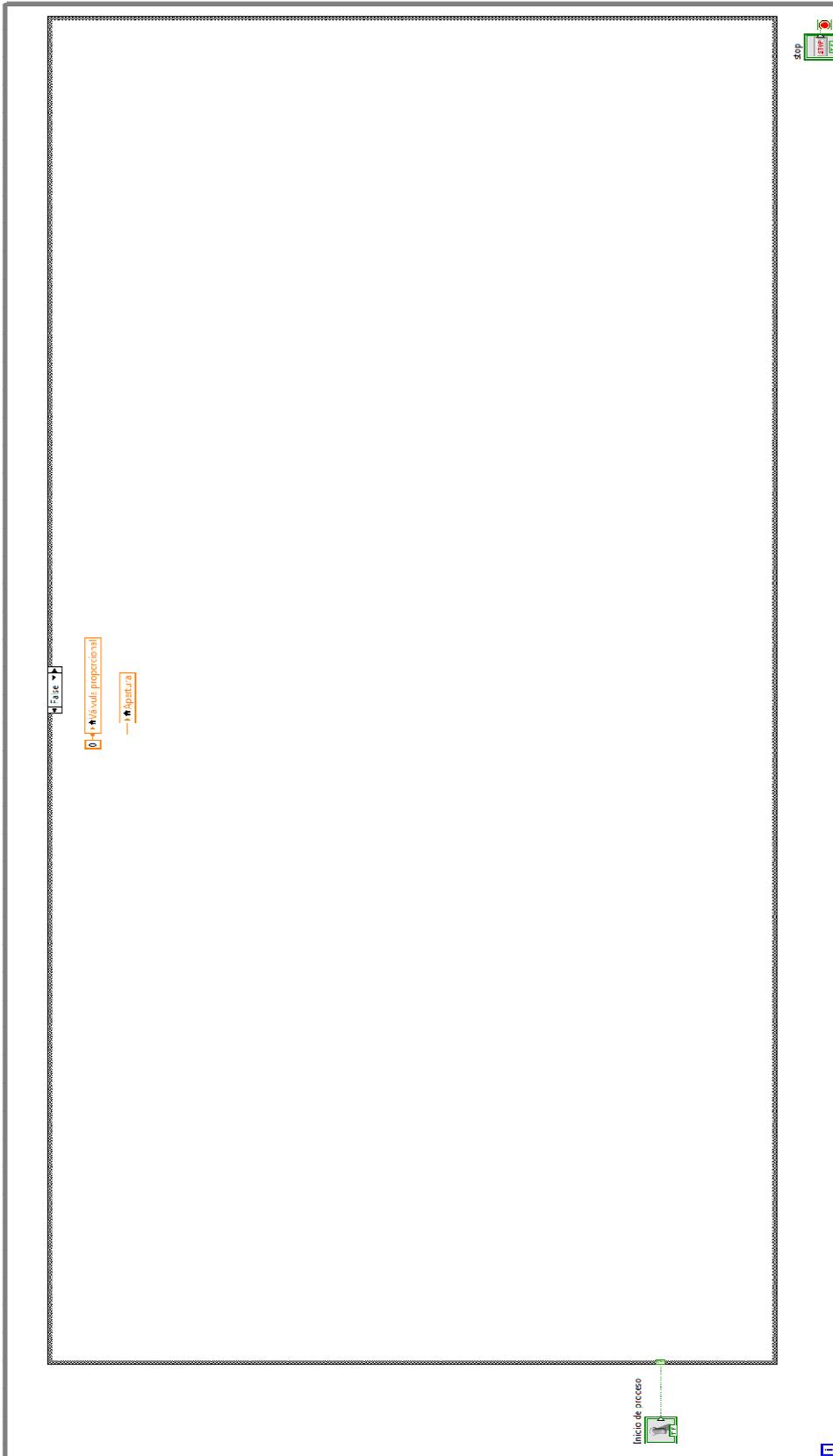
Fuente: Autora

Figura 121. Diagrama de control (false)



Fuente: Autora

Figura 122. Whileloop (false)



Fuente: Autora

Primer bloque

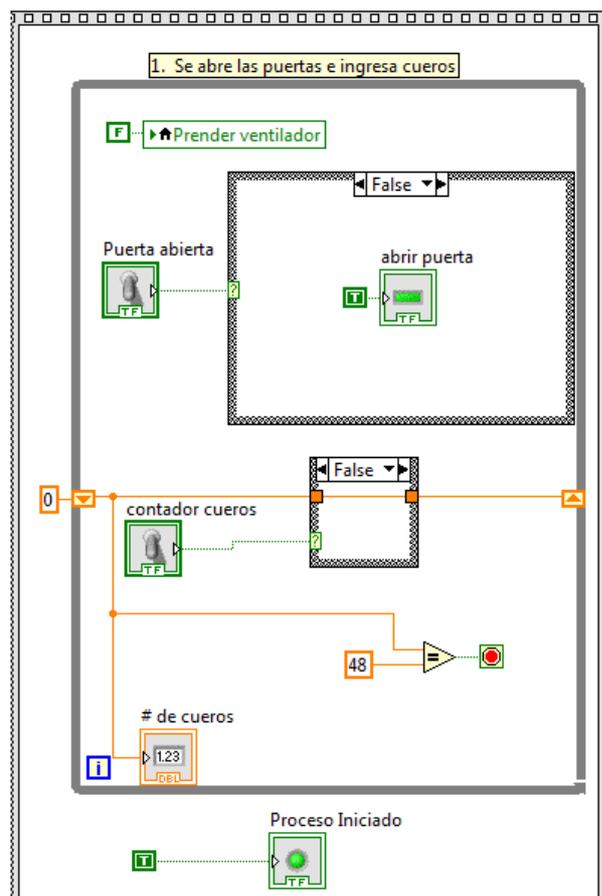
En el primer bloque se ejecuta la acción “abrir puertas”, para que ingresen los cueros.

Cuando se ejecuta LabVIEW y se pulsa en “Inicio de proceso”, se encenderá una luz indicadora “Proceso iniciado”. Cuando el sensor magnético “Puerta abierta” no se encuentre activado (False) de la Figura 123, se enviará la señal “abrir puerta”.

Posteriormente se activará el sensor de retro-reflectivo el “transporte de cueros” y contará los 48 cueros, luego de haber terminado el conteo continuará al siguiente proceso.

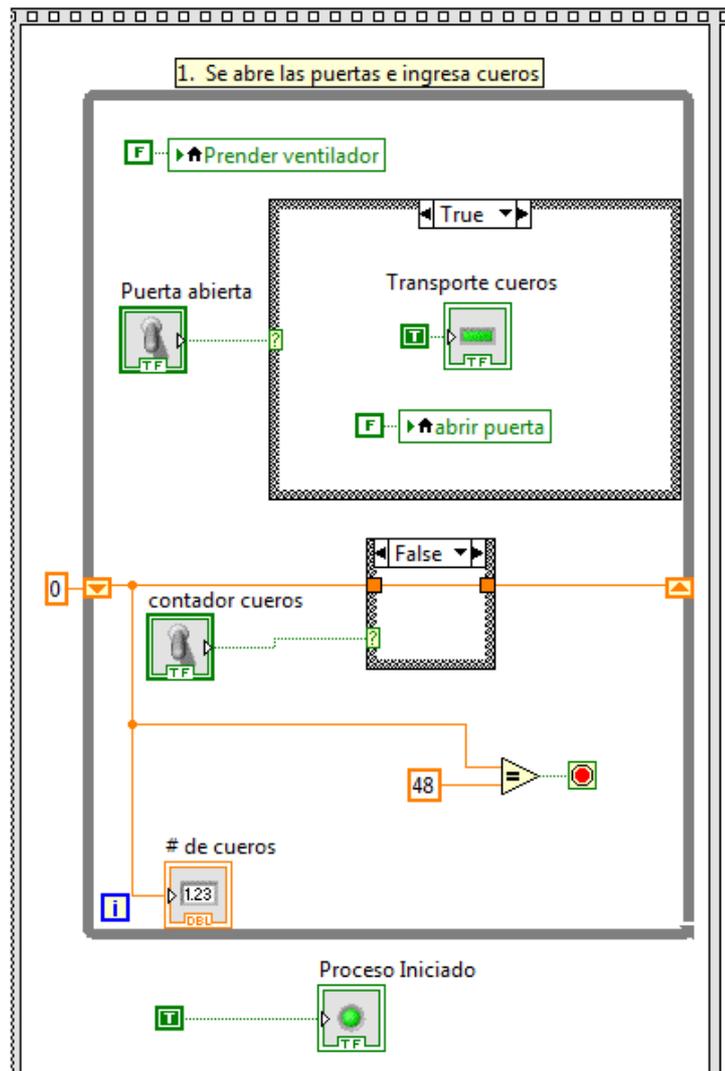
Si el sensor de magnético “Puerta abierta” ya se encuentra en activado como se muestra en la Figura 124, automáticamente se activa “Transporte de cueros” y el sensor retro-reflectivo comienza el conteo de 48 cueros, luego continua al siguiente proceso.

Figura 123. Primer Bloque (False)



Fuente: Autora

Figura 124. Primer bloque (True)

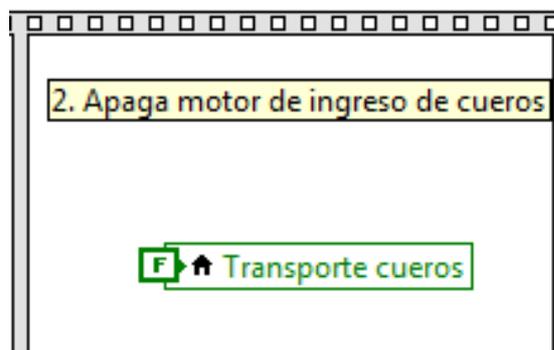


Fuente: Autora

Segundo bloque

Una vez contados 48 cueros se procede a apagar "Transporte cueros".

Figura 125. Segundo bloque



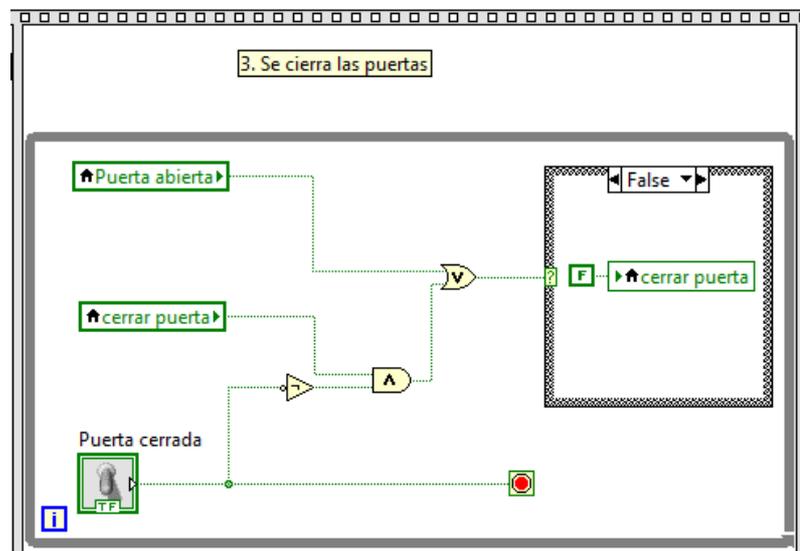
Fuente: Autora

Tercer bloque

Luego de haber ingresado al túnel de secado los cueros se procede a cerrar las puertas del mismo, se realiza un enclavamiento de señal para poder ejecutar la acción de “cerrar puerta” como se muestra en la Figura 126.

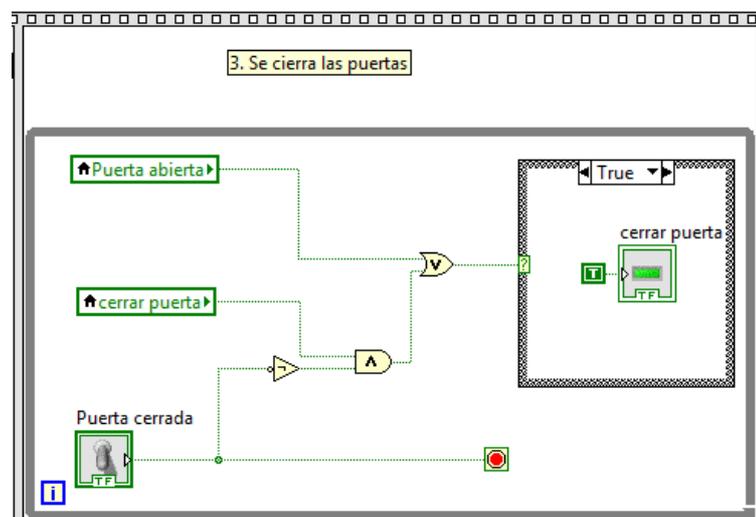
En el siguiente bloque del proceso se verifica si la “puerta abierta”, se encuentra activada si es así se activará “cerrar puerta”, como se muestra en la Figura 127. En el momento que el sensor se active “puerta cerrada” se desactivará el proceso.

Figura 126. Tercer bloque (False)



Fuente: Autora

Figura 127. Tercer bloque (True)



Fuente: Autora

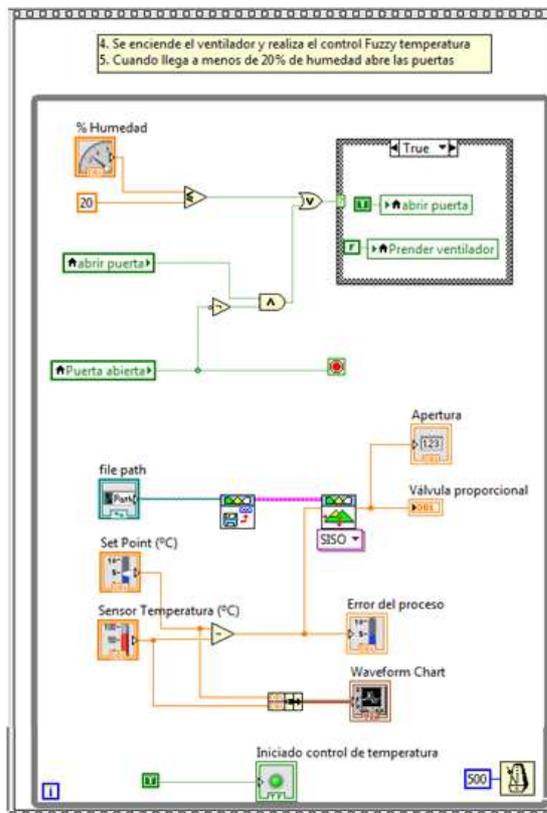
Cuarto bloque

Se activará “Iniciado control de temperatura” y se encenderán los ventiladores cuando el sensor de humedad se encuentra con una humedad relativa mayor al 20% como se muestra en la Figura 129, posteriormente se apagará cuando haya llegado a una humedad relativa igual o inferior al 20% para luego “abrir puerta” y que entre el siguiente lote de 48 cueros como se muestra en la Figura 128.

Al encender los ventiladores se realiza a la par el control Fuzzy de temperatura, en el cual se pueden visualizar los valores del set point, el sensor de temperatura y el error del proceso en “Waveform Chart”.

La señal de error que entra al control Fuzzy toma los valores de la variable de entrada en este caso es “error”, realizan varios procedimientos con ellas lo que decide como modificar las variables de salida y lo realiza, afectando estas últimas al proceso. La diferencia esencial es que no procesan ecuaciones ni tablas, procesan reglas para decidir como cambiar la salida: válvula proporcional.

Figura 128. Cuarto bloque (True)

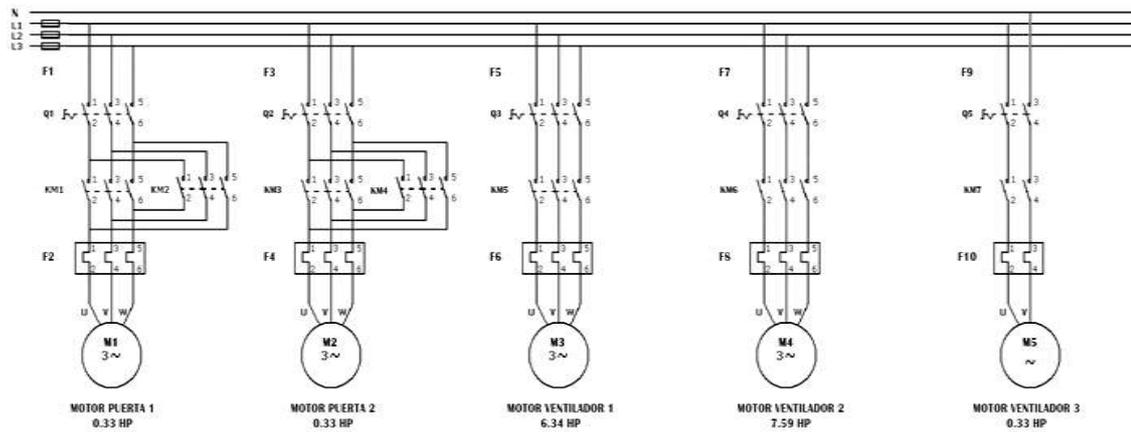


Fuente: Autora

3.7.5 Diagrama del circuito de potencia

En el siguiente circuito de potencia se tiene 3 motores de los ventiladores y 2 motores de puertas con inversión de giro.

Figura 131. Diagrama del circuito de potencia



Fuente: Autora

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS DE COSTOS

4.1 Introducción

El análisis de costo es un proceso de identificación de los recursos necesarios empleados para la futura construcción del túnel de secado de cueros. El análisis de costo ayudará a determinar cuan factible es proyecto.

4.2 Costos directos

Los costos directos son todos los gastos que estén directamente relacionados con el proyecto, son los dados por materiales, transporte y mano de obra.

Tabla 13. Costo de la estructura del túnel de secado

Item	Cant.	Descripción	V. Unitario	V. Total
1	15	Perfil cuadrado 25x25x1,2 acero estructural de 6m	28,56	428,4
2	15	Perfil rectangular 25x50x1,5 acero estructural de 6m	42,00	630,00
TOTAL				1058,4

Fuente: Autora

Tabla 14. Costo de la estructura de la manejadora de aire

Item	Cant.	Descripción	V. Unitario	V. Total
1	15	Plancha de 1,2m x 2,4m de acero galvanizado de 1mm de espesor	127,68	1915,2
2	4	Perfiles cuadrados de aluminio 1"	28,35	113,4
3	14	Espuma de poliuretano	4,5 m ²	63
TOTAL				2091,6

Fuente: Autora

Tabla 15. Costo del sistema de calefacción

Item	Cant.	Descripción	V. Unitario	V. Total
1	1	Intercambiador de calor 5SA0801C	3507,62	3507,62
2	1	Trampa de vapor tipo cubeta invertida, marca Armstrong, modelo 883	598,00	598,00
3	1	Manómetro diferencial Magnehelic	99,00	99,00
4	2	Válvula de globo inoxidable SEI 1-1/4	41,99	83,98
5	1	Válvula de globo inoxidable SEI 1-1/2	56,58	56,58
5	1	Válvula reguladora de presión 1 1/2"	250	250
6	1	Filtro para vapor de 1"	82	82
7	1	Tubo		
TOTAL				4677,18

Fuente: Autora

Tabla 16. Costo de sistema de ventilación

Item	Cant.	Descripción	V. Unitario	V. Total
1	2	Ventiladores centrífugos, marca soler & palau. DA 15/15	358,58	717,16
2	110	Espuma de poliuretano 1"	4,5 el m ²	495
3	40	Lámina de acero galvanizado 1,22m x 2,44 m, 1mm espesor	127,68	5107,2
4	48	Rejilla lineal GLP-1+FT+PLG-V+AA	53,19	2553,12
5	1	Ventilador axial compacto tipo HCBF/4-250 H	369,99	369,99
TOTAL				9242,47

Fuente: Autora

Tabla 17. Costo de sistema de control

Item	Cant.	Descripción	V. Unitario	V. Total
1	1	CRIO-9075 controlador integrado y chasis, 4 - ranura LX 25 FPGA	1430,00	1430,00
2	1	NI PS-10 Desktop Power Supply 24 VDC, 5A, 100-120/200-240 VAC	180,00	180,00
3	1	NI 9223, Módulo de entrada analógica simultánea de 4 canales, 1 MS/s, 16 Bits	1760,00	1760,00
4	3	NI 9971 Backshell for 2- pos connector block	35,00	105,00
5	1	NI 9263 ,Módulo de salida analógica de actualización simultánea de 4 canales, 100 kS/s, 16 bits, ± 10 V	445,00	445,00
6	1	NI 9375, módulo de 16 canales de entrada digital y 16 canales de salida digital de 24 V	535,50	535,50
7	4	Sensor magnético MP101401	3,72	14,88
8	1	Válvula proporcional de vapor	280	280
9	1	Pulsador 22 mm hermético verde, normalmente abierto, marca Telemecanic	1,80	1,80
10	1	Luz piloto 22 mm verde para 110V	1,20	1,20
11	1	Micro- epsilon CS series infraredtermometer	245,00	245,00
12	1	Sensor capacitivo de humedad MK33	52,58	52,58
13	1	Sensor retro reflectivo 3,5mts serieZ BMS2M-MDT	95,00	95,00
14	240	Reflector MS-5 del sensor retro reflectivo	5,00	1200
15	3	Fusibles cilíndricos industriales 14x51 cerámicos	2,00	6,00
16	4	Relé de estado sólido trifásico de 50 Amp.	59,00	236

Tabla 17. Continuación

17	1	Relé de estado sólido de 40 A	20,00	20,00
18	4	Contactador trifásico CHINT 40 A	60,00	240,00
19	1	Contactormonofásicos 40 A	36,00	36,00
20	4	BreakerEnchufable tripolar de 3x50A	18,00	72,00
21	1	Breaker enchufablemonopolar de 1x40A	3,25	3,25
21	1	Cables varios	200	200
TOTAL				7159,21

Fuente: Autora

Tabla 18. Costo sistema de transmisión

Item	Cant.	Descripción	V. Unitario	V. Total
1	4	Polea $\phi_i=125$, $\phi_e=160$ mm 1 canal	35,00	140,00
2	1	Tubo para tamborPolea $\phi_i=125$, $\phi_e=160$ mm 1 canal	8,00	8,00
3	8	Chumaceras de 1" NP16 T 1" SEL MASTER	15,00	120,00
4	1	Banda de transmisión perfil B (17x10,5) L932	15,00	15,00
5	1	Moto-reductorSEW 0,33 Hp	80,00	80,00
6	1	Eje de transmisión 1"	15,00	15,00
TOTAL				378,00

Fuente: Autora

Los costos de materiales se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 19. Total de costos de materiales

Denominación	USD (\$)
Costo de la estructura del túnel de secado	1058,4
Costo de la estructura de la manejadora de aire	2091,6
Costo del sistema de calefacción	4677,18
Costo de sistema de ventilación	9242,47
Costo de sistema de control	7159,21
Costo del sistema de transmisión	378,00
Total costos de materiales	24606,86

Fuente: Autora

Tabla 20. Costo de transporte

Denominación	V. Total
Transporte de materiales para construcción	50,00
Transporte de importaciones productos eléctricos	171,66
Transporte del equipo	100,00
TOTAL	321,66

Fuente: Autora

Tabla 21. Costos de mano de obra

Denominación	V. Total
Maestro mecánico	500,00
Técnico eléctrico	100,00
TOTAL	600,00

Fuente: Autora

Tabla 22. Total de costos directos

Denominación	USD (\$)
Costos de materiales	24606,86
Costos de transporte	321,66
Costos de mano de obra	600,00
Total de costos directos	25527,86

Fuente: Autora

4.3 Costos indirectos

Se considera el costo del criterio de ingeniería al 15% del costo del equipo, costos imprevistos y un porcentaje de utilidad.

Tabla 23. Total costos indirectos

Denominación	USD (\$)
Costos por ingeniería	3829,18
Costos por imprevistos	500
Total de costos Indirectos	4329,18

Fuente: Autora

4.4 Costo total de fabricación

Tabla 24. Costo total del equipo

Denominación	USD (\$)
Costos directos	25527,86
Costos indirectos	4329,18
Costo total del equipo	29857,04

Fuente: Autora

El costo total del equipo es de: 29857,04

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

Se analizaron los distintos tipos de procesos de secado de cuero siendo el método de túnel de secado la mejor opción debido a sus características optimas para la empresa ecuatoriana, entre sus principales ventajas se cuenta con la independencia al clima en conjunto con el mayor control de calidad, todo esto se refleja como un incremento en la productividad. Se diseñó un túnel aéreo de secado de cueros para la empresa "San José CíaLtda" bajo criterios de diseño y cuyo principio de funcionamiento es la transferencia de calor por convección. Las pieles se cuelgan en barras mediante pinzas apropiadas las cuales entran por un extremo se esperan un tiempo de secado, y por el otro extremo salen con un porcentaje de humedad definido.

Los ventiladores fueron seleccionados en base a la caída de presión que se genera en los ductos, el intercambiador de calor, los filtros, los ductos de impulsión y succión siendo estos de 6,34 Hp, 7,59 Hp y 0,33Hp.

Se aplica el proceso de calefacción con regulación técnica mediante el control Fuzzy para el secado de cueros, esto permite manejar la temperatura del cuero mediante el control de una válvula proporcional lo cual administrará de una manera proporcional la entrada de vapor al intercambiador de calor.

Un análisis del costo que implicaría la construcción de este túnel determinó un monto relativamente aceptable en comparación al costo que existe actualmente un túnel similar en el mercado.

Se investigó y analizó los diferentes tipos de secado para el cuero el cual se seleccionó el más adecuado, siendo el túnel de secado el mejor por las ventajas que proporciona a la empresa, ya no depende de las condiciones climatológicas como los demás procesos de secado, se tendría mayor control de calidad, un secado homogéneo que conlleva a tener una mayor productividad.

5.2 Recomendaciones

Determinar los parámetros ambientales tal como humedad relativa, temperatura ambiente y altura de la ciudad donde se va implementar el túnel de secado, pues ellas determinarán el rendimiento del proceso y a su vez selección de los elementos de calefacción y control que intervienen en el proceso.

Tomar en cuenta la humedad del cuero y la temperatura a la que entre al túnel para el proceso de calentamiento y el proceso de secado, pues aquellos parámetros determinarán el tiempo real para obtener un cuero seco de calidad. Entre menor temperatura entre el cuero con una humedad alta, mayor tiempo permanecerá en el túnel.

Utilizar equipos modulares con el fin de prever futuras mejoras en el proceso de control, la principal ventaja de esto es un ahorro en los costos futuros al no tener que cambiar toda una unidad sino acoplar nuevos módulos para nuevas funciones.

Analizar los costos de importación ya que el valor indicado en los catálogos o en los sitios web de los fabricantes no influyen los impuestos que el país aplica a los productos, en base a la experiencia durante esta investigación el valor a incrementarse es un 32% sobre el valor real.

Utilizar las licencias oficiales de los paquetes de software con los que cuenta la ESPOCH y la escuela de Ing. Mecánica si el fin es investigativo, caso contrario de querer utilizarlos a nivel industrial se deberá comprar su respectiva licencia.

BIBLIOGRAFÍA

ADMIRALTY INDUSTRIES, 2013. Tubos Aletados [En Línea] 2013 [Citado: 2013-06-10]<http://www.admiraltyindustries.com/es/tubos-aletados/>

ADZET ADZET, José María. 1985. Química Técnica de tenería. Igualada : Vecchi, 1985. págs. 495-496.

BAYER. 2000. Curtir, Teñir y acabar. Sexta Edición. Berlín, Alemania : RFA, 2000. págs. 11-35.

VALENZUELA, Ramiro. 1997 Estudio comparativo de tres trayectorias de secado de cuero Guatemala Universidad de San Carlos de Guatemala 1997. págs. 9-12

INSTRUMENTS, Hanna. Túneles de Secado 2010 [En Línea] 2010 [Citado: 2013-07-11] <http://www.hannainst.com.mx/aplicaciones-y-noticias/item/monitoreo-de-humedad-y-temperatura-en-tuneles-de-secado>

SALVADOR, Escoda. Manual Ventilación 2013 [En Línea] 2013 [Citado: 2013-10-10] <http://www.salvadorescoda.com/tecnico/ve/Manual-Ventilación.pdf>

MORERA, E. 2000. Química Técnica de Curtición. Barcelona : Escola Superior d'Adoberia d'Igualada, 2000.

NOLANO, R. 2008. Curso de Curtido Ecológico y Artesanal de Cueros. La Rioja : INTA, 2008. pág. 4.

PITA, Edward. 1994. Acondicionamiento de aire principios y sistemas. 2da Edición. México : Editorial Continental, 1994. 237-247.

