

**Universidad Católica de Santa María**  
**Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales**  
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica**  
**Eléctrica y Mecatrónica**



**“DISEÑO DE UN HORNO UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR PARA SECADO DE  
MADERA CON UNA CAPACIDAD DE UN METRO CUBICO DIARIO”**

Tesis presentada por el Bachiller:

**Bernal Turpo, Wilfredo Roberto**

Para optar por el Título Profesional de:

**Ingeniero Mecánico Electricista**

Asesor:

**Dr. Fernández Barriga, Camilo**

**Grimaldo**

**Arequipa – Perú**

**2021**

## DICTAMEN APROBATORIO

UCSM-ERP

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**  
**INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA**  
**TITULACIÓN CON TESIS**  
**DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR**

Arequipa, 23 de Julio del 2021

Dictamen: 000696-C-EPIMMEM-2021

Visto el borrador del expediente 000696, presentado por:

**2013601401 - BERNAL TURPO WILFREDO ROBERTO**

Titulado:

**DISEÑO DE UN HORNO UTILIZANDO ENERGÍA SOLAR PARA SECADO DE MADERA CON UNA  
CAPACIDAD DE UN METRO CUBICO DIARIO**

Nuestro dictamen es:

**APROBADO**

**1530 - FERNANDEZ BARRIGA CAMILO GRIMALDO**  
**DICTAMINADOR**



**3040 - VALDEZ LOAIZA JUAN CARLOS**  
**DICTAMINADOR**



## DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres y a mis hermanas que me apoyaron en todo, tanto económicamente como personalmente para lograr terminar la carrera y enseñándome a salir de las adversidades.



## AGRADECIMIENTOS

Primeramente, agradezco a Dios por darme Salud y vida para poder alcanzar mis metas y objetivos en esta vida.

A mi familia por apoyarme en los momentos más difíciles como en mi tiempo de estudiante y por permitirme volver a estudiar una carrera profesional.

A mis profesores de la facultad de ingeniería mecánica eléctrica ya que ellos me cedieron sus conocimientos los cuales fueron muy importantes para la elaboración de esta tesis.

A mis amigos y compañeros de la universidad que me apoyaron con sus experiencias en la vida universitaria y que siempre estuvieron ahí para ayudarme para toda clase de dificultades.



## RESUMEN

La presente Tesis tiene como finalidad el diseño de un horno solar para secado de madera desde 74% a 30% de humedad con una capacidad de 13.09 m<sup>3</sup> o 700 tablones de madera en aproximadamente 15 días. Se considera a este horno para ser implementado en carpinterías locales; ya que el secado de la madera al aire libre tiende a tomar mucho tiempo y con posibles pérdidas de madera por deformación o grietas.

En la tesis se busca diseñar un horno de secado de madera que sea amigable con el medio ambiente, de fácil mantenimiento, y económico para su implementación y operación. El método de secado del horno es por medio de aire caliente, este aire es calentado dentro de un Colector solar sobre el techo del horno y transportado dentro de la cámara de secado por 4 ventiladores de 0.75 HP hacia las pilas de madera logrando así retirar la humedad contenida en la madera. La temperatura promedio del horno es aproximadamente 40°C pero esta puede ser mayor dependiendo de la cantidad de radiación solar. Las dimensiones del horno son de 5.8m de largo con 3.74m de ancho y una altura de 4.01m en la parte más alta. La estructura del horno es de acero A36 tomando en cuenta el diseño hecho por medio del programa SAP2000

Para la implementación del horno se tiene un costo de S/. 10,682.00 en materiales de fabricación, un costo fijo anual del horno de S/. 209.00, el costo variable dependerá de la cantidad de madera a secar y la disposición de un cargador de madera; el consumo de energía eléctrica es S/. 86.80 por la carga completa del horno y por el uso por 8 horas diarias de los 4 ventiladores. Tomando en cuentas estos valores y otros dentro de esta tesis se determina que los ingresos mínimos que podría tener el horno será de 5.0 m<sup>3</sup> de madera al año para no tener pérdidas; lo cual sería menos de la mitad de la carga completa del horno, considerando que el precio de secado por m<sup>3</sup> es de S/. 59.15 y el costo por metro cubico es de S/. 14.27.

**Palabras claves:** Horno, solar, amigable, económico.

## ABSTRACT

The purpose of this Thesis is to design a solar oven for drying wood from 74% to 30% humidity with a capacity of 13.09 m<sup>3</sup> or 700 wooden planks in approximately 15 days. This oven is considered to be implemented in local carpentry shops; since the drying of the wood in the open air tends to take a long time and with possible loss of wood by deformation or cracks.

The thesis seeks to design a wood drying oven that is friendly to the environment, easy to maintain, and economical for its implementation and operation. The drying method of the oven is by means of hot air, this air is heated inside a solar collector on the roof of the oven and transported inside the drying chamber by 4 fans of 0.75 HP towards the wood piles, thus managing to remove the moisture contained in the wood. The average temperature of the oven is approximately 40 ° C but this may be higher depending on the amount of solar radiation. The dimensions of the oven are 5.8m long with 3.74m wide and a height of 4.01m at the highest part. The structure of the furnace is made of A36 steel, taking into account the design made through the SAP2000 program.

For the implementation of the oven there is a cost of S /. 10,682.00 in manufacturing materials, an annual fixed cost of the oven of S /. 209.00, the variable cost will depend on the amount of wood to be dried and the availability of a wood loader; electricity consumption is S /. 86.80 for the full load of the oven and for the use of the 4 fans for 8 hours a day. Taking into account these values and others within this thesis, it is determined that the minimum income that the kiln could have will be 5.0 m<sup>3</sup> of wood per year to avoid losses; which would be less than half of the full oven load, considering that the drying price per m<sup>3</sup> is S /. 59.15 and the cost per cubic meter is S /. 14.27.

**Key words:** Oven, solar, friendly, economy.

## INTRODUCCIÓN

El Perú es un país que produce gran cantidad de madera tanto para el consumo interno como para exportación, y para ambos casos es muy importante que el contenido de humedad en la madera sea pequeño para su posterior uso industrial.

En la ciudad de Arequipa la venta y uso de madera es mayormente hecha por microempresarios o pequeñas carpinterías que consiguen la madera con un alto contenido de humedad; lo cual hace necesario hacer uso de secado al aire libre que expone la madera a los rayos solares y a la intemperie, provocando en la madera decoloración y grietas que por ende generan pérdidas económicas. Mayormente el secado de la madera industrial está hecho por hornos convencionales; sin embargo, estos son relativamente costosos tanto en su instalación como su operación ya que necesitan personal calificado y usan combustible fósil continuamente para su funcionamiento lo cual limita a las microempresas y carpinterías al uso de secado al aire libre que literalmente es gratis.

Al ver la necesidad de las microempresas para el secado de madera de una forma más rápida y segura para la madera; se consideró el diseño de un horno solar aprovechando la gran incidencia de radiación durante todo el año en la ciudad de Arequipa. Para lo cual se ha tomado en cuenta que este horno presenta una fácil operación, construcción e instalación relativamente barata en comparación de un horno convencional; y que mantiene a la madera bajo techo durante el secado evitando la exposición directa al sol. Esta propuesta tendría impacto en las microempresas ya que el horno se puede diseñar para diferentes cantidades de madera a secar; dando la facilidad de que se reduzca sus dimensiones y que pueda ser usado en pequeños establecimientos de venta de madera o carpinterías.

## ÍNDICE

DICTAMEN APROBATORIO.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
RESUMEN.....	v
ABSTRACT.....	vi
INTRODUCCIÓN.....	vii
CAPITULO I.....	1
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	2
1.1. Descripción Del Problema.....	2
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1. Objetivo principal.....	2
1.2.2. Objetivos específicos.....	2
1.3. Alcances y Limitaciones.....	2
1.4. Justificación.....	3
CAPITULO II.....	4
2. MARCO CONCEPTUAL.....	5
2.1. Energía solar.....	5
2.1.1. Fundamentos de la energía solar.....	5
2.1.2. Definición de la energía solar.....	5
2.1.3. Aprovechamiento de la energía solar.....	6
2.1.4. Datos de la ubicación Geográfica y Clima.....	6
2.2. Transferencia de Calor.....	6
2.2.1. Transferencia de calor Convección.....	7
2.2.1.1. Convección natural y Convección forzada.....	7
2.2.1.2. Transición del flujo de aire.....	8
2.2.1.3. Coeficiente de transferencia de calor “h”.....	8

2.2.2.	Transferencia de calor por Conducción.....	8
2.2.3.	Transferencia de calor por Radiación.....	9
2.3.	Proceso de acondicionamiento de aire.....	11
2.3.1.	Mezcla gas-vapor.....	11
2.3.2.	Humedad relativa.....	11
2.3.3.	Humedad específica.....	11
2.3.4.	Temperatura de saturación adiabática .....	12
2.3.5.	Temperatura de Bulbo Húmedo .....	12
2.3.6.	Carta Psicrométrica.....	12
2.3.6.1.	Pre calentamiento, humidificación y calentamiento .....	13
2.4.	Materiales aislantes.....	15
CAPITULO III .....		16
3.	GENERALIDADES DE LA MADERA.....	17
3.1.	Definición de secado de madera .....	17
3.2.	Madera Tornillo en Arequipa.....	17
3.3.	Aserrío y secado.....	17
3.4.	Humedad en la Madera .....	17
3.4.1.	Agua libre:.....	18
3.4.2.	Agua de saturación:.....	18
3.4.3.	Agua de constitución:.....	18
CAPITULO IV .....		19
4.	PARÁMETROS DE DISEÑO DEL HORNO SOLAR .....	20
4.1.	Principio de funcionamiento.....	20
4.2.	Partes que conforman el horno solar de secado de madera .....	20
4.2.1.	Colector solar.....	20
o	Cubierta:.....	20
o	Zona de circulación de aire .....	20

o Placa Absorbadora: es donde ocurre el intercambio del calor atrapado entre la cubierta y la zona de circulación de aire. ....	20
4.2.2. Cámara de secado .....	20
4.2.3. Circulación del aire del secado.....	21
4.2.4. Sistema de control de Humedad .....	21
4.3. Ubicación del secador solar .....	21
4.4. Dimensionamiento de la cámara de secado .....	22
4.4.1. Dimensiones del tablón de madera.....	22
4.4.2. Dimensiones de los separadores.....	22
4.4.3. Apilamiento de la madera.....	23
4.5. Características del horno de secado de madera.....	25
4.5.1. Puertas .....	25
4.6. Medidas finales del horno Solar .....	26
CAPITULO V .....	27
5. CÁLCULO TÉRMICO DEL HORNO .....	28
5.1. Parámetros de diseño del horno .....	28
5.1.1. Madera.....	28
5.1.2. Aire en el horno .....	28
5.1.3. Aire externo a condiciones ambientales en Arequipa Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú .....	28
5.2. Flujo de calor para calentamiento de madera .....	29
5.3. Flujo de calor para calentamiento de los separadores.....	31
5.4. Calentamiento del aire que se encuentra en el interior del horno .....	32
5.4.1. Propiedades del aire al inicio en el horno:.....	33
5.4.2. Propiedades del aire después del calentamiento en el horno:.....	34
5.5. Calor para evaporar el agua de la madera en la etapa de secado .....	37
5.5.1. Peso de la madera seca .....	37
5.5.2. Masa de agua a eliminar .....	37

5.5.3.	Calor para evaporar el agua libre (etapa de 74% hasta 30%).....	39
5.5.4.	Calor para evaporar el agua ligada (etapa de 30% hasta 15%) .....	40
5.6.	Calentamiento de la estructura del horno.....	41
5.6.1.	Calor para calentar las chapas de las paredes .....	43
5.6.2.	Calor para calentar el aislante de las paredes .....	43
5.6.3.	Calor para calentar la estructura metálica del horno .....	44
5.7.	Pérdidas de calor por las paredes del Horno Solar .....	45
5.8.	Tablas resumen de los calores obtenidos.....	47
CAPITULO VI.....		48
6.	DISEÑO DE COLECTOR SOLAR PARA HORNO.....	49
6.1.	Datos para el diseño del colector solar para horno .....	49
6.1.1.	Datos de dimensión de colector.....	49
6.1.2.	Temperaturas .....	49
6.1.3.	Aire interior del Colector.....	50
6.1.4.	Aire en el exterior del Colector .....	50
6.1.5.	Placa absorbidora y cubierta transparente.....	51
6.2.	Orientación e Inclinación del colector solar .....	51
6.2.1.	Pérdidas por orientación e inclinación.....	52
6.3.	Flujo másico de aire en el horno solar .....	56
6.4.	Proceso de secado .....	58
6.4.1.	En la noche .....	63
6.5.	Balance de energía en el colector.....	63
6.5.1.	Energía ganada por el Aire interior del Colector.....	69
6.5.2.	Energía pérdida por el Aire interior del colector.....	75
6.5.3.	Energía de entrada en la cubierta.....	81
6.5.3.1.	Calor Radiado desde la placa absorbe dora a la Cubierta .....	81
6.5.3.2.	Calor por Convección del aire interior del colector a la Cubierta.....	82

6.5.3.3.	Calor ganado por radiación directa. ....	82
6.5.4.	Energía de salida en la cubierta .....	83
6.5.4.1.	Calor cedido por Convección desde la Cubierta hacia el exterior .....	83
6.5.4.2.	Calor cedido por Radiación desde la cubierta al exterior.....	83
6.5.5.	Energía de entrada en la Placa Absorbedora .....	85
6.5.5.1.	Calor ganado por radiación en la palca absorbedora.....	85
6.5.6.	Energía de salida en la Placa Absorbedora.....	85
6.5.6.1.	Calor cedido por convección desde la placa hacia el Aire interior .....	85
6.5.6.2.	Calor cedido por convección desde la placa hacia el interior del horno	85
6.5.6.3.	Calor cedido por radiación desde la placa hacia la cubierta .....	87
CAPITULO VII.....		89
7.	EQUIPOS Y MATERIALES DEL HORNO SOLAR.....	90
7.1.	Ventiladores.....	90
7.1.1.	Caída de presión de la pila de madera .....	90
7.1.2.	Caída de presión en recorrido del aire .....	92
7.1.2.1.	Caída de presión el Colector .....	92
7.1.2.2.	Caída de presión en los codos y deflector.....	93
7.1.3.	Ventilas y campana de succión.....	98
7.1.3.1.	Ventilas .....	98
7.1.3.2.	Campana De Succión .....	99
7.2.	Equipo eléctrico y automatización.....	100
7.2.1.	Funcionamiento de motores eléctricos .....	102
7.2.2.	Funcionamiento de las Ventilas.....	102
7.2.3.	Componentes de los esquemas eléctricos.....	104
7.2.3.1.	Cálculo de capacidad de corriente.....	104
7.2.3.2.	Cálculo de caída de tensión.....	105
7.2.3.3.	Los Conductores.....	106

7.3.	Deflector .....	108
7.4.	Estructura Metálica .....	108
7.4.1.	Cargas Muertas .....	108
7.4.2.	Cargas Vivas Para Pared (L) .....	109
7.4.3.	Cargas Vivas Del Techo (Lr).....	109
7.4.4.	Cargas de Nieve.....	109
7.4.5.	Cargas de Viento .....	109
7.4.5.1.	Presión de diseño.....	111
7.4.6.	Cargas Sísmicas.....	112
7.4.7.	Combinación de Cargas.....	114
7.4.7.1.	Selección de Coberturas .....	114
7.4.8.	Diseño de la estructura metálica del horno.....	117
7.4.9.	Diseño de placas base.....	119
CAPITULO VIII .....		121
8.	COSTO DE DISEÑO DEL HORNO .....	122
8.1.	Análisis de costos.....	122
8.2.	Costo de energía Eléctrica .....	122
8.3.	Costo de instalación del horno.....	123
8.4.	Equipos principales del horno.....	124
CAPITULO IX .....		125
9.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	126
9.1.	Costos directos .....	126
9.1.1.	Mano de obra directa .....	126
9.2.	Costo indirecto.....	126
9.2.1.	Útiles de oficina.....	126
9.2.2.	Útiles de aseo y seguridad .....	127
9.3.	Determinación del punto de equilibrio .....	127

9.3.1. Costos fijos .....	127
9.3.2. Costos variables.....	127
9.4. Evaluación del proyecto.....	130
9.5. Depreciación. ....	131
9.5.1. Alícuota Anual.....	131
9.6. Flujo de caja.....	132
9.6.1. Valor Actual Neto (VAN) .....	133
9.6.2. La tasa interna de retorno (TIR) .....	134
CONCLUSIONES.....	136
RECOMENDACIONES .....	138
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	139
APÉNDICES .....	142
Apéndice 1. Programación en software EES:.....	142
Temperaturas en el colector solar.....	142
Flujo másico de aire para secado de la madera. ....	143
Circulación del aire dentro del horno .....	144
Apéndice 2. Arduino y control .....	146
Programación del Arduino por bloque .....	146
Programación por texto .....	147
Simulación de servos e interruptor manual con PROTEUS.....	148
Simulación de Arduino en software en línea <a href="https://www.tinkercad.com/">https://www.tinkercad.com/</a> .....	148
ANEXOS .....	149
Anexo 1. Servomotor considerado para la apertura de las ventilas.....	149
Anexo 2. Controlador de Temperatura y Humedad .....	150
Anexo 3. Termostato .....	151
PLANOS.....	153

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Transferencia de Calor, una superficie caliente a fluido circulante.....	8
Figura 2. Carta Psicrométrica.....	13
Figura 3. Calentamiento, enfriamiento y calentamiento.....	14
Figura 4. Proceso de 1) calentamiento, 2) enfriamiento y 3) calentamiento.....	15
Figura 5. Tipos de Agua en la Madera.....	18
Figura 6. Pila de madera y separadores a ser calentados.....	29
Figura 7. Separadores a ser calentados.....	32
Figura 8. Carta Psicrométrica del calentamiento del aire de la cámara.....	36
Figura 9. Resultados Calentamiento del aire de la cámara.....	36
Figura 10. Tipos de agua a retirar.....	39
Figura 11. Estructura de horno a calentar.....	44
Figura 12. Circuito térmico equivalente a la pared de la cámara.....	46
Figura 13: Pérdidas por orientación e inclinación para Arica (Lat:18°S).....	54
Figura 14. Área libre de flujo de aire sobre la pila de madera.....	57
Figura 15: Calentamiento del aire dentro de la cámara.....	59
Figura 16. Ingreso de aire al horno solar. Elaboración propia.....	60
Figura 17. Calentamiento y enfriamiento de aire (ideal).....	61
Figura 18. Mezcla de aire de circulación y aire exterior (ideal).....	61
Figura 19. Colector Solar Calor ganado y perdido.....	64
Figura 20. Gráfica de la incidencia de radiación según estación.....	68
Figura 21. Gráfica de variación de temperaturas durante el día (verano).....	68
Figura 22. Gráfica de variación de temperaturas durante el día (invierno).....	69
Figura 23. Temperatura del aire colector vs la intensidad de radiación.....	73
Figura 24. Variación de la temperatura recirculaste en horno para 400 W/m <sup>2</sup> .....	74
Figura 25. Variación de la temperatura recirculaste en horno para 750 W/m <sup>2</sup> .....	74
Figura 26. Variación de la temperatura recirculaste en horno para 1000 W/m <sup>2</sup> .....	75
Figura 27. Eficiencia VS temperatura de aire (450 kW/m <sup>2</sup> ).....	79
Figura 28. Eficiencia VS temperatura de aire (500 kW/m <sup>2</sup> ).....	79
Figura 29. Eficiencia VS temperatura de aire (750 kW/m <sup>2</sup> ).....	80
Figura 30. Eficiencia VS temperatura de aire (1000 kW/m <sup>2</sup> ).....	80
Figura 31. Parámetros de ducto de aire.....	94
Figura 32. Gráfica de ventilador.....	97
Figura 33. Gráfica de ventilador.....	97

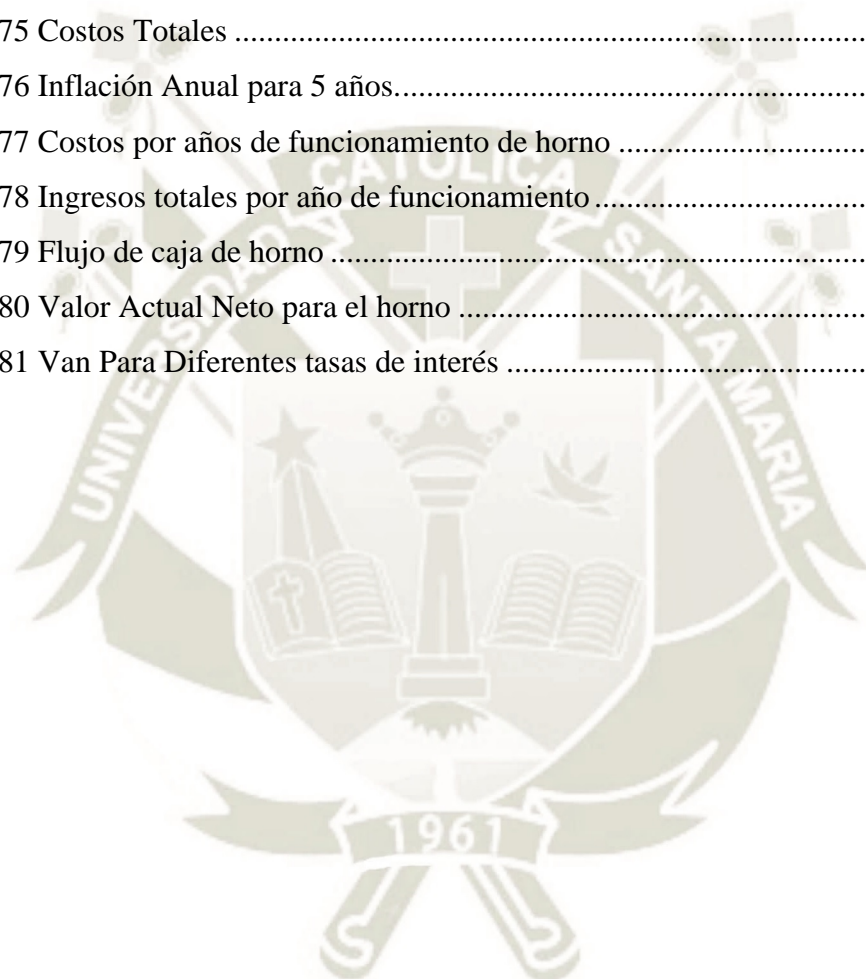
Figura 34. Dimensiones del Ventilador.....	98
Figura 35. Especificaciones del Ventilador.....	98
Figura 36. Ventilas de aire a usar. ....	99
Figura 37. Diagrama de flujo de funcionamiento de Cámara.....	101
Figura 38. Esquema de control y fuerza eléctrica para los ventiladores y ventilas.....	102
Figura 39. Funcionamiento de Servomotores.....	103
Figura 40. Mapa de Zonas Sísmicas.....	113
Figura 41. Llenado de datos de Base de Espectro Sísmico (SAP 2000) .....	113
Figura 42. Abaco para selección de espesor de vidrio. ....	116
Figura 43. Dimensiones de Cubierta. ....	117
Figura 44. Distanciamiento entre apoyos de Cobertura DR.....	117
Figura 45. Simulación de ratios de esfuerzo del horno. ....	118
Figura 46. Simulación de deformación de estructura de horno.....	119
Figura 47. Dimensiones de la placa Base de la columna.....	120
Figura 48. Punto de Equilibrio para secado de madera. ....	129
Figura 49. Diagrama del flujo de caja de horno. ....	130

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Dimensiones de tablón de Madera Aserrada.....	22
Tabla 2 Dimensión y distribución de espaciadores .....	23
Tabla 3 Dimensión Total de las Pilas de madera.....	23
Tabla 4. Espaciamiento de la Pila a las paredes y techo.....	24
Tabla 5 Dimensiones Internas de Horno .....	24
Tabla 6 Propiedades térmicas de los materiales .....	25
Tabla 7 Dimensiones de las puertas del horno .....	25
Tabla 8 Dimensiones Internas del Horno .....	26
Tabla 9 Dimensiones Externas del Horno .....	26
Tabla 10. Calor específico de la madera Seca.....	30
Tabla 11 Calor específico de la madera Húmeda.....	31
Tabla 12 Volumen de los Espaciadores.....	32
Tabla 13 Volumen del aire a calendar .....	33
Tabla 14 Propiedades del aire (carta Psicométrica).....	33
Tabla 15 Humedad específica a condiciones iniciales .....	34
Tabla 16 Propiedades del aire calentado en el Horno .....	35
Tabla 17 Peso de madera Húmeda. ....	38
Tabla 18 Masa de agua por rangos de humedad.....	38
Tabla 19 Calor necesario para retirar el agua libre.....	40
Tabla 20 Consumo de energía para romper fuerzas que ligan el agua con madera .....	40
Tabla 21 Calor necesario para retirar el agua ligada .....	41
Tabla 22 Materiales de la las Paredes del horno .....	42
Tabla 23 Datos para calor para calendar chapa.....	43
Tabla 24 Datos para calendar el aislante .....	43
Tabla 25 Datos para calendar la estructura metálica .....	44
Tabla 26 Calor para evaporar el agua de la madera .....	47
Tabla 27 Calor necesario para calentar el interior del horno.....	47
Tabla 28 Pérdidas de calor por paredes y puerta .....	47
Tabla 29 Dimensiones del Colector Solar .....	49
Tabla 30 Temperaturas en Colector.....	50
Tabla 31 Propiedades del Aire en colector.....	50
Tabla 32 Propiedades del aire exterior. ....	51
Tabla 33 Datos para la placa y la Cubierta.....	51

Tabla 34 Inclinación y orientación optimas .....	52
Tabla 35 Pérdidas Totales según disposición de panel.....	53
Tabla 36 Resumen de pérdidas por sombra, orientación e inclinación .....	56
Tabla 37 Datos para área libre del flujo de aire.....	57
Tabla 38 Temperaturas de cubierta y placa absorbedora .....	67
Tabla 39 Determinar el valor del coeficiente de transferencia.....	71
Tabla 40 Variación de temperatura del aire a diferentes intensidades de radiación.....	76
Tabla 41 Calores que ingresan a la placa absorbedora y cubierta .....	77
Tabla 42 Calores que ingresan y salen del aire en el colector.....	78
Tabla 43 Calor necesario para calentar el aire.....	81
Tabla 44 Calor Ganado y perdido por la Cubierta de vidrio .....	84
Tabla 45 Calor Ganado y perdido por la cubierta Acumulado.....	84
Tabla 46 Constante de transferencia de calor.....	87
Tabla 47 Calor ganado y perdido por la placa absorbedora .....	88
Tabla 48 Caída presión en la Pila de madera.....	91
Tabla 49 Caída de presión en el Colector.....	93
Tabla 50 Coeficiente de pérdidas para codos y deflector.....	94
Tabla 51 Caída de Presión de ductos y deflector.....	95
Tabla 52 Caída de presiones totales .....	96
Tabla 53 Especificaciones de Ventilas de aire .....	99
Tabla 54 Campana de recirculación de aire.....	100
Tabla 55 Máxima de demanda del circuito .....	104
Tabla 56 Intensidad de corriente nominal y diseño.....	105
Tabla 57 Caída de Tensión en los conductores .....	106
Tabla 58. Componentes de esquemas eléctricos.....	107
Tabla 59 Perfiles usados para estructura de horno .....	118
Tabla 60 Reacciones de los apoyos de la estructura.....	119
Tabla 61 Consumo de energía eléctrica Anual de energía eléctrica.....	122
Tabla 62 costo de componentes de instalación eléctrica .....	123
Tabla 63 Costo de instalación de la estructura .....	123
Tabla 64 Costo de instalación de Colector .....	124
Tabla 65 Costo de equipos básicos de horno.....	124
Tabla 66 Costo Total de instalación de horno .....	124
Tabla 67 Costo de mano de Obra directa .....	126

Tabla 68 Costo de Útiles de aseo anual.....	127
Tabla 69 Costos Fijos Anuales para el Horno .....	127
Tabla 70 Numero de tablas por metro cubico de madera.....	128
Tabla 71 Costo por tablón de madera.....	128
Tabla 72 Costo por cantidad de producción de madera seca.....	128
Tabla 73 Ingresos por cantidad de madera secada .....	129
Tabla 74 Depreciación de la estructura y equipos.....	131
Tabla 75 Costos Totales .....	132
Tabla 76 Inflación Anual para 5 años.....	132
Tabla 77 Costos por años de funcionamiento de horno .....	133
Tabla 78 Ingresos totales por año de funcionamiento .....	133
Tabla 79 Flujo de caja de horno .....	133
Tabla 80 Valor Actual Neto para el horno .....	134
Tabla 81 Van Para Diferentes tasas de interés .....	134





## 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

### 1.1. Descripción Del Problema

El planteamiento del problema está basado en la necesidad de optimizar el uso de madera seca disponible en el mercado local, ya que la madera que se vende en los aserraderos locales se encuentra usualmente húmeda, por esta razón los carpinteros necesitan secar la madera al aire libre por semanas e incluso meses para que esta permita ser trabajada, esto representa una pérdida de tiempo y dinero al no contarse con la materia prima disponible en el momento indicado.

### 1.2. Objetivos

#### 1.2.1. Objetivo principal

- Diseñar un horno para secado de madera utilizando energía solar, con una capacidad aproximada de 13 m<sup>3</sup> y que sea económico tanto para su mantenimiento como construcción.

#### 1.2.2. Objetivos específicos

- Determinar los factores que influyen en este horno solar.
- Analizar los diferentes tipos de calor y su efecto combinado sobre el horno.
- Utilizar el software especializado para el diseño como Engineering Equation Solver (EES), Autodesk Inventor 2020, AutoCAD 2020, Arduino, CADe-SIMU, SAP2000, MATHCAD, Proteus 8, Psychrometrics y CAT3 (tabla termodinámica)

### 1.3. Alcances y Limitaciones

Se debe de considerar el tiempo de incidencia del sol sobre el horno, la capacidad de pérdida de calor a través de las paredes, el consumo de energía calórica para calentar la estructura del horno, y el aire interior de la cámara. Además de considerar el tipo de madera que se va a secar, su espesor y la cantidad de madera.

#### 1.4. Justificación

Hoy en día, la madera que se vende en los aserraderos locales se encuentra con un alto contenido de humedad a causa del alto costo de instalación y operación de los hornos convencionales en la zona de extracción de la madera, estos hornos mayormente funcionan a electricidad o por combustibles fósiles, dando como consecuencia que los carpinteros locales no les resulte factible el alquiler de estos hornos por la cantidad de madera necesaria para secar y el costo de secado de la madera, por esta razón los carpinteros y microempresas que trabajan la madera en la ciudad de Arequipa mayormente realizan el secado de madera al aire libre; ya que el clima es seco y presenta pocas lluvias durante la mayor parte del año. Lamentablemente, este método de secado toma mucho tiempo, alrededor de 1 a 6 meses dependiendo del tipo de madera, y la cantidad de humedad que tenga; así como también crea posibles pérdidas de la madera por torceduras.

Para el aprovechamiento de la energía solar que es abundante en Arequipa se consideró el diseño de un horno solar secado para el mayor aprovechamiento de la madera e intercambio comercial por el menor tiempo de espera de la madera seca y poca pérdida de madera por deformaciones.



## 2. MARCO CONCEPTUAL

### 2.1. Energía solar

#### 2.1.1. Fundamentos de la energía solar

La energía solar es una de las fuentes de la vida y es el origen de la mayoría de las demás formas de energía conocidas. Cada año la radiación solar aporta a la Tierra energía equivalente a varios miles de veces la cantidad que consume toda la humanidad. De ahí que la radiación solar, recogida de forma adecuada con paneles solares, puede transformarse en otras formas de energía. En cuanto a los receptores, se pueden diferenciar los receptores activos y receptores pasivos. Los primeros utilizan mecanismos para orientar el sistema receptor hacia el Sol -llamados seguidores- y captar mejor la radiación directa. Los pasivos, en tanto, no son capaces de realizar este seguimiento. Una importante ventaja de la energía solar es que permite la generación de energía en el mismo lugar de consumo mediante la integración arquitectónica. (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2021)

#### 2.1.2. Definición de la energía solar

La energía Solar llega a nosotros en forma de ondas electromagnéticas después de experimentar considerables interacciones con la atmósfera. El Sol al ser un cuerpo casi esférico con un diámetro aproximado de  $1.39 \times 10^9$  metros, una masa de  $2 \times 10^{30}$  kilogramos y encontrarse ubicado a  $1.5 \times 10^{11}$  metros de la tierra emite una radiación en forma continua a razón de  $3.8 \times 10^{26}$  Watt; lo cual es suficiente para mantener caliente y sostener la vida sobre la tierra. La energía solar que llega a la atmósfera terrestre se llama Irradiancia Solar Total o también llamado constante solar cuyo valor es  $1373 \text{ W/m}^2$  y representa la tasa a la cual la energía solar incide sobre una superficie perpendicular a los rayos del sol en el borde exterior de la atmósfera cuando la tierra se encuentra a una distancia media del sol. Toda la energía que incide sobre la superficie de la tierra se considera que consta de dos partes: directa y difusa. La parte de la radiación solar que llega a la superficie terrestre sin ser dispersada ni absorbida por la atmósfera se llama radiación solar directa; y la

radiación solar difusa es la radiación dispersada que llega a la superficie terrestre de manera uniforme desde todas las direcciones. (Cengel & Ghajar, 2020, págs. 709-711)

### **2.1.3. Aprovechamiento de la energía solar**

Para el aprovechamiento de la energía solar en usos aplicativos se considera dos tipos de transformación.

Mediante el empleo de colectores solares la energía solar puede transformarse en energía térmica. A su vez, con el empleo de paneles fotovoltaicos la energía luminosa puede transformarse en energía eléctrica. Ambos procesos demandan tecnologías diferentes que no tienen nada que ver una con la otra. (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2021)

### **2.1.4. Datos de la ubicación Geográfica y Clima**

“El departamento de Arequipa está ubicado en la zona Occidental del territorio peruano; encontrándose sus puntos extremos entre las coordenadas geográficas 14°36'066” y 17°17'54” latitud sur, y 70°50'24” y 75°05'52” latitud Oeste” (Instituto nacional de estadística e informática INEI, 2000).

“El clima de Arequipa es “desierto”, casi sin lluvias durante el año, la temperatura media anual en Arequipa es de 14.5 °C, una Humedad relativa anual de 50% y una presión atmosférica anual de 768.0 milibares” (WeatherOnline, 2021).

“La radiación global por día tiende a ser de 1000W/m<sup>2</sup> como máximo en estación de verano y 500 W/m<sup>2</sup> como máximo en la estación de invierno, esto máximos ocurre entre las 11:30 y 12:30 horas” (Chambi Laura, 2018).

## **2.2. Transferencia de Calor**

Se debe de considerar que el calor es la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en las temperaturas y la ciencia que determina las razones de esa transferencia es la Transferencia de Calor. Como se mencionó el requisito básico de la transferencia de calor es la diferencia de temperaturas y su velocidad de transferencia en cierta dirección dependerá del gradiente de la temperatura. (Cengel & Ghajar, 2020)

Existe tres tipos de mecanismo de transferencia dependiendo de los medios de contacto como de sólido a sólido, sólido a líquido e incluso entre medios que no tienen contacto directo (vacío) esto se aplicará en los siguientes conceptos:

### 2.2.1. Transferencia de calor Convección

La convección es el modo de transferencia entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que están en movimiento y comprende los efectos combinados de conducción y el movimiento del fluido. Los procesos de transferencia de calor que comprende cambios de fase de fluido también se considera como convección a causa del movimiento de ese fluido inducido durante el proceso, a pesar de su complejidad se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa convenientemente con la Ley de Newton del enfriamiento como se puede ver en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (W) \quad (2-1)$$

Donde:

$\dot{Q}_{conv}$ : Flujo de calor por convección (W)

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$A_s$ : Área superficial para la transferencia de calor ( $m^2$ )

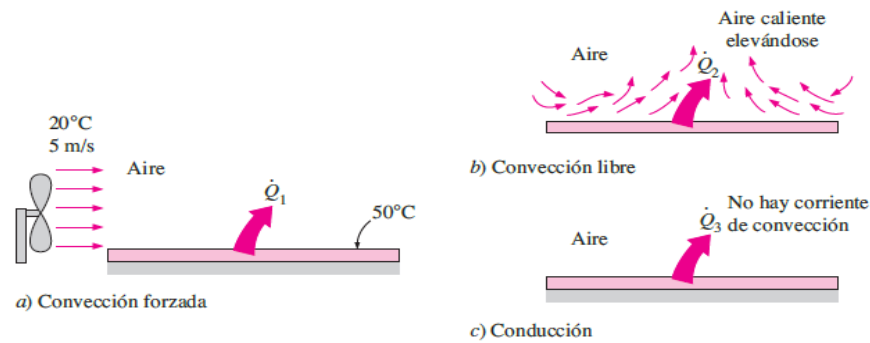
$T_s$ : Temperatura de la superficie ( $^\circ C$ )

$T_{\infty}$ : Temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie ( $^\circ C$ ). (Sánchez, 2020)

#### 2.2.1.1. Convección natural y Convección forzada

“*Es convección natural* si el movimiento del fluido es causado por la fuerza de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese mismo fluido” (Cengel & Ghajar, 2020).

“*Es convección forzada* si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento” (Cengel & Ghajar, 2020).



**Figura 1. Transferencia de Calor, una superficie caliente a fluido circulante.**

**Fuente. Cengel & Ghajar, (2020)**

### 2.2.1.2. Transición del flujo de aire.

La transición del flujo externo de laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, de la velocidad de la corriente, de la temperatura superficial y del tipo de fluido. Para la mayor parte de los flujos internos o en tubos son turbulentos, el flujo laminar se encuentra cuando el fluido es intensamente viscoso. (Cengel & Ghajar, 2020)

### 2.2.1.3. Coeficiente de transferencia de calor “h”.

Se define como la razón de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia de temperatura. En los estudios sobre convección, es prácticamente común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combina las variables, las cuales agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales, como es el caso del coeficiente de transferencia de calor “h” con número Nusselt. (Cengel & Ghajar, 2020)

### 2.2.2. Transferencia de calor por Conducción

La conducción en los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de electrones libres, en ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido adyacente es por conducción pura. La razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la dirección de la temperatura a través de esta y el área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa. (Cengel & Ghajar, 2020)

$$\dot{Q}_{cond} = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (W) \quad (2-2)$$

Donde:

$\dot{Q}_{cond}$ : Flujo de calor por conducción (W)

$k$ : Conductividad térmica (W/m\*K)

$A$ : Área superficial para la transferencia de calor (m<sup>2</sup>)

$\Delta T$ : Diferencia de Temperaturas en las superficies (°C)

$\Delta x$ : Espesor del Material (m)

La conductividad térmica “k” es una medida de capacidad de un material para conducir calor en una dirección de la temperatura decreciente, esta temperatura decrece según aumente el valor de “x”, el signo negativo en la ecuación (2-2) garantiza que la transferencia de calor en dirección del decreciente de la temperatura y “x” positiva sea un valor positivo, también se debe considerar que el área de transferencia siempre será perpendicular a la dirección de transferencia. (Cengel & Ghajar, 2020)

### 2.2.3. Transferencia de calor por Radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. Todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados, la razón máxima de radiación que emite un cuerpo se le llama radiación del cuerpo negro pero esta expresión se considera de formas ideal ya que los cuerpos reales emiten menor cantidad de radiación lo cual se expresa por la emisividad de la superficie “ε” y la emisividad es la medida que aproxima a una superficie a ser un cuerpo negro (ε=1; cuerpo negro).

Considerando la ley de Stefan-Boltzmann y que el cuerpo que emite radiación se encuentra encerrado dentro de un cuerpo más grande a una temperatura ( $T_{alred}$ ) y separada por un gas que no interfiere con la radiación, la razón neta de

transferencia de calor por radiación entre dos superficies es dada por. (Cengel & Ghajar, 2020)

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad (W) \quad (2-3)$$

Donde:

$\dot{Q}_{rad}$ : Razón de transferencia de calor por Radiación (W)

$\varepsilon$ : Emisividad de la superficie ( $0 \leq \varepsilon \leq 1$ )

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann;  $\sigma=5.67 \times 10^{-8}$  (W/m<sup>2</sup>\*K<sup>4</sup>)

$A_s$ : Área superficial para la transferencia de calor (m<sup>2</sup>)

$T_s$ : Temperatura en la superficie encerrada (°C)

$T_{alred}$ : Temperatura en la superficie de alrededor(°C)

Otra importante propiedad relativa a la radiación de la superficie es su absorptividad “ $\alpha$ ” la cual es la fracción de la energía de radiación incidente que es absorbida por una superficie, la absorptividad tiene el valor de uno ( $\alpha=1$ ) si se considera como un cuerpo negro el cual absorbe toda la energía incidente, por ende un Cuerpo Negro es un absorbedor y emisor perfecto; según la ley de Kirchohoff de la radiación afirma que la emisividad y la absorptividad de una superficie a una temperatura y longitud de onda dada son iguales. (Cengel & Ghajar, 2020)

$$\dot{Q}_{absorbida} = \alpha \cdot \dot{Q}_{incidente} \quad (W) \quad (2-4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{absorbida}$ : Razón de absorción de calor por Radiación (W)

$\dot{Q}_{incidente}$ : Razón de incidencia de calor por Radiación (W)

$\alpha$ : Absorptividad de la superficie ( $0 \leq \alpha \leq 1$ )

## 2.3. Proceso de acondicionamiento de aire

### 2.3.1. Mezcla gas-vapor

Una mezcla de sustancia se considera gas-vapor si uno de los componentes es un vapor condensable, es decir dicho vapor está próximo a su estado de saturación. Se dice que una mezcla gas- vapor está saturada cuando el componente vapor lo está, es decir la temperatura de la mezcla es la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial del vapor. (Gordillo Andia, 2015)

### 2.3.2. Humedad relativa

Se define la humedad relativa como la relación de la masa de vapor presente y la masa de vapor que a la misma temperatura saturaría la mezcla. Los valores límites de la humedad relativa son 0%, para una mezcla que no tiene vapor ( $p_v=0$ ) y 100% para una mezcla saturada ( $p_v=p_g$ ), (Gordillo Andia, 2015)

$$\phi = \frac{mv}{mg} = \frac{pv}{pg} \quad (2-5)$$

Donde:

$\phi$ : Humedad relativa (kg/kg)

$mv$ : Masa de vapor presente (kg)

$mg$ : Masa de vapor en mezcla saturada (kg)

$p_v$ : Presión parcial del vapor (kPa)

$p_g$ : Presión de saturación a la misma temperatura (kPa)

### 2.3.3. Humedad específica

Es la relación de la masa de vapor a la masa del gas no condensable y se supone que ambos componentes se comportan en forma aproximada como gas ideal. (Gordillo Andia, 2015)

$$\omega = \frac{mv}{ma} \quad (2-6)$$

$$\omega = 0.622 * \frac{pv}{p - pv}$$

Donde:

$\omega$ : Humedad específica (kg/kg)

$m_v$ : Masa de vapor presente (kg)

$m_a$ : Masa del gas no condensable (kg)

$p_v$ : Presión parcial del vapor (kPa)

$p$ : Presión atmosférica (kPa)

#### **2.3.4. Temperatura de saturación adiabática**

Se denomina así a la temperatura que alcanza una mezcla de aire-vapor si mediante un proceso adiabático se le lleva a saturación. El proceso consiste en hacer pasar la mezcla de aire-vapor por un recinto adiabático que contiene agua manteniéndolos en contacto el tiempo suficiente para que como consecuencia de la evaporación llegue a saturarse. (Gordillo Andia, 2015)

#### **2.3.5. Temperatura de Bulbo Húmedo**

Cuando la mezcla aire-vapor con una humedad relativa menos al 100% se hace pasar por un termómetro cubierto por una gasa impregnada de agua, denominada termómetro de bulbo húmedo. El aire próximo al termómetro se satura como consecuencia de la evaporación; el calor latente de evaporación es cedido por aire húmedo, y por lo tanto su temperatura desciende hasta un valor denominado temperatura de bulbo húmedo. (Gordillo Andia, 2015)

#### **2.3.6. Carta Psicrométrica.**

“Con el fin de evitar las complejidades del cálculo de las propiedades de las mezclas air-vapor, se ha elaborado diagramas a escala de las propiedades de las mismas, que reciben la denominación de la Carta Psicrométrica” (Gordillo Andia, 2015).

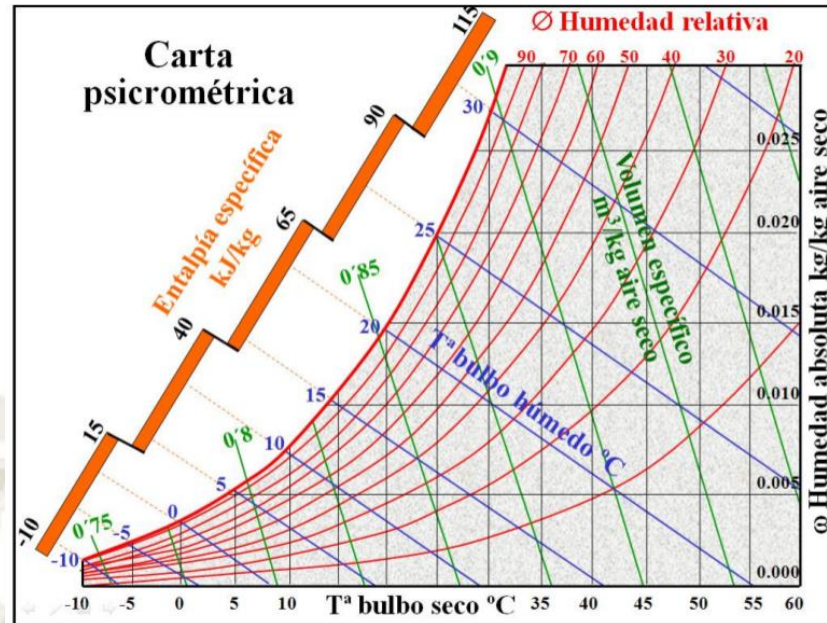


Figura 2. Carta Psicrométrica.

Fuente. Sánchez, (2020)

### 2.3.6.1. Pre calentamiento, humidificación y calentamiento

El flujo de aire se hace pasar por un intercambiador en donde, mediante la transferencia de calor  $1q_2=h_2-h_1$ , se calienta hasta  $T_2$ , condición a partir de la cual mediante inyección de agua atomizada se le satura adiabáticamente mediante la adición de  $(w_3-w_2)$  kilogramos de agua para posteriormente mediante un posterior calentamiento que implica transferencia de calor  $3q_4=h_4-h_3$  llevarlo a la condición deseada.

*Calentamiento o enfriamiento sensible* son los procesos durante los cuales no hay integración de vapor por evaporación ni eliminación de vapor por condensación  $\omega_2 = \omega_1$  (ni evaporación y condensación)

*Enfriamiento por humidificación*, se emplea la saturación adiabática para producir un descenso en la temperatura del aire húmedo, como consecuencia de este proceso la temperatura mínima alcanzable corresponde a la temperatura del bulbo húmedo  $T_{BH_2} = T_{BH_1}$ . (Gordillo Andia, 2015)

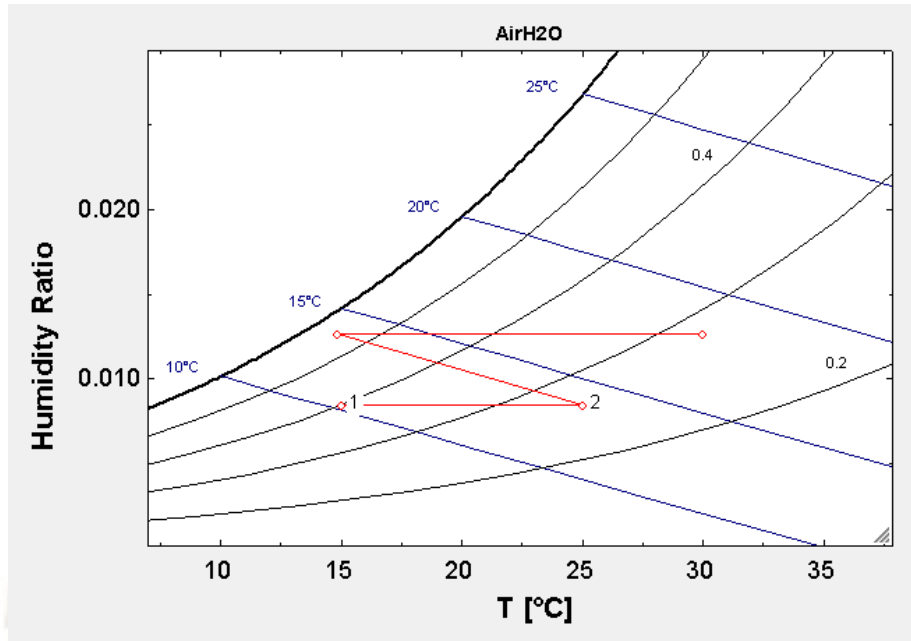
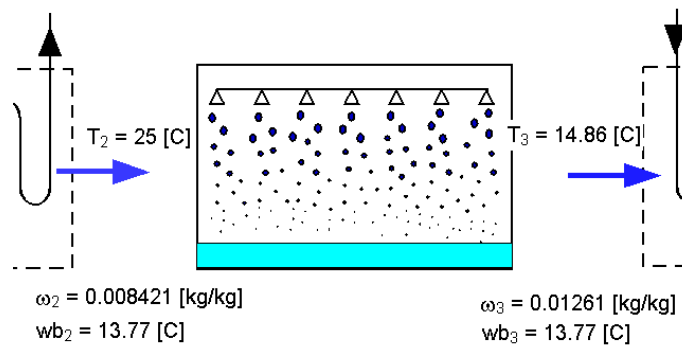
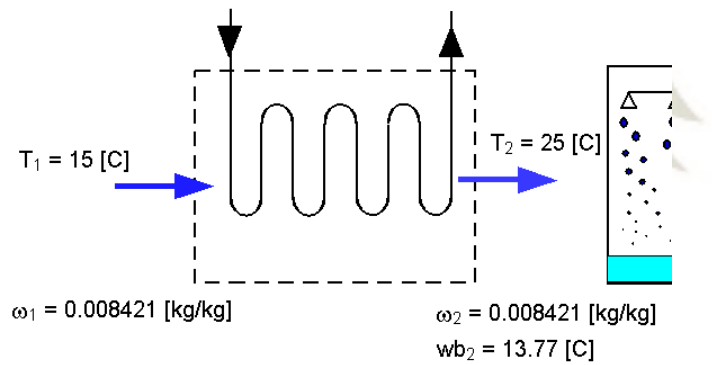
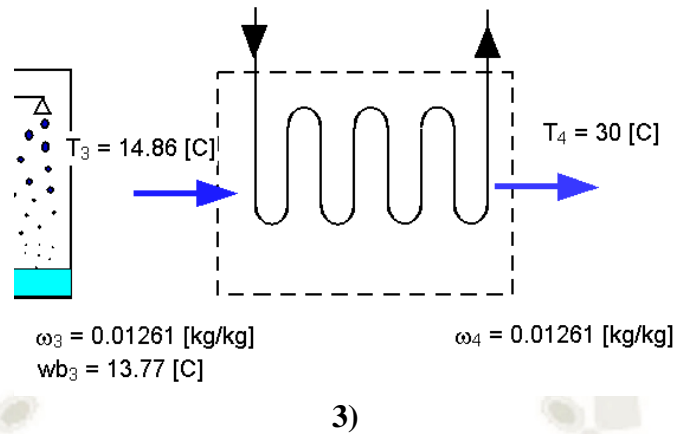


Figura 3. Calentamiento, enfriamiento y calentamiento.

Fuente. Elaboración Propia





**Figura 4. Proceso de 1) calentamiento, 2) enfriamiento y 3) calentamiento.**

**Fuente. Elaboración Propia**

#### 2.4. Materiales aislantes

“Los aislantes térmicos son materiales o combinaciones de materiales que se usan principalmente para reducir la resistencia al flujo de calor” (Cengel & Ghajar, 2020); por esta razón se usan como barrera en la trayectoria del flujo de calor evitando que este pase de un ambiente a otro de menor temperatura. Existen varios tipos de aislantes en el mercado como el Poliuretano, Poliestireno, Lana de vidrio, etc. Su uso dependerá del espesor de aislante, costo del aislante y costo de pérdida de calor.



### **3. GENERALIDADES DE LA MADERA**

#### **3.1. Definición de secado de madera**

El secado consiste en el retiro de agua excedente dentro de la madera en el menor tiempo, a un bajo costo y sin causar el mayor daño a la madera a secar. Las importancias del secado de madera son: Peso de la madera, estabilidad dimensional, resistencia mecánica, pudrición y manchas, tratamientos de operación, adhesivos, acabados, trabajabilidad, aislante térmico, aislamiento eléctrico.

#### **3.2. Madera Tornillo en Arequipa**

Arequipa es una de las principales zonas de venta y distribución de madera y productos forestales dentro del corredor Sur. Se ha podido identificar varios depósitos de madera aprobados por el Instituto Nacional De Recursos Naturales que comercializan un promedio de entre 30,000 p/t (pie-tablar) a 50,000 p/t (pie-tablar) mensuales de madera re-aserrada a dimensiones comerciales de 1, 1½, y 2 pulgadas, anchos variables y entre 8 - 12 pies de largo.

El tornillo al ser una madera de alta abundancia de producción con un volumen anual aproximado de 45307.42 m<sup>3</sup> de madera y la que tiene mayor volumen de compra por las empresas de Arequipa, se consideró como la madera a usar en la referencia para el diseño del horno. Su zona de extracción Se encuentra en los departamentos de Iquitos, Huanuco y Cusco, se halla en formaciones ecológicas de bosques húmedo tropical y bosque húmedo subtropical. (Maderas Hernap Export Madexo, 2020)

#### **3.3. Aserrío y secado**

El Tornillo es una especie de fácil aserrío, tiene buena trabajabilidad con toda clase de herramientas manuales y máquinas. Buen comportamiento al secado al aire y no sufre rajaduras si se apilan las maderas correctamente. Demora de 31 a 53 días para llegar de 71 a 20% de CH. Buen comportamiento al encolado y acabados. Se recomienda un programa de secado fuerte de 55 horas para bajar el CH de 74 al 12% sin defectos. (Maderas Hernap Export Madexo, 2020)

#### **3.4. Humedad en la Madera**

Cuando un árbol este recién cortado, la madera que lo compone posee una gran cantidad de agua, que puede variar aproximadamente entre 35% y 200% en relación con su peso, dependiendo de la especie de madera y de las condiciones climáticas de

la zona en donde ese se desarrolla. El agua contenida en la madera se encuentra bajo diferentes formas. (Maderas Hernap Export Madexo, 2020)

### 3.4.1. Agua libre:

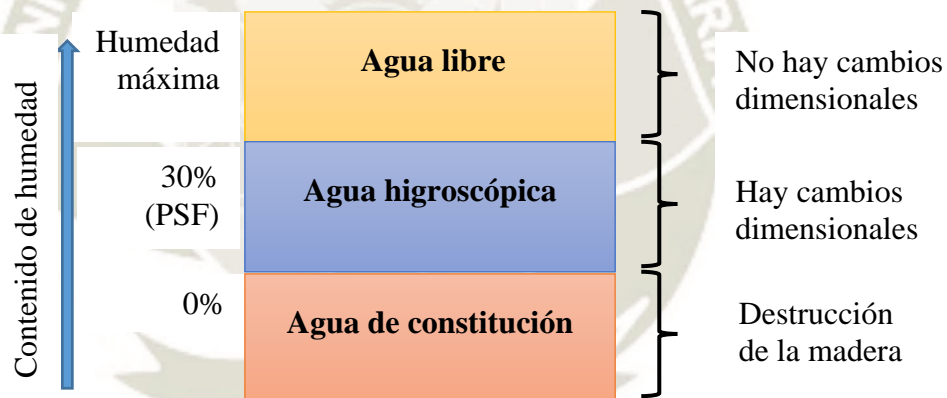
Ocupa los volúmenes o cavidades celulares de la madera, siendo la primera en evaporarse, al ser la más fácil de eliminar; su pérdida no genera cambios dimensionales en la madera.

### 3.4.2. Agua de saturación:

Llamado también agua higroscópica o ligada, constituye el agua contenida en las paredes celulares, y para ser removida se requiere mayor cantidad de energía. Su pérdida conduce a cambios dimensionales de la madera.

### 3.4.3. Agua de constitución:

Es el agua que forma parte de la estructura de la madera y que su separación implica la destrucción parcial de la misma.



**Figura 5. Tipos de Agua en la Madera.**

**Fuente. Centro de innovación Tecnológica de la Madera, (2013)**

Hasta alcanzar el Punto de Saturación de las Fibras (PSF), el cual se encuentra entre 21% a 32% de Contenido de Humedad (valor práctico 30%), la madera no experimenta cambios dimensionales ni alteraciones en sus propiedades mecánicas, por ello el PSF es muy importante durante el secado. (Centro de innovación Tecnológica de la Madera, 2013)



## 4. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL HORNO SOLAR

### 4.1. Principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento de un secador solar es utilizar la energía calorífica entregada por el sol en forma de radiación que penetra la cubierta de vidrio o plástico translucido para llegar a la placa absorbedora, la cual aumentará su temperatura y esta transferirá el calor al aire circulante dentro del Colector (cubierta y placa absorbedora) logrando transmitir el calor dentro de la atmosfera del horno donde quedará atrapado.

El aire calentado circulará a través de la pila de madera dentro del horno recogiendo la humedad de esta, este aire será expulsado por las ventilas o recirculado para volver ser calentado, la expulsión del aire humero dependerá de la cantidad de humedad que presente en ese momento, la circulación del aire a través del colector y la pila de madera será por medio de un sistema de ventiladores.

### 4.2. Partes que conforman el horno solar de secado de madera

#### 4.2.1. Colector solar

Es la parte más importante, este captara la energía solar que calentara el aire del interior de la cámara, permitiendo la reducción de humedad de la madera. Está compuesta de tres partes:

- **Cubierta:** Es la parte externa de colector, su función es dejar pasar la radiación y evitar que escape el calor producido.
- **Zona de circulación de aire:** es un espacio entre la cubierta y la placa absorbedora, donde el aire se calienta y se permite la circulación del mismo dentro de la cámara de secado.
- **Placa Absorbedora:** es donde ocurre el intercambio del calor atrapado entre la cubierta y la zona de circulación de aire. (Comisión Nacional Forestal Conafo, 2015)

#### 4.2.2. Cámara de secado

Es la cámara principal del horno, donde se apila la madera a secar, se deberá de considerar el tamaño óptimo de la cámara para no reducir la eficiencia de secado. (Comisión Nacional Forestal Conafo, 2015)

#### **4.2.3. Circulación del aire del secado**

Es un sistema que hace circular continuamente el aire caliente dentro del horno, entre la madera apilada, arrastrando la humedad y después a través de la zona de circulación del aire del colector, para calentarlo nuevamente, el objetivo de este sistema es que el aire caliente se distribuya uniformemente en todo el horno. (Comisión Nacional Forestal Conafo, 2015)

#### **4.2.4. Sistema de control de Humedad**

Es un sistema que ayuda a regular la temperatura interna de la cámara de secado y permite la salida del aire que arrastra humedad de la madera, es básicamente un sistema de ventilas que se abren conforme lo requiera el avance del secado. Con instrumentos de medición de humedad, en el aire y en la madera, y de temperatura, se controlan las condiciones del proceso. (Comisión Nacional Forestal Conafo, 2015)

#### **4.3. Ubicación del secador solar**

El horno se deberá de construir en un sitio despejado donde la sombra de árboles o edificaciones no afecte su funcionamiento, impidiendo la recepción de la luz solar. La zona de construcción debe ser plana, cuando llueva no se acumule de agua a su alrededor y se debe de mantener libre de vegetación, para que no humedezca los muros. (Comisión Nacional Forestal Conafo, 2015)

Por estas indicaciones se consideró recomendable el lugar de montaje de los hornos en la ciudad de Arequipa ya que cumple todos los requisitos recomendados según CONAFO, este se podría instalar en las zonas alejadas de la ciudad donde no presentan obstáculos de los árboles ni edificaciones. Lo que sí es importante para la instalación es la orientación del horno solar, ya que este depende del recorrido del sol en el hemisferio sur; por ende, la orientación del horno debe ser mirando hacia el Norte, ya que la inclinación del colector captará la mayor cantidad de la luz durante el día, durante la noche este horno se mantendrá cerrado para se acumule de humedad del aire, el cual favorece a la madera para aliviar tensiones ocurridas durante el día al momento del secado.

#### 4.4. Dimensionamiento de la cámara de secado

Para el dimensionamiento del horno se debe de considerar la cantidad de madera a secar, sabiendo que el volumen del horno no puede ser muy grande por la cantidad de masa de aire que se tendría que calentar dentro del horno, además se debe de garantizar la uniformidad de la circulación de la masa de aire a través de la pila de madera dando como resultado que el horno no puede ser mucho más ancho que la pila de madera.

##### 4.4.1. Dimensiones del tablón de madera

Para los tablones de madera se consideró las medidas comerciales entre 1” a 4” de espesor y el ancho y largo son variables, por ende, se tomó las medidas indicadas en la Tabla 1.

**Tabla 1**  
**Dimensiones de tablón de Madera Aserrada**

<b>Dimensiones</b>		
Ancho	0.15	m
Espesor	0.0508	m
Largo	2.5	m

**Fuente. Elaboración propia**

##### 4.4.2. Dimensiones de los separadores

Para la separación entre tablas se realizará por medio de “separadores de madera” estos deben de ser de una madera que no segreguen sustancias que puedan manchar la madera y no se deforme con el calor, además debe de tener el espesor uniforme y encontrarse seco al 10% de Contenido de Humedad.

De manera práctica pueden utilizarse separadores de sección transversal rectangular de 20 mm x 30 mm. Para tablas menores a 30 mm de espesor se utiliza como altura del separador el lado de 20 mm y para tablas de 30 mm a 50 mm se utiliza el mismo separador, pero colocado de canto. (Centro de innovación Tecnológica de la Madera, 2013)

**Tabla 2**  
**Dimensión y distribución de espaciadores**

<b>Número de Separadores por tabla</b>	5	Und
Espacio entre separadores	600	mm
Altura de separador	30	mm
Ancho de separador	20	mm

**Fuente. Elaboración propia**

#### 4.4.3. Apilamiento de la madera

Para formar la pila de madera se consideró en realizar un conjunto de 7 tablas de madera de forma horizontal por 25 tablas de madera en forma vertical formado así una torre de un total de 175 tablas de madera. La Pila de madera tendrá una dimensión de 1.970 x 1.170 x 2.500 m. Para estas medidas se tomó en cuenta las dimensiones de los separadores entre maderas siendo un total de 120 unidades de separadores por pila.

Para dimensionamiento del horno se tomó 4 pilas de madera aprovechando lo máximo de espacio dando un total de 700 tablas y un volumen de 13.09 m<sup>3</sup> de madera, dando una dimensión total:

**Tabla 3**  
**Dimensión Total de las Pilas de madera**

Alto	1.970	m
Ancho	2.340	m
Largo	5.000	m

**Fuente. Elaboración propia**

Las pilas deben colocarse uno junto al otro y por lo general deben alejarse un espacio de 0.6 a 1.4 m entre la pared y la Pila (en los lados del horno por dónde va el flujo del aire); esta medida garantiza la correcta circulación del aire para que llegue a todas las tablas y pueda producir un secado homogéneo. (Coyago Toapanta & Criollo Cajamarca, 2013)

Para la altura de la cámara se tomó en cuenta que las maderas se colocarán sobre soportes de concreto o madera de aproximadamente 200 mm de alto (estas medidas pueden variar a un menor valor) para que el aire circule también por la parte inferior de la pila de madera. Se colocará pesos en la parte superior de las pilas para evitar que las tablas de maderas en la parte superior se deformen; se

recomienda colocar la madera de menor calidad en la parte superior, las medidas pueden ser variables, pero se consideró como un máximo de 200 mm de alto.

Entre la Pila de madera y el techo se encuentra el colector del horno dándole una distancia de 530 mm para este elemento captador de calor; tomando así la medida de la pared de menor tamaño ya que el techo del horno presenta una inclinación de 17° para la mayor captación de radiación solar.

Tomando los paramentos mencionados se realizó la siguiente tabla donde se indica las separaciones que existen desde la pila de madera hacia las paredes y el techo:

**Tabla 4.**

**Espaciamiento de la Pila a las paredes y techo**

Pared Este (puerta)	400	mm
Pared Oeste	400	mm
Pared Norte	700	mm
Pared Sur	700	mm
Soportes de Tablas	200	mm
Pesos para tablas	200	mm
Vacío entre techo y Pila	530	mm

**Fuente. Elaboración Propia**

Sumando los espaciamentos entre la pila, las paredes y techo se prosigue a tomar las dimensiones Internas del horno de secado:

**Tabla 5**

**Dimensiones Internas de Horno**

Altura Menor	2.90	m
Altura Mayor	4.01	m
Ancho	3.74	m
Profundidad	5.80	m

**Fuente. Elaboración propia**

#### 4.5. Características del horno de secado de madera

Las paredes del horno de secado deben de tener las características de hermeticidad, buen aislamiento térmico, resistencia a la corrosión y resistencia a temperaturas hasta de 50 °C. Para este caso se hará uso como estructura principal perfiles estructurales de acero y para el recubrimiento interno y externo se usará planchas de acero galvanizado liso y corrugado respetivamente. El aislamiento térmico es importante por lo que se tomara la fibra de vidrio flexible, este aislante deber de cubrir todo el interior de las paredes.

**Tabla 6**  
**Propiedades térmicas de los materiales**

<b>Material</b>	<b>Propiedad a 300K</b>		
	<b>Densidad kg/m<sup>3</sup></b>	<b>Conduc. térmica W/m<sup>2</sup>·K</b>	<b>Calor específico KJ/Kg·K</b>
Planchas de acero galvanizada	7860	50	0.45
Fibra de Vidrio	12.1	0.04	0.795
<b>Material</b>	<b>Densidad kg/m<sup>3</sup></b>	<b>Conduc. térmica W/m·K</b>	<b>Calor específico KJ/Kg·K</b>
Acero A36	7860	50	0.45

**Fuente. Elaboración Propia y Datos de Erica, Aslamientos- Estanqueidad, (2020)**

##### 4.5.1. Puertas

Las puertas deben de cumplir las mismas características que las paredes y además ser de fácil maniobrabilidad y facilitar la salida y entrada de la madera a secar. El espacio considerado para las puertas:

**Tabla 7**  
**Dimensiones de las puertas del horno**

<b>Descripción</b>	<b>(Metros)</b>				
	<b>Largo por 1</b>	<b>Largo total</b>	<b>Alto</b>	<b>Área/Puerta (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Área de 2 Puertas (m<sup>2</sup>)</b>
2	1	2	2	2	4.00

**Fuente. Elaboración propia**

#### 4.6. Medidas finales del horno Solar

Las dimensiones finales del horno se tomaron en cuenta que la losa de concreto es existente y se instalará sobre esta; además, el sentido del horno será mirando hacia el norte para la mayor captación de radiación solar, siendo las dimensiones:

**Tabla 8**  
**Dimensiones Internas del Horno**

<b>Descripción Tipo</b>	<b>Dimensiones (m)</b>			<b>Áreas Área (m2)</b>
	<b>Ancho</b>	<b>Altura Mayor</b>	<b>Altura Menor</b>	
Pared Oeste	3.74	4.01	2.90	12.92
Pared Este (puerta)	3.74	4.01	2.90	10.85
<b>Tipo</b>	<b>largo</b>	<b>Alto</b>		<b>Área (m2)</b>
Pared Norte	5.80	2.90		16.82
Pared Sur	5.80	4.01		23.258

**Fuente. Elaboración Propia.**

**Tabla 9**  
**Dimensiones Externas del Horno**

<b>Descripción Tipo</b>	<b>Dimensiones (m)</b>			<b>Espesor de Pared pulgadas</b>
	<b>Ancho</b>	<b>Altura Mayor</b>	<b>Altura Menor</b>	
Pared Oeste	3.842	4.01	2.90	2
Pared Este (puerta)	3.842	4.01	2.90	2
<b>Tipo</b>	<b>Largo</b>	<b>Alto</b>		<b>pulgadas</b>
Pared Norte	5.902	2.9		2
Pared Sur	5.902	4.01		2

**Fuente. Elaboración Propia.**



## 5. CÁLCULO TÉRMICO DEL HORNO

### 5.1. Parámetros de diseño del horno

Las consideraciones para el diseño del horno solar son las siguientes:

#### 5.1.1. Madera.

- La madera a secar en el horno será la madera Tornillo por ser el más comercial en la ciudad de Arequipa siendo su densidad de  $450 \text{ kg/m}^3$ .
- El volumen de madera a secar de  $13.09 \text{ m}^3$  o unas 700 tablas de madera ( $0.15 \times 20.5 \times 0.05 \text{ m}$ ).
- Contenido de humedad de la madera al inicio del secado es aproximadamente 74%.
- Contenido de humedad de la madera al final del secado aproximado de 30%.

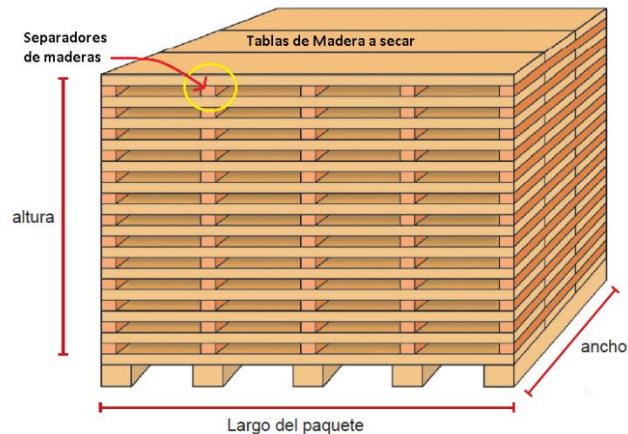
#### 5.1.2. Aire en el horno

El aire en el interior de horno alcanzará un promedio de  $30^\circ\text{C}$  a  $40^\circ\text{C}$  con una Velocidad de  $1.5 \text{ m/s}$ .

#### 5.1.3. Aire externo a condiciones ambientales en Arequipa Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú

- La Temperatura media anual en Arequipa es  $14.5^\circ\text{C}$
- Humedad media anual 51.5%
- Velocidad del viento Media anual  $10.3 \text{ Km/h}$  o  $2.86 \text{ m/s}$ . (WeatherOnline, 2021)

## 5.2. Flujo de calor para calentamiento de madera



**Figura 6. Pila de madera y separadores a ser calentados.**

**Fuente. Centro de innovación Tecnológica de la Madera, (2013)**

El horno de secado de madera debe de calentar hasta una temperatura de funcionamiento aproximada de 40°C, como la madera a secar no presenta cambio de fase solo se considera calor sensible, usando la siguiente fórmula se procede a encontrar el calor necesario para calentar la madera.

$$\dot{Q}_{ma} = \frac{V_m \cdot \rho \cdot Cp_m \cdot (T_{ave} - T_a)}{\Delta t} \quad (5-1)$$

Donde:

$\dot{Q}_{ma}$ : Calor de Calentamiento de la Madera (KW)

$Cp_m$ : Calor específico de la madera Húmeda  $\left(\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right)$

$V_m$ : Volumen de la madera (m<sup>3</sup>)

$\rho$ : densidad de la madera a calentar (m<sup>3</sup>/Kg)

$T_a$ : Temperatura del Ambiente (°C)

$T_{ave}$ : Temperatura promedio del medio caliente (°C)

$\Delta t$ : Tiempo de Calentamiento (h)

Para comenzar se debe de conocer el *volumen de la madera* que ingresara al horno:

$$V_{mt} = (0.15 \cdot 0.05 \cdot 2.5)m^3 = 0.0187 m^3 / \text{tabla}$$

$$V_m = 0.0187 m^3 / \text{tabla} \cdot 700 \text{ tabla} = 13.09 m^3$$

Como segundo paso se calculó el *calor específico de la madera Seca* que se encuentra en función de la temperatura por ende se trabajara con un Cp promedio de las temperaturas de trabajo del horno y temperatura ambiente o ingreso de la madera.

$$Cp_0 = 0.1031 + 0.3867 \cdot 10^{-2} \cdot T \quad (5-2)$$

Donde:

$Cp_0$ : Calor específico de la madera Seca (KJ/Kg·K)

$T$ : Temperatura a la que se encuentra la madera (K)

**Tabla 10.**  
**Calor específico de la madera Seca.**

Temperatura (°C)	Cpo (KJ/Kg·K <sup>4</sup> )	Cpo promedio (KJ/Kg·K <sup>4</sup> )
40	1.313	1.264
14.5	1.215	

**Fuente. Elaboración propia**

Ya que el Cp de la macera cambia con el contenido de la humedad, para hallar el calor específico de la madera húmeda se realiza tomando en cuenta el calor específico de la madera seca (Cpo) y el calor específico del agua (Cpw) más un factor adicional de ajuste (Ac) que considera la energía adicional de enlace madera-agua, el valor de AC se considera no significativo para valores de temperatura menores de 87°C. (Coyago Toapanta & Criollo Cajamarca, 2013)

$$Cp_m = \frac{(Cp_o + 0.01 \cdot CH \cdot Cp_w)}{1 + 0.01 \cdot CH} + Ac \quad (5-3)$$

Donde:

$Cp_m$ : Calor específico de la madera Húmeda (KJ/Kg·K)

$Cp_w$ : Calor específico del agua (KJ/Kg·K)

$CH$ : Humedad de la Madera al ingreso (%)

$A_c$ : Factor de ajuste (KJ/Kg·K)

**Tabla 11**  
**Calor específico de la madera Húmeda**

C.H	74	%
Cp <sub>w</sub> (agua)	4.19	(KJ/kg·K)
Ac (enlace Madera-Agua)	0	(KJ/kg·K)
<b>CP<sub>m</sub></b>	<b>2.508</b>	<b>(KJ/kg·K)</b>

**Fuente. Elaboración Propia.**

Haciendo uso de la ecuación 5.1 de la presente Tesis se obtiene el valor del Calor necesario para calentar la madera.

$$\dot{Q}_{ma} = \frac{V_m \cdot \rho \cdot Cp_m \cdot (T_{ave} - T_a)}{\Delta t}$$

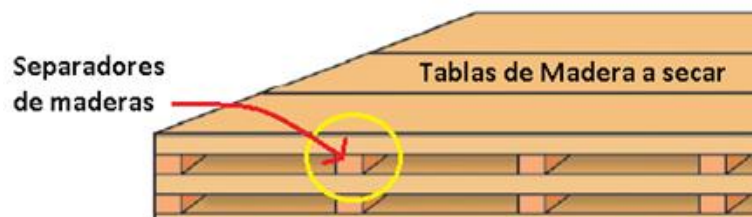
$$\dot{Q}_{ma} = \frac{13.09m^3 \cdot 450 \text{ Kg}/m^3 \cdot 2.508 \text{ KJ}/\text{Kg} \cdot \text{K} \cdot (313\text{K} - 287\text{K})}{28800 \text{ seg}}$$

$$\dot{Q}_{ma} = 13.084 \text{ KW}$$

### 5.3. Flujo de calor para calentamiento de los separadores

Las maderas que se va usar como separador es el Pino (densidad de 480 Kg/m<sup>3</sup>) ya que no segrega sustancias que puede malograr la madera a secar, no se deforman con el calor y su costo es menor de que la madera Tornillo a secar. Los separadores de madera deben estar secos al 10% de CH, en lo posible en corte radial, libre de defectos y sin deformaciones., deberán estar cortados a escuadra y perfectamente cepillados en sus cuatro caras.

*Primero* se calcula el volumen de los separadores tomando en cuenta las dimensiones de cada separador hallando el volumen unitario seguido se multiplica por 480 separadores de madera para el volumen total de separadores.



**Figura 7. Separadores a ser calentados.**

**Fuente. Centro de innovación Tecnológica de la Madera, (2013)**

**Tabla 12**  
**Volumen de los Espaciadores**

Volumen de los Espaciadores			Volumen por unidad	
Espesor	0.03	m	0.000702	m <sup>3</sup>
Ancho	0.02	m		
Largo	1.17	m	<b>Volumen Total</b>	
<b>Total de separadores</b>	480	unidades	0.33696	m <sup>3</sup>

**Fuente. Elaboración Propia**

Segundo se halla el valor del calor necesario para calentar el total de los separadores con la ecuación (5.1) del presente Capítulo.

$$\dot{Q}_{sepa} = \frac{0.33696m^3 \cdot 480 \text{ Kg}/m^3 \cdot 1.245 \text{ KJ}/\text{Kg} \cdot K \cdot (313K - 287K)}{28800 \text{ seg}}$$

$$\dot{Q}_{sepa} = 0.1810 \text{ KW}$$

#### 5.4. Calentamiento del aire que se encuentra en el interior del horno

Para el funcionamiento óptimo del horno se debe de calentar el aire interno de la cámara y este será el encargado de retirar la humedad en la madera. Para este proceso de calentamiento del aire en el interior de la cámara se hará uso de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{CA} = \frac{m \cdot (h_2 - h_1)}{\Delta t} \tag{5-4}$$

Donde:

$\dot{Q}_{CA}$ : Calor para calentar el aire del horno (KW)

$m$ : Masa de aire en el interior del Horno (Kg)

$h_2$ : Entalpia especifica al final del calentamiento (KJ/Kg)

$h_1$ : Entalpia especifica al inicio del calentamiento (KJ/Kg)

$\Delta t$ : Tiempo de Calentamiento (s)

Previamente se debe de conocer la cantidad de volumen de aire que se encuentra dentro del horno, para la cual se hará uso de la siguiente ecuación:

$$V_{ia} = V_{ih} - V_{pm} \quad (5-5)$$

Donde:

$V_{ia}$ : Volumen de aire a calentar ( $m^3$ )

$V_{ih}$ : Volumen interno del horno ( $m^3$ )

$V_{pm}$ : Volumen de la pila de madera a secar ( $m^3$ )

**Tabla 13**

**Volumen del aire a calendar**

Volumen interno del Horno	74.94586	m3
Volumen de la Pila de madera	13.43	m3
<b>Volumen del Aire a calentar</b>	<b>61.52</b>	<b>m3</b>

**Fuente. Elaboración propia**

Encontrado el volumen del aire a calentar se procede a determinar las propiedades del aire a su temperatura de ingreso o inicial y a su temperatura de trabajo.

**5.4.1. Propiedades del aire al inicio en el horno:**

**Tabla 14**

**Propiedades del aire (carta Psicométrica)**

Temperatura Inicial del aire ( $T_i$ )	14.5	°C
Presión atmosférica en el horno (P)	76.6	KPa
Humedad relativa entrada ( $\phi_e$ )	52	%
<b>Entalpia Especifica Inicial (<math>h_i</math>)</b>	<b>32.42</b>	<b>KJ/Kg aire seco</b>

Fuente. Elaboración Propia

Humedad específica a las condiciones de entrada:

$$\omega_o = \frac{0.622 * P_v}{P - P_v} \quad (5-6)$$

$$P_v = \phi_e * P_g$$

Donde:

$\omega_o$ : Humedad específica a las condiciones de entrada ( $Kg_{vapo}$  de agua/ $Kg_{aire}$ )

$P$ : Presión Total atmosférica (KPa)

$P_v$ : Presión parcial de vapor de agua (KPa)

$P_g$ : Presión de saturación del agua a la temperatura del aire (KPa)

**Tabla 15**

**Humedad específica a condiciones iniciales**

Presión de saturación Inicial del agua ( $P_g$ )	1.651	KPa
Presión parcial del vapor ( $P_v$ )	0.85852	Kpa
Humedad Especifica ( $w_o$ )	0.00705	Kg.vapor/ Kg.aire

Fuente. Elaboración propia

**5.4.2. Propiedades del aire después del calentamiento en el horno:**

En estas nuevas condiciones se debe de hallar la humedad relativa nueva. Debido al calentamiento del aire, la humedad relativa ( $\omega_o$ ) es constante ya que se considera que no se produce humificación de aire hasta que alcance la temperatura de trabajo de 40°C; para realizar esto se hará uso de la ecuación:

$$\phi_s = \frac{\omega_o \cdot P}{(0.622 + \omega_o) \cdot P_g} \quad (5-7)$$

Donde:

$\phi_s$ : Humedad Relativa al final de calentamiento (%)

$\omega_o$ : Humedad específica a las condiciones de entrada ( $Kg_{vapor}$  de agua/ $Kg_{aire}$ )

$P$ : Presión Total atmosférica (KPa)

$P_g$ : Presión de saturación del agua a la temperatura final 40°C (KPa)

**Tabla 16**  
**Propiedades del aire calentado en el Horno**

Temperatura Final del aire (Tf)	40 °C
Presión atmosférica en el horno (P)	76.6 Kpa
Presión de saturación Final agua (Pg)	7.38 KPa
Humedad Especifica ( $\omega$ )	0.00705 Kg.vapor/ Kg.aire
<b>Humedad relativa sal (<math>\phi</math>s)</b>	<b>12 %</b>
<b>Entalpia Especifica Final (hf)</b>	<b>58.36 KJ/Kg aire seco</b>

**Fuente. Elaboración propia**

Usando la ecuación de los gases ideales se prosigue a hallar el valor de la masa del aire en la cámara:

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} \quad (5-8)$$

Donde:

m: Masa del gas (Kg)

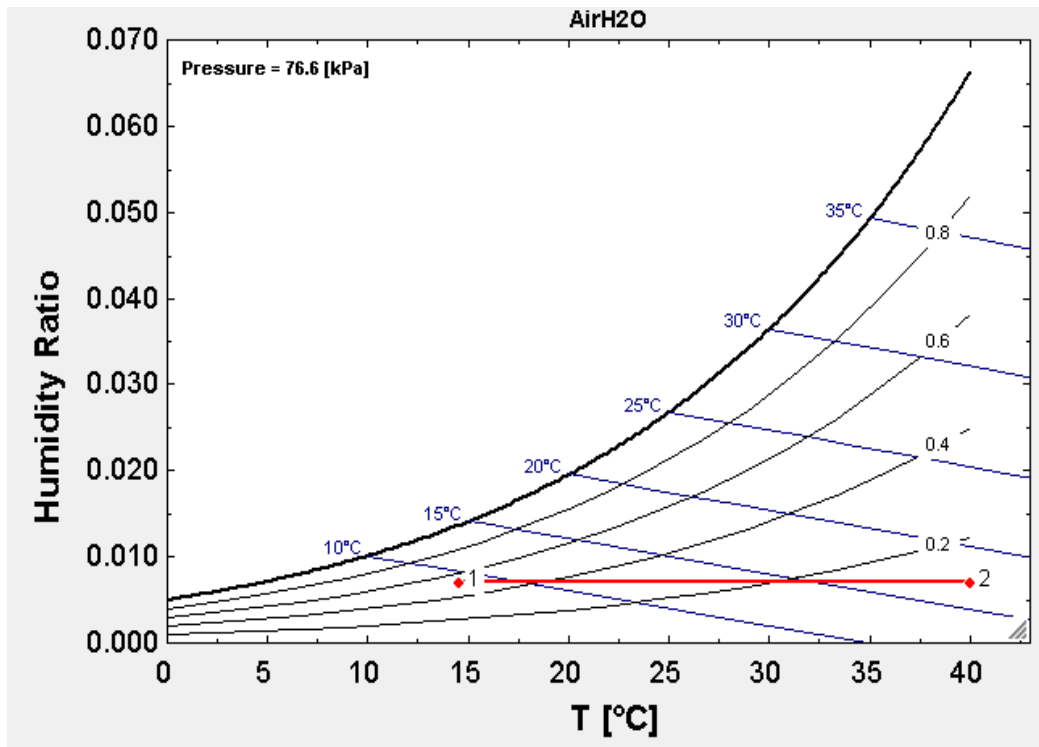
$\bar{R}$ : Constante del gas (KJ/(Kg·K))

T: Temperatura promedio del gas (K)

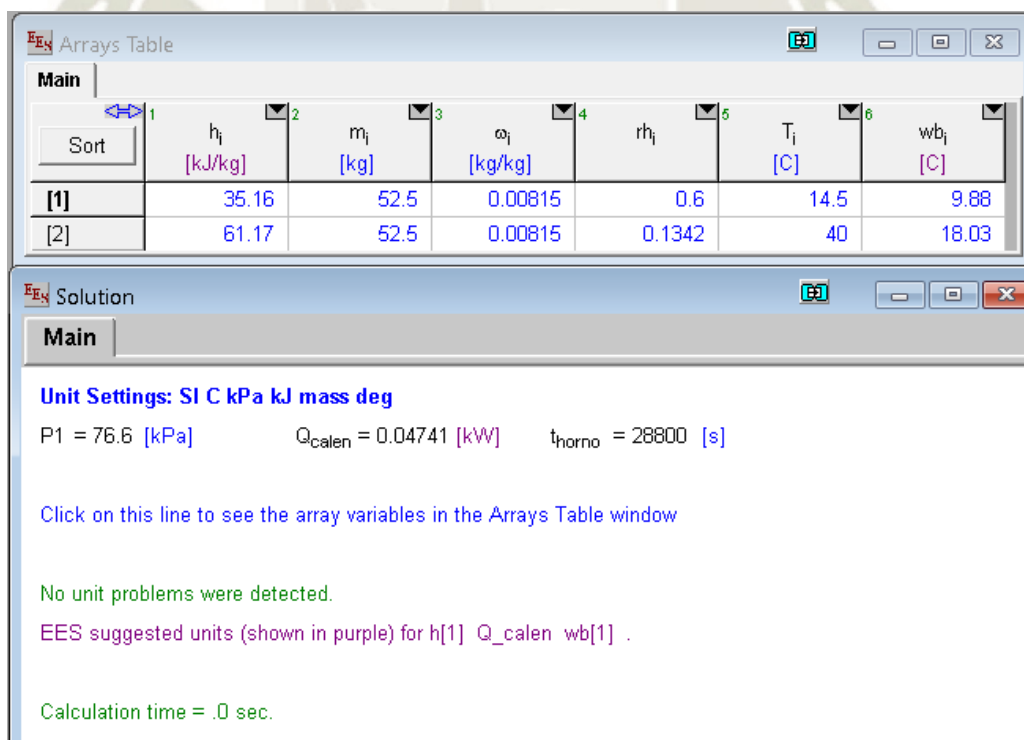
P: Presión a la que se encuentra el gas (KPa)

V: Volumen ocupado por el gas (m<sup>3</sup>)

Hacienda uso de la carta Psicrométrica y el software Engineering Equation Solver (EES).



**Figura 8. Carta Psicrométrica del calentamiento del aire de la cámara**  
**Fuente. Elaboración propia**



**Figura 9. Resultados Calentamiento del aire de la cámara.**  
**Fuente. Elaboración propia**

## 5.5. Calor para evaporar el agua de la madera en la etapa de secado

En este punto se va considerar la cantidad de calor necesario para evaporar el agua contenida en la madera húmeda.

### 5.5.1. Peso de la madera seca

Para determinar la masa de agua a evaporar de la madera primero se debe de terminar el peso de la madera en seco, para eso se hará uso de la siguiente ecuación:

$$C.H = \frac{P.V - P.S}{P.S} \cdot 100 \quad (5-9)$$

$$P.S = \frac{100 \cdot P.V}{C.H + 100}$$

Donde:

$P.S$  : Peso de la madera en seco o anhidrido (Kg)

$P.V$ : Peso de la madera verde o Húmeda (Kg)

$C.H$ : Contenido de humedad (%)

$$P.S = \frac{100\% \cdot 13.09m^3 \cdot 450kg/m^3}{74\% + 100\%}$$

$$P.S = 3385.3 \text{ kg}$$

### 5.5.2. Masa de agua a eliminar

Determinado el peso en seco de la madera se prosigue a determinar el peso de la madera verde para diferentes valores de humedad (74%, 30% y 15%), se hará uso de la ecuación (5.9) del presente capítulo, pero despejando el valor de PV (Peso de la madera Verde o húmeda).

$$P.V = \frac{C.H \cdot P.S}{100} + P.S \quad (5-10)$$

$$m_{1H2O} = P.V_{74\%} - P.V_{30\%}$$

$$m_{2H2O} = P.V_{30\%} - P.V_{15\%}$$

Donde:

$P.V_{74\%}$  : Peso de la madera con contenido de humedad del 74% (Kg)

$P.V_{30\%}$ : Peso de la madera con contenido de humedad del 30% (Kg)

$m_{1H2O}$ : Masa de agua a evaporar desde del 74% a 30% de humedad (Kg)

$m_{2H2O}$ : Masa de agua a evaporar desde del 30% a 15% de humedad (Kg)

**Tabla 17**

**Peso de madera Húmeda.**

<b>Peso de Madera con Humedad del:</b>		
P.V 74%	5890.5	Kg
P.V 30%	4400.94	Kg
P.V 15%	3893.15	Kg

**Fuente. Elaboración propia.**

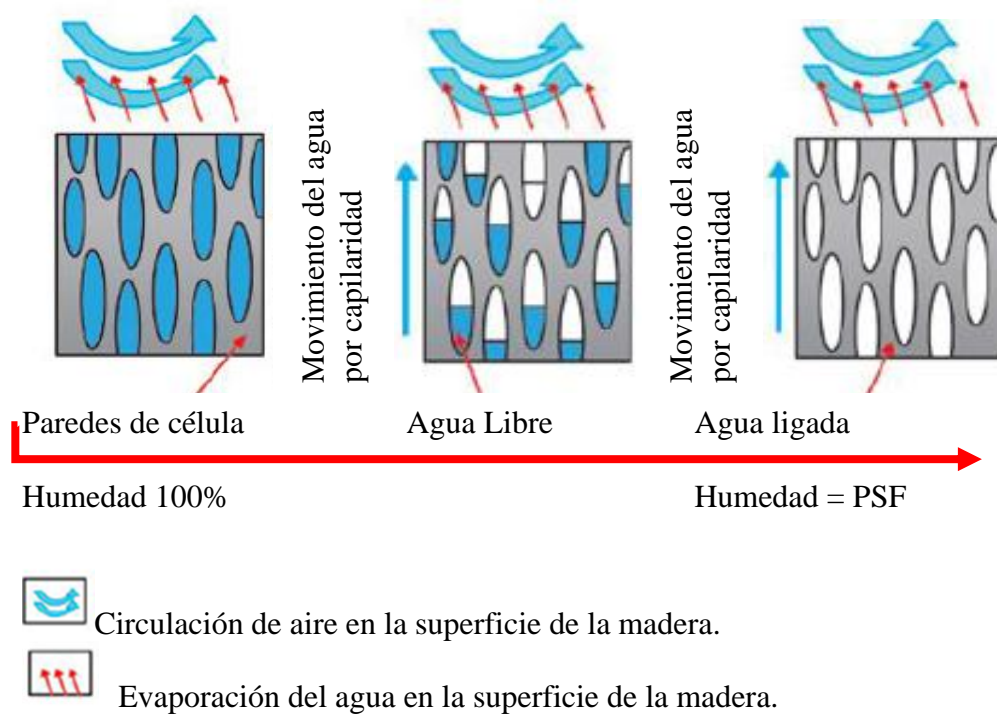
**Tabla 18**

**Masa de agua por rangos de humedad**

<b>Masa de agua en rangos de humedad</b>	
m1 (74-30%)	1489.55 Kg
m2 (30-15%)	507.8 Kg

**Fuente. Elaboración propia**

Para retirar el agua de la madera se debe de considerar el agua libre (74% a 30%) y el agua ligada (30% a 15%), donde 15% se considera el PSF (punto de saturación de la fibra) como se puede ver en la siguiente imagen.



**Figura 10. Tipos de agua a retirar.**

**Fuente. Centro de Innovación Productiva y Transferencia Tecnológica de la Madera CITE, (2017)**

### 5.5.3. Calor para evaporar el agua libre (etapa de 74% hasta 30%)

Para evaporar el agua libre contenida en la madera se debe de considerar el calor latente para evaporar el agua a la temperatura de funcionamiento aproximado de la cámara de secado, para esto se usará la siguiente ecuación:

$$q_{ev1} = m_{H2O} \cdot (h_{fg@30^{\circ}C}) \quad (5-11)$$

Donde:

$q_{ev1}$  : Calor necesario para evaporar el agua libre (KJ)

$h_{fg@40^{\circ}C}$ : Calor talente de vaporización del agua a 40°C (KJ/Kg)

$m_{H2O}$ : Masa de agua libre a retirar (Kg)

$$q_{ev1} = 1489.55kg \cdot (2430KJ/Kg)$$

$$q_{ev1} = 3.62 \cdot 10^6KJ$$

Al encontrarlo el valor de calor necesario para evaporar el agua de la madera hasta el 30% de humedad se procede a tomar el tiempo de funcionamiento del

horno como se puede ver la siguiente tabla a mayor tiempo dentro del horno menor será la energía diaria para retirar el agua de madera.

**Tabla 19**

**Calor necesario para retirar el agua libre**

<b>Calor necesario (qev1)</b>		<b>3619610.69</b>	<b>KJ</b>
<b>días</b>	<b>Segundos</b>	<b>Calor</b>	<b>KW</b>
10	288000	12.5681	KW
13	374400	9.6678	KW
<b>15</b>	<b>432000</b>	<b>8.3787</b>	<b>KW</b>
18	518400	6.9823	KW
20	576000	6.2840	KW

**Fuente. Elaboracion Propia**

**5.5.4. Calor para evaporar el agua ligada (etapa de 30% hasta 15%)**

Eliminar el agua ligada es un poco más difícil ya que se encuentra retenida en las paredes celulares por las diferentes fuerzas capilares y absorción, esta agua está relacionada directamente con los fenómenos de hinchazón y encogimiento de la madera por lo que se debe de tener cuidado durante esta etapa de eliminación ya que puede causar agrietamiento o acumulación de tensiones. Se considera agua ligada al contenido de humedad inferior al 30% hasta llegar al contenido de humedad deseado. (Coyago Toapanta & Criollo Cajamarca, 2013)

Para romper esta fuerza que liga el agua con la madera es necesario adicionar a esta a más del calor latente de vaporización un calor de absorción el cual se utilizara para humedades de 30% a 15%, el valor de calor necesario está tabulado en la siguiente tabla:

**Tabla 20**

**Consumo de energía para romper fuerzas que ligan el agua con madera**

<b>Consumo De Energía Térmica</b>		
<b>Densidad de la Madera</b>	<b>Agua Libre 100% a 30%</b>	<b>Agua ligada 30% a 60%</b>
<b>Kg/m<sup>3</sup></b>	<b>KJ/Kg</b>	<b>KJ/Kg</b>
300-600	3500	4400
600-900	3800	4600
900-1200	4200	5000

**Fuente. Coyago Toapanta & Criollo Cajamarca, (2013)**

Usando la siguiente ecuación y la tabla 20 considerando la densidad de la madera de tornillo  $450 \text{ Kg/m}^3$  se halla el calor necesario para evaporar el agua ligada:

$$q_{ev2} = m_{2H2O} \cdot (h_{fg@30^{\circ}C}) + m_{2H2O} * h_{adic} \quad (5-12)$$

Donde:

$q_{ev2}$  : Calor necesario para evaporar el agua ligada (KJ)

$h_{fg@30^{\circ}C}$ : Calor latente de vaporización del agua a  $30^{\circ}C$  (KJ/Kg)

$m_{2H2O}$ : Masa de agua ligada a retirar (Kg)

$h_{adic}$ : Calor de adicional debido para evaporar el agua ligada (KJ/Kg)

$$q_{ev1} = 507.8kg \cdot 2430 \left( \frac{KJ}{Kg} \right) + 507.8kg \cdot 4400 \left( \frac{KJ}{Kg} \right)$$

$$q_{ev1} = 3.47 \cdot 10^6 KJ$$

**Tabla 21**  
**Calor necesario para retirar el agua ligada**

<b>Calor para evaporar el agua libre entre 30% a 15% de CH</b>			
<b>Calor necesario (qev2)</b>		<b>3468285.78</b>	<b>KJ</b>
días	Segundos	Calor	KW
10	288000	12.043	KW
13	374400	9.264	KW
<b>15</b>	<b>432000</b>	<b>8.028</b>	<b>KW</b>
18	518400	6.690	KW
20	576000	6.021	KW

**Fuente. Elaboracion Propia**

Pero en este caso el horno solar no se tomará en cuenta el proceso de secado de 30% a 15% del agua ligada ya que esta cantidad de humedad final se puede alcanzar con hornos convencionales que se pueden regular la temperatura interna de la cámara y presentan un proceso de secado específico para cada especie.

### 5.6. Calentamiento de la estructura del horno

Para determinar el calor necesario para calentar las paredes del horno se determinará por medio del calor necesario para calentar el material de la chapá de recubrimiento

del aislante y la estructura metálica; se utilizará sus densidades y sus volúmenes de cada material a usar.

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_{chap} + \dot{Q}_{aisl} + \dot{Q}_{estr} \quad (5-13)$$

Donde:

$\dot{Q}_E$ : Calor para calentar la estructura (KW)

$\dot{Q}_{chap}$ : Calor para calentar la chapa de recubrimiento (KW)

$\dot{Q}_{aisl}$ : Calor para calentar el aislamiento de las paredes (KW)

$\dot{Q}_{estr}$ : Calor para calentar la estructura metálica (KW)

Se deberá de determinar el valor del volumen de la chapa, estructura y aislante, así como se puede ver en la siguiente tabla:

**Tabla 22**  
**Materiales de la las Paredes del horno**

<b>USO DE MATERIALES PARA HORNO</b>						
<b>Material</b>	<b>Propiedad a 300K</b>					
	<b><math>\rho_{mat}</math></b>	<b>Cond. tér</b>	<b>Cp</b>	<b>Espe</b>	<b>Vol</b>	
	<b>kg/m<sup>3</sup></b>	<b>W/m<sup>2</sup>·K</b>	<b>KJ/Kg·K</b>	<b>mm</b>	<b>m<sup>3</sup></b>	
Planchas de acero	7860	50	0.45	0.3	51.4	0.019
Fibra de Vidrio	12.1	0.04	0.795	50.8		3.243
<b>Material</b>	<b><math>\rho_{mat}</math></b>	<b>Cond. tér</b>	<b>Cp</b>	<b>Peso</b>	<b>Vol</b>	
	<b>kg/m<sup>3</sup></b>	<b>W/m·K</b>	<b>KJ/Kg·K</b>	<b>Kg</b>	<b>m<sup>3</sup></b>	
Acero A36	7860	50	0.45	1031.03		0.131
Deflector (Acero)	7860	50	0.45	15		0.0019

**Fuente. Elaboración propia.**

Determinado los materiales para las paredes se prosigue a hallar la temperatura promedio ya que los materiales están en contacto con la temperatura ambiente de 14.5°C y la Temperatura del horno de 40°C, esto se calcula de la siguiente manera:

$$T_{ave} = \frac{287 K + 313 K}{2} = 300.25 K$$

Conociendo el volumen, el calor específico, densidad y la temperatura media se prosigue a conseguir el calor para calentar las estructura o planchas con la ecuación (5.1):

$$\dot{Q}_{ma} = \frac{V_m \cdot \rho \cdot Cp_m \cdot (T_{ave} - T_a)}{\Delta t}$$

### 5.6.1. Calor para calentar las chapas de las paredes

**Tabla 23**

**Datos para calor para calendar chapa**

<b>Calor para calentar las chapas (Acero galvanizado)</b>	
Temperatura Media del Lamina (Tave)	300.25 K
Temperatura inicial de la lámina (Ti)	287.5 K
Calor Específico del material (Cp)	0.45 (KJ/kg·K)
Densidad Acero galvanizado (ρ)	7860 (Kg/m <sup>3</sup> )
Volumen de las chapas (V)	0.01915371 m <sup>3</sup>
Variación del tiempo (Δt)	28800 seg

**Fuente. Elaboración propia**

$$\dot{Q}_{chapa} = \frac{0.0191 \text{ m}^3 \cdot 7860 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 0.45 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \cdot (300.25 \text{ K} - 287.5 \text{ K})}{28800}$$

$$\dot{Q}_{chapa} = 0.02999202 \text{ KW}$$

### 5.6.2. Calor para calentar el aislante de las paredes

El aislante usado para el horno será la lana de vidrio o fibra de vidrio ya que es más común en el mercado nacional.

**Tabla 24**

**Datos para calendar el aislante**

<b>Calor para calentar las planchas el Aislante (fibra de Vidrio)</b>	
Temperatura Media del Aislante (Tave)	300.25 K
Temperatura inicial de la Aislante (Ti)	287.5 K
Calor Específico del material (Cp)	0.795 (KJ/kg·K)
Densidad del poliuretano (ρ)	12.1 (Kg/m <sup>3</sup> )
Volumen del poliuretano (V)	3.24 m <sup>3</sup>
Variación del tiempo (At)	28800 Seg

**Fuente. Elaboración propia**

$$\dot{Q}_{aisl} = \frac{3.24 \text{ m}^3 \cdot 12.1 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 0.795 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \cdot (300.25 \text{ K} - 287.5 \text{ K})}{28800}$$

$$\dot{Q}_{aisl} = 0.01381229 \text{ KW}$$

### 5.6.3. Calor para calentar la estructura metálica del horno

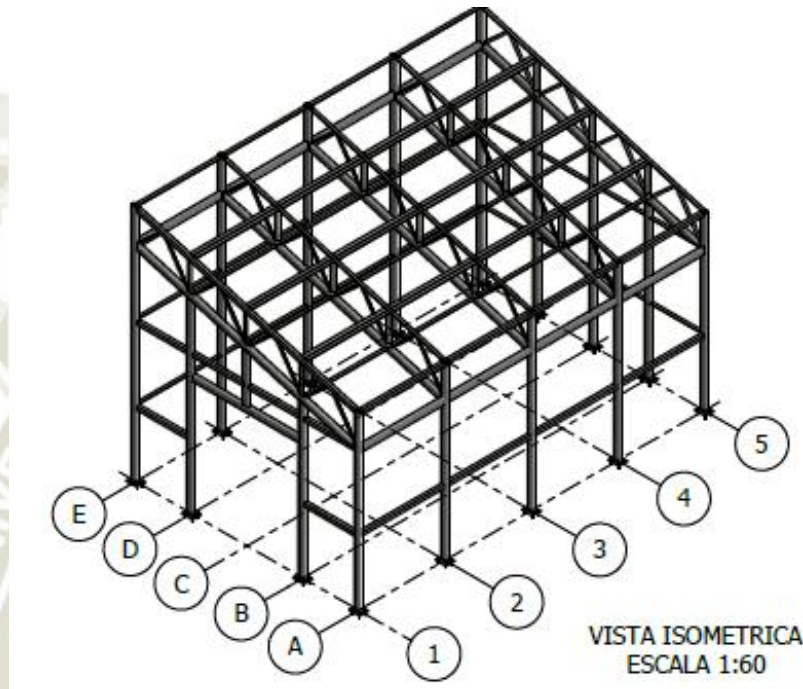


Figura 11. Estructura de horno a calentar.

Fuente. Elaboración Propia

Tabla 25

Datos para calendar la estructura metálica

Calor para calentar la Estructura Metálica		A36
Temperatura Media del Acero (Tave)	300.25	K
Temperatura inicial del Acero (Ti)	287.5	K
Calor Específico del Acero (Cp)	0.45	(KJ/kg·K)
Densidad del Acero (p)	7860	(Kg/m3)
Volumen del Acero (V)	0.1330827	m3
Variación del tiempo (At)	28800	seg

Fuente. Elaboración propia.

$$\dot{Q}_{estr} = \frac{0.1330827 \text{ m}^3 \cdot 7860 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 0.45 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \cdot (300.25 \text{ K} - 287.5 \text{ K})}{28800}$$

$$\dot{Q}_{estr} = 0.199786 \text{ KW}$$

Realizado esto se procede a calcular el calor total para calentar la estructura del horno con la ecuación (5-3):

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_{chap} + \dot{Q}_{aisl} + \dot{Q}_{estr}$$

$$\dot{Q}_E = 0.02999202 \text{ KW} + 0.01381229 \text{ KW} + 0.199786 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_E = 0.22359071 \text{ KW}$$

### 5.7. Pérdidas de calor por las paredes del Horno Solar

Para la pérdida de calor a través de las *paredes* y *las puertas* se considera que el conjunto de pared está conformado por dos planchas de acero galvanizado de aproximadamente 0.3 mm y de un aislante de fibra de vidrio (lana de vidrio) de un espesor de 2 pulgadas (50.8 mm); este espesor fue considerado ya que la separación entre las dos planchas galvanizadas es 2 pulgadas y en el mercado local se puede encontrar la lana de vidrio con ese espesor.

Para encontrar el valor de las pérdidas de calor por las paredes y la puerta se considerará la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{per} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} \quad (5-14)$$

$$\dot{Q}_{per} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{h_1 \cdot A} + \frac{l_2}{k_2 \cdot A} + \frac{l_3}{k_3 \cdot A} + \frac{l_4}{k_4 \cdot A} + \frac{1}{h_2 \cdot A}}$$

Donde:

$T_{\infty 1}$ : Temperatura del fluido caliente (K)

$T_{\infty 2}$ : Temperatura del fluido frío (K)

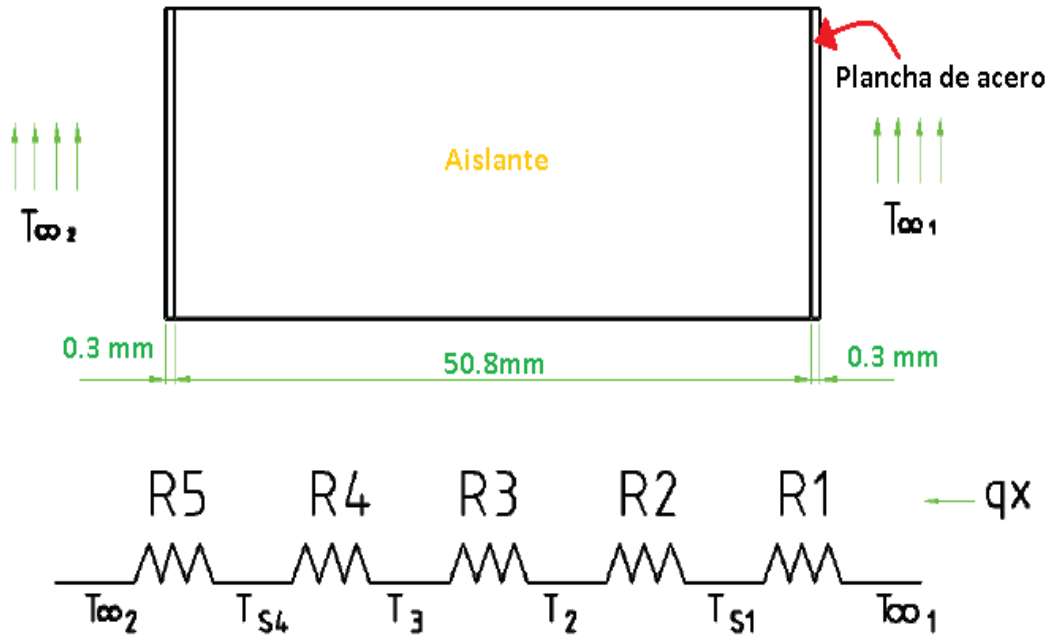
$k_n$ : Conductividad térmica de la pared y aislante (W/m·K)

$h_n$ : Coeficiente de convección del fluido (W/m<sup>2</sup>·K)

$l_n$ : Espesor de la pared (m)

$A$ : Área total de las paredes

y puerta (63.85 m<sup>2</sup>)



**Figura 12.** Circuito térmico equivalente a la pared de la cámara.

**Fuente.** Elaboración propia.

Tomando los valores de la Tabla 8 y 10, donde se obtiene el área total de las paredes de  $63.85\text{m}^2$ , la conductividad térmica, el coeficiente de convección y el espesor de las paredes se prosigue a realizar el cálculo de calor perdido por las paredes y puerta, los valores de los coeficientes de convección interna y externa se tomaron de referencia la temperatura externa de  $14.5\text{ }^\circ\text{C}$  y de temperatura interna dentro de la cámara de  $40\text{ }^\circ\text{C}$ .

$$h_1 = 6.939 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad h_2 = 0.205 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$K_2 = K_4 = 50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad K_3 = 0.04 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$Q_{per} \dot{=} = \frac{313\text{K} - 287.5\text{K}}{\frac{1}{h_1 \cdot A} + \frac{0.3 \cdot 10^{-3}\text{m}}{k_2 \cdot A} + \frac{50.8 \cdot 10^{-3}\text{m}}{k_3 \cdot A} + \frac{0.3 \cdot 10^{-3}\text{m}}{k_4 \cdot A} + \frac{1}{h_2 \cdot A}}$$

$$Q_{per} \dot{=} = 0.258761 \text{ KW}$$

5.8. Tablas resumen de los calores obtenidos.

Tabla 26

**Calor para evaporar el agua de la madera**

<b>Calor para evaporar el agua de la madera</b>		
Calor para evaporar el agua libre entre 74% a 30% de CH	8.38	KW
Calor para evaporar el agua libre entre 30% a 12% de CH	8.03	KW

**Fuente. Elaboración propia.**

Tabla 27

**Calor necesario para calentar el interior del horno**

<b>Calentamiento</b>		
Calentamiento de madera (Q <sub>ma</sub> )	13.084	KW
Calentamiento de Espaciadores (Q <sub>esp</sub> )	0.1810	KW
Calor necesario para calentar el Aire (Q <sub>ca</sub> )	0.047	KW
Calor para calentar la chapa (Q <sub>chap</sub> ):	0.0438043	KW
Calor para calentar el aislante (Q <sub>aisl</sub> ):	0.01381229	KW
Calor para calentar la estructura metálica (Q <sub>estr</sub> ):	0.17978641	KW
<b>TOTAL</b>	<b>13.5496903</b>	<b>KW</b>

**Fuente. Elaboración propia.**

Tabla 28

**Pérdidas de calor por paredes y puerta**

<b>Pérdidas de Calor</b>		
Pérdidas de calor por las paredes y puerta (A=63.85 m <sup>2</sup> )	<b>0.2587619</b>	<b>KW</b>

**Fuente. Elaboración propia.**



## 6. DISEÑO DE COLECTOR SOLAR PARA HORNO

### 6.1. Datos para el diseño del colector solar para horno

Para el diseño del colector solar del horno de secado de madera se consideraron los siguientes datos:

#### 6.1.1. Datos de dimensión de colector

Las dimensiones del horno determinan también las dimensiones del colector solar ya que este se encuentra en la parte superior de la cámara de secado, en si el colector solar tiene las dimensiones de 3.91 m x 5.8m x 0.54 m, estos valores y otro se pueden ver en la siguiente tabla:

**Tabla 29**  
**Dimensiones del Colector Solar**

<b>Datos de Dimensión del Colector</b>		
Dimensiones de la Sección del Colector Solar		
Altura de Colector	$h_{al}$	0.54 m
Base de la placa absorbadora	$b_p$	5.80 m
Largo de la Placa absorbadora	$l_p$	2.60 m
Largo del vidrio	$l_v$	3.91 m
Base del vidrio	$b_v$	5.80 m
Área frontal de la Placa absorbadora	$A_{placa}$	17.4 m <sup>2</sup>
Área Frontal de la cubierta	$A_c$	22.7 m <sup>2</sup>
Área de la Sección del Colector	$A_{sec}$	3.13 m <sup>2</sup>
Perímetro de la entrada del Colector	$P$	12.68 m <sup>2</sup>
Área de la Superficie del Colector	$A_s$	49.58 m <sup>2</sup>

**Fuente. Elaboración propia.**

#### 6.1.2. Temperaturas

La siguiente tabla indica todas las temperaturas consideradas para el diseño, algunas se consideran fijas, y otras serán variables en el tiempo:

**Tabla 30**  
**Temperaturas en Colector**

<b>Temperaturas</b>			
Temperatura de la Placa absorbedora	$T_p$	Variable	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de la Cubierta	$T_c$	Variable	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de Ingreso del Aire al Colector	$T_i$	Variable	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de Salida del Aire del Colector	$T_s$	Variable	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura del Aire Exterior	$T_{\text{ext}}$	14.5	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura del Cielo	$T_{\text{cielo}}$	3	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura Media entre placa y Cubierta	$T_m$	Variable	$^{\circ}\text{C}$

**Fuente. Elaboración propia.**

### 6.1.3. Aire interior del Colector

La siguiente tabla indica las propiedades a considerar del aire en el interior del colector, estos valores son variables ya que las propiedades cambiarán según la temperatura del aire.

**Tabla 31**  
**Propiedades del Aire en colector**

<b>Propiedades del Aire en el interior del Colector</b>			
Densidad del aire	$\rho$	Variable	$\text{Kg/m}^3$
Conductividad Térmica	$k_{\text{aire}}$	Variable	$\text{W/m}\cdot\text{K}$
Viscosidad Cinemática	$\nu$	Variable	$\text{m}^2/\text{s}$
Calor Específico	$C_p$	1007	$\text{J/kg}\cdot\text{K}$
Número de Prandtl	$Pr$	Variable	
Velocidad Promedio del Aire interior	$V_{\text{inpro}}$	2.53	$\text{m/s}$

**Fuente. Elaboración propia.**

### 6.1.4. Aire en el exterior del Colector

La siguiente tabla indica las propiedades a considerar del aire en el exterior del colector, estos valores son fijos ya que la temperatura de  $14.5^{\circ}\text{C}$  a considerar en el exterior es la media anual en la ciudad de Arequipa.

**Tabla 32**  
**Propiedades del aire exterior.**

<b>Propiedades del Aire Exterior</b>			
Densidad del aire	$\rho$	0.9267	$\text{Kg/m}^3$
Conductividad Térmica	$k_{\text{aire}}$	0.02548	$\text{W/m}\cdot\text{K}$
Viscosidad Cinemática	$\nu$	0.00001795	$\text{m}^2/\text{s}$
Calor Específico	$C_p$	1007	$\text{J/kg}\cdot\text{K}$
Número de Prandtl	$Pr$	0.7086	
Velocidad Promedio del Aire exterior	$V_{\text{pext}}$	10.3	$\text{Km/h}$
		2.861	$\text{m/s}$

**Fuente. Elaboración propia.**

### 6.1.5. Placa absorbedora y cubierta transparente

Los siguientes datos son para la placa y la cubierta de vidrio del colector, la intensidad de radiación es variable ya que esto depende de la hora del día y las condiciones climáticas de la Ciudad de Arequipa.

**Tabla 33**  
**Datos para la placa y la Cubierta**

<b>Datos para la Placa y Cubierta</b>			
Intensidad de radiación incidente en el Colector	$I_r$	Variable	$\text{W/m}^2$
Constante de Stefan-Boltzman	$\sigma$	5.67E-08	$\text{W/m}^2\cdot\text{K}^4$
Emisividad de la Placa Absorbedor	$\epsilon_p$	0.97	
Absortividad de la Placa Absorbedor	$\alpha_p$	0.97	
Emisividad de la Cubierta	$\epsilon_c$	0.94	
Transmisividad de la Cubierta	$\tau_c$	0.78	
Espesor de la Placa	$d$	3.00	$\text{mm}$
Conductividad de la placa	$k_p$	50.0	$\text{W/m}\cdot\text{K}$

**Fuente. Elaboración propia.**

### 6.2. Orientación e Inclinación del colector solar

Para la orientación del horno solar se debe de considerar el hemisferio en donde se instalará el horno, la latitud de la zona de instalación y el ángulo de declinación mensual, Para este caso se considerará la ciudad de Arequipa y el horno funcionará todo el año por ende el ángulo de declinación mensual no será considerado ( $\delta=0$ ).

Tomando en cuenta la latitud de la ciudad de Arequipa es  $-17^{\circ}17'54''$ , este valor es negativo ya que Arequipa se encuentra en el hemisferio sur, usando la siguiente ecuación se procede a hallar el valor del ángulo de inclinación.

$$\text{Hemisferio Norte: } \alpha = \varphi - \sigma \quad (6-1)$$

$$\text{Hemisferio Sur: } \alpha = \delta - \varphi$$

Donde:

$\alpha$ : Ángulo de inclinación del colector plano

$\varphi$ : Latitud de la zona de instalación

$\delta$ : Ángulo de declinación medio mensual del sol. (Callata Umpire, 2014)

$$\alpha = 0 - (-17^{\circ}17'54'') = 17^{\circ}17'54'',$$

Entonces el colector solar se colocará de acuerdo al ángulo de inclinación de  $17^{\circ}17'54''$  y orientado hacia el norte por encontrarse en el hemisferio Sur, para reafirmar la selección de la inclinación del colector se procede a tomar en cuenta el siguiente cuadro según (Lillo Bravo, 2006) tomando como base el documento Básico HE ahorro de energía sección HE 4 y HE 5 de España y considerando que el colector se encuentra en el hemisferio sur y que este trabajara todo el año se obtiene:

**Tabla 34**

**Inclinación y orientación óptimas**

Tecnología	Inclinación	Orien. Optima
Térmica(demanda anual cte)	Latitud	Norte
Térmica (demanda invierno)	Latitud $+10^{\circ}$	Norte
Térmica (demanda Verano)	Latitud $-10^{\circ}$	Norte

**Fuente. Ministerio de Fomento, (2020)**

**6.2.1. Pérdidas por orientación e inclinación**

El colector solar del horno se encontrará sobre el techo de la cámara de secado de madera, con dirección al norte y el colector tendrá una inclinación de  $17^{\circ}$  ya que su funcionamiento será para todo el año.

- Acimut ( $\alpha$ ):  $0^{\circ}$
- Inclinación ( $\beta$ ):  $17^{\circ}$

Evaluar primero en el siguiente cuadro donde se expresa las pérdidas totales dependiendo de la disposición del colector. (Ministerio de Fomento, 2020) y (Lillo Bravo, 2006)

**Tabla 35**  
**Pérdidas Totales según disposición de panel**

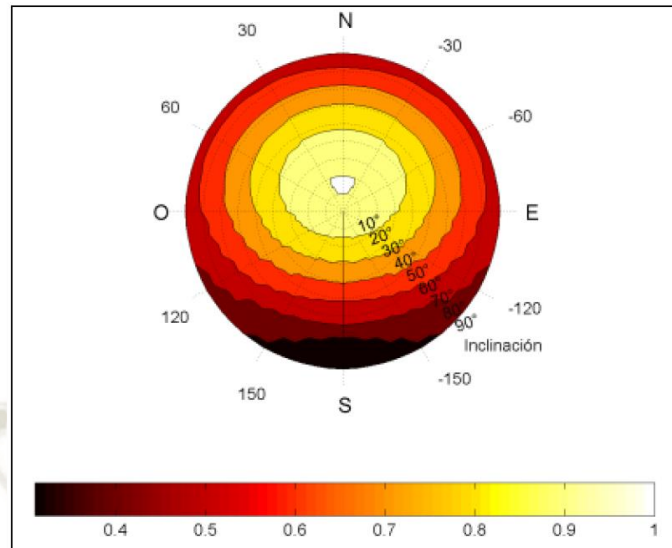
<b>Caso</b>	<b>Pérdidas por Orientación / Inclinación</b>	<b>Sombras</b>	<b>Total</b>
General	10 %	10%	15%
Sobre posición	20%	15%	30%
Integración Arquitectónica	40%	20%	50%

**Fuente. Ministerio de Fomento, (2020)**

Como se puede ver existen 3 casos de disposición de modulo:

- **General:** Comprende toda disposición donde los paneles solares se instalen libremente de acuerdo a su inclinación y azimut.
- **Sobre Posición:** Comprende la instalación del panel sobre un techo con su inclinación y orientación predefinida.
- **Integración Arquitectónica:** Comprende que el panel remplaza a una estructura con dimensiones indicadas, cumple de función arquitectónica.

Para determinar las pérdidas de una forma más exacta se realizará un cálculo tomando en cuenta la siguiente gráfica obtenida de (Juares Rivera, 2018).



**Figura 13: Pérdidas por orientación e inclinación para Arica (Lat:18°S).**

**Fuente. Juarez Rivera, (2018)**

Para determinar las pérdidas respecto a la imagen anterior se debe de ubicar el colector al acimut 0°; pero también, se puede considerar que puede variar entre unos  $\pm 30^\circ$  y orientado hacia el Norte. Seguido, se prosigue a ver la pérdida de sobre posición de 20% en la barra de la figura 13, buscar el mismo tono en la gráfica circular de la figura 13 y establecer los límites de inclinación. Para nuestro caso se puede ver que los límites permitidos serian entre  $10^\circ$  y  $40^\circ$  de inclinación. Sabiendo que la pérdida máxima sería de 20% y la zona de mayor eficiencia es entre  $10^\circ$  y  $20^\circ$ .

Realizado esto se prosigue a determinar los límites para la latitud exacta de nuestro colector solar con las siguientes ecuaciones:

Corrección para inclinación máxima de colector:

$$Inc. Max = Inc. Limite Max (\varnothing = 18^\circ) - (18^\circ - Lat. del lugar)$$

$$Inc. Max. = 40^\circ - (18^\circ - 17.3^\circ) = 39.3^\circ$$

Corrección para inclinación Mínima de colector:

$$Inc. Min. = Inc. Limite Min (\varnothing = 18^\circ) - (18^\circ - Lat. del lugar)$$

$$Inc. Min. = 10 - (18^\circ - 17.3^\circ) = 9.3^\circ$$

Considerando el ángulo de inclinación límite con mayor eficiencia según la gráfica sería  $20^\circ$  entonces:

$$Inc. Mayor. = Inc. Limite Mayor (\phi = 18^\circ) - (18^\circ - Lat. del lugar)$$

$$Inc. Min. = 20 - (18^\circ - 17.3^\circ) = 19.3^\circ$$

Al establecer los límites tanto para la inclinación se confirmó que el valor de  $17^\circ$  de inclinación es adecuado para un buen rendimiento para la captación de radiación solar para el colector. Ahora, se prosigue a determinar las pérdidas por la inclinación del colector haciendo uso de las siguientes ecuaciones:

**Para  $\beta \leq 15^\circ$**

$$Perdidas(\%) = 100 \cdot (1.2 \cdot 10^{-4} \cdot (\beta - F + 10)^2) \quad (6-2)$$

**Para  $15^\circ < \beta < 90^\circ$**

$$Perdidas(\%) = 100 \cdot (1.2 \cdot 10^{-4} \cdot (\beta - F + 10)^2 + 3.5 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^2)$$

Donde:

$\beta$ : Angulo de inclinación del colector plano

$\phi$ : Latitud del diagrama polar

$F$ : Latitud

$\alpha$ : Acimut

Haciendo uso de la segunda ecuación de (6-2) y del ángulo de inclinación  $\beta=17^\circ$  se calcula:

$$Perdidas(\%) = 100 \cdot (1.2 \cdot 10^{-4} \cdot (17 - 17.3 + 10)^2 + 3.5 \cdot 10^{-5} \cdot 0^2)$$

$$Perdidas(\%) = 1.13 \%$$

Tomando los resultados:

**Tabla 36**

**Resumen de pérdidas por sombra, orientación e inclinación**

Parámetros	Resultados
Pérdidas por orientación e inclinación	1.13 %
Pérdidas por Sombra	10%

**Fuente. Elaboración propia.**

**6.3. Flujo másico de aire en el horno solar**

Se debe de tomar en cuenta la cantidad de aire que debe circular dentro de la cámara del horno para poder secar la madera; considerando el caudal del aire a la velocidad recomendada de 1.5 m/s para hornos solares según Salas Garita, Moya Roque, & Cordoba Foglla, (2008) , y el área del flujo por la cual tiene que pasar el aire a través de la pila de madera a secar según la siguiente ecuación:

$$A_L = (A_p - n \cdot (A_t + 5 \cdot A_e)) + 2 \cdot (S_{pared} \cdot H_{horno}) + A_{pedest} + A_{pesos} \quad (6-3)$$

Donde:

$A_L$ : Área libre del flujo de aire (m<sup>2</sup>)

$A_p$ : Área de la pila de madera (m<sup>2</sup>)

$n$ : Número de filas de tablones

$A_t$ : Área del tablón de madera (m<sup>2</sup>)

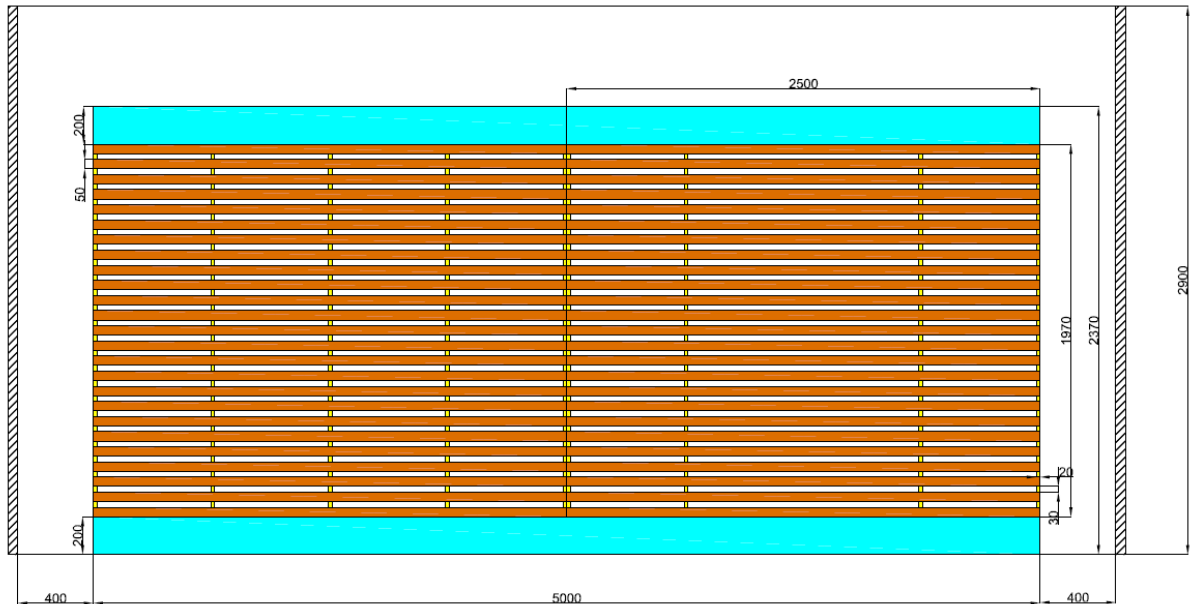
$A_e$ : Área de los espaciadores de madera (m<sup>2</sup>)

$S_{pared}$ : Separación con las paredes y la pila de madera (m)

$H_{horno}$ : Altura menor del horno solar (m)

$A_{pedes}$ : Área de pedestales (m<sup>2</sup>)

$A_{pesos}$ : Área de los pesos para la pila de madera (m<sup>2</sup>)



**Figura 14. Área libre de flujo de aire sobre la pila de madera.**

**Fuente. Elaboración Propia**

**Tabla 37**

**Datos para área libre del flujo de aire**

<b>Datos para el área libre del flujo de aire</b>		
Velocidad recomendada	1.5	m/s
Área de la pila de madera	9.85	m <sup>2</sup>
Número de filas de los tablones	25	
Área del tablón	0.25	m <sup>2</sup>
Área de los espaciadores de madera	0.0006	m <sup>2</sup>
Separación con paredes y la pila de madera	0.40	m
Altura menor de la pared del horno	2.5	m
Área de pedestales	0.0004	m <sup>2</sup>
Área de pesos para la pila de madera	0.0004	m <sup>2</sup>

**Fuente. Elaboración propia.**

Considerando la imagen anterior, tabla de datos y la ecuación (6-2) se realiza el cálculo del área libre del flujo de aire; siendo este el valor de 5.526 m<sup>2</sup>. Con el valor del área libre para el flujo de aire se procede a calcular el caudal y el flujo másico de este para una temperatura promedio de 40°C, con las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} \cdot Q_{caudal} \quad (6-4)$$

$$Q_{caudal} = A_L \cdot v$$

Donde:

$\dot{m}_{aire}$ : Flujo másico del aire (Kg/s)

$\rho_{aire}$ : Densidad del aire a la temperatura de 40°C (Kg/m<sup>3</sup>)

$Q_{caudal}$ : Caudal del flujo de aire del aria libre (L/s)

$A_L$ : Área libre del flujo de aire (m<sup>2</sup>)

$v$ : Velocidad recomendada del aire a circular (m/s)

$$Q_{caudal} = 5.526 \text{ m}^2 \cdot 1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 8.289 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 8288.7 \frac{\text{L}}{\text{s}} = 1.756 \cdot 10^4 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

$$\dot{m}_{aire} = 0.8521 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 8.289 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 7.063 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

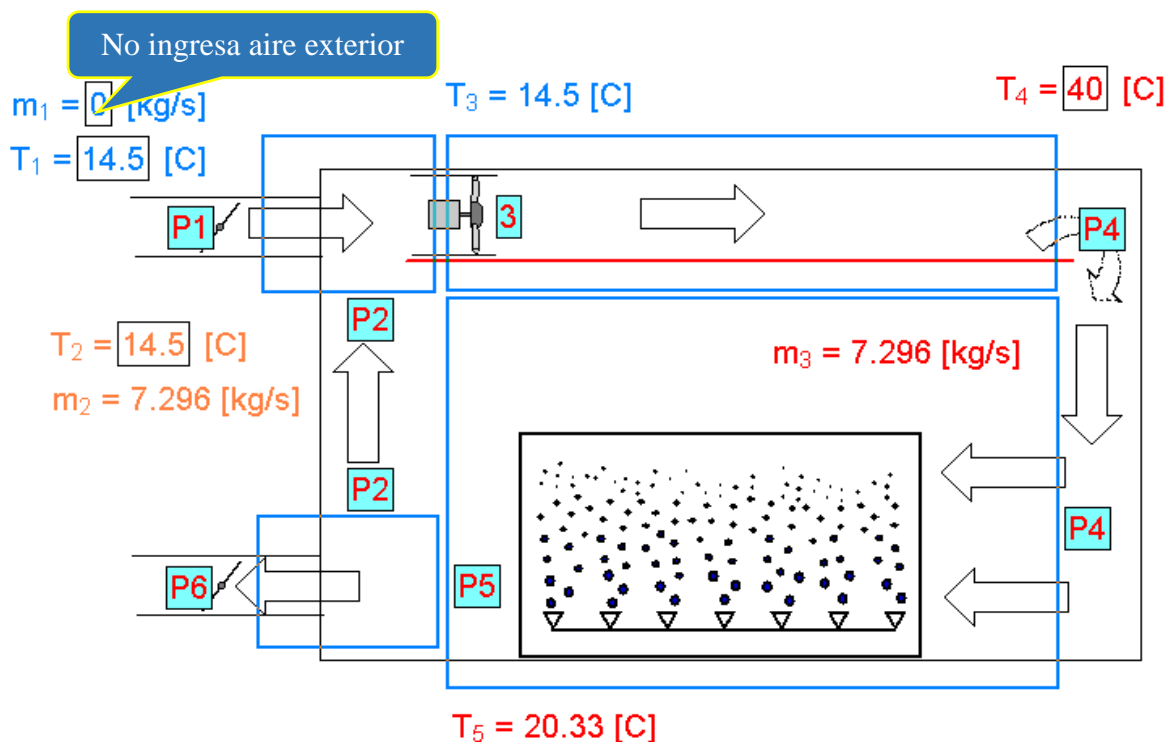
Determinado el flujo másico (7.063Kg/s) que pasará a través de la pila de madera a la velocidad remendada (1.5 m/s) se procede a determinar el flujo másico necesario para el secado de la madera haciendo uso de la carta Psicrométrica; considerando que el funcionamiento del horno será hasta 40°C, ya que alcanza esta temperatura cuando la incidencia de radiación es de 700 W/m<sup>2</sup> o 750 W/m<sup>2</sup> tomando en cuenta que este valor de incidencia es alcanzado la mayor parte del tiempo durante todo el año.

#### 6.4. Proceso de secado

Para el entendimiento de los puntos mencionados en la carta psicrométrica es necesario tener en cuenta cómo funcionará el horno solar tomando en cuenta la fuente (Alianza en Energia y Ambiente con Centroamerica, 2008). El proceso de secado comienza con el ingreso del aire por medio de las ventilas superiores (P1) pasando a través del colector solar de una forma forzada por medio de ventiladores (P3). El aire caliente saliente del colector entra a la cámara de secado (P4) por el lado norte y saliendo del lado sur de la pila de madera (P5) produciendo el secado para que luego vuelva a ser ingresado al colector solar (P2) por medio de campanas de captación y los ventiladores para ser calentado nuevamente y repita el ciclo.

Para el calentamiento del aire se repetirá el ciclo (P1 al P5) hasta que el aire circulante alcance su temperatura máxima dependiendo de la incidencia de la radiación; para

esto las ventilas superiores de ingreso de aire e inferiores (retiro de aire) deberán de mantenerse cerradas hasta que la humedad relativa del aire se sature.

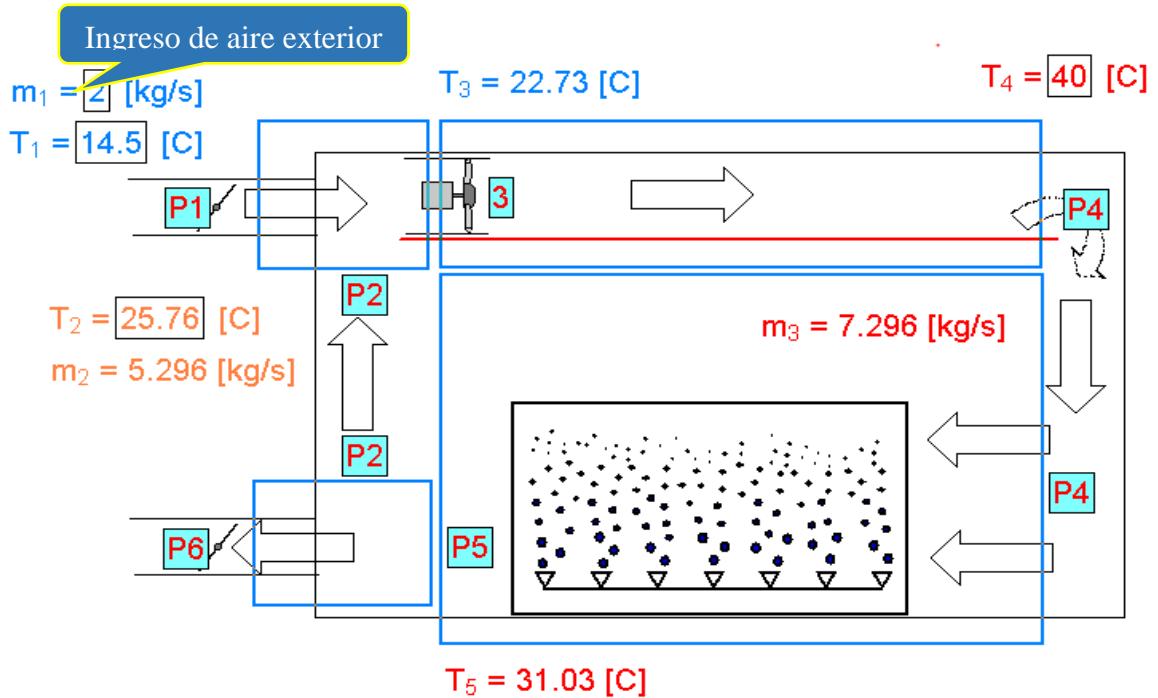


**Figura 15: Calentamiento del aire dentro de la cámara.**

**Fuente. Elaboración propia**

Para la renovación, recirculación del aire y para homogenizar la temperatura del horno se manipulará las ventilas de ingreso y salida abriéndolas una pequeña fracción para limitar el ingreso y salida del aire dentro de la cámara de secado; tomando en cuenta que entre más abiertas las ventilas de entrada mayor será el ingreso de aire frío al interior del secador. (P1. Hasta el P6)

Para el enfriamiento, para evitar que la madera reciba un choque térmico al salir de la cámara de secado, se manipulará las ventilas superiores e inferiores abriéndolas al 100%. (P1. Hasta el P6)



**Figura 16. Ingreso de aire al horno solar. Elaboración propia.**

**Fuente. Elaboración propia**

Para el proceso de secado dentro del horno se tomó en cuenta la carta psicrométrica del Software Engineering Equation Solver (EES), el cual nos dio una mejor representación del proceso de secado.

El diagrama en la carta psicrométrica representa el proceso ideal del calentamiento del aire que ingresa al colector solar (P1 y/o P2 hasta el P4); el cual puede recibir aire solo del ambiente, de una mezcla entre el aire de recirculación y aire ambiente, o solo aire de recirculación. Seguido al proceso de calentado de aire se procede a enfriar el aire por humidificación (P4-P5); en este punto el aire caliente absorbe la humedad de la madera para que luego sea expulsado hacia el exterior cuando este aire se sature.

En las siguientes imágenes se verá el proceso de calentamiento y enfriamiento del aire considerando que el aire es calentado de un solo paso por el colector; pero realmente este proceso se repite ya que el colector solo calienta un poco el aire y este debe de ser recirculado por el colector hasta que alcance su temperatura máxima, realizando varias veces el proceso de calentado, enfriado por humedad y calentado.

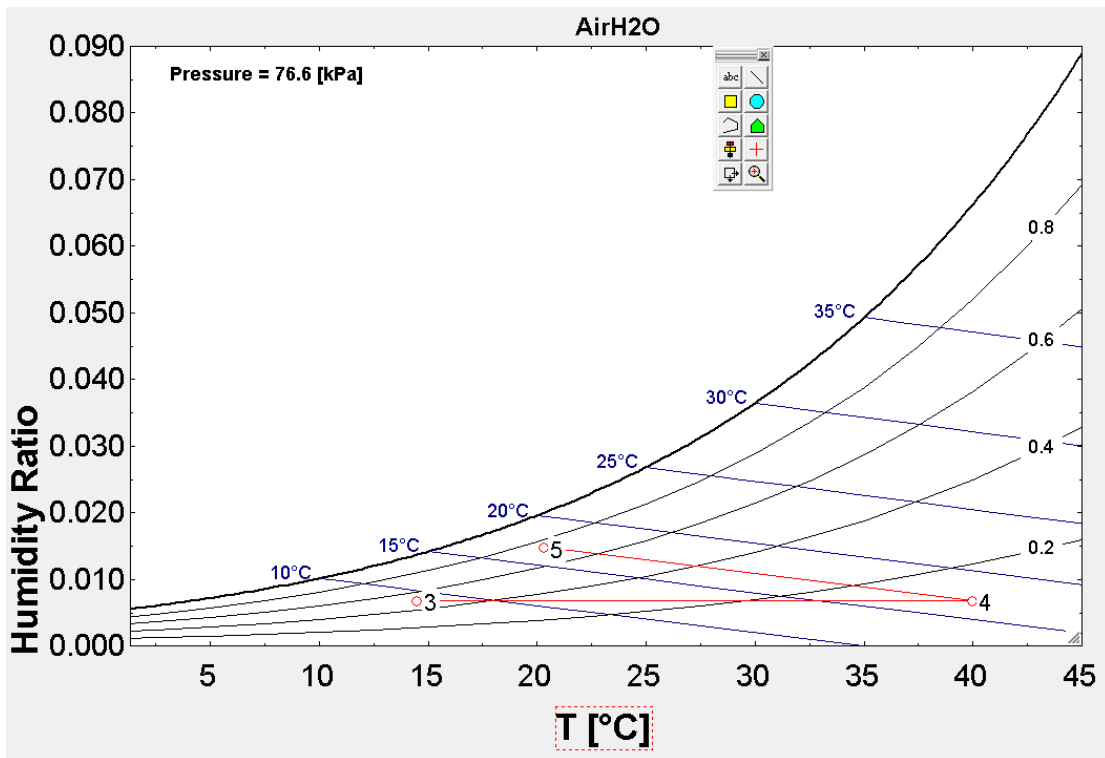


Figura 17. Calentamiento y enfriamiento de aire (ideal)

Fuente. Elaboración Propia

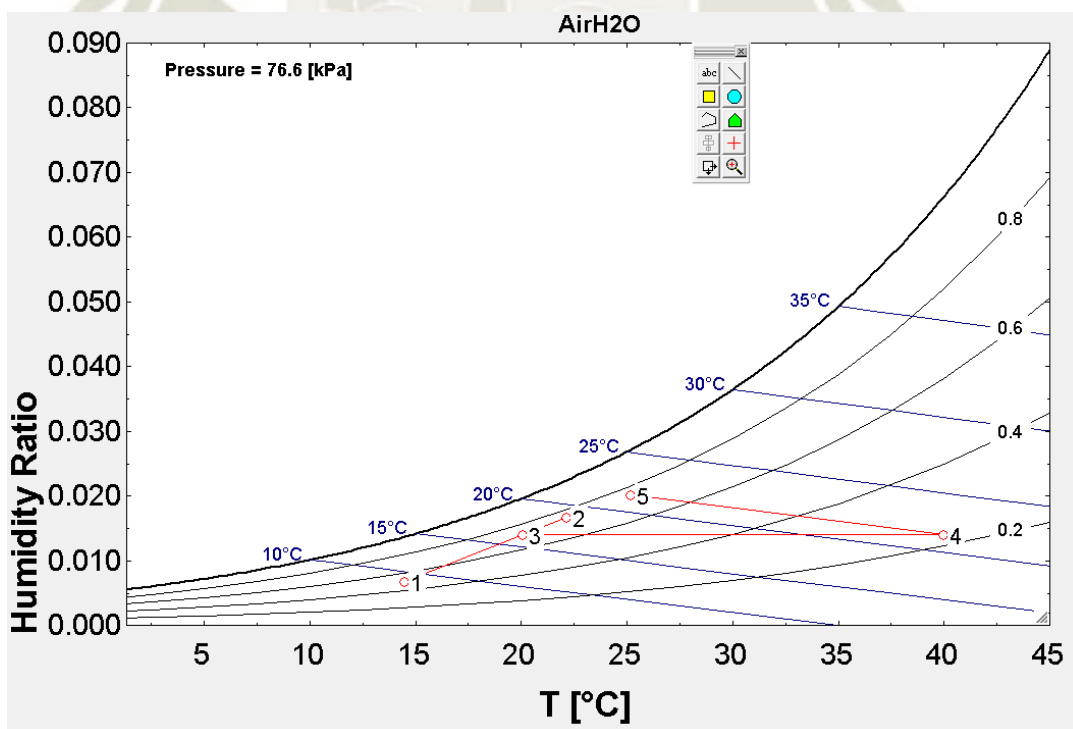


Figura 18. Mezcla de aire de circulación y aire exterior (ideal).

Fuente. Elaboración Propia

Sabiendo que la cantidad de masa de agua a evaporar desde 74% hasta 30% de la madera es de 1489.55 kg se procede a determinar la masa de aire seco necesario para retirar la humedad en la madera; tomando los valores de las humedades específicas de la carta psicrométrica en Software Elaboración propia en software Engineering Equation Solver (EES).

- $w_1=w_2= w_3= w_4=0.006777$  Kg/kg;
- $w_5=0.01489$  kg/kg

haciendo uso de la siguiente ecuación para determinar el aire seco necesario para el secado y aire húmedo respecto a la humedad específica a condiciones ambientales.

$$m_w = m_{as} \cdot (w_5 - w_4) \quad (6-5)$$

$$m_{ah} = m_{as} \cdot (w_3)$$

Donde:

$m_w$ : Masa de agua en la madera (Kg)

$m_{as}$ : Masa de aire seco (Kg aire seco)

$w$ : Humedad específica (Kg agua/Kg aire seco)

$m_{ah}$ : Masa de aire húmedo (Kg aire húmedo)

$$m_{as} = \frac{m_w}{(w_5 - w_4)} = \frac{1489.55 \text{ Kg}_{agua}}{0.01489 \frac{\text{Kg}_{agua}}{\text{Kg}_{aire\ seco}} - 0.006777 \frac{\text{Kg}_{agua}}{\text{Kg}_{aire\ seco}}} = 1.83 \cdot 10^5 \text{ Kg}_{aire\ seco}$$

$$m_{ah} = 1.83 \cdot 10^5 \text{ Kg}_{aire\ seco} \cdot \left(0.006777 \frac{\text{Kg}_{agua}}{\text{Kg}_{aire\ seco}}\right) = 1241.9 \text{ Kg}_{aire\ humedo}$$

Determinado el aire seco y aire húmedo necesario, se procede a determinar la cantidad de aire total necesario para secar la madera:

$$m_{aire\ total} = m_{as} + m_{ah} = 1.85 \cdot 10^5 \text{ Kg aire}$$

Sabiendo que el tiempo aprovechable de energía solar durante el día es aproximadamente 8 horas; y considerando que el secado de la madera deber de ser aproximadamente en 15 días, se obtiene el tiempo de funcionamiento del flujo de

aire ( $4.32 \times 10^5$  segundos) y se procede a determinar el flujo másico del aire necesario para el secado de madera.

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{m_{\text{aire total}}}{\text{tiempo}} = \frac{1.85 \cdot 10^5 \text{ Kg}}{4.32 \cdot 10^5 \text{ segundos}} = 0.428 \frac{\text{kg aire}}{\text{s}}$$

Como se puede ver el flujo másico calculado para el secado de la madera es (0.428 kg/s) menor que el recomendado de 7.063 kg/s; por lo que se concluye: que el flujo será suficiente para que produzca el secado de la madera y podría reducir el tiempo de secado. Se deberá de tomar en cuenta en el horno solar que el tiempo es variable ya que no se puede considerar en tener incidencia de radiación solar constantemente durante todo el día. Preferiblemente, se debe considerar una prueba experimental para el secado de la madera.

#### 6.4.1. En la noche

La temperatura dentro del horno incrementara durante el día hasta alcanzar su máximo valor a la mitad del día y entonces comenzara a bajar en la noche. A medida que el aire dentro de la cámara se enfría, la humedad relativa aumentara significativamente, el incremento de humedad en la noche es beneficioso pues permite reducir o liberar las tensiones de secado que se desarrollan durante el día. (Bond, Espinoza, & Araman, 2011)

Ya que es importante la humedad relativa del aire en la cámara durante la noche para liberar tensiones; es recomendable no prender los ventiladores y cerrar las ventilas para evitar que se siga retirando la humedad en la noche y produzca grietas en la madera reduciendo su calidad. La regulación de prender y apagar los ventiladores puede ser manual o de forma automática como se mencionará en el Capítulo VII.

#### 6.5. Balance de energía en el colector

El principio de funcionamiento de un colector solar plano con cubierta se basa en que la placa absorbadora posea una gran capacidad de absorción de la energía solar y una baja emisividad; que el medio de transporte sea capaz de tomar la mayor cantidad de energía del absorbedor, y que la cubierta sea capaz de neutralizar la energía infrarroja emitida desde el absorbedor. (Koulibaly, González, 2015)

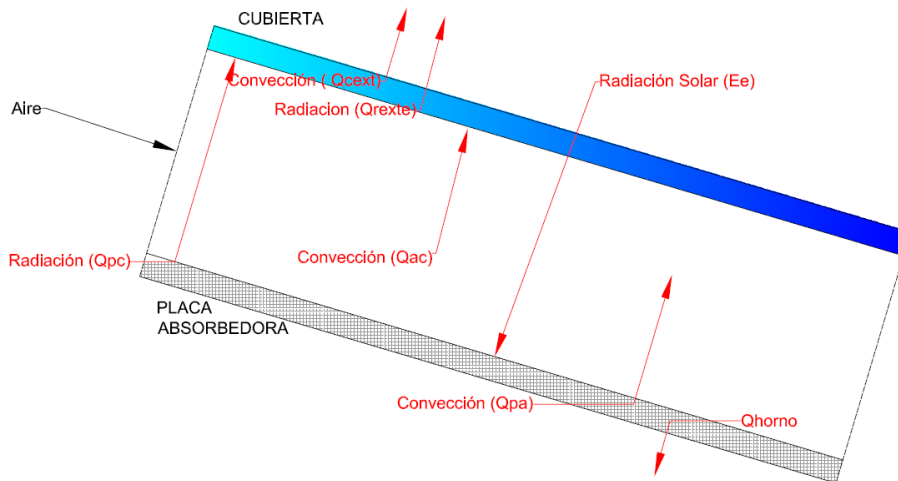


Figura 19. Colector Solar Calor ganado y perdido.

Fuente. Elaboración Propia

Para el cálculo del colector se debe de considerar la cantidad de radiación entregada al colector solar durante el día. Esta energía entregada por el sol no será contante ya que depende de factores climáticos, estación del año y la hora durante el día; lo único constante que se puede saber es que su pico máximo es a medio día.

En Arequipa la radiación solar aproximada según Chambi Laura, (2018) en los meses de verano es aproximadamente  $1000 \text{ W/m}^2$  y  $500$  a  $700 \text{ W/m}^2$  durante los meses de invierno; estos valores fueron tomados en los horarios entre las 6 a 18 horas llegando a su pico máximo entre las 11:30 y 12:30 horas.

Para determinar la temperatura de la placa absorbedora y la cubierta dependerá de la incidencia de radiación solar, del material y espesor de la placa o la cubierta. Para este caso la placa absorbedora será de acero pintando de negro mate de 3mm de espesor y la cubierta será de vidrio simple de 4mm de espesor.

Para determinar la cantidad de energía que entra a la placa absorbedora por medio de radiación solar se usará la siguiente ecuación:

$$E_{ep} = (\tau_c \cdot \alpha_p) \cdot I_r \quad (6-6)$$

Donde:

$E_{ep}$ : Energía de entrada a la placa absorbedora ( $\text{W/m}^2$ )

$\tau_c$ : Transmisividad de la Cubierta (0.78)

$\alpha_p$ : Absortividad de la Placa Absorbedora (0.97)

$I_r$ : Intensidad de Radiación incidente (W/m<sup>2</sup>)

Para la temperatura de la placa de absorción, la energía que se queda en la cubierta, se realizará tomando en cuenta las siguientes ecuaciones:

$$T_p = \left( \frac{E_{ep}}{\varepsilon_p \cdot \sigma} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (6-7)$$

$$E_{ec} = (1 - \tau_c) \cdot I_r$$

Donde:

$T_p$ : Temperatura de la placa absorbadora (°C)

$E_{ep}$ : Energía de entrada a la placa absorbadora (W/m<sup>2</sup>)

$E_{ec}$ : Energía de entrada a la Cubierta (W/m<sup>2</sup>)

$\varepsilon_p$ : Emisividad de la Placa Absorbedora (0.97)

$\sigma$ : Constante de Stefan - Boltzman (5.67 x 10<sup>-8</sup> W/m<sup>2</sup>·K<sup>-4</sup>)

$\tau_c$ : Transmisividad de la Cubierta (0.78)

$I_r$ : Intensidad de Radiación incidente (W/m<sup>2</sup>)

Para la temperatura de la cubierta se tomará las siguientes ecuaciones en las que, para el uso del número de Nusselt para flujo laminar y turbulento deberá de ser el número de Reynolds mayor a 5x10<sup>5</sup>.

$$Nu_{ext} = (0.037 \cdot Re_{ext}^{0.8} - 871) \cdot Pr_{ext}^{\frac{1}{3}} \quad (6-8)$$

$$Re_{ext} = \frac{Vp_{ext} \cdot bv \cdot \rho_{aext}}{\mu_{ext}}$$

Donde:

$Nu_{ext}$ : Número de Nusselt exterior (---)

$Re_{ext}$ : Número de Reynolds exterior (---)

$Pr_{ext}$ : Número de Prandtl exterior (0.7086)

$Vp_{ext}$ : Velocidad promedio del aire exterior (2.861 m/s)

$\mu_{ext}$ : Viscosidad Dinámica (0.00001795 kg/m·s)

$\rho_{aext}$ : Densidad del aire exterior (0.9267 kg/m<sup>3</sup>)

$bv$ : Base del Vidrio de la cubierta (5.8 m)

$$Re_{ext} = \frac{2.861 \frac{m}{s} \cdot 5.8 m \cdot 0.9267 \frac{kg}{m^3}}{0.00001795 \frac{kg}{m \cdot s}} = 8.567 \cdot 10^5$$

$$Nu_{ext} = (0.037 \cdot (1.13 \cdot 10^6)^{0.8} - 871) \cdot (0.7323)^{\frac{1}{3}} = 1.062 \cdot 10^3$$

$$T_c = \frac{E_{ec}}{h_{aext}} + T_{aext}$$

(6-9)

$$h_{aext} = \frac{k_{aext}}{lv} \cdot Nu_{ext}$$

Donde:

$T_c$ : Temperatura de la Cubierta de Vidrio (°C)

$E_{ec}$ : Energía de entrada a la Cubierta (W/m<sup>2</sup>)

$h_{aext}$ : Coeficiente de transferencia de calor del aire al exterior (W/m<sup>2</sup>·K)

$T_{aext}$ : Temperatura del Aire exterior (14.5 °C)

$k_{aext}$ : Conductividad Térmica del aire exterior (0.02548 W/m·K)

$lv$ : Largo del Vidrio (3.91m)

$Nu_{ext}$ : Número de Nusselt exterior (---)

$$h_{aext} = \frac{0.02548 \frac{W}{m \cdot K}}{3.91 m} \cdot 1.062 \cdot 10^3 = 6.924 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La temperatura dependerá de la cantidad de radiación que sea entregada a la cubierta.

La tabla siguiente indicará la temperatura de la cubierta, temperatura de la placa absorbidora, la energía de entrada a la placa y a la cubierta a diferentes intensidades de radiación.

La temperatura del aire inicial en la tabla es la temperatura exterior del aire (14.5°C). El aire interior aumentará su temperatura según aumente la temperatura de la placa absorbadora y de la cubierta. Se tomará como un valor medio entre la placa y la cubierta como la referencia de la temperatura del aire en el interior del colector, este aumentará su temperatura según aumente la incidencia de radiación sobre el colector.

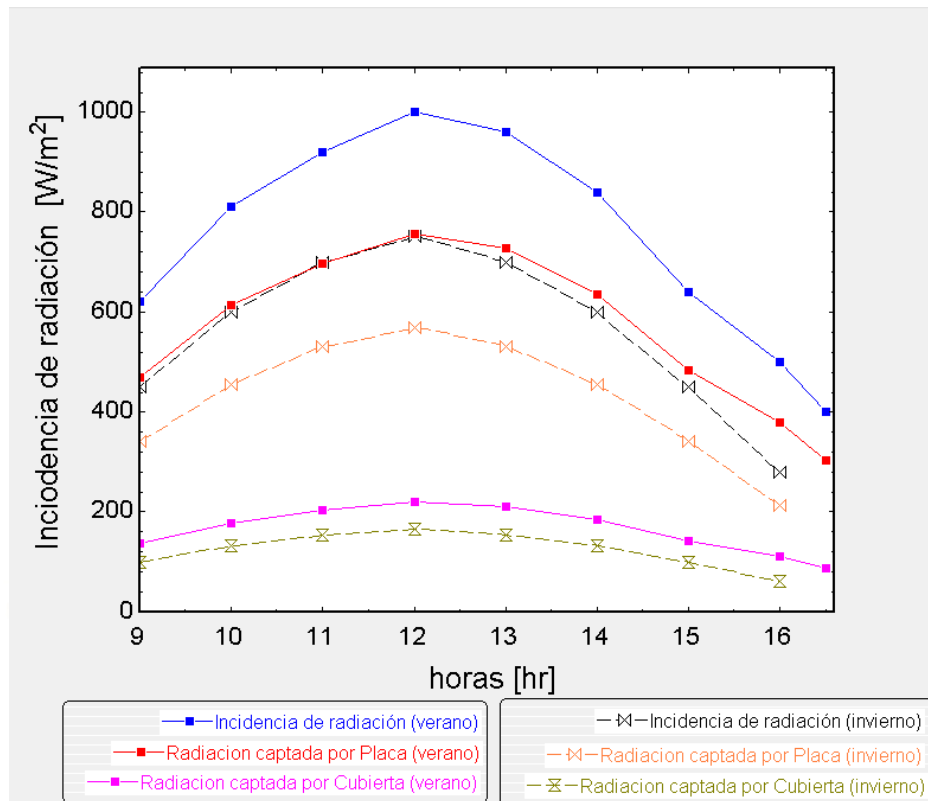
En la tabla también se puede ver que el aire en el interior del colector tendrá un límite según la incidencia de radiación; por ende, este tendrá que pasar varias veces a través del colector para llegar a calentar totalmente el horno hasta su temperatura límite, esto se verá más adelante.

**Tabla 38**  
**Temperaturas de cubierta y placa absorbadora**

<b>Ir</b> (W/m <sup>2</sup> )	<b>Eep</b> (W/m <sup>2</sup> )	<b>Tp</b> (°C)	<b>Eec</b> (W/m <sup>2</sup> )	<b>Tc</b> (°C)	<b>Tm</b> (°C)
450	340.47	7.50	99	28.80	18.15
500	378.30	14.99	110	30.39	22.69
550	416.13	21.93	121	31.98	26.95
600	453.96	28.42	132	33.56	30.99
650	491.79	34.51	143	35.15	34.83
700	529.62	40.26	154	36.74	38.50
750	567.45	45.71	165	38.33	42.02
800	605.28	50.89	176	39.92	45.41
850	643.11	55.84	187	41.51	48.67
900	680.94	60.57	198	43.10	51.83
950	718.77	65.11	209	44.68	54.90
1000	756.60	69.47	220	46.27	57.87

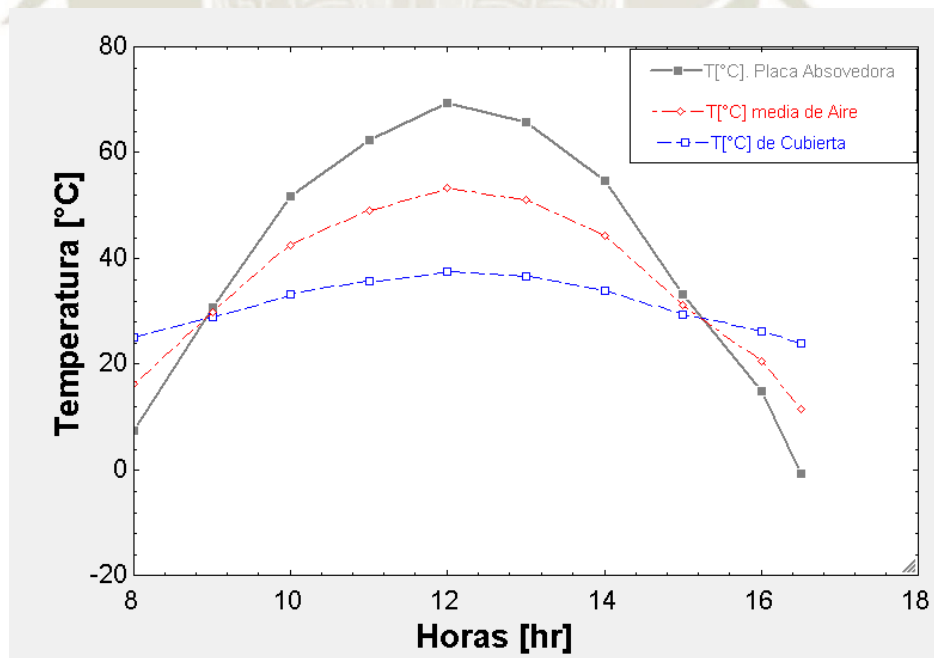
**Fuente. Elaboración propia.**

Realizada la tabla se puede comparar en los siguientes gráficos la variación de intensidad de radiación y la variación de la temperatura de la placa según el transcurso del día tanto para días de verano como para el invierno o resto del año.



**Figura 20.** Gráfica de la incidencia de radiación según estación.

**Fuente.** Elaboración propia



**Figura 21.** Gráfica de variación de temperaturas durante el día (verano).

**Fuente.** Elaboración propia

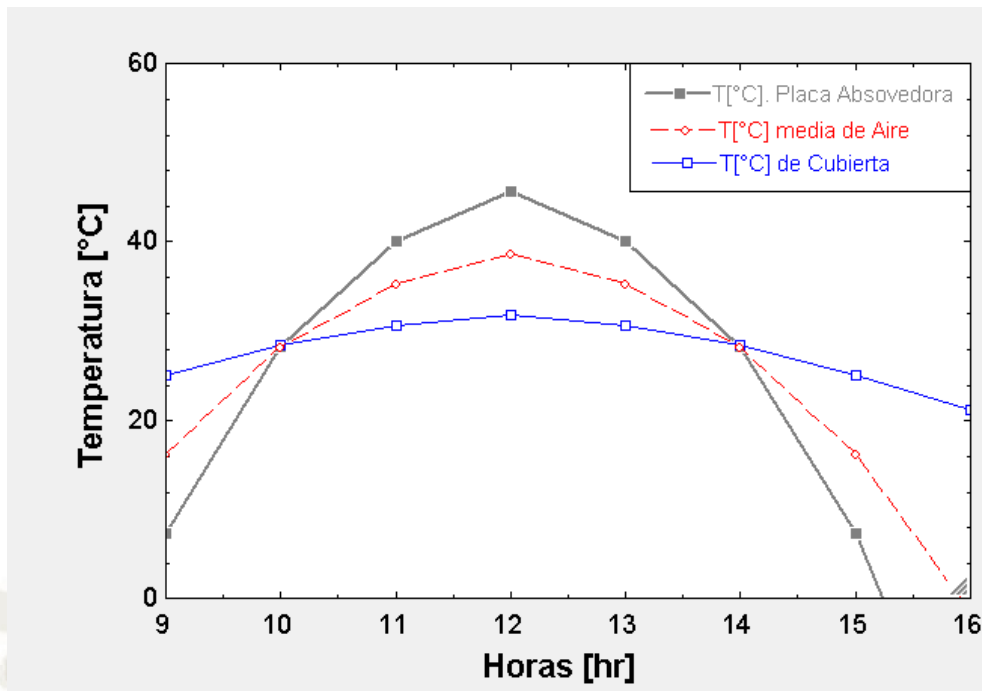


Figura 22. Gráfica de variación de temperaturas durante el día (invierno).

Fuente. Elaboración propia

### 6.5.1. Energía ganada por el Aire interior del Colector

Para determinar el calor que ganará el aire del horno por energía solar se tomará en cuenta la densidad del aire para diferentes temperaturas; así como también flujo volumétrico del aire que circulará dentro del colector. Seguidamente se prosigue a determinar el diámetro hidráulico ( $D_h$ ) para así determinar el valor del número de Reynolds para diferentes temperaturas.

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{sec}}{P} \quad (6-10)$$

$$Re = \frac{V_{in_{pro}} \cdot D_h \cdot \rho_{ain}}{\mu_{in}}$$

Donde:

$D_h$ : Diámetro Hidráulico (m)

$A_{sec}$ : Área de la sección del Colector( $m^2$ )

$P$ : Perímetro de la entrada del Colector(m)

$Re$ : Número de Reynolds del aire (---)

$V_{in_{pro}}$ : Velocidad promedio del aire interior (2.53 m/s)

$\mu_{in}$ : Viscosidad Dinámica (kg/m·s)

$\rho_{ain}$ : Densidad del aire exterior (kg/m<sup>3</sup>)

$$D_h = \frac{4 \cdot 3.132 \text{ m}^2}{12.68 \text{ m}} = 0.988 \text{ m}$$

Determinado el valor del número de Reynolds, se procede a determinar el valor del número de Nusselt. La fórmula siguiente se considerará si el número de Reynolds es mayor a 10000.

$$Nu = (0.023 \cdot Re^{0.8}) \cdot Pr^{0.4} \quad (6-11)$$

$$h = \frac{k_{air}}{D_h} \cdot Nu$$

Donde:

$Nu$ : Número de Nusselt del aire interior (---)

$Pr$ : Número de Prandtl del aire interior (---)

$Re$ : Número de Reynolds del aire (---)

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor del aire (W/m<sup>2</sup>\*K)

$k_{air}$ : Conductividad Térmica del aire (W/m\*K)

$D_h$ : Diámetro Hidráulico (0.988 m)

Tomando en cuenta las ecuaciones anteriores y las diferentes temperaturas de la placa absorbadora, la cubierta y la temperatura media se realiza la siguiente tabla:

**Tabla 39**

**Determinar el valor del coeficiente de transferencia**

<b>Ir</b> (W/m <sup>2</sup> )	<b>viscosidad</b> <b>dinámica</b> (kg/m*s)	<b>Reynolds</b> <b>interior</b>	<b>N°de</b> <b>Prandtl</b>	<b>Nusselt</b> <b>Interior</b>	<b>Conduct</b> <b>térmica k</b>	<b>Coef</b> <b>de</b> <b>Calor</b> ( <b>h<sub>int</sub></b> )
450	1.812E-05	1.263E+05	0.7081	241.538	0.02573	<b>6.290</b>
500	1.834E-05	1.229E+05	0.7075	236.207	0.02607	<b>6.233</b>
550	1.854E-05	1.198E+05	0.707	231.418	0.02639	<b>6.181</b>
600	1.874E-05	1.170E+05	0.7065	226.936	0.02669	<b>6.130</b>
650	1.892E-05	1.144E+05	0.706	222.881	0.02697	<b>6.084</b>
700	1.910E-05	1.120E+05	0.7056	219.063	0.02724	<b>6.040</b>
750	1.926E-05	1.099E+05	0.7052	215.623	0.0275	<b>6.002</b>
800	1.942E-05	1.078E+05	0.7049	212.320	0.02775	<b>5.963</b>
850	1.957E-05	1.059E+05	0.7045	209.254	0.02799	<b>5.928</b>
900	1.972E-05	1.040E+05	0.7042	206.337	0.02822	<b>5.893</b>
950	1.986E-05	1.023E+05	0.7039	203.597	0.02844	<b>5.861</b>
1000	2.000E-05	1.007E+05	0.7036	200.966	0.02865	<b>5.828</b>

Fuente. Elaboración propia.

Determinado el valor del coeficiente de transferencia de calor de las diferentes temperaturas dentro del Colector, se procede a determinar la temperatura de salida del aire; la cual tendrá diferentes medidas hasta alcanzar su temperatura máxima según la incidencia de radiación. Esto se realizará con la siguiente ecuación:

$$T_s = T_m - (T_m - T_{i_{aire}}) \cdot \exp\left(-\frac{h \cdot A_s}{\dot{m}_{aire} \cdot C_p}\right) \quad (6-12)$$

Donde:

$T_s$ : Temperatura de salida del colector del aire (°C)

$T_m$ : Temperatura media del aire en el colector (°C)

$T_{i_{aire}}$ : Temperatura de entrada del aire al colector (°C)

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor del aire (W/m<sup>2</sup>\*K)

$A_s$ : Área de la Superficie del Colector (49.58 m<sup>2</sup>)

$m_{aire}$ : Flujo másico del aire (Kg/s)

$C_p$ : Calor específico del aire (1007 J/Kg\*K)

Determinado el valor de la temperatura de salida; se determina la diferencia media logarítmica de la temperatura y la pérdida de calor por la placa absorbadora hacia el aire. Haciendo uso de las siguientes ecuaciones:

$$\Delta T_{Lpa} = \frac{T_s - T_{i_{aire}}}{\ln\left(\frac{T_p - T_s}{T_p - T_{i_{aire}}}\right)} \quad (6-13)$$

Donde:

$\Delta T_{Lpa}$ : Diferencia media logarítmica de la temperatura Placa-aire (K)

$T_s$ : Temperatura de salida del colector del aire (K)

$T_p$ : Temperatura de la placa absorbadora (K)

$T_{i_{aire}}$ : Temperatura de entrada del aire al colector (K)

$$Q_{pa} = h \cdot A_{placa} \cdot \Delta T_{Lpa} \quad (6-14)$$

Donde:

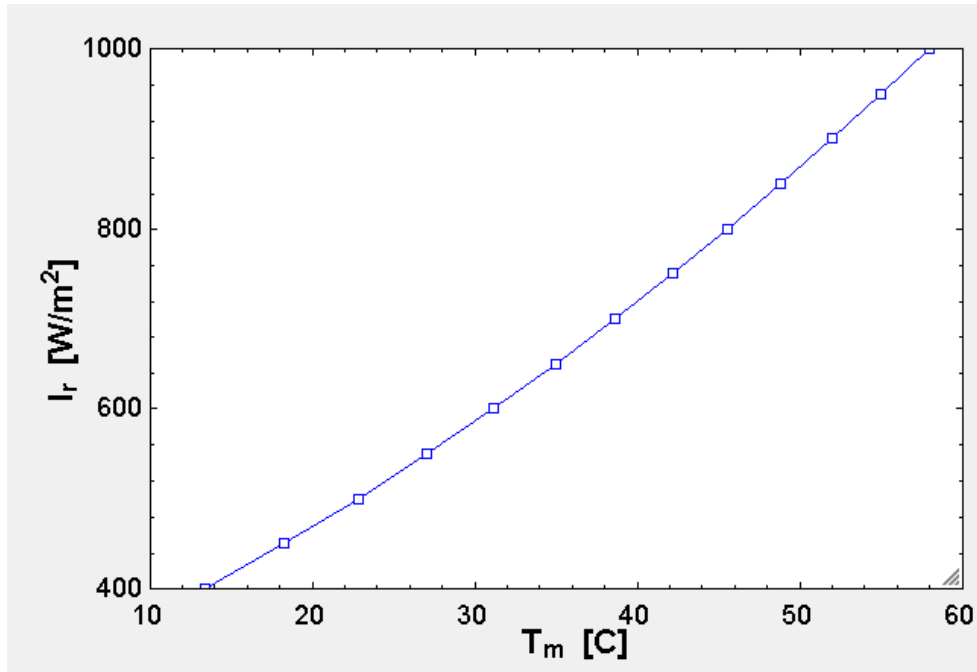
$Q_{pa}$ : Calor cedido desde la placa hacia el aire (W)

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor del aire (W/m<sup>2</sup>·K)

$A_{placa}$ : Área de la placa absorbadora (17.4 m<sup>2</sup>)

$\Delta T_{Lpa}$ : Diferencia media logarítmica de la temperatura (K)

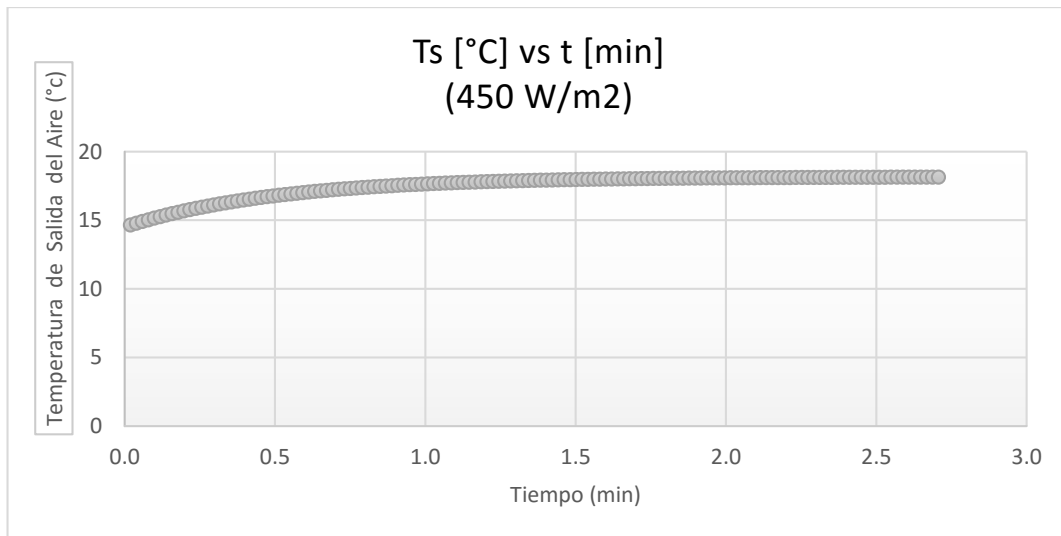
Se debe de considerar que el aumento de temperatura del aire dentro del colector será pequeño; por ende, este debe de pasar varias veces por el colector para llegar a la temperatura máxima según la incidencia de radiación, Sabiendo esto se puede considerar que la temperatura de ingreso del aire al colector será la temperatura de salida del anterior paso de aire dentro del colector.



**Figura 23. Temperatura del aire colector vs la intensidad de radiación.**

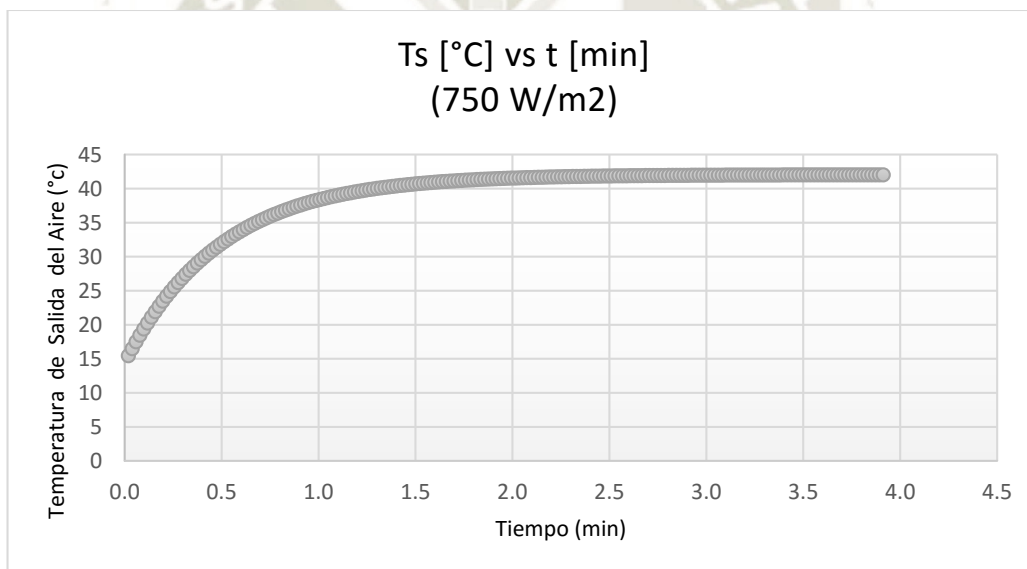
**Fuente. Elaboración propia**

Se tomó la temperatura inicial de entrada del aire externo de inicio de tablas según la incidencia de radiación solar; en estas se puede ver el cambio de temperatura del aire por cada recorrido dentro del colector en las siguientes gráficas de 400 W/m<sup>2</sup>, 750 W/m<sup>2</sup> y 1000 W/m<sup>2</sup>. Como se puede ver, el cambio de temperatura es pequeño y por ende se tiene que realizar varias repeticiones de circulación del aire; considerando también que este se enfría al pasar por la madera a secar dando un aproximado de tiempo de 3 a 4 minutos para alcanzar su temperatura máxima. Esto pueden aumentar ya que las gráficas no toman en cuenta el enfriamiento de aire al pasar por la pila de madera.



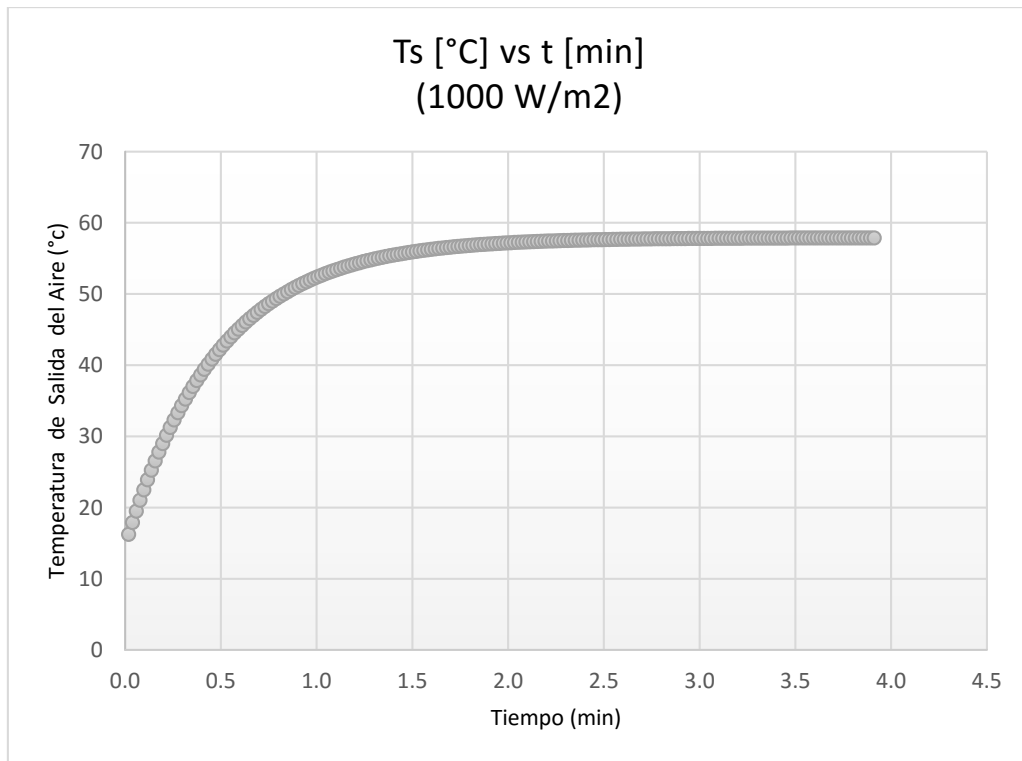
**Figura 24.** Variación de la temperatura recirculaste en horno para 400 W/m<sup>2</sup>.

**Fuente.** Elaboración Propia.



**Figura 25.** Variación de la temperatura recirculaste en horno para 750 W/m<sup>2</sup>.

**Fuente.** Elaboración Propia.



**Figura 26. Variación de la temperatura recirculaste en horno para 1000 W/m<sup>2</sup>.**

**Fuente. Elaboración Propia.**

### 6.5.2. Energía pérdida por el Aire interior del colector

Para la energía perdida por el aire a través de la cubierta de vidrio es necesario hacer uso de la ecuación (6-12) con la variante de temperatura de la placa ( $T_p$ ) a la temperatura de la cubierta ( $T_c$ ) y uso de la ecuación (6-13) con la variante del área de la cubierta, Se debe de considerar que inicialmente la cubierta entrega calor al aire interno ya que esta se calienta antes que el aire y la placa; pero pasado un tiempo se estabiliza y la temperatura del aire es mayor que la cubierta, siendo esto la mayor parte del tiempo.

$$\Delta T_{Lac} = \frac{T_s - T_{i_{aire}}}{\ln\left(\frac{T_c - T_s}{T_c - T_{i_{aire}}}\right)} \quad (6-15)$$

Donde:

$\Delta T_{Lac}$ : Diferencia media logarítmica de la temperatura aire–cubierta (K)

$T_s$ : Temperatura de salida del colector del aire (K)

$T_c$ : Temperatura de la Cubierta (K)

$T_{i_{aire}}$ : Temperatura de entrada del aire al colector (K)

$$Q_{ac} = h \cdot A_c \cdot \Delta T_{Lac} \quad (6-16)$$

Donde:

$Q_{ac}$ : Calor cedido desde el aire hacia la cubierta (W)

$h$ : Coeficiente de transferencia de calor del aire ( $W/m^2 \cdot K$ )

$A_c$ : Área de la Cubierta ( $22.7 \text{ m}^2$ )

$\Delta T_{Lac}$ : Diferencia media logarítmica de la temperatura (K)

**Tabla 40**

**Variación de temperatura del aire a diferentes intensidades de radiación.**

$I_r$ ( $W/m^2$ )	$T_p$ ( $^{\circ}C$ )	$T_c$ ( $^{\circ}C$ )	$T_m$ ( $^{\circ}C$ )	T ingreso $T_i$ ( $^{\circ}C$ )	T salida $T_s$ ( $^{\circ}C$ )	variación temp. ( $^{\circ}C$ )
450	7.50	28.80	18.15	14.50	14.652	0.152
500	14.99	30.39	22.69	14.50	14.844	0.344
550	21.93	31.98	26.95	14.50	15.027	0.527
600	28.42	33.56	30.99	14.50	15.201	0.701
650	34.51	35.15	34.83	14.50	15.368	0.868
700	40.26	36.74	38.50	14.50	15.530	1.030
750	45.71	38.33	42.02	14.50	15.686	1.186
800	50.89	39.92	45.41	14.50	15.838	1.338
850	55.84	41.51	48.67	14.50	15.985	1.485
900	60.57	43.10	51.83	14.50	16.129	1.629
950	65.11	44.68	54.90	14.50	16.269	1.769
1000	69.47	46.27	57.87	14.50	16.406	1.906

**Fuente. Elaboración propia.**

Para determinar el calor ganado por el aire ( $Q_{pa}$ ), el calor ganado o perdido de la cubierta de cristal ( $Q_{ac}$ ) y la eficiencia para calentar el aire es necesario determinar la energía total del ganado por la cubierta y la placa absorbadora, por lo tanto, se realizó la siguiente tabla según la intensidad de radiación solar, en esta tabla se puede ver que la energía ganada por la placa absorbadora ( $E_{ep}$ ) es suficiente para calentar y secar la madera en el horno.

**Tabla 41**  
**Calores que ingresan a la placa absorbadora y cubierta**

<b>Ir (W/ m<sup>2</sup>)</b>	<b>Eep (W/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Qep (W)</b>	<b>Eec (W/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Qec (W)</b>	<b>E total (W)</b>
450	340.47	5134.288	99	2245.122	7379.41
500	378.30	5704.764	110	2494.580	8199.34
550	416.13	6275.240	121	2744.038	9019.28
600	453.96	6845.717	132	2993.496	9839.21
650	491.79	7416.193	143	3242.954	10659.15
700	529.62	7986.670	154	3492.412	11479.08
750	567.45	8557.146	165	3741.870	12299.02
800	605.28	9127.622	176	3991.328	13118.95
850	643.11	9698.099	187	4240.786	13938.88
900	680.94	10268.575	198	4490.244	14758.82
950	718.77	12506.598	209	4739.702	15578.75
1000	756.60	13164.840	220	4989.160	16398.69

**Fuente. Elaboración propia.**

Tomando en cuenta la siguiente tabla como ejemplo para una intensidad radiación de 750 W/m<sup>2</sup>, donde se puede ver el calor ganado (Qpa), calor perdido del aire (Qac) y el Calor neto que calentará el aire (Qn) cada vez que pasa por el colector solar a esta intensidad de radiación.

**Tabla 42**

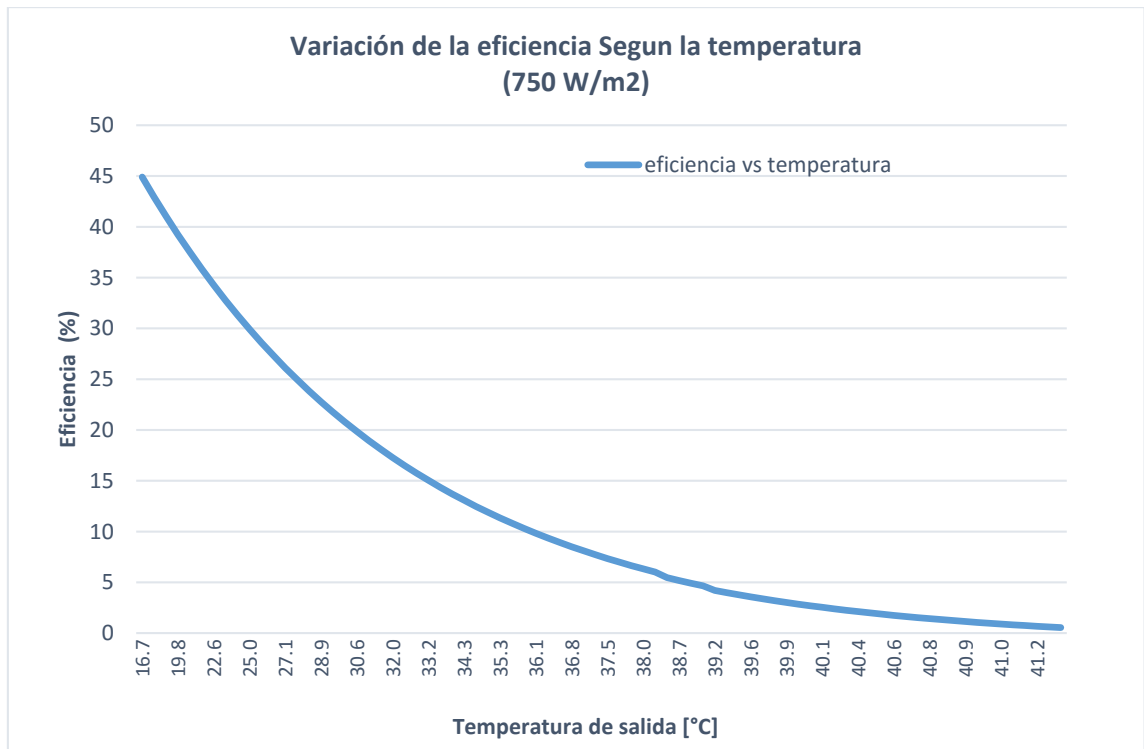
**Calores que ingresan y salen del aire en el colector.**

<b>750</b>	<b>W/m<sup>2</sup></b>	<b>Placa-aire</b>	<b>Aire-Cubierta</b>	<b>Calor Neto</b>	<b>Eficiencia</b>
<b>Ti (°C)</b>	<b>Ts (°C)</b>	<b>Qpa (W)</b>	<b>Qac (W)</b>	<b>Qn (W)</b>	<b>η (%)</b>
14.50	15.54	-2777.18	-3172.12	-5949.310	48.372
15.54	16.68	-2678.46	-3023.62	-5702.097	46.362
16.68	17.77	-2577.41	-2871.66	-5449.081	44.305
17.77	18.82	-2480.72	-2726.24	-5206.969	42.336
18.82	19.82	-2388.19	-2587.10	-4975.293	40.453
19.82	20.77	-2299.65	-2453.94	-4753.601	38.650
20.77	21.69	-2214.9	-2326.53	-4541.465	36.925
21.69	22.57	-2133.85	-2204.61	-4338.472	35.275
22.57	23.40	-2056.27	-2087.94	-4144.228	33.696
23.40	24.21	-1982.04	-1976.31	-3958.355	32.184
24.21	24.97	-1911.00	-1869.48	-3780.494	30.738
24.97	25.71	-1843.03	-1767.26	-3610.298	29.354
25.71	26.41	-1777.99	-1669.44	-3447.438	28.030
26.41	27.08	-1715.75	-1575.84	-3291.597	26.763
27.08	27.73	-1656.19	-1486.27	-3142.472	25.551
27.73	28.34	-1599.20	-1400.57	-2999.775	24.390
28.34	28.93	-1544.66	-1318.55	-2863.227	23.280
28.93	29.50	-1492.48	-1240.08	-2732.565	22.218
29.50	30.04	-1442.54	-1164.98	-2607.534	21.201
30.04	30.55	-1394.76	-1093.12	-2487.892	20.228
30.55	31.05	-1349.04	-1024.36	-2373.406	19.298
31.05	31.52	-1305.29	-958.5	-2263.854	18.407
31.52	31.97	-1263.42	-895.59	-2159.023	17.554
31.97	32.41	-1223.36	-835.34	-2058.710	16.739
32.41	32.82	-1185.02	-777.69	-1962.720	15.958
32.82	33.22	-1148.34	-722.52	-1870.867	15.212
33.22	33.60	-1113.23	-669.73	-1782.972	14.497
33.60	33.96	-1079.65	-619.21	-1698.865	13.813
33.96	34.31	-1047.50	-570.87	-1618.381	13.159
34.31	34.64	-1016.75	-524.6	-1541.37	12.532

**Fuente. Elaboración propia.**

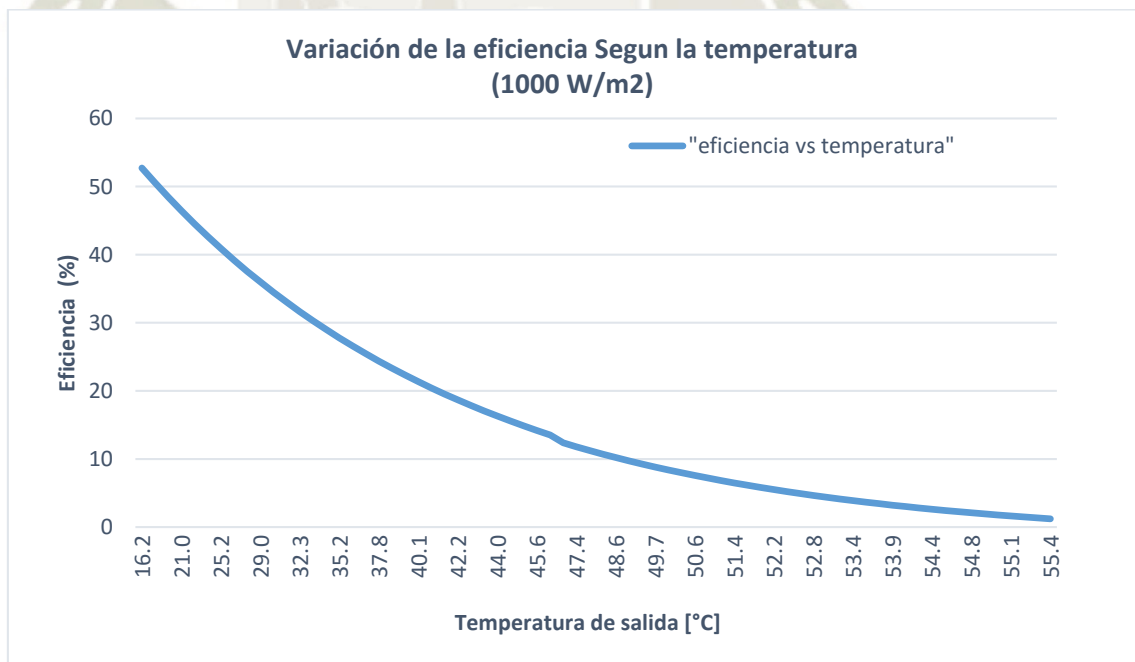
Como se puede ver en la anterior tabla el calor ganado ( $Q_{pa}$ ) es negativo ya que la placa absorbidora está perdiendo calor y entregándolo al aire y la pérdida de calor del aire ( $Q_{ac}$ ) es positivo si es que la cubierta está ganando calor por medio del aire caliente. El calor neto es negativo, pero es solo porque el calor ganado es negativo, pero representa el calor que queda en el aire para calentarlo.





**Figura 29. Eficiencia VS temperatura de aire (750 kW/m<sup>2</sup>).**

**Fuente. Elaboración Propia.**



**Figura 30. Eficiencia VS temperatura de aire (1000 kW/m<sup>2</sup>).**

**Fuente. Elaboración Propia.**

Haciendo un resumen se consigue la siguiente tabla donde se puede ver la cantidad de calor necesario para calentar el aire en cada intensidad de radiación solar sobre el colector.

**Tabla 43**  
**Calor necesario para calentar el aire.**

t	Ti (°C)	Ts (°C)	Placa-aire Qpa (W)	Aire-Cubierta Qac (W)	Calor Neto Qn (W)	Eficiencia η (%)
450	14.50	14.638	1448.9	-2029.73	-1357.39	18.39
500	14.50	14.812	671.3	-2223.38	-2247.27	27.41
550	14.50	14.977	-26.2	-2416.07	-3080.25	34.15
600	14.50	15.135	-667.7	-2606.01	-3855.12	39.18
650	14.50	15.286	-1253.8	-2794.93	-4584.73	43.01
700	14.50	15.432	-1795.5	-2982.04	-5274.08	45.95
750	14.50	15.574	-2298.8	-3169.69	-5932.37	48.23
800	14.50	15.711	-2770.4	-3354.96	-6558.38	49.99
850	14.50	15.845	-3212.1	-3539.59	-7158.65	51.36
900	14.50	15.975	-3628.7	-3722.47	-7733.68	52.40
950	14.50	16.102	-4021.7	-3904.26	-8287.10	53.19
1000	14.50	16.226	-4394.2	-4083.95	-8818.66	53.78

Fuente. Elaboración propia.

### 6.5.3. Energía de entrada en la cubierta

Para el diseño de la cubierta se debe de considerar que esta sea prácticamente transparente a la radiación solar, transmitiendo una fracción importante de esta al interior del colector; pero, ganará calor por radiación en una fracción pequeña. La cubierta recibirá energía desde la placa absorbidora y ganará calor por convección desde el fluido caliente que circulará dentro del colector.

#### 6.5.3.1. Calor Radiado desde la placa absorbidora a la Cubierta

Para determinar el calor ganado por la cubierta por radiación se deberá de considerar la diferencia de temperaturas entre placa y cubiertas, así como el área frontal del vidrio o cubierta y el coeficiente de transferencia de calor por radiación. Para esto se hará uso de las siguientes fórmulas:

$$h_{rpc} = \frac{4 \cdot \sigma \cdot T_m^3}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (6-17)$$

$$Q_{pc} = h_{rpc} \cdot A_c \cdot (T_p - T_c)$$

Donde:

$h_{rpc}$ : Coeficiente de transferencia de calor por Radiación ( $W/m^2 \cdot K$ )

$\sigma$ : Constante de Stefan - Boltzman ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^{-4}$ )

$T_m$ : Temperatura media entre placa y cubierta ( $^{\circ}C$ )

$\varepsilon_p$ : Emisividad de la Placa Absorbedora (0.97)

$\varepsilon_c$ : Emisividad de la Cubierta (0.94)

$Q_{pc}$ : Calor Radiado desde la placa hacia la Cubierta (W)

$A_c$ : Área frontal de la Cubierta ( $22.7m^2$ )

$T_p$ : Temperatura de la placa absorbadora ( $^{\circ}C$ )

$T_c$ : Temperatura de la Cubierta de Vidrio ( $^{\circ}C$ )

#### 6.5.3.2. Calor por Convección del aire interior del colector a la Cubierta

El calor ganado de la por la cubierta del aire caliente es el mismo calor que pierde el aire a pasar por el colector; para esto se hará uso de la ecuación (6-13) del ítem Energía Pérdida Por El Aire Interior Del Colector.

#### 6.5.3.3. Calor ganado por radiación directa.

La cubierta también tiende a ganar energía directamente de la radiación, aunque esta es pequeña. Se tomará en cuenta de igual manera con la siguiente ecuación:

$$Q_{rc} = E_{ec} \cdot A_c \quad (6-18)$$

Donde:

$Q_{rc}$ : Calor ganado por radiación en la cubierta (W)

$E_{ec}$ : Energía por unidad de área en la cubierta ( $W/m^2$ )

$A_c$ : Área frontal de la Cubierta ( $22.7m^2$ )

#### 6.5.4. Energía de salida en la cubierta

##### 6.5.4.1. Calor cedido por Convección desde la Cubierta hacia el exterior

La cubierta de cristal también pierde calor a causa de la interacción de esta con el medio ambiente más frío del exterior; por ende, se hará uso de los datos de la ecuación (6-7) y (6-8) para aplicarla en la siguiente ecuación:

$$Q_{caext} = h_{aext} \cdot A_c \cdot (T_c - T_{aext}) \quad (6-19)$$

Donde:

$Q_{caext}$ : Calor cedido por convección desde la cubierta al exterior (W)

$h_{aext}$ : Coeficiente de transferencia de calor del aire al exterior (W/m<sup>2</sup>·K)

$A_c$ : Área frontal de la Cubierta (22.7m<sup>2</sup>)

$T_c$ : Temperatura de la Cubierta de Vidrio (°C)

$T_{aext}$ : Temperatura del aire exterior (14.5 °C)

##### 6.5.4.2. Calor cedido por Radiación desde la cubierta al exterior

Para determinar el calor cedido por radiación al medio ambiente exterior, primero se debe de determinar el coeficiente de transferencia de calor por radiación al exterior con la siguiente ecuación:

$$h_{rcext} = \frac{\sigma \cdot \epsilon_c \cdot (T_c^2 + T_{cielo}^2) \cdot (T_c + T_{cielo}) \cdot (T_c - T_{cielo})}{(T_c + T_{aext})} \quad (6-20)$$

v

Determinado el valor del Coeficiente de transferencia de calor ( $h_{rcext}$ ) se procede a determinar el calor radiado desde la cubierta al exterior por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{raext} = h_{raext} \cdot A_c \cdot (T_c - T_{aext}) \quad (6-21)$$

Donde:

$Q_{raext}$ : Calor cedido por Radiación desde la cubierta al exterior (W)

$h_{raext}$ : Coeficiente de transferencia de calor del aire al exterior (W/m<sup>2</sup>·K)

$A_c$ : Área frontal de la Cubierta (22.7m<sup>2</sup>)

$T_c$ : Temperatura de la Cubierta de Vidrio ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{aext}$ : Temperatura del aire exterior ( $14.5^{\circ}\text{C}$ )

Haciendo uso de las ecuaciones se realizó la siguiente tabla donde se puede ver el calor ganado en la cubierta, el calor perdido en la cubierta de vidrio y la energía acumulada en la cubierta con sus respectivos coeficientes de transferencia de calor para convección y radiación.

**Tabla 44**  
**Calor Ganado y perdido por la Cubierta de vidrio**

<b>Ir (<math>\text{W}/\text{m}^2</math>)</b>	<b>Energía de Entrada</b>			<b>Energía de salida</b>	
	<b><math>Q_{rc}</math> (W)</b>	<b><math>Q_{pc}</math> (W)</b>	<b><math>Q_{ac}</math> (W)</b>	<b><math>Q_{caext}</math> (W)</b>	<b><math>Q_{rext}</math> (W)</b>
450	2245	-2473.467	-2029.725	-2489.130	-73.19
500	2495	-1873.437	-2223.383	-2765.700	-86.83
550	2744	-1275.591	-2416.068	-3042.270	-101.64
600	2993	-680.483	-2606.010	-3318.840	-117.64
650	3243	-88.485	-2794.931	-3595.410	-134.84
700	3492	500.140	-2982.040	-3871.980	-153.27
750	3742	1085.212	-3169.689	-4148.550	-172.95
800	3991	1666.601	-3354.957	-4425.120	-193.88
850	4241	2244.214	-3539.589	-4701.690	-216.11
900	4490	2817.982	-3722.466	-4978.260	-239.63
950	4740	3387.854	-3904.258	-5254.830	-264.49
1000	4989	3953.794	-4083.946	-5531.400	-290.68

**Fuente. Elaboración propia.**

**Tabla 45**  
**Calor Ganado y perdido por la cubierta Acumulado**

<b>Ir (<math>\text{W}/\text{m}^2</math>)</b>	<b>Energía Entrada (W)</b>	<b>Energía Salida (W)</b>	<b>Energía acumulada (W)</b>
450	-2258.070	-2562.321	-4820.391
500	-1602.240	-2852.532	-4454.772
550	-947.621	-3143.911	-4091.532
600	-292.997	-3436.478	-3729.475
650	359.537	-3730.252	-3370.714
700	1010.512	-4025.251	-3014.739
750	1657.394	-4321.495	-2664.101
800	2302.972	-4619.004	-2316.031
850	2945.411	-4917.797	-1972.386
900	3585.760	-5217.894	-1632.134
950	4223.299	-5519.315	-1296.016
1000	4859.008	-5822.081	-963.073

**Fuente. Elaboración propia.**

### 6.5.5. Energía de entrada en la Placa Absorbedora

La placa absorbadora es la encargada de acumular la energía solar en forma de calor y entregarla al aire que circula dentro del colector secando la madera dentro del horno; según lo recomendado, la placa debe de ser de una lámina de hierro de aproximado de 3mm de espesor pintada en color negro mate.

#### 6.5.5.1. Calor ganado por radiación en la palca absorbadora

Para determina el calor ganado por la placa absorbadora se hará uso de la siguiente ecuación y de la ecuación (6-5) del ítem balance de energía en el colector:

$$E_{ep} = (\tau_c \cdot \alpha_p) \cdot I_r \quad \text{Ecuación (6-5)}$$

$$Q_{ep} = (E_{ep}) \cdot A_{placa} \quad (6-22)$$

Donde:

$Q_{ep}$ : Calor ganado por la placa absorbadora (W)

$E_{ep}$ : Energía de entrada a la placa absorbadora (W/m<sup>2</sup>)

$A_{placa}$ : Área de la placa absorbadora (17.4 m<sup>2</sup>)

### 6.5.6. Energía de salida en la Placa Absorbedora

#### 6.5.6.1. Calor cedido por convección desde la placa hacia el Aire interior

El calor cedido desde la placa absorbadora al aire interior del colector es el mismo calor que gana el aire para ser calentado, mencionado en el Ítem 6.4.1 Energía Ganada Por El Aire Interior Del Colector.

#### 6.5.6.2. Calor cedido por convección desde la placa hacia el interior del horno

El calor cedido por convección desde placa al interior del horno está calculado según convección forzada en la cual la velocidad del aire interior del horno es de 2.53 m/s y el largo de la placa de 3m; además se considerará las diferentes intensidades que ocurren durante el día.

Para las siguientes ecuaciones se debe de tener en cuenta que en el uso de la ecuación del número de Nusselt para flujo laminar, el número de Reynolds debe ser menor a  $5 \times 10^5$ :

$$Re_{horno} = \frac{V_{in_{horno}} \cdot \rho_{ain}}{\mu_{in}} \cdot lp \quad (6-23)$$

$$Nu_{horno} = (0.664 \cdot Re_{horno}^{0.5}) \cdot Pr_{horno}^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$Nu_{horno}$ : Número de Nusselt en el horno (---)

$Re_{horno}$ : Número de Reynolds en el horno (---)

$Pr_{horno}$ : Número de Prandtl en el horno (---)

$V_{in_{horno}}$ : Velocidad interna del horno (1.5 m/s)

$\mu_{in}$ : Viscosidad Dinámica (kg/m·s)

$\rho_{ain}$ : Densidad del aire exterior (kg/m<sup>3</sup>)

$lp$ : Largo de la placa (3 m)

$$h_{horno} = \frac{k_{aire}}{lp} \cdot Nu_{horno} \quad (6-24)$$

$$U_{bot} = \frac{1}{\frac{1}{h_{horno}} + \frac{d}{k_p}}$$

Donde:

$h_{horno}$ : Coeficiente de transferencia del aire en horno (W/m<sup>2</sup>·K)

$k_{aext}$ : Conductividad Térmica del aire en el horno (W/m·K)

$Nu_{horno}$ : Número de Nusselt en el horno (---)

$lp$ : Largo de la placa (3 m)

$U_{bot}$ : Constante de transferencia de calor (W/m<sup>2</sup>·K)

$k_p$ : Conductividad Térmica de la placa absorbadora (W/m·K)

$d$ : Espesor de la placa absorbadora (3mm)

Con las ecuaciones anteriores se procede a realizar la siguiente tabla, según cada incidencia de radiación solar durante el día y temperatura de la placa.

En esta se puede ver que las constantes de transferencia de calor son similares y que el número de Reynolds no sobre pasa el valor de  $5 \times 10^5$  para poder hacer uso de la ecuación de Nusselt mencionada anteriormente.

**Tabla 46**  
**Constante de transferencia de calor**

<b>Ir</b> (W/m <sup>2</sup> )	<b>Tp</b> (°C)	<b>Reynolds</b> <b>Horno</b>	<b>Nussel</b> <b>Interior</b>	<b>Conduct.</b> <b>térmica k</b>	<b>Coef</b> <b>trans. de</b> <b>Calor (h</b> <b>hor)</b>	<b>Ubot</b> (W/m <sup>2</sup> ·K)
450	7.5	2.27E+05	282.246	0.02537	6.356	4.60151
500	15.0	2.21E+05	278.316	0.02573	6.290	4.56667
550	21.9	2.16E+05	274.759	0.02607	6.233	4.53627
600	28.4	2.11E+05	271.405	0.02639	6.181	4.50896
650	34.5	2.06E+05	268.349	0.02669	6.130	4.48186
700	40.3	2.02E+05	265.454	0.02697	6.084	4.45703
750	45.7	1.98E+05	262.828	0.02724	6.040	4.43318
800	50.9	1.94E+05	260.295	0.02750	6.002	4.41261
850	55.8	1.91E+05	257.927	0.02775	5.963	4.39192
900	60.6	1.87E+05	255.665	0.02799	5.928	4.37276
950	65.1	1.84E+05	253.529	0.02822	5.893	4.35390
1000	69.5	1.81E+05	251.467	0.02844	5.861	4.33590

**Fuente. Elaboración propia.**

### 6.5.6.3. Calor cedido por radiación desde la placa hacia la cubierta

El calor cedido es el mismo que gana la cubierta de vidrio mencionado en el Ítem 6.4.3.1.

Con las ecuaciones anteriores se realizó la siguiente tabla donde se puede ver el calor ganado y perdido por la placa absorbadora; así como su energía acumulada dentro de la placa. Esto demuestra que gran cantidad de energía se pierde calentando la placa y manteniéndola caliente y una pequeña cantidad va para el calentamiento del aire.

Tabla 47

Calor ganado y perdido por la placa absorbedora

Ir (W/m <sup>2</sup> )	Calor Gana		Calor Pierde			Energía Salida (W)	Energía acum (W)
	Qep (W)	Qpa (W)	Qpc (W)	Qhor (W)			
450	<b>5134.29</b>	671.308	2473.467	738.983	<b>3883.758</b>	9018.045	
500	<b>5704.76</b>	-26.202	1873.437	530.307	<b>2377.542</b>	8082.306	
550	<b>6275.24</b>	-667.703	1275.591	343.592	<b>951.480</b>	7226.721	
600	<b>6845.72</b>	-1253.775	680.483	175.031	<b>-398.261</b>	6447.456	
650	<b>7416.19</b>	-1795.544	88.485	21.787	<b>-1685.271</b>	5730.922	
700	<b>7986.67</b>	-2298.810	-500.140	-118.190	<b>-2917.140</b>	5069.530	
750	<b>8557.15</b>	-2770.435	-1085.212	-246.627	<b>-4102.275</b>	4454.871	
800	<b>9127.62</b>	-3212.124	-1666.601	-365.102	<b>-5243.828</b>	3883.794	
850	<b>9698.10</b>	-3628.671	-2244.214	-474.581	<b>-6347.466</b>	3350.633	
900	<b>10268.58</b>	-4021.693	-2817.982	-576.171	<b>-7415.845</b>	2852.731	
950	<b>10839.05</b>	-4394.166	-3387.854	-670.555	<b>-8452.575</b>	2386.477	
1000	<b>11409.53</b>	-4746.854	-3953.794	-758.503	<b>-9459.150</b>	1950.378	

Fuente. Elaboración propia.



## 7. EQUIPOS Y MATERIALES DEL HORNO SOLAR

### 7.1. Ventiladores.

Para la selección de los ventiladores se calculó la caída de presión en la pila de madera y en el recorrido del aire, tomando en cuenta que el caudal necesario para secar la madera es  $8.769 \text{ m}^3/\text{s}$  ( $1.7510 \times 10^4 \text{ CFM}$ ).

#### 7.1.1. Caída de presión de la pila de madera

Para la caída de presión en la pila de madera se hará uso de las de la separación entre espaciadores, el largo de la pila, ancho de los espaciadores de madera y la rugosidad absoluta de la madera, haciendo uso de las siguientes ecuaciones se obtendrá una tabla indicando la caída de presión según cada intensidad de radiación.

$$Re_m = \frac{a_m \cdot V_{ap}}{v} \quad (7-1)$$

$$f_m = \frac{0.25}{\left( \log \left( \frac{\frac{\varepsilon_m}{a_m}}{3.7} + \frac{5.74}{Re_m^{0.9}} \right) \right)^2}$$

Donde:

$Re_m$ : Número de Reynolds del aire en la madera (---)

$V_{ap}$ : Velocidad del aire en la pila de madera (1.5 m/s)

$v$ : Viscosidad Cinemática ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

$a_m$ : Espesor de los Separadores de madera (0.020 m)

$f_m$ : factor de fricción de la madera (---)

$\varepsilon_m$ : Rugosidad absoluta de material (madera) (0.18 mm)

$$\Delta P_m = f_m \cdot \frac{l_{pila}}{a_m} \cdot \frac{\rho \cdot V_{ap}^2}{2} \quad (7-2)$$

Donde:

$\Delta P_m$ : Caída de presión en la pila de madera (Pa)

$f_m$ : factor de fricción de la madera (---)

$a_m$ : Espesor de los Separadores de madera (0.020 m)

$l_{pila}$ : Longitud de la pila de madera (2.34 m)

$\rho$ : Densidad del aire (Kg/m<sup>3</sup>)

$V_{ap}$ : Velocidad del aire en la pila de madera (1.5 m/s)

**Tabla 48**  
**Caída presión en la Pila de madera**

<b>Ir (W/m<sup>2</sup>)</b>	<b><math>v</math> (m<sup>2</sup> /s)</b>	<b>Densidad <math>\rho</math> (Kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Reynolds</b>	<b>Factor. fricción</b>	<b><math>\Delta P_m</math> (Pa)</b>
450	1.470E-05	1.164	2.041E+03	0.0581943	8.91604
500	1.470E-05	1.164	2.041E+03	0.0581943	8.91604
550	1.470E-05	1.164	2.041E+03	0.0581943	8.91604
600	1.516E-05	1.204	1.979E+03	0.0586811	9.29958
650	1.562E-05	1.184	1.921E+03	0.0591629	9.22019
700	1.562E-05	1.184	1.921E+03	0.0591629	9.22019
750	1.608E-05	1.164	1.866E+03	0.0596399	9.13753
800	1.655E-05	1.145	1.813E+03	0.0601226	9.06112
850	1.655E-05	1.145	1.813E+03	0.0601226	9.06112
900	1.702E-05	1.127	1.763E+03	0.0606006	8.98958
950	1.750E-05	1.109	1.714E+03	0.0610842	8.91660
1000	1.750E-05	1.109	1.714E+03	0.0610842	8.91660

**Fuente. Elaboración propia.**

## 7.1.2. Caída de presión en recorrido del aire

### 7.1.2.1. Caída de presión el Colector

Para la caída de presión en el colector se tomará en cuenta que la velocidad en el colector es de 2.53 m/s y usando una variación de las ecuaciones (7-1) y (7-2).

$$D_h = \frac{2 \cdot h_{al} \cdot b}{h_{al} + b} = 920.635 \text{ mm} \quad (7-3)$$

Donde:

$D_h$ : Diámetro hidráulico de colector (920.635 mm)

$h_{al}$ : Ancho del Colector (0.5 m)

$b$ : Base de la placa Absorbadora (5.8 m)

$$Re_{col} = \frac{D_h \cdot V_{acol}}{\nu} \quad (7-4)$$

$$f_{col} = \frac{0.25}{\left( \log \left( \frac{\epsilon_{col}}{3.7 D_h} + \frac{5.74}{Re_m^{0.9}} \right) \right)^2}$$

Donde:

$Re_{col}$ : Número de Reynolds del aire en el Colector (---)

$V_{acol}$ : Velocidad del aire en la pila de madera (2.53 m/s)

$\nu$ : Viscosidad Cinemática (m<sup>2</sup>/s)

$D_h$ : Diámetro hidráulico de colector (920.635 mm)

$\epsilon_{col}$ : factor de fricción de la madera (---)

$\epsilon_{col}$ : Rugosidad absoluta de material (madera) (0.9 mm)

$$\Delta P_{col} = f_{col} \cdot \frac{l_{col}}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot V_{acol}^2}{2} \quad (7-5)$$

Donde:

$\Delta P_{col}$ : Caída de presión en la pila de madera (Pa)

$f_{col}$ : factor de fricción de la madera (---)

$D_h$ : Diámetro hidráulico de colector (920.635 mm)

$l_{col}$ : Largo de la placa Absorbedora (3 m)

$\rho$ : Densidad del aire ( $\text{Kg/m}^3$ )

$V_{acol}$ : Velocidad del aire en la pila de madera (2.53 m/s)

**Tabla 49**  
**Caída de presión en el Colector**

Ir ( $\text{W/m}^2$ )	visco cinem $\nu$ ( $\text{m}^2/\text{s}$ )	Densidad $\rho$ ( $\text{Kg/m}^3$ )	Vel (m/s)	Reynolds	Factor. Fricción	$\Delta P$ (Pa)
450	1.470E-05	1.164	2.53	1.587E+05	0.02142	0.26111
500	1.470E-05	1.164	2.53	1.587E+05	0.02142	0.26111
550	1.470E-05	1.164	2.53	1.587E+05	0.02142	0.26111
600	1.516E-05	1.204	2.53	1.539E+05	0.02147	0.27068
650	1.562E-05	1.184	2.53	1.494E+05	0.02152	0.26677
700	1.562E-05	1.184	2.53	1.494E+05	0.02152	0.26677
750	1.608E-05	1.164	2.53	1.451E+05	0.02156	0.26284
800	1.655E-05	1.145	2.53	1.410E+05	0.02161	0.25911
850	1.655E-05	1.145	2.53	1.410E+05	0.02161	0.25911
900	1.702E-05	1.127	2.53	1.371E+05	0.02166	0.25560
950	1.750E-05	1.109	2.53	1.333E+05	0.02171	0.25207
1000	1.750E-05	1.109	2.53	1.333E+05	0.02171	0.25207

**Fuente. Elaboración propia.**

#### 7.1.2.2. Caída de presión en los codos y deflector

Para el cálculo de la caída de presión en codos y deflector se debe de tomar en cuenta el radio de la deflexión del codo, largo del codo y el ángulo del codo, con estos datos se obtiene los coeficientes de pérdidas en codos y deflector.

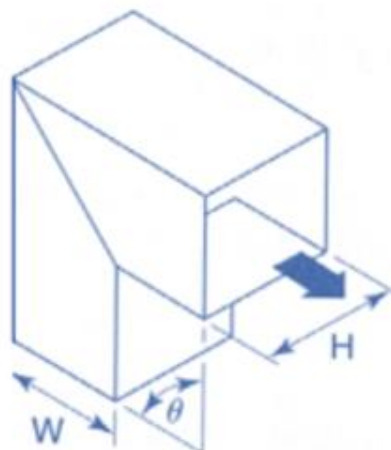


Figura 31. Parámetros de ducto de aire.

Fuente. Sodeca, (2021)

Tabla 50

Coefficiente de pérdidas para codos y deflector

Parámetro	Símbolo	Unidades	Caída en Codos		DEFLECTOR
			Código		
			Codo 1	Codo 2	DEF
Ancho	W	mm	500	500	650
Altura	H	mm	5800	5800	5800
Radio Medio	r	mm	500	500	1524
Angulo	Θ	°	75	90	90
Caudal	Q	l/s	8288.7	8288.7	8288.7
Velocidad	V	m/s	2.86	2.86	0.50
Coefficiente de pérdidas	Co	-	0.57	0.83	0.15

Fuente. Elaboración propia.

Teniendo los coeficientes de pérdidas se procede a determinar la presión dinámica:

$$P_{d1} = \rho \cdot \frac{V_{col}^2}{2} \quad (7-4)$$

$$P_{d2} = \rho \cdot \frac{V_{defl}^2}{2}$$

Donde:

$P_{d1}$ : Presión dinámica de los codos (Pa)

$P_{d2}$ : Presión dinámica del deflector (Pa)

$V_{col}$ : Velocidad del aire en el codo (3.02 m/s)

$V_{defl}$ : Velocidad del aire en el Deflector (0.5 m/s)

$$\Delta P_{d1} = C_{o1} \cdot P_{d1} \quad (7-5)$$

$$\Delta P_{d2} = C_{o2} \cdot P_{d1}$$

$$\Delta P_{d3} = C_{o3} \cdot P_{d2}$$

Donde:

$\Delta P_{d1-2}$ : Caída de Presión dinámica de los codos (Pa)

$P_{d1}$ : Presión dinámica de los codos (Pa)

$P_{d2}$ : Presión dinámica en el deflector (Pa)

$\Delta P_{d3}$ : Caída de Presión dinámica en el deflector (Pa)

$C_{o1,2,3}$ : Coeficiente de pérdidas en ductos (---)

**Tabla 51**  
**Caída de Presión de ductos y deflector**

CODOS DE COLECTOR			DEFLECTOR	
Presión Dina Pd1 (Pa)	$\Delta P_{d1}$ (Pa)	$\Delta P_{d2}$ (Pa)	Presión D Pd2 (Pa)	$\Delta P_{d3}$ (Pa)
4.75445	2.71003	3.94619	0.14550	0.02183
4.75445	2.71003	3.94619	0.14550	0.02183
4.75445	2.71003	3.94619	0.14550	0.02183
4.91783	2.80316	4.08180	0.15050	0.02258
4.83614	2.75660	4.01399	0.14800	0.02220
4.83614	2.75660	4.01399	0.14800	0.02220
4.75445	2.71003	3.94619	0.14550	0.02183
4.67684	2.66580	3.88178	0.14313	0.02147
4.67684	2.66580	3.88178	0.14313	0.02147
4.60332	2.62389	3.82075	0.14088	0.02113
4.52979	2.58198	3.75973	0.13863	0.02079
4.52979	2.58198	3.75973	0.13863	0.02079

**Fuente. Elaboración propia.**

Para determinar la caída de presión total se procede a usar la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{dtotal} = \Delta P_{d1} + \Delta P_{d2} + \Delta P_{d3} \quad (7-6)$$

$$\Delta P_{TOTAL} = \Delta P_m + \Delta P_{col} + \Delta P_{dtotal}$$

Donde:

$\Delta P_{TOTAL}$ : Caída de presión Total (Pa)

$\Delta P_m$ : Caída de presión en la pila de madera (Pa)

$\Delta P_{col}$ : Caída de presión en la pila de madera (Pa)

$\Delta P_{dtotal}$ : Caída de presión dinámica total (Pa)

$\Delta P_{d1-2}$ : Caída de Presión dinámica de los codos (Pa)

$\Delta P_{d3}$ : Caída de Presión dinámica en el deflector (Pa)

**Tabla 52**  
**Caída de presiones totales**

CAIDA DE PRESION TOTAL					
Colector	Codo 1	Codo 2	DEF	Pila madera	$\Delta P_{total}$ (Pa)
$\Delta P$ (Pa)	$\Delta P_{d1}$ (Pa)	$\Delta P_{d2}$ (Pa)	$\Delta P_{d3}$ (Pa)	$\Delta P_m$ (Pa)	
0.26111	2.71003	3.94619	0.02183	8.91604	15.85520
0.26111	2.71003	3.94619	0.02183	8.91604	15.85520
0.26111	2.71003	3.94619	0.02183	8.91604	15.85520
0.27068	2.80316	4.08180	0.02258	9.29958	16.47779
0.26677	2.75660	4.01399	0.02220	9.22019	16.27975
0.26677	2.75660	4.01399	0.02220	9.22019	16.27975
0.26284	2.71003	3.94619	0.02183	9.13753	16.07842
0.25911	2.66580	3.88178	0.02147	9.06112	15.88927
0.25911	2.66580	3.88178	0.02147	9.06112	15.88927
0.25560	2.62389	3.82075	0.02113	8.98958	15.71095
0.25207	2.58198	3.75973	0.02079	8.91660	15.53117
0.25207	2.58198	3.75973	0.02079	8.91660	15.53117

**Fuente. Elaboración propia**

Ya que el caudal necesario para el secado de la madera es de 17510 CFM se usarán 4 ventiladores de 4377.5 CFM con una presión de funcionamiento de 17 Pa. Los ventiladores a usar son de 0.75 HP, con 4 polos, 45 cm de diámetro de hélice y el número de palas 6.

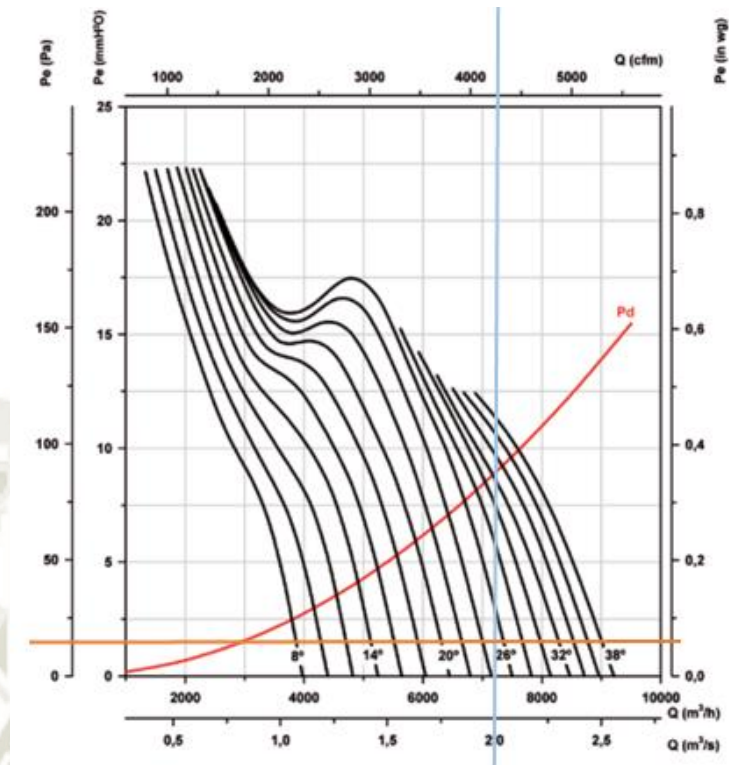


Figura 32. Gráfica de ventilador.

Fuente. Sodeca, (2021)

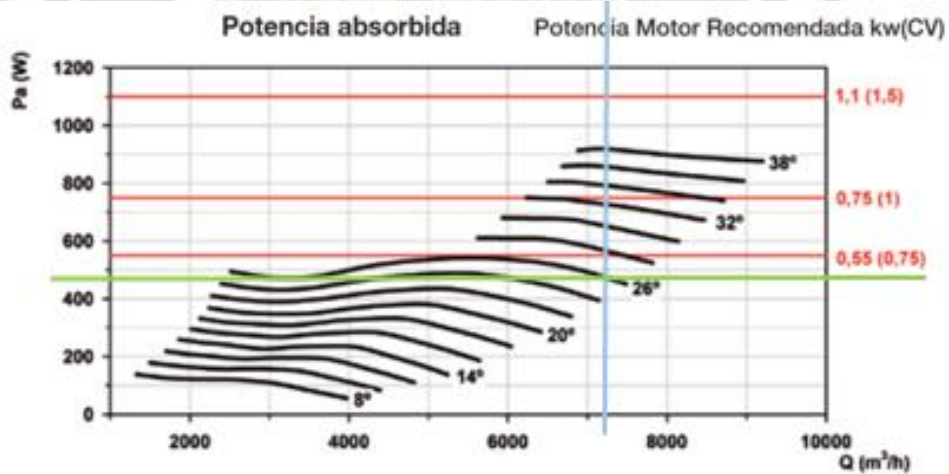
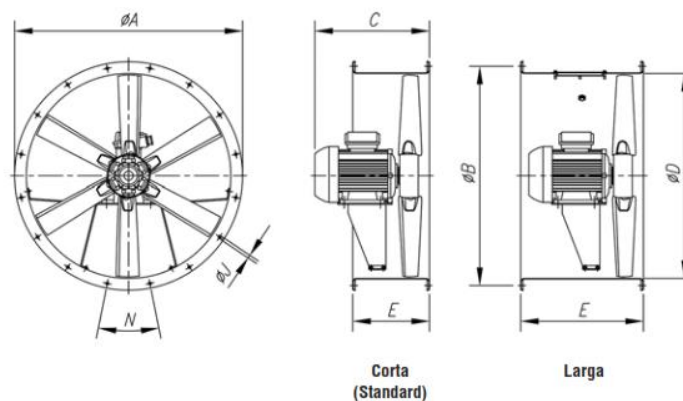


Figura 33. Gráfica de ventilador.

Fuente. Sodeca, (2021)



C (Consultar tamaño motor según potencia)

Modelo	ØA	ØB	C																ØD	E			ØJ	N	
			80	90S	90L	100	112	132S	132M	132ML	160M	160L	180M	180L	200L	225	250	280		Corta	Larga				
THT-40	490	450	348	364	389	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	410	250	400	12	8x45°
THT-45	540	500	348	364	389	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	460	250	400	12	8x45°
THT-50	600	560	339	364	389	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	514	250	400	12	12x30°
THT-50	600	560	-	-	-	419	438	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	514	250	500	12	12x30°

**Figura 34. Dimensiones del Ventilador.**

Fuente. Sodeca, (2021)

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)		Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m³/h)	Nivel presión sonora dB(A)	Peso aprox. (Kg)	
		220-277V	380-480V				Larga	Corta
THT-40-2T-1,5	3455	4,70	2,70	1,10	6750	76	33	31
THT-40-2/4T-1,5	3505/1750		2,90/2,10	1,10/0,25	6750/3400	76/61	34	32
THT-40-2T-2	3455	5,90	3,40	1,50	7350	77	35	33
THT-40-2/4T-2	3530/1750		4,40/1,40	1,50/0,37	7350/3650	77/62	35	33
THT-40-4T-0,75	1690	2,73	1,57	0,55	5800	64	32	29
THT-40-6T-0,75	1150	4,10	2,40	0,55	3800	53	37	34
THT-40-6/12T-0,75	1130/530		1,60/0,55	0,55/0,09	3800/1750	53/38	41	38
THT-45-2T-2	3455	5,90	3,40	1,50	8800	78	38	34
THT-45-2/4T-2	3530/1750		5,70/1,80	1,50/0,37	8800/4400	78/63	37	34
THT-45-2T-3	3480	8,70	5,00	2,20	11300	80	39	36
THT-45-2/4T-3	3515/1740		4,40/1,40	2,20/0,60	11300/5650	80/65	39	36
THT-45-4T-0,75	1690	2,73	1,57	0,55	7500	68	34	30
THT-45-6T-0,75	1150	4,10	2,40	0,55	6050	55	38	35
THT-45-6/12T-0,75	1130/530		1,60/0,55	0,55/0,09	6050/2800	55/40	42	39

**Figura 35. Especificaciones del Ventilador.**

Fuente. Sodeca, (2021)

### 7.1.3. Ventilasy campana de succión

#### 7.1.3.1. Ventilasy

La función de las ventilasy es permitir la entrada y salida de aire desde el interior al exterior de la cámara de secado. En este caso se seleccionó 4 ventilasy de entrada y 4 de salida del aire, estas deberán de permitir el flujo de aire de 8288.7 L/s. haciendo uso de la siguiente ecuación se determinó usar la rejilla de 325mm x 625mm compuesta de marco frontal y rejillas rectas.

Área efectiva de salida					Factor de corrección - f -				
L x H en mm	A <sub>eff</sub> en m <sup>2</sup>				Series	f			
	AH · AF	AWT	AT · VAT TR · TRS TRS-R · KS	ASL · SL	ASL · AT · VAT · SL · TR · TRS	1.6			
225	75	0.004	0.003	0.006	AH · AF · AWT	1.9			
325		0.006	0.005	0.009					
425		0.009	0.008	0.011					
525		0.011	0.010	0.014					
625		0.013	0.011	0.016					
825		0.017	0.015	0.022					
1025		0.021	0.018	0.028					
1225		0.026	0.023	0.033					
225		125	0.009	0.008			0.011	ASL · AT · VAT · SL · TR · TRS	1.6
325			0.013	0.011			0.016		
425	0.017		0.015	0.022					
525	0.021		0.018	0.028					
625	0.026		0.023	0.033					
825	0.033		0.029	0.044					
1025	0.041		0.036	0.055					
1225	0.049		0.043	0.066					
325	225		0.026	0.023	0.033	ASL · SL	1.6		
425			0.033	0.029	0.044				
525		0.041	0.036	0.055					
625		0.049	0.043	0.066					
825		0.066	0.057	0.090					
1025		0.082	0.071	0.110					
1225		0.090	0.078	0.134					
425		325	0.049	0.043	0.066			ASL · SL	1.6
525			0.060	0.052	0.083				
625			0.072	0.063	0.100				
825	0.095		0.083	0.134					
1025	0.120		0.104	0.170					
1225	0.140		0.122	0.200					

**Volumen del caudal**

Anemómetro de molinillo:  
El valor medio se obtiene tras haber registrado diferentes mediciones en la superficie completa de la rejilla.  $V_{eff,media}$ .

El caudal se obtiene:  
 $\dot{V}_t [l/s] = V_{eff,media} [m/s] \times A_{eff} [m^2] \times f \times 1000$   
 $\dot{V}_t [m^3/h] = V_{eff,media} [m/s] \times A_{eff} [m^2] \times f \times 3600$

Figura 36. Ventilas de aire a usar.

Fuente. Sodeca, (2021)

Tabla 53

Especificaciones de Ventilaciones de aire

N° de Rejillas	4	Símbolo	Unidades	Horno
Caudal de extracción		$Q_{ext}$	l/s	8288.7
Caudal de extracción por rejilla		$Q_r$	l/s	2073
Velocidad de extracción		$V_{ext}$	m/s	2.53
Factor de corrección		$\gamma$	---	1.6
Área efectiva real		$A_{efer}$	m <sup>2</sup>	0.12
Velocidad de extracción real		$V_{extr}$	m/s	10.8

Fuente. Elaboración propia.

### 7.1.3.2. Campana De Succión

Para la campana de succión se consideró una campana por ventilador dando unas dimensiones de 1400mm x 680mm, dando un área de la campana de 0.952m<sup>2</sup>; con esto se procede a determinar la velocidad de succión de la campana, la cual es de 2.18m/s que es suficiente para recircular el aire dentro de la cámara.

**Tabla 54**  
**Campana de recirculación de aire.**

<b>Nro. de Campanas</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor</b>
<b>Caudal de extracción</b>	Qcam	l/s	8289
<b>Caudal de extracción campana</b>	Qr	l/s	2073
<b>Velocidad de extracción</b>	Vext	m/s	2.53
<b>Área efectiva real</b>	Aefer	m <sup>2</sup>	0.952
<b>Velocidad de extracción real</b>	Vextr	m/s	2.18

**Fuente. Elaboración propia.**

## 7.2. Equipo eléctrico y automatización.

Para el funcionamiento y control del horno secador es necesario los sensores de temperatura y humedad relativa del aire (HR) en la cámara.

Los ventiladores podrán ser accionados al mismo tiempo mediante pulsadores tanto para el arranque como para el paro de los ventiladores en forma manual. Para el control automático se hará uso de un termostato digital con el sensor de temperatura en la placa absorbadora donde nos indicará su nivel inferior de temperatura para que encienda los ventiladores a partir de los 20°C; en caso de que este valor sea menor se apagará automáticamente permitiendo así que dejen de funcionar en la noche, donde no ocurrirá el secado de madera.

Para las ventilas se dará un límite máximo y mínimo de temperatura y humedad relativa del aire dentro de la cámara por medio de un Controlador de Temperatura-Humedad; el cual mandará una señal a Arduino y activará los servomotores para que estos abran las ventilas del horno y retiren el aire húmedo dentro de la cámara o regule la temperatura. Los límites considerados para esta tesis son:

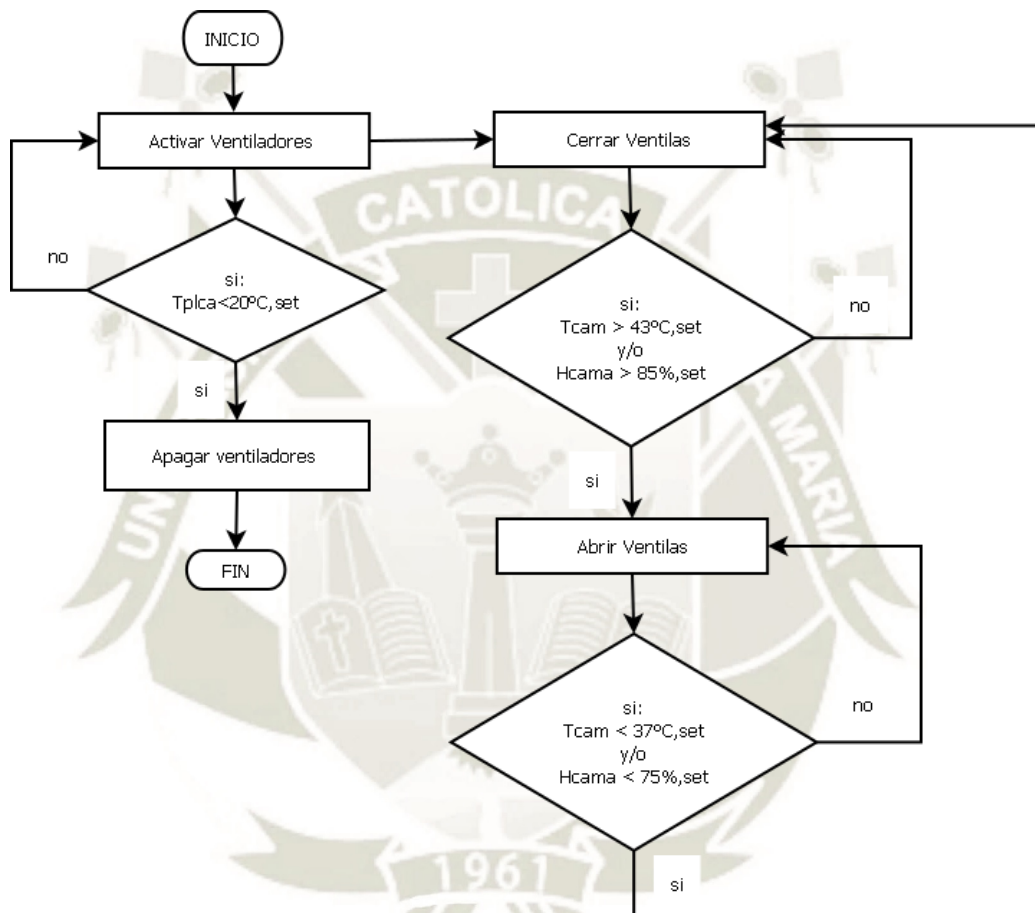
Control de temperatura se dio una ratio de 40°C ± 3°C:

- Cierre de Ventilas a 37°C.
- Apertura de Ventilas a 43

Control de humedad se dio una ratio de 80% ± 5% de Humedad:

- Cierre de Ventilas a 75%.
- Apertura de Ventilas a 85%

La ubicación del Sensor de Temperatura-Humedad será instalado en la pared sur del horno donde el aire termina de recibir la humedad de la pila de madera a secar, en caso de que se desee considerar el horno como módulo de estudio se recomienda instalar sensores en la salida del colector para determinar cuánto calor gana; así como sensores en la cubierta, sin embargo para su funcionamiento solo se necesita los sensores mencionados anteriormente.



**Figura 37. Diagrama de flujo de funcionamiento de Cámara.**

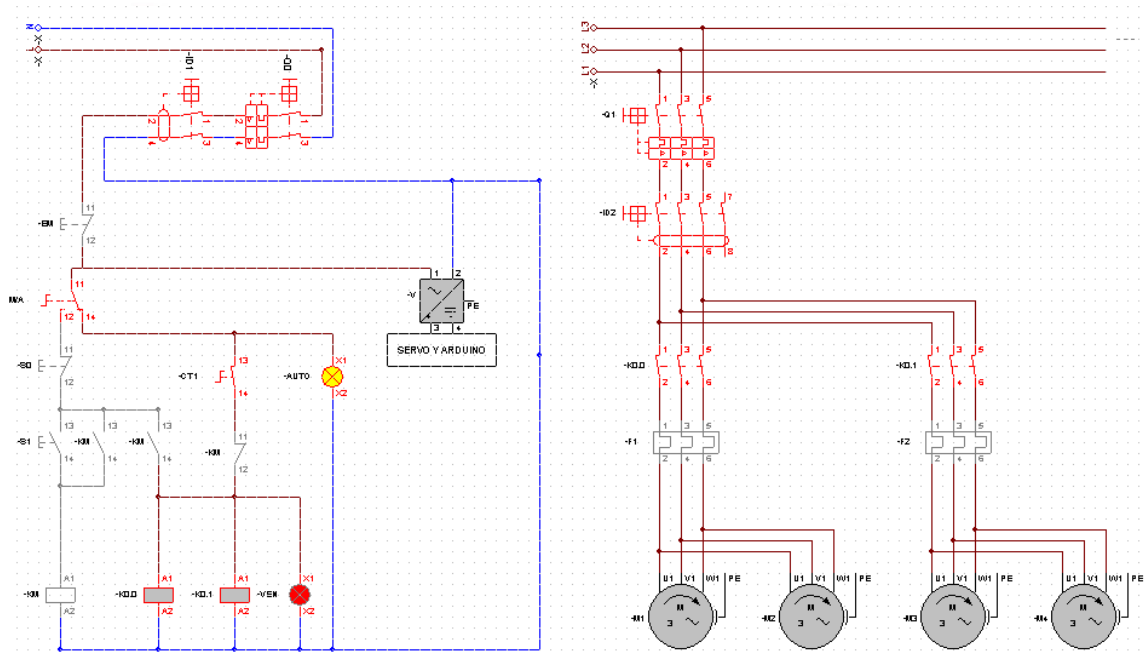
**Fuente. Elaboración Propia.**

Para determinar la humedad de la madera según CITE Madera, (2017) existen varios métodos como gravimétrico, método eléctrico y método capacitivo, así como otras mediciones más específicas de la madera, esto se puede encontrar en manuales entregados por el ministerio de producción del Gobierno Peruano o revistas especializadas sobre madera, según Bond, Espinoza, & Araman, (2011) se recomienda que se tome el porcentaje de humedad en la madera de forma diaria, para evitar que la tasa de secado sea mayor de 5.5% de pérdida de humedad diaria para

el espesor de dos pulgadas y para la densidad de la madera tornillo, este valor puede variar según el tipo de madera a secar.

### 7.2.1. Funcionamiento de motores eléctricos

En la siguiente imagen se puede ver el esquema eléctrico para los mandos de fuerza y control de los ventiladores para el horno, la simulación se realizó en el software CADe-SIMU.



**Figura 38.** Esquema de control y fuerza eléctrica para los ventiladores y ventilas.

**Fuente.** Elaboración propia

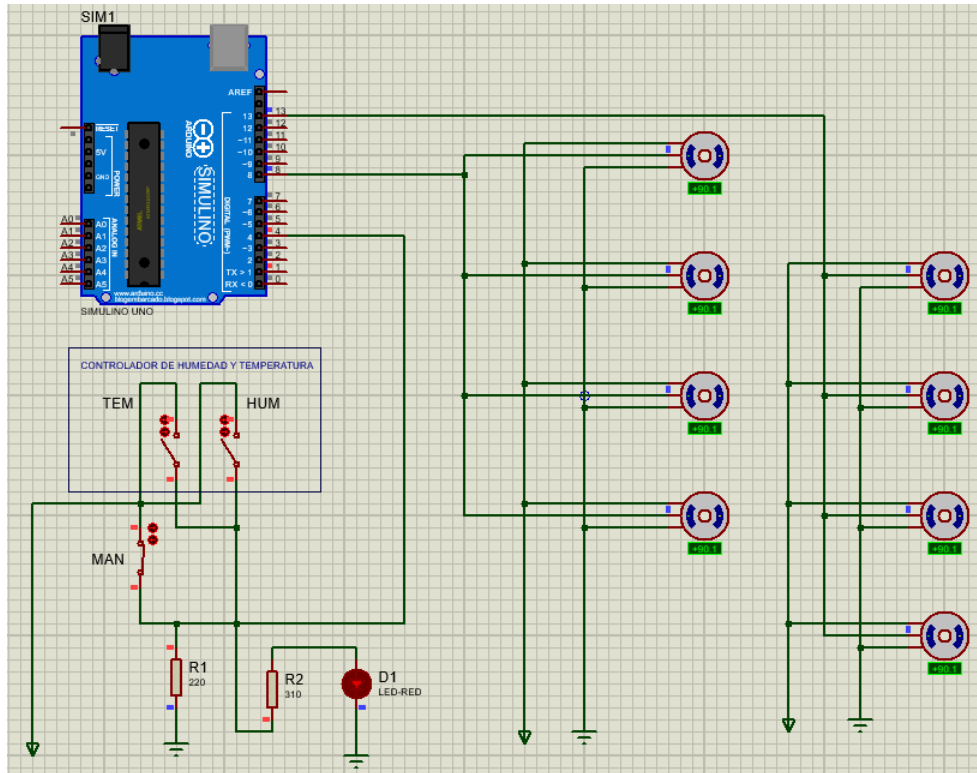
Como se puede ver en la imagen anterior CT1 representa el termostato digital que activa o apaga los ventiladores que dan el flujo de aire necesario para el secado de la madera, y este indicará que si se encuentra funcionando de forma automática con la lámpara AUTO.

En caso de que la alimentación de los motores eléctricos sea solo monofásica se tendrá que hacer la modificar y adecuar los motores eléctricos con las conexiones monofásicas y su condensador adecuado para la tensión de 220v de 70 $\mu$ F por cada kW del motor en la fase a modificar.

### 7.2.2. Funcionamiento de las Ventilas

Para el funcionamiento de las ventilas se hará uso de ocho Servomotores para la apertura y cierre de estas; los cuales tendrán un torque recomendado CITE

Madera, (2017) de 35kg.cm. El control de las ventilas se realizó por medio de un controlador de Temperatura-Humedad, que se encuentra fácilmente en el mercado nacional para la automatización de incubadoras, y por medio de un Arduino para la automatización de la Servomotores como se puede ver en la siguiente imagen:



**Figura 39. Funcionamiento de Servomotores.**

**Fuente. Elaboración propia**

Su funcionamiento puede ser manual cuando accionamos el interruptor MAN y automático cuando se active la señal del interruptor TEM y/o HUM del controlador Temperatura (TEM) Humedad (HUM); la señal que llega de los interruptores va a la entrada digital "4" del Arduino y este reproduce el código dentro del Arduino, y envía una señal a la salida digital "1", los terminales 8 y 13, que activara los Servomotores para que estos giren desde 0° hasta 90°; y cuando la señal digital pasa a "0" los servomotores regresan a su posición 0° (Ventilas Cerradas).

### 7.2.3. Componentes de los esquemas eléctricos

Para la selección de los componentes eléctricos se consideró la caída de tensión máxima de 2.5% en los conductores para el extremo más alejado; así como también un tablero eléctrico auto soportado equipado con interruptores termomagnéticos, interruptores diferenciales, controlador de Temperatura Humedad, termostato, fuente de alimentación para Arduino, lámpara de inspección, dos tomacorrientes y Arduino.

La máxima demanda obtenida por el sistema eléctrico es de 2386 W como se puede ver en el siguiente cuadro:

**Tabla 55**

**Máxima de demanda del circuito**

TABLERO	circuito	DESCRIPCIÓN	UNID	P. NOM W	PI	fd	MD W
TD-1	C-1	Ventiladores radiales	2	550	1100	1	1100
		Ventiladores radiales	2	550	1100	1	1100
	C-3	Lámpara de 10W	1	10	10	0.6	6
	C-4	Tomacorriente x 150W	2	150	300	0.6	180
<b>SUB TOTAL</b>							<b>2386</b>

**Fuente. Elaboración Propia**

Seguidamente de la carga se prosigue a determinar la capacidad de corriente y la caída de tensión en los conductores eléctricos; para este cálculo se ha considerado que el tablero es alimentado por una tensión trifásica de 380V a 60Hz.

#### 7.2.3.1. Cálculo de capacidad de corriente.

Los cálculos se han realizado con la siguiente fórmula:

$$I_n = \frac{MD}{C \cdot V \cdot \cos\phi} \quad (7-7)$$

Donde:

$I_n$ : Corriente Nominal del Circuito (A)

$MD$ : Máxima demanda de Potencia (W)

$V$ : Tensión (V)

C: Constante que depende del tipo de sistema

Monofásico C=1; Trifásico C= $\sqrt{3}$

CosØ: Factor de potencia (0.8)

Se determina la corriente de diseño que representa como máximo el 80% de la capacidad del conductor con la siguiente formula:

$$I_d = 1.25 \cdot I_n = \frac{I_n}{0.8} \quad (7-8)$$

Donde:

$I_d$ : Corriente de diseño del Circuito (A)

$I_n$ : Corriente Nominal del Circuito (A)

**Tabla 56**  
**Intensidad de corriente nominal y diseño**

DESCRIPCIÓN	MD (W)	V	C	fdp	In (A)	Id=1.25In
Ventiladores radiales	1100	380	1.73205	0.53	3.15	3.94
Ventiladores radiales	1100	380	1.73205	0.53	3.15	3.94
	<b>2200</b>	<b>380</b>	<b>1.73205</b>	<b>0.53</b>	<b>6.31</b>	<b>7.88</b>
Lámpara de 10W	6	220	1	0.8	0.03	0.04
Tomacorriente x 150W	180	220	1	0.8	1.02	1.28
<b>SUB TOTAL</b>	<b>2386</b>	<b>380</b>	<b>1.73205</b>	<b>0.8</b>	<b>4.53</b>	<b>5.66</b>

Fuente. Elaboración Propia

### 7.2.3.2. Cálculo de caída de tensión.

Para la caída de tensión se consideró la siguiente ecuación:

$$\Delta V = K \cdot I_d \cdot \rho \cdot \frac{L}{A} \quad (7-9)$$

Donde:

$\Delta V$ : Caída de tensión en el conductor (V)

$I_d$ : Corriente de diseño del Circuito (A)

$\rho$ : Resistividad del material conductor (Cu=1/56)

$L$ : Distancia entre la fuente y la carga (m)

$A$ : Sección o calibre del conductor seleccionado ( $\text{mm}^2$ )

$K$ : Constante que depende del tipo de sistema

Monofásico  $C=2$ ; Trifásico  $C=\sqrt{3}$

Tomando en cuenta las ecuaciones anteriores y la máxima demanda de los circuitos se prosigue a realizar la siguiente tabla:

**Tabla 57**  
**Caída de Tensión en los conductores**

DESCRIPCIÓN	MD (W)	V	Id	L(m)	Tipo conductor	S ( $\text{mm}^2$ )	$\Delta V$	% $\Delta$ V
Ventiladores radiales	1100	38	3.9	10	CABLE TTRF 3 x 16 NLT 3x1.31	1.31	0.93	0.24
Ventiladores radiales	1100	38	3.9	10	CABLE TTRF 3 x 16 NLT 3x1.31	1.31	0.93	0.24
	<b>2200</b>	<b>38</b>	<b>7.8</b>	<b>1</b>	<b>TW-80 INDECO</b>	<b>1.5</b>	<b>0.16</b>	<b>0.04</b>
Lámpara de 10W	6	22	0.0	1	TW-80 INDECO	1.5	0.00	0.00
Tomacorriente x 150W	180	22	1.2	1	TW-80 INDECO	1.5	0.03	0.01
<b>SUB TOTAL</b>	<b>2386</b>	<b>38</b>	<b>5.6</b>	<b>10</b>	<b>CABLE TTRF 3 x 14 NLT - 3x2.08</b>	<b>2.08</b>	<b>0.84</b>	<b>0.22</b>

**Fuente. Elaboración Propia**

### 7.2.3.3. Los Conductores

Los conductores seleccionados para la alimentación de corriente a los ventiladores es el CABLE TTRF 3 x 16 NLT 3x1.31 $\text{mm}^2$  INDECO que soporta un amperaje de hasta 15A y presentan una protección mayor para el trabajo dentro del horno; soportan hasta 70°C temperatura ambiente, presenta características de flexibilidad, terminación compacta, resistente a la humedad e ideal para equipos móviles o sujetos a vibraciones.

Para los conductores dentro del tablero de control y fuerza será el TW-80 1.5 $\text{mm}^2$  INDECO que soporta hasta 14A y presentan buena resistencia dieléctrica, resistencia a la humedad, productos químicos, grasas aceites y retardaste a la llama.

Para el conductor de alimentación para el horno se tomó el CABLE TTRF 3 x 14 NLT - 3x2.08mm<sup>2</sup> INDECO que soporta hasta 20A y presentan una protección mayor para el trabajo en exterior del horno, soportan hasta 70°C de temperatura ambiente, presenta características de flexibilidad, terminación compacta y resistente a la humedad.

En el siguiente cuadro se puede ver la lista de componentes para el tablero eléctrico:

**Tabla 58.**  
**Componentes de esquemas eléctricos.**

COMPONENTE	CÓDIGO	FUNCIÓN
<b>CONTROL ELÉCTRICO</b>		
Interruptor Termo magnético monofásico 2X16A	Q0	Protección equipos
Interruptor Diferencial monofásico 2x16A /10ma	ID1	Protección Humana
Pulsador normalmente cerrado NC	EM	Paro de Emergencia
Interruptor Conmutador	M/A	Manual / Automático
Interruptor Normalmente abierto NA	CT1	Control de termostato
Pulsador normalmente cerrado NC	S0	Paro de Ventiladores
Pulsador Normalmente abierto NA	S1	Activa ventiladores
Contactador KM 6A / 2.2KW 6-9A	KM	Acción Manual
Contactador K0.0 6A / 2.2KW 6-9A	K0.0	Activar 2 ventiladores
Contactador K0.1 6A / 2.2KW 6-9 <sup>a</sup>	K0.1	Activar 2 ventiladores
Fuente rectificadora AC/DC	V	Rectificar 220v a 5v
Señalización roja	VEN	Ventiladores activados
Señalización amarilla	AUTO	Automático
<b>FUERZA</b>		
Interruptor Termo magnético monofásico 3X16A	Q1	Protección de equipos
Interruptor Diferencial monofásico 4x25A /30ma	ID2	Protección Humana
Relé 3 polos (4A-6 A) NC/NA 16A	F1	Para motores eléctricos
Relé 3 polos (4A-6 A) NC/NA 16A	F2	Para motores eléctricos
Motores eléctricos	M1, M2, M3, M4	Para ventiladores

**Fuente. Elaboración Propia**

### 7.3. Deflector

El deflector será de una lámina de acero galvanizado de forma curva que se ubicará justo en la descarga de colector para redireccionar el aire entregado por los ventiladores del colector hacia la pila de madera de una forma uniforme aprovechando la mayor cantidad de aire para mejorar la capacidad de secado de la madera en la cámara.

### 7.4. Estructura Metálica

Se requiere el diseño de la estructura metálica con las dimensiones de 3.74 m de ancho, 5.8 m de largo y una altura de las columnas de 2.9 m; la edificación será destinada para el uso de horno de secado de madera solar, ubicado en la Provincia y Departamento de Arequipa.

La estructura del horno está conformada por perfiles de acero; la separación entre columnas a lo largo de la edificación es de 1.450 metros, el techo tendrá una pendiente de 17° a un agua. Toda la estructura será unida por medio de soldadura, haciendo uso de electrodo E7018 que es el más común en los mercados nacionales y presenta mayor resistencia de fluencia (393 MPa) que la del material base A36.

#### 7.4.1. Cargas Muertas

“La carga muerta es: el peso de los materiales, dispositivos de servicio, equipos, tabiques y otros elementos soportados por la edificación incluyendo su propio peso que sea permanente o con una variación en su magnitud pequeña en el tiempo” (Ministerio de vivienda, 2006).

Tomando en cuenta el concepto de carga viva se considerará las siguientes cargas muertas:

D1= 10 kgf/m<sup>2</sup> Peso de la cobertura de Techo (vidrio)

D2=3.11 kgf/m<sup>2</sup> Peso de Cobertura de Pared

D3= 22.7 kgf/m<sup>2</sup> Peso de Placa de colector.

D4= 120 kgf en total, Peso de 4 Ventiladores.

#### 7.4.2. Cargas Vivas Para Pared (L)

Para este caso se consideró en instalar planchas metálicas en las paredes como protección al viento y aislante térmico con el ambiente exterior (Ministerio de vivienda, 2006). Se considerará como carga viva de 0.3 kPa (30 kgf/m<sup>2</sup>) ya que se consideraría como carga horizontal para una baranda de vivienda, tomando en cuenta que solo existirá apoyo de forma casual de los trabajadores que acomoden la madera.

#### 7.4.3. Cargas Vivas Del Techo (Lr)

La carga viva es: el peso de todos los ocupantes, materiales, equipos, muebles y otros elementos movibles soportados por la edificación. Para el Ministerio de Vivienda, los techos con inclinación mayor de 3°, con respecto a la horizontal 1.0kPa (100 kgf/m<sup>2</sup>) recudirá en 0.05 kPa (5 kgf/m<sup>2</sup>), por cada grado de pendiente por encima de 3°, hasta llegar un mínimo de 0.5 kPa (50 kgf/m<sup>2</sup>). (Ministerio de vivienda, 2006)

Tomando en cuenta las recomendaciones de la E.020 se consideró en tomar:

$$Lr= 50 \text{ kgf/m}^2$$

#### 7.4.4. Cargas de Nieve

Ya que en la ciudad de Arequipa no existen las nevadas no se considerará la carga de nieve.

$$S= 0 \text{ kgf/m}^2$$

#### 7.4.5. Cargas de Viento

La edificación al encontrarse expuesta a la acción del viento deberá de soportar las cargas (presiones y succiones) exteriores e interiores debido al viento. Tomando en cuenta la Norma E.020, Cargas, se considerará la edificación como Tipo 1, ya que la estructura no presenta una gran altura o esbeltez.

La velocidad del viendo hasta de 10 metros de altura será la velocidad máxima adecuada a la zona de ubicación de la edificación, pero no menor a 75 Km/h. La velocidad de diseño del viento en cada altura de la edificación se obtendrá en la siguiente impresión. (Ministerio de vivienda, 2006)

Para el techo: Norma E0.40, Vidrio

$$V_h = V \cdot \sigma \text{ (Km/h)} \quad (7-10)$$

Donde:

$V_h$ : Velocidad de diseño en la altura h (Km/h)

V: Velocidad de Diseño hasta 10 m de altura (Km/h)

$\sigma$ : Coeficiente de corrección

V= 85 Km/H velocidad del viento a 10m en la ciudad de Arequipa.

$\sigma$ : Categoría A, sin obstrucción a una altura de 5m: 0.91

$$V_h = 85 \cdot 0.91$$

$$V_h = 80.75 \text{ Km/h}$$

Para las paredes: Norma E.020, Cargas

$$V_h = V \cdot \left(\frac{h}{10}\right)^{0.22} \text{ (Km/h)} \quad (7-11)$$

Donde:

$V_h$ : Velocidad de diseño en la altura h (Km/h)

V: Velocidad de Diseño hasta 10 m de altura (Km/h)

h: Altura sobre el terreno (m)

V= 85 Km/H velocidad del viento a 10m en la ciudad de Arequipa.

h = 3.455 m de altura.

$$V_h = 85 \cdot \left(\frac{3.455}{10}\right)^{0.22}$$

$$V_h = 67.28 \text{ Km/h}$$

#### 7.4.5.1. Presión de diseño

“La presión o succión ejercida por el viento se supondrá estática y perpendicular a la superficie sobre la cual actúa.” (Ministerio de vivienda, 2006)

Se calculará mediante la siguiente formula.

$$Ph = 0.005 \cdot C \cdot Vh^2 \quad (\text{kgf/m}^2) \quad (7-12)$$

Donde:

$V_h$ : Velocidad de diseño en la altura h (Km/h)

$P_h$ : Presión o Succión del viento a una altura h (kgf/m<sup>2</sup>)

C: Factor de forma adimensional indicado en la Norma E.020

Tomando en los datos de la Norma E.020, Cargas, se consideró el factor de forma para la Cubierta de Techo:

C1= +0.7 Barlovento presión

$$Ph1 = 0.005 \cdot C1 \cdot Vh^2$$

$$Ph1 = 0.005 \cdot 0.7 \cdot 80.75^2$$

$$Ph1 = 22.75 \text{ Kgf/m}^2$$

C2= -0.3 Barlovento succión

$$Ph2 = 0.005 \cdot C2 \cdot Vh^2$$

$$Ph2 = 0.005 \cdot -0.3 \cdot 80.75^2$$

$$Ph2 = -9.78 \text{ Kgf/m}^2$$

C3= -0.6 Sotavento succión

$$Ph3 = 0.005 \cdot C3 \cdot Vh^2$$

$$Ph3 = 0.005 \cdot -0.6 \cdot 80.75^2$$

$$Ph3 = -19.56 \text{ Kgf/m}^2$$

Tomando en los datos de la Norma E.020, Cargas se consideró el factor de forma para la cubierta de Pared:

C4= +0.8 Barlovento presión

$$Ph4 = 0.005 \cdot C4 \cdot Vh^2$$

$$Ph4 = 0.005 \cdot 0.8 \cdot 67.28^2$$

$$Ph4 = 18.1 \text{ Kg}/m^2$$

C5= -0.6 Barlovento presión

$$Ph5 = 0.005 \cdot C5 \cdot Vh^2$$

$$Ph5 = 0.005 \cdot -0.6 \cdot 67.28^2$$

$$Ph5 = -13.58 \text{ Kg}/m^2$$

#### 7.4.6. Cargas Sísmicas

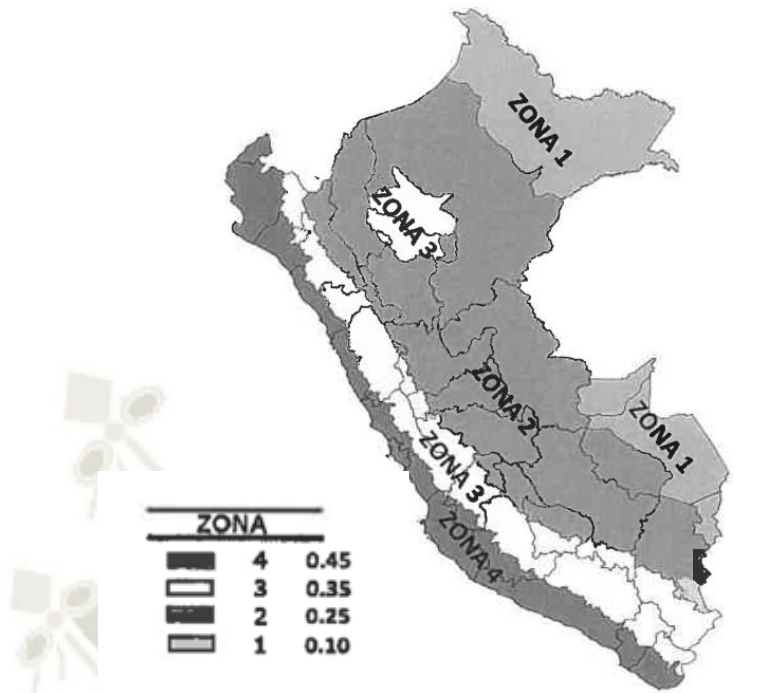
Para las cargas sísmicas se consideró la Norma E.030, Diseño Sismo Resistente 355-2018-Vivienda y el uso del programa SAP2000 para el diseño de la estructura metálica del horno solar. (Ministerio de vivienda, 2018)

Se tomó la zona sísmica “ZONA 4”, ya que Arequipa se encuentra entre la zona tres y cuatro como se puede ver en la siguiente imagen del mapa del Perú; tomando así la zona cuatro ya que posiblemente este horno sea instalado en las zonas alejadas de Arequipa o en el distrito de la Joya.

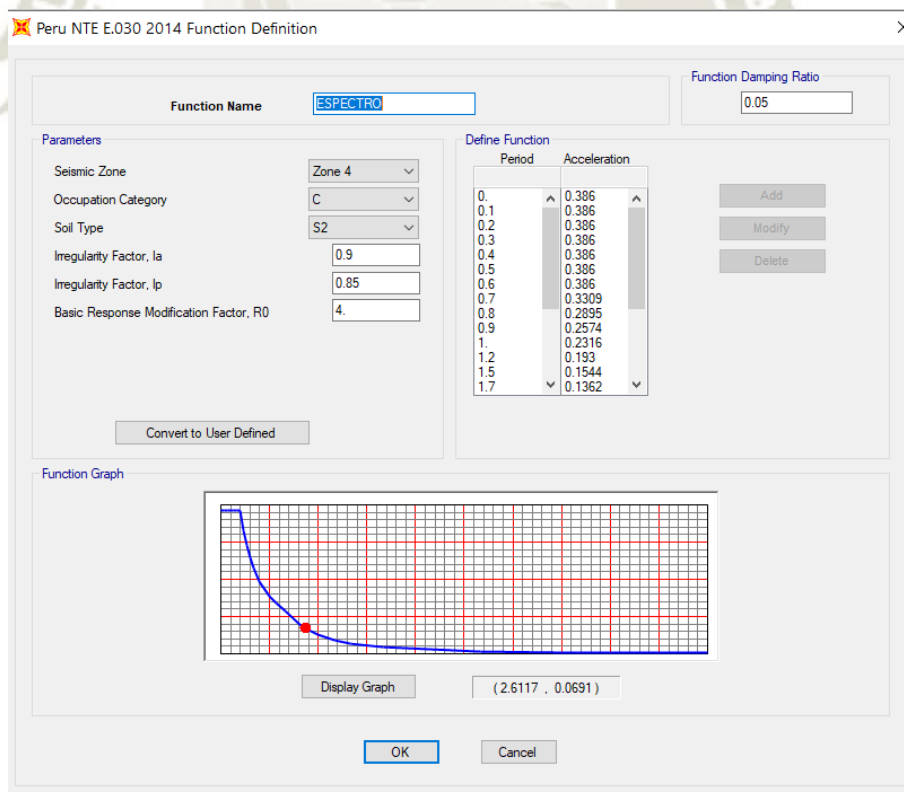
Para la Categoría de Ocupación se tomó la “C” puesto que es una edificación que se ha considerado como depósito e instalación industrial cuya falla no producirá peligros adicionales de incendios o fuga de contaminantes.

Para el tipo de suelo se consideró en Suelo intermedio S2, las irregularidades estructurales en la altura “I<sub>a</sub>” se tomó el valor de 0.9 a causa de la irregularidad Geométrica Vertical y para la Irregularidades estructurales en planta “I<sub>p</sub>” se tomó el valor de 0.85 por la discontinuidad del diafragma.

Para el sistema estructural se tomó el valor de cuatro a causa que son Pórticos Ordinarios Resistente a Momentos (OMF).



**Figura 40. Mapa de Zonas Sísmicas.**  
**Fuente. Ministerio de vivienda, (2018)**



**Figura 41. Llenado de datos de Base de Espectro Sísmico (SAP 2000)**  
**Fuente. Elaboración propia**

#### 7.4.7. Combinación de Cargas

Considerando la Norma E.090 Estructuras Metálicas las siguientes cargas nominales deben ser consideradas:

U: Cargas combinadas

D: Carga muerta debida al peso propio de los elementos y los efectos permanentes sobre la estructura.

L: Carga viva debida al mobiliario y ocupantes.

Lr: Carga viva en la azotea.

W: Carga de viento.

S: Carga de nieve.

E: Carga de sismo.

R: Carga de lluvia o Granizo. (Ministerio de vivienda, 2006)

Para la aplicación del método LRFD se realiza las siguientes combinaciones:

$$U_1 = 1.4D \quad (7-13)$$

$$U_2 = 1.2D + 1.6L + 0.5(L_r \text{ ó } S \text{ ó } R) \quad (7-14)$$

$$U_3 = 1.2D + 1.6(L_r \text{ ó } S \text{ ó } R) + (0.5L \text{ ó } 0.8W) \quad (7-15)$$

$$U_4 = 1.2D + 1.3W + 0.5L + 0.5(L_r \text{ ó } S \text{ ó } R) \quad (7-16)$$

$$U_5 = 1.2D \pm 1.0E + 0.5L + 0.2S \quad (7-17)$$

$$U_6 = 0.9D \pm (1.3W \text{ ó } 1.0E) \quad (7-18)$$

##### 7.4.7.1. Selección de Coberturas

Para la selección de la cobertura tanto la del techo (Vidrio) como para las paredes (Planchas metálicas) se considerará solo las fórmulas de cargas combinadas  $U_2$ ,  $U_3$  y  $U_4$  ya que estas presentan las cargas que afectaran a la cobertura como viento, nieve y carga viva de techo. Las otras cargas ( $U_1$ ,  $U_5$  y  $U_6$ ) serán representadas en Programa para cálculo de estructuras SAP200.

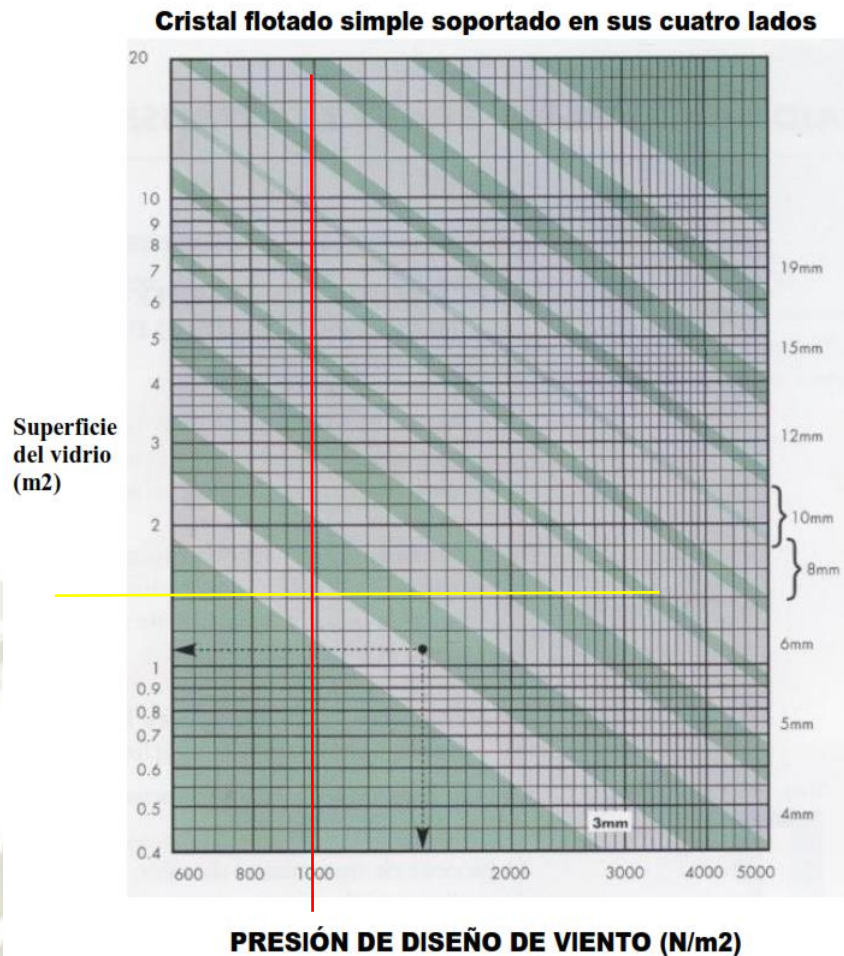
**7.4.7.1.1. Coberturas de techo:**

$$U_2 = 0.5(L_r \text{ ó } S \text{ ó } R) = 0.5 \cdot 50 = 25 \text{ kgf}/m^2$$

$$U_3 = 1.6(L_r \text{ ó } S \text{ ó } R) + (0.5L \text{ ó } 0.8W) \\ = 1.6 \cdot 50 + 0.8 \cdot 22.82 = \mathbf{98.26 \text{ kgf}/m^2}$$

$$U_4 = 1.3W + 0.5(L_r \text{ ó } S \text{ ó } R) \\ = 1.3 \cdot 22.822 + 0.5 \cdot 50 = 54.67 \text{ kgf}/m^2$$

Tomando en cuenta la gráfica siguiente se consideró en tomar el panel de vidrio de 4 mm de espesor, con dimensiones de 1043 mm de alto y 1450 mm de ancho como cubierta. Se recalca que esta gráfica solo se considera para inclinaciones menores o iguales a 15°; ya que a mayor inclinación es peligroso para las personas que se encuentren debajo de ellos en caso ocurriera una rotura. Sin embargo con la presencia del colector debajo de la cubierta de vidrio, la mínima permanencia de personas dentro de la cámara, y tomando como presión del viento a la cargas combinadas para la cobertura del techo; se consideró este grafico para la selección del espesor del vidrio.



**Figura 42.** Abaco para selección de espesor de vidrio.

Fuente. Ministerio de vivienda, (2015)

#### 7.4.7.1.2. Coberturas de Pared:

$$U_2 = 1.6 \cdot L = 1.6 \cdot 30 = 48 \text{ kgf/m}^2$$

$$U_3 = (0.5L \text{ ó } 0.8W) = 0.8 \cdot 18.1 = 14.48 \text{ kgf/m}^2$$

$$U_4 = 1.3W + 0.5L = 1.3 \cdot 18.1 + 0.5 \cdot 30 = 38.53 \text{ kgf/m}^2$$

Tomando el valor de 48 kgf/m<sup>2</sup> como la mayor carga combinada para las cubiertas de la pared se consideró en usar planchas de acero DR ya que estas tienen una altura de 27mm de cresta en plancha como se ve en la siguiente imagen.

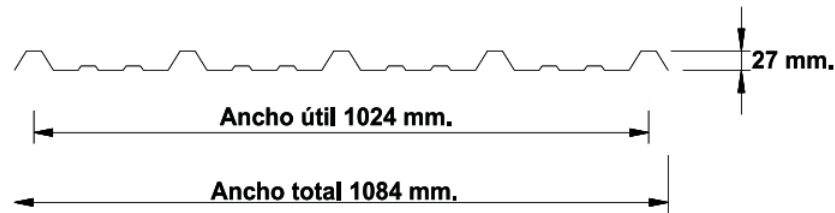


Figura 43. Dimensiones de Cubierta.

Fuente. Calaminon, (2015)

La cobertura seleccionada tendrá una separación entre apoyos máxima de 2 metros soportando así 63.3 kgf/m<sup>2</sup> siendo este valor mayor del calculado, además el peso de la plancha es de 3.11 kgf/m<sup>2</sup> y un espesor de 0.35 mm como indica la siguiente imagen.

Espesor (mm)	Condición de apoyo	CAPACIDADES DE CARGA (KG/M <sup>2</sup> )												PESOS	
		DISTANCIA ENTRE APOYOS (m)												Kg/ml	kg/m <sup>2</sup>
		1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	3.75		
0.35	Simple	264.8	168.1	115.6	83.9	63.3	49.2	37.6	27.3	-	-	-	-	3.18	3.11
	Doble	264.8	168.1	115.6	83.9	63.3	49.2	39.2	31.7	-	-	-	-		
	Tres o mas	332.0	211.1	145.4	105.8	80.1	62.5	49.9	40.6	33.5	-	-	-		
0.40	Simple	300.6	190.9	131.2	95.3	72.0	56.0	44.5	31.1	-	-	-	-	3.61	3.53
	Doble	300.6	190.9	131.2	95.3	72.0	56.0	44.5	36.0	-	-	-	-		
	Tres o mas	376.9	239.7	165.1	120.2	91.0	71.0	56.7	46.1	38.1	31.8	-	-		
0.50	Simple	375.5	238.4	163.9	119.0	89.8	69.9	53.6	39.0	28.8	21.5	-	-	4.4	4.30
	Doble	375.5	238.4	163.9	119.0	89.8	69.9	55.6	45.0	36.9	30.7	-	-		
	Tres o mas	470.7	299.3	206.2	150.1	113.7	88.7	70.8	57.6	47.5	39.7	33.5	-		
0.60	Simple	420.3	266.2	183.2	132.9	100.3	77.9	61.9	46.6	34.4	25.7	-	-	5.66	5.53
	Doble	420.3	266.2	183.2	132.9	100.3	77.9	61.9	50.0	41.0	34.0	-	-		
	Tres o mas	527.0	335.0	230.7	167.8	126.9	98.9	78.9	64.1	52.8	44.1	37.1	31.5		

Deflexión máxima permisible:  $a=L/120$  Sobrecarga mínima admisible: 30 kg/m<sup>2</sup> ml: metro lineal

Figura 44. Distanciamiento entre apoyos de Cobertura DR.

Fuente. Calaminon, (2015)

#### 7.4.8. Diseño de la estructura metálica del horno.

Tomando en cuenta las cargas mencionadas y haciendo uso del programa de simulación SAP2000 de estructuras metálicas, se obtuvo un diseño capaz de soportar tanto las cargas de viento, el peso de los vidrios de la cubierta, motores eléctricos y la placa de absolvedora de calor para el colector, así como también su propio de los perfiles.

Para la simulación se consideró el material de los perfiles (acero A36), tipo de perfiles, sus cargas, el uso del procedimiento- Diseño con factores de carga y resistencia (LRFD: Load And Resistance Factor Resign), código de Diseño AISC-LRFD93 y la ratio de esfuerzo límite de 0.85 para el diseño, Se considerará que los perfiles usados serán unidos mediante soldadura.

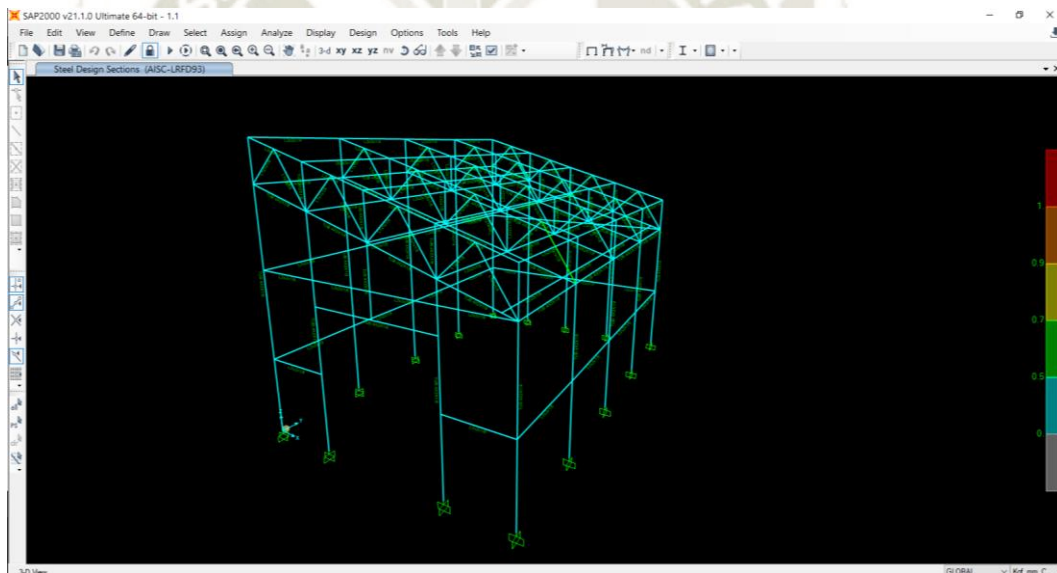
**Tabla 59**

**Perfiles usados para estructura de horno**

<b>Perfil</b>	<b>Tipo de objeto</b>	<b>Número Piezas</b>	<b>Largo total m</b>	<b>Peso Total Kgf</b>
TUB 4X2X1/8	Tubo rectangular	48	84.56	615.59
L2x2x1/8	Angulo	54	60.45	148.15
L1x1x1/8	Angulo	40	29.49	34.95
L2x2x1/4	Angulo	28	31.11	147.75
2L2x2x1/8	Angulo Doble	12	17.4	84.59
<b>TOTAL</b>				<b>1031.03</b>

**Fuente. Elaboración propia**

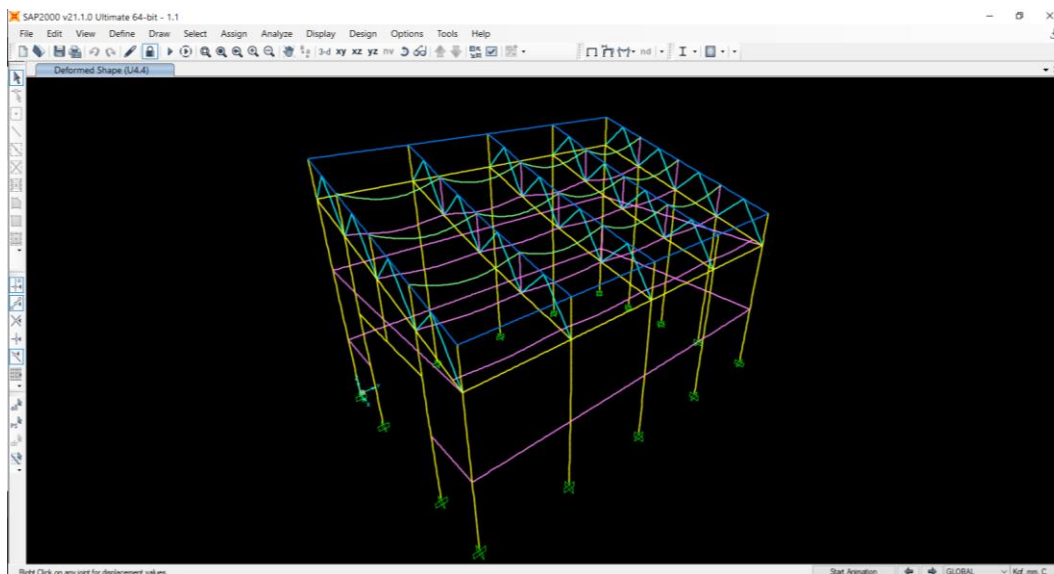
Para los perfiles se consideró el material de acero A36 ya que es el más comercial en la ciudad de Arequipa, como se puede ver en la siguiente imagen la estructura no sobre pasa la ratio de 0.85 indicado para la simulación por ende no sobre pasa el límite de fluencia del material indicado (250 MPa).



**Figura 45. Simulación de ratios de esfuerzo del horno.**

**Fuente. Elaboración propia**

Las deformaciones son menores las cuales no pasan de los 0.12 mm para la mayor deformación, en la siguiente imagen se puede ver las deformaciones de una forma exagerada como da el software SAP2000.



**Figura 46. Simulación de deformación de estructura de horno.**

**Fuente. Elaboración propia**

#### 7.4.9. Diseño de placas base.

Tomando las carga y momento más grandes en los apoyos de la estructura de la siguiente tabla se prosigue a determinar el espesor de la placa base, así como los pernos a usar.

**Tabla 60**

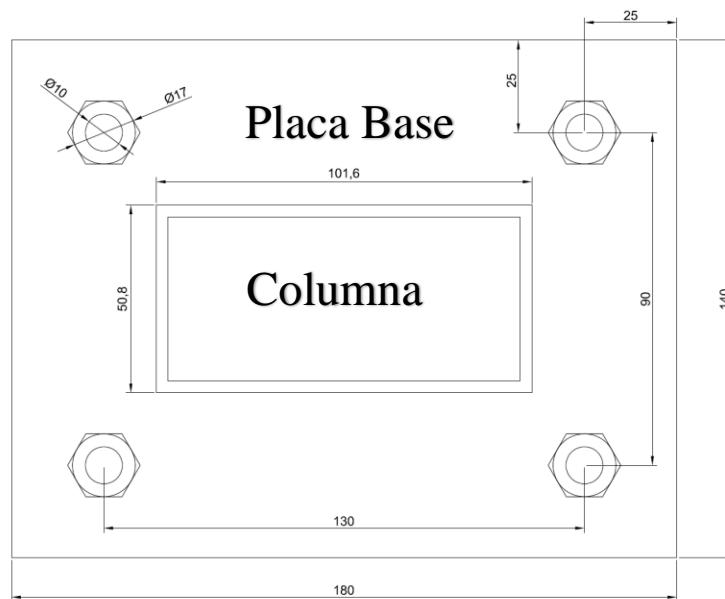
**Reacciones de los apoyos de la estructura**

Apoyo	F1	F2	F3	M1	M2	M3
	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
135	-5.99	0.07032	64.17	-60.3	427.33	-8.3
82	0.24	0.24	83.51	3.26	277.78	-0.01686
102	0.23	-9.15	74.11	39.29	266.7	0.61
49	0.23	7.54	82.51	-16.1	265.98	-0.67
29	-9.53	16.57	66.01	400.52	245.69	-1.66
144	-0.08178	-0.13	49.25	128.59	142.81	18.7
122	7.07	-16.61	69.83	-186.07	137.15	1.71
149	-0.59	-0.08803	57.71	92.15	119.64	11.44
121	-5.5	-15.29	57.6	-262.32	38.47	2.87
30	10.9	18.29	78.04	349.98	-178.79	-1.74
148	-0.62	-0.14	50.25	124.78	-295.72	17.98
101	-0.5	-10.45	69.43	-11.84	-393.66	-0.66
48	-0.5	8.82	76.49	18.72	-394.19	0.6
81	-0.52	0.26	80.61	-2.9	-408.07	0.01779
133	5.17	0.06608	71.5	-63.66	-436.61	1.28

**Fuente. Elaboración propia,**

Se tomó como momento el valor de  $436.61 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$  y como carga de  $83.51 \text{ kgf}$ ; con estos valores se consideró una placa A36 de  $180\text{mm} \times 140\text{mm} \times 2\text{mm}$  de espesor, y 4 pernos de anclaje de  $3/8''$  o M10 de diámetro y  $80\text{mm}$  de largo distribuidos como la siguiente imagen.

Para el cálculo de la placa base se debe de tomar en cuenta que la excentricidad por el momento de la fuerza axial sobre la columna es pequeña por ende la fuerza de tensión para los pernos se considera cero y los pernos considerados de anclaje son suficiente para soportar la estructura, además el espesor calculado es de  $0.738\text{mm}$  por ende el espesor elegido soportara el trabajo sobre la placa.



**Figura 47. Dimensiones de la placa Base de la columna.**

**Fuente. Elaboración propia**



## 8. COSTO DE DISEÑO DEL HORNO

### 8.1. Análisis de costos

Con el horno se busca dar apoyo a los vendedores de madera y/o para los carpinteros para el secado de madera de una forma más segura y rápida que la técnica de secado al medio ambiente. Este horno tiene una capacidad de 13 m<sup>3</sup> ó 700 tablas que pueden ser secados hasta en 15 días aproximadamente, dependiendo de las condiciones climáticas. Felizmente en Arequipa las condiciones climáticas son casi constantes y solo presenta lluvias en la época de verano.

### 8.2. Costo de energía Eléctrica

Para el funcionamiento del Horno solar se hará uso de cuatro ventiladores para la circulación del aire dentro del horno solar. Cada ventilador tiene una potencia de 0.75HP ó 0.55KW; tomando un tiempo de 8 horas de funcionamiento al día en un periodo de 15 días para el secado de madera hasta el 30% de humedad, se obtuvo un total de 120 horas por carga de madera en el horno. El costo anual de energía será calculado:

$$CA_E = P \cdot t \cdot Cu_e \quad (8-1)$$

Donde:

$CA_E$ : Costo anual debido al consumo de energía eléctrica (S/. /año)

$P$ : Potencia usada por equipo eléctrico (KW)

$t$ : Tiempo de trabajo del equipo eléctrico (hr)

$Cu_e$ : Costo unitario de energía eléctrica ( S/. /KW-hr)

**Tabla 61**

#### Consumo de energía eléctrica Anual de energía eléctrica

<b>Costo Anual de energía calculada</b>		S/ 86.60	por secado
Potencia usada por el equipo eléctrico	P	2.4	KW
Tiempo de trabajo del equipo eléctrico	t	120	horas/ secado
Costo Unitario de energía eléctrica	$Cu_e$	S/ 0.3014	por KW-hr

**Fuente. Elaboración propia.**

**Tabla 62**  
**costo de componentes de instalación eléctrica**

Componente	cant		Precio/ uni	Total	
Interruptor Termo magnético monofásico 2X16A	1	S/	30.00	S/	30.00
Interruptor Diferencial monofásico 2x16A /10ma	1	S/	30.00	S/	30.00
Pulsador normalmente cerrado NC	1	S/	10.00	S/	10.00
Interruptor Conmutador	1	S/	7.00	S/	7.00
Pulsador normalmente cerrado NC	1	S/	8.00	S/	8.00
Pulsador Normalmente abierto NA	1	S/	8.00	S/	8.00
Contactador 6A / 2.2KW 6-9A	3	S/	25.00	S/	75.00
Fuente rectificadora AC/DC	2	S/	50.00	S/	100.00
Señalización roja	1	S/	8.00	S/	8.00
Señalización amarilla	1	S/	8.00	S/	8.00
Interruptor Termo magnético monofásico 3X16A	1	S/	45.00	S/	45.00
Interruptor Diferencial monofásico 4x25A /30ma	1	S/	140.00	S/	140.00
Relé 3 polos (4A-6 A) NC/NA 16A	2	S/	45.00	S/	90.00
Termostato digital Regulador de temperatura	1	S/	40.00	S/	40.00
Controlador digital de temperatura y humedad	1	S/	85.00	S/	85.00
Arduino UNO	1	S/	90.00	S/	90.00
Servo motores 30 kg cm por 8 unidades	1	S/	200.00	S/	200.00
Conductores eléctricos varios	1	S/	100.00	S/	100.00
			<b>TOTAL</b>	<b>S/</b>	<b>1,074.00</b>

**Fuente. Elaboración propia.**

### 8.3. Costo de instalación del horno

Para determinar el costo de la estructura del horno es necesario tomar en cuenta las dimensiones del horno solar y los materiales que va a ser usados. No se considerará el costo de la losa de concreto ya que se considerará como existente en el lugar de instalación de la cámara.

**Tabla 63**  
**Costo de instalación de la estructura**

Estructura del horno	Unidad	Descripción	Cant. unit	Costo unitario		Costo total
Tubo rectangular A36	pz	TUB 4X2X1/8	14	S/	120.00	S/ 1,680.00
Angulo de acero A36	pz	L2x2x1/8	10	S/	120.00	S/ 1,200.00
Angulo de acero A36	pz	L1x1x1/8	4	S/	42.00	S/ 168.00
Angulo de acero A36	pz	L2x2x1/4	5	S/	200.00	S/ 1,000.00
Angulo doble de acero A36	pz	2L2x2x1/8	2	S/	250.00	S/ 500.00
Tubo rectangular A36 (puerta)	pz	TUB 2X1X1/8	3	S/	60.00	S/ 180.00
Soldadura	kg	E7018	15	S/	12.00	S/ 180.00
Plancha de acero	pz	0.378m2x2mm	1	S/	50.00	S/ 50.00
Pernos de anclaje	unid	M10x80mmx 4unid	15	S/	14.00	S/ 210.00
Lámina galvanizada interior	pz	1.0mx5mx0.35mm	13	S/	42.00	S/ 546.00

Cobertor exterior	pz	1.24mx5mx0.35mm	12	S/	70.00	S/	840.00	
Lana de vidrio	pz	1.2mx24mx50mm	3	S/	120.00	S/	360.00	
Perno auto-roscantes	pz	8x1"	100	S/	20.00	S/	2,000.00	
TOTAL ESTRUCTURA							S/	5,168.00

**Fuente. Elaboración propia.**

**Tabla 64**

**Costo de instalación de Colector**

Colector solar	unidad	descripción	Cant. Unit	Costo Unitario	Costo Total	
Placa absorbedora	pz	3000x5800x3	6	S/ 200.00	S/ 1,200.00	
Cubierta de vidrio	m2	180mmx14mmx2mm	23	S/ 20.00	S/ 460.00	
Pintura negra Opaca	Gl	Pintura negra de metal	1	S/ 70.00	S/ 70.00	
Deflectores	pz	1.0mx5mx0.25mm	5	S/ 35.00	S/ 175.00	
perno auto-roscantes	pz	8x1"	50	S/ 10.00	S/ 500.00	
Silicona	pz	multiuso de 300ml	5	S/ 15.00	S/ 75.00	
Soldadura	kg	E7018	5	S/ 12.00	S/ 60.00	
TOTAL ESTRUCTURA					S/	2,480.00

**Fuente. Elaboración propia.**

**8.4. Equipos principales del horno**

En la siguiente tabla se puede ver los componentes y equipos que serán usados en el horno solar para su funcionamiento.

**Tabla 65**

**Costo de equipos básicos de horno**

Equipos	Unidad	Descripción	Cant unit	Costo unitario	Costo total	
movimiento de aire	pz	Ventilador de 0.55 KW	4	S/ 280.00	S/ 1,120.00	
ingreso y retiro de aire	pz	Ventilas de aire de 425x825	8	S/ 105.00	S/ 840.00	
Sistema eléctrico	unidad	cableado y tableros	1	S/ 1,074.00	S/ 1,074.00	
Campanas de ventilador	pz	campana y ducto de succión	4	S/ 200.00	S/ 800.00	
Termómetro	pz	Termómetro	2	S/ 50.00	S/ 100.00	
Sensor de Humedad (HR)	pz	Sensor de Humedad (HR)	1	S/ 50.00	S/ 50.00	
TOTAL ESTRUCTURA					S/	3,034.00

**Fuente. Elaboración propia.**

**Tabla 66**

**Costo Total de instalación de horno**

Ítem	Costo
Estructura del horno	S/ 5,168.00
Colector solar	S/ 2,480.00
Equipos Básicos	S/ 3,034.00
TOTAL	S/ 10,682.00

**Fuente. Elaboración propia.**



## 9. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se analizará si el horno solar será rentable para que sea instalado en las madereras de la ciudad, o como un grupo encargado de secado de madera específicamente. Para analizar si es factible se tiene que tomar en cuenta los costos directos e indirectos para su funcionamiento.

### 9.1. Costos directos

Los costos directos son los que varían según aumenta la producción de secado.

#### 9.1.1. Mano de obra directa

Para este caso, la mano de obra no considerará el uso de un operador del horno; ya que este podrá ser un trabajador que comparta labores en otra área. Sin embargo, se consideró el apoyo de una persona intermitente como apoyo para el apilado y retiro de la madera; este trabajo se realizará en promedio en 2 días tanto para el ingreso y retiro de la madera del horno. Por ende, no se considera tiempo completo para este trabajador.

**Tabla 67**  
**Costo de mano de Obra directa**

Nombre del cargo	N° Per	Asignación por carga y descarga		Valor anual	Sueldo n° 13		Sueldo n° 14		Seguro de salud (9%)	Costo total	
Operador de horno	0	S/	-	S/	-	S/	-	S/	-	S/	-
Cargador de madera	1	S/	100.00	S/	-	S/	-	S/	-	S/	100.00
<b>Total</b>										<b>S/ 100.00</b>	

**Fuente. Elaboración propia.**

### 9.2. Costo indirecto

Los costos indirectos son aquellos que no varían según la cantidad de producción de madera seca del horno.

#### 9.2.1. Útiles de oficina

Se consideró los útiles de oficina (papel, lapiceros, etc.) para que el operario tenga donde escribir el avance de secado de la madera y observaciones del funcionamiento del horno; con un promedio aproximado de 10 soles mensuales, el cual podría ser menor, lo cual da un valor anual de S/120 (ciento veinte nuevos soles).

### 9.2.2. Útiles de aseo y seguridad

**Tabla 68**  
**Costo de Útiles de aseo anual.**

Artículos	cantidad anual	costo unitario	Costo anual
Botas	1	S/ 10.00	S/ 10.00
Ropa de trabajo	1	S/ 50.00	S/ 50.00
Jabón	2	S/ 2.00	S/ 4.00
Guantes	5	S/ 5.00	S/ 25.00
Total			S/ 89.00

**Fuente. Elaboración propia.**

### 9.3. Determinación del punto de equilibrio

Para determinar el punto de equilibrio, se debe determinar la cantidad de volumen de madera que se debe de secar al año para que las ganancias sean igual al costo de producción de secado, ósea no se gana ni se pierde. Para obtener este punto de equilibrio se tiene que determinar el costo fijo y variable aplicado al proyecto.

#### 9.3.1. Costos fijos

La suma de todos los costos que no varían con la producción de madera seca se le llama costos fijos. En este caso los costos serían los útiles de oficina, útiles de aseo y seguridad; y la mano de obra directa.

**Tabla 69**  
**Costos Fijos Anuales para el Horno**

Útiles de oficina	S/ 120.00
Útiles de aseo y seguridad	S/ 89.00
Mano de obra directa	S/ -
<b>Costo fijo</b>	<b>S/ 209.00</b>

**Fuente. Elaboración propia.**

#### 9.3.2. Costos variables

La suma de todos los costos que varían con la producción de madera seca en el horno se le llaman costos variables. En este caso los costos variables son el costo unitario de cada tablón según la producción.

**Tabla 70**

**Numero de tablas por metro cubico de madera.**

<b>Producción</b>	m3	m3/tabla	tablas
<b>Tablones a secar</b>	1	0.0187	53

Fuente. Elaboración propia.

**Tabla 71**

**Costo por tablón de madera**

<b>Costo por tablón de madera</b>	Costo por carga		Costo/m <sup>3</sup>
Costo Anual de energía calculada	S/	86.80	S/ 14.27
Cargador de tablas	S/	100.00	

Fuente. Elaboración propia.

Para determinar el valor de los costos variables según la cantidad de secado de madera, se hará uso de la siguiente ecuación:

$$CT = CF + CVU \cdot P \quad (9-1)$$

Donde:

*CT*: Costos Totales (S/. /año)

*CF*: Costos fijos (S/. /año)

*CVU*: Costos variables Unitarios (S/. /m<sup>3</sup>)

*P*: Producción (tablones)

Considerando el Costo variable unitario como S/. 14.27 por m<sup>3</sup> de madera en el horno y el costo fijo S/. 209.00 al año se prosigue a realizar la siguiente tabla.

**Tabla 72**

**Costo por cantidad de producción de madera seca**

<b>Cargas al año</b>	<b>Producción (m<sup>3</sup>)</b>	<b>Costo total</b>	
0	0	S/	209.00
2	26.18	S/	582.61
2	26.18	S/	582.61
4	52.36	S/	956.21
5	65.45	S/	1,143.02
6	78.54	S/	1,329.82

**Fuente. Elaboración propia.**

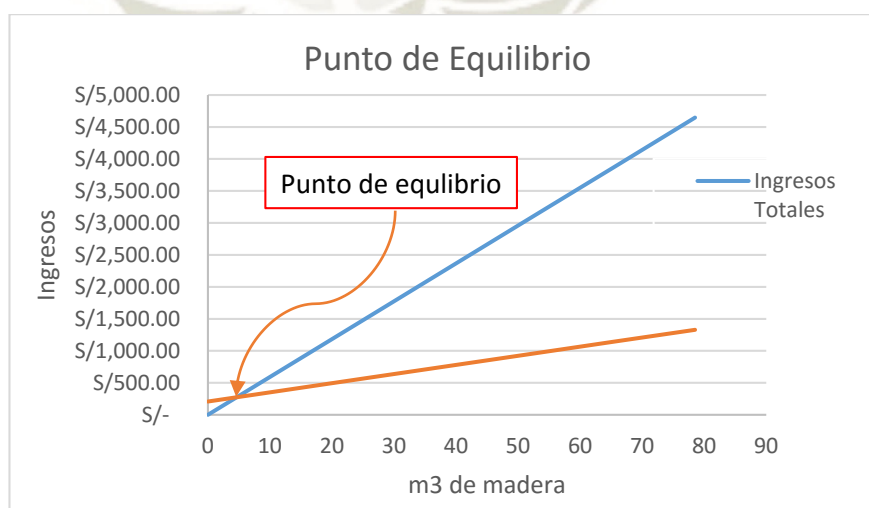
Tomando en cuenta que el precio de pie/tabla de madera a secar se encuentra entre S/. 0.10 y S/. 0.8 soles por pie/tabla en hornos convencionales; se consideró en cobrar el valor de 0.15 soles ya que el valor de S/. 0.10 es para grandes cantidades de madera en los hornos convencionales. Seguidamente se consideró un metro cubico (m<sup>3</sup>) de madera, que es igual 394.325 pie/tabla, obteniendo así el precio aproximado S/. 59.15 soles por m<sup>3</sup> de madera. Con el precio y la cantidad de madera a secar se prosigue a realizar la siguiente tabla, donde se indicará los ingresos que obtendrá por el secado de madera.

**Tabla 73**  
**Ingresos por cantidad de madera secada**

Cargas al año	Producción (m <sup>3</sup> )	Ingresos
0	0	S/ -
2	26.18	S/ 1,548.52
2	26.18	S/ 1,548.52
4	52.36	S/ 3,097.03
5	65.45	S/ 3,871.29
6	78.54	S/ 4,645.55

**Fuente. Elaboración propia.**

Para el punto de equilibrio, los ingresos deben de ser iguales a los costos de funcionamiento del horno solar, tal como se ve en el siguiente grafico donde los costos de secado de madera son casi constantes y los ingresos aumentan según aumenta la cantidad de madera a secar.



**Figura 48. Punto de Equilibrio para secado de madera.**

**Fuente. Elaboración Propia.**

Haciendo uso de la siguiente ecuación se determina la cantidad de madera que se deben de secar al año para que cubra los costos de funcionamiento del horno.

$$PE_Q = \frac{CF}{PV - CVU} \quad (9-2)$$

Donde:

$PE_Q$ : Punto de Equilibrio-unidades ( $m^3$ )

$CF$ : Costos fijos (S/. /año)

$CVU$ : Costos variables Unitarios (S/. / $m^3$ )

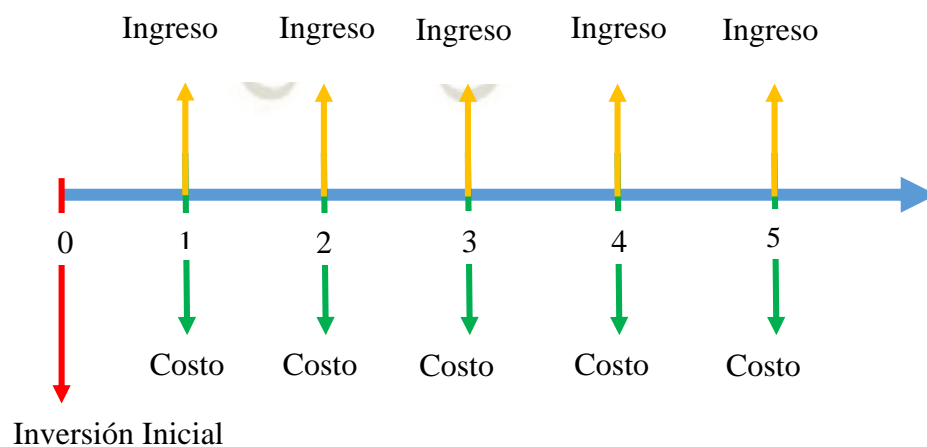
$PV$ : precio de venta (S/. / $m^3$ )

$$PE_Q = \frac{S/. 209.00}{(S/. 59.15/m^3) - (S/. 14.27/m^3)} = 5 m^3$$

Como se puede ver la cantidad de madera necesarios para recuperar el costo de secado de la madera es de  $5 m^3$ /año o unas 270 tablas de madera al año; por ende, es necesario al menos la mitad de la carga del horno para cubrir el costo fijo para la producción de madera seca. Se debe de considerar que el horno debe ser operado con su capacidad máxima mayormente.

#### 9.4. Evaluación del proyecto

Para la construcción del horno de secado de madera se tomará en cuenta: que se debe de recuperar la inversión lo antes posible y que logre generar ganancias por su uso; tomando en cuenta el siguiente diagrama de flujo de caja para 5 años y la inversión inicial para el horno.



**Figura 49. Diagrama del flujo de caja de horno.**

**Fuente. Elaboración propia**

### 9.5. Depreciación.

La depreciación es la pérdida de valor comercial de máquinas, edificios, etc. según pasan los años; todo bien se deprecia excepto los inmuebles. Para nuestro caso el tiempo de Vida Útil será de 5 años y la depreciación de la estructura del horno (edificaciones) será de 2.5% y 10% para equipos y máquinas. Seguido de esto se determinará el valor residual con la siguiente ecuación:

$$Vr = Ci - Ci \cdot \%dep \cdot n \quad (9-3)$$

Donde:

$Vr$ : Valor residual (S/.)

$Ci$ : Costos inicial (S/.)

$\%dep$ : Porcentaje de depreciación (%)

$n$ : Número de años (año)

#### 9.5.1. Alícuota Anual

Es el costo que se tiene por concepto de depreciación, esto se debe de hacer anualmente; y permitiendo renovar la máquina, equipos, etc.

$$C_A = \frac{Ci - Vr}{n} \quad (9-4)$$

Donde:

$C_A$ : Alícuota anual (S/. /año)

**Tabla 74**

#### Depreciación de la estructura y equipos

Rubro	Valor inicial s/.	Depreciación	Vida útil	Valor residual	Alícuota anual
estructura del horno	S/ 7,648.00	2.50%	5	S/ 6,692.00	S/ 191.20
Máquina y equipos	S/ 3,034.00	10.00%	5	S/ 1,517.00	S/ 303.40
			TOTAL	S/ 8,209.00	S/ 494.60

**Fuente. Elaboración propia.**

## 9.6. Flujo de caja

Se debe determinar primeramente los costos totales como mano de obra directa, la inversión total y la utilidad obtenida

**Tabla 75**  
**Costos Totales**

<b>Costos Totales</b>		
Mano de obra directa	S/	-
Útiles de oficina	S/	120.00
Útiles de aseo y seguridad	S/	89.00
<b>TOTAL</b>	<b>S/</b>	<b>209.00</b>

Fuente. Elaboración propia.

Se hará uso del índice de inflación para ver el incremento a futuro de los costos, según Statista, (2020):

**Tabla 76**  
**Inflación Anual para 5 años.**

<b>Año</b>	<b>Inflación Anual</b>
2020	1.8%
2021	1.9%
2022	2.0%
2023	2.0%
2024	2.0%
2025	2.0%

Fuente. Elaboración propia

$$C_{TA2} = C_{TA1} + C_{TA1} \cdot IA \quad (9-5)$$

Donde:

$C_{TA2}$ : Costos totales al año 2 de producción (S/. /año)

$C_{TA1}$ : Costos totales al año 1 de producción (S/. /año)

$IA$ : Inflacion Anual (%)

**Tabla 77**

**Costos por años de funcionamiento de horno**

<b>Año</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Costos Totales por año	S/ 209.00	S/ 213.18	S/ 217.44	S/ 221.79	S/ 226.23

Fuente. Elaboración propia.

Para los ingresos del horno se considerará que el horno irá aumentando su producción de madera seca, según se haga más conocido.

**Tabla 78**

**Ingresos totales por año de funcionamiento**

<b>Año</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Ingreso Anual	S/ 1,548.52	S/ 1,548.52	S/ 3,097.03	S/ 3,871.29	S/ 4,645.55

Fuente. Elaboración propia.

**Tabla 79**

**Flujo de caja de horno**

<b>FLUJO DE CAJA DE HORNO</b>						
<b>Rubro/ año</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Inversión	S/ 10,682.00					
Utilidad Neta		S/ 1,339.52	S/ 1,335.34	S/ 2,879.59	S/ 3,649.50	S/ 4,419.32
Alícuota		S/ 494.60	S/ 494.60	S/ 494.60	S/ 494.60	S/ 494.60
Flujo de Operación	S/ 10,682.00	S/ 1,834.12	S/ 1,829.94	S/ 3,374.19	S/ 4,144.10	S/ 4,913.92

Fuente. Elaboración propia.

**9.6.1. Valor Actual Neto (VAN)**

“El valor actual es simplemente traer del futuro al presente cantidades monetarias a su valor equivalente, se considera como tasa de descuento” (Velayos, 2015).

$$VA = Fo \cdot (1 + i)^{-n} \quad (9-6)$$

Donde:

VA: Valor Actual (S/. /año)

i: Tasa de interés presente en el mercado (3.75%)

n: Número de años a actualizar el valor anual (unidad)

**Tabla 80**

**Valor Actual Neto para el horno**

Año	Inversión	Utilidad neta	Flujo neto	Valor actual VA
0	S/ 10,682.00		S/ 10,682.00	S/ 10,682.00
1		S/ 1,339.52	S/ 1,834.12	S/ 1,767.82
2		S/ 1,335.34	S/ 1,829.94	S/ 1,700.04
3		S/ 2,879.59	S/ 3,374.19	S/ 3,021.38
4		S/ 3,649.50	S/ 4,144.10	S/ 3,576.66
5		S/ 4,419.32	S/ 4,913.92	S/ 4,087.78
			<b>VAN</b>	S/ 3,471.69

**Fuente. Elaboración propia.**

**9.6.2. La tasa interna de retorno (TIR)**

La TIR es la tasa de descuento que trae el VAN =0. Para encontrar el TIR se aplicará primero una tasa para que la VAN sea positivo y luego una tasa para que la Van sea negativo; y la intercepción entre esos puntos y el eje cero dará el TIR.

**Tabla 81**

**Van Para Diferentes tasas de interés**

Año	flujo Neto		VAN 1%		VAN 20%
0	S/ 10,682.00		S/ 10,682.00		S/ 10,682.00
1	S/ 1,834.12		S/ 1,815.96		S/ 1,528.43
2	S/ 1,829.94		S/ 1,793.88		S/ 1,270.79
3	S/ 3,374.19		S/ 3,274.96		S/ 1,952.66
4	S/ 4,144.10		S/ 3,982.40		S/ 1,998.51
5	S/ 4,913.92		S/ 4,675.43		S/ 1,974.80
		<b>VAN</b>	S/ 4,860.63		-S/ 1,956.82

**Fuente. Elaboración propia.**

$$TIR = \left( i1 + (i2 - i1) \cdot \left( \frac{VAN1}{VAN1 - VAN2} \right) \right) \cdot 100 \quad (9-7)$$

Donde:

TIR: Tasa Interna de Retorno (%)

i1: Tasa de interés para la cual el VAN sea positivo (10%)

i2: Tasa de interés para la cual el VAN sea positivo (20%)

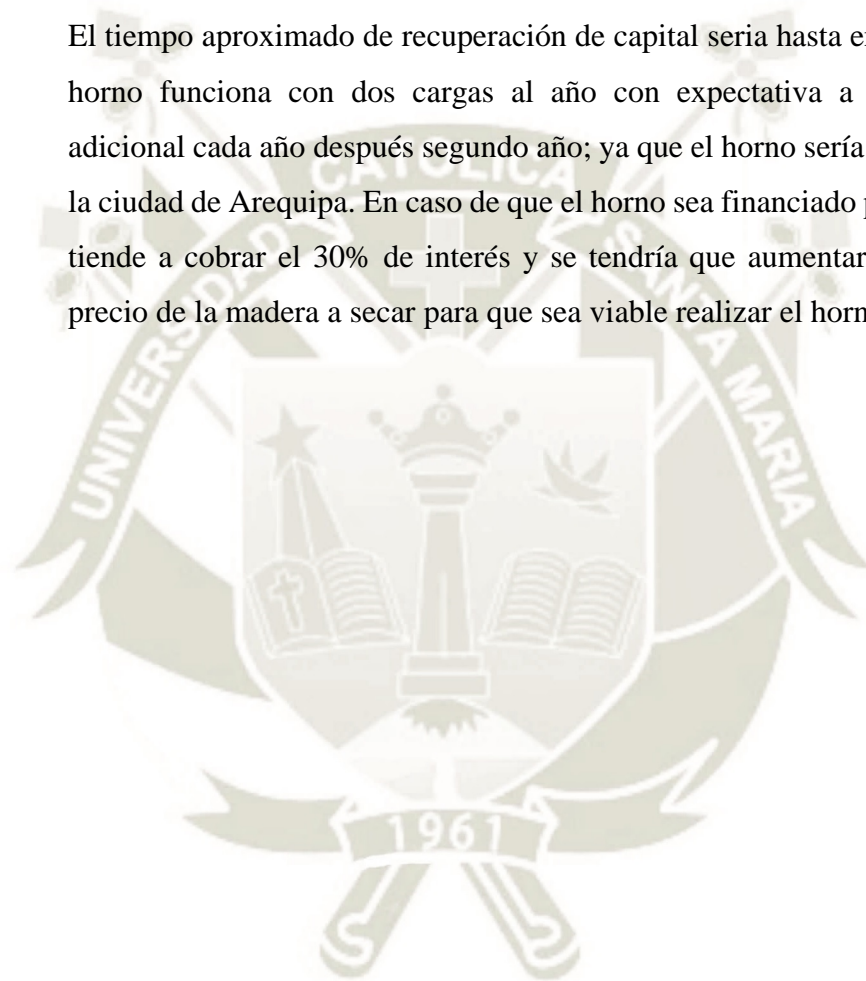
VAN1: Valor Actual Neto para la tasa de interés 1 (S/. /año)

VAN2: Valor Actual Neto para la tasa de interés 2 (S/. /año)

$$TIR = \left( 1\% + (20\% - 1\%) \cdot \left( \frac{4,860.63}{4,860.63 - (-1,956.82)} \right) \right) \cdot 100 = \mathbf{14.546\%}$$

El valor del TIR es de 14.546 % y la tasa de interés que pagan los bancos es de 3.75%. Esto quiere decir que es rentable el diseño del horno solar, ya que el VAN con 3.75% de interés resulto positivo.

El tiempo aproximado de recuperación de capital sería hasta en cinco años si el horno funciona con dos cargas al año con expectativa a incrementar una adicional cada año después segundo año; ya que el horno sería más conocido en la ciudad de Arequipa. En caso de que el horno sea financiado por un banco este tiende a cobrar el 30% de interés y se tendría que aumentar la producción y precio de la madera a secar para que sea viable realizar el horno.



## CONCLUSIONES

- Se logró diseñar un Horno Solar para secado de madera con una capacidad de 13.09 m<sup>3</sup> o 700 tablones de madera los cuales serán secados aproximadamente en 15 días logrando así llegar casi al metro cubico por día de secado de madera. Tomando en cuenta los parámetros de operación de secado de la madera hasta 30% de humedad con un tiempo mucho menor que el método de secado al aire libre, el cual puede durar varios meses.
- Se logró determinar los factores que intervienen en el diseño del Horno Solar para su funcionamiento como: la temperatura del aire exterior, temperatura de la cámara, la velocidad recomendada a través de las pilas de madera para un adecuado secado de madera, la incidencia de radiación, dimensiones del horno, velocidad del viento exterior y dimensiones del colector, tipo de transferencia de calor con el aire a calentar y los materiales a usar.
- Se logró determinar los diferentes tipos de calor que intervienen en el Horno, específicamente el colector solar; ya que este presenta pérdidas de calor por convección y radiación que interactúan entre las diferentes partes como las pérdidas por radiación entre placa y cubierta, pérdidas por radiación entre cubierta y exterior, pérdidas por convección entre aire exterior y cubierta, y pérdidas por convección entre aire interior y cubierta.
- Para el diseño del horno se tomó en cuenta el uso de softwares especializados como el SAP2000 para estructuras metálicas que nos permite ver las cargas que soportara la estructura, como por ejemplo las cargas de viento y terremotos. El EES fue usado para el cálculo de ejercicios termodinámicos y uso de la carta psicrométrica; también se hizo uso del programa Excel para este tipo de cálculos termodinámicos. Para la parte eléctrica se consideró el programa CADe SIMU en donde se simulo el funcionamiento del circuito eléctrico. Para la automatización se hizo uso de un Arduino; y para su simulación se usó dos programas PROTEUS y el software en línea <https://www.tinkercad.com/> que facilito la simulación y programación de Arduino.
- Se logró diseñar un horno relativamente barato comparado con un horno convencional, considerando los materiales disponibles en el mercado local, ya que este está dirigido a pequeñas empresas o carpinterías donde no se puede disponer de hornos convencionales. Teniendo en cuenta la reducción de tiempo de secado la rentabilidad es alta; ya que, se puede recuperar la inversión en 5 años.

- Con el análisis de diferentes hornos para secado de madera se llegó a la conclusión que un horno solar es recomendable mayormente como un pre-secador ya que el consumo de energía para retirar el agua ligada (30% a 15%) es mucho mayor y con temperaturas un poco más altas; esto no quiere decir que el horno no pueda llegar hasta esos niveles de secado de humedad, pero tomaría mayor tiempo.



## RECOMENDACIONES

- Para la operación del horno es recomendable realizar pruebas de secado en los diferentes tipos de maderas a secar con el fin de realizar un programa de secado óptimo para cada tipo de madera. En este caso se tomó como base la madera Tornillo, pero se deberá hacer una prueba en físico para determinar el programa más adecuado.
- Para evitar que las maderas a secar se flexionen, se debe de colocar pesos sobre estas en la parte superior; además, se debe de colocar la madera sobre bases que dejen el paso de circulación de aire a través de la pila de madera.
- Se podría hacer uso de colectores de doble capa de vidrio que mejora su eficiencia de captación de calor; sin embargo, en este caso solo se usó el simple ya que está dirigido para que el costo del horno no sea muy alto.
- Se podría usar al horno solar como mixto agregándole un sistema de calefacción como caldera o resistencias eléctricas para calentar el aire que ingresa a los ventiladores y estos sean distribuidos a través del horno aumentando la temperatura del horno; así como también, se podría mejorar el control de la temperatura del horno.
- Para el caso de la estructura del horno se utilizó acero A36, pero se podría hacer uso de madera, ya que esta se encuentra más disponible en las madereras y reduciría su costo de instalación.
- Este horno fue diseñado para la ciudad de Arequipa, pero se podría implementar en la selva donde se extrae la madera; ya que solo variaría la incidencia de radiación y la variación de la inclinación del colector sería muy pequeña. Se le daría uso como un pre-secador de madera, para reducir costos en los hornos convencionales que funciona con quemadores a combustible mineral.
- Se puede hacer uso de esta tesis para un horno de 7.5m<sup>3</sup> de capacidad ya que el diseño fue considerado con dos pilas de maderas una junta a otra; por ende, si se desea usar la mitad solo se reduciría el largo del horno y seguiría cumpliendo su función.
- Para el secado de la madera existen varios programas de secado según la madera, pero estos son exclusivos para secado en hornos convencionales con quemadores, reguladores de temperatura y humidificadores; en nuestro caso se debe de tener en cuenta que las maderas no deben de ser mezcladas de diferentes espesores, ya que las de mayor espesor tardara más en secarse y requeriría de continua inspección de la humedad de la madera.

**REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Alianza en Energia y Ambiente con Centroamerica. (2008). *Secador hibrido (solar y biomasa) para departamento de masaya*. Ministerio de energia y minas.
- Arango Jhonson, A. (1990). *Secado de Madera. Manual, Primera Edicion*. Antioquia-Colombia: Servicio Nacional de Aprendizaje "SENA".
- Bond, B., Espinoza, O., & Araman, P. (2011). *Diseño y operacion de un secador solar de madera para paises tropicales*. Asheville: Departamento de Agricultura de los Estados Unidos, servicio Forestal.
- Calaminon. (2015). *Coberturas y cerramientos metalicos DR*. Obtenido de <http://www.calaminon.com/productos/coberturas/metlico/dr.html>
- Callata Umpire, C. (2014). *Diseño y Construcción de Horno Solar prototipo para secado de marea*. Cusco- Peru: Universidad Nacional de San Atonio Abad del Cusco. Tesis pregrado.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2020). *Transferencia de calor y masa* (6ta edicion ed.). Mexico: The McGraw-hill Companies.Inc.
- Centro de Innovación Productiva y Transferencia Tecnológica de la Madera CITE. (2017). *Manual para Operadores de secadores conveccionales para madera*. Lima-Peru: Omar Carrion Lopez.
- Centro de innovacion Tecnologica de la Madera. (2013). *Competencias basicas para la produccion industrial de madera*. Lima: Depósito Legal en la Biblioteca Nacional del Peru.
- Chambi Laura, V. N. (2018). *Estudio y Analisis de la actividad solar, radiacion solar global y radiacion UV en la ciudad de arequipa*. Arequipa: Universidad Naciona de San Agustin. Tesis Postgrado.
- Comisión Nacional Forestal Conafo. (2015). *Estufa solar de secado de madera*. Xalapa, Veracruz: Conafor.
- Cordoba Foglia, R. (2005). Conceptos Basicos sobre el secado de la Madera. *Revista Forestal Mesoamericana Kurú*, 2(5), 88-92.

- Coyago Toapanta, R., & Criollo Cajamarca, D. (2013). *Diseño termico de un horno para secado de madera con una capacidad de 23 metros cubis al mes*. Quito- Ecuador: Facultad de ingeniria mecanica, Escuela politecnica Nacional. Tesis pregrado.
- Dance Sifuentes, R., & Rojas Gutierrez, J. (2005). *Demanda de madera del corredor Sur Peruano*. Lima-Peru: WWF.
- Erica,Aslamientos- Estanqueidad. (2020). *Aislamiento Térmico*. Obtenido de <http://www.eric.es/web/aislamiento-termico/>
- Gordillo Andia, C. (2015). *Libro de estudio, Termodinamica II*. Arequipa: Universidad Catolica de Santa Maria.
- Instituto nacional de estadistica e informatica INEI. (2000). *Conociendo Arequipa*. Lima: Direccion departamental de Arequipa.
- Juares Rivera, R. M. (2018). *Diseño y evaluación de un sistema de energía distribuida para módulos de 3 KW alimentado con energía solar aplicado en la zona de Socabaya-Arequipa*. Arequipa: Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa. Tesis pregrado.
- Koulibaly, González. (2015). Modelacion de un Colector solar para calentamiento de aire. *Ingeniería Energética*, 36(3), 282-293.
- Lillo Bravo, I. (octubre de 2006). Perdidas de radiacion por inclinacion, orientacion y sombra. *Curso codigo tecnico de la edificacion DB-HE ahorro de energia*. Cadiz, España: Departamento de Ingenieria energetica.
- Maderas Hernap Export Madexo. (2020). Especificaciones tecnicas de la madera Tornillo. Madexo.
- Ministerio de Fomento. (2020). *Documento basico HE ahorro de energia HE4. Contribucion minima del agua caliente sanitaria*. Cádiz: Colegio Oficial de aparejadores y arquitectos técnicos de Cádiz.
- Ministerio de vivienda. (2006). *Norma E.020, Cargas*. Lima-Peru: El Peruano.
- Ministerio de vivienda. (2006). *Norma E.090 Estructuras Metalicas*. Lima - Peru: El Peruano.
- Ministerio de vivienda. (2015). *Norma E0.40, Vidrio*. Lima-Peru: El Peruano.

- Ministerio de vivienda. (2018). *Norma E.030, Diseño Sismorresistente 355-2018-Vivienda*. Lima - Peru: Republica del Perú. Obtenido de Norma E.030, Diseño Sismorresistente.
- Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería. (2021). *Energía solar*. Obtenido de <https://www.osinergmin.gob.pe/empresas/energias-renovables/energia-solar/que-es-la-energia-solar>
- Salas Garita, C., Moya Roque, R., & Cordoba Foglla, R. (2008). Diseño y construcción de un Secador solar para madera. *Revista Forestal Mesoamericana Kurú*, 5(14), 30-55.
- Sánchez. (2020). *Termodinámica Aplicada, Psicrometría*. Obtenido de <https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2009/05/tema-v-psicrometric3ada1.pdf>
- Sodeca. (2021). *Catálogos de ventilación*. Obtenido de <https://www.sodeca.com/es/catalogs>
- Statista. (2020). *Evolución anual de la tasa de inflación en Perú desde 2015 hasta 2025*. Obtenido de <https://es.statista.com/estadisticas/1190212/tasa-de-inflacion-peru/>
- Velayos. (2015). *Valor actual neto (VAN)*. Obtenido de <https://economipedia.com/definiciones/valor-actual-neto.html>
- WeatherOnline. (2021). *Humedad relativa, WeatherOnline*. Obtenido de <https://www.woespana.es/weather/maps/city>

## APÉNDICES

### Apéndice 1. Programación en software EES:

#### Temperaturas en el colector solar.

```

"DATOS"
//t_h=8:00hr           "horas del día"
h_al=0.54[m]           "altura de colector"
b_p=5.8[m]             "base de la placa del Colector"
l_p=3[m]              "largo de la placa del Colector"
l_v=3.91[m]           "largo de la cubierta de vidrio"
b_v=5.8[m]            "base de la cubierta de vidrio"

A_placa= b_p * l_p     "Área frontal de la placa del colector"
A_c= l_v * b_v         "Área frontal de la cubierta de vidrio"
A_sec= h_al * b_p     "Área de la sección del Colector"
Pe= 2*(b_p + h_al)    "Perímetro de la entrada del colector"
As= Pe * l_v          "Área de la superficie del Colector"

"DATOS DE TEMPERATURAS DEL COLECTOR"

"DATOS DEL EXTERIOR DEL COLECTOR"

T_cielo= 326.15[K]     "Temperatura del Cielo"
T_ext= 288[K]          "Temperatura exterior"
P_atm=76.6[kPa]       "Presión Atmosférica"

rho_ext=Density(Air_ha,T=T_ext,P=P_atm)
"Densidad del aire exterior"
k_airext=Conductivity(Air_ha,T=T_ext,P=P_atm)
"Conductividad térmica del aire exterior"
mu_ext=Viscosity(Air_ha,T=T_ext,P=P_atm)
"Viscosidad Dinámica"
Cp_ext=Cp(Air_ha,T=T_ext,P=P_atm)
"Calor específico exterior"
Pr_ext=Prandtl(Air_ha,T=T_ext,P=P_atm)
"Numero de Prandtl para exterior"
Vp_ext= 2.861[m/s]     "Velocidad del aire exterior"

"DATOS DE LA PALCA Y COLECTOR"

//I_r=700[W/m^2]       "intensidad de radiación"

sigma=sigma#          "Constante de Stefan-Boltzman"
epsilon_p=0.97         "Emisividad de la Placa Absorbedor"
alpha_p=0.97          "Absortividad de la Placa Absorbedor"
epsilon_c=0.94         "Emisividad de la Cubierta"
tau_c=0.78            "transmitividad de la cubierta"

k_p= 50[W/m*K]        "Conductividad de la placa "
d=3[mm]               "Espesor de la Placa Absorbedora"

"Cálculos para Energía de entrada a la placa, cubierta y sus respectivas temperaturas"

E_ep= (tau_c*alpha_p)*I_r "Energía de entrada a la placa absorbadora"

```

$E_{ec}=(1-\tau_{c})\cdot I_r$  "Energía de entrada a la cubierta de Vidrio"  
 $T_{pk}=(E_{ep}/(\epsilon_p\cdot\sigma))^{\wedge}(1/4)$  "Temperatura de la Placa absorbedora"  
 $T_p=T_{pk}-273.15[K]$

$Re_{ext}=(V_p\cdot b_v\cdot\rho_{ext})/\mu_{ext}$  "Numero de Reynoldt exterior"  
 $N_{Uext}=(0.037\cdot(Re_{ext}^{\wedge}0.8)-871)\cdot Pr_{ext}^{\wedge}(1/3)$  "Numero de Nusselt Exterior"

$h_{aext}=(N_{Uext}\cdot k_{airext}/l_v)$  "Coeficiente de transferencia de calor del aire exterior"  
 $T_{ck}=(E_{ec}/h_{aext})+(T_{ext})$  "Temperatura de la cubierta de vidrio"  
 $T_c=T_{ck}-273.15[K]$

$T_{mk}=(T_{ck}+T_{pk})/2$  "Temperatura medias o temperatura del aire"  
 $T_m=T_{mk}-273.15[K]$

#### "DATOS DEL INTERIOR DEL COLECTOR"

$P_{cole}=76.6[kPa]$  "Presion en el Colector"  
 $\rho=Density(Air_{ha},T=T_{mk},P=P_{cole})$  "Densidad del aire"  
 $k=Conductivity(Air_{ha},T=T_{mk},P=P_{cole})$  "Conductividad termica del aire"  
 $\mu_{in}=Viscosity(Air_{ha},T=T_{mk},P=P_{cole})$  "Viscocidad Dinamica"  
 $C_p=C_p(Air_{ha},T=T_{mk},P=P_{cole})$  "Calor específico del aire"  
 $Pr=Prandtl(Air_{ha},T=T_{mk},P=P_{cole})$  "Numero de Prandtl en el colector"  
 $V_p=2.8[m/s]$  "Velocidad del aire en el colector"

#### "ENERGIA GANADA POR EL AIRE INTERIOR DEL COLECTOR"

"Calculando el coeficiente de tranferencia de calor del aire dentro del coector"  
 $D_h=4\cdot A_{SEC}/Pe$  "Diametro hidraulico"  
 $Re=(V_p\cdot D_h\cdot\rho)/\mu_{in}$  "Numero de Reynoldt del aire interiro"  
 $N_u=(0.023\cdot Re^{\wedge}(0.8))\cdot Pr^{\wedge}0.4$  "Numero de Nusselt Interior"  
 $h=(k\cdot N_u)/D_h$  "Coeficiente de transferencia de calor"

"Calculando la temperatura del aire de salida del Colector"  
 $T_{iaire}=15.23[C]$  "temperatura del aire al ingreso del colector"  
 $m_{aire}=\rho\cdot A_{sec}\cdot V_p$  "Flujo masico dentro del colector"  
 $exp_i=\exp(-((h\cdot A_s)/(m_{aire}\cdot C_p)))$   
 $T_s=T_m-(T_m-T_{iaire})\cdot exp_i$  "temperatura de salida del aire del colector"

### Flujo másico de aire para secado de la madera.

#### "DATOS"

$V_{aire}=1.5 [m/s]$  "Velocidad Recomendada"  
 $A_p=9.85[m^{\wedge}2]$  "Area de la Pila de Madera"  
 $n_t=25$  "Numero de fila de tablonos"

A<sub>t</sub>=0.25[m<sup>2</sup>] "Area del tablon de Madera"  
 A<sub>e</sub>=0.0006[m<sup>2</sup>] "Area de los Espaciadores de Madera"  
 S<sub>pared</sub>=0.40[m] "Separacion con las paredes y la pila de madera"  
 H<sub>horno</sub>=2.5[m] "Altura menor del horno solar"  
 A<sub>pedes</sub>=0.0004[m<sup>2</sup>] "Area de Pedestales"  
 A<sub>pesos</sub>=0.0004[m<sup>2</sup>] "Area de los peso para la pila de Madera"

"Calculando el Area Libre para la Pila de madera"

A<sub>libre</sub>=(A<sub>p-n</sub>\*t\*(A<sub>t</sub>+5\*A<sub>e</sub>))+2\*(S<sub>pared</sub>\*H<sub>horno</sub>)+A<sub>pedes</sub>+A<sub>pesos</sub>

"Calculando la presion de la Camara del Horno"

T<sub>in</sub>=14.5[C] "Temperatura de ingreso del aire"  
 T<sub>camara</sub>=40[C] "Temperatura Final de la Camara"

"Calculando el Caudal y el Flujo masico para la Velocidad recomendada"

P<sub>camara</sub>=76.6[kPa] "Presion de la Camara"  
 rho<sub>aire</sub>=Density(Air<sub>ha</sub>,T=T<sub>camara</sub>,P=P<sub>camara</sub>)  
 "Densidad del aire"  
 Q<sub>caudal</sub>=A<sub>libre</sub>\*V<sub>aire</sub> "Caudal del aire"  
 m<sub>flujo</sub>=rho<sub>aire</sub>\*Q<sub>caudal</sub> "Flujo Masico del aire"

### Circulación del aire dentro del horno

"PUNTO 1"

//T[1]=14.5[C]  
 P1=76.6[kPa]  
 //rh[1]=0.50  
 //m[1]=3.648[kg/s]  
 wb[1]=WetBulb(AirH2O,T=T[1],r=rh[1],P=P1)  
 h[1]=Enthalpy(AirH2O,T=T[1],r=rh[1],P=P1)  
 omega[1]=HumRat(AirH2O,T=T[1],r=rh[1],P=P1)

"PUNTO 2"

//T[2]=20.05[C]  
 m[2]=7.063[kg/s]-m[1]  
 //rh[2]=0.50  
 omega[2]=HumRat(AirH2O,T=T[2],r=rh[2],P=P1)  
 wb[2]=WetBulb(AirH2O,T=T[2],r=rh[2],P=P1)  
 h[2]=Enthalpy(AirH2O,T=T[2],r=rh[2],P=P1)

"PUNTO 3"

m[3]=m[1]+m[2]  
 omega[3]=(m[1]\*omega[1]+m[2]\*omega[2])/m[3]  
 h[3]=(m[1]\*h[1]+m[2]\*h[2])/(m[2]+m[1])  
 T[3]=Temperature(AirH2O,h=h[3],w=omega[3],P=P1)  
 rh[3]=RelHum(AirH2O,T=T[3],w=omega[3],P=P1)  
 wb[3]=WetBulb(AirH2O,T=T[3],r=rh[3],P=P1)

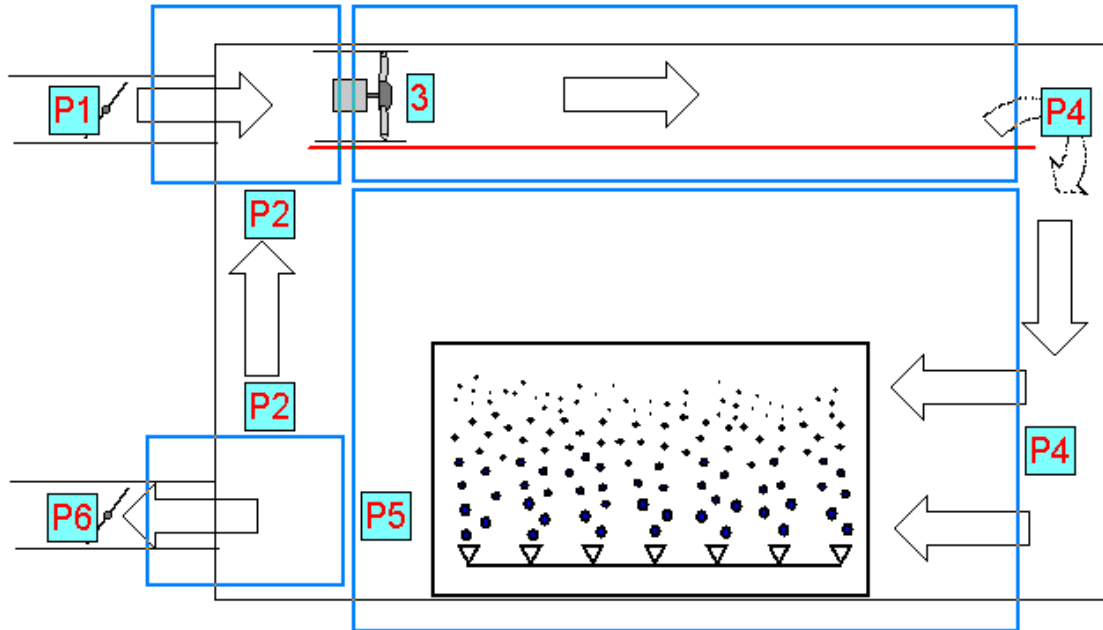
"PUNTO 4"

//T[4]=30[C]  
 m[4]=m[3]  
 omega[4]=omega[3]  
 rh[4]=RelHum(AirH2O,T=T[4],w=omega[4],P=P1)  
 wb[4]=WetBulb(AirH2O,T=T[4],r=rh[4],P=P1)  
 h[4]=Enthalpy(AirH2O,T=T[4],r=rh[4],P=P1)

"PUNTO 5"

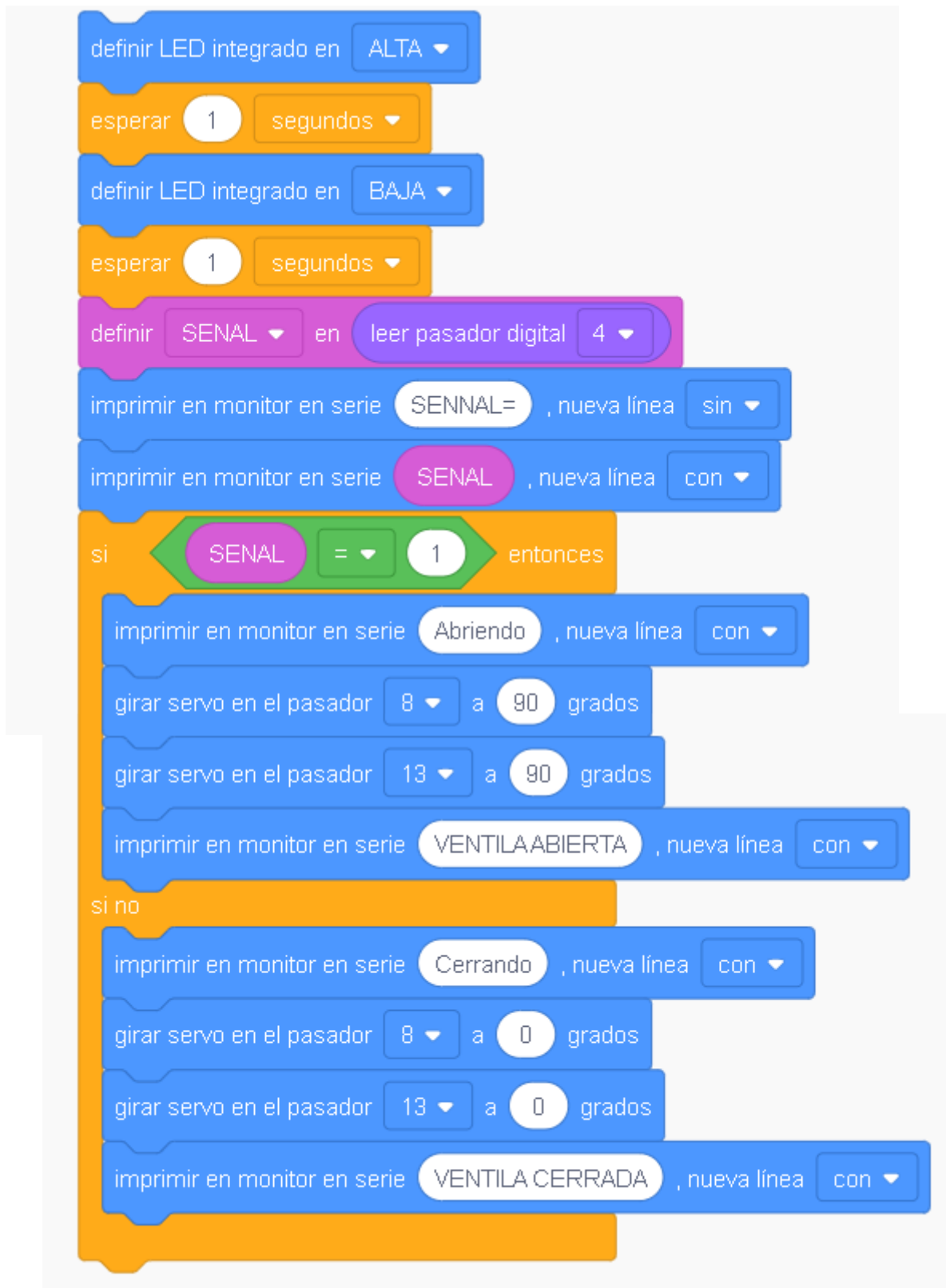
wb[5]=wb[4]

```
//rh[5]=0.75
m[5]=m[4]
omega[5]=HumRat(AirH2O,B=wb[5],r=rh[5],P=P1)
T[5]=Temperature(AirH2O,B=wb[5],w=omega[5],P=P1)
h[5]=Enthalpy(AirH2O,T=T[5],w=omega[5],P=P1)
```



## Apéndice 2. Arduino y control

### Programación del Arduino por bloque



```

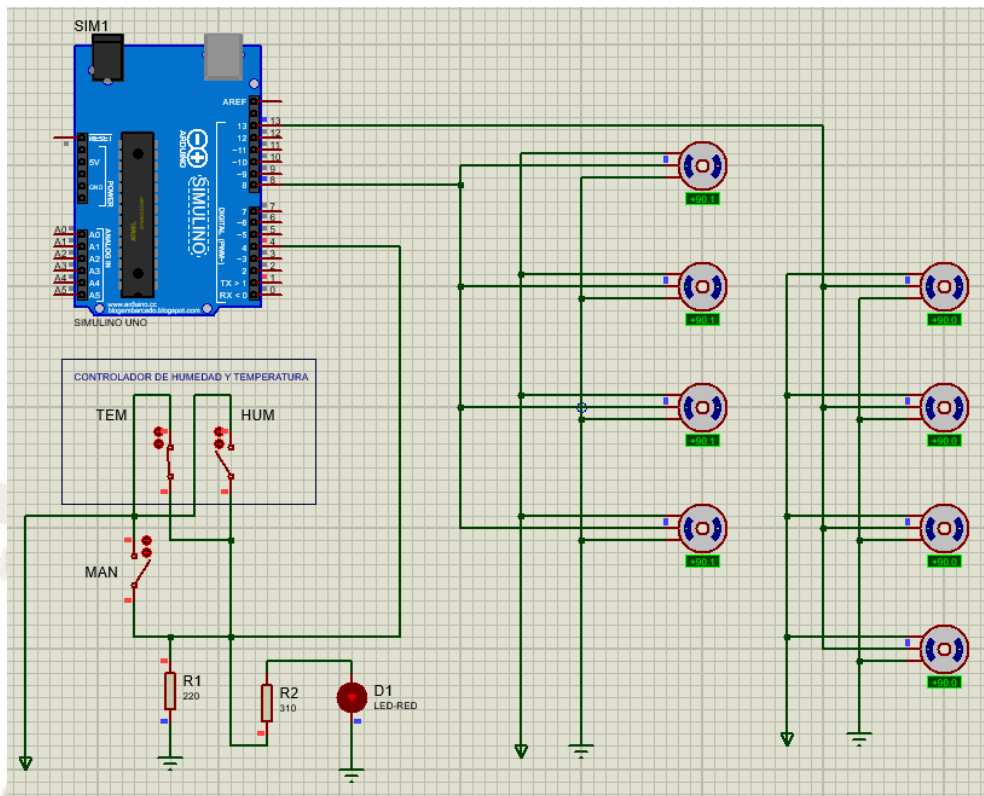
definiir LED integrado en ALTA
esperar 1 segundos
definiir LED integrado en BAJA
esperar 1 segundos
definiir SENAL en leer pasador digital 4
imprimir en monitor en serie SENNAL= , nueva línea sin
imprimir en monitor en serie SENAL , nueva línea con
si SENAL = 1 entonces
  imprimir en monitor en serie Abriendo , nueva línea con
  girar servo en el pasador 8 a 90 grados
  girar servo en el pasador 13 a 90 grados
  imprimir en monitor en serie VENTILAABIERTA , nueva línea con
si no
  imprimir en monitor en serie Cerrando , nueva línea con
  girar servo en el pasador 8 a 0 grados
  girar servo en el pasador 13 a 0 grados
  imprimir en monitor en serie VENTILA CERRADA , nueva línea con
  
```

### Programación por texto

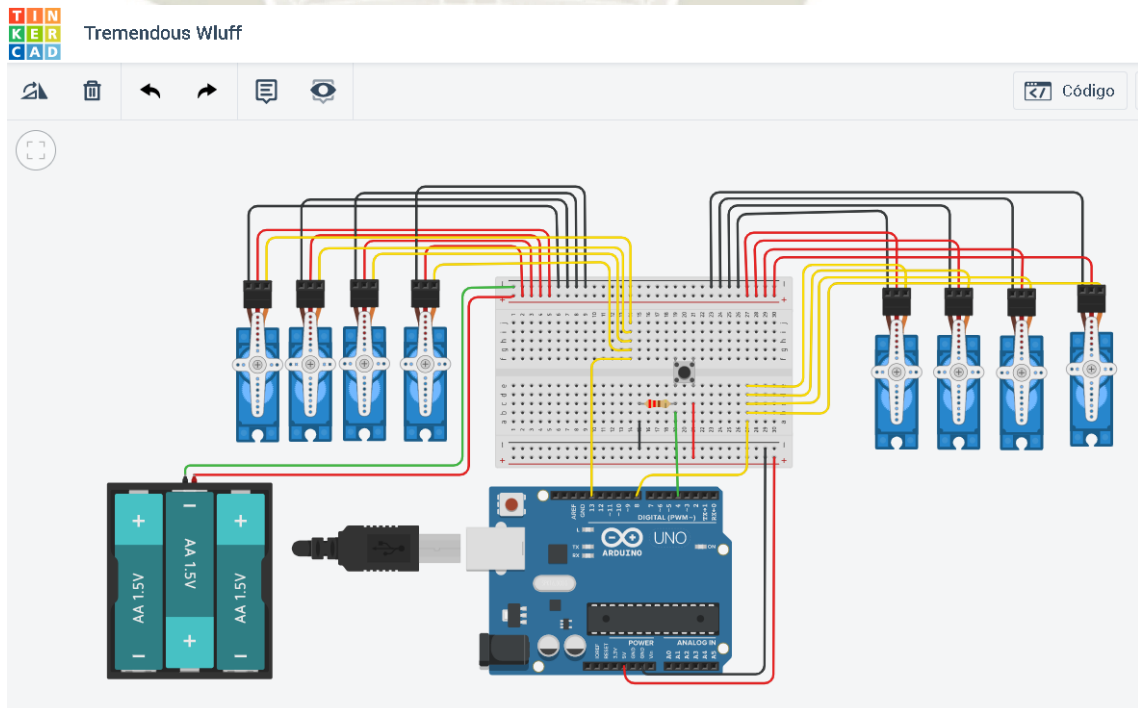
```
#include <Servo.h>
int SENAL = 0;
Servo servo_8;
Servo servo_13;
void setup()
{
  pinMode(13, OUTPUT);
  pinMode(4, INPUT);
  Serial.begin(9600);
  servo_8.attach(8, 500, 2500);
  servo_13.attach(13, 500, 2500);
}
void loop()
{
  digitalWrite(13, HIGH);
  delay(1000); // Wait for 1000 millisecond(s)
  digitalWrite(13, LOW);
  delay(1000); // Wait for 1000 millisecond(s)
  SENAL = digitalRead(4);
  Serial.print("SENNAL=");
  Serial.println(SENAL);
  if (SENAL == 1) {
    Serial.println("Abriendo");
    servo_8.write(90);
    servo_13.write(90);
    Serial.println("VENTILA ABIERTA");
  } else {
    Serial.println("Cerrando");
    servo_8.write(0);
    servo_13.write(0);
    Serial.println("VENTILA CERRADA");
  }

  digitalWrite(4);
}
}
```

### Simulación de servos e interruptor manual con PROTEUS



Simulación de Arduino en software en línea <https://www.tinkercad.com/>



## ANEXOS

### Anexo 1. Servomotor considerado para la apertura de las ventilas



#### 30KG Servo 180 /270 grado:

Aplicar Medio ambiente condición:

1. Rango de temperatura de almacenamiento:  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 80\text{ }^{\circ}\text{C}$
2. Rango de temperatura de funcionamiento:  $-25\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$

La prueba estándar de medio ambiente:

1. Rango de temperatura:  $25\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$
2. Rango de humedad:  $65\% \pm 10\%$

Mecánica especificación:

1. Tamaño:  $40,0 \times 20,5 \times 40,5\text{ mm}$
2. Peso:  $56\text{ g} \pm 2\text{ g}$
3. Tipo de engranaje: 5 Metal
4. Angulo de límite:  $360\text{ }^{\circ}$
5. Rodamiento: 2BB
6. Engranaje de bocina estriado: 25T diámetro: 5,9mm
7. Tipo de bocina: plástico, POM
8. Cárcasa: Plásticos de Ingeniería (PBT)+ aleación de aluminio
9. Conector inalámbrico  $\text{mm} \pm 5\text{ mm}$
10. motor de escobillas de carbono

Especificación eléctrica:

1. Voltaje de funcionamiento:  $4,8\text{ V} - 7,2\text{ V}$
2. Velocidad sin carga:  $0,24\text{ segundos}/60\text{ }^{\circ} - 0,17\text{ segundos}/60\text{ }^{\circ}$
3. Corriente diurna:  $140\text{ mA} - 200\text{ mA}$
4. Par máximo de freno:  $29,5\text{ kg.cm} - 32\text{ kg.cm}$
5. Corriente de parada:  $2600\text{ mA} \pm 10\% - 3400\text{ mA} \pm 10\%$
6. Rango de tensión de funcionamiento:  $4,8 - 7,2\text{ V}$

Especificación de Control:

1. Señal de comando: modificación del ancho de pulso
2. Tipo de amplificador: controlador Digital
3. Rango de ancho de pulso:  $500 \sim 2500\text{ usec}$
4. posición Neutral:  $1500\text{ usec}$
5. Grado de funcionamiento:  $\pm 3\text{ }^{\circ} 180\text{ }^{\circ}$  (cuando  $500 \sim 2500\text{ usec}$ )
6. Anchura de la correa muerta:  $5\text{ usec}$
7. Dirección de rotación: en sentido antihorario (cuando  $1000 \sim 2000\text{ usec}$ )

## Anexo 2. Controlador de Temperatura y Humedad

### SHT 2000 CONTROLADOR DE TEMPERATURA Y HUMEDAD

- Tiene contacto para controlar calor y otro contacto para controlar humedad.
- Parámetros del producto:
- Rango de temperatura: -20 + 60C
- Rango de humedad: 0-100% RH
- Precisión de control: 0,3% RH
- Voltaje de funcionamiento: 110-220 V
- Potencia de carga: 2200 W
- Tamaño de apertura: 70 mm "28 mm"
- Capacidad de salida: 10 A (salida directa)
- Peso neto: 127 g
- Sonda de detección: sensor integrado (1 m)
- Material de la carcasa: carcasa de plástico ABS ignífugo





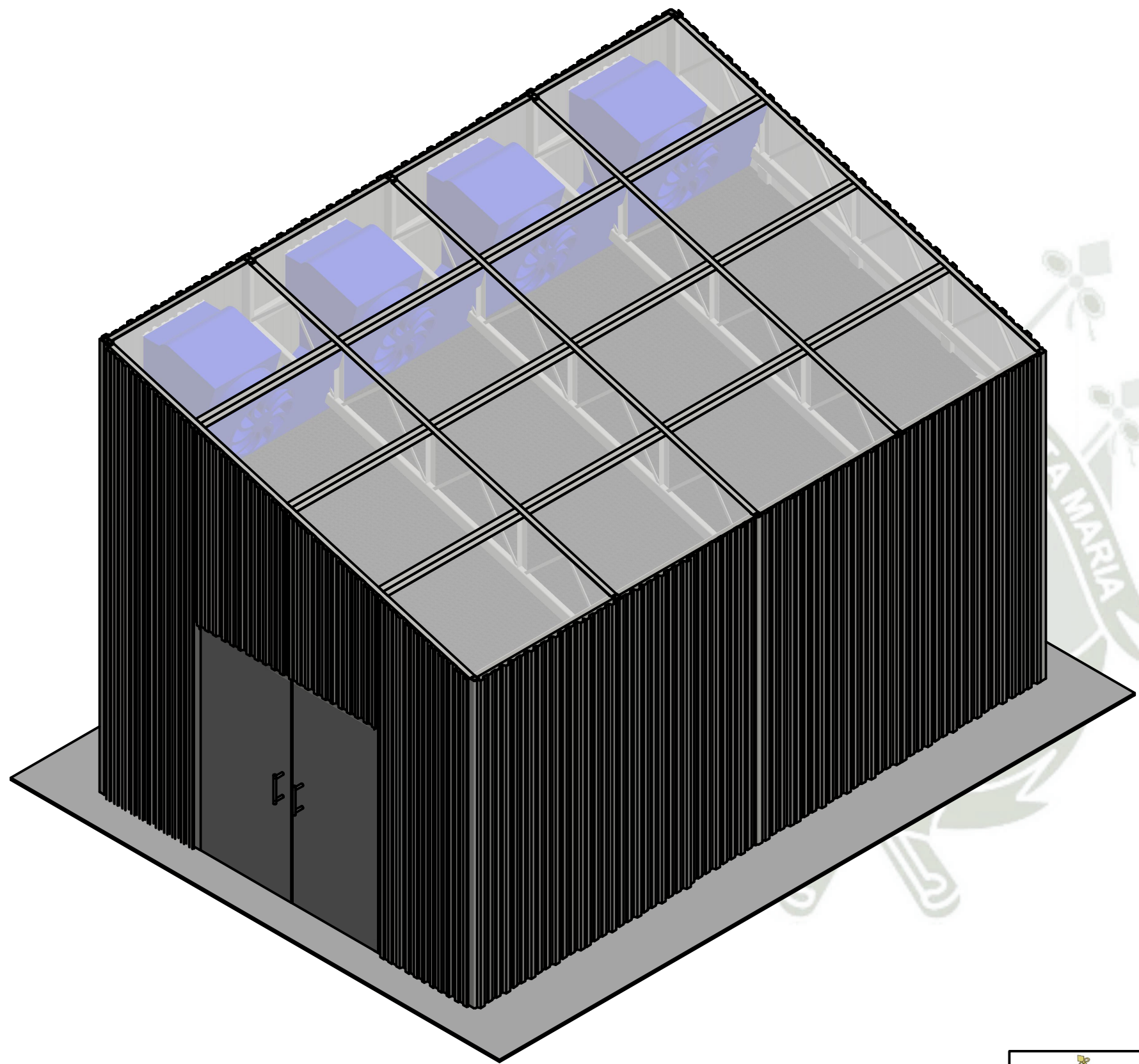
### Anexo 3. Termostato

#### CONTROLADOR TEMPERATURA DIGITAL STC 1000

- Material: ABS + Plástico
- Sensor : NTC Sensor (1 PZA)
- Temperatura Rango de control: -50 ~ 99 °C (ajustable)
- Temperatura: Rango de medición: -50 ~ 99 °C
- Fuente de alimentación: 110 ~ 220V AC
- Retardo de error del sensor: 1 minuto
- Cable: Longitud de sonda 1 M (incluye el sensor)
- Precisión:  $\pm 1$  °C (-50 ~ 70 °C)
- Capacidad de contactos: Cool (10A/220V); Heat (10/220V)
- Consumo de energía: <3 W
- Temperatura de funcionamiento Controlador: 0 ~ 60 °C
- Empaque: Cartón box
- Tamaño: 8.5\*7.5\*3.45cm
- panel frontal 7.5\*3.45cm
- Resolución: 0,1 °C
- Peso neto: 120g
- Peso: 140g







VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1:40



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRONICA

TEMA:

DISEÑO:

REVISADO:

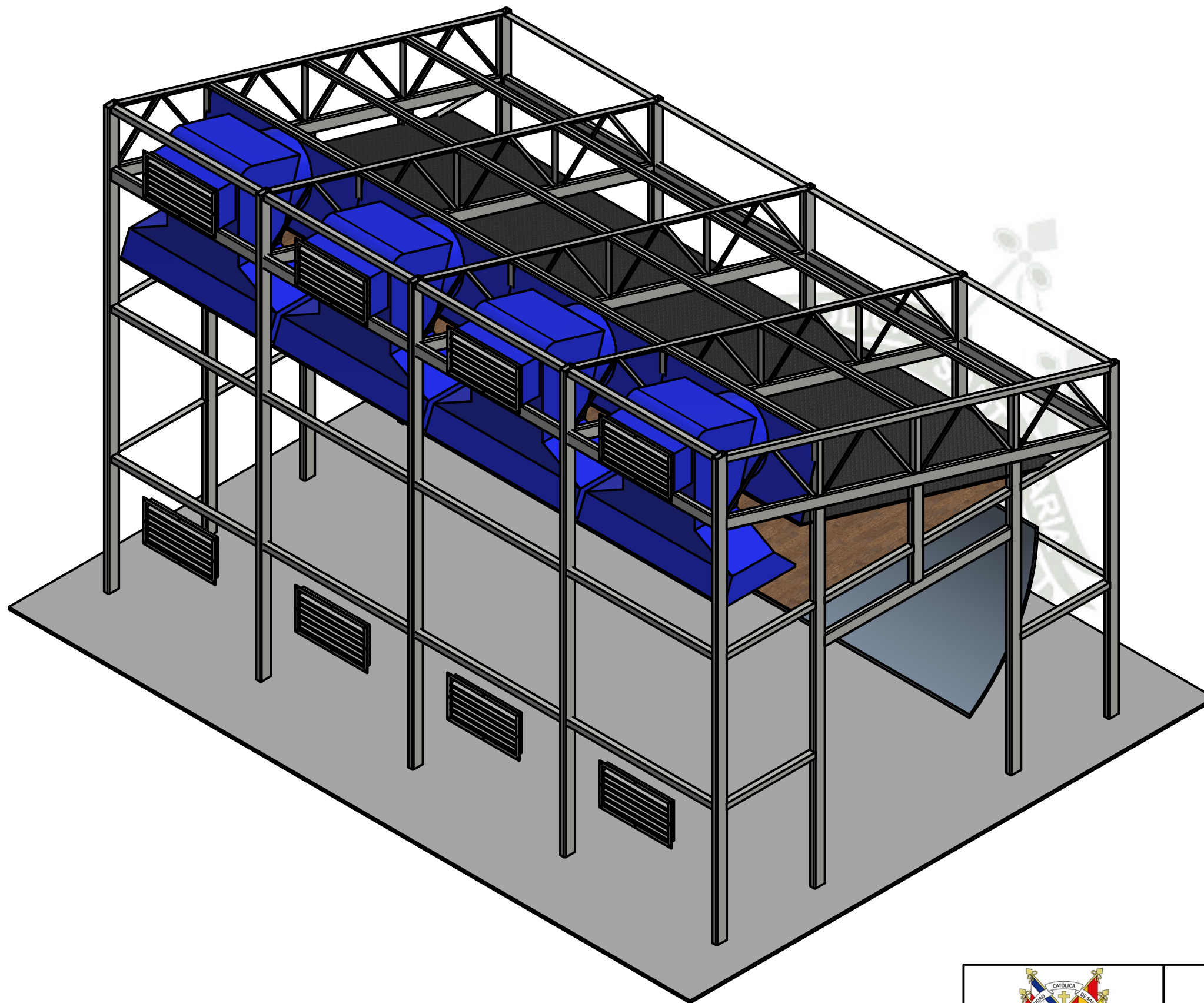
DIBUJADO:

LAMINA:

01

FECHA:

ESCALA: INDICADA



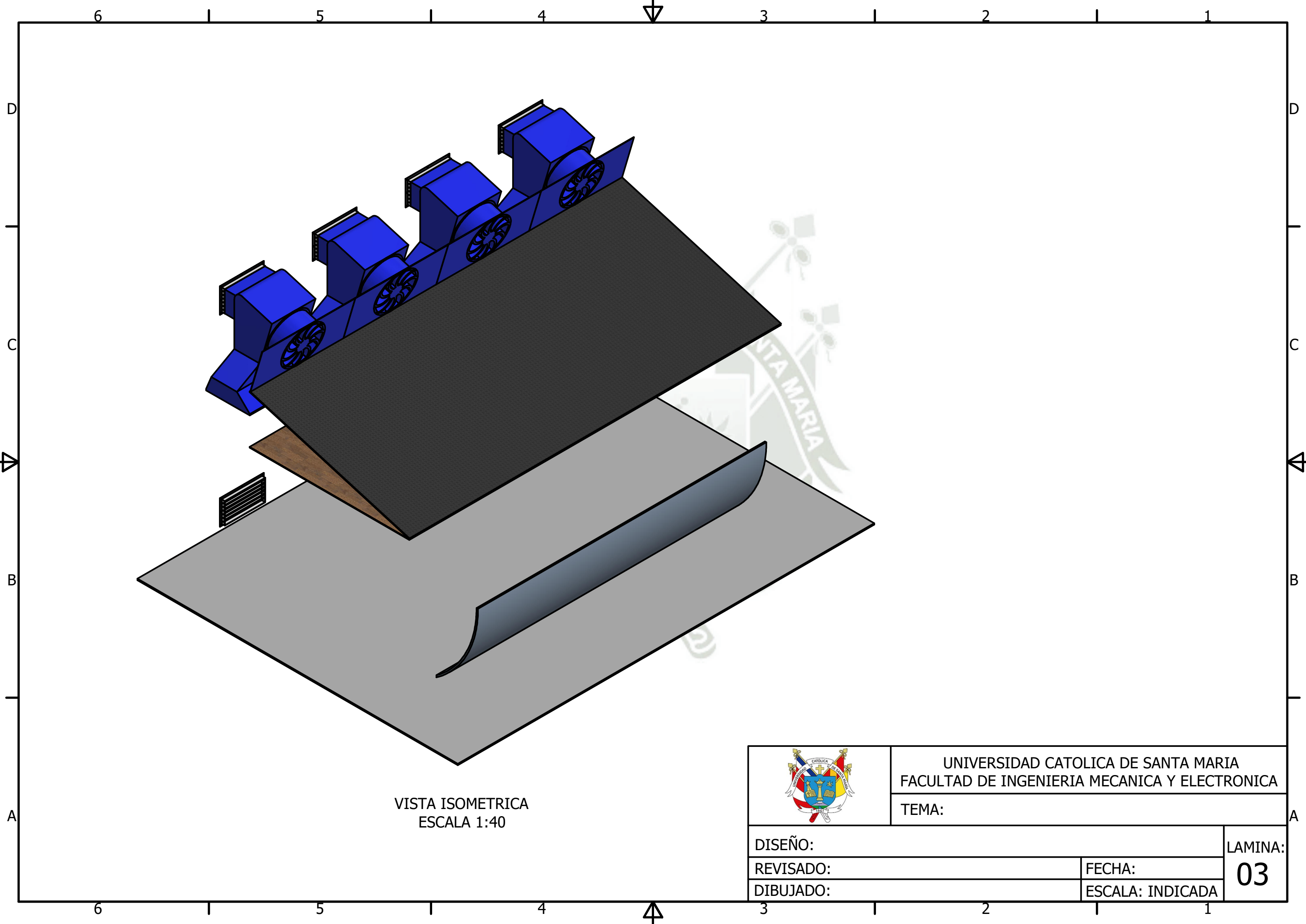
VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1:30



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRONICA

TEMA:

DISEÑO:		LAMINA: <b>02</b>
REVISADO:	FECHA:	
DIBUJADO:	ESCALA: INDICADA	



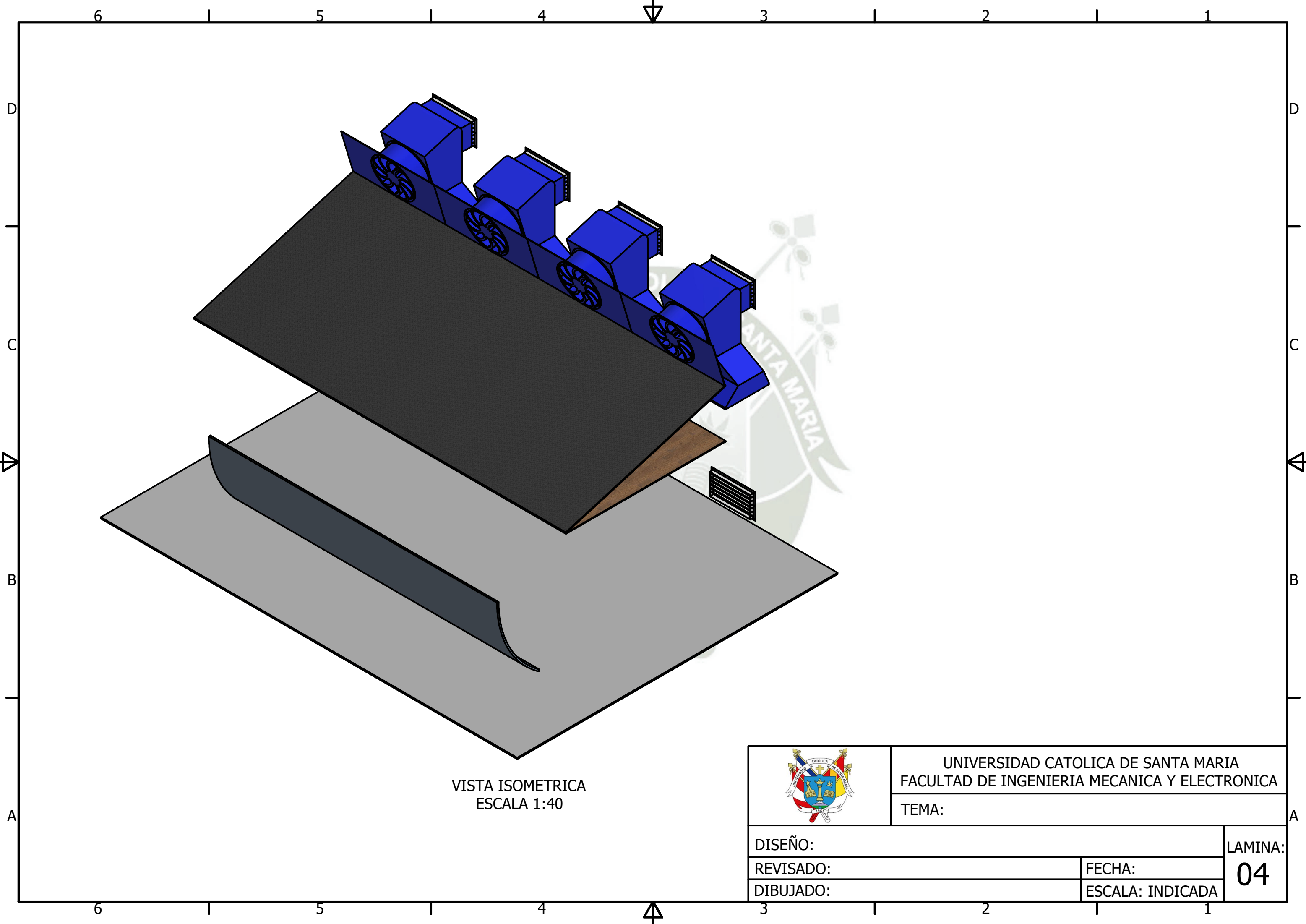
VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1:40



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRONICA

TEMA:

DISEÑO:		LAMINA: <b>03</b>
REVISADO:	FECHA:	
DIBUJADO:	ESCALA: INDICADA	



VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1:40



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRONICA

TEMA:

DISEÑO:

REVISADO:

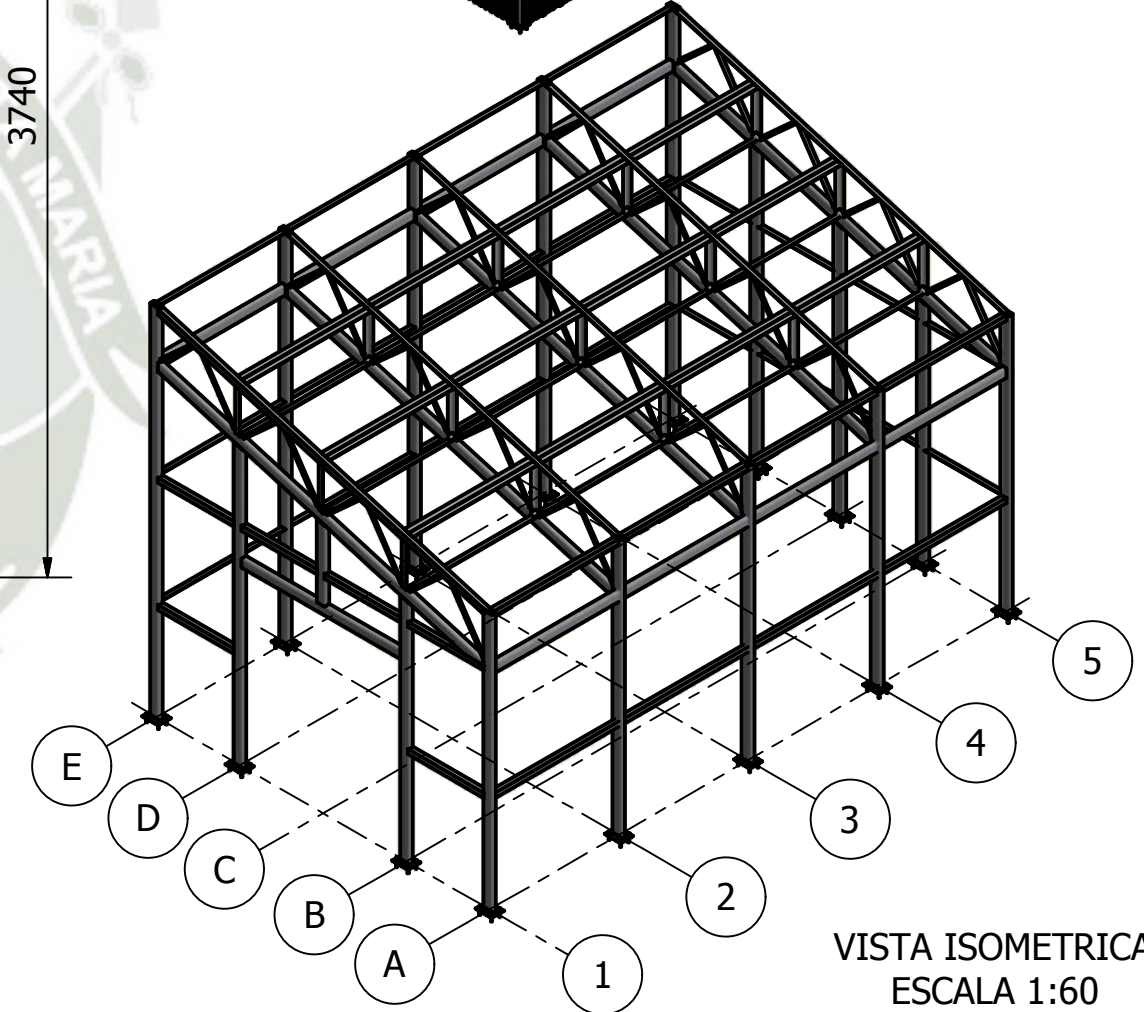
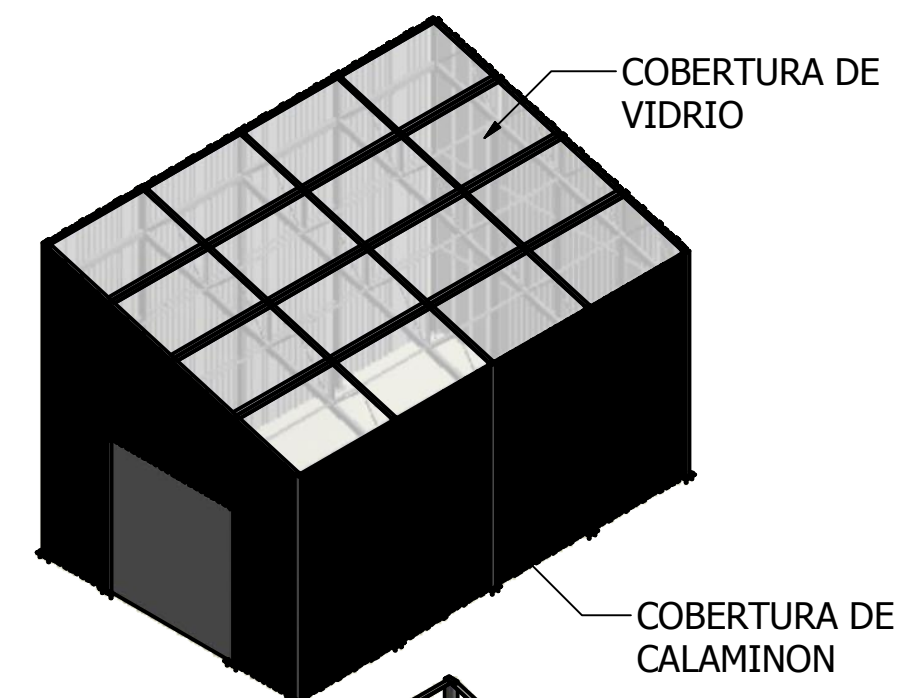
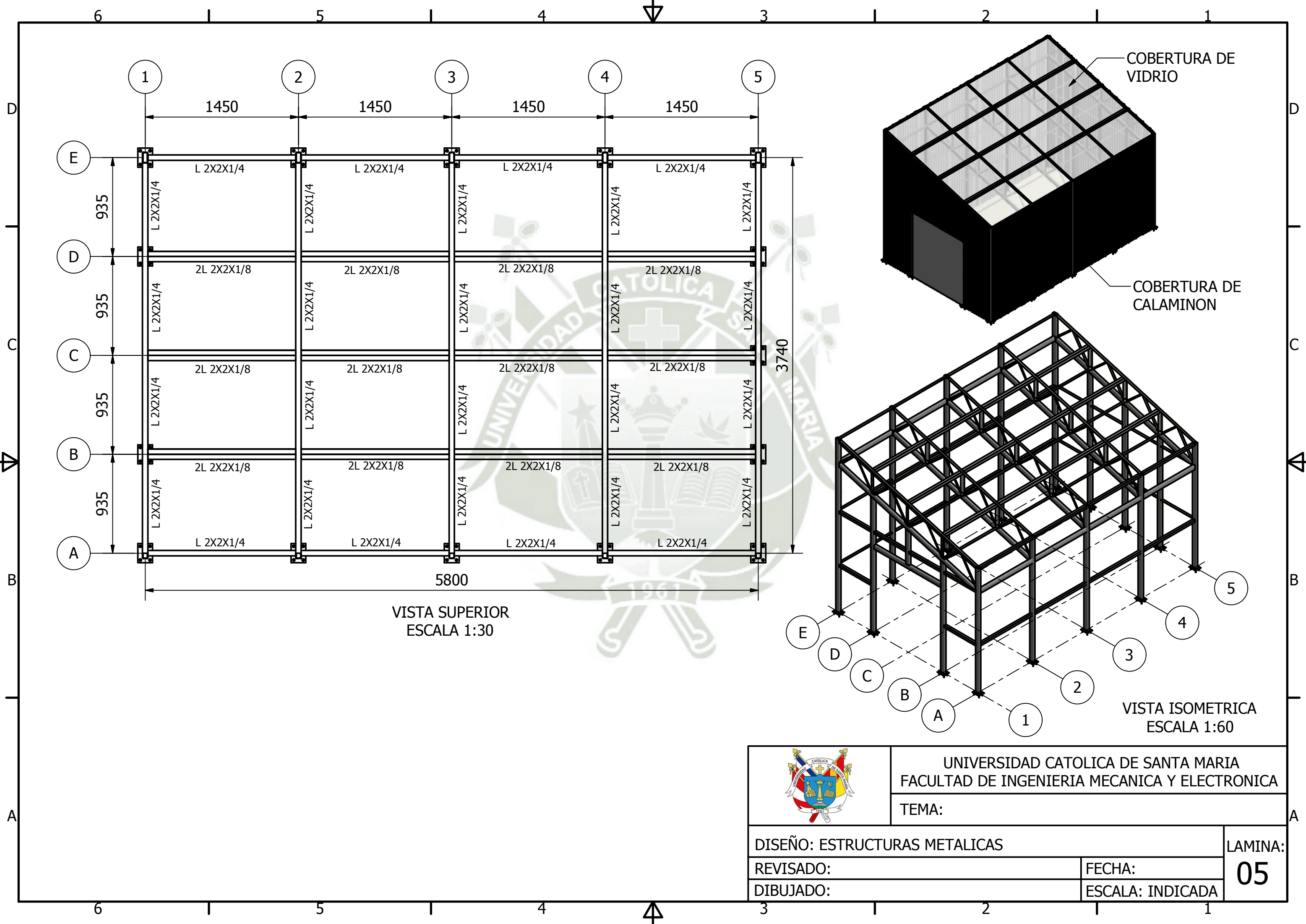
DIBUJADO:

FECHA:

ESCALA: INDICADA

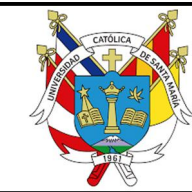
LAMINA:

04



VISTA SUPERIOR  
ESCALA 1:30

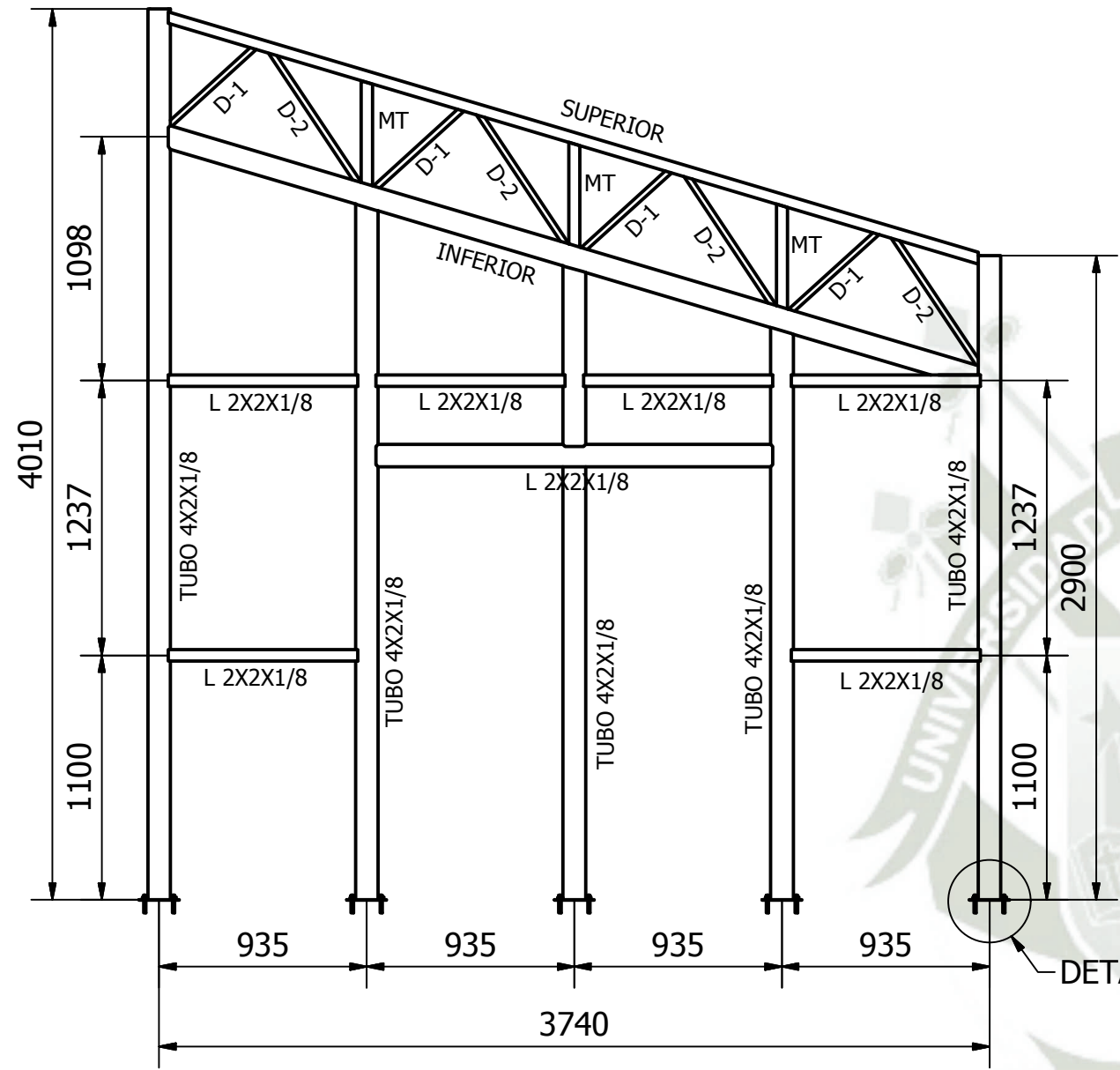
VISTA ISOMETRICA  
ESCALA 1:60



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRONICA

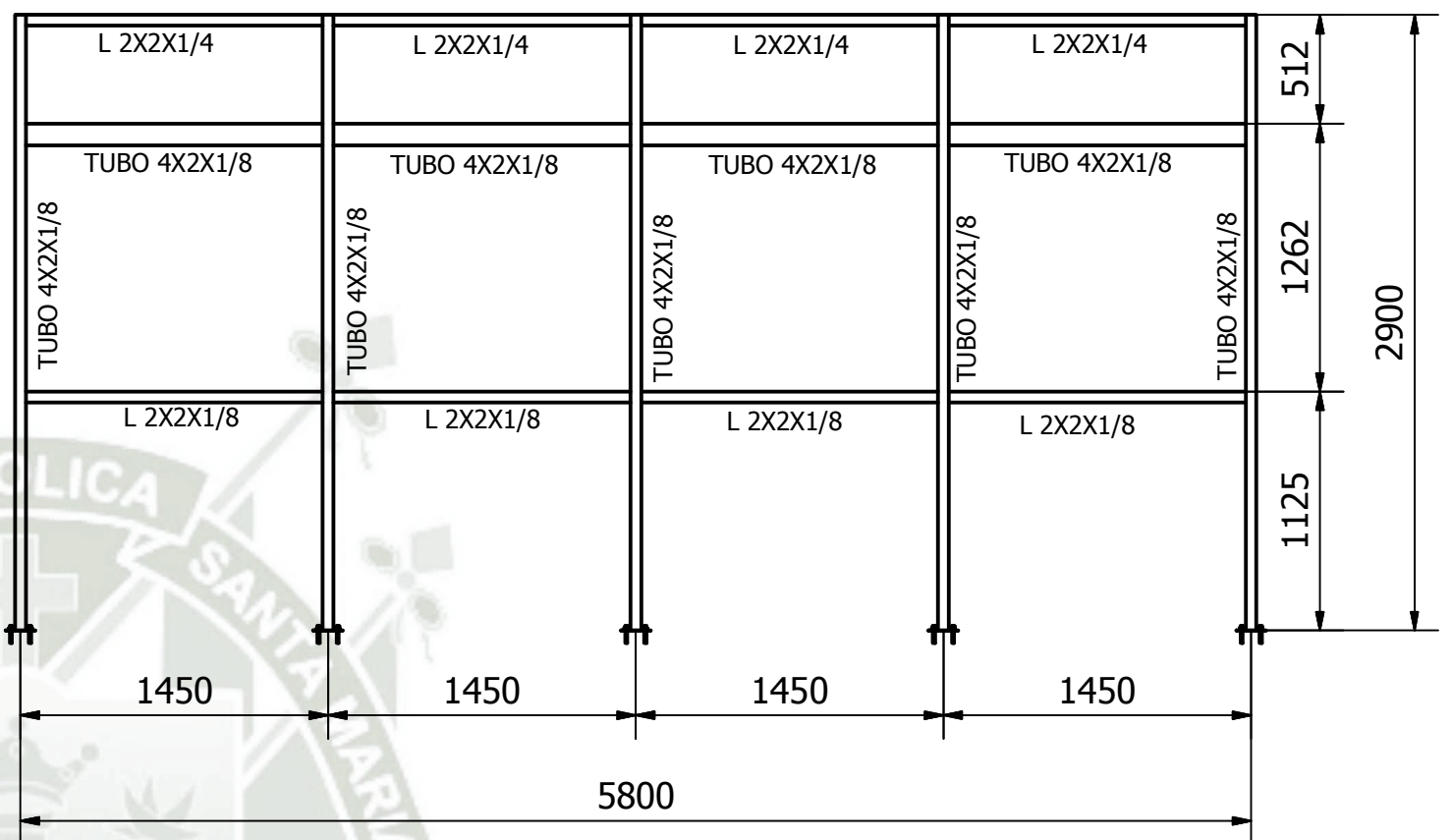
TEMA:

DISEÑO: ESTRUCTURAS METALICAS		LAMINA: <b>05</b>
REVISADO:	FECHA:	
DIBUJADO:	ESCALA: INDICADA	



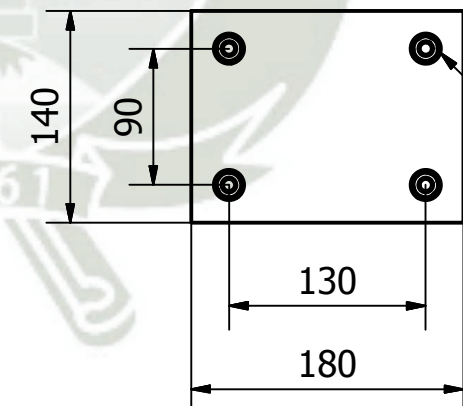
ELEVACION EJE 1  
ESCALA 1:30

ARMADURA EJE 1			
MIEMBRO	DESCRIPCION	LONGITUD	CANTIDAD
SUPERIOR	L 2X2X1/4	3805	1
INFERIOR	TUBO 4X2X1/8	3795	1
D-1	L 1X1X1/8	564	4
D-2	L 1X1X1/8	754	4
MT	L 2X2X1/8	457	3



ELEVACION EJE A  
ESCALA 1:40

DETALLE 1



DETALLE 1  
ESCALA 1:5

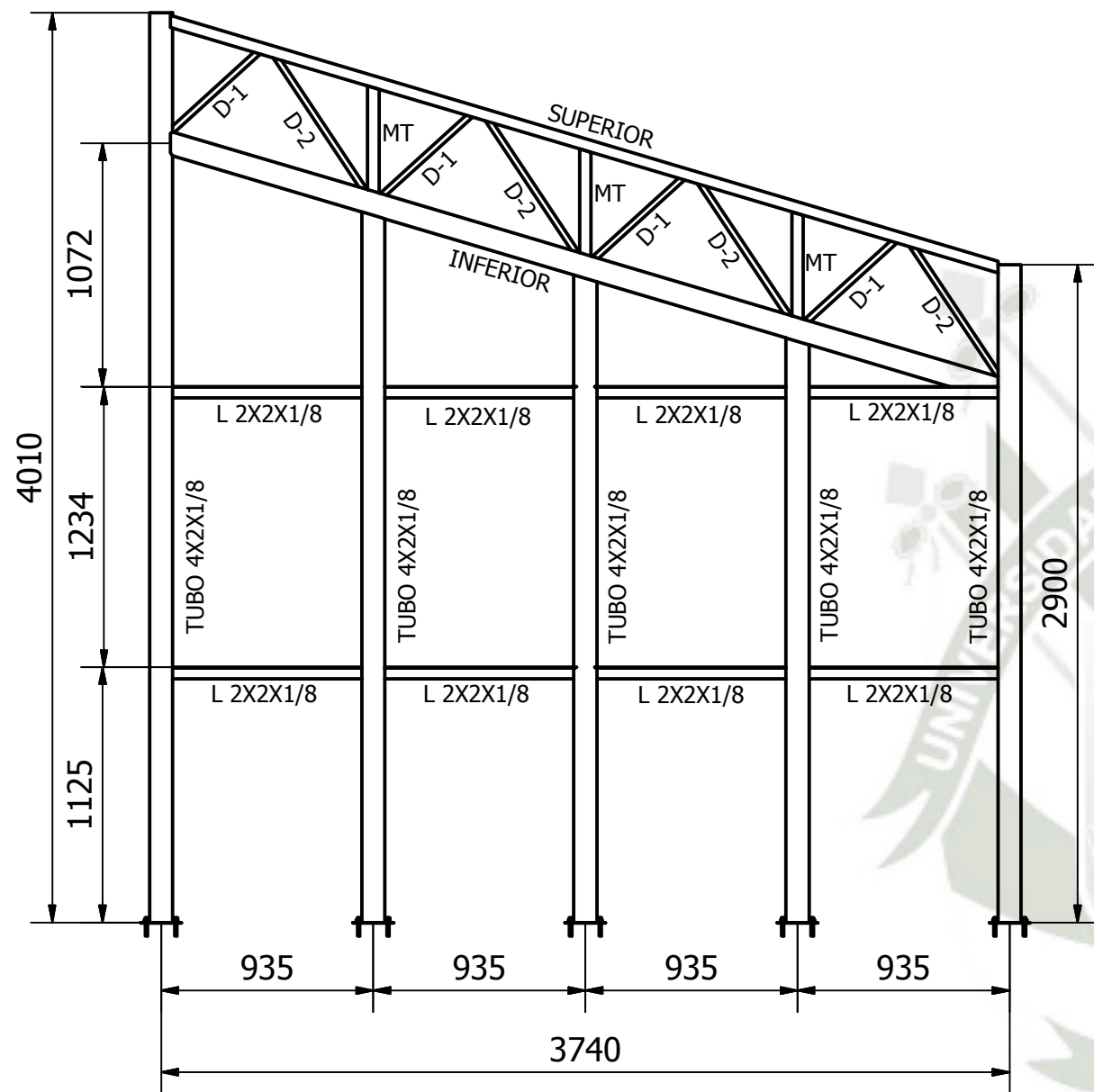


UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRONICA

TEMA:

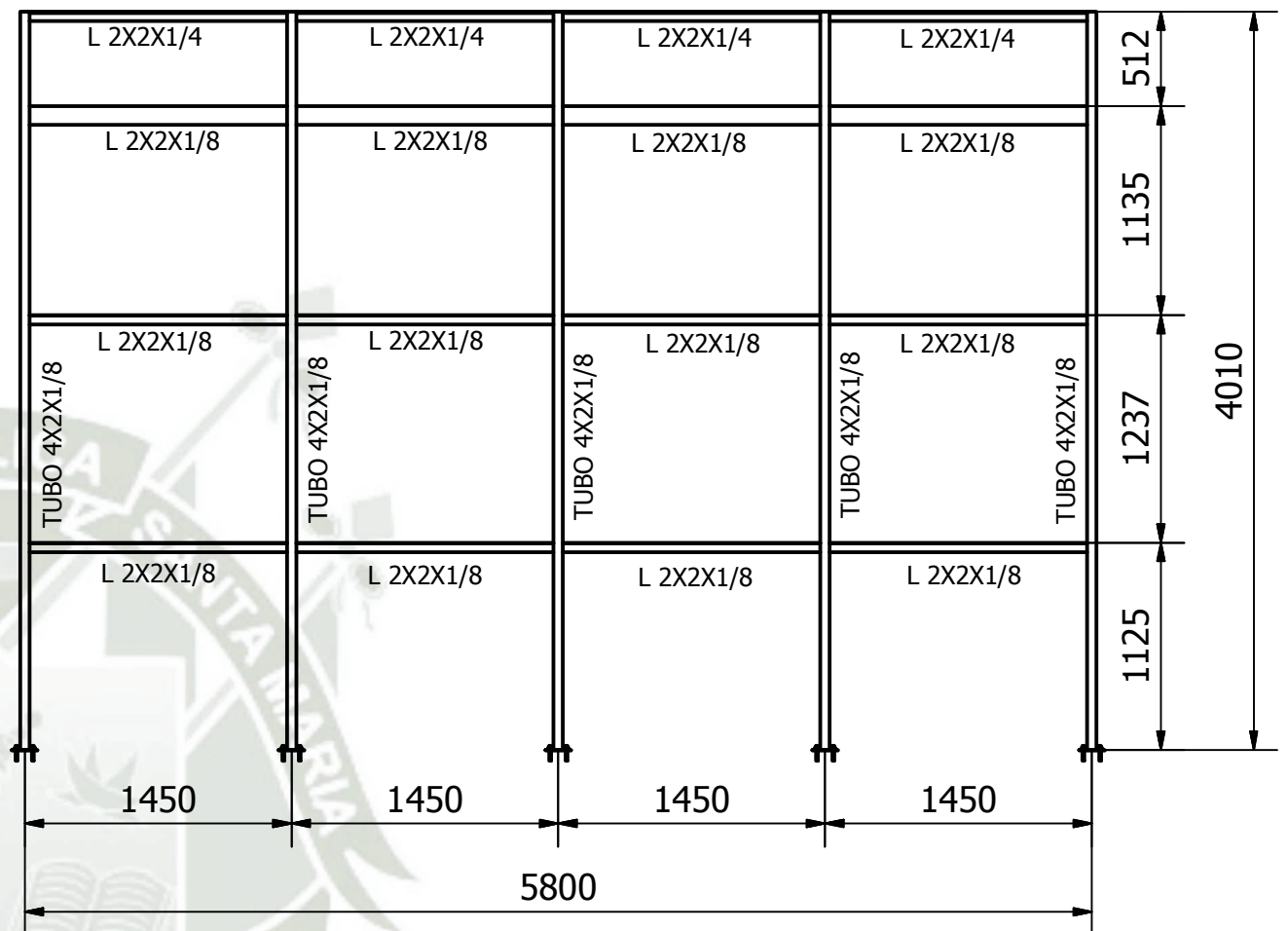
DISEÑO: ESTRUCTURAS METALICAS	LAMINA:
REVISADO:	FECHA:
DIBUJADO:	ESCALA: INDICADA

06



ELEVACION EJE 5  
ESCALA 1:30

ARMADURA EJE 5			
MIEMBRO	DESCRIPCION	LONGITUD	CANTIDAD
SUPERIOR	L 2X2X1/4	3805	1
INFERIOR	TUBO 4X2X1/8	3795	1
D-1	L 1X1X1/8	564	4
D-2	L 1X1X1/8	754	4
MT	L 2X2X1/8	457	3



ELEVACION EJE E  
ESCALA 1:40

ESPECIFICACIONES TECNICAS

ACERO:

1- Perfiles ASTM A-36

PINTURA

1- Limpieza Mecanica

2- Base anticorrosiva

3- Acabado Esmalte sintetico

SOLDADURA

1- Proceso AWS - E6011  $\varnothing$  1/8", E7018  $\varnothing$  1/8"



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRONICA

TEMA:

DISEÑO: ESTRUCTURAS METALICAS

REVISADO:

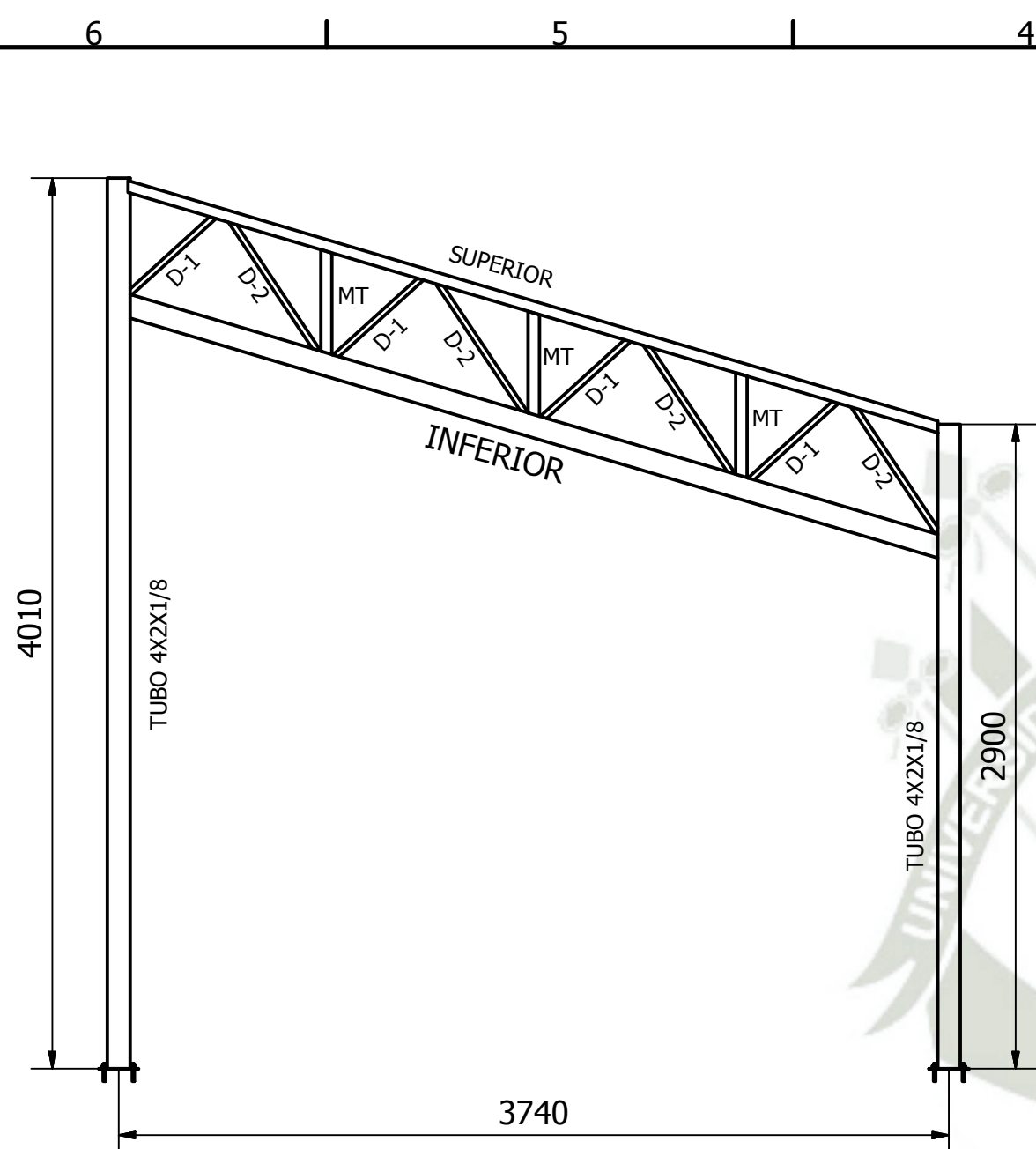
FECHA:

DIBUJADO:

ESCALA: INDICADA

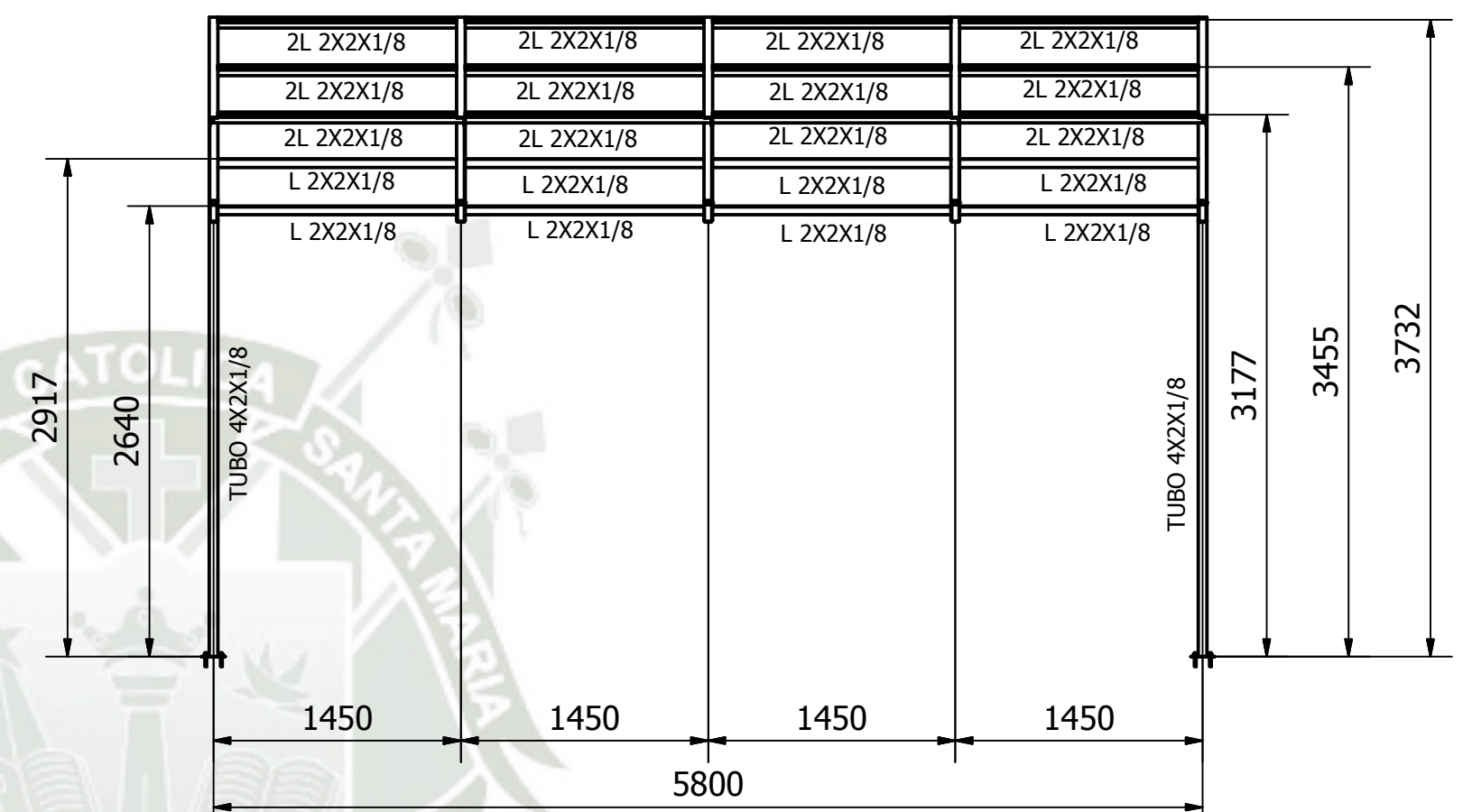
LAMINA:

07



ELEVACION EJE 2-3-4  
ESCALA 1:30

ARMADURA EJE 2-3-4			
MIEMBRO	DESCRIPCION	LONGITUD	CANTIDAD
SUPERIOR	L 2X2X1/4	3805	3
INFERIOR	TUBO 4X2X1/8	3795	3
D-1	L 1X1X1/8	564	12
D-2	L 1X1X1/8	754	12
MT	L 2X2X1/8	457	9



ELEVACION EJE B-C-D  
ESCALA 1:40

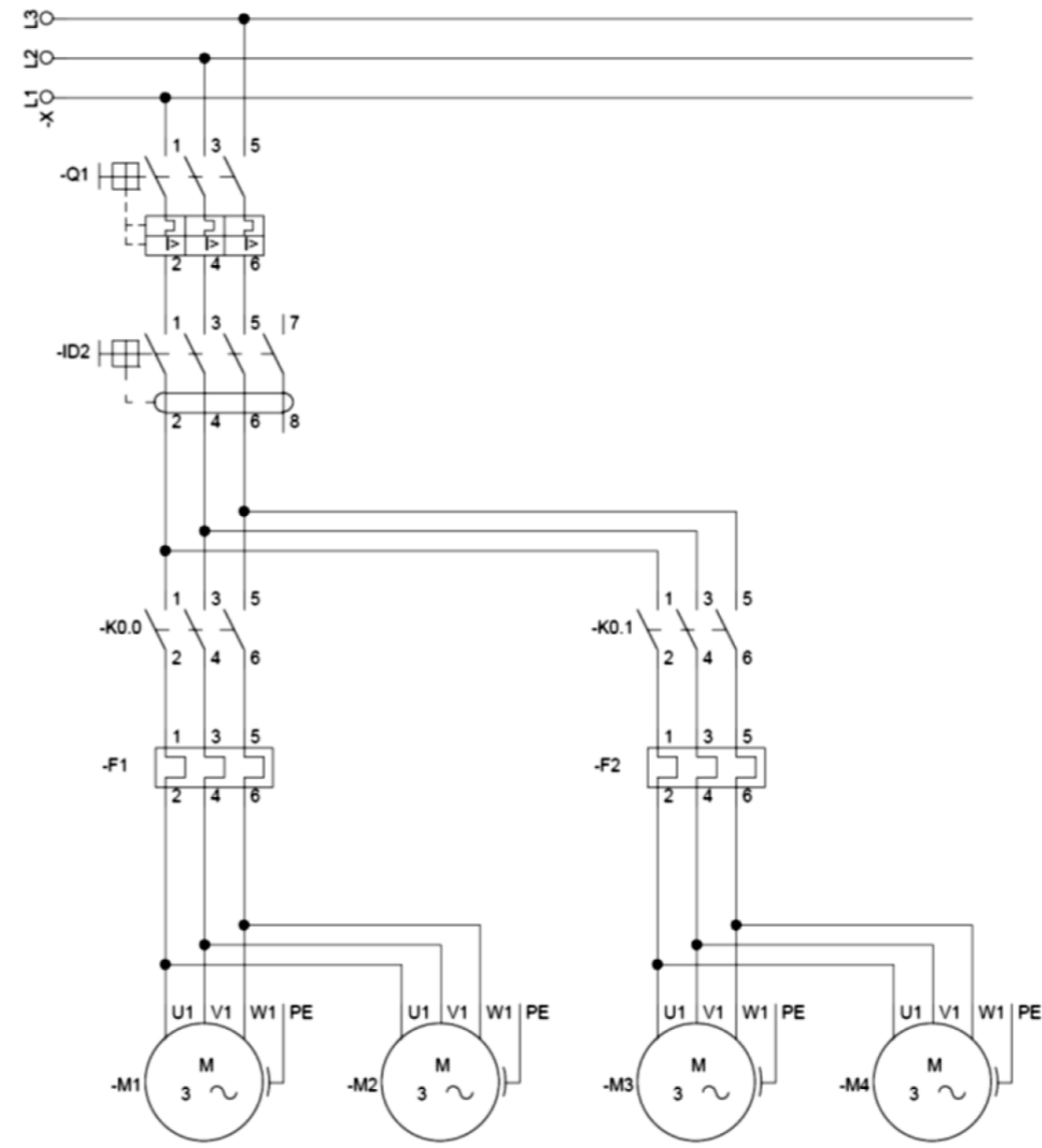
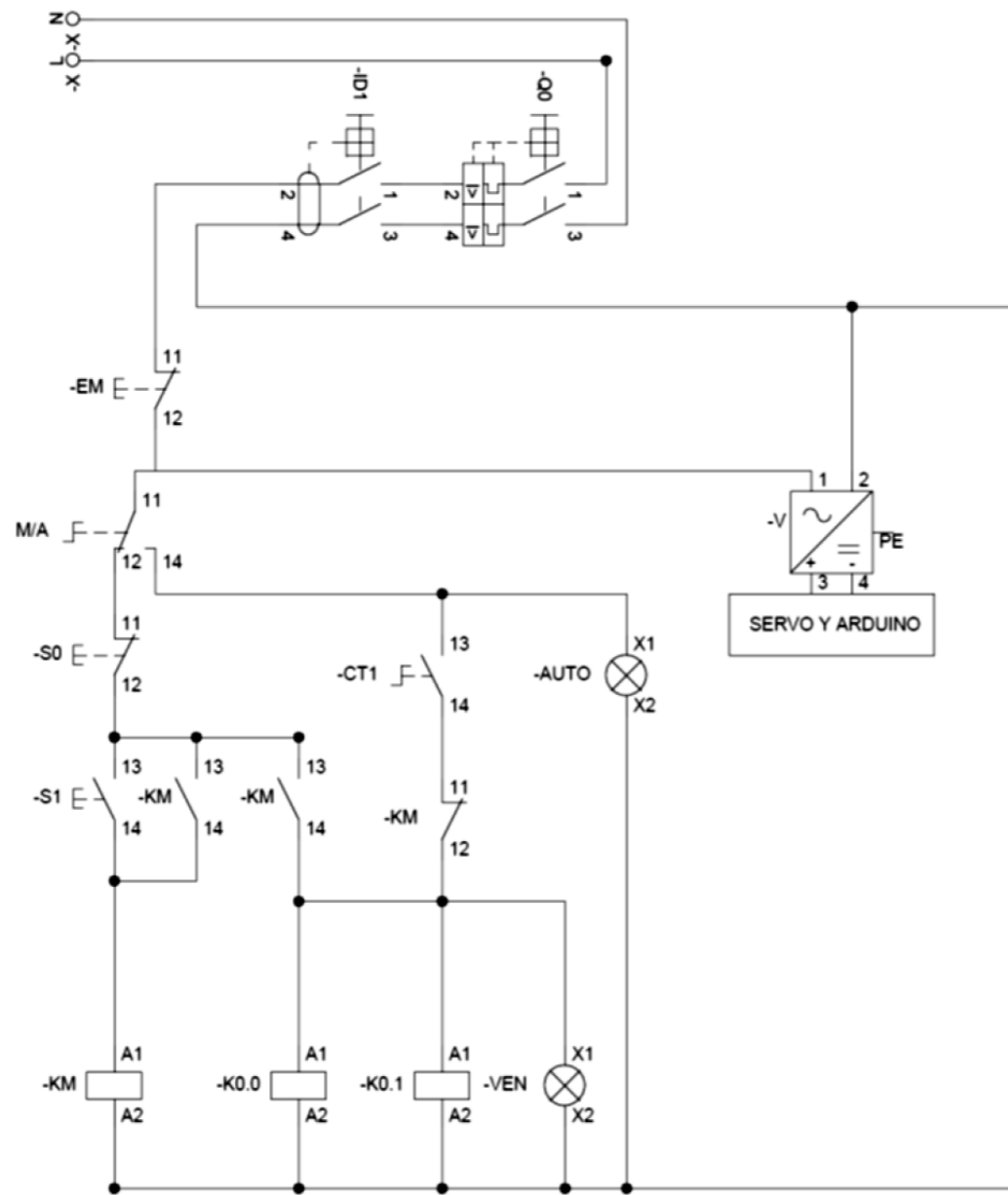
- ESPECIFICACIONES TECNICAS
- ACERO:
- 1- Perfiles ASTM A-36
- PINTURA
- 1- Limpieza Mecanica
  - 2- Base anticorrosiva
  - 3- Acabado Esmalte sintetico
- SOLDADURA
- 1- Proceso AWS - E6011  $\varnothing$  1/8", E7018  $\varnothing$  1/8"



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRONICA

TEMA:

DISEÑO: ESTRUCTURAS METALICAS		LAMINA: <b>08</b>
REVISADO:	FECHA:	
DIBUJADO:	ESCALA: INDICADA	



COMPONENTE	CÓDIGO	FUNCIÓN
<b>CONTROL ELÉCTRICO</b>		
Interruptor Termo magnético monofásico 2X16A	Q0	Protección equipos
Interruptor Diferencial monofásico 2x16A /10ma	ID1	Protección Humana
Pulsador normalmente cerrado NC	EM	Paro de Emergencia
Interruptor Conmutador	M/A	Manual / Automático
Interruptor Normalmente abierto NA	CT1	Control de termostato
Pulsador normalmente cerrado NC	S0	Paro de Ventiladores
Pulsador Normalmente abierto NA	S1	Activa ventiladores
Contacto KM 6A / 2.2KW 6-9A	KM	Acción Manual
Contacto K0.0 6A / 2.2KW 6-9A	K0.0	Activar 2 ventiladores
Contacto K0.1 6A / 2.2KW 6-9A	K0.1	Activar 2 ventiladores
Fuente rectificadora AC/DC	V	Rectificar 220v a 5v
Señalización roja	VEN	Ventiladores activados
Señalización amarilla	AUTO	Automático
<b>FUERZA</b>		
Interruptor Termo magnético monofásico 3X16A	Q1	Protección de equipos
Interruptor Diferencial monofásico 4x25A /30ma	ID2	Protección Humana
Relé 3 polos (4A-6 A) NC/NA 16A	F1	Para motores eléctricos
Relé 3 polos (4A-6 A) NC/NA 16A	F2	Para motores eléctricos
Motores eléctricos 3φ 0.55kw	M1, M2, M3, M4	Para ventiladores



**UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ELECTRICA**

TEMA: HORNO DE SECADO DE MADERA SOLAR

DISEÑO: ESQUEMA DE CONTROL Y FUERZA DE MOTORES ELECTRICOS

REVISADO:

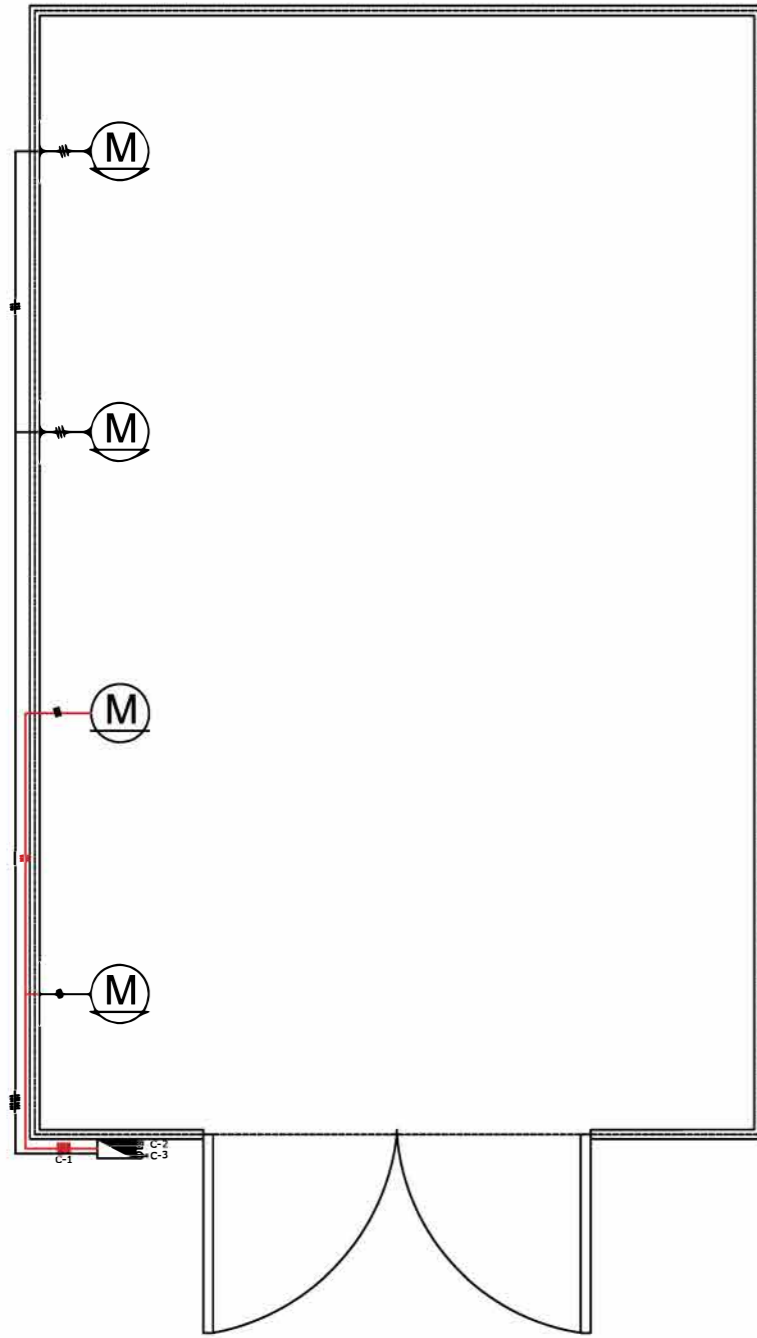
FECHA:

DIBUJADO:

ESCALA:

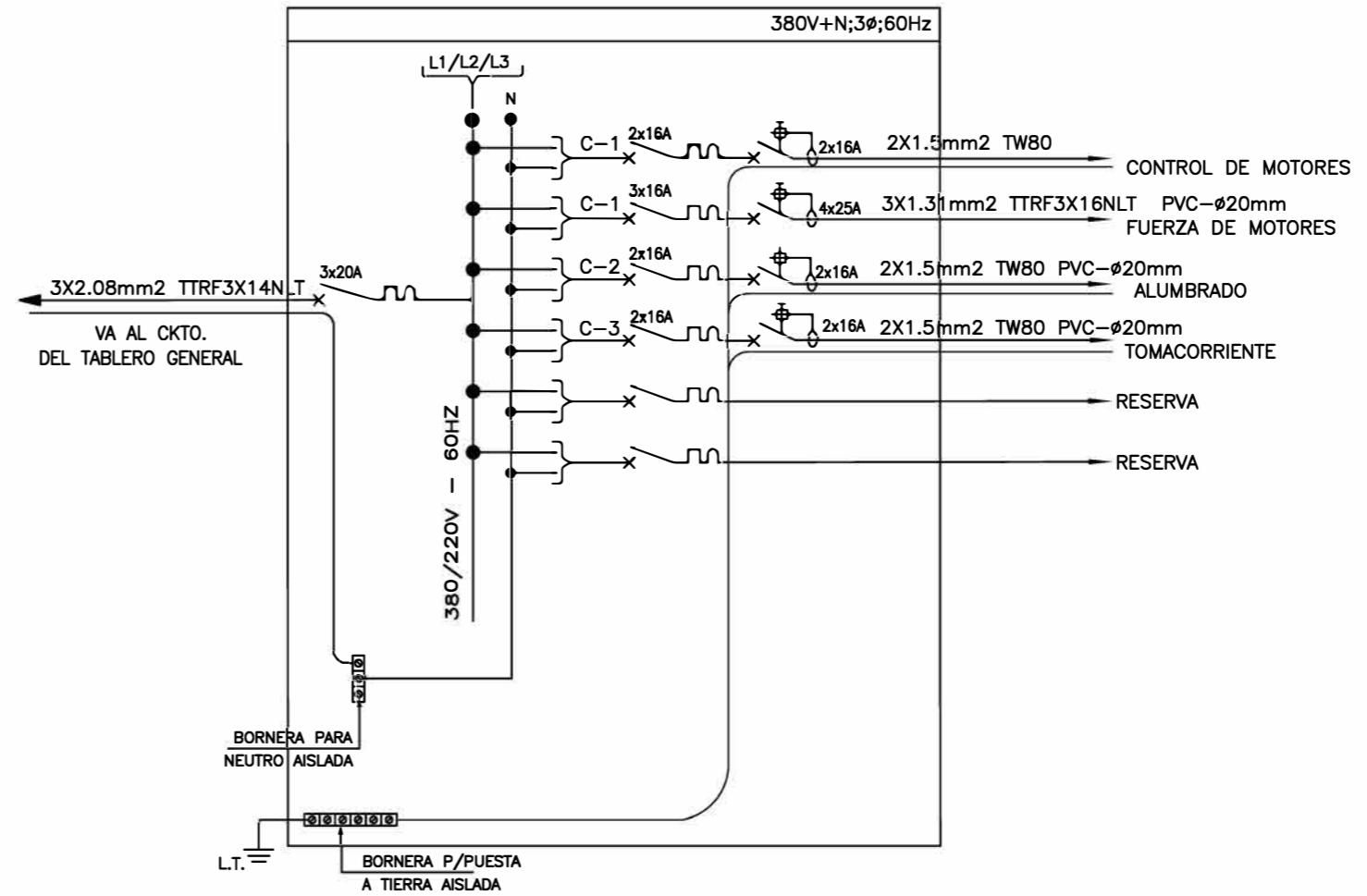
LAMINA

09



### ESQUEMA UNIFILAR DEL TABLERO DISTRIBUCION (TD-01)

Horno de secado de Madera Solar



TABLERO	circuito	DESCRIPCIÓN	MD (W)	Tension (V)	In (A)	Id=1.25In	L(m)	Tipo conductor	S (mm <sup>2</sup> )	ΔV Calc	%ΔV
TD-1	C-1	Ventiladores radiales	1100	380	3.15	3.94	10.00	CABLE TTRF 3 x 16 NLT 3x1.31	1.31	0.931	0.245
		Ventiladores radiales	1100	380	3.15	3.94	10.00	CABLE TTRF 3 x 16 NLT 3x1.31	1.31	0.931	0.245
	C-3	lampara de 10W	6	220	0.03	0.04	1.00	TW-80 INDECO	1.50	0.001	0.000
	C-4	Tomacorriente x 150W	180	220	1.02	1.28	1.00	TW-80 INDECO	1.50	0.030	0.014
SUB TOTAL			2386	380	4.53	5.66	10.00	CABLE TTRF 3 x 14 NLT - 3x2.08	2.08	0.842	0.222

#### LEYENDA

SIMBOLO	DESCRIPCION	ALTURA DE MONTAJE (m)	TIPO DE CAJA (mm)
	TABLERO GENERAL/DISTRIBUCION METALICO CON INTERRUPTORES TERMOMAGNETICOS Y DIFERENCIALES.	1.50	RECTANGULAR
	LINEA A TIERRA	EN TABLERO	DENTRO DE TAB.
	LUMINARIA CIRCULAR Y LAMPARA DE 10W, BALASTRO ELECTRONICO	EN TABLERO	DENTRO DE TAB.
	TOMACORRIENTE BIPOLAR DOBLE, CON PUESTA A TIERRA A PRUEBA DE AGUA Y COMPUTO	EN TABLERO	DENTRO DE TAB.
	CIRCUITO EN CONDUCTO EN TECHO O PARED 3X1.31mm <sup>2</sup> TTRF3X16NLT PVC-φ20mm		
	CIRCUITO EN CONDUCTO EMBUTIDO EN PISO 3X1.31mm <sup>2</sup> TTRF3X16NLT PVC-φ20mm		
	INTERRUPTOR DIFERENCIAL LAS CAPACIDADES SE INDICAN EN CADA DIAGRAMA UNIFILAR	SEGUN FABR.	DENTRO DE TAB.
	NUMERO DE CONDUCTORES PRINCIPALES R-S-T		
	INTERRUPTOR AUTOMATICO TERMOMAGNETICO LAS CAPACIDADES SE INDICAN EN CADA DIAGRAMA UNIFILAR	SEGUN FABR.	DENTRO DE TAB.
	MOTOR 3 TRIFASICO 0.55KW PARA VENTILADORES AXIALES		

NOTA: LAS LUMINARIAS SON REFERENCIALES, PUDIENDO SER SIMILARES



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA - ELECTRICA

TEMA: HORNO DE SECADO DE MADERA SOLAR

DISEÑO: DISTRIBUCION ELECTRICA DE LOS MOTORES

LAMINA

REVISADO:

FECHA:

DIBUJADO:

ESCALA: 1:40

10