



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

DIMENSIONAMIENTO DE UN SISTEMA HÍBRIDO PARA EL SECADO DE LA MADERA EN LA REGIÓN PIURA

Juan Ocaña-Gutierrez

Piura, enero de 2015

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Ocaña, J. (2015). *Dimensionamiento de un sistema híbrido para el secado de la madera en la región Piura* (Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.

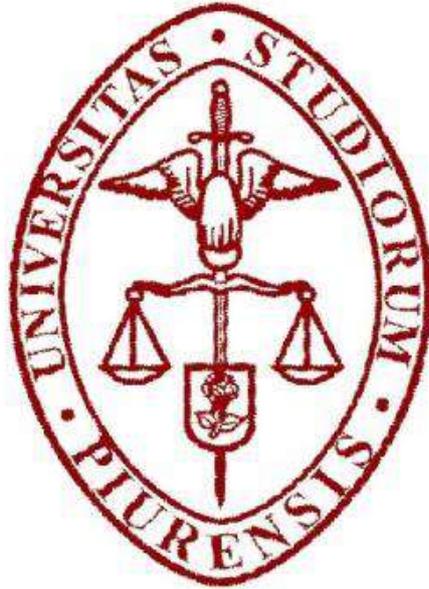


Esta obra está bajo una licencia

[Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

[Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura](https://repositorio.institucional.pirhua.edu.pe/)

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA



“Dimensionamiento de un sistema híbrido para el secado de la madera en la región Piura”

Tesis para optar el Título de
Ingeniero Mecánico - Eléctrico

Juan Carlos Ocaña Gutierrez

Asesor: Ing. Víctor Manuel Lizana Bobadilla.

Piura, Enero 2015

Dedicatoria

Este trabajo está dedicado a Dios; a mis padres Rolando y Eulalia, por el cariño brindado en todo momento; a mis hermanas Diana, María del Cielo y Yossymar; y a mis amigos por su apoyo.

Prólogo

Actualmente, el proceso de secado de madera en el Perú se realiza en forma tradicional, exponiéndola directamente al sol; éste reduce el contenido de humedad de 74% a un mínimo de 15% de humedad, demandando entre 60 y 70 días, dependiendo de las características y propiedades de la madera a secar y de las condiciones atmosféricas de la zona.

En Piura, el sector maderero no es ajeno a esta práctica; el prolongado tiempo de secado representa para el inversionista un negocio poco rentable debido a la baja rotación del producto; y para el mercado, un déficit de materia prima que distorsiona el precio, al existir una necesidad insatisfecha. Para dinamizar este sector es necesario introducir un secador de madera que sea económico, rentable en el tiempo y replicable, de forma que Piura lidere el mercado de la madera seca.

En la Universidad de Piura no se tiene registro de algún trabajo de investigación referido al secado de madera; sin embargo, existe un estudio sobre el secado solar del plátano (Elías Freddy, 1992); en dicha investigación se propuso el diseño de una cámara de secado y un colector solar, ambos hechos con materiales económicos y de la zona. En el año 2012, en el laboratorio de sistemas automáticos de control, se diseñó un secador solar financiado por el Consejo Nacional de Ciencia, Tecnología e Innovación Tecnológica (CONCYTEC), pero aplicado al cacao orgánico.

Según las fuentes consultadas, no existe ningún estudio orientado al sector maderero en la región de Piura; por tal motivo, en este trabajo se presenta el dimensionamiento de un secador híbrido de madera, alimentado por energía solar durante el día y gas licuado de petróleo (GLP) por la noche, ambas fuentes de energía disponibles en la región; con este diseño se pretende disminuir considerablemente el tiempo de secado, incorporando al mercado mayores volúmenes de madera seca en menor tiempo, cuya transformación traerá consigo beneficios sociales, económicos y medioambientales.

Finalmente, quiero agradecer, de manera especial y sincera, al ingeniero Víctor Lizana por su apoyo y confianza en mi persona, y por su capacidad para guiar mis ideas. Mención aparte merece la ingeniera Norma Ordinola, por su paciencia en la revisión del texto de la tesis, así como a todas aquellas personas que de alguna u otra forma me apoyaron.

Índice general

Introducción	1
Capítulo 1: Marco teórico	3
1.1 La madera	3
1.2 Especie utilizada: madera tornillo	4
1.3 Necesidad del secado	5
1.4 Humedad en la madera	6
1.5 Curva teórica de secado	8
1.6 Tipos de secado	10
1.6.1 Secado natural	10
1.6.2 Secado artificial	11
1.7 Defectos de secado	11
Capítulo 2: Secador de madera	13
2.1 Descripción	13
2.2 Cámara de secado	14
2.2.1 Dimensiones de la madera	15
2.2.2 Capacidad de la cámara	15
2.2.3 Apilado de madera	16
2.2.4 Dimensiones internas de la cámara de secado	19
2.3 Colector solar: aspectos teóricos	21
2.3.1 Diferencia entre colectores solares de aire y de líquido	21
2.3.2 Descripción del colector solar	22
2.3.3 Componentes	22
2.3.4 Orientación del colector solar	23
2.4 Paredes y techo	25
2.5 Puerta	26
2.6 Piso	26

2.7 Soporte de la pila de madera	26
2.8 Soporte del colector.....	26
2.9 Dimensiones del conector	27
2.10 Gas licuado de petróleo (GLP): características generales	28
Capítulo 3: Cálculo y análisis energético	29
3.1 Tiempo teórico de secado.....	29
3.2 Colector solar	31
3.2.1 Dimensionamiento	31
3.2.2 Calor útil.....	32
3.2.3 Rendimiento instantáneo del colector	36
3.2.4 Recta de normalización	37
3.2.5 Pérdidas producidas en el colector solar	39
3.3 Consumo energético del secado	46
3.3.1 Consumo energético en la fase de calentamiento.....	46
3.3.2 Consumo energético en la etapa de operación	51
3.4 Demanda de gas	52
Capítulo 4: Resultados	55
4.1 Número de colectores.....	55
4.2 Rendimiento del colector solar.....	56
4.3 Requerimiento energético para el secado por fase	67
4.3.1 Fase de calentamiento	67
4.3.2 Fase de operación	75
4.4 Energía útil diaria.....	76
4.5 Número de horas de secado.....	77
4.6 Análisis de la humedad en el secador.....	78
4.7 Costo del GLP	80
4.8 Cálculo del tiempo teórico	81
Capítulo 5: Análisis económico	83
5.1. Inversión inicial.....	83
5.2. Ingresos del proceso de secado	84
5.3. Egresos del proceso de secado	85
5.4. Depreciación	86
5.5. Flujo de fondo	86
5.6. Indicadores económicos	90

Conclusiones	93
Recomendaciones.....	94
Bibliografía	95
Anexo 1 Encuesta a madereros locales	97
Anexo 2 Información meteorológica	103
Anexo 3 Número de colectores solares.....	108
Anexo 4 Tablas y propiedades	111
Anexo 5 Metrados y presupuestos	118
Anexo 6 Consideraciones para el ingreso del aire en la cámara.....	123
Anexo 7 Nomenclatura	124
Anexo 8 Planos	134

Índice de tablas

Tabla 1.1	Datos de la madera tipo tornillo.....	5
Tabla 1.2	Clasificación de la madera en base al contenido de humedad.....	6
Tabla 2.1	Aplicaciones de la madera en base al contenido de humedad.....	13
Tabla 2.2	Dimensiones de un tablón de madera.....	15
Tabla 2.3	Dimensiones del listón separador.....	16
Tabla 2.4	Distribución de los tablonces de madera.....	17
Tabla 2.5	Dimensiones de la pila de madera.....	18
Tabla 2.6	Dimensiones de la pila de madera y cámara de secado.....	20
Tabla 3.1	Factor de corrección con respecto al espesor.....	30
Tabla 3.2	Factor de corrección con respecto al peso específico y temperatura.....	30
Tabla 3.3	Factor de corrección con respecto a la velocidad de secado.....	30
Tabla 3.4	Factor de corrección con respecto a la especie de madera.....	31
Tabla 3.5	Factor de corrección con respecto al porcentaje de humedad.....	31
Tabla 3.6	Especificaciones de la caja metálica.....	31
Tabla 3.7	Especificaciones de la placa absorbente.....	32
Tabla 3.8	Especificaciones del aislante.....	32
Tabla 3.9	Especificaciones de la cubierta de vidrio.....	32
Tabla 3.10	Fórmulas de las resistencias térmicas en paredes y techo.....	49
Tabla 3.11	Fórmulas para las resistencias térmicas en el piso.....	49
Tabla 3.12	Fórmulas para las resistencias térmicas en la puerta.....	50
Tabla 4.1	Propiedades del aire atmosférico.....	57
Tabla 4.2	Resumen de valores de las propiedades del aire.....	60
Tabla 4.3	Resumen de valores de las iteraciones.....	65
Tabla 4.4	Resumen de valores del colector solar.....	66
Tabla 4.5	Propiedades del aire atmosférico.....	68
Tabla 4.6	Especificaciones de los muros de la cámara.....	69
Tabla 4.7	Densidad y calor específico de los materiales.....	69
Tabla 4.8	Conductividad térmica de los materiales.....	72
Tabla 4.9	Resistencias térmicas en las paredes y techo.....	72
Tabla 4.10	Resistencias térmicas en el piso.....	73
Tabla 4.11	Resistencias térmicas en la puerta.....	74
Tabla 4.12	Resumen de la humedad relativa en el secador de madera.....	80
Tabla 4.13	Tiempo básico de secado.....	81
Tabla 4.14	Factores de corrección.....	81
Tabla 5.1	Análisis de flujo de fondo.....	88
Tabla 5.2	Detalle de los valores del payback.....	91

Índice de figuras

Figura	1.1	Composición de la madera.....	3
Figura	1.2	Esquema del movimiento del agua en la madera.....	8
Figura	1.3	Curva teórica de secado. Contenido de humedad vs. Tiempo de secado...	9
Figura	2.1	Secador solar de madera.....	14
Figura	2.2	Esquema de secador de madera.....	14
Figura	2.3	Tablón de madera	15
Figura	2.4	Apilamiento de madera.....	16
Figura	2.5	Listón separador.....	17
Figura	2.6	Dimensiones de la pila de madera.....	19
Figura	2.7	Dimensiones internas de la cámara de secado.....	20
Figura	2.8	Cámara de secado y apilado de madera.....	21
Figura	2.9	Esquema de un colector solar de placa plana.....	22
Figura	2.10	Orientación del colector.....	24
Figura	2.11	Rosa de viento para la región Piura.....	24
Figura	2.12	Orientación del colector solar.....	25
Figura	2.13	Composición de las paredes.....	25
Figura	2.14	Soporte para la pila de madera.....	26
Figura	2.15	Soporte del colector.....	27
Figura	2.16	Conector del secador solar.....	27
Figura	3.1	Tiempo básico de secado para maderas coníferas.....	30
Figura	3.2	Energía captada por el absorbedor en un intervalo de tiempo.....	34
Figura	3.3	Esquema de la recta de normalización.....	38
Figura	3.4	Flujo paralelo sobre una placa plana.....	40
Figura	4.1	Temperatura a la salida del colector.....	56
Figura	4.2	Vista de la sección de la pared.....	72
Figura	4.3	Puntos de análisis de humedad en el secador de madera.....	78

Introducción

El crecimiento económico que viene experimentando el Perú en los últimos años ha demandado mayores requerimientos energéticos, principalmente en el sector comercial. En Piura, el mercado de la madera se encuentra en continuo desarrollo, sin embargo su mayor dificultad es conseguir maderas con bajo contenido de humedad en el menor tiempo posible; esto es posible si se incorpora en el proceso una cámara de secado. En este trabajo, desarrollado en cinco capítulos, se propone el dimensionamiento de un sistema híbrido de secado (solar-gas), con la finalidad de disminuir el porcentaje de humedad y la duración del proceso; consiguiendo mayor competitividad en la comercialización de la madera.

El capítulo 1 desarrolla el marco teórico; se describen la madera y sus elementos, las características de la especie tipo “tornillo” (utilizada en la industria local), la necesidad del secado y la humedad en la madera. Además, se analiza la curva teórica del proceso y los diferentes tipos de secado.

El capítulo 2 describe el secador de madera y se establecen las dimensiones, capacidad y forma de apilado en la cámara; con esta información se determinan las dimensiones de la misma. Se presentan también los aspectos teóricos del colector solar; además se explican las características de los componentes del secador (sistema de colectores solares y cámara de secado); y también se detallan las características del GLP como suministro energético.

El tiempo teórico de secado, el análisis energético del secador solar, el dimensionamiento del colector solar, la metodología para cuantificar el calor útil y el rendimiento instantáneo son evaluados en el capítulo 3; también se determina el consumo energético total, que viene dado por la suma de los consumos energéticos de las fases de calentamiento y operación. Este capítulo considera el cálculo de la demanda de gas, como energía adicional, para la operación del secador.

Los resultados de este trabajo se muestran en el capítulo 4. En dicho capítulo se cita el cálculo del rendimiento del colector solar y el requerimiento energético para el secado; así como la energía útil diaria y el número de horas de secado en función de la cantidad de humedad presente en la madera.

En el capítulo 5 se realiza el análisis económico que permite identificar la factibilidad del proyecto de secado de madera mediante un sistema que combina la energía solar y el GLP.

Finalmente, se presentan las conclusiones, obtenidas mediante este estudio, y las recomendaciones a tener en cuenta para el desarrollo de futuros trabajos.

Capítulo 1

Marco teórico

1.1 La madera

La madera es un material biológico de origen vegetal y de composición química muy compleja, formada anatómicamente por albura y duramen. Esta compleja estructura la hace un material anisotrópico; es decir, con propiedades diferentes en sus tres planos normales de corte: transversal, radial y tangencial, que la convierten en un elemento particular y con características diferentes a otros materiales tradicionales empleados en construcción (Novoa, 2006).

Además, es un conjunto de tejidos vegetales con paredes lignificadas que presenta una estructura organizada de manera heterogénea, donde el tronco es la parte de mayor consistencia y dureza.

La madera, contenida principalmente en el tronco de los árboles, tiene funciones de sostén para las ramas y transporte de alimentos; esto le confiere al material las siguientes características: porosidad (presencia de espacios vacíos) y elevada resistencia mecánica en relación a su peso, lo que origina que sus propiedades se manifiesten en diferente magnitud según las direcciones del corte.

Los elementos constituyentes de la madera (figura 1.1) son: la corteza, el cambium, el sámbago, el duramen, y la médula.

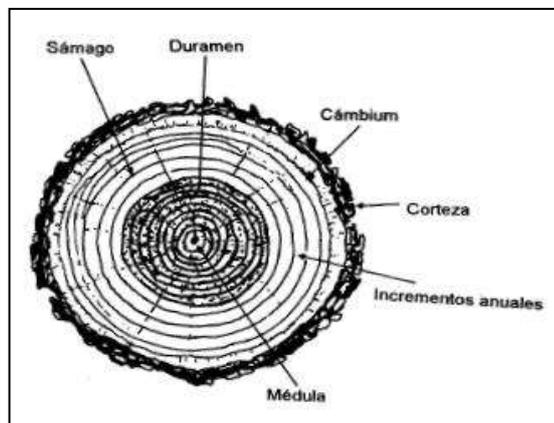


Figura 1.1 Composición de la madera.

Fuente: Salvat, 2008.

- **La corteza** es la cubierta protectora exterior y está compuesta por tejidos muertos con un aspecto resquebrajado; además, sirve para proteger al árbol de agentes externos dañinos y evitar la evaporación del agua que se encuentra en el tronco.
- **El cambium** es el tejido generatriz ubicado entre la corteza interna y el sámano. Es una capa prácticamente inapreciable a simple vista que se localiza entre la corteza y el sámano. A través del proceso de división celular, el cambium produce madera hacia la parte interna del árbol y corteza hacia la parte externa, aumentando así el diámetro del tronco.
- **El sámano o jane** es la parte viva de la madera con un color generalmente claro. Está situado entre el cambium y el duramen. Su contenido de humedad es mayor que el del duramen; sin embargo, se seca con mayor rapidez.
- **El duramen o madera de corazón** es la parte interna del tronco conformada por el tejido muerto y, por lo general, es más oscura que la albura y su delimitación no siempre está bien definida.
- **La médula** es el núcleo central del tronco. La madera cercana a la médula tiende a secar con más defectos que el resto del leño.
- **Anillos de crecimiento** son capas concéntricas de engrosamiento diametral, visibles en muchas especies, y formadas por acción del cambium.

1.2 Especie utilizada: madera tornillo

La madera a utilizar en este estudio teórico es la madera tipo “*tornillo*”, los datos expuestos a continuación, referidos a características y propiedades, se tomaron del Centro de Innovación Tecnológica de la Madera^[1].

- Nombres y familia
 - Nombre internacional: cedro rana, tornillo.
 - Nombre científico: *cedrelinga catenaeformis*, ducke.
 - Nombre común: tornillo, aguano maldonado.
 - Familia: mimosaceae.
- Procedencia

Generalmente localizada en formaciones ecológicas de bosques húmedos tropicales (*bh – T*) y bosque húmedo sub-tropicales (*bh – ST*).
- Descripción del árbol en pie

Especie dominante que alcanza una altura aproximada de 40 m y una altura comercial de 25 m. Se ramifica en el tercio superior con ramas gruesas, formando una copa abierta.

¹ Centro de Innovación Tecnológica de la Madera (<http://citemadera.gob.pe>).

- Características de la madera
 - Color: el duramen es de color claro castaño pálido, marcado con líneas de color oscuro que destacan sobre el fondo en su estado seco.
 - Brillo: medio.
 - Grano: entrecruzado.
 - Textura: gruesa.
 - Anillos: visible a simple vista, en promedio 3 anillos en un radio de 2.5 cm.

- Propiedades físicas
 - Densidad : 450.00 kg/m^3
 - Contracción volumétrica: 10.65 %
 - Contracción tangencial: 6.90 %
 - Contracción radial: 3.17 %

- Propiedades mecánicas
 - Módulo de elasticidad en flexión: 108.0 t/cm^2
 - Módulo de ruptura en flexión: 576.0 kg/cm^2
 - Dureza de lados: 388.0 kg/cm^2
 - Tenacidad: 3.0 kg/cm

- Aserrío y secado

El tornillo es una especie de fácil aserrío, es trabajable con toda clase de herramientas manuales y máquinas. Tiene buen comportamiento al secado, encolado y acabado; al aire no sufre rajaduras si se apila correctamente. Demora de 31 a 53 días para disminuir de 71% a 20% su contenido de humedad. Para el secado en hornos convencionales se recomienda un programa de secado fuerte de 55 horas para bajar el contenido de humedad de 74% a 12% (CITEMadera, 2014).

- Uso

Es común su uso en construcciones livianas, carrocerías, muebles ordinarios y carpintería de obra en general, encofrados, molduras, elementos de mobiliario torneado, embalaje, vigas, etc.

En la tabla 1.1 se citan los datos característicos de la madera tipo tornillo.

Tabla 1. 1 Datos de la madera tipo tornillo

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Densidad	ρ_m	450	kg/m^3
Humedad inicial	H_i	74	%

Fuente: CITEMadera, 2014.

1.3 Necesidad del secado

Uno de los factores limitantes para el uso de la madera es la probable descomposición debido a su origen orgánico y a la inestabilidad dimensional por ser un material higroscópico que se expande cuando absorbe agua y se contrae cuando la pierde; una forma de contrarrestar estos efectos es a través del secado. El bajo contenido de

humedad reduce su conductividad térmica y eléctrica, otorgándole buenas características aislantes. Se convierte en un material apropiado para construcción y, en general, disponible para diversos usos al estar exenta de grietas, rajaduras y deformaciones que limitan considerablemente sus aplicaciones.

La madera se deteriora por la acción de insectos y hongos; de estos últimos se distinguen dos tipos: los hongos que causan pudrición que, a lo largo del tiempo, pueden destruir enteramente la madera; y los que originan una mancha azul cuyo efecto es básicamente la degradación estética. Para minimizar el riesgo que éstos producen sobre la madera es recomendable secarla hasta conseguir niveles de humedad menores del 20%.

Además, el secado permite ordenar y racionalizar el uso de la materia prima, desde la extracción hasta la puesta en obra; la incorporación de esta técnica en el mercado de la madera incentiva a los industriales a reequipar y modernizar sus instalaciones, con el objeto de obtener mejores producciones y costos operativos más bajos.

1.4 Humedad en la madera

Por lo general, al cortar un árbol, la madera contiene gran cantidad de agua y su contenido variará según la época del año, la región de procedencia y la especie forestal; además, el contenido de humedad cambia según la contextura. Las maderas livianas, por ser más porosas, contienen una mayor cantidad de agua que las pesadas.

La higroscopicidad de la madera hace que ésta tenga normalmente en su interior cierta cantidad de agua que es necesario conocer antes de su uso, debido a las modificaciones que se producen sobre sus características físicas y mecánicas. El agua en la madera está presente en tres formas:

- **Agua libre:** puede dar a la madera su condición de verde (tabla 1.2), ocupando las cavidades celulares. La cantidad de agua libre que puede contener una madera está limitada por el volumen de poros. Al comenzar el proceso de secado, el agua libre, retenida por fuerzas capilares muy débiles, se pierde por evaporación; al llegar a este punto, la madera está en el denominado “punto de saturación de las fibras (*psf*)”, que corresponde a un contenido de humedad cercano al 30%, en esta situación sus paredes están saturadas de agua y sus cavidades vacías.

Tabla 1. 2 Clasificación de la madera en base al contenido de humedad

Denominación de estado de la madera	Rango de Humedad	Lugar de ubicación
Madera verde	80% – 200%	Bajo cubierta en el bosque.
Madera húmeda	25% – 80%	Recién cortada.
Madera poco seca	20% – 25%	Aire libre.
Madera seca al aire	15% – 20%	Bajo techo.
Madera muy seca	8% – 15%	Interiores
Madera anhidra	0%	Laboratorios

Fuente: Viscarra, 1998.

Durante esta fase de secado, la madera no experimenta cambios dimensionales ni alteraciones en sus propiedades mecánicas; por tal razón, la saturación de las fibras es muy importante desde el punto de vista físico-mecánico.

- **Agua de impregnación o de saturación:** adherida en las paredes celulares y ocupando los espacios sub - microscópicos y microscópicos de la misma. Se introduce en la pared celular, y es la causa de la contracción de la madera cuando la pierde y de su expansión o de hinchamiento cuando la recupera.

Durante el secado, cuando la madera ha perdido su agua libre por evaporación y continúa secándose, la pérdida de humedad ocurre con mayor lentitud hasta llegar a un estado de equilibrio higroscópico con la humedad relativa de la atmósfera.

Para la mayoría de las especies, el equilibrio higroscópico se encuentra entre un 12% y un 18% de humedad, dependiendo del lugar donde se realiza el secado; por esta razón la madera secada al aire libre solo puede alcanzar estos valores de humedad. Para obtener menores porcentajes, debe acudir a un secado artificial.

- **Agua de constitución:** forma parte de los compuestos químicos que constituyen el núcleo de la madera y solo puede ser eliminada mediante la combustión de la misma.

Al estar fuertemente ligada al nudo celulósico, no puede evacuarse con el secado ni con tratamientos térmicos a temperaturas moderadas; solo la carbonización o la combustión permiten su liberación.

El estado anhidro en la madera no existe, puesto que el peso anhidro (psh), es igual al peso de la madera efectivamente anhidra más el agua de constitución; sin embargo, ésta representa solo una ínfima parte del agua contenido dentro de la materia que puede despreciarse.

La humedad de la madera (H) se define como la cantidad en masa de agua (m_{agua}) contenida dentro de un cierto volumen de madera, en relación a la masa de la madera en un estado anhidro (m_{madera}).

$$H = \frac{m_{agua}}{m_{madera}} * 100 \quad [\%] \quad (1.1)$$

La expresión anterior, se puede interpretar de la siguiente forma:

$$H = \frac{Ph - Psh}{Psh} * 100 \quad [\%] \quad (1.2)$$

Donde:

Ph = peso húmedo de la madera [kg].

Psh = peso anhidro de la madera [kg].

En la figura 1.2 se esquematiza el movimiento de la humedad en la madera.

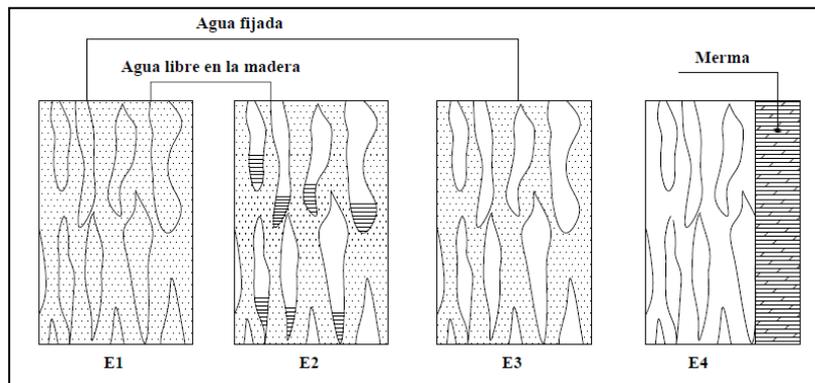


Figura 1.2 Esquema del movimiento del agua en la madera.

Fuente: SECAP, 1991.

En la figura 1.2, **E1** representa una muestra de madera recién cortada cuyo contenido de agua es mayor a un 80%.

En **E2** se puede apreciar que parte del agua libre se ha evaporado, es típico que el porcentaje de humedad de la madera oscile entre 40% y 60%.

Según se observa en **E3** el agua libre se ha evaporado en su totalidad, la membrana celular está saturada de agua, la madera se encuentra en el punto de saturación de la fibra, aproximadamente un 30% de humedad.

Finalmente, en **E4** toda el agua se evapora; en esta etapa, que corresponde a la parte final del secado, también redujo sus dimensiones.

1.5 Curva teórica de secado

Las leyes que regulan el proceso de secado tienen diferente naturaleza, la cual depende del contenido de humedad, y varía si su porcentaje está por encima o por debajo del punto de saturación de las fibras (*psf*).

La curva de secado (figura 1.3) representa la variación de la humedad de la madera o la velocidad de evaporación del agua con respecto al tiempo de secado. En ambos casos se observan tres fases características del proceso: calentamiento (fase 0), velocidad de secado constante (fase 1) y velocidad de secado decreciente (fase 2).

- **Fase 0:** consta de un calentamiento previo de la estructura, la madera y los elementos que se usan para eliminar la humedad.
- **Fase 1:** se busca disminuir el agua libre que se encuentra unida a la madera por el principio de capilaridad. La fase de velocidad de secado constante se presenta al inicio del proceso, cuando la superficie de la madera se encuentra completamente húmeda y está cubierta de una película delgada de agua líquida y la evaporación se mantiene a una velocidad constante. Esta fase es más larga en maderas de un espesor menor a 3 pulgadas (Ananías, 2009) y más corta en maderas refractarias de mayor grosor; finaliza cuando se alcanza el punto de saturación de las fibras.

- **Fase 2:** se elimina el contenido de humedad adherida en las paredes celulares de la madera. La velocidad de secado es menor que la anterior; ya que los enlaces del agua están fuertemente cohesionados, por ello la necesidad de una mayor cantidad de energía.

En la fase de velocidad de secado decreciente, se observa un proceso por debajo del punto de saturación de las fibras, esta fase es gobernada por el movimiento interno de humedad.

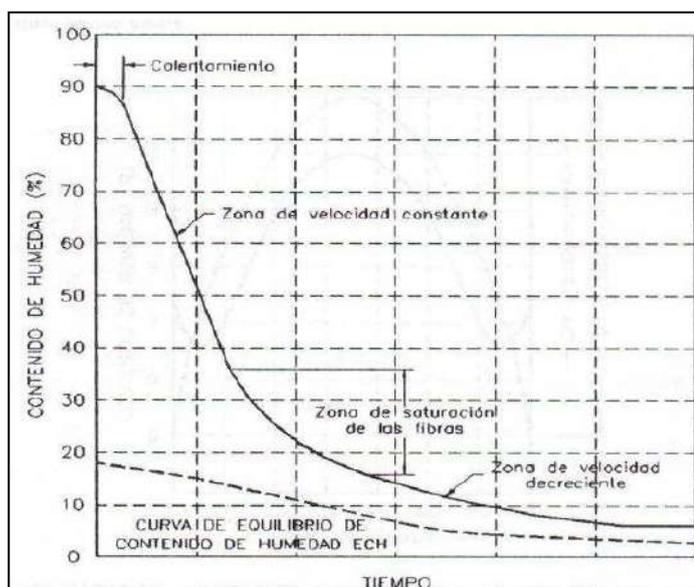


Figura 1.3 Curva teórica de secado.
Contenido de humedad vs. Tiempo de secado.
Fuente: Joly & More Chevalier, 1980.

El consumo de energía necesario para remover el contenido de humedad en la madera se conoce como **energía intrínseca** (Skaar, 1977); éste se calcula según la fase de secado en la que se encuentre. Como ya se mencionó, el punto de quiebre entre las fases 1 y 2 es el punto de saturación de fibras (*psf*) correspondiente a un valor cercano al 30% de contenido de humedad.

Una primera componente de esta energía, correspondiente a porcentajes de humedad mayores al 30 %, es la necesaria para vaporizar el agua libre; y está determinada por el calor latente de vaporización (CL_a) o cantidad de calor necesario para evaporar 1 kg de agua. Está dado por (Skaar, 1977):

$$EI_1 = \left[\rho_m \cdot V_m \cdot \frac{(H_i - H_{psf})}{100} \right] * CL_a \quad [kJ] \quad (1.3)$$

Donde:

ρ_m = densidad de la madera $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$.

H_i = humedad inicial [%].

H_{psf} = humedad del punto de saturación de las fibras [%].

CL_a = calor latente por kilogramo de masa evaporada $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$.

La segunda componente, para contenidos de humedad menores al 30%, hace referencia a la energía necesaria para romper los enlaces agua - madera (solo por debajo del *psf*). Este requerimiento queda determinado por la suma del calor diferencial de sorción (Q_{LI}) más el calor latente de vaporización (CL_a).

El calor diferencial de sorción está definido por la siguiente expresión (Skaar, 1977):

$$Q_{LI} = .1868 * 278^{-0.14H} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (1.4)$$

En la ecuación (1.4), Q_{LI} representa la variación del calor diferencial de sorción con la humedad, está representado por una curva exponencial creciente conforme “H” disminuye, esto significa que por debajo de un 30% de la humedad, el costo energético para extraer agua de la madera es mayor.

Al integrar la expresión anterior, desde una humedad inicial (H_i), igual al punto de saturación de las fibras(*psf*), hasta una humedad final (H_f) se obtiene la cantidad total de energía necesaria para eliminar la humedad de la madera en el rango establecido:

$$Q_{LI} = .1868 \cdot \left(1984 * \frac{(e^{-0.14H_f} - e^{-0.14H_i})}{(H_i - H_f)} \right) \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (1.5)$$

La energía intrínseca para la fase 2, queda definida por (Skaar, 1977):

$$EI_2 = (CL_a + Q_{LI}) * \left[\rho_m \cdot V_m \cdot \frac{(H_{psf} - H_f)}{100} \right] \quad [kJ] \quad (1.6)$$

Donde:

$$H_f = \text{humedad final } [\%].$$

1.6 Tipos de secado

1.6.1 Secado natural

También conocido como secado al aire libre o tradicional, consiste en exponer la madera a la acción de los factores climáticos de un lugar; estos son la temperatura, la humedad relativa de la atmósfera y la velocidad de viento circundante, que sirven de agentes para establecer un equilibrio higroscópico entre el medio ambiente y la madera (Lessing, 2010). Es el sistema más utilizado, pero está en dependencia de los cambios climáticos, y sobre todo no es posible mantener control sobre su desarrollo. La duración de este proceso es lento, y depende de varios factores como: especie, condiciones climáticas, la disposición y la ubicación del apilado; además, por este método es difícil que la madera llegue a contenidos de humedad menores que el contenido de humedad de equilibrio, el cual es el nivel de humedad hacia donde tiende a estabilizarse la madera, luego de haber sido colocada en un ambiente con condiciones definidas de temperatura y humedad relativa del aire (Novoa, 2006).

Las ventajas que presenta el secado natural son:

- Bajo costo de inversión inicial en equipos.
- Bajo cubierta y con una buena distribución de los tablones, este método se puede utilizar como un pre-secado, lo que disminuye el costo de secado artificial.

Las limitaciones del secado natural son:

- Prolongado tiempo de secado.
- Contenidos de humedad mayores al 12%.
- Difícil control de los factores que determinan el secado.
- Propicia la formación de defectos y daños.

1.6.2 Secado artificial

El secado artificial surgió como respuesta a las deficiencias del secado natural, por lo que se incluyó el uso de equipos e instalaciones especiales, estableciendo recintos cerrados con condiciones climáticas diferentes a las condiciones atmosféricas normales. Mediante ventiladores se genera un flujo de aire estable que circula a través de las pilas de madera, con temperatura y humedad relativa controladas de acuerdo a programas preestablecidos según especie y dimensiones de la madera a secar (Novoa, 2006).

Además, este tipo de proceso reduce considerablemente el tiempo de secado y minimiza la aparición de defectos en el producto acabado. Así mismo, permite alcanzar bajos contenidos de humedad.

En el secado artificial en hornos convencionales, los costos directos (inversión en instalaciones y equipos, combustible, electricidad, supervisión y operación) son mayores respecto a los del secado al aire libre. La velocidad del secado es de 10 a 40 veces más rápidos que al aire libre y la calidad final del producto seco compensan los mayores costos del proceso artificial.

En los hornos convencionales la velocidad de secado se puede incrementar elevando la temperatura tanto como sea admisible para cada especie en particular, así como de la calidad del producto final deseado. También se puede controlar la humedad relativa del aire de tal forma que los gradientes de humedad no produzcan esfuerzos de tensiones no deseados.

1.7 Defectos de secado

Los niveles de calidad del producto final pueden verse afectados por fallas en el proceso de secado que producen defectos en el producto terminado. Es necesario conocer las medidas preventivas a adoptar para minimizar el riesgo a obtener maderas defectuosas (Shupe, T. & Mills, R., 2011). Los principales defectos a considerar son:

- **Colapso:** es una falla de resistencia de las paredes celulares y es reconocida por una ondulación en las caras de la madera. Puede conllevar a la aparición de grietas en el interior de la madera, pero éstas no son sistemáticas y aparecen en presencia de agua líquida; es decir, cuando hay considerables porcentajes de humedad en la madera. Una temperatura elevada favorece la aparición del colapso, puesto que produce una plasticidad de las paredes celulares. Para limitar o impedir este defecto se utiliza una temperatura baja durante la primera fase de secado.
- **Tensiones internas en el transcurso del secado:** en el transcurso del secado aparecen defectos que son consecuencia de las características de contracción de la madera producida por debajo del punto de saturación de las fibras. Durante la fase del secado por encima del punto de saturación de las fibras, ninguna parte de la madera es sometida a los fenómenos de contracción y por lo tanto no aparecen las tensiones de secado. En la fase de secado por debajo del punto de saturación de las fibras, solo las zonas periféricas son sometidas a contracciones. La contracción no puede manifestarse libremente, porque las zonas internas impiden a las zonas periféricas contraerse. Como medida de precaución, para evitar la aparición de tensiones internas, se desarrolla un secado lento por debajo del punto de saturación de las fibras (*psf*).
- **Mancha azul:** aparecen generalmente en la mayoría de maderas coníferas y en algunas especies tropicales. Es producida por una infestación de hongos denominados “hongos cromógenos”; para evitarlas se debe proteger mediante inmersión o nebulización, con un producto preservante de madera. Por lo anterior, conviene utilizar desde el inicio del secado temperaturas superiores a 35°C.
- **Manchado por separadores:** en ciertas ocasiones, las huellas de los listones separadores son apreciadas en los tablones a secar, debido al prolongado tiempo de contacto durante el proceso de secado. Para evitar este inconveniente se opta por:
 - Utilizar separadores con un contenido de humedad inferior a 15%.
 - Usar separadores con sección en forma de “H” o “X” o acanaladuras.
 - Emplear separadores de madera o de otro material anticorrosivo.

Capítulo 2

Secador de madera

2.1 Descripción

La madera como materia prima se transforma en diversos productos según el requerimiento del mercado. Con la finalidad de simplificar los procesos de fabricación y evitar la aparición de defectos, es necesario que su contenido de humedad esté en el rango entre un 8% al 20%, tal como se indica en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Aplicaciones de la madera en base al contenido de humedad

Uso	Contenido de humedad
Madera de construcción.	18 % – 20 %
Elementos de construcción en habitaciones.	8 % – 12 %
Muebles.	8 % – 10 %
Tablados entarimados.	12 % – 14 %
Ventanas exteriores y puertas.	12 %– 15 %
Muebles o piezas al aire libre.	18 %– 20 %

Fuente: SEMANART, 2009.

Para darle valor agregado a la madera tornillo se recomienda lograr que su contenido de humedad final sea de 8% y pueda utilizarse en diversas aplicaciones.

$$f = 8\%$$

Este requerimiento exige determinar un procedimiento que ofrezca mayores ventajas respecto al secado natural; por este motivo, el estudio tiene como objetivo dimensionar un sistema híbrido (cámara de secado y colector solar), y determinar el flujo másico de gas que se deberá aportar para brindar continuidad al secado cuando el recurso solar sea insuficiente o nulo (noche).

En la figura 2.1 se muestra un típico secador solar de madera compuesto por una cámara de secado y un colector solar.

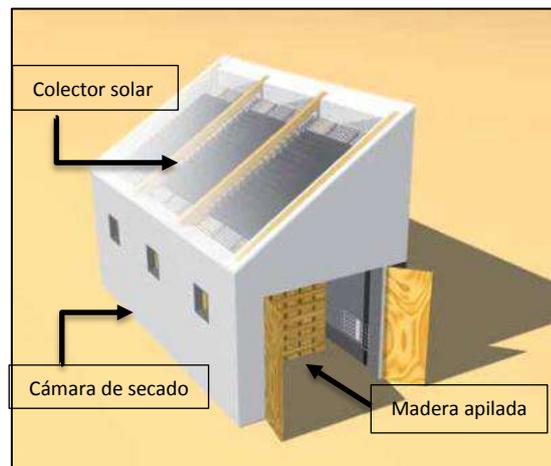


Figura 2.1 Secador solar de madera.
Fuente: SEMARNAT, 2009.

El diseño propuesto en el presente estudio, consta de una cámara de secado y un sistema de colectores solares dispuestos de forma diferente al típico secador, para un mejor aprovechamiento del flujo de aire (figura 2.2). Adicionalmente, se incluye una apertura para el ingreso del flujo de aire mediante el sistema de gas.

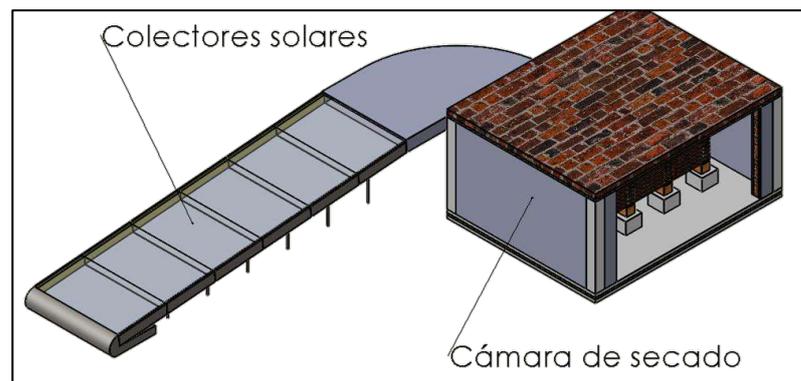


Figura 2.2 Esquema de secador de madera
Fuente: Elaboración propia.

2.2 Cámara de secado

La cámara de secado es un recinto cerrado para alojar la madera durante el proceso de secado; para garantizar un buen funcionamiento y facilitar las actividades de mantenimiento, su diseño se deben tener las siguientes características:

- Hermética para evitar un contacto con el ambiente exterior.
- Los materiales que constituyen sus paredes, techo y puertas deben tener buen aislamiento térmico, para evitar pérdidas de calor por convección y conducción; además, el material con el que se construya será resistente a la corrosión, debido a la presencia de humedad durante el transcurso del proceso de secado de la madera.
- Deberá soportar altas temperaturas de operación, porque la tecnología propuesta puede alcanzar temperaturas cercanas a los 100 °C.

2.2.1 Dimensiones de la madera

La madera tornillo es de uso frecuente en la región Piura por las características que presenta: dureza y poco peso; se usa preferentemente como material de construcción en pisos, armaduras, carpintería de interiores, artesanía y en la fabricación de puertas, ventanas y carrocerías.

Para determinar el requerimiento de madera a secar y las características de la misma, se realizó una encuesta a los pequeños empresarios del sector (anexo 1.1), los resultados permitieron conocer las dimensiones de un tablón típico (tabla 2.2 y figura 2.3).

Tabla 2.2 Dimensiones de un tablón de madera.

Dimensiones	Variable	Valor	
		Pulgadas	Milímetros
Espesor	e_m	2	50.8
Ancho	w_m	10	254
Largo	l_m	118.11	3000

Fuente: Elaboración propia (anexo 1.1).

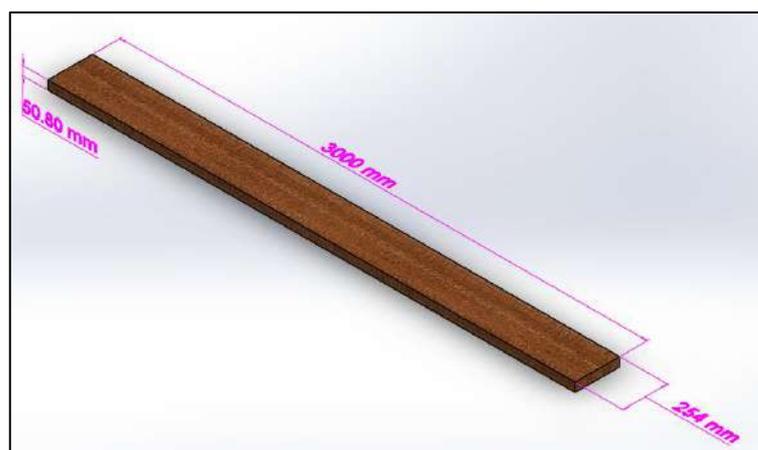


Figura 2.3 Tablón de madera.

Fuente: Elaboración propia (anexo 1.1).

2.2.2 Capacidad de la cámara

Según la encuesta realizada se estima que la demanda o volumen de madera (V_m), de tipo tornillo, en el sector de Piura es de 500 *pies – tabla* ^[1] al mes. A partir del anexo 1.3 se puede determinar el número de tablones a secar mediante la siguiente ecuación.

$$N_p = \frac{V_m \text{ (pies-tabla)}}{[w_m \text{ (in)} * e_m \text{ (in)} * l_m \text{ (ft)}] /_{12}} \quad (2.1)$$

¹ Unidad de volumen utilizada para medir madera aserrada.

Al sustituir el dato del volumen de madera (V_m) y los datos correspondientes de la tabla 2.2, se determina el número de piezas (N_p) presente en la cámara de secado:

$$N_p = 30 \text{ piezas}$$

2.2.3 Apilado de madera

En base a los datos anteriores, a la revisión bibliográfica y a la experiencia de los empresarios del sector se establece la configuración del apilado de madera.

La disposición de los tablonos dentro de la cámara, se realiza por apilamiento, formando capas horizontales y separados por listones; además, ambos deben formar una línea vertical hacia abajo como se aprecia en la figura 2.4 (Viscarra, 1998).

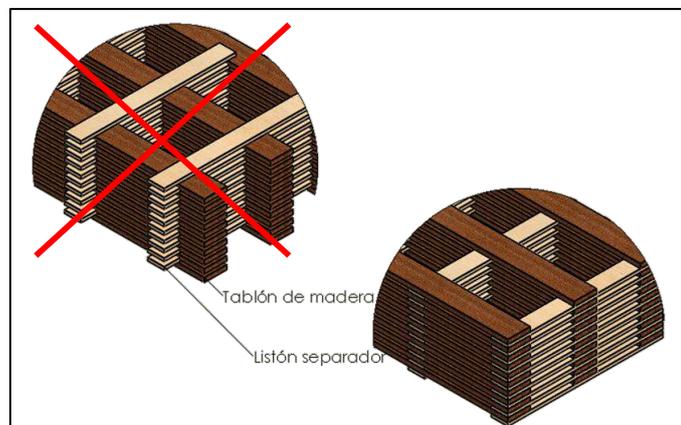


Figura 2.4 Apilamiento de madera.

Fuente: Novoa, 2006.

Las características de los listones son:

- Madera de grano recto y dimensionalmente estable con alta resistencia mecánica.
- Tener un contenido de humedad aproximadamente de un 8 %.
- Espesor y longitud uniforme.

Las dimensiones de los listones se hallan según el espesor de los tablonos; en la tabla 2.3 se muestran datos de los listones separadores.

Tabla 2.3 Dimensiones del listón separador

Espesor de tablonos [mm]	Espesor de separadores [mm]	Distancia entre separadores [mm]
Menos de 20	20 – 30	300 a 400
20 a 25	20 – 30	400 a 500
25 a 40	20 – 30	500 a 600
40 a 65	35	700 a 800
65 a 80	40	900
Más de 80	45	1000

Fuente: Muñoz, 2008.

Para un espesor de tablón de 2 *pulgadas* (50.8 mm), según la tabla anterior, corresponde un listón de $e_s = 35$ mm de espesor y una distancia promedio entre separadores de 750 mm. Con la encuesta realizada, se estableció las dimensiones de largo y ancho del listón separador. La figura 2.5 indica las dimensiones de un listón típico.

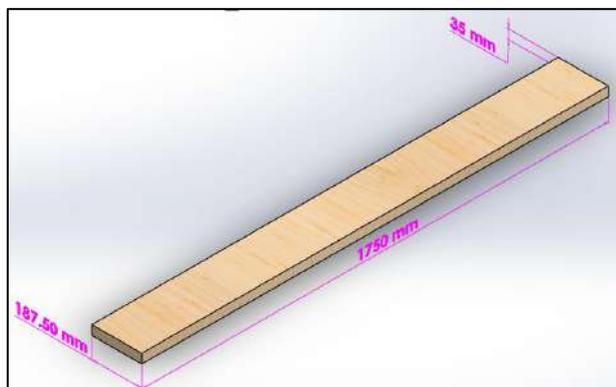


Figura 2.5 Listón separador.

Fuente: Elaboración propia (anexo 1.1).

Al carecer de una configuración fija, se ha optado por una distribución de tablonés superpuestos, separados por listones. Para definir el arreglo se han tomado en cuenta los siguientes parámetros:

El alto de la pila de madera (h_{pm}) depende del número de tablonés de madera (n_m) y de su espesor (e_m), así como de la cantidad de listones separadores (n_s) y su correspondiente espesor (e_s).

$$h_{pm} = n_m * e_m + n_s * e_s \quad [m] \quad (2.2)$$

El ancho de la pila (w_{pm}) está en función del ancho del tablón a secar (w_m), el número de columnas de madera a secar (nc_m) y la separación entre las columnas de tablonés (w_s).

$$w_{pm} = nc_m * w_m + (nc_m - 1) * w_s \quad [m] \quad (2.3)$$

El largo de la pila de madera (l_{pm}) está definido por el largo de los tablonés (l_m) dispuestos dentro de la cámara de secado.

$$l_{pm} = l_m \quad [m] \quad (2.4)$$

Donde los valores de n_m , n_s y nc_m serán (tabla 2.4):

Tabla 2. 4: Distribución de los tablonés de madera

Nombre	Variable	Valor
Número de tablonés de madera	n_m	10
Número de listones separadores	n_s	10
Número de columnas de madera a secar	nc_m	3

Fuente: Elaboración propia.

A partir de la tabla 2.4, las dimensiones de los tablones (figura 2.3) y de los separadores (figura 2.5) se establecen la configuración de la pila de madera, usando las ecuaciones (2.2), (2.3) y (2.4).

En la tabla 2.5 se muestran las dimensiones de la pila de madera.

Tabla 2. 5: Dimensiones de la pila de madera

Nombre	Variable	Valor	Unidad
Alto de la pila de madera	h_{pm}	858	<i>mm</i>
Ancho de la pila de madera	w_{pm}	1750	<i>mm</i>
Largo de la pila de madera	l_{pm}	3000	<i>mm</i>

Fuente: Elaboración propia.

La figura 2.6 representa las dimensiones de la pila de madera:

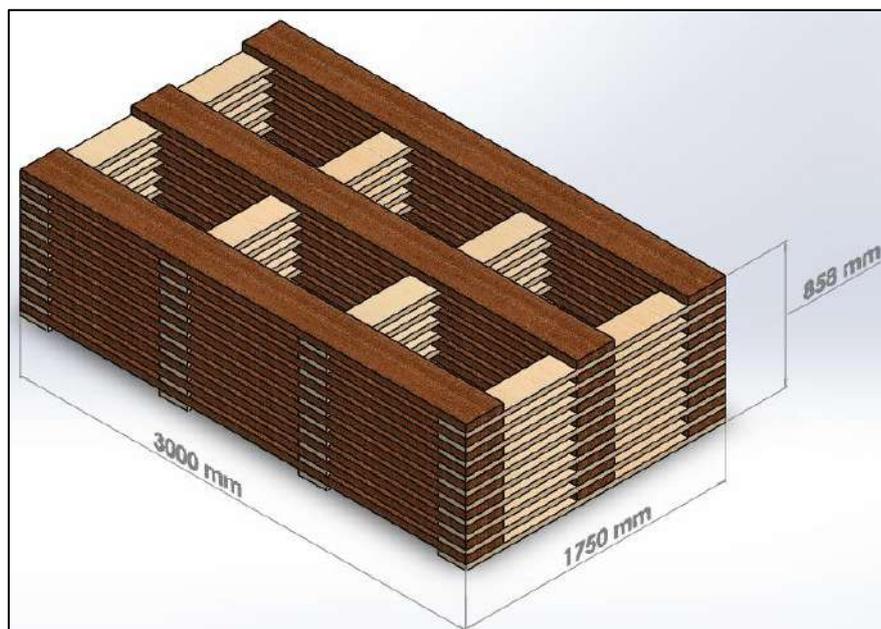


Figura 2.6 Dimensiones de la pila de madera.

Fuente: Elaboración propia.

2.2.4 Dimensiones internas de la cámara de secado

Según la revisión bibliográfica, no existen medidas estándares para las dimensiones de la cámara; en el presente estudio éstas se determinan tomando como referencia las dimensiones de la pila de tablones. La ventaja de este criterio es que optimiza, según la necesidad del usuario, las dimensiones de la cámara y con ello el costo de fabricación, materiales, operación y mantenimiento.

Ancho (w_{cs}), ancho de la cámara de secado, es la suma del ancho de la pila de madera (1750 mm) más 750 mm a ambos lados considerados para facilitar el acceso de los operarios en acciones de montaje, limpieza y mantenimiento.

$$w_{cs} = 3250 \text{ mm}$$

Largo (l_{cs}), largo de la cámara de secado, se define con el largo de la pila estandarizado en 3000 mm más dos accesos de 600 mm necesarios para favorecer el ingreso y salida de los operarios.

$$l_{cs} = 4200 \text{ mm}$$

Altura (h_{cs}), alto de la cámara de secado, para calcularla se aplica la ecuación 2.5, donde el alto de la pila es de 858 mm (ecuación 2.2) más la altura de la estructura de soporte para el pilado igual a 500 mm (apartado 2.7).

$$h_{cs} = \text{Alto de la pila de madera} + \text{altura del soporte} \quad (2.5)$$

$$h_{cs} = 858 \text{ mm} + 500 \text{ mm} = 1358 \text{ mm}$$

Sin embargo, se está considerando una altura mínima de 2000 mm para comodidad de los operarios al momento del apilado de la madera.

$$h_{cs\ min} = 2000\ mm$$

La figura 2.7 esquematiza la cámara de secado.

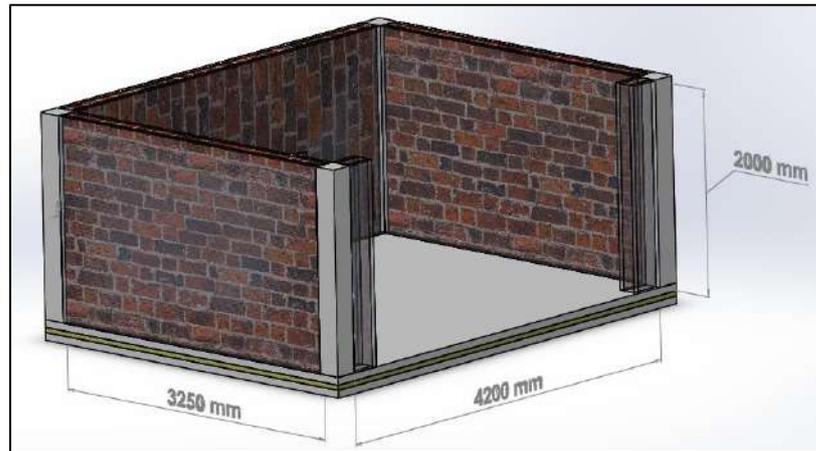


Figura 2.7 Dimensiones internas de la cámara de secado.
Fuente: Elaboración propia.

La tabla 2.6 muestra un resumen de las dimensiones de la pila de madera y la cámara de secado.

Tabla 2. 6 Dimensiones de la pila de madera y de la cámara de secado

Dimensiones	Pila de madera [mm]	Cámara de secado [mm]
Ancho	1750	3250
Largo	3000	4200
Altura	858	2000

Fuente: Elaboración propia.

La figura 2.8 permite visualizar un esquema de la posición de la pila de madera dentro de la cámara de secado.

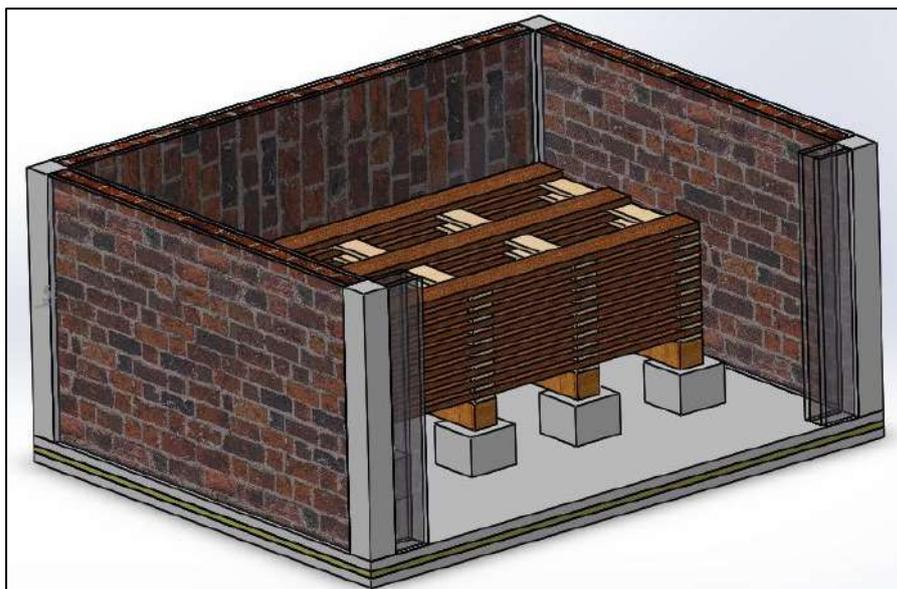


Figura 2.8 Cámara de secado y apilado de madera

Fuente: Elaboración propia.

2.3 Colector solar: aspectos teóricos

En los últimos años se han desarrollado secadores solares e híbridos para productos agrícolas, alimentarios e industriales, con la finalidad de un mayor aprovechamiento de la energía solar.

Este capítulo estudia la fuente solar para el diseño del secador híbrido (solar - gas), optando por un sistema solar activo del tipo indirecto, porque la radiación no incide directamente en la madera.

El colector solar es un dispositivo que capta la energía procedente de la radiación solar y la transfiere al fluido que pretende calentarse, éste es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la radiación solar en calor.

Los colectores solares de fluido caloportador líquido (por ejemplo, el agua) se emplean con mayor frecuencia para el calentamiento de agua; mientras que los colectores de aire se emplean en actividades relacionadas al secado de productos. La primera y principal diferencia entre ambos sistemas radica en las propiedades físicas del fluido transportador de calor.

2.3.1 Diferencia entre colectores solares de aire y de líquido

El agua presenta ciertas ventajas en cuanto a su capacidad para transmitir calor por unidad de masa con respecto al aire (su calor específico es de $4.1868 \text{ J/gr } ^\circ\text{C}$ frente al del aire que es $1 \text{ J/gr } ^\circ\text{C}$). Por otro lado, la densidad del agua es también mayor que la del aire, siendo 1000 kg/m^3 frente a los 1.205 kg/m^3 . De acuerdo con estos datos, se necesitan aproximadamente 3400 veces más volumen de aire que de agua para transporta la misma cantidad de calor.

Sin embargo, el aire presenta determinadas ventajas respecto al agua para las instalaciones por energía solar. Por un lado, es inmune al congelamiento y a la

ebullición por lo que se hace innecesarios determinados dispositivos y estrategias que se adoptan en las instalaciones de agua para evitar sus nocivos efectos; por otro lado, las instalaciones solares por aire son más sencillas. Además, al trabajar en circuito abierto con la atmósfera, no existen problemas de fugas.

Debido a que la finalidad del colector solar de aire es calentar el fluido de trabajo, solo se necesita de un colector solar, los conductos y un sistema de ventilación (según la disposición de la cámara y del colector).

Los sistemas de calefacción por agua requieren en cambio de otros elementos, dado que las instalaciones están expuestas a sufrir bajas temperaturas nocturnas, es necesario un circuito primario con agua y anticongelante que evite la congelación en los colectores y deterioro de éstos. Al tener un elemento tóxico como lo es el anticongelante en los colectores, se hace necesario instalar un circuito secundario, con su respectivo intercambiador de calor que se comunique con el depósito acumulador de agua.

2.3.2 Descripción del colector solar

Las partes que constituyen un colector solar se indican en la figura 2.9; en ésta, se muestra la superficie absorbedora, situada bajo la cubierta transparente. El aire a calentar fluye entre la superficie superior del absorbedor y la superficie inferior de la cubierta de vidrio. Diferentes estudios realizados aseguran que esta configuración ofrece mayores ventajas frente a otras. Dentro de esta configuración existen algunas del tipo especial, tales como absorbedor con aletas y el de placa corrugada en V invertida; en ambas se incrementa la temperatura de salida de aire y con ello mejora el rendimiento térmico del colector (Ekechukwu & Norton ,1999).

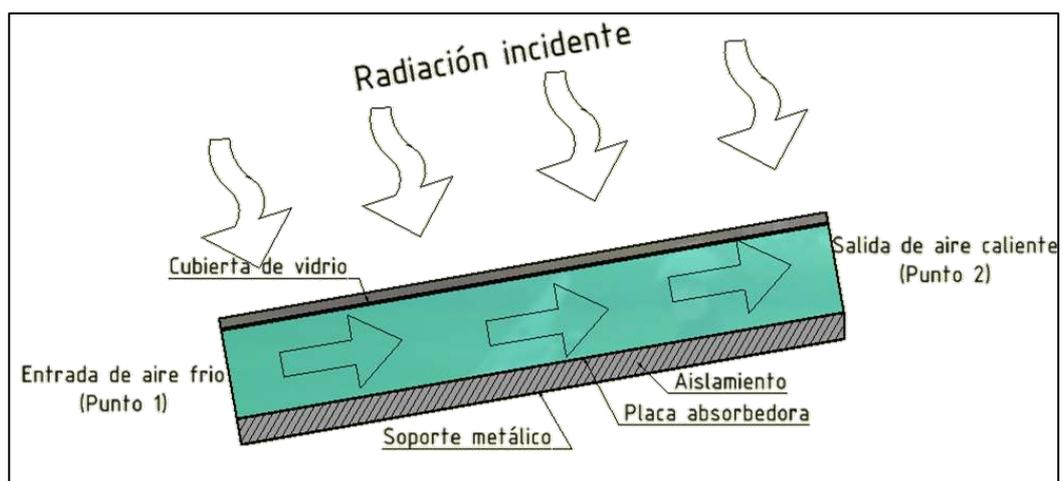


Figura 2.9 Esquema de un colector solar de placa plana.

Fuente: Ekechukwu & Norton ,1999.

2.3.3 Componentes

Los componentes de un colector solar son (anexo 7.1):

- Una lámina de vidrio o cubierta transparente.
- Una placa plana o absorbedor.
- Una caja o estructura aislada térmicamente
- El material aislante.

La cubierta transparente permite reducir las pérdidas de calor por conducción y protege de la contaminación a la superficie absorbente, alargando su durabilidad; además, evita que el aire exterior esté en contacto con el absorbedor y provoque en él pérdidas por convección. Los materiales más utilizados para su fabricación son: vidrio o láminas de plástico porque su función es transmitir los rayos solares al colector, no reflejarlos.

El absorbente puede ser de diferentes metales como cobre, aluminio y acero. Las características principales del material empleado para la construcción de un absorbente son la conductividad y absorción del calor; las cuales deberán ser lo mayor posible. Un metal puro refleja mucha luz, para evitar este efecto se pinta la superficie con un color oscuro, con el fin de aumentar su capacidad de absorción y reducir la reflexión de los rayos solares. El pigmento empleado en la coloración de este elemento debe ser selectivo, es decir, absorber de manera eficaz la radiación solar e irradiar calor en pequeña proporción, disminuyendo las pérdidas por radiación.

La función principal de la estructura del colector es proteger las partes del colector de elementos externos como la lluvia, la humedad y viento. Se puede construir de madera, metal y plástico. El uso de madera, por ser mal conductor, tiene la ventaja de no utilizar aislante en el interior del colector. Sin embargo, se debe revestir con una capa de pintura para evitar averías, deformaciones o alteraciones por efecto del agua y la luz solar. Si se utiliza metal será necesario aplicar una capa de pintura anticorrosiva, excepto cuando se utiliza una lámina galvanizada o de aluminio. Los lados de la caja de metal deberán ser aislados para evitar las pérdidas de calor.

El aislamiento servirá para minimizar las pérdidas de calor en la parte posterior y los lados del colector, y deberá resistir temperaturas próximas a los 100 °C. Los materiales aislantes más comunes son el tecnopor y la lana de vidrio.

2.3.4 Orientación del colector solar

Un colector que sigue continuamente al sol, de forma que siempre su superficie captadora sea perpendicular a la trayectoria de sus rayos, recibirá la máxima radiación; sin embargo, este seguimiento no es práctico en la mayoría de los casos, y por lo tanto no resulta aconsejable. Una alternativa más económica consiste en disponer el colector en posición fija, de forma que en el periodo a considerar se reciba la máxima radiación anual.

En el hemisferio sur el colector solar deberá orientarse de tal forma que quede expuesto hacia el norte; para la inclinación del colector se puede considerar un ángulo igual a la latitud del lugar (Rodríguez, 1989) o también un ángulo definido por la latitud del lugar más 10° (Álvarez, 2005); estas inclinaciones son las

recomendadas para el mejor funcionamiento, tanto en verano como en invierno, pues permite que el colector tenga la mayor incidencia anual de luz solar (figura 2.10). Para obtener una menor altura entre el punto de salida del colector con respecto a la horizontal, se opta por escoger un ángulo de inclinación con un valor igual a la latitud.

$$\vartheta = \text{latitud de Piura} = 5^\circ 10' 14''$$

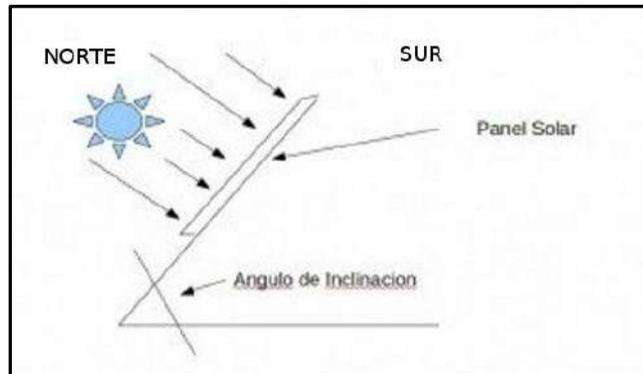


Figura 2.10 Orientación del colector.
Fuente: Farrington, 1977.

El colector debe instalarse en un sitio despejado, donde la sombra de árboles o edificaciones no afecte su funcionamiento, impidiendo la recepción de luz solar. Debe buscarse que el sitio en donde se construya sea plano, que cuando llueva no se acumule el agua a su alrededor y se debe mantener libre de vegetación, para que no se humedezcan los muros.

Además, al tratarse de un colector solar que trabaja con un flujo de aire mediante un ingreso de forma natural, se debe tener en cuenta que la dirección predominante del viento en la región de Piura va de sur a norte, tal como se muestra en la figura 2.11.

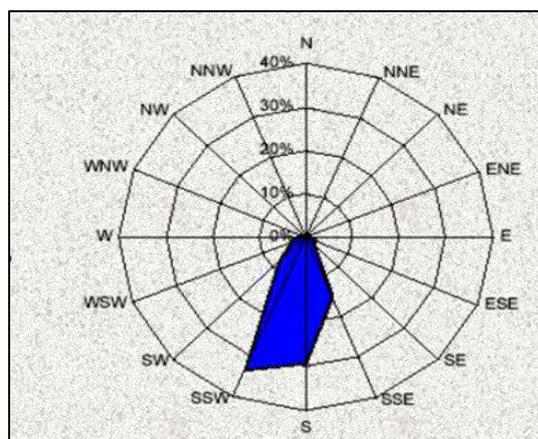


Figura 2.11 Rosa de viento para la región Piura.
Fuente: Morales, 2005.

Para satisfacer las condiciones mencionadas anteriormente se establece la siguiente orientación (figura 2.12):

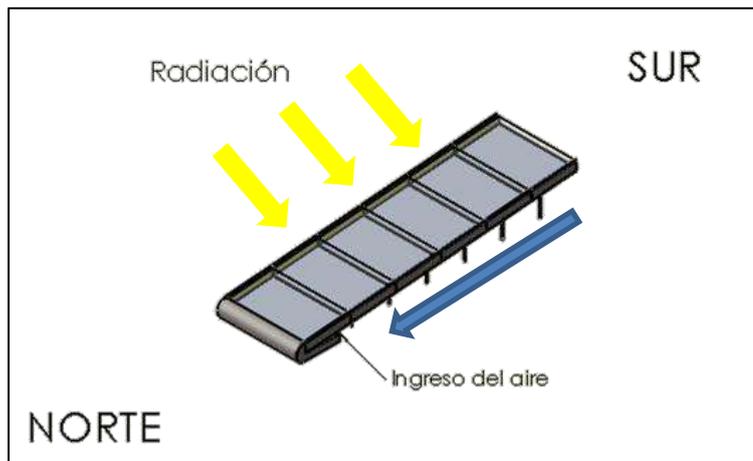


Figura 2.12 Orientación del colector solar.
Fuente: Morales, 2005.

2.4 Paredes y techo

Los materiales a utilizar en las paredes y el techo deben satisfacer propiedades estructurales para soportar su propio peso; así como, propiedades herméticas para evitar fugas de calor. Entre los materiales recomendados, en la bibliografía consultada, se cita al ladrillo, los bloques de concreto, y los perfiles de aluminio o acero; no obstante, se busca un diseño económico con materiales propios de la zona y que cumpla los requerimientos establecidos.

El diseño propone una cámara de secado de cuatro paredes y un techo de ladrillo de 125 mm de espesor, recubiertas por ambos lados con láminas de lana de vidrio de 50 mm , que se sujetarán a las paredes con tornillos autotaladrantes o espárragos $M10 \times 250\text{ mm}$ (figura 2.13) a lo largo del perímetro.

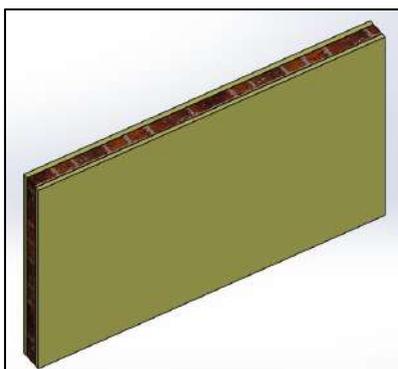


Figura 2.13 Composición de las paredes.
Fuente: Elaboración propia.

Para evitar el deterioro de la lana vidrio se colocan láminas metálicas en sus caras con la finalidad de protegerla de los ambientes corrosivos; sin embargo, para no elevar la inversión del sistema se opta por el uso de pintura anticorrosiva (CONUEE, 2009). Con la finalidad de obtener una cámara hermética, para evitar la pérdida de calor y temperatura, se plantea utilizar silicona de alta temperatura como material de sellado en todas las uniones de las paredes y orificios existentes.

2.5 Puerta

Es uno de los componentes de mayor importancia en el diseño de la cámara, debido a los porcentajes considerables de pérdidas de calor útil (por conducción y convección) destinado al proceso de secado.

El material seleccionado es madera con un espesor de 40 mm recubierta por ambos lados con una capa de lana de vidrio de 50 mm . Las puertas se confeccionarán teniendo en cuenta un modelo tipo “Ala”; para facilitar su movimiento se utilizarán bisagras de pasador simple de $102\text{ mm} \times 102\text{ mm}$. La apertura y cierre se efectuará mediante un cerrojo común.

Las posibles fugas de calor se disminuirán con un sellado de silicona resistente a las altas temperaturas por todo el contorno de la puerta.

2.6 Piso

Consta de una base de hormigón con las dimensiones interiores de la cámara de secado y de 150 mm de espesor; al igual que en las otras superficies de la cámara, se dispondrá de lana de vidrio de 50 mm como material aislante. El piso soportará el peso de la pila de madera, así como el peso de la estructura de soporte.

2.7 Soporte de la pila de madera

Para el dimensionamiento del soporte se tuvo en cuenta el “Manual de diseño para maderas del grupo andino” (1984), a partir del cual se determinó que el soporte sobre el que descansará la pila de madera estará compuesto por 8 bloques de concreto de dimensiones $400\text{ mm} \times 400\text{ mm} \times 300\text{ mm}$, además de 4 barras de madera de $200\text{ mm} \times 200\text{ mm} \times 1750\text{ mm}$; los elementos mencionados se muestran en la figura 2.14.

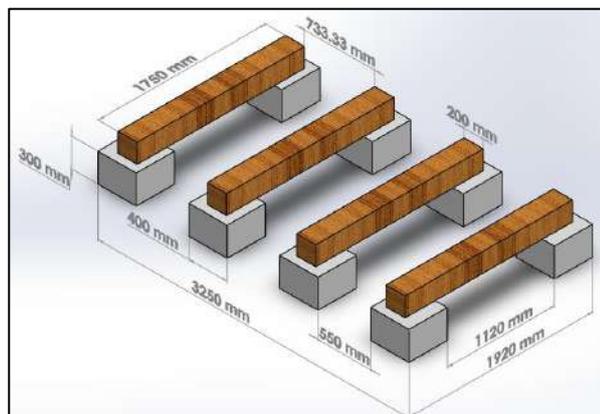


Figura 2.14 Soporte para la pila de madera
Fuente: Elaboración propia.

2.8 Soporte del colector

Su función principal es sostener la estructura del colector por la parte superior y permitir la entrada de aire en la parte inferior. Debido a que trabaja a la intemperie, se debe construir con una plancha de acero galvanizado de 1 mm de espesor, por ser la de menor espesor, capaz de soportar el peso del colector así como los efectos de la lluvia y la corrosión. Las dimensiones del soporte se presentan en la figura 2.15, para las cuales se tuvo en cuenta las medidas y orientación del colector solar, es por ello que esta superficie tiene el mismo ángulo de inclinación ($\vartheta = 5^\circ$). Para lograr la estabilidad e inclinación del soporte del colector se incorporan ejes de 1 pulgada de diámetro a lo largo de la estructura.

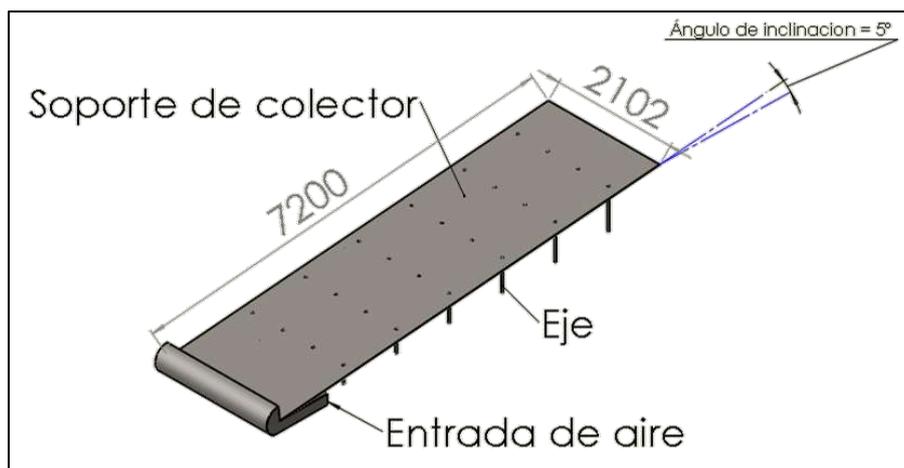


Figura 2.15 Soporte del colector.

Fuente: Elaboración propia.

2.9 Dimensiones del conector

La salida del colector solar se une a la entrada de la cámara de secado a través de un conector de acero galvanizado de 1 mm de espesor (figura 2.16), con recubrimiento de lana de vidrio de 50 mm de espesor para evitar las pérdidas de calor.

Los valores de área (8.55 m^2) y de perímetro (12.34 m) se muestran en la imagen y han sido calculados por el software SolidWorks.

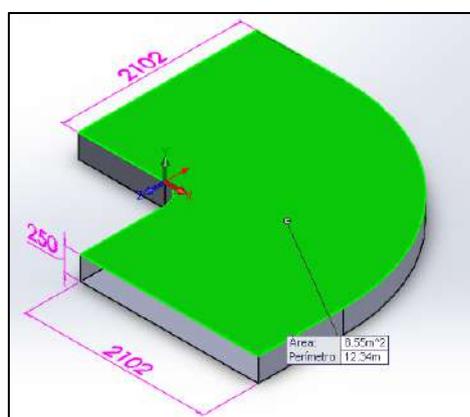


Figura 2.16 Conector del secador solar

Fuente: Elaboración propia.

2.10 Gas licuado de petróleo (GLP): características generales

Se conoce como GLP a un conjunto de hidrocarburos que forman la fracción más ligera obtenida de la destilación del petróleo crudo de las refinerías. Está constituido por 40% de butano y 60% de propano; éstos, son gaseosos en condiciones normales de presión y temperatura, y fácilmente licuables, lo que permite su almacenamiento en fase líquida a relativas bajas presiones entre el rango de 80 a 100 *psi* (Osinergmin, 2011). Además, presenta las siguientes características:

- Es incoloro tanto en su estado líquido como en su estado gaseoso. Solo se hace visible cuando el gas es liberado en forma muy rápida al medio ambiente.
- Es inodoro, por lo que para su comercialización se exige que sea mezclado con una sustancia odorizante para que pueda ser detectado.
- El GLP no es un producto tóxico, ni corrosivo; además, tampoco tiene presencia de azufre en su composición.
- Son más pesados que el aire, si hay alguna fuga puede extenderse por el suelo.

Los parámetros del GLP son los siguientes:

$$\text{Poder calorífico} = \text{PCI} = 45900 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{densidad} = \rho = 540 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Las ventajas de su empleo son:

- Conducen a una reacción de combustión homogénea sin producción de monóxido de carbono (CO) y minimiza el riesgo de aparición de hidrocarburos en los productos (HC) (Osinermin, 2011).
- El poder calorífico inferior (PCI) es elevado.
- Están exentos de azufre, sales de plomo y aditivos halógenos.

Capítulo 3

Cálculo y análisis energético

3.1 Tiempo teórico de secado

El tiempo de secado para una madera estándar, depende de su humedad inicial y final; sin embargo, existen otros factores que también intervienen en el cálculo, como son:

- La temperatura real de secado.
- El espesor de la madera.
- La densidad de la madera.
- El estado de secado.
- La velocidad de flujo de aire de secado.
- El factor para maderas difíciles de secar.

La siguiente expresión, determina la cantidad de horas necesarias para el proceso de secado (Rodríguez M., 2008).

$$t_s = \frac{1}{\alpha} * \left(\frac{e_m}{25}\right)^{1.5} * \left(\frac{65}{T_{op}}\right)^{1.5} * \left(\frac{1.5}{v}\right)^{0.6} * \text{Ln}\left(\frac{H_i}{H_f}\right) \quad [h] \quad (3.1)$$

Donde:

- t_s = tiempo teórico de secado horas [h].
- α = factor de proporcionalidad de la madera.
- e_m = espesor de la madera [mm].
- T_{op} = temperatura de operación del secado [°C].
- v = velocidad del aire [m/s].
- H_i = contenido de humedad inicial [%].
- H_f = contenido de humedad final [%].

El factor de proporcionalidad de la madera se obtiene a través de pruebas en laboratorio; sin embargo, la relación de éste con la densidad proporciona una forma más sencilla para calcular el tiempo de secado, en la que se considera una serie de factores de corrección por efecto de la temperatura, el espesor de la madera, la densidad, la velocidad del flujo de aire y el tipo de madera que afectarán a un tiempo básico de secado hallado por medio de la figura 3.1.

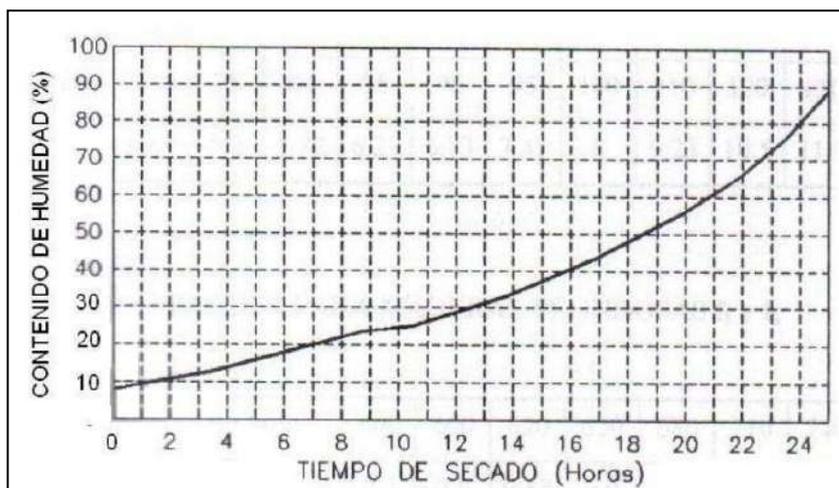


Figura 3.1 Tiempo básico de secado para maderas.

Fuente: SECAP, 1991

Los factores de corrección que influyen en el tiempo de secado se pueden encontrar en las tablas 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 y 3.5 (ver apartado 4.8).

❖ Espesor

Tabla 3.1 Factor de corrección con respecto al espesor

Espesor [mm]	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
f_1	0.46	0.72	1	1.31	1.66	2.02	2.43	2.83	3.28	3.72	4.2
Espesor [mm]	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
f_1	4.68	5.2	5.72	6.27	6.83	7.41	8	9.23	10.5	11.9	13.3

Fuente: SECAP, 1991

❖ Densidad y temperatura

Tabla 3.2 Factor de corrección con respecto al peso específico y temperatura

Densidad [kg/m³]	450	500	600	620	650	680	710	740	770
f_2	0.65	0.7	0.8	0.88	0.9	1	1.1	1.12	1.2
Temperatura de secado [°C]	40	45	50	55	60	70	75	80	85
f_3	2.1	1.9	1.7	1.5	1.3	1.2	1.1	1	0.9

Fuente: SECAP, 1991

❖ Velocidad de secado

Tabla 3.3 Factor de corrección con respecto a la velocidad de secado

Velocidad [m/s]	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75	3
f_4	1.41	1.30	1.19	1.08	1.00	0.93	0.87	0.83	0.78

Fuente: SECAP, 1991

❖ Especie de madera**Tabla 3. 4** Factor de corrección con respecto a la especie de madera

Especies de madera	Eucalipto	Laurel Tierno	Otra
f_5	2	1.4	1

Fuente: SECAP, 1991

❖ Porcentaje de humedad**Tabla 3. 5** Factor de corrección con respecto al porcentaje de humedad

f_6	1.1	Considerar solo hasta el punto de saturación de las fibras (PSF).
-------	-----	---

Fuente: SECAP, 1991

3.2 Colector solar**3.2.1 Dimensionamiento**

La principal característica en el dimensionamiento de un colector solar de aire de placa plana, es la relación de un pie cuadrado de área de cubierta vitrificada por cada diez pies-tabla de madera como mínimo (Bond B., Espinoza O. & Araman P., 2011).

Desde la tabla 3.6 hasta la tabla 3.9 se brindan las especificaciones técnicas de los componentes del colector solar de aire, éstas han tenido en cuenta la bibliografía consultada y las dimensiones de otros diseños similares (JumboSolar, 2013):

Tabla 3. 6 Especificaciones de la caja metálica

<u>Caja</u>	Material		Acero galvanizado	
	Densidad		7850	kg/m^3
	Calor específico		0.46	$kJ/kg\ ^\circ C$
	Fondo	Largo	1200	mm
		Ancho	2102	mm
		Espesor	1	mm
	Laterales	Largo	1200	mm
		Ancho	250	mm
		Espesor	1	mm

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3. 7 Especificaciones de la placa absorbente

<u>Placa absorbente</u>	Material	Aluminio	
	Densidad	2700	kg/m^3
	Calor específico	0.897	$kJ/kg\ ^\circ C$
	Largo	1200	mm
	Ancho	2000	mm
	Espesor	1	mm

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3. 8 Especificaciones del aislante

<u>Aislante</u>	Material	Lana de vidrio		
	Densidad	30	kg/m^3	
	Calor específico	0.840	$kJ/kg\ ^\circ C$	
	Conductividad	0.038	$W/m\ ^\circ C$	
	Posterior	Largo	1200	mm
		Ancho	2100	mm
		Espesor	50	mm
	Laterales	Largo	1200	mm
		Ancho	176	mm
		Espesor	50	mm

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3. 9 Especificaciones de la cubierta de vidrio

<u>Cubierta de Vidrio</u>	Material	Vidrio	
	Densidad	2500	kg/m^3
	Calor específico	0.67	$kJ/kg\ ^\circ C$
	Largo	1200	mm
	Ancho	2100	mm
	Espesor	4	mm

Fuente: Elaboración propia

Con las especificaciones técnicas de cada uno de los componentes se analiza el calor útil y el rendimiento instantáneo.

3.2.2 Calor útil

El rendimiento del colector solar establece la cantidad de energía incidente que se transforma en energía útil. La energía recibida en el absorbedor es la diferencia entre la radiación incidente (G_T) y las pérdidas ópticas.

Una transmisividad del vidrio (τ) de 0.93 significa que se deja pasar 93% de la radiación solar incidente y un 7% es reflejado. Por lo tanto, la radiación que le llega al absorbedor es: $G_T \cdot \tau$.

Si el absorbedor presenta un coeficiente de absorbancia α , igual ha 0.95, indica que solo absorbe el 95% de la radiación, reflejando el 5% restante. Por lo tanto la radiación que llega al absorbedor es expresado por: $G_T \cdot \tau \cdot \alpha$.

El producto " $\tau \cdot \alpha$ " es el factor óptico del colector; éste depende del ángulo de incidencia de los rayos solares; aunque su variación es muy pequeña. Cuando los rayos en el colector inciden perpendicularmente su valor es máximo.

La energía perdida en el absorbedor por conducción, convección y radiación se puede representar como el producto entre el coeficiente de transferencia de calor (U_{CO}) y la diferencia entre la temperatura del absorbedor (T_{pm}) y la temperatura ambiente (T_{amb}).

La potencia útil desarrollada en el absorbedor es definida como la diferencia entre la potencia captada y las pérdidas en el mismo; y se determina por la ecuación (3.2):

$$\dot{Q}_u = A_{cu} \cdot (G_T \cdot \tau \cdot \alpha - U_{CO} \cdot (T_{pm} - T_{amb})) \quad [W] \quad (3.2)$$

Donde:

A_{cu} : área de la cubierta de vidrio [m^2].

$G_T \cdot \tau \cdot \alpha$: radiación que capta el absorbedor por unidad de superficie [$\frac{W}{m^2}$].

U_{CO} : coeficiente de transferencia de calor del colector [$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$].

T_{pm} : temperatura media de la placa [$^\circ C$].

T_{amb} : temperatura ambiente [$^\circ C$].

Sin embargo, es más conveniente utilizar unidades de energía, considerando que los datos meteorológicos proporcionados se dan en intervalos de tiempo, de forma que, si ($G_T \cdot \tau \cdot \alpha$) es la potencia captada por el absorbedor por unidad de superficie [$\frac{W}{m^2}$], la energía captada (I_T) desde un tiempo inicial t_i hasta un tiempo final t_f será:

$$I_T = \int_{t_i}^{t_f} (G_T \cdot \tau \cdot \alpha) \cdot dt \cong G_{T,med} \cdot \tau \cdot \alpha \cdot (\Delta t) \quad \left[\frac{J}{m^2} \right] \quad (3.3)$$

Siendo Δt es el intervalo de tiempo considerado en segundos.

Como se puede ver en la ecuación (3.3), para obtener la mayor energía posible, la transmitancia del vidrio (τ) y la absorbancia de la placa (α) deben ser lo más altas posibles.

En la figura 3.2 se muestra que el área encerrada bajo la curva en un intervalo de 30 minutos, definido por el radar de la Universidad de Piura, será igual a la energía captada por el absorbedor. Por lo tanto, el calor útil (Q_u) es:

$$Q_u = A_c \cdot (I_T - U_{CO} \cdot (T_{pm} - T_{amb}) \cdot \Delta t) \quad [J] \quad (3.4)$$

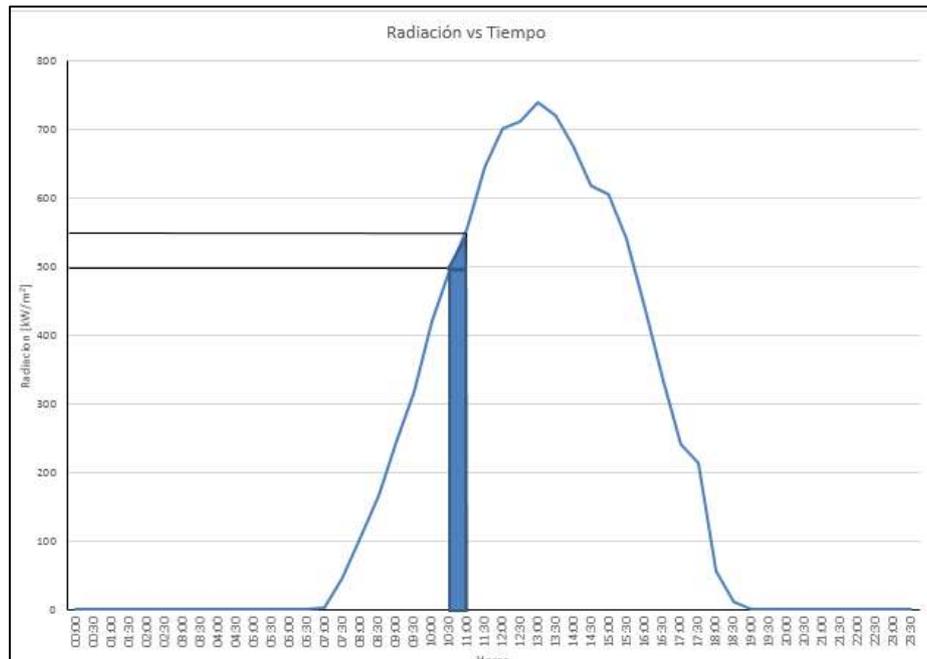


Figura 3. 2 Energía captada por el absorbedor en un intervalo de tiempo
Fuente: Elaboración propia.

El inconveniente de la ecuación (3.4) es que la temperatura media de la placa absorbidora (T_{pm}) es una incógnita, difícil de calcular debido a que depende del diseño del colector, de la radiación incidente y de las condiciones de fluido; éste último, al entrar frío e irse calentado en su paso por el colector, permite que a lo largo de la placa se vaya desarrollando una distribución de temperaturas en sus diferentes puntos; por lo tanto, se deduce que la temperatura de la placa no es constante.

En colectores de aire, la temperatura media del fluido se puede asemejar a la temperatura de entrada del colector (T_{eco}), con lo cual la ecuación tendría la siguiente expresión (Duffie y Beckman, 1991):

$$Q_u = A_c \cdot [G_T \cdot \tau \cdot \alpha - U_{CO} \cdot (T_{eco} - T_{amb})] \cdot \Delta t \quad [J] \quad (3.5)$$

Al sustituir T_{eco} por T_{pm} en la ecuación anterior; se aprecia una disminución de la temperatura en valor absoluto y por tanto supone disminuir las pérdidas. Para evitar esta sobrevaloración de calor útil se aplica un factor de corrección (F_R) llamado factor de eficiencia del colector, donde su valor es menor a la unidad ($F_R < 1$).

Este coeficiente representa físicamente la relación entre el calor transferido al fluido, a su paso por el colector, y el calor que se podría transferir si la temperatura de la placa fuera la misma que la del fluido a la entrada en el colector. El factor F_R se comporta como la eficiencia del convertidor, por lo que la expresión anterior se ve modificada (Ávila A., Mendoza J., Beltrán J., 2010).

$$Q_u = A_c \cdot F_R \cdot (G_T \cdot \tau \cdot \alpha - U_{CO} \cdot (T_{eco} - T_{amb})) \cdot \Delta t \quad [J] \quad (3.6)$$

También se puede reescribir el calor útil, cambiando la T_{eco} por la temperatura media del fluido T_{mf} , y el factor F_R por un nuevo factor de corrección denominado factor de eficiencia del colector F' . Este nuevo factor absorbe la variación producida entre la temperatura de entrada al colector (T_{eco}) y la temperatura media del fluido (T_{mf}) (CENSOLAR, 2007).

$$Q_u = A_c \cdot F' \cdot (G_T \cdot \tau \cdot \alpha - U_{CO} \cdot (T_{mf} - T_{amb})) \cdot \Delta t \quad [J] \quad (3.7)$$

Para poder determinar la temperatura media del fluido, es necesario primero despejar la temperatura de salida del colector T_{sco} .

Se realiza un análisis energético en los puntos de entrada y salida del colector solar, donde se desarrolla un proceso de calentamiento con humedad específica constante.

Con los parámetros de entrada: el flujo másico (\dot{m}), la potencia útil por metro cuadrado de colector (\dot{q}_u), el área del colector (A_c) y el número de colectores (N_C), se obtiene un valor de entalpía de salida h_2 . A partir de este valor se conoce la temperatura del aire a la salida del colector.

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{q}_u \cdot (A_c \cdot N_C)}{\dot{m}} \quad [kJ/kg] \quad (3.8)$$

Para determinar las condiciones de entrada, se define una temperatura de entrada al colector igual a la temperatura ambiente ($T_1 = T_{eco}$), permitiendo hallar los parámetros correspondientes al punto 1.

$$P_v = HR * P_{sat_T} \quad [kPa] \quad (3.9)$$

$$h = 1.005 * T + \omega * h_{sat_T} \quad [kJ/kg] \quad (3.10)$$

Siendo:

P_v = Presión de vapor [kPa].

HR = Humedad relativa [%].

P_{sat_T} = Presión de vapor saturado a la temperatura T_1 [kPa].

h = Entalpía total del aire atmosférico [kJ/kg].

T = Temperatura del aire atmosférico [°C].

ω = Humedad específica [kg. de vapor de agua/kg. de aire seco].

h_{sat_T} = Entalpía de vapor saturado a la temperatura T_1 [kJ/kg].

La humedad específica ω se halla por medio de la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{0.622 \cdot P_v}{P - P_v} \quad [kg. de vapor de agua/kg. de aire seco] \quad (3.11)$$

Donde P es la presión atmosférica del lugar.

A través de la ecuación (3.11), se halla la entalpía del punto 2 (h_2), y por desarrollarse un proceso de calentamiento a humedad específica constante dentro

del colector solar, se cuenta con los valores necesarios para determinar la temperatura del punto 2 (salida del colector).

A partir de la temperatura de salida ($T_2 = T_{SCO}$), se cuantifica la temperatura media del fluido (T_{mf}) por medio de la ecuación (3.12).

$$T_{mf} = \frac{T_{eco} + T_{sco}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.12)$$

3.2.3 Rendimiento instantáneo del colector

El colector capta la radiación solar en el absorbedor y la convierte en calor que se transfiere directamente al fluido. El colector es, por lo tanto, un intercambiador de calor en el cual se transfiere calor desde una placa caliente al fluido.

Se define el rendimiento del colector, en un intervalo de tiempo, como el cociente entre el calor útil y la energía solar incidente:

$$\eta_{co} = \frac{\int \dot{Q}_u \cdot dt}{A_c \cdot \int G_T \cdot dt} = \frac{Q_u}{I_T \cdot A_c} \quad [\%] \quad (3.13)$$

El cálculo no es tan sencillo como sugiere la fórmula anterior, depende de numerosos factores como el tipo de colector, las fluctuaciones de radiación solar y las condiciones ambientales.

El colector, al estar a una temperatura superior a la atmosférica, desarrollará una transferencia de calor por radiación hacia el exterior; por convección desde el colector hacia el aire, y por conducción hacia los elementos con los que se encuentra en contacto el colector. Todos estos factores, hacen que parte de la radiación solar convertida en calor se pierda antes de alcanzar el fluido térmico; y que el rendimiento sea menor a la unidad.

$$\eta_{co} = \frac{A_c \cdot F_R \cdot (I_T \cdot \tau \cdot \alpha - U_{CO} \cdot (T_{eco} - T_{amb}) \cdot \Delta t)}{I_T \cdot A_c} \quad [\%] \quad (3.14)$$

Simplificando la expresión anterior, se obtiene:

$$\eta_{co} = F_R \cdot \tau \cdot \alpha - \frac{F_R \cdot U_{CO} \cdot (T_{eco} - T_{amb}) \cdot \Delta t}{I_T} \quad [\%] \quad (3.15)$$

Al incluir, en la expresión anterior, las variables de la temperatura media del fluido (T_{mf}) y el factor de corrección (F'); se tiene:

$$\eta_{co} = F' \cdot \tau \cdot \alpha - \frac{F' \cdot U_{CO} \cdot (T_{mf} - T_{amb}) \cdot \Delta t}{I_T} \quad [\%] \quad (3.16)$$

En la que F' es similar a la eficiencia de un intercambiador de calor, definida como la relación entre el calor transferido desde la placa al fluido y el máximo calor que se podría transferir.

Para conocer el valor de F' , se necesita calcular el coeficiente global de pérdidas de calor U_{CO} ; sin embargo, es posible hallar los valores de $(F' \cdot \tau \cdot \alpha)$ y $(F' \cdot U_{CO})$ de una forma más rápida por medio de la recta de normalización.

3.2.4 Recta de normalización

Para normalizar los colectores solares, en España el Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial (INTA) desarrolló una función que determina el rendimiento de un colector comercial en base a un procedimiento experimental denominado “Proceso de normalización”, el cual consiste en exponer el colector a la acción de la radiación solar y medir el calor transferido al fluido térmico mediante la siguiente ecuación. (Izquierdo, 2010).

$$Q_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{sco} - T_{eco}) \cdot \Delta T \quad [J] \quad (3.17)$$

Los parámetros a tener en cuenta son: el flujo másico del fluido térmico, el calor específico del fluido, la temperatura de entrada y de salida del colector, la temperatura ambiente, la radiación solar y la velocidad del viento. La combinación de estos valores en las ecuaciones respectivas, permiten cuantificar el calor perdido en el colector a partir de la diferencia entre la radiación solar incidente y el calor útil.

Los métodos para normalizar un colector son diversos, dependiendo de si se trata de colectores líquidos o de aire, de circuito abierto o cerrado; todos los procesos se diferencian en pequeños detalles y tienen los siguientes rasgos comunes:

- Se controlan las temperaturas de entrada y salida del colector, así como la temperatura ambiente, manteniéndolas constantes.
- La radiación solar global sobre el plano de un colector se mide con un pirómetro.
- Se mide la pérdida de carga a lo largo del colector y la velocidad de viento.

El procedimiento se realiza en condiciones de régimen casi permanente durante las horas centrales del día (entre 11 am. a 1 pm.), ya que en este periodo la radiación permanece casi constante.

El aire no debe presentar turbulencia en la entrada del colector, y se considera como hipótesis que los valores de F' , F_R y U_{CO} son constantes (aunque sus valores dependen de las propiedades del fluido, y éstas a su vez de la temperatura).

La potencia útil se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{sco} - T_{eco}) \quad [W] \quad (3.18)$$

Donde:

\dot{m} = flujo másico

c_p = calor específico del fluido

Siendo el rendimiento instantáneo (η_i) calculado por la siguiente ecuación:

$$\eta_i = \frac{\dot{Q}_u}{G_T \cdot A_c} \quad [\%] \quad (3.19)$$

Debido a que se trabaja en condiciones atmosféricas, la temperatura de entrada, la radiación solar y la velocidad del viento no se pueden mantener constantes, y los coeficientes de transferencia de calor variables; la normalización se completa variando la temperatura de entrada en el colector en todo el rango de temperatura de trabajo del colector y calculando el rendimiento en cada una de ellas. El resultado es un conjunto de puntos, por el cual se hace pasar una recta denominada *recta de normalización* (figura 3.3).

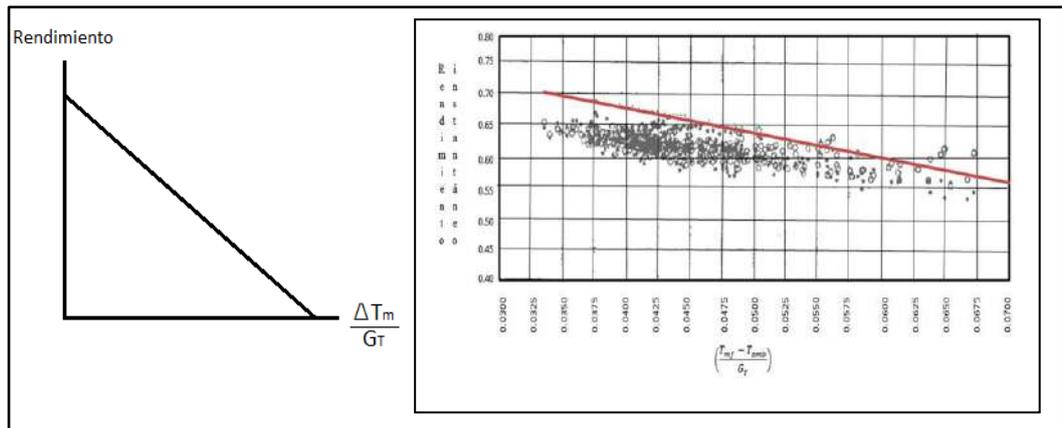


Figura 3.3 Esquema de la recta de normalización

Fuente: Rodríguez, 2012.

Según se aprecia en la figura anterior, el eje de ordenadas representa el rendimiento instantáneo y el eje de abscisas el incremento de temperatura entre la irradiación solar incidente $\left(\frac{T_{mf} - T_{amb}}{G_T}\right)$.

La pendiente negativa de esta recta equivale a pérdidas por transferencia de calor, representadas por:

$$Pendiente\ de\ la\ recta = -F' \cdot U_{CO} \quad (3.20)$$

La ordenada en el origen representa el rendimiento instantáneo máximo, también conocido como rendimiento óptico del colector, que se produce cuando la temperatura media del fluido coincide con la temperatura ambiente, y será igual a:

$$Rendimiento\ óptico = F' \cdot (\tau \cdot \alpha) \quad (3.21)$$

Al valor se denomina rendimiento óptico del colector. El rendimiento del colector será cero cuando la diferencia de temperatura entre la media del fluido y el ambiente sea tal que las pérdidas por transferencia de calor se igualen con la energía recibida y por lo tanto no se obtenga calor útil.

Se puede mencionar el método de Cooper y Dunkle (1981), en el que se asume una dependencia lineal de la temperatura en función del coeficiente de pérdidas U_{CO} de la forma:

$$F' \cdot U_{CO} = a + b \cdot (T - T_{amb}) \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot C} \right] \quad (3.22)$$

Siendo “a” y “b” coeficientes de primer y segundo orden, respectivamente.

3.2.5 Pérdidas producidas en el colector solar

La potencia útil de un colector, viene dada por la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_u = A_c \cdot F' \cdot (G_T \cdot \tau \cdot \alpha - U_{CO} \cdot (T_{mf} - T_{amb})) \quad [W] \quad (3.23)$$

Debido a que en este estudio, se busca determinar la potencia útil por metro cuadrado de colector, se modifica la ecuación en la siguiente forma:

$$\dot{q}_u = F' \cdot (G_T \cdot \tau \cdot \alpha - U_{CO} \cdot (T_{mf} - T_{amb})) \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.24)$$

Donde:

$G_T \cdot \tau \cdot \alpha$, representa físicamente la potencia captada por el absorbedor.
 $F' \cdot U_{CO} \cdot (T_{mf} - T_{amb})$, son las pérdidas del colector en condiciones normalizadas.

El umbral de radiación G_{min} necesario para compensar las pérdidas del colector por transferencia de calor se puede despejar igualando a cero la siguiente expresión:

$$\dot{q}_u = (G_{min} \cdot F' \cdot \tau \cdot \alpha - F' \cdot U_{CO} \cdot (T_{mf} - T_{amb})) = 0 \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.25)$$

Por lo tanto, G_{min} será:

$$G_{min} = \frac{F' \cdot U_{CO} \cdot (T_{mf} - T_{amb})}{F' \cdot \tau \cdot \alpha} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.26)$$

La potencia útil por metro en el colector se puede reescribir en función del umbral de radiación:

$$\dot{q}_u = F' \cdot \tau \cdot \alpha \cdot (G_T - G_{min}) \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.27)$$

Esta ecuación indica que solo se produce calor útil cuando la potencia incidente sobre la superficie del colector G_T es superior al umbral mínimo de radiación (G_{min}) obtenido a partir de la recta de normalización del colector.

El producto ($F' \cdot \tau \cdot \alpha \cdot G_{min}$) engloba las pérdidas en condiciones de normalización.

En este estudio se consideran las pérdidas debidas al efecto del viento y al calor almacenado en los componentes, de tal forma que la potencia útil por unidad de superficie será:

$$\dot{q}_u = F' \cdot \tau \cdot \alpha \cdot [G_T - G_{min}] - G_{viento} - G_{almacenado} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.28)$$

1) Pérdidas mínimas en condiciones normalizadas

Las pérdidas en condiciones normalizadas son las obtenidas en el ensayo normalizado del colector e incluye las de transferencia de calor por radiación y por convección. Tienen su origen en la diferencia de temperatura entre el colector y el exterior (pérdidas por radiación), y con el aire que lo rodea (pérdidas por convección).

$$G_{cn} = F' \cdot \tau \cdot \alpha \cdot G_{min} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.29)$$

2) Pérdidas por efecto del viento

Para el cálculo de las pérdidas del viento, se asume un flujo de aire paralelo a la superficie del colector (figura 3.4).

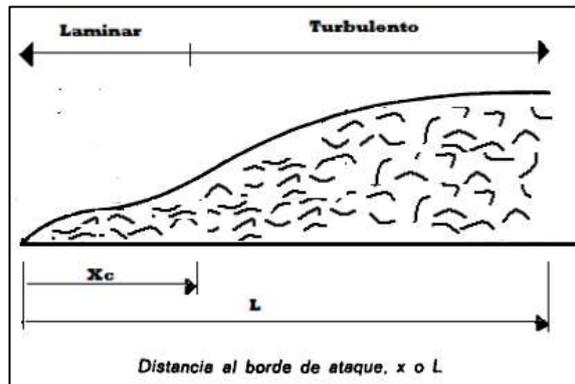


Figura 3.4 Flujo paralelo sobre una placa plana.

Fuente: Zenit, 2008.

La fricción del fluido viscoso (aire) sobre la superficie de la placa absorbidora provoca un esfuerzo de corte proporcional al gradiente vertical de velocidad. La distribución de velocidades va desde cero en el contacto con la superficie hasta la velocidad máxima para las zonas alejadas de la superficie. La región comprendida entre ambos estados se denominada capa límite superficial.

El espesor de la capa límite es función del recorrido del fluido sobre el sólido y comprende la zona donde la velocidad de las capas de aire varían por efecto de la fricción viscosa. Este espesor depende del tipo de flujo.

El número de Reynolds sirve para caracterizar el tipo de flujo (laminar o turbulento). Se observa en la figura anterior, cómo la transición de un tipo a otro se produce a una distancia mínima del origen x_c , a partir de este valor

se define un número de Reynolds crítico Re_c . El tipo de flujo está caracterizado por el valor del cociente entre las fuerzas de inercia debidas al movimiento del fluido y las fuerzas viscosas que se oponen al movimiento.

$$Re = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\text{masa} \cdot \text{aceleración}}{\text{tension} \cdot \text{superficie}} = \frac{\rho \cdot L_c \cdot v}{\mu} \quad (3.30)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \rho &= \text{densidad del aire} && [\text{kg/m}^3]. \\ L_c &= \text{longitud característica} && [\text{m}]. \\ v &= \text{velocidad del aire} && [\text{m/s}]. \\ \mu &= \text{viscosidad del aire} && [\text{kg/m} \cdot \text{s}]. \end{aligned}$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección “ h ”, se define el número de Nusselt, el cual mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que discurre un fluido, comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriese solamente por conducción.

$$Nu = \frac{h_v \cdot L_c}{k} \quad (3.31)$$

Siendo:

$$\begin{aligned} h_v &= \text{coeficiente de transferencia de calor por convección.} \\ k &= \text{conductividad térmica del aire.} \end{aligned}$$

Dependiendo del valor de Reynolds, se pueden definir dos tipos de flujo laminar o turbulento.

- **Flujo laminar** $Re < 5 \cdot 10^5$

El número de Nusselt local está dado por la siguiente expresión:

$$Nu_x = 0.332 \cdot (Re)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3} = \frac{h_x \cdot x}{k} \quad (3.32)$$

Y el coeficiente local de transferencia de calor:

$$h_x = 0.332 \cdot k \cdot \left(\frac{\rho \cdot v}{\mu}\right)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3} \cdot x^{-1/2} \quad (3.33)$$

Si se integra la ecuación con respecto a x , se obtiene la siguiente ecuación:

$$\bar{h}_x = 0.332 \cdot k \cdot \left(\frac{\rho \cdot v}{\mu}\right)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3} \cdot \int_0^x \frac{dx}{x^{1/2}} = 2h_x \quad (3.34)$$

Por lo tanto, el número de Nusselt promedio será:

$$\bar{Nu} = 0.664 \cdot (Re)^{1/2} \cdot (Pr)^{1/3} \quad (3.35)$$

- **Flujo turbulento** $5 \cdot 10^5 \leq Re \leq 10^7$ $0.6 \leq Pr \leq 60$

El número de Nusselt local para el flujo turbulento es:

$$Nu_x = 0.0296 \cdot (Re_x)^{\frac{4}{5}} \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}} \quad (3.36)$$

Como la capa límite del flujo turbulento está precedida por una capa límite laminar, se consideran las condiciones de capa límite mezclado.

❖ Capa límite

Cuando la transición de un flujo laminar a turbulento ocurre lo suficientemente antes del fin de la placa ($0.95 \leq \frac{x_c}{L} \leq 1$), los coeficientes promedios de convección en la superficie estarán influenciados por las condiciones en las capas límite laminar y turbulenta.

El cálculo del coeficiente promedio para toda la placa se define con la siguiente expresión:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h \cdot dx \quad (3.37)$$

Al integrar sobre la región laminar ($x < x_c$) y sobre la región turbulenta ($x_c < x < L$), la expresión queda modificada en:

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L} \cdot \left(\int_0^{x_c} h_{lam} \cdot dx + \int_{x_c}^L h_{tur} \cdot dx \right) \quad (3.38)$$

El número de Nusselt promedio, para los valores de Re y Pr indicados anteriormente, es:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_L &= 0.664 \cdot (Re_{x,c})^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}} + 0.037 \cdot (Re_L)^{\frac{4}{5}} \cdot (Re_{x,c})^{\frac{4}{5}} \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}} \\ \overline{Nu}_L &= \left(0.037 \cdot Re_L^{\frac{4}{5}} - 871 \right) \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}} \end{aligned} \quad (3.39)$$

El calor transferido, por convección, al aire que rodea al colector viene dado por (Cengel, 2004):

$$G_{co} = A_{co} \cdot h_v \cdot (T_{co} - T_{amb}) \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.40)$$

Donde:

A_{co} = área del componente (cubierta de vidrio o caja) por área del colector $\left[\frac{m^2}{m^2} \right]$.

h_v = coeficiente de transferencia de calor por convección $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$.

T_{co} = temperatura del componente [$^\circ C$].

Entonces, la potencia térmica pérdida por efecto del viento, será la suma de las pérdidas por la cubierta de vidrio y por la caja:

$$G_{v, cu} = A_{cu} \cdot h_v \cdot (T_{cu} - T_{amb}) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.41)$$

$$G_{v, ca} = A_{ca} \cdot h_v \cdot (T_{ca} - T_{amb}) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.42)$$

Las pérdidas totales por el viento serán:

$$G_v = A_{cu} \cdot h_v \cdot (T_{cu} - T_{amb}) + A_{ca} \cdot h_v \cdot (T_{ca} - T_{amb}) \quad (3.43)$$

3) Pérdidas por calor almacenado

En el intervalo, desde la hora de salida del sol hasta la hora en que empieza a funcionar el colector, la radiación interceptada se aprovecha para calentar los componentes; pero, no aporta al proceso y se considera que esa porción de radiación inicial no es útil.

Debido a que la masa del colector es grande y la radiación solar llega a la tierra con baja densidad por unidad de área, las pérdidas por calor almacenado pueden ser importantes; éstas se pueden calcular sumando las pérdidas de cada uno de los componentes del colector.

$$p_a = \sum m \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ref}) \left[\frac{kJ}{m^2} \right] \quad (3.44)$$

Donde:

m = masa del componente por metro cuadrado de colector.

C_p = calor específico del material del componente.

T_{co} = temperatura del componente.

T_{ref} = temperatura de referencia del componente.

Para aplicar la ecuación anterior se deben conocer las dimensiones del colector, los materiales con los que está construido, las propiedades físicas de estos materiales y las temperaturas de trabajo de cada componente. Las dimensiones y materiales son datos que se incluyen en la información del colector; sin embargo, las temperaturas de los componentes, que son desconocidas, dependen de la temperatura media del fluido durante el proceso.

Las temperaturas de referencia que aparecen en la ecuación (3.44), corresponden a las de los componentes calculadas para un intervalo anterior.

a) Temperatura y pérdidas por calor absorbido de la placa absorbente.

La temperatura de la placa absorbente será igual a la temperatura media del fluido más un incremento de temperatura.

$$T_{pl} = T_{mf} + \Delta T_{pl} \quad (3.45)$$

El incremento de temperatura depende del tipo de colector. En los colectores, el factor F' se comporta como la eficiencia del intercambiador de calor entre la placa y el fluido; debido a que este valor siempre es menor que la unidad, tiene como consecuencia que la temperatura de la placa es mayor que la temperatura del fluido térmico, pero este efecto se tuvo en cuenta al valorar F' , por esto se cumple:

$$T_{pl} \approx T_{mf} \quad (3.46)$$

Las pérdidas por calor absorbido en la placa, será:

$$p_{a, pl} = m_{pl} \cdot C_{p, pl} \cdot (T_{pl} - T_{ref}) \quad [kJ] \quad (3.47)$$

b) Temperatura y pérdidas por calor absorbido de la cubierta de vidrio.

El cálculo de la temperatura de la cubierta requiere el conocimiento de los coeficientes de película de convección y radiación entre la placa absorbedora y la cubierta de vidrio. Para simplificar el cálculo, se toma T_{cu} como:

$$T_{cu} = \frac{T_{mf} + T_{amb}}{2} \quad (3.48)$$

El error cometido al utilizar la expresión anterior es despreciable, porque el calor absorbido por la cubierta de vidrio es considerablemente pequeño respecto a los otros componentes. Por lo tanto, las pérdidas de calor absorbido por la cubierta de vidrio se pueden calcular a través de la siguiente expresión:

$$p_{a, cu} = m_{cu} \cdot C_{p, cu} \cdot (T_{cu} - T_{ref}) \quad [kJ] \quad (3.49)$$

c) Temperatura y pérdidas por calor absorbido de la caja del colector.

Asumir el colector como estanco¹ es una hipótesis bastante real en los colectores solares, considerando que el aislante está

¹ Característica que se confiere a recintos cerrados con poca interacción hacia exterior.

perfectamente unido por un lado a la superficie posterior de la placa absorbente y por otro a la superficie interior de la caja, de forma que no existan fenómenos de convección. Por lo tanto, se puede establecer el siguiente balance energético sobre la caja por unidad de área.

$$\frac{k_{ais}}{e_{ais}} \cdot (T_{pl} - T_{ca}) = h_a \cdot (T_{ca} - T_{amb}) \quad (3.50)$$

Donde el primer miembro es la ecuación de Fourier para la conducción del calor a través del aislante térmico, y el segundo es la ecuación de Newton para la transferencia de calor entre el aire exterior y la superficie de la caja. A partir de la ecuación anterior, se puede conocer la temperatura de la caja T_{ca} .

El calor absorbido por la caja se obtiene con la siguiente ecuación:

$$p_{a, ca} = m_{ca} \cdot C_{p, ca} \cdot (T_{ca} - T_{ref}) \quad [kJ] \quad (3.51)$$

d) Temperatura y pérdidas por calor absorbido del aislamiento térmico.

Si se mantiene la hipótesis anterior, de considerar que el aislante está perfectamente unido a la caja del colector y que no existe un espacio de aire entre ambos, la transmisión de calor se realiza por conducción y no habrá entonces resistencia térmica por convección, entonces la temperatura del aislante se puede calcular mediante:

$$T_{ais} = \frac{T_{ca} + T_{mf}}{2} \quad (3.52)$$

Conocida la temperatura del aislante T_{ais} , se puede calcular sus pérdidas por calor absorbido.

$$p_{a, ais} = m_{ais} \cdot C_{p, ais} \cdot (T_{ais} - T_{ref}) \quad [kJ] \quad (3.53)$$

e) Pérdidas por calor absorbido del fluido térmico.

Las pérdidas por calor absorbido del fluido (aire) se pueden cuantificar mediante la siguiente expresión:

$$p_{a, ft} = m_{ft} \cdot C_{p, ft} \cdot (T_{ft} - T_{ref}) \quad [kJ] \quad (3.54)$$

Éstas son menores con respecto a las de los colectores que trabajan con agua, porque el producto de la masa por el calor específico ($m_{ft} \cdot C_{p, ft}$) presenta un valor inferior cuando el fluido de trabajo es aire.

Las pérdidas por calor almacenado en el colector son iguales a la suma de todas las pérdidas de sus componentes.

$$p_a = p_{a, pl} + p_{a, cu} + p_{a, ca} + p_{a, ais} + p_{a, ft} \quad (3.55)$$

A partir de la ecuación anterior, se puede calcular las pérdidas de potencia almacenada por todos los componentes del colector.

$$G_{almacenado} = \frac{p_a}{\Delta t} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.56)$$

3.3 Consumo energético del secado

Para determinar la energía requerida, es necesario identificar y calcular los requerimientos caloríficos que implica el proceso de secado de la madera.

Este estudio consta de dos etapas: el período de calentamiento inicial de la cámara y el período de operación. En la primera etapa, se busca elevar la temperatura del interior de la cámara hasta una temperatura de operación, con ello se inicia la segunda etapa en la cual se procede a la eliminación continua de humedad en la madera por medio de una corriente de aire caliente suministrada por el colector solar o por la quema de combustible.

3.3.1 Consumo energético en la fase de calentamiento

El consumo total, en la fase de calentamiento, viene determinado por la sumatoria de los calores para elevar la temperatura de la madera, de la estructura de la cámara y el aire, desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de operación, más el calor para compensar las pérdidas por convección y la proporción del calor para evaporar el contenido la humedad en esta fase. El consumo calorífico total en la fase de calentamiento se puede expresar según la ecuación (3.57):

$$Q_{cal.} = \sum_{i=1}^5 Q_{i-cal} \quad [kJ] \quad (3.57)$$

1) Calor para elevar la temperatura de la carga

En todo proceso de calentamiento de un material, el tiempo que se tarda en alcanzar una determinada temperatura y la cantidad de energía térmica requerida, dependerán de las características del material a secar.

Se puede considerar que la madera húmeda está compuesta por madera seca y agua, esto hace que necesite un doble requerimiento energético; por un lado, la energía necesaria para el calentamiento de madera considerándola seca; y por el otro, la demanda de energía para calentar el agua contenida en la madera hasta la temperatura de operación. El requerimiento calorífico para calentar madera húmeda viene dada por:

$$Q_{1-cal} = m_{mad.} \cdot c_{e_{mad.}} \cdot \Delta T + m_{agua} \cdot c_{e_{agua}} \cdot \Delta T \quad [kJ] \quad (3.58)$$

El calor específico de la madera seca depende de la temperatura ambiente y la temperatura de operación, este valor se obtiene mediante la ecuación (3.59) (SEMARNAT, 2005):

$$c_{e_ms} = [0.226 + 0.00058 \cdot (T_{amb} + T_{ope})] \cdot 4.1868 \quad \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \quad (3.59)$$

2) Requerimiento energético al interior de la cámara

La ecuación (3.60) expresa el calor necesario para calentar una masa de aire desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de operación de la cámara de secado.

$$Q_{2-cal} = V_{aire} \cdot \rho_{aire} \cdot c_{e_aire} \cdot \Delta T \quad [kJ] \quad (3.60)$$

El volumen de aire se obtiene restando el volumen de madera (V_m) del volumen de la cámara de secado (V_{cs}).

$$V_{aire} = V_{cs} - V_m \quad [m^3] \quad (3.61)$$

3) Calor para elevar la temperatura de la estructura

Al empezar la etapa de calentamiento, los diferentes materiales que conforman la estructura de la cámara se encuentran a temperatura ambiente. El calor necesario para llevar la estructura hasta la temperatura de operación, depende de las propiedades como calor específico (c_e), densidad (ρ), volumen (V) de los diferentes materiales.

$$q_{3-cal} = (V_{lv} \cdot \rho_{lv} \cdot c_{e_lv} + V_{cem} \cdot \rho_{cem} \cdot c_{e_cem} + V_{lad} \cdot \rho_{lad} \cdot c_{e_lad} + V_{mad} \cdot \rho_{mad} \cdot c_{e_mad}) \cdot \Delta T \quad [kJ] \quad (3.62)$$

4) Calor requerido para compensar pérdidas locales

Las pérdidas locales hacen referencia a las producidas por conducción y convección en paredes, techo, puerta y piso, éstas dependen en gran medida del aislamiento térmico del recinto, de la duración del proceso y del gradiente de temperatura (interior - exterior) de la cámara de secado.

Se ha considerado que el proceso de convección es de tipo natural, debido a que no hay elementos que fuercen la entrada del aire al sistema de colectores; por ello es necesario calcular los parámetros de pérdidas por convección teniendo en cuenta a las paredes como superficies verticales (Forson F., Nazha M., Akuffo F., Rajakaruna H., 2006).

La superficie vertical tendrá una longitud característica (L_c) igual a la altura de la pared, y las consideraciones para el análisis son:

- Uno de los extremos de la placa como adiabático.
- La temperatura de superficie (T_s) es constante a lo largo de la placa.

- El aire es un gas ideal.
- La presión en la cámara de secado es igual a 1 atmósfera.
- Condiciones estacionarias de operación.

Se define la temperatura de película como el promedio de la temperatura ambiente y la temperatura de superficie.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (3.63)$$

Definida T_f , se determinan, con el anexo 4, las propiedades de conductividad térmica (k), el número de Prandtl (Pr), la viscosidad dinámica (ν) y el coeficiente de expansión volumétrica (β); a partir de estas propiedades se calcula el número de Rayleigh (R_a) con la siguiente ecuación:

$$R_a = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c}{\nu^2} \cdot Pr \quad (3.64)$$

g = gravedad $\left[\frac{m}{s}\right]$.

β = coeficiente de expansión volumétrica $[^\circ C^{-1}]$.

T_s = temperatura de superficie $[^\circ C^1]$.

T_∞ = temperatura del fluido lo suficientemente lejos de la superficie $[^\circ C^1]$.

L_c = longitud característica $[m]$.

ν = viscosidad cinemática $\left[\frac{m^2}{s}\right]$.

Conocido el número de Rayleigh (R_a), se despeja el número de Nusselt de la ecuación (3.65):

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot R_a^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.65)$$

El valor del coeficiente de convección h_v se halla a partir de la siguiente ecuación:

$$h_v = \frac{Nu \cdot k}{L_c} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (3.66)$$

a) Pérdidas por las paredes y techo

Para evaluar el flujo de calor unidimensional que se pierde a través de las paredes y el techo, debido al gradiente de temperatura que hay entre el interior de la cámara (T_{op}) y ambiente externo (T_{amb}), se determina la red de resistencias térmicas, el área de contacto y la conductividad térmica de los material.

Las paredes, al estar compuestas por capas de materiales, se pueden considerar como resistencias térmicas en serie y su valor total se determina mediante la siguiente expresión:

$$R_{T\text{ pt}} = R_{\text{int}} + R_1 + R_2 + R_m + R_3 + R_4 + R_{\text{ext}} \quad (3.67)$$

En la siguiente tabla se citan las expresiones para el cálculo de cada resistencia térmica, además se indica su causa.

Tabla 3. 10: Fórmulas de las resistencias térmicas en paredes y techo.

Resistencia térmica	Causa
$R_{\text{int}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{pt}}}$	Convección en el interior de la cámara.
$R_1 = R_4 = \frac{L_1}{k_1 \cdot A_{\text{pt}}}$	Conducción por la capa de lana de vidrio.
$R_2 = R_3 = \frac{L_2}{k_2 \cdot A_{\text{pt}}}$	Conducción por el cemento de las paredes.
$R_m = \frac{1}{\frac{L_a}{k_a \cdot A_{\text{pt}}} + \frac{L_b}{k_b \cdot A_{\text{pt}}} + \frac{L_a}{k_a \cdot A_{\text{pt}}}}$	Conducción por las capas de cemento y ladrillo.
$R_{\text{ext}} = \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot A_{\text{pt}}}$	Convección en el exterior de la cámara de secado.

Fuente: Cengel, 2004.

Al sumar los valores de cada una de las resistencias térmicas, se determina la transferencia de calor a través de las paredes y el techo.

$$\dot{q}_{\text{paredes}} = \frac{T_{\text{op}} - T_{\text{amb}}}{R_{T\text{ pt}}} \quad (3.68)$$

b) Pérdidas por el piso

Para conocer la transferencia de calor en el piso, se determinan las siguientes resistencias térmicas que estarán ubicadas en serie:

$$R_{T\text{ pi}} = R_{\text{int}} + R_5 + R_6 \quad (3.69)$$

La tabla 3.11 indica cómo calcular los valores correspondientes a cada una de las resistencias térmicas.

Tabla 3. 11: Fórmulas para las resistencias térmicas en el piso.

Resistencia térmica	Causa
$R_{\text{int}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{pi}}}$	Convección en el interior de la cámara.
$R_5 = \frac{L_5}{k_5 \cdot A_{\text{pi}}}$	Conducción por la capa de cemento.
$R_6 = \frac{L_6}{k_6 \cdot A_{\text{pi}}}$	Conducción por la lana de vidrio.

Fuente: Cengel, 2004.

Determinados cada uno de los valores de las resistencias térmicas, el requerimiento energético para compensar las pérdidas por el piso es:

$$\dot{q}_{\text{piso}} = \frac{T_{\text{op}} - T_{\text{amb}}}{R_{T \text{ pi}}} \quad (3.70)$$

c) Pérdidas por la puerta

La puerta está representada por la siguiente red de resistencias térmicas:

$$R_{T \text{ pu}} = R_{\text{int}} + R_7 + R_8 + R_9 + R_{\text{ext}} \quad (3.71)$$

El cálculo de las resistencias se detalla en la tabla 3.12.

Tabla 3. 12: Fórmulas para la resistencia térmicas en la puerta

Resistencia térmica	Causa
$R_7 = R_9 = \frac{L_7}{k_7 \cdot A_{\text{pu}}}$	Conducción por la lana de vidrio.
$R_8 = \frac{L_8}{k_8 \cdot A_{\text{pu}}}$	Conducción por la madera.
$R_{\text{int}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{pu}}}$	Convección en el interior de la cámara.
$R_{\text{ext}} = \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot A_{\text{pu}}}$	Convección en el exterior de la cámara.

Fuente: Cengel, 2004.

Al sumar los valores de cada una de las resistencias térmicas se determina el requerimiento energético para compensar las pérdidas por las puertas.

$$\dot{q}_{\text{puerta}} = \frac{T_{\text{op}} - T_{\text{amb}}}{R_{T \text{ pu}}} \quad (3.72)$$

Los flujos de transferencia de calor por cada uno de los ambientes de la cámara de secado y el tiempo de duración de la fase de calentamiento permiten cuantificar la pérdida total de calor en paredes, piso, techo y puerta. Por lo tanto, el requerimiento energético para compensar las pérdidas por el efecto combinado de conducción y convección son:

$$q_{4-\text{cal}} = (\dot{q}_{\text{paredes}} + \dot{q}_{\text{piso}} + \dot{q}_{\text{puerta}}) \cdot t_a \quad (3.73)$$

Donde t_a es el tiempo correspondiente a la fase de calentamiento.

5) Calor de evaporización

El calor necesario para evaporar una masa de agua depende de la masa y el calor latente del agua (ecuación 3.74).

$$q = m * CL_a \quad [kJ] \quad (3.74)$$

Debido a la corta duración de la etapa de calentamiento, comparada con la fase de operación, el calor para evaporar el agua en esta etapa se calcula afectando la expresión anterior por la relación de tiempos correspondientes a la fase de calentamiento y operación. Por lo tanto, el calor de vaporización necesario se expresa por (Doerner, 2009):

$$q_{5-cal} = m_{agua} * CL_a * r_t \quad (3.75)$$

Donde:

m_{agua} es la masa de agua.

CL_a es el calor latente.

r_t representa la relación de tiempos, siendo t_a y t_b los tiempos de calentamiento y operación, respectivamente.

$$r_t = \frac{t_a}{t_b} \quad (3.76)$$

3.3.2 Consumo energético en la etapa de operación

En esta etapa se busca alcanzar un nivel homogéneo de humedad en el tiempo establecido, con la menor cantidad de defectos en la madera. A partir de la revisión bibliografía se define que los requerimientos térmicos, como las pérdidas locales y el calor de vaporización, en las fases tanto de calentamiento y de operación son similares (Doerner, 2009); sin embargo, el tiempo de duración en cada una de ellos son diferentes.

El consumo total en la fase de operación, está determinado por la suma de los calores para compensar las pérdidas locales y para evaporar el agua de la madera en esta fase.

$$q_{ope.} = \sum_{i=1}^2 q_{i-op} \quad (3.77)$$

1) Calor para evaporar el agua de la madera

Tomando como referencia el punto de saturación de las fibras (psf) la evaporación del agua de la madera se puede dividir en dos fases: la primera, se desarrolla por encima del punto de saturación del "psf" y corresponde a la energía intrínseca 1 (EI_1) calculada según la ecuación (1.3); y la segunda, cuyo rango de trabajo son humedades por debajo del "psf" conocida como energía intrínseca 2 (EI_2) y está determinada por la ecuación (1.6).

El requerimiento energético total para evaporar todo el contenido de humedad se expresa por la suma de los dos valores anteriores:

$$q_{1-op} = EI_1 + EI_2 \quad (3.78)$$

2) Calor requerido para compensar las pérdidas locales:

La metodología para compensar pérdidas en la fase de operación es similar a la expuesta en la fase de calentamiento; el tiempo a considerar es el referido al de operación “ t_b ”.

$$q_{2-op} = (\dot{q}_{paredes} + \dot{q}_{piso} + \dot{q}_{puerta}) \cdot t_b \quad (3.79)$$

3.4 Demanda de gas

El intervalo de operación del sistema de gas se iniciará a las 5:00 pm y finalizará a las 8:00 am, esto permite la operación de la cámara de secado durante la noche, cuando el recurso solar es nulo.

El cálculo del rendimiento del colector (apartado 3.2), también permite encontrar el calor solar útil disponible durante las horas útiles de sol. Como criterio de diseño se considerará un aporte del 50% por parte del aprovechamiento de la energía solar y el 50% restante por la energía producto de la quema del GLP.

$$Q_{gas} = Q_{solar} [J] \quad (3.80)$$

La propuesta se centra en cuantificar la masa de GLP para conseguir un proceso continuo de secado; además, se determina el costo por su empleo como energía adicional. Sin embargo, se ha considerado que el sistema de combustión (directo o indirecto) que se utilice para calentar el aire a partir del uso de gas como recurso energético se propone como temas de estudios posteriores donde se evalúe un óptimo diseño de estos sistemas. Por lo tanto, el diseño de la instalación de gas no es materia de esta investigación.

La siguiente expresión define la masa diaria de GLP (m_g), asumiendo una combustión completa, necesaria para producir el requerimiento energético:

$$m_g = \frac{Q_{gas}}{PCI} \quad (3.81)$$

Donde PCI es el poder calorífico inferior del GLP $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$.

Sin embargo, la ecuación (3.81) debe considerar el rendimiento de combustión ($\eta_{comb.}$), por lo tanto la masa de gas se determina por:

$$m_g = \frac{Q_{gas}}{\eta_{comb.} \cdot PCI} \quad (3.82)$$

El costo total por el consumo de combustibles se define con el total de la masa de gas diaria (m_g) y el número de días ($N_{días}$) necesarios para el secado.

$$\text{Costo}_{total} = m_g \cdot N_{días} \cdot (\text{costo por kilo de GLP}) \quad (3.83)$$

El costo de un balón de gas licuado de petróleo (GLP) lo establece el Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (OSINERMIN) en su página web².

² <http://www.facilito.gob.pe/facilito/pages/facilito/menuPrecios.jsp>

Capítulo 4

Resultados

Para el dimensionamiento del colector solar se considera un escenario desfavorable respecto al nivel de radiación incidente, esto permite evaluar el calor útil suministrado al secador en relación con las mayores pérdidas del sistema bajo condiciones extremas y así asegurar la continuidad del proceso.

Los datos de radiación solar analizados fueron proporcionados por la estación meteorológica de la Universidad de Piura. Los anexos 2.1 y 2.2 muestran la distribución anual de la radiación solar durante el 2014; según se aprecia, el mes de junio tiene los menores valores de radiación solar. En el “Estudio de impacto ambiental de una planta procesadora de café verde para exportación” (Morales, 2005) se sistematizó 12 años de información meteorológica de la misma estación y también concluye que el mes de junio registra menores niveles de radiación (anexo 2.4).

4.1 Número de colectores

La empresa Grammer Solar (2014) utiliza ocho colectores conectados en serie para sus aplicaciones referidas al calentamiento de aire; sin embargo, esto involucra una mayor área de terreno para la instalación y una mayor inversión. Este tipo de colectores son de uso comercial y pueden secar mayores volúmenes de madera que los requeridos para la región Piura. Por sus características, los colectores comerciales estarían sobredimensionados para las necesidades de los madereros locales.

Por otro lado, con el método propuesto en este estudio, se analizó el tiempo de secado para ocho colectores (anexo 3.1), dando como resultado 124 horas; también se ha obtenido un tiempo teórico, siendo éste una hora mayor al calculado analíticamente, lo que significa que un secado en menor tiempo del teórico, es un secado muy rápido y producirá esfuerzos internos en la madera produciendo defectos en el producto final.

Este análisis descarta el uso de ocho colectores, pero ha permitido establecer el número tope de colectores a ser estudiados con la misma metodología.

Los cálculos para 7 y 6 colectores muestran una temperatura promedio de salida superior a 35 °C (apartado 1.7), mientras que para 4 y 5 colectores es menor en varios intervalos, lo que podría generar defectos en la madera. La figura 4.1 muestra una gráfica de los valores de temperatura en la salida del colector para diferentes números de colectores (anexo 3.2).

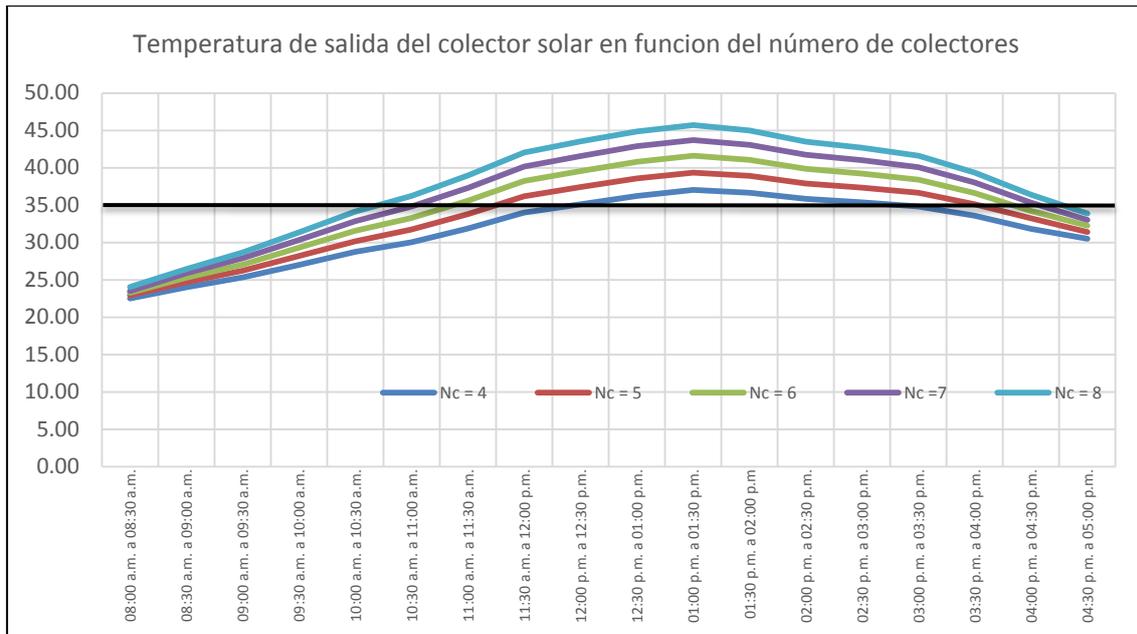


Figura 4.1 Temperatura de salida del colector

Fuente: Elaboración propia.

El aporte de calor al sistema requiere conocer el número óptimo de colectores (N_c) necesarios para secar el volumen propuesto; al considerar un número de colectores igual a seis, se observará que se cumple la condición de temperatura al menor costo; y además presenta un valor superior al tiempo teórico de secado disminuyendo la posibilidad de aparición de defectos.

4.2 Rendimiento del colector solar

Siguiendo la metodología expuesta en el capítulo 3, se determina el rendimiento instantáneo de un colector solar con características descritas en el apartado 3.2.1.

Para evaluar el rendimiento instantáneo del colector solar de placa plana se realiza un proceso iterativo, que finaliza cuando la variación de la temperatura media del fluido (T_{mf}) entre dos iteraciones consecutivas es menor al valor de la tolerancia asignada, este valor depende del grado de exactitud que se requiera.

$$|T_{mf_x} - T_{mf_{x+1}}| < \text{tolerancia} \quad (4.1)$$

El tiempo previsto de operación del colector solar es de 9 horas (va desde las 8:00 am hasta las 5:00 pm). El rendimiento instantáneo del colector se evalúa cada 30 minutos porque la estación meteorológica de la Universidad de Piura registra datos con intervalos de dicha duración.

Como ejemplo de cálculo, se tiene el rendimiento instantáneo entre las 12:00 pm y 12:30 pm; para este análisis se trabaja con radiación promedio (anexo 2.3). Para los demás periodos de tiempo, en lo que trabaja el colector solar, se deberá repetir el mismo procedimiento.

$$G_{T_{12:00-12:30}} = \frac{G_{T_{12:00}} + G_{T_{12:30}}}{2} = 706.97 \text{ W/m}^2 \quad (4.2)$$

Las condiciones para empezar el proceso iterativo se determinan igualando a cero las ecuaciones (3.26), (3.43) y (3.56). Los valores iniciales de las pérdidas del sistema son.

$$G_{\min} = 0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$G_{\text{viento}} = 0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$G_{\text{almacenado}} = 0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Mediante la ecuación (3.28) se determina un primer valor para la potencia útil por metro cuadrado de colector.

$$Q_u = 0.7 \cdot (706.97 - 0) - 0 - 0 = 494.88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Al factor ($F' \cdot \tau \cdot \alpha$) se conoce como rendimiento óptico del colector y tiene un valor teórico de 0.7 para un colector solar con una sola placa plana. (Duffie & Beckman, 1991).

La temperatura de entrada al colector (T_{eco}) y la temperatura ambiente (T_{amb}) son iguales porque el aire ingresa directamente por el canal de entrada del colector. El valor de la temperatura para todos los intervalos de análisis se citan en el anexo 2.3. También define los valores de la humedad relativa.

$$amb_{12:00} = eco = 24.80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$H_{12:00} \% = 74$$

Con el valor de la temperatura de ingreso al colector solar y con las tablas termodinámicas (anexo 4.1) se definen las propiedades de entalpía del vapor saturado y la presión de saturación del agua (tabla 4.1).

Tabla 4. 1 Propiedades del aire atmosférico

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Presión de saturación	$P_{sat@T}$	3.1366	kPa
Entalpía de saturación	$h_g@T$	2546.14	kJ/kg

Fuente: Cengel, 1994.

A partir de la ecuación (3.9), y mediante los valores de la presión de saturación del vapor ($P_{sat@T}$) y la humedad relativa ($H\%$), la presión parcial del vapor (P_{v1}) en el punto de entrada es:

$$P_{v1} = 0.74 * 3.1366 = 2.3211 \text{ kPa}$$

La humedad específica (ω_1) se despeja de la ecuación (3.11) y se considera la presión atmosférica igual a 101.325 kPa.

$$\omega_1 = \frac{0.622 * 2.3211}{101.325 - 2.3211} = 0.014582 \text{ [kg. de vapor de agua/kg. de aire seco]}$$

La entalpía total del aire atmosférico (h_1), se cuantifica con la ecuación (3.10):

$$h_1 = 1.005 * t_1 + \omega_1 * h_{g@T_1} = 1.005 * 24.8 + 0.014582 * 2546.14$$

$$h_1 = 62.052 \text{ kJ/kg}$$

Para determinar el flujo másico de entrada (\dot{m}) se necesita conocer los valores de la densidad del aire (ρ_{aire}), la velocidad del viento (v_v) y el área de entrada al colector (A_{ec}).

$$\dot{m} = \rho_{aire} \cdot v_v \cdot A_{ec} \text{ [kg/s]} \quad (4.3)$$

El valor de la densidad del aire, calculada a temperatura ambiente ($T_{amb} = 24.8 \text{ }^\circ\text{C}$), se halla por medio del anexo 4.6:

$$\rho_{aire} = 1.1848 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La velocidad del viento en Piura presenta valores en el rango de 0.4 m/s a 2 m/s (Morales, 2005); sin embargo, el diseño se realiza para condiciones atmosféricas de un día crítico, por lo tanto se considera un valor de velocidad igual a:

$$v_v = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El área de entrada de aire se obtiene según las dimensiones establecidas para colector solar en el capítulo 3:

$$A_{ec} = 0.175 \text{ m} \cdot 2 \text{ m} = 0.35 \text{ m}^2$$

El flujo másico se determina a partir de la ecuación (4.3).

$$\dot{m} = 0.41468 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

A lo largo del colector solar se desarrolla un proceso de calentamiento con humedad específica constante. Con los valores del calor útil (Q_u), el flujo másico (\dot{m}) y el

valor de la entalpía total de entrada (h_1) se determina la entalpía total de salida (h_2) (ver ecuación 3.8).

$$h_2 = 62.052 \text{ kJ/kg} + \frac{494.88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} * (6 * 2.522\text{m}^2)}{0.41468 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 80.113 \text{ kJ/kg}$$

Para despejar el valor de la temperatura de salida (T_2), es necesario conocer la humedad específica ω_1 (cuyo valor se mantiene constante durante el proceso) y las tablas termodinámicas del anexo 4.1 en las que se muestran los valores de la entalpía de saturación. Al reemplazar los valores en la ecuación (3.10) resulta:

$$h_2 = 1.005 * T_2 + \omega_1 * h_{g@T_2}$$

$$80.113 = 1.005 * T_2 + 0.01458 * h_{g@T_2}$$

La expresión anterior es una ecuación con dos variables (T_2 y $h_{g@T_2}$), debido a que se carece de otra ecuación para poder encontrar dichas variables se sigue un proceso iterativo. Con la tabla del anexo 4.1 y para una temperatura T_2 se encuentra la entalpía de saturación del vapor ($h_{g@T_2}$); el proceso termina cuando la temperatura elegida y su correspondiente entalpía satisfacen dicha ecuación. Los valores que satisfacen esta ecuación son:

$$T_2 = 42.33 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{g@T_2} = 2577.65 \text{ kJ/kg}$$

Definida la temperatura de salida en el colector (T_2) y conocida la temperatura ambiente (T_{amb}), se determina la temperatura media del fluido (T_{mf}) siguiendo la ecuación (3.12):

$$T_{mf} = 33.567 \text{ }^\circ\text{C}$$

Las pérdidas que producidas en el colector serán:

1) Pérdidas en condiciones normalizadas

La ecuación (3.26), permite calcular el valor de G_{min} :

$$G_{min} = \frac{F' * U_{CO} * (T_{mf} - a)}{F' * \tau * \alpha}$$

Las constantes a y b para un colector solar de aire de placa plana son:

$$a = 8.0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} \quad b = 0.032 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}^2} \quad (\text{Duffie \& Beckman, 1991})$$

Al reemplazar en la expresión de la ecuación (3.22) se tiene:

$$F' * U_{CO} = 8 + 0.032 * (33.567 - 24.8) = 8.281$$

Las pérdidas mínimas son:

$$G_{min} = \frac{8.281 * (33.567 - 24.8)}{0.7} = 103.711 \frac{W}{m^2}$$

2) Pérdidas por efecto del viento

El número de Nusselt, el valor de la conductividad del aire, y la longitud característica del colector permiten definir el coeficiente de convección h_p .

Para cada iteración se halla el número de Nusselt, éste a su vez depende del número de Reynolds. La primera iteración empieza calculando las propiedades del aire a temperatura ambiente (24.8 °C), tal como se muestra en la tabla 4.2 y que se detalla en el anexo 4.6.

Tabla 4. 2 Resumen de valores.

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Viscosidad	μ	0.000018020	$kg/m \cdot s$
Conductividad	k	0.025495	$W/m \cdot ^\circ C$
Número de Prandtl	Pr	0.7296	

Fuente: Cengel, 1994.

La longitud característica del colector (L_c) se obtiene al multiplicar el largo del cada colector (apartado 3.2.1) por el número total de ellos.

$$L_c = 1.2 * 6 = 7.2 \quad [m]$$

El número de Reynolds igual a:

$$Re = \frac{\rho \cdot L_c \cdot v}{\mu} = \frac{1.1848 \frac{kg}{m^3} * 7.2 m * 1 \frac{m}{s}}{0.000018020 \frac{kg}{m \cdot s}} = 4.734 * 10^5$$

Dado que $Re < 5 \cdot 10^5$; se puede considerar el flujo como laminar, por lo tanto el número de Nusselt es:

$$\overline{Nu} = 0.664 \cdot (4.734 * 10^5)^{\frac{1}{2}} \cdot (0.7296)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ver ecuación 3.35})$$

$$\overline{Nu} = 411.30$$

El valor de h_v se halla a partir de la ecuación (3.66):

$$h_v = \frac{(411.30) \cdot (0.025495 \frac{W}{m^{\circ}C})}{(7.2 \text{ m})} = 1.46 \text{ W}/m^2 \text{ }^{\circ}C$$

- Pérdidas en la cubierta de vidrio

Su cálculo requiere definir previamente la relación de área de la cubierta de vidrio respecto al área total del colector, la temperatura de la cubierta y la temperatura ambiente.

La relación de áreas es igual a:

$$A_{cu} = \frac{A_{cubierta}}{A_{colector}} = \frac{1.2 \cdot 2.0}{1.2 \cdot 2.102} = 0.951 \quad (4.4)$$

La temperatura de la cubierta de vidrio se determinó con la ecuación (3.48):

$$t_{cu} = \frac{33.567 + 24.80}{2} = 29.18 \text{ }^{\circ}C$$

Al sustituir los valores en la ecuación (3.41), se despeja las pérdidas producidas en la cubierta de vidrio.

$$G_{v,cu} = 0.951 * 1.46 * (29.18 - 24.8) = 6.07 \left(\frac{W}{m^2} \right)$$

- Pérdidas en la caja metálica

La temperatura de la caja se obtiene al despejar la variable (T_{ca}) de la ecuación (3.50).

$$t_{ca} = \frac{\frac{k_{ais} * T_{pl} + h_a * T_{amb}}{e_{ais}}}{h_a + \frac{k_{ais}}{e_{ais}}} \quad (4.5)$$

$$t_{ca} = \frac{\frac{0.038}{0.050} * 33.567 + 1.46 * 24.80}{1.46 + \frac{0.038}{0.050}} = 27.81 \text{ }^{\circ}C$$

El área de la caja por metro cuadrado de colector es:

$$A_{ca} = \frac{A_{caja}}{A_{colector}} \quad (4.6)$$

$$A_{ca} = \frac{(1.200 * 2.102 + 2 * 1.200 * 0.250)}{1.200 * 2.102} = 1.238$$

Las pérdidas por efecto del viento en la caja se conocen de la ecuación (3.42):

$$G_{v,ca} = 1.238 \cdot 1.46 \cdot (27.81 - 24.8) = 5.42 \frac{W}{m^2}$$

Las pérdidas totales por efecto del viento en el colector solar se calculan con la ecuación (3.43).

$$G_v = 6.07 + 5.42 = 11.49 \frac{W}{m^2}$$

3) Pérdidas por calor almacenado en cada componente.

Las pérdidas por calor almacenado se definen con los datos de un intervalo de tiempo y del anterior a éste. Su cálculo requiere, en el caso de la primera iteración, definir una temperatura media del fluido con un valor de 95% ^[1] al valor de la temperatura media del fluido en el intervalo actual (para dar inicio a la iteración).

$$mf_{ref} = 0.95 * mf_{actual} \quad (4.7)$$

$$mf_{ref} = 0.95 * 33.567 = 31.889 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las temperaturas de los demás componentes, en el intervalo de referencia anterior, se pueden calcular a través de la temperatura media del fluido en dicho intervalo según las ecuaciones (3.48), (3.52) y (4.5).

$$cu_{ref} = \frac{31.889 + 24.80}{2} = 28.34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$ca_{ref} = \frac{\frac{0.038}{0.050} * 31.889 + 1.46 * 24.80}{1.46 + \frac{0.038}{0.050}} = 27.23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$ais_{ref} = \frac{27.230 + 31.889}{2} = 29.56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para calcular las *pérdidas por calor almacenado en la placa absorbente* se determina la masa de la placa por metro cuadrado del colector mediante la siguiente ecuación:

$$m_{pl} = \frac{(\rho_{pl} \cdot V_{pl})}{\text{Área del colector}} \quad (4.8)$$

$$m_{pl} = \frac{2702 \cdot [1.000 * 2.000 * 0.001]}{2.522} = 2.5709 \text{ } \text{kg}/\text{m}^2$$

¹ El valor del 95% es referencial y su efecto será de aumentar o disminuir el número de iteraciones.

Al sustituir los correspondientes valores en la ecuación (3.47) se obtiene:

$$p_{a, pl} = 2.5709 \cdot 0.903 \cdot (33.567 - 31.889) = 3.896 \frac{kJ}{m^2}$$

La masa de cubierta de vidrio por metro cuadrado de colector es:

$$m_{cu} = \frac{(\rho_{cu} \cdot V_{cu})}{\text{Área del colector}} \quad (4.9)$$

$$m_{cu} = \frac{2530 \cdot [1.200 \cdot 2.100 \cdot 0.004]}{2.522} = 10.1104 \text{ kg}/m^2$$

A través de la ecuación (3.49) se determinan las **pérdidas de calor almacenado en la cubierta de vidrio**.

$$p_{a, cu} = m_{cu} \cdot C_{p, cu} \cdot (T_{cu} - T_{ref})$$

$$p_{a, cu} = 10.1104 \cdot 0.84 \cdot (29.18 - 28.34) = 7.127 \frac{kJ}{m^2}$$

La masa de la caja por metro cuadrado de colector está definida por:

$$m_{ca} = \frac{(\rho_{ca} \cdot V_{ca})}{\text{Área del colector}} \quad (4.10)$$

$$m_{ca} = \frac{7832 \cdot [1.20 \cdot 2.102 \cdot 0.001 + 2 \cdot (1.2 \cdot 0.25 \cdot 0.001)]}{2.522}$$

$$m_{ca} = 9.695 \text{ kg}/m^2$$

Reemplazando los datos en la ecuación (3.51) se cuantifican las pérdidas de calor en este componente.

$$p_{a, ca} = m_{ca} \cdot C_{p, ca} \cdot (T_{ca} - T_{ref})$$

$$p_{a, ca} = 9.695 \cdot 0.434 \cdot (27.81 - 27.23) = 2.422 \frac{kJ}{m^2}$$

Para determinar las **pérdidas por calor almacenado en el material aislante**, es necesario conocer el valor de la masa del aislante por metro cuadrado del colector.

$$m_{ais} = \frac{(\rho_{ais} \cdot V_{ais})}{\text{Área del colector}} \quad (4.11)$$

$$m_{ais} = \frac{30 \cdot [1.200 \cdot 2.100 \cdot 0.05 + 2 \cdot (1.200 \cdot 0.1760 \cdot 0.05)]}{2.522}$$

$$m_{ais} = 1.624 \text{ kg}/m^2$$

Con el dato anterior y con la ecuación (3.53) se cuantifican las **pérdidas por calor almacenado en la caja**.

$$p_{a, ais} = m_{ais} \cdot C_{p, ais} \cdot (T_{ais} - T_{ref})$$

$$p_{a, ais} = 1.624 \cdot 0.84 \cdot (30.69 - 29.56) = 1.528 \frac{kJ}{m^2}$$

Para calcular las **pérdidas por calor almacenado en el fluido térmico** es necesario determinar la masa del fluido por metro cuadrado del colector:

$$m_{aire} = \frac{(\rho_{aire} \cdot V_{aire})}{\text{Área del colector}} \quad (4.12)$$

$$m_{aire} = \frac{1.1848 \cdot [1.20 \cdot 2.00 \cdot .175]}{2.522} = 0.1973 \text{ kg}/m^2$$

Al sustituir los datos de la masa por metro cuadrado de colector, el calor específico y la diferencia de temperaturas del fluido se determinan las **pérdidas por calor almacenado en el fluido térmico** (ecuación 3.54).

$$p_{a, ft} = m_{ft} \cdot C_{p, ft} \cdot (T_{ft} - T_{ref})$$

$$p_{a, ft} = 0.1973 \cdot 1.007 \cdot (33.567 - 31.889) = 0.333 \frac{kJ}{m^2}$$

Las pérdidas por calor almacenado de todos los componentes del colector son:

$$p_a = 3.896 + 7.127 + 2.422 + 1.528 + 0.333 = 15.307 \frac{kJ}{m^2}$$

La potencia se determina con la ecuación (3.56).

$$G_a = \frac{p_a}{\Delta t} = \frac{15.307 \cdot 1000}{30 \cdot 60} = 8.504 \frac{W}{m^2}$$

Definidas las pérdidas producidas en el colector, se cuantifica el calor útil para esta iteración (ecuación 3.28)

$$Q_u = 0.7 \cdot [706.97 - 103.71] - 11.494 - 8.504 = 402.283 \frac{W}{m^2}$$

Al recalcular la entalpía de salida (h_2) a partir nuevo valor del calor útil.

$$h_2 = 62.052 \frac{kJ}{kg} + \frac{402.283 \frac{W}{m^2} \cdot (6 \cdot 2.522 m^2)}{0.41468 \frac{kg}{s}} = 76.734 \frac{kJ}{kg}$$

Utilizando las tablas termodinámicas, se despeja el valor correspondiente de la temperatura T_2 a la cual le corresponde un valor anterior de h_2 .

$$T_2 = 39.03 \text{ }^\circ\text{C}$$

El valor recalculado de m_f es:

$$m_f = \frac{24.80 + 39.03}{2} = 31.920 \text{ }^\circ\text{C}$$

Si la variación de ambas temperaturas medias de fluido (T_{mf}), calculadas en la primera iteración, satisface la tolerancia máxima entre ellas el proceso termina y se calcula el rendimiento promedio mediante la relación entre el $Q_{\text{útil}}$ y la radiación incidente; caso contrario el proceso de iteración continúa reemplazando los nuevos datos en el procedimiento descrito, hasta satisfacer la tolerancia.

$$\text{tolerancia} = |33.567 - 31.920|$$

$$\text{Tolerancia} = 0.001 < 1.648$$

La metodología se repite hasta conseguir que el valor de tolerancia cumpla con el valor asignado. La tabla 4.3 nos muestra los valores obtenidos en las iteraciones realizadas.

Tabla 4.3 Resumen de valores de las iteraciones

Variable	Unidades	1ra Iteración	2da Iteración	3era Iteración	4ta Iteración	5ta Iteración	6ta Iteración
$G_{\text{min}} - \text{inicial}$	W/m^2	0	103.710	83.683	87.4594	86.746	86.880
$G_{\text{viento}} - \text{inicial}$	W/m^2	0	11.494	9.334	9.743	9.666	9.680
$G_{\text{almac}} - \text{inicial}$	W/m^2	0	8.503	8.086	8.165	8.150	8.153
$Q_{\text{útil}} - \text{inicial}$	W/m^2	494.879	402.283	418.88	415.74	416.34	416.22
$sco - \text{inicial}$	$^\circ\text{C}$	42.33	39.03	39.66	39.54	39.56	39.563
$G_{\text{min}} - \text{nuevo}$	W/m^2	103.710	83.683	87.4594	86.746	86.880	86.855
$G_{\text{viento}} - \text{nuevo}$	W/m^2	11.494	9.334	9.743	9.666	9.680	9.678
$G_{\text{almac}} \text{ nuevo}$	W/m^2	8.503	8.086	8.165	8.150	8.153	8.152
$Q_{\text{útil}}$	W/m^2	402.283	418.88	415.74	416.34	416.22	416.24
$sco - \text{nuevo}$	$^\circ\text{C}$	39.03	39.66	39.54	39.56	39.563	39.564
olerancia	$^\circ\text{C}$	1.6477	0.3122	0.0589	0.0111	0.0021	0.0003

Fuente: Elaboración propia.

El cálculo del rendimiento del colector solar, para el intervalo entre 12:00 pm y 12:30 pm, se define como la relación entre el calor útil y la radiación solar incidente.

$$\eta_{co} = \frac{Q_{util}}{G_T} = \frac{416.24}{706.97} = 58.87\%$$

Al repetir el proceso iterativo para las diferentes horas donde el colector solar estará en funcionamiento, se obtiene la siguiente tabla.

Tabla 4.4 Resumen de valores del colector solar

Hora	Radiación promedio [W/m^2]	Rendimiento instantáneo	T_{sco} [$^{\circ}C$]
08:00 a.m. a 08:30 a.m.	134.50	56.56%	23.28
08:30 a.m. a 09:00 a.m.	206.28	57.65%	25.28
09:00 a.m. a 09:30 a.m.	281.78	58.23%	27.05
09:30 a.m. a 10:00 a.m.	369.35	58.54%	29.30
10:00 a.m. a 10:30 a.m.	457.73	58.73%	31.58
10:30 a.m. a 11:00 a.m.	525.48	58.84%	33.29
11:00 a.m. a 11:30 a.m.	600.63	58.88%	35.59
11:30 a.m. a 12:00 p.m.	673.60	58.90%	38.23
12:00 p.m. a 12:30 p.m.	706.97	58.87%	39.56
12:30 p.m. a 01:00 p.m.	725.70	58.85%	40.79
01:00 p.m. a 01:30 p.m.	729.52	58.82%	41.58
01:30 p.m. a 02:00 p.m.	697.88	58.77%	41.04
02:00 p.m. a 02:30 p.m.	660.37	58.73%	39.87
02:30 p.m. a 03:00 p.m.	624.98	58.71%	39.19
03:00 p.m. a 03:30 p.m.	573.70	58.65%	38.38
03:30 p.m. a 04:00 p.m.	489.38	58.49%	36.61
04:00 p.m. a 04:30 p.m.	386.40	58.25%	34.20
04:30 p.m. a 05:00 p.m.	289.00	57.77%	32.24

Fuente: Elaboración propia

Para un día promedio del mes de junio, el calor útil disponible desde las 8:00 am hasta las 5:00 pm se obtiene mediante la suma de los calores útiles individuales en cada intervalo. Éste será el valor del calor solar disponible para un día de secado, y se tomará como referencia en el criterio de diseño.

$$Q_{\text{útil-solar-diarario}} = \sum \text{Radiación} * \eta_i \quad (4.13)$$

$$Q_{\text{útil-solar-diarario}} = 5341.12 \text{ } W/m^2$$

4.3 Requerimiento energético para el secado por fase

Para evaluar el requerimiento energético es necesario conocer la masa de agua que se necesitará remover durante el proceso de secado de la madera.

Con los datos del volumen de madera ($V_m = 1.1612 \text{ m}^3$), determinado por medio de la encuesta realizada a los madereros locales, y los valores proporcionados por el CITEMadera (tabla 1.1), se puede conocer la masa de madera ($m_{mad.}$) y la masa del agua (m_{agua}) a través de la siguiente ecuación (Córdova, 2005):

$$\rho_{mad.} = \frac{m_{agua} + m_{madera}}{V_m} \quad (4.14)$$

Al combinar la ecuación anterior y la ecuación (1.1) se obtiene una relación donde se puede despejar el valor de la masa de madera.

$$450 \frac{kg}{m^3} = \frac{0.74 \cdot m_{mad.} + m_{mad.}}{1.1612 \text{ m}^3}$$

$$m_{mad.} = 300.33 \text{ kg}$$

Mediante la ecuación (1.1) se halla la masa del agua a evaporar.

$$m_{agua} = 0.74 * 300.33 = 222.25 \text{ kg}$$

En la fase de calentamiento, todos los componentes de la cámara de secado y la madera húmeda se encuentran a la temperatura ambiente, definida como la menor temperatura registrada en el anexo 2.3 ($T_{amb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$).

Para llevar los componentes de la cámara a la fase de operación, es necesario proporcionar un flujo de calor hasta conseguir la temperatura de operación, establecida como la mayor temperatura a la salida del colector solar en la tabla 4.4 ($T_{op.} = 42 \text{ }^\circ\text{C}$).

4.3.1 Fase de calentamiento

1) Calor para elevar la temperatura de la carga

El calor específico de la madera se determina a través de la ecuación (3.59):

$$c_{e\ mad} = [0.226 + 0.00058 * (20 + 42)] \cdot 4.1868$$

$$c_{e\ mad} = 1.097 \text{ kJ /kg }^\circ\text{C}$$

El valor del calor específico del agua a la temperatura ambiente, se halla a través de las tablas del anexo 4.

$$c_{e\ agua} = 4.1868 \text{ kJ /kg }^\circ\text{C}$$

Las masas del agua y la madera, calculadas anteriormente, son 222.25 *kg* y 300.33 *kg*, respectivamente.

Mediante la ecuación (3.58) se determina el calor necesario para llevar los elementos desde la temperatura ambiente ($T_{amb} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$) hasta la temperatura de operación ($T_{op} = 42\text{ }^{\circ}\text{C}$).

$$Q_{1-cal} = 300.33 * 1.097 * (22) + 222.25 * 4.187 * (22) = 27717.74 \text{ kJ}$$

2) Calor para calentar el aire del interior de la cámara

El requerimiento energético para calentar el ambiente interno de la cámara de secado viene determinado por la ecuación (3.60), éste depende del calor específico y de la densidad del aire, además del volumen que el aire ocupa en el recinto.

En la tabla 4.5 se muestran las propiedades del aire determinadas a la temperatura ambiente a través del anexo 4.6.

Tabla 4. 5: Propiedades del aire.

Parámetro	Valor	Unidades
C_{aire}	1	$\text{kJ}/\text{kg } ^{\circ}\text{C}$
ρ_{aire}	1.2040	kg/m^3

Fuente: Cengel, 1994.

El volumen total de la cámara de secado depende de sus dimensiones internas (ecuación 4.15).

$$V_{cs} = l_{cs} \cdot w_{cs} \cdot h_{cs} = 4.2 * 3.25 * 2 = 27.30 \text{ m}^3 \quad (4.15)$$

El volumen de madera dentro de la cámara es igual a $V_m = 1.1612 \text{ m}^3$, se despeja el valor del volumen de aire con la ecuación (3.61).

$$V_{aire} = 27.300 - 1.161 = 26.139 \text{ m}^3$$

El calor requerido se cuantifica con la ecuación (3.60).

$$q_{2-cal} = (26.139) * (1.204) * (1) * (22) = 697.14 \text{ kJ}$$

3) Calor para elevar la temperatura de la estructura

Este requerimiento térmico es el necesario para elevar la temperatura de los diferentes componentes de la estructura de la cámara de secado (paredes, piso, techo y puerta). En la tabla 4.6 se muestra un resumen de los valores de espesores, áreas y volumen de los diferentes materiales empleados en la cámara de secado, éstos valores han sido determinado en base a la figura 2.7.

Tabla 4.6 Especificaciones de los muros de la cámara

	Material	Cantidad	Espesor	Área	Volumen
			(mm)	(m ²)	(m ³)
Pared	Cemento	2	20	22.6	0.904
	Ladrillo	1	125	22.6	2.825
	Lana de vidrio	2	50	22.6	2.260
Puerta	Lana de vidrio	2	50	7.2	0.720
	Madera	1	40	7.2	0.288
Techo	Cemento	2	20	13.65	0.546
	Ladrillo	1	125	13.65	1.706
	Lana de vidrio	2	50	13.65	1.365
Piso	Cemento	2	75	13.65	2.048
	Lana de vidrio	1	50	13.65	0.683

Fuente: Elaboración propia.

Con los datos del anexo 4 se determinan los valores de la densidad y calor específico de los materiales utilizados, los mismos que se resumen en la tabla 4.7.

Tabla 4.7 Densidad y calor específico de los materiales

Parámetro	Valor	Unidades
ρ_{cem}	1920	$\frac{kg}{m^3}$
$\rho_{lad.}$	1922	$\frac{kg}{m^3}$
$\rho_{lv.}$	30	$\frac{kg}{m^3}$
$\rho_{mad.}$	450	$\frac{kg}{m^3}$
$c_{e\ cem.}$	0.8399	$\frac{kJ}{kg\ ^\circ C}$
$c_{e\ lad.}$	0.7896	$\frac{kJ}{kg\ ^\circ C}$
$c_{e\ lv.}$	0.8399	$\frac{kJ}{kg\ ^\circ C}$
$c_{e\ mad}$	1.0069	$\frac{kJ}{kg\ ^\circ C}$

Fuente: Cengel, 2004.

La ecuación (3.62) representa el calor necesario para llevar los componentes de la cámara de secado desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de operación.

$$q_{3-cal} = 280986.60 \text{ kJ}$$

4) Calor requerido para compensar pérdidas locales

Para determinar este valor (ecuación 3.73) se necesita conocer los coeficientes de convección en el interior y exterior de la cámara.

Coefficiente de convección interior

Se considera el calentamiento de una superficie en posición vertical con una temperatura del ambiente interior de la cámara de secado (T_{∞}) igual a 42 °C y temperatura del extremo superior de la placa (T_S) igual a 26 °C.

La temperatura del fluido será el promedio de las dos anteriores (ecuación 3.63):

$$T_f = 34^{\circ}\text{C}$$

Con la información del anexo 4.6 se halla la conductividad térmica, la viscosidad dinámica, el número de Prandtl calculado a la temperatura del fluido (T_f).

$$k = 0.026176 \text{ W/m }^{\circ}\text{C}$$

$$\nu = 1.6456 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.72708$$

El factor de compresibilidad está determinado por la siguiente ecuación:

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273} = 0.003257 \text{ K}^{-1} \quad (4.16)$$

Mediante la combinación de los datos anteriores, el número de Rayleigh se despeja a través de la ecuación (3.64):

$$Ra_L = \frac{9.81 \cdot (0.003257)}{(1.6456 \cdot 10^{-5})^2} \cdot (42 - 26) \cdot 2^3 \cdot (0.72708) = 10.98 \cdot 10^9$$

El número de Nusselt (Nu) se calcula por medio de la expresión (3.65).

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 265.7065$$

Determinado el valor de Nu , se despeja el coeficiente de convección interior h_{int} mediante la ecuación (3.66).

$$h_{int} = \frac{(0.026176) \cdot (265.7065)}{(2.00)} = 3.4775 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Cálculo del coeficiente de convección exterior

Se considera el enfriamiento de una superficie en posición vertical. La temperatura del ambiente de la cámara de secado (T_{∞}) es de 18°C , y la temperatura del extremo superior (T_S) de 24°C .

La temperatura del fluido se halla a través ecuación (3.63).

$$T_f = 21^{\circ}\text{C}$$

Las propiedades que se muestran a continuación se calculan según la temperatura T_f tomando en cuenta la información del anexo 4.6.

$$k = 0.025214 \text{ W/m }^{\circ}\text{C}$$

$$\nu = 1.5252 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.73064$$

El factor de compresibilidad, hallado con la ecuación (4.16), es:

$$\beta = \frac{1}{T_f + 273} = 0.0034 \text{ K}^{-1}$$

Los respectivos números de Rayleigh y Nusselt son:

$$Ra_L = 5.03 \cdot 10^9 \qquad Nu = 207.85$$

El coeficiente de convección h_{ext} será (3.66):

$$h_{ext} = \frac{(0.025214) \cdot (207.85)}{2.00} = 2.6203 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

- **Pérdidas por las paredes y techo:**

Para analizar el efecto de las pérdidas de calor a través de las paredes y el techo se tiene en cuenta los efectos del ambiente interno, las capas de lana de vidrio, las capas de cemento, la resistencia térmica por el efecto combinado del ladrillo y el cemento, y el ambiente externo.

Para analizar el flujo de calor en las paredes y el techo se considera un área representativa igual a 0.27 m^2 , al existir un patrón en la construcción de éstas que se repite cada 270 mm (figura 4.2) de distancia en la dirección vertical, y 1 m de longitud al no presentar variación en la dirección horizontal.

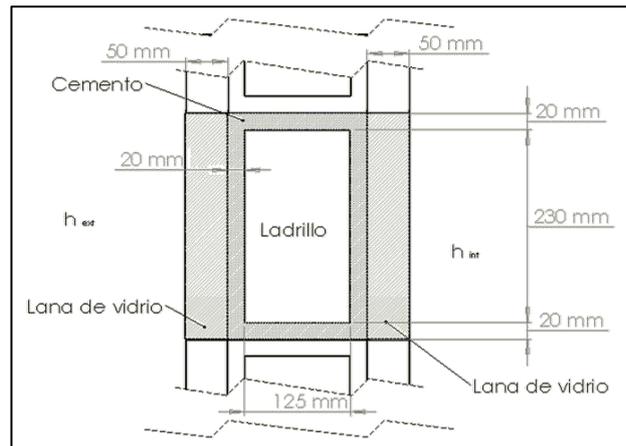


Figura 4.2 Vista de la sección de la pared.

Fuente: Elaboración propia.

Los valores de conductividad térmica de los materiales involucrados en las paredes y techo, se citan en la tabla 4.8.

Tabla 4.8 Conductividad térmica de los materiales

Conductividad térmica	Valor	Unidades
$k_{lad.}$	0.72	$\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
$k_{cem.}$	1.1	$\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
$k_{lv.}$	0.038	$\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
$k_{mad.}$	0.159	$\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

Fuente: Cengel, 2004.

La tabla 4.9 muestra los valores de las resistencias térmicas en las paredes y el techo, para determinar su valor se hace uso de las fórmulas citadas en la tabla 3.10 y los valores de la conductividad térmica descritos en la tabla anterior.

Tabla 4.9 Resistencias térmicas en las paredes y el techo.

Variable	Material	Espesor [mm]	Valor	Unidad
R_{int}	Ambiente interno	---	1.065	$^\circ C/W$
R_1	Lana de vidrio	50	4.8733	$^\circ C/W$
R_2	Cemento	20	0.0673	$^\circ C/W$
R_m	Ladrillo – cemento	125	1.2858	$^\circ C/W$
R_3	Cemento	20	0.0673	$^\circ C/W$
R_4	Lana de vidrio	50	4.8733	$^\circ C/W$
R_{ext}	Ambiente externo	---	1.4134	$^\circ C/W$

Fuente: Elaboración propia

La resistencia térmica total es:

$$R_{\text{pared-techo}} = 13.645 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

Para determinar el flujo de calor perdido a través de las paredes y techo, se debe conocer la temperatura de operación (T_{ope}), la temperatura ambiente (T_{amb}) y la resistencia térmica total ($R_{\text{pared-techo}}$). Para su cálculo se utiliza la ecuación (3.68).

$$\dot{Q} = \frac{40-22}{13.32} = 1.612 \text{ W} \quad (\text{Valor referido a } 0.27 \text{ m}^2)$$

El flujo por metro cuadrado (m^2) es:

$$\dot{q} = \frac{1.612 \text{ W}}{0.27 \text{ m}^2} = 5.971 \text{ W}/\text{m}^2$$

Conocidas las dimensiones de la cámara de secado, se puede determinar el área de las paredes y del techo mediante la información de la tabla 2.6.

$$A_{\text{paredes}} = 22.60 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{techo}} = 13.65 \text{ m}^2$$

El flujo de calor total por ambas superficies, se obtiene al multiplicar el flujo de calor por metro cuadrado y el área total de las superficies en cuestión.

$$\dot{Q}_{p-t} = (6.1189 \text{ W}/\text{m}^2) \cdot (22.60 \text{ m}^2 + 13.65 \text{ m}^2)$$

$$\dot{Q}_{p-t} = 216.4585 \text{ kW}$$

- **Pérdidas por el piso:**

Las resistencias térmicas en el piso corresponden al efecto de la capa de lana de vidrio, la capa de cemento y del ambiente interior. El área del piso se puede determinar mediante las dimensiones de la cámara (ver tabla 2.6). Además, la tabla 3.14 permite el cálculo de las resistencias.

Tabla 4.10 Resistencias térmicas en el piso.

Variable	Material	Espesor	Valor	Unidad
R_{int}	Ambiente interno	---	0.0210	$^\circ\text{C}/\text{W}$
R_5	Cemento	150 mm	0.00999	$^\circ\text{C}/\text{W}$
R_6	Lana de vidrio	50 mm	0.09639	$^\circ\text{C}/\text{W}$

Fuente: Elaboración propia.

La red de resistencia equivalente en el piso, se determina mediante la suma de las resistencias individuales, debido a que estas capas se encuentran ubicadas en serie (ecuación 3.69).

$$R_{piso} = 0.1274 \frac{^{\circ}C}{W}$$

El flujo de calor a través del piso se determina con la ecuación (3.70).

$$\dot{Q}_{piso} = \frac{40 - 22}{0.1274} = 172.6149 W$$

- **Pérdidas por la puerta**

La puerta está conformada por una capa de madera de (4 cm) recubierta con una capa de lana de vidrio de 5 cm en cada uno de sus lados. Para determinar la red de resistencias térmicas equivalentes en la puerta, cuyos valores se muestran en la tabla 4.11, se suman los efectos de cada capa y se considera el efecto de la resistencia interior y exterior, a causa de la convección natural.

Tabla 4. 11 Resistencias térmicas en la puerta

Variable	Material	Espesor	Valor	Unidad
R _{int}	Ambiente interno	---	0.03993	^{°C} /W
R ₇	Lana de vidrio	50 mm	0.18275	^{°C} /W
R ₈	Madera	40 mm	0.03494	^{°C} /W
R ₉	Lana de vidrio	50 mm	0.18275	^{°C} /W
R _{ext}	Ambiente externo	---	0.05300	^{°C} /W

Fuente: Elaboración propia.

La red de resistencia equivalente para la puerta, es:

$$R_{puerta} = 0.4933 \frac{^{\circ}C}{W}$$

El flujo de calor perdido a través de la puerta se calcula a partir de la ecuación (3.72).

$$\dot{Q}_{puerta} = \frac{40 - 22}{0.4933} = 44.5904 W$$

El calor necesario para compensar las pérdidas térmicas a través de la cámara de secado se halla mediante la ecuación (3.73).

$$q_{4-cal} = \frac{433.6639}{1000} \text{ kW} * t_a$$

El tiempo de calentamiento (t_a) asumirá un valor de 10 horas (Lessing, 2010), necesario para que la toda la estructura de la cámara de secado llegue a alcanzar el valor de la temperatura de operación.

$$q_{4-cal} = 0.4336639 \text{ kJ/s} * 36000 \text{ s} = 15610.90 \text{ kJ}$$

5) Calor de evaporización

Es el calor necesario para evaporar el agua durante la fase de calentamiento y se calcula mediante la ecuación 3.75. Este requerimiento depende de la masa del agua a evaporar (m_{agua}), el calor latente del agua “ CL_a ” (anexo 4.2), el tiempo de calentamiento (t_a) y operación (t_b).

$$q_{5-cal} = \frac{10}{T_b} * (2302.74) * (222.25)$$

$$q_{5-cal} = \frac{5117758.97}{T_b} \text{ [kJ]}$$

El calor total necesario a suministrar al secador de madera durante la fase de calentamiento está representado por la suma de los requerimientos energéticos hallados anteriormente. Además, se considera un factor de seguridad del 15% para compensar fugas térmicas por las uniones o juntas de la estructura (Doerner, 2009).

$$q_{cal} = 1.15 * \sum_1^5 q_{i-cal} = 373812.66 + \frac{5885422.82}{T_b} \text{ kJ} \quad (4.17)$$

4.3.2 Fase de operación

1) Calor para evaporar el agua de la madera

La energía intrínseca, comentada en el apartado 1.5, se divide en dos tipos, según el porcentaje de humedad.

La energía intrínseca 1 (EI_1) para eliminar la humedad por encima del " psf " se determina por medio de la ecuación 1.3.

$$EI_1 = 4.1868 \cdot (1.161 \cdot 450 \cdot (0.74 - 0.30)) * 550 = 529480.44 \text{ kJ}$$

La energía intrínseca 2 (EI_2) se calcula utilizando la ecuación (1.6).

$$EI_2 = 4.1868 \cdot \left(585 + \frac{1984 * (e^{-0.14*0.30} - e^{-0.14*0.08})}{(0.08 - 0.30)} \right) * (1.161 \cdot 450 \cdot (0.30 - 0.08))$$

$$EI_2 = 394934.56 \text{ kJ}$$

La energía intrínseca total necesaria para eliminar la humedad en la madera viene determinada por la suma de los 2 requerimientos anteriores (ecuación 3.78).

$$q_{1-op} = 924415.17 \text{ kJ}$$

2) Calor requerido para compensar pérdidas locales

La metodología para el cálculo de este requerimiento térmico se diferencia con el requerido en la fase de calentamiento en el tiempo de operación. La ecuación (3.79) permite su cálculo:

$$q_{2-op} = \frac{(433.6639 * (3600 * t_b))}{1000} \text{ kJ}$$

El tiempo de operación de esta fase no es conocido, por lo tanto queda expresado como una variable.

El requerimiento calorífico total durante la fase de operación se obtiene al sumar los requerimientos energéticos hallados anteriormente. Adicionalmente, se considera un factor de seguridad de 15% para compensar fugas térmicas en las uniones o juntas de la estructura (Doerner, 2009).

$$q_{ope} = 1.15 \cdot \sum_1^2 q_{i-op} = 1063077.44 + (1795.36 * t_b) \text{ kJ} \quad (4.18)$$

4.4 Energía útil diaria

El secador híbrido hará uso del gas cuando el recurso solar sea nulo, por ello se estableció el uso de GLP para un intervalo de operación desde las 5:00 pm hasta las 8:00 am, con el fin de garantizar un proceso continuo y un tiempo de secado óptimo.

Al establecer el calor útil diario disponible mediante el aprovechamiento de la energía solar, se define un suministro de potencia calorífica proveniente de la quema del gas con un valor igual al proporcionado por la energía solar, siendo ésta la condición de diseño y a partir de la cual se determinará el número de horas necesarias para finalizar el proceso de secado de la madera.

$$\dot{q}_{\text{útil-gas}} = \dot{q}_{\text{útil-solar}} = 5341.12 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Por lo tanto la potencia, por metro cuadrado, que se dispone en un día promedio del mes de junio es:

$$\dot{q}_{\text{útil diaria}} = \dot{q}_{\text{útil solar}} + \dot{q}_{\text{útil gas}} = 10682.24 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Para hallar la energía calorífica total, se usa la siguiente expresión:

$$Q_{\text{útil diaria}} = (\dot{q}_{\text{útil diaria}} * A_c) * t_r \quad (4.19)$$

Siendo:

A_c = área del colector solar.

t_r = intervalo de medición de datos del radar (0.5 h).

Se usarán 6 colectores solares de un área de 2.522 m^2 cada uno, definidos al inicio del capítulo.

$$Q_{\text{útil diaria}} = 10682.4 * (6 * 2.522) * 0.5 = 80.8345 \quad [\text{kWh}]$$

Al convertir el valor anterior de kW-h a kJ, el calor útil diario disponible será:

$$Q_{\text{útil diaria}} = 291004.539 \text{ kJ}$$

4.5 Número de horas de secado

El tiempo de secado se define con la energía útil diaria, definida anteriormente, y el requerimiento térmico de las fases de calentamiento y operación.

$$Q_{\text{req. calen.}} = 373812.66 + \frac{5885422.82}{T_b} \text{ kJ}$$

$$Q_{\text{req. ope.}} = 1063077.44 + (1795.36 * t_b) \text{ kJ}$$

Donde T_b es el tiempo de operación del proceso de secado (h).

El tiempo requerido para desarrollar el proceso de secado de la madera tipo tornillo para un requerimiento de 500 *pies – tabla* será:

$$Q_{\text{req. calen.}} + Q_{\text{req. ope.}} = Q_{\text{útil diaria}} \cdot \frac{T_b}{24} \quad (4.20)$$

El tiempo necesario para secar la madera desde un 74% de humedad inicial hasta un 8% será de:

$$\left[373812.66 + \frac{5885422.82}{T_b} \right] + [1063077.44 + (1795.36 * t_b)] = \left[291004.54 \cdot \frac{T_b}{24} \right]$$

$$t_b = 143.08 \text{ horas}$$

La suma de los tiempos de las fases de calentamiento (t_a) y operación (t_b), representan el tiempo total del proceso de secado.

$$t_{\text{secado}} = t_a + t_b = 10 \text{ h} + 143.08 \text{ h} = 153.08 \text{ h} \quad (4.21)$$

Por lo que se puede considerar:

$$t_{\text{secado}} \approx 7 \text{ días}$$

4.6 Análisis de la humedad en el secador

El análisis del porcentaje de humedad del secador de madera, considera tres puntos: la entrada del colector (1), entrada a la cámara (2) y la salida de la cámara (3).

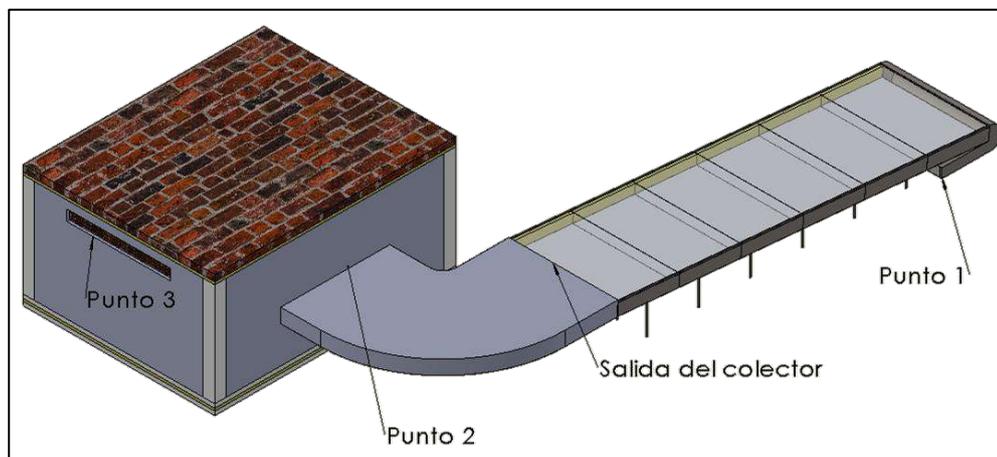


Figura 4.3 Puntos de análisis de humedad en el secador de madera.

Fuente: Elaboración propia.

En el primero, las propiedades de temperatura (T_1) y humedad relativa ($\% \varphi_1$), halladas por medio del anexo 2.3, permiten determinar la presión de saturación del agua (P_{g1}) y la entalpía de vapor (h_{g1}).

$$T_{1\ 12:00} = 24.8\ ^\circ\text{C}$$

$$\varphi_{1\ 12:00} = 74\ \%$$

$$P_{g1} = 3.136\ \text{kPa}$$

$$h_{g1} = 2546.13\ \text{kJ/kg}$$

La presión (P_T) del colector es la atmosférica, debido a que el sistema está en contacto con el ambiente. Con los datos anteriores, la humedad específica se halla por la ecuación 3.11.

$$w_1 = \frac{0.622 \cdot \varphi_1 \cdot P_{g1}}{P_T - \varphi_1 \cdot P_{g1}} = 0.01458\ [\text{kg. de vapor de agua/kg. de aire seco}]$$

La salida del colector y la entrada a la cámara (punto 2) están unidas por una pieza curvada llamada conector (detallado en el apartado 2.9), el cual está recubierto por material aislante para evitar que las propiedades del aire varíen durante su recorrido. Con el rendimiento instantáneo del colector, se calculan los valores del calor útil y su temperatura de salida en dicho punto.

$$T_{SCO} = T_2 = 39.56\ [^\circ\text{C}]$$

$$Q_{\text{útil}} = 416.25\ \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$$

La temperatura de salida del colector y con los datos del anexo 4.1, se determinan los valores de P_{g2} y h_{g2} ; y se encuentran el valor de la humedad relativa del punto 2.

$$P_{v2} = 7.232 \text{ kPa}$$

$$h_{T2} = 2572.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Para calcular la humedad relativa (φ_2), a partir de los valores anteriores y teniendo en cuenta que la humedad específica, se mantiene constante ($w_1 = w_2$), se aplica la siguiente ecuación:

$$\varphi_2 = \frac{w_2 \cdot P_T}{(0.622 + w_2) \cdot P_{g2}} \quad (4.22)$$

$$\varphi_2 = \frac{(0.01458) \cdot 101.325}{(0.622 + 0.01458) \cdot 7.239} = 32.09 \%$$

Para evaluar la humedad relativa (φ_3) a la salida de la cámara de secado, se debe considerar que la madera elimina continuamente humedad, la cual será transferida al aire circundante; por ello, con la ecuación (4.23) se determina el flujo de vapor de agua que se trasfiere al sistema.

El flujo másico de vapor de agua (\dot{m}_w), relaciona la masa de agua a evaporar y el tiempo de secado.

$$\dot{m}_w = \frac{m_{\text{agua}}}{t_{\text{secado}}} \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_w = \frac{222.25 \text{ kg}}{153 \text{ h} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} = 4.034 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El balance de masa para el agua en la cámara de secado, establece que:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot (\omega_3 - \omega_2)$$

Conocidos los valores de los flujos másicos del agua y del aire, y la humedad específica a la salida del colector ω_2 , se determina el valor de la humedad específica en la salida de la cámara de secado ω_3 , teniendo en cuenta el flujo másico del aire se mantiene constante desde la entrada del colector hasta la salida de la cámara.

$$\omega_3 = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} + \omega_2 = 0.01555 \text{ [kg. de vapor de agua/kg. de aire seco]}$$

A través de la humedad específica ω_3 y tomando como referencia que la temperatura mínima que se puede alcanzar en el punto de salida de la cámara es igual a la temperatura ambiente ($T_3 = T_{\text{amb}} = 24.8 \text{ }^\circ\text{C}$ para el intervalo de tiempo analizado), se calcula la humedad relativa máxima en este punto mediante la ecuación (4.22).

$$\% \varphi_{3 \text{ máx}} = \frac{0.01555 * 101.325}{(0.622 + 0.0155) * 3.136} = 78.82 \%$$

La tabla 4.12 lista los valores de humedad relativa en los tres puntos de análisis; según se aprecia en ningún momento se llega a la saturación y por lo tanto, no se producirá la condensación del agua. Para los intervalos de tiempo restantes se efectúa el mismo procedimiento descrito.

Tabla 4. 12 Resumen de la humedad relativa en el secador de madera

Hora	Humedad relativa		
	Punto 1	Punto 2	Punto 3
08:00:00 a.m. a 08:30:00 a.m.	86.00%	72.74%	92.14%
08:30:00 a.m. a 09:00:00 a.m.	84.00%	65.57%	89.94%
09:00:00 a.m. a 09:30:00 a.m.	83.00%	58.71%	88.87%
09:30:00 a.m. a 10:00:00 a.m.	82.00%	52.47%	87.72%
10:00:00 a.m. a 10:30:00 a.m.	80.00%	45.93%	85.59%
10:30:00 a.m. a 11:00:00 a.m.	79.00%	41.95%	84.49%
11:00:00 a.m. a 11:30:00 a.m.	78.00%	38.15%	83.27%
11:30:00 a.m. a 12:00:00 p.m.	76.00%	34.13%	80.97%
12:00:00 p.m. a 12:30:00 p.m.	74.00%	32.09%	78.82%
12:30:00 p.m. a 01:00:00 p.m.	73.00%	31.14%	77.58%
01:00:00 p.m. a 01:30:00 p.m.	70.00%	29.87%	74.39%
01:30:00 p.m. a 02:00:00 p.m.	70.00%	30.97%	74.37%
02:00:00 p.m. a 02:30:00 p.m.	70.00%	32.90%	74.39%
02:30:00 p.m. a 03:00:00 p.m.	70.00%	34.22%	74.37%
03:00:00 p.m. a 03:30:00 p.m.	70.00%	35.65%	74.37%
03:30:00 p.m. a 04:00:00 p.m.	70.00%	39.23%	76.66%
04:00:00 p.m. a 04:30:00 p.m.	71.00%	44.99%	77.74%
04:30:00 p.m. a 05:00:00 p.m.	73.00%	51.75%	79.69%

Fuente: Elaboración propia.

4.7 Costo del GLP

La masa diaria de gas licuado de petróleo (GLP) necesaria para el proceso se establece mediante la ecuación (3.82). El rendimiento de combustión utilizado cuando se emplea GLP presenta un valor de (Vásquez, H., Palacios, F., 2008):

$$\eta_{comb.} = 95 \%$$

La masa de GLP es:

$$m_g = \frac{\left(\frac{291004.539}{2} \right)}{0.95 * 44900} [kg]$$

$$m_g \approx 3.41 kg$$

Con el tiempo de secado (apartado 4.4) se establece los días ($N_{días}$) que se necesitan para desarrollar el secado de la madera.

$$N_{días} = 7 \text{ días}$$

El costo por balones de GLP se determina en base a la tarifa vigente de OSINERMIN, en donde se tiene que el costo:

$$\text{Balón de gas de 10 kilos} = 41.70 \text{ Nuevos Soles}$$

A partir de los datos anteriores, se establece el costo por el suministro de gas para eliminar la humedad (ecuación 3.82)

$$\text{Costo del GLP} = (3.41) * 7 * \frac{41.70}{10} = S/. 99.57 \text{ Nuevos Soles}$$

4.8 Cálculo del tiempo teórico

Para el cálculo del tiempo teórico se necesita determinar el espesor de los tablones de madera (figura 2.3), la densidad, humedad inicial y la especie de la madera (tabla 1.1), la humedad final (apartado 2.1), la velocidad del aire y la temperatura de secado (capítulo 4).

En base a los contenidos de humedad y la figura 3.1 se establecen los tiempos básicos para el proceso de secado (tabla 4.13).

Tabla 4.13 Tiempo básico

Rango de humedad	Tiempo	
74% – 30%	23.5 h – 12 h	$t_1 = 11.5 \text{ h}$
30% – 8%	12 h – 0 h	$t_2 = 12 \text{ h}$

Fuente: SECAP, 1991.

Los factores de corrección (tabla 4.14), que se aplican al tiempo de secado básico, se han determinado usando las tablas 3.1 hasta la 3.5.

Tabla 4.14 Factores de corrección

Factor de espesor	f_1	2.91
Factor de peso específico	f_2	0.65
Factor de temperatura antes del PSF	f_3	2.1
Factor por velocidad del aire	f_4	1.41
Factor por tipo de madera	f_5	1
Factor de agua libre (solo antes del PSF)	f_6	1.1

Fuente: SECAP, 1991.

Hallados los factores de corrección y el tiempo básico, mediante la ecuación (4.24) se determina el tiempo teórico para desarrollar el proceso de secado desde una humedad inicial (H_i) hasta una humedad final (H_f).

$$t_{teórico} \approx t_1 \cdot \prod_{i=1}^6 f_i + t_2 \cdot \prod_{i=1}^5 f_i \quad [h] \quad (4.24)$$

$$t_{teórico} = 138.05 \text{ h}$$

Adicionando el tiempo de calentamiento, igual a 10 horas, se obtiene el tiempo teórico total para el secado.

$$t_{teórico total} = 148.05 \text{ h}$$

Capítulo 5

Análisis económico

En el proceso de transformación de la madera, desde la extracción hasta su uso en la industria, el secado es la parte más importante. Al aire libre demora aproximadamente dos meses y la humedad oscila alrededor del 15% (CITEMadera, 2014). Con el uso de hornos industriales se puede conseguir un secado óptimo, sin embargo la elevada inversión en infraestructura y combustibles hacen inviable esta propuesta; ante estas limitaciones nace la idea de diseñar un secador híbrido, que sea capaz de conseguir valores de humedad deseados, y que sus gastos operativos sean mínimos.

Las ventajas de contar con un secador híbrido, solar - gas, son:

- Proporciona valor agregado a la madera a un menor costo, porque se consigue reducir la humedad a un 8%, característica que permite dar un mejor acabado al producto terminado.
- Abre la posibilidad de incorporar procesos productivos de mayor escala al reducir el ciclo de secado de la madera.
- Se dispone de mayores volúmenes de materia prima, por lo que se incrementarían los niveles de rotación de la madera.
- Su fabricación y masificación favorecerá el desarrollo económico regional.
- Menor contaminación ambiental y aprovechamiento de la energía solar.

Para evaluar la factibilidad económica del secador solar híbrido (solar – gas) para madera, se evalúan los siguientes indicadores económicos: el valor actual neto (VAN) y el tiempo de recuperación de fondos (payback).

5.1. Inversión inicial

La inversión inicial está determinada por los costos de los materiales de construcción de la cámara de secado, de la fabricación de los colectores solares, y de los correspondientes a la mano de obra. Éstos se han determinado en base a los precios de mercado de construcción para el 2014; el metrado y los costos de los componentes del secador se detallan en el anexo 5.1, y el costo de la mano de obra en el anexo 5.2.

El cálculo del costo total de inversión inicial es:

$$\text{Inversión inicial} = S/. \ 19,165.25 \text{ Nuevos Soles}$$

5.2. Ingresos del proceso de secado

En este análisis se comparan los ingresos entre el secado tradicional, que presenta como tiempo de rotación de la madera cada dos meses, y el secado mediante una cámara. Se considera $43.5 m^2$ como área de trabajo y la evaluación del proyecto es anual.

El costo de la madera tornillo por *pie – tabla*, determinado mediante el anexo 1.1, es:

$$\text{Costo} = S/. 2.00$$

✓ Secado tradicional

Dependiendo de las condiciones climatológicas, el secado de la madera mediante la exposición directa de ésta al sol oscila entre 50 a 70 días y usa un área ^[1] aproximada de $14.5 m^2$ para secar un volumen de 500 *pie – tabla*. Al considerar un área de secado de $43.5 m^2$, se incrementa el volumen de secado manteniendo la proporción del área.

$$T = (\text{Costo} * \text{Capacidad}) \quad (5.1)$$

$$T_{\text{bimestral}} = \left(2.00 \frac{S/.}{\text{pie} - \text{tabla}} * 1500 \text{ pie} - \text{tabla} \right)$$

$$T_{\text{bimestral}} = 3,000 \text{ Nuevos Soles}$$

El ingreso anual (seis bimestres) por medio del secado tradicional será de:

$$T_{\text{anual}} = 18,000 \text{ Nuevos Soles}$$

✓ Secado mediante el sistema propuesto

Según los cálculos de diseño, se determinó que el tiempo de secado es de aproximadamente 7 días; el secado tradicional demora en promedio 60 días. En un escenario conservador, el secador híbrido realizará el proceso 7 veces por bimestre, equivalente a 42 rotaciones al año.

Si en cada proceso se trabaja con 500 *pies – tabla* de madera húmeda, el ingreso anual será:

$$SH_{\text{anual}} = (\text{Costo} * \text{Capacidad}) * N. \text{ de rotaciones al año} \quad (5.2)$$

$$SH_{\text{anual}} = (2.00 * 500) * 42 = 42000 \text{ Nuevos Soles}$$

¹ El área se halló tomando en cuenta las dimensiones internas de la cámara.

El margen de ganancia anual que se percibe con el secador híbrido comparado con el secado tradicional será:

$$I_{anual} = T_{anual} - SH_{anual} \quad (5.3)$$

$$I_{anual} = 24,000 \text{ Nuevos Soles}$$

5.3. Egresos del proceso de secado

Es importante determinar los gastos operativos necesarios para asegurar una operación continua de secado. Ésta depende principalmente del suministro de energía (solar – GLP).

De acuerdo al marco normativo actual, los precios del GLP y en general de los combustibles líquidos derivados del petróleo se encuentran determinados por la oferta y la demanda. Sin embargo, con el fin de evitar que la alta volatilidad de los precios internacionales del petróleo crudo y sus derivados se traslade a los consumidores finales, se creó el Fondo de Estabilización de Precios de los Combustibles (FEPC) derivados de petróleo en el 2004; el GLP fue incluido en este fondo en el 2007.

Al precio del GLP fijado por el FEPC se le suma el Impuesto General a las Ventas (IGV), no aplican impuestos adicionales como se hace con los otros combustibles; se agregan también los márgenes correspondientes a la cadena de comercialización como son el transporte y comercialización hasta el usuario final. El precio del balón de 10 kg de GLP para Piura finalmente cuesta actualmente S/. 41.70 nuevos soles.

La operación del secador híbrido requiere de un trabajador, quién debe asegurar el funcionamiento del sistema diariamente cuando la intensidad del recurso solar sea nulo; esto es conectando el secador al GLP, dispuesto en balones de 10 kg, por ser una presentación comercial de fácil transporte.

Considerando que no se requiere de mano de obra calificada para pasar el secador de energía solar a gas, y que su operación está limitada a dos o tres momentos: al caer la tarde, al iniciar la mañana y cuando haya que cambiar la botella de gas, se debe contratar mano de obra no calificada (obrero).

Finalmente, se incorporan los gastos de mantenimiento, que son muy bajos. Esto puede atribuirse por un lado nivel de temperatura a la que se desarrolla el proceso, que favorece el mínimo desgaste del material durante el secado; por otro lado, el secador se compone de pocos elementos, tampoco cuenta con partes móviles.

Por lo tanto, los egresos totales serán la suma de los gastos operativos.

$$E_{secado\ anual} = (E_{gas} + E_{op.}) \cdot N_{rot.} + E_{mant. \ anual} \quad (5.4)$$

El costo por la utilización del gas en el proceso de secado, será (apartado 4.7):

$$E_{gas} = S/. 99.57 \text{ Nuevos Soles}$$

El monto percibido por el operador, responsable durante el proceso, es equivalente a:

$$E_{op.} = S/. 300 \text{ Nuevos Soles}$$

Para las actividades de mantenimiento, se ha destinado un monto anual referencial de:

$$E_{mant. \text{ anual}} = S/. 4000 \text{ Nuevos Soles}$$

Por lo anterior, los egresos anuales serán:

$$E_{secado \text{ anual}} = S/. 20781.94 \text{ Nuevos Soles}$$

5.4. Depreciación

La depreciación es la pérdida de valor que sufren los bienes del activo fijo tangible por el uso y el tiempo transcurrido; por ello, en este análisis económico se considera una depreciación anual lineal, es decir un monto constante a lo largo de los años.

El monto total de la depreciación considera los costos de los activos fijos (anexos 5.1) y un tiempo de vida útil de 20 años para el secador híbrido para madera.

$$\text{Depreciación}_{\text{anual}} = \frac{\text{Inversión inicial}}{20} \quad (5.5)$$

$$\text{Depreciación}_{\text{anual}} = \frac{13655.12}{20} = S/. 682.76 \text{ Nuevos Soles}$$

5.5. Flujo de fondo

Para desarrollar el análisis económico de un proyecto a través de un estudio en el flujo de fondos es necesario conocer los siguientes parámetros:

- Inversión inicial del proyecto.
- Ingresos del proyecto.
- Egreso del proyecto.
- Depreciación de activos fijos.
- Influencia de impuestos, para ello se considera un impuesto a la renta de 15%.
- Valor de rescate.
- Vida útil del proyecto.

El valor de rescate se calcula de la siguiente manera:

$$V_{rescate} = V_{venta} - (V_{venta} - V_{contable}) * 0.3 \quad (5.6)$$

Donde el valor de venta es asignado por el usuario y el valor contable se determina mediante la siguiente expresión:

$$V_{contable} = Inversión - Depreciación \quad (5.7)$$

Finalmente, el análisis de flujo de fondo se evalúa mediante indicadores económicos para conocer la rentabilidad económica de la propuesta del secado.

Tabla 5. 1 Análisis de flujo de fondo (de 1 a 10 años)

	Años											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Inversión Inicial	-19165.25											
Ingresos		24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00
Egresos		-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94
Depreciación		-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76
Utilidad antes de impuestos		2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30
Impuestos (15%)		-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30
Utilidad considerando el impuesto		2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01
Depreciación		682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76
Valor rescate												
Flujos de fondos	-19165.12	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76

Fuente: Elaboración propia

Análisis de flujo de fondo (de 11 a 20 años)

	Años									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Inversión Inicial										
Ingresos	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00	24000.00
Egresos	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94	-20781.94
Depreciación	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76	-682.76
Utilidad antes de Impuestos	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30	2535.30
Impuestos (15%)	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30	-380.30
Utilidad considerando el impuesto	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01	2155.01
Depreciación	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76	682.76
Valor rescate										-6346.11
Flujos de fondos	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	2837.76	-3508.35

Fuente: Elaboración propia

5.6. Indicadores económicos

- Valor actual neto (VAN)

Para que la implementación del secador de madera sea considerado rentable el valor del VAN debe ser positivo.

$$VAN > 0$$

El VAN se determina con la siguiente ecuación y con ayuda de la información de la tabla 29.

$$VAN = -I_o + \sum_{p=1}^n \frac{FF_p}{(1+WACC)^p} \quad (5.8)$$

Donde:

I_o	= inversión inicial.
$WACC$	= tasa de actualización empresarial igual a 8% (Fernández, 2011).
FF_p	= flujo de fondos del semestre genérico “p”.
n	= años totales en evaluación.
p	= año genérico.

Para el presente estudio, el cálculo del VAN ha resultado mayor a cero; por lo tanto, el proyecto es viable.

$$VAN = 7334.79 > 0$$

- Tasa interna de retorno (TIR)

El presente estudio será factible si el valor de la tasa interna de retorno (TIR) es mayor al valor de la WACC.

$$TIR \% > WACC \%$$

Para determinar el valor del TIR, se utiliza la siguiente ecuación:

$$TIR = -I_o + \sum_{p=1}^n \frac{FF_p}{(1+TIR)^p} \quad (5.9)$$

Donde:

I_o	= inversión inicial.
TIR	= tasa interna de retorno.
FF_p	= flujo de fondos del semestre genérico “p”.
n	= años totales en evaluación.
p	= año genérico.

El valor de la tasa interna de retorno (TIR) para este estudio es mayor al valor de la WACC (Fernández, 2011) evidenciando la factibilidad del proyecto.

$$TIR = 13.20 \% > 8\% = WACC$$

- Periodo de recuperación del capital (Payback)

El payback es uno de los indicadores para medir la viabilidad económica del proyecto, y determinar el tiempo que el usuario tarda en recuperar la inversión realizada en el proyecto.

$$-I_o + \sum_{p=1}^k \frac{FF_p}{(1+WACC)^p} = 0 \quad (5.10)$$

Tabla 5.2 Detalle de los valores del payback

Año	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Cálculo del payback	-16537.7	-14104.8	-11852.1	-9766.2	-7834.9	-6046.6	-4390.8	-2857.6	-1438.1	-123.6
Año	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Cálculo del payback	1093.45	2220.36	3263.80	4229.95	5124.53	5952.85	6719.81	7429.96	8087.50	7334.79

Fuente: Elaboración propia

El tiempo de recuperación se puede encontrar cuando se produce el cambio de signo en el payback; según la tabla 5.2, se aprecia que el tiempo de recuperación del dinero se da entre el décimo y undécimo año.

Conclusiones

- La idea de diseñar un secador híbrido (solar y gas) nace a partir de una encuesta en el sector maderero, ante la necesidad de disminuir el tiempo de secado y obtener bajos niveles de humedad; en este sentido, con el secador propuesto los empresarios del sector tienen una alternativa para generar mayor rotación en los volúmenes requeridos.
- Los resultados de este estudio demuestran la factibilidad técnica de un secador híbrido para el secado de madera. Se disminuye el tiempo de secado de 60 días, en promedio, a 7 días; además, se logró bajos contenidos de humedad inferiores a lo obtenidos mediante el secado tradicional o artesanal, es decir disminuir de 15% a 8% la humedad final.
- El colector solar, dimensionado en un escenario desfavorable (mes de junio), presenta rendimientos instantáneos entre 55% y 60% demostrando que es posible un buen aprovechamiento del recurso solar.
- La propuesta es factible económicamente, debido a que la rentabilidad del secado de madera, se encontró un valor actual neto de 7334.79 (VAN>0), un TIR=13.20 % (>WACC) y un payback de 10 años.
- Al usar un secador híbrido alimentado parcialmente con energía solar contribuye con el medio ambiente, la energía es renovable y se encuentra disponible para todos.

Recomendaciones

- Realizar un estudio sobre el recorrido que sigue la corriente de aire dentro de la cámara, con la finalidad de garantizar que el flujo se distribuya uniformemente en las diferentes zonas de la cámara para obtener niveles de humedad homogéneos en las piezas de madera.
- Definir un sistema de extracción de aire para garantizar que los niveles de humedad no alcancen la saturación y con ello, se presente el proceso de condensación del agua dentro de la cámara perjudicando el proceso de secado.
- Utilizar el presente estudio para la elaboración de futuros proyectos que conlleve a obtener modelos de secadores solares o híbridos que permitan alcanzar mayores eficiencias energéticas.
- Establecer un modelo matemático que permita automatizar el proceso de secado, donde las condiciones de entrada (temperatura, flujo másico, etc.) varíen en función de las condiciones a tiempo real dentro de la cámara. Para ello, se recomienda la instalación de diferentes sensores en diversos puntos de la cámara que permitan almacenar valores de las condiciones que se desarrollan dentro del secador.
- Realizar pruebas experimentales en un prototipo, para obtener las curvas reales de secado; así como otros indicadores (porcentaje de humedad en la madera, tiempos de secado, temperaturas, humedad relativa de la cámara, etc.). A partir de los datos anteriores desarrollar un modelo matemático que permita realizar una simulación con la finalidad de automatizar del proceso de secado.
- Desarrollar un estudio sobre la factibilidad social y medioambiental para poder determinar la sostenibilidad del proyecto.
- Establecer las características de los ambientes necesarios para poder utilizar la energía producto de la quema del gas; es decir, dimensionar el quemador y el sistema de almacenamiento que permita satisfacer las condiciones de entrada del flujo másico de gas.

Bibliografía

- Ananías, R. (2009). “Bases físicas del secado de madera”. Departamento de Ingeniería en Maderas. Concepción, Chile.
- Ávila A., Mendoza J. & Beltrán J. (2010). “Evaluación energética de un colector solar de placa plana de doble cubierta”. Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Montería. Colombia.
- Bond B., Espinoza O. & Araman P. (2011). “Diseño y operación de un secador solar de madera para países tropicales”. Departamento de Agricultura de los Estados Unidos, Estación de Investigación Sur.
- CEDEFOR, (2005). “Demanda de madera del corredor norte peruano”. Centro de Desarrollo Forestal.
- Cengel, Y. & Boles, M. (1994). “Termodinámica”. Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill. México.
- Cengel, Y. (2004). “Transferencia de calor”. Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill. México.
- CENSOLAR, (2007). “Instalaciones de energía solar. Tomo IV – Sistemas de aprovechamiento térmico II”. Centro de estudios de la energía solar. España
- CITEMadera, (2014). “Compendio de información técnica de 32 especies forestales”. <http://citemadera.gob.pe/wp-content/uploads/2014/08/Compendio-de-32-Especies-Maderables-Tomo-I.p>
- Comisión nacional para el uso eficiente de la energía – CONUEE. (2009). “Beneficios del aislamiento térmico en la industria”. México.
- Cooper P., Dunkle R.V. (1981). “A non-linear flat-plate collector model Solar Energy”, Volume 26, Issue 2.
- Córdoba R. (2005). “Conceptos básicos sobre secado de la madera”. Kúru: Revista Forestal. Costa Rica.
- Doerner, S. (2009). “Proyecto cámara de secado para madera elaborada”. Chile
- Duffie, Jhon A. y Beckman, (1991). “Solar engineering of thermal processes”
- Editores Salvat, “Enciclopedia Salvat de la Ciencia y de la Tecnología”, en Vol. Tomo 12, Barcelona, Ed., 2008.
- Ekechukwu, O. & Norton, B. (1991). “Review of solar – energy drying systems III: low temperature air – heating solar collectors for crop drying applications”. Energy conversion and management. Vol. 40, N° 6.
- Farrington, D. (1977). “Uso directo de la energía solar”. Barcelona, España.
- Fernández, P. (2011). “WACC: Definición, interpretaciones equivocadas y errores”. Universidad de Navarra. España.
- Forson F., Nazha M., Akuffo F., Rajakaruna H. (2006). “Design of mixed-mode natural convection solar crop dryers: Application of principles and rules of thumb”. United Kingdom.
- Grammer Solar, (2014). SolarLuft. Obtenida el 23 de agosto de 2014, <http://www.grammer-solar.com/cms/de/angebot-des-monats.html>
- Izquierdo M., Marcelo. (2010). “Energías Renovables”, Madrid, España.
- Joly, P.; More-Chevalier, F. (1980). Théorie, pratique et économie du séchage des bois. Vial, Francia.
- JumboSolar (2013). “Manual técnico: Información técnica, instrucciones de montaje, manual de uso y mantenimiento”. Alemania.

- Junta del Acuerdo de Cartagena (1984). “Manual de diseño para maderas del grupo andino”. 1ra edición. Colombia.
- Kometter, R. y Maravi, E. (2007). “Metodología para elaborar tablas nacionales de conversión volumétrica de madera rolliza en pie tabla”. Costa Rica.
- Lessing I. (2010). “Secado de la madera. Enfoque 3DS”. Santa Cruz.
- Martínez, E. y Cueto, P. (1997). “Diseño y ensayo de un secador solar para madera”. Maderas y Bosques, pp. 13 - 28.
- Morales, R. (2005). “Estudio de impacto ambiental de una planta procesadora de café verde para exportación”. Universidad de Piura. Perú.
- Muñoz F. (2008). “Secado de la madera aserrada”. Kúru: Revista Forestal. Costa Rica.
- Novoa, L. (2006). “Manual de buenas prácticas de manufactura para el secado natural y artificial, de madera aserrada”. Lima, Perú.
- Organismo supervisor de la inversión en energía y minería. (2014) <http://www.facilito.gob.pe/facilito/pages/facilito/menuPrecios.jsp>
- Rodríguez A., Fuentes T. & Montes R. (1989). “El uso de los secadores solares en la industria de la madera”. Amatl, Boletín de difusión del Instituto de Madera, Celulosa y Papel. N° 9. México. Pp. 22-30.
- Rodríguez Matute, J. C. (2008). “Diseño de un sistema de secado artificial de madera automático: Capacidad 20 (m^3)”. Cuenca, Ecuador.
- Rodríguez, M. C. (2012). “Instantaneous performance of solar collectors, for domestick hot water, heating and cooling application, energy and buildings. Vol. 45, 2012. Holanda.
- SECAP GTZ. (1991). “El secado de madera”. Ed. Offset, SECAP. 2 da Edición. Quito – Ecuador.
- SEMARNAT. (2005). “Guía de tecnología de procedimiento para el tratamiento fitosanitario y manejo de embalaje de madera utilizado en el comercio internacional”. Secretaria de medio ambiente y recursos naturales. México.
- SEMARNAT. (2009). “Estufa solar de secado de madera”. Secretaria de medio ambiente y recursos naturales. México.
- Shupe, T & Mills, R. (2011). “Procesos de secado para evitar defectos en la madera verde. Research & Extension. Estados Unidos.
- Sivipaucar C., Curo H., Huancahuari E., Llantoy V., & Valderrama A. (2008). “Cálculo y construcción de un secador solar por convección natural para el secado de plantas medicinales no tradicionales”. Centro de Desarrollo e Investigación en Termofluidos CEDIT.
- Skaar, C. 1977. “Energy requirements for drying lumber. Practical application of solar energy to wood processing. Madinson, Wisconsin.
- Solís, E. R. (2003). “Diseño y operación de una estufa solar para secar madera”. FIAUDY Ingeniería, pp. 35 - 48.
- Soto Herrera, W. (2011). “Diseño de un sistema de propulsión para embarcaciones fluviales de 650 kg basados en gas licuado de petróleo”. Lima, Perú.
- Vásquez H., Palacio J., (2008). “Análisis de cambio de combustible en calderas a gas natural”. Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Perú.
- Viscarra, S. (1998). “Guía para el secado de la madera en hornos”. Proyecto de manejo forestal sostenible BOLFOR. Bolivia.
- Wood - Mizer, (2005). Solar Dry. Obtenida el 13 de noviembre de 2005, <http://www.woodmizer/espanol/sawmills/kilns/solar.html>.
- Zenit, R. (2008). “Turbulencia”. Universidad Nacional Autónoma de México. Departamento de Termofluidos. México.

Anexo 1 Encuesta a madereros locales

Anexo 1.1 Encuesta a microempresarios madereros

Encuesta para evaluar el tipo y características de madera en la región Piura

Nombre y apellido:

Fecha:

Tipo de madera utilizada:

Volumen utilizado:

Dimensiones de los tablones de madera húmeda:

Dimensiones de los listones separadores:

Número de piezas:

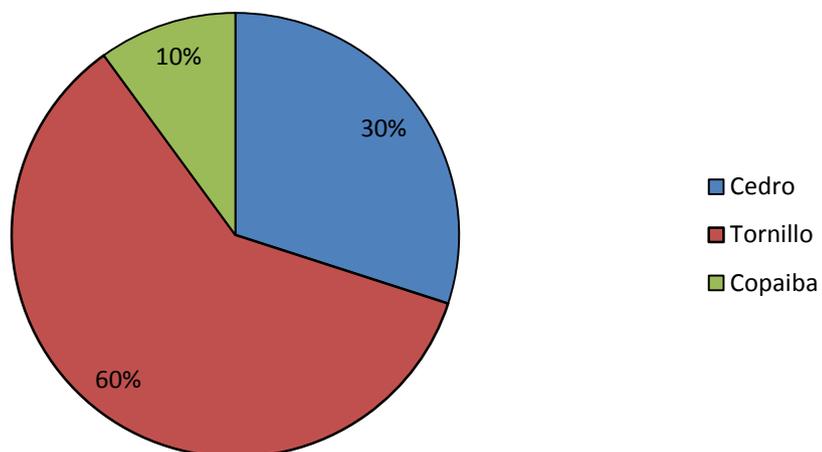
Forma de apilamiento:

Tiempo de secado:

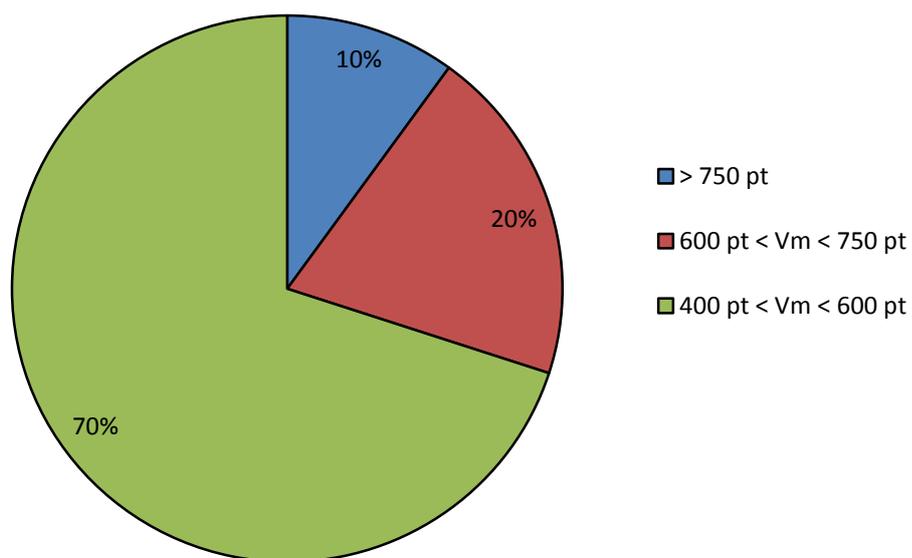
Costo del pie tabla:

Anexo 1.2 Resultados de las encuestas

Tipo de madera utilizada en Piura

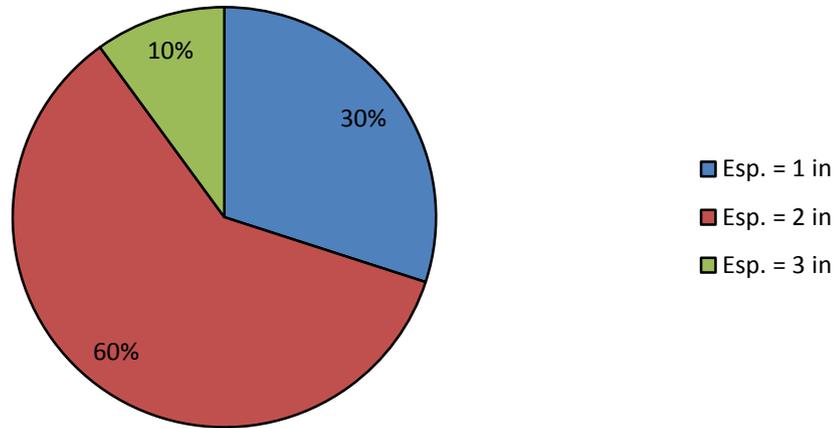


Demanda de madera

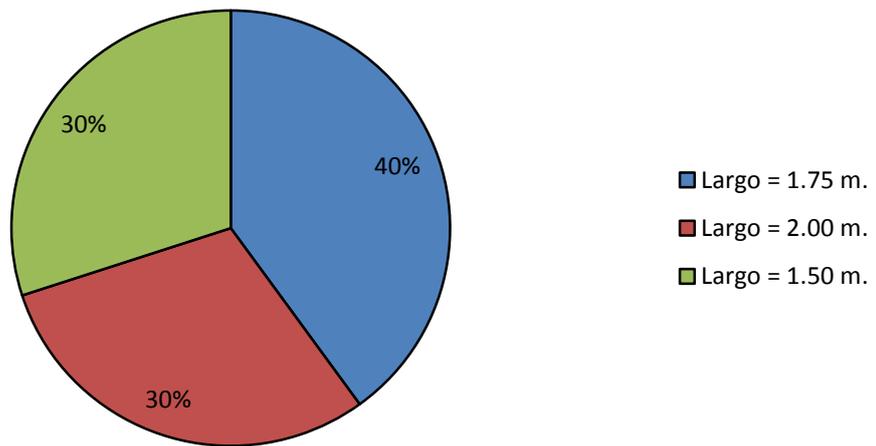


pt = pie tabla

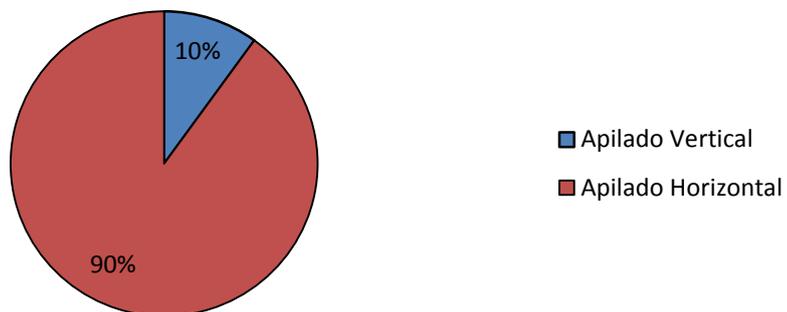
Espeor de los tablonos



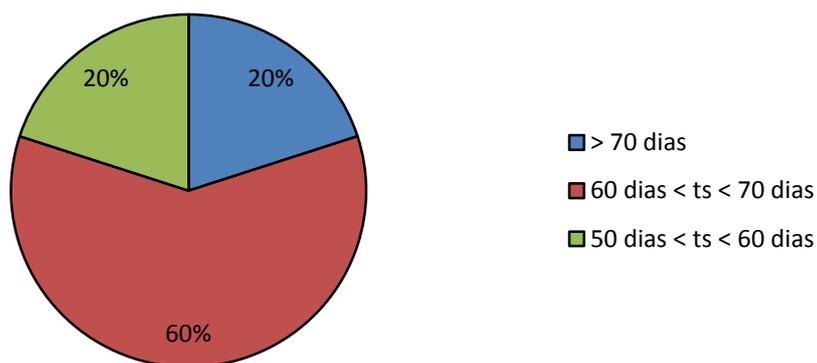
Largo de los listonos separadores



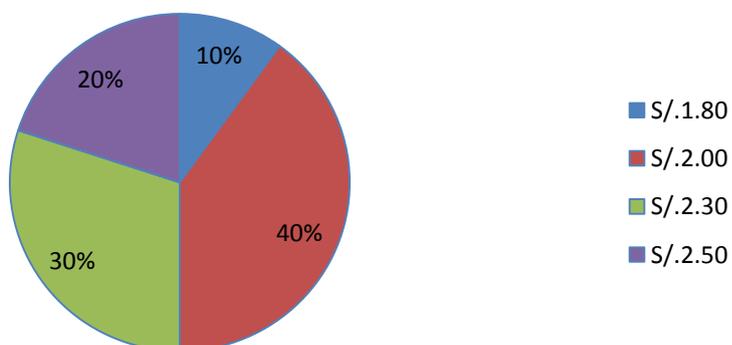
Tipo de apilado



Tiempo de secado



Costo del pie tabla



Anexo 1.3 Número de tablones

En la industria maderera, la unidad de medida de volumen utilizada para medir madera es el pie tabla (pt).

El volumen unitario de un tablón de madera en la unidad correspondiente se obtiene mediante la siguiente expresión (Kometter R., Maravi E., 2007):

$$tablón [pt] = \frac{[w_m (in) * e_m (in) * l_m (ft)]}{12}$$

Donde:

w_m = ancho del tablón de madera [in].

e_m = espesor del tablón de madera [in].

l_m = largo del tablón de madera [ft].

El número de tablones (N_p) que se colocarán dentro de la cámara de secado se obtiene mediante la relación del volumen total de la demanda de madera y el volumen unitario de tablón de madera.

$$N_p = \frac{m (pt)}{\frac{[w_m (in) * e_m (in) * l_m (ft)]}{12}}$$

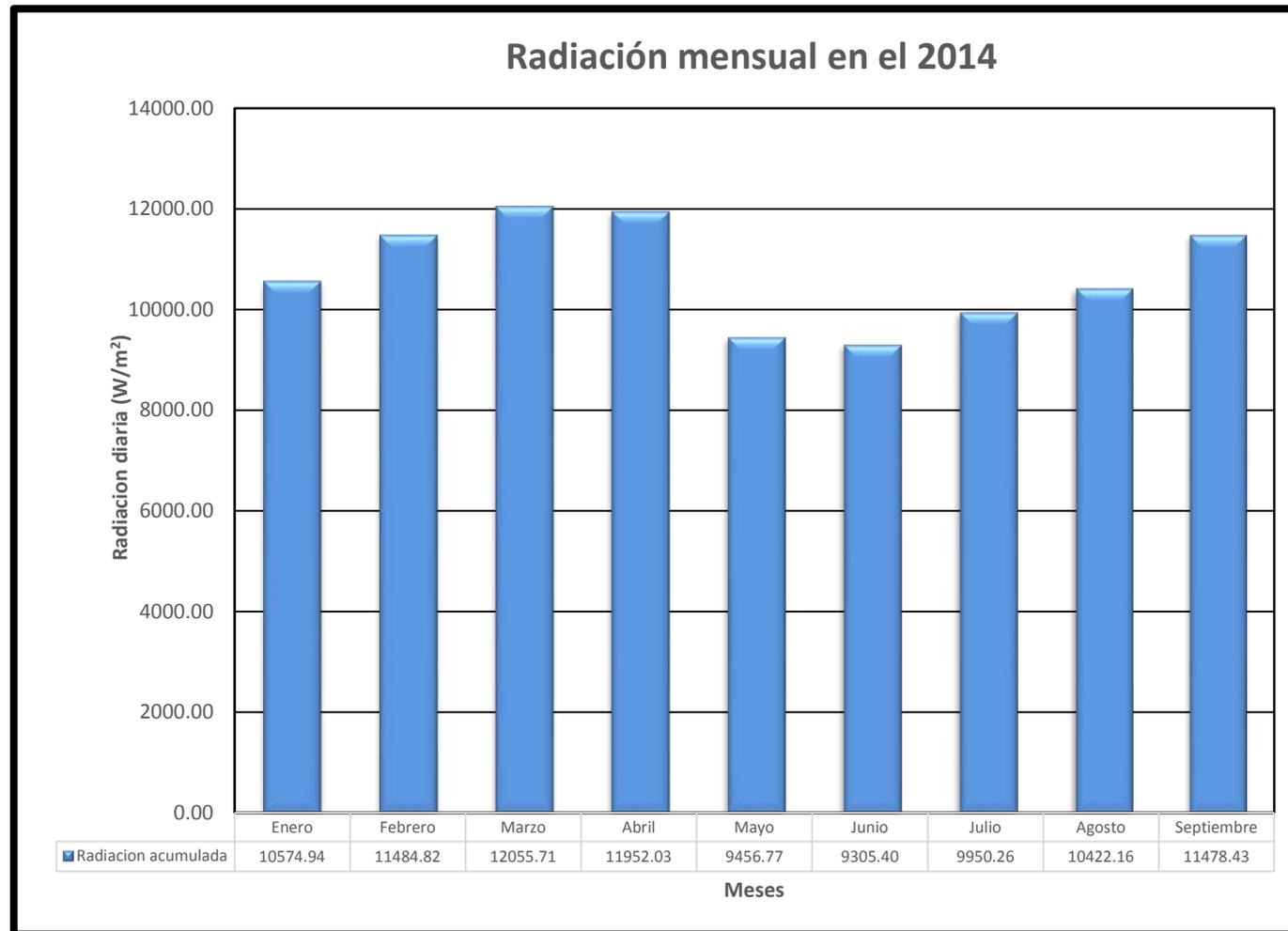
Anexo 2 Información meteorológica

Anexo 2.1 Radiación mensual promedio durante el 2014.

Hora / mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
08:00	145.39	148.96	148.71	185.23	139.13	102.07	101.39	96.55	156.40
08:30	237.03	235.21	244.39	291.80	209.16	166.93	174.26	157.61	250.70
09:00	333.90	337.96	354.77	396.40	289.03	245.63	242.13	254.10	319.13
09:30	428.97	432.11	478.00	512.63	384.65	317.93	339.55	335.97	413.03
10:00	529.13	562.36	580.71	581.37	459.13	420.77	414.52	432.19	550.10
10:30	611.81	687.57	650.52	690.53	541.55	494.70	489.03	539.97	663.23
11:00	701.35	777.11	757.29	776.07	633.68	556.27	577.94	638.94	763.97
11:30	773.58	852.68	809.58	810.67	673.42	645.00	651.26	736.45	827.03
12:00	882.61	887.86	868.19	845.17	698.39	702.20	707.97	793.74	850.03
12:30	865.71	900.79	900.29	899.87	719.90	711.73	750.06	824.58	885.40
13:00	864.16	859.14	882.65	888.63	726.42	739.67	778.26	845.58	893.10
13:30	842.00	864.18	868.23	890.60	737.32	719.37	790.81	821.55	871.97
14:00	732.45	803.64	909.55	857.60	679.06	676.40	749.90	777.35	824.87
14:30	627.00	737.25	813.23	812.90	632.19	644.33	725.84	726.32	767.23
15:00	538.65	637.75	722.52	714.60	562.58	605.63	651.71	662.06	677.03
15:30	446.94	550.18	676.55	590.27	467.74	541.77	588.90	590.90	598.83
16:00	382.97	471.64	593.81	507.93	384.81	437.00	506.90	500.65	492.33
16:30	356.55	408.61	459.58	407.57	303.90	335.80	404.19	392.29	395.97
17:00	274.74	329.82	337.16	292.20	214.71	242.20	305.65	295.35	278.07
Radiación Promedio [W/m²]	10574.94	11484.82	12055.71	11952.03	9456.77	9305.40	9950.26	10422.16	11478.43

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura, 2014.

Anexo 2.2 Gráfico de la radiación mensual en el 2014.



Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura, 2014.

Anexo 2.3 Condiciones atmosféricas del mes de junio 2014

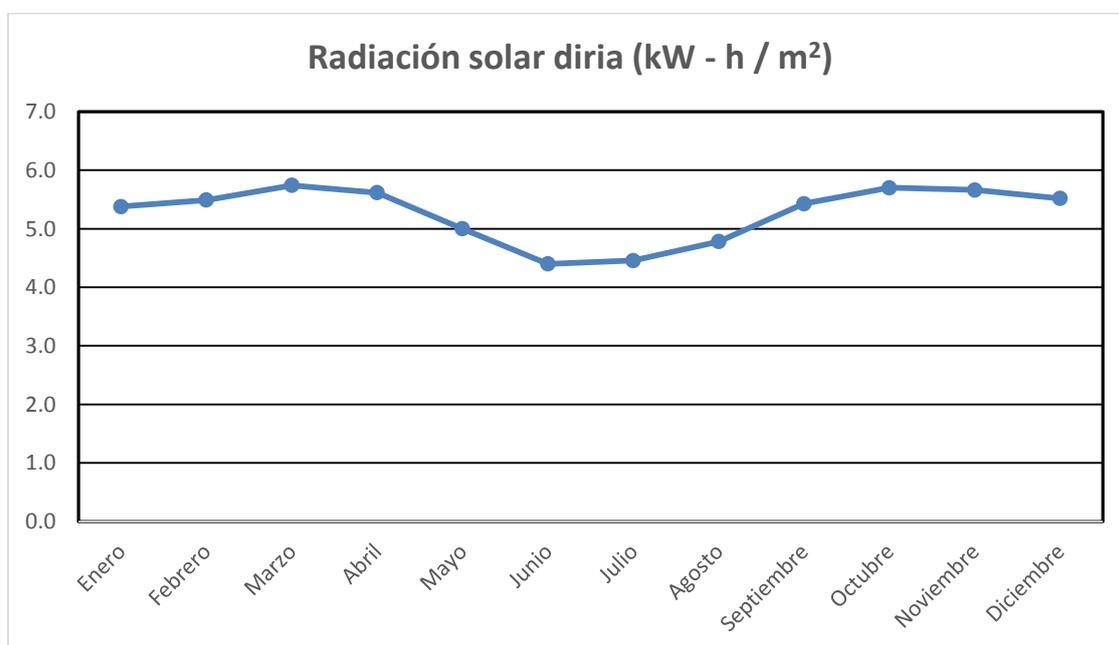
Hora	Temperatura	Radiación	Radiación promedio	Humedad relativa
	(°C)	(W/m ²)	(W/m ²)	(%)
08:00	20.6	102.07	134.50	86
08:30	21.1	166.93	206.28	84
09:00	21.3	245.63	281.78	83
09:30	21.7	317.93	369.35	82
10:00	22.1	420.77	457.73	80
10:30	22.4	494.70	525.48	79
11:00	23.1	556.27	600.63	78
11:30	24.2	645.00	673.60	76
12:00	24.8	702.20	706.97	74
12:30	25.6	711.73	725.70	73
13:00	26.3	739.67	729.52	70
13:30	26.4	719.37	697.88	70
14:00	26.3	676.40	660.37	70
14:30	26.4	619.27	624.98	70
15:00	26.4	605.63	573.70	70
15:30	26.4	541.77	489.38	70
16:00	26.2	437.00	386.40	71
16:30	26.3	335.80	289.00	73
17:00	25.4	242.20	---	73

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura, 2014.

Anexo 2.4 Sistematización de la radiación solar mensual (1991-2002)

	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.
1991	-	6	5.9	6	5.3	4.6	4.4	4.7	5.2	5.8	5.7	5.3
1992	4.1	4.8	4.9	5.1	4.9	4.3	4.8	5	5.7	5.5	5.1	5.4
1993	5.2	4.6	5.3	5.5	4.1	3.9	3.9	4.4	5.2	5.6	5.6	5.3
1994	4.8	5.3	5.4	5.1	4.8	4.2	4.1	4.5	5.2	5.6	5.5	5.2
1995	5.1	4.7	5.5	5.4	4.9	5.3	4.4	-	5.6	5.6	5.8	5.5
1996	5.6	5.7	5.1	5.4	5.2	4.6	4.7	5.2	5.6	5.8	5.6	5.8
1997	5.3	5.7	5.7	5.4	4.9	3.7	4.1	4.1	4.7	5.4	4.7	4.5
1998	4.5	4.4	4.8	4.9	3.5	3.9	4.2	4.4	4.6	4.6	5.4	5.2
1999	5.2	4.3	5.6	5.2	4.6	4.2	4.1	4.5	5	5.6	5.5	5
2000	-	7.1	6.9	6.8	6.2	4.4	4.8	5.7	6.6	6.8	6.6	6.6
2001	7.1	7.3	7	6.7	5.5	4.2	4.7	4.9	6.3	6.4	6.8	6.9
2002	6.9	6	6.8	5.9	6.1	5.5	5.3	5.2	-	-	-	-
Promedio	5.4	5.5	5.7	5.6	5.0	4.4	4.5	4.8	5.4	5.7	5.7	5.5

Fuente: Morales, 2005.



Fuente: Morales, 2005.

Anexo 3 **Número de colectores solares**

Anexo 3.1 Cálculos con 8 colectores solares

Hora	Rad	T_{amb}	$Q_{\acute{u}til}$	T_{SCO}	Rendimiento
08:00:00 a.m. a 08:30:00 a.m.	134.50	20.6	72.42	24.03	53.85%
08:30:00 a.m. a 09:00:00 a.m.	206.28	21.1	113.38	26.42	54.96%
09:00:00 a.m. a 09:30:00 a.m.	281.78	21.3	156.34	28.64	55.48%
09:30:00 a.m. a 10:00:00 a.m.	369.35	21.7	206.12	31.36	55.81%
10:00:00 a.m. a 10:30:00 a.m.	457.73	22.1	256.25	34.11	55.98%
10:30:00 a.m. a 11:00:00 a.m.	525.48	22.4	294.55	36.22	56.05%
11:00:00 a.m. a 11:30:00 a.m.	600.63	23.1	336.71	38.97	56.06%
11:30:00 a.m. a 12:00:00 p.m.	673.60	24.2	377.52	42.04	56.05%
12:00:00 p.m. a 12:30:00 p.m.	706.97	24.8	396.23	43.53	56.05%
12:30:00 p.m. a 01:00:00 p.m.	725.70	25.6	406.47	44.87	56.01%
01:00:00 p.m. a 01:30:00 p.m.	729.52	26.3	408.33	45.69	55.97%
01:30:00 p.m. a 02:00:00 p.m.	697.88	26.4	390.38	44.96	55.94%
02:00:00 p.m. a 02:30:00 p.m.	647.83	26.3	362.28	43.50	55.92%
02:30:00 p.m. a 03:00:00 p.m.	612.45	26.4	342.22	42.66	55.88%
03:00:00 p.m. a 03:30:00 p.m.	573.70	26.4	320.33	41.62	55.83%
03:30:00 p.m. a 04:00:00 p.m.	489.38	26.4	272.69	39.34	55.72%
04:00:00 p.m. a 04:30:00 p.m.	386.40	26.2	214.39	36.37	55.48%
04:30:00 p.m. a 05:00:00 p.m.	289.00	26.3	158.96	33.88	55.00%

Fuente: Elaboración propia.

Descripción	Valor	Unidad
Requerimiento térmico en la fase de calentamiento.	$424930.14 + \frac{5885422.82}{T_b}$	kJ
Requerimiento térmico en la fase de operación.	$1063077.4 + 2048.06 * T_b$	kJ
Calor Disponible	375413.28	kJ
Tiempo de secado	124.70	h
Tiempo de secado teórico	124.90	h

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 3.2 Temperatura de salida del colector en función del número de colectores

Temperatura de salida para los diferentes intervalos de tiempo	Nc = 4	Nc = 5	Nc = 6	Nc = 7	Nc = 8
08:00 a.m. a 08:30 a.m.	22.49	22.92	23.28	23.49	24.03
08:30 a.m. a 09:00 a.m.	24.02	24.69	25.28	25.87	26.42
09:00 a.m. a 09:30 a.m.	25.34	26.22	27.05	27.89	28.64
09:30 a.m. a 10:00 a.m.	27.01	28.19	29.30	30.35	31.36
10:00 a.m. a 10:30 a.m.	28.75	30.17	31.58	32.86	34.11
10:30 a.m. a 11:00 a.m.	30.01	31.72	33.29	34.81	36.22
11:00 a.m. a 11:30 a.m.	31.87	33.78	35.59	37.29	38.97
11:30 a.m. a 12:00 p.m.	34.02	36.18	38.23	40.15	42.04
12:00 p.m. a 12:30 p.m.	35.13	37.41	39.56	41.58	43.53
12:30 p.m. a 01:00 p.m.	36.22	38.57	40.79	42.87	44.87
01:00 p.m. a 01:30 p.m.	37.04	39.35	41.58	43.69	45.69
01:30 p.m. a 02:00 p.m.	36.66	38.91	41.04	43.05	44.96
02:00 p.m. a 02:30 p.m.	35.82	37.90	39.87	41.73	43.50
02:30 p.m. a 03:00 p.m.	35.37	37.33	39.19	40.99	42.66
03:00 p.m. a 03:30 p.m.	34.82	36.65	38.38	40.06	41.62
03:30 p.m. a 04:00 p.m.	33.56	35.10	36.61	38.04	39.34
04:00 p.m. a 04:30 p.m.	31.84	33.24	34.20	35.32	36.37
04:30 p.m. a 05:00 p.m.	30.48	31.38	32.24	33.03	33.88

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 4 Tablas y propiedades

Anexo 4.1 Agua Saturada. Tabla de temperaturas.

Temp., T °C	Specific volume, $\frac{m^3}{kg}$			Internal energy, $\frac{kJ}{kg}$			Enthalpy, $\frac{kJ}{kg}$			Entropy, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$		
	Sat. press., P_{sat} kPa	Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
0.01	0.6117	0.001	206	0	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001	147.03	21.02	2360.8	2381.8	21.02	2489.1	2510.1	0.0763	8.9486	9.0249
10	1.2281	0.001	106.32	42.02	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001	77.885	62.98	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.4785	8.703
20	2.3392	0.001	57.762	83.91	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001	43.34	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.452
35	5.6291	0.00101	25.205	146.63	2276	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.00101	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.00101	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.00101	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.00102	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.00102	7.667	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.00102	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9359	7.8296
70	31.202	0.00102	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.754
75	38.597	0.00103	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6654	7.6812
80	47.416	0.00103	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.00103	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.00104	2.3593	376.97	2117	2494	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.00104	1.9808	398.00	2102	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.00104	1.672	419.06	2087	2506	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.9	0.00105	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9318	7.2952
110	143.38	0.00105	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8194	7.2382
115	169.18	0.00106	1.036	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.00106	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.00107	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4955	7.0771
130	270.28	0.00107	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.00108	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.00108	0.5085	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1902	6.9294
145	415.68	0.00109	0.446	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.00109	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.0011	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9005	6.7929
160	618.23	0.0011	0.3068	674.79	1893	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.00111	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7144	6.7067
170	792.18	0.00111	0.2426	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6133	6.655
175	892.6	0.00112	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5336	6.6242
180	1002.8	0.00113	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4449	6.5841
185	1123.5	0.00113	0.1739	783.91	1802.1	2586	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.00114	0.15636	806.00	1783	2589	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2704	6.5059
195	1398.8	0.00115	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.00116	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Fuente: Cengel, Y. & Boles, M. (1994). "Termodinámica". Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill. México.

Anexo 4.2 Propiedades en los puntos de ebullición y de congelación.

Sustancia	Datos para la ebullición 1 atm		Datos para la congelación		Propiedades del líquido		
	Punto normal de ebullición, [°C]	Calor latente de vaporización, h_{fg} [$\frac{kJ}{kg}$]	Punto de Congelación [°C]	Calor latente de fusión, h_{if} [$\frac{kJ}{kg}$]	Temp., [°C]	Densidad [$\frac{m^3}{kg}$]	Calor específico [$\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$]
Amoniaco	-33.3	1357	-77.7	322.4	-33.3	682	4.43
					-20	665	4.51
					0	639	4.62
					25	603	4.78
Argón	-185.9	161.6	-189.3	28	-185.6	1394	1.14
Benceno	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
Salmuera (20% de cloruro de sodio por masa)	103.9	-	-17.4	-	20	1150	3.11
n-Butano	-0.5	385.2	-138.5	80.3	-0.5	601	2.31
Bióxido de carbono	-78.4	230.5	-56.6		0	298	0.59
Etanol	78.2	838.3	-114.2	109	25	783	2.46
Etilico, alcohol	78.6	855	-156	108	20	789	2.84
Etilenglicol	198.1	800.1	-10.8	181.1	20	1109	2.84
Glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1261	2.32
Helio	-268.9	22.8	-	-	-268.9	146.2	22.8
Hidrógeno	-252.8	445.7	-259.2	59.5	-252.8	70.7	10
Isobutano	-11.7	367.1	-160	105.7	-11.7	593.8	2.28
Queroseno	204 - 293	251	-24.9	-	20	820	2
Mercurio	356.7	294.7	-38.9	11.4	25	13560	0.139
Metano	-161.5	510.4	-182.2	58.4	-161.5	423	3.49
					-100	301	5.78
Metanol	64.5	1100	-97.7	99.2	25	787	2.55
Nitrógeno	-195.8	198.6	-210	25.3	-195.8	809	2.06
					-160	596	2.97
Octano	124.8	306.3	-57.5	180.7	20	703	2.1
Aceite (ligero)					25	910	1.8
Oxígeno	-183	212.7	-218.8	13.7	-183	1 141	1.71
Petróleo	-	230 - 384			20	640	2
Propano	-42.1	427.8	-187.7	80	-42.1	581	2.25
					0	529	2.51
					50	449	3.12
Refrigerante-134a	-26.1	216.8	-96.6	-	-50	1443	1.23
					-26.1	1374	1.27
					0	1295	1.34
					25	1207	1.43
Agua	100	2257	0	333.7	0	1000	4.22
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22

Fuente: Cengel, Y. (2004). "Transferencia de calor". Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill. México.

Anexo 4.3 Propiedades de metales sólidos

Composición	Punto de Fusión K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K)					
		ρ $\frac{m^3}{kg}$	c_p $\frac{J}{kg \cdot K}$	k $\frac{W}{m \cdot K}$	$\alpha \cdot 10^6$ $\frac{m^2}{s}$	k / c_p					
						100	200	400	600	800	1000
Aluminio: Puro	933	2702	903	237	97.1	302 482	237 798	240 949	231 1033	218 1146	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn) Aleación 195, fundido (4.5% Cu)	775	2770 2790	875 883	177 168	73 68.2	65 473	163 787	186 925	186 1042		
Berilio	1550	1850	1825	200	59.2	990 203	301 1114	161 2191	126 2604	106 2823	90.8 3018
Bismuto	545	9780	122	7.86	6.59	16.5 112	9.69 120	7.04 127			
Boro	2573	2500	1107	27	9.76	190 128	55.5 600	16.8 143	10.6 1892	9.06 2160	9.85 2338
Cadmio	594	8650	231	96.8	48.4	203 198	99.3 222	94.7 242			
Cromo	2118	7160	449	93.7	29.1	159 192	111 384	90.9 484	80.7 542	71.3 581	65.4 616
Cobalto	1769	8862	421	99.2	26.6	167 236	122 379	85.4 450	67.4 503	58.2 550	52.1 628
Cobre: Puro	1358	8933	385	401	117	482 252	413 356	393 397	379 417	366 433	352 451
Bronce Comercial	1293	8800	420	52	14		42 785 360	52 160 395	59 545 425		
Constantán	1493	8920	384	23	6.1	17 237	19 362				
Germanio	1211	5360	322	59.9	34.7	232 190	96.8 290	43.2 337	27.3 348	19.8 357	17.4 375
Oro	1336	19300	129	317	127	327 109	323 124	311 131	298 135	284 140	270 145
Iridio	2720	22500	130	147	50.3	172 90	153 122	144 133	138 138	132 144	126 153
Hierro: Puro	1810	7870	447	80.2	23.1	134 216	94 384	69.5 490	54.7 574	43.3 680	32.8 975
Armco		7870	447	72.7	20.7	95.6 215	80.6 384	65.7 490	53.1 574	42.2 680	32.3 975
Aceros al carbono: AISI 1020		7832	434	63.9	18.8			58.7 487	48.8 559	39.2 685	31.3 1168

Fuente: Cengel, Y. (2004). "Transferencia de calor". Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill. México.

Anexo 4.4 Propiedades de materiales de construcción.

Material	Espesor, <i>L</i> mm	Densidad, <i>p</i> k~m3	Conductividad térmica, <i>k</i> W/m· K	Calor específico, <i>C_p</i> kJ/k~· K	Valor <i>R</i> (para los espesores de la lista, L/k), K· m2/w
Tableros de construcción					
Tablero de asbesto-cemento	6 mm	1922	-	1	0.011
Tablero de yeso de revoque	10 mm	800	-	1.09	0.057
	13 mm	800	-	-	0.078
Madera contrachapada (abeto Douglas)		545	0.12	1.21	
	6mm	545	-	1.21	0.055
	10 mm	545	-	1.21	0.083
	13 mm	545	-	1.21	0.11
	20 mm	545	-	1.21	0.165
Tablero y entablado aislados (densidad común)	13 mm	288	-	1.3	0.232
	20mm	288	-	1.3	0.359
Tablero duro (de alta densidad, amasado estándar)	-	1010	0.14	1.34	-
Tablero aglutinado:					
Densidad media	-	800	0.14	1.3	-
Contrapiso	16 mm	640	-	1.21	0.144
Contrapiso de madera	20 mm	-	-	1.38	0.166
Membrana de construcción					
Filtro permeable al vapor	-	-	-	-	0.011
Sello de vapor (2 capas de filtro de 0.73 kg/m2 estropajado)	-	-	-	-	0.021
Materiales para piso					
Alfombra y carpeta fibrosa	-	-	-	1.42	0.367
Alfombra y carpeta de caucho	-	-	-	1.38	0.217
loseta (asfalto, linóleo, vinilo)	-	-	-	1.26	0.009
Materiales para mampostería					
Unidades de mampostería:					
ladrillo común		1922	0.72	-	-
ladrillo para fachada		2082	1.3	-	-
ladrillo de arcilla refractaria		2400	1.34	-	-
		1920	0.9	0.79	-
		1120	0.41	-	-
Bloques de concreto (3 núcleos ovales, agregado de arena y grava)	100 mm	-	0.77	-	0.13
	200 mm	-	1	-	0.2
	300 mm	-	1.3	-	0.23
Concretos:					
Agregados ligeros (incluyendo esquisto, arcilla o pizarra expandidos;		1920	1.1	-	-
escorias de alto horno expandidas;		1600	0.79	0.84	-
cenizas de alto horno;		1280	0.54	0.84	-
pedra pómez y escoria)		960	0.33	-	-
		940	0.18	-	-
Cemento/cal, mortero y estuco		1920	1.4	-	-
		1280	0.65	-	-
Estuco		1857	0.72	-	-

Fuente: Cengel, Y. (2004). "Transferencia de calor". Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill. México.

Anexo 4.5 Propiedades de materiales aislantes

Material	Espesor [L] Mm	Densidad [p] kg/m ³	Conductividad térmica [k] W/m ² K	Calor específico [cp] kJ/kg ^o K	Valor R (para los espesores de la lista, Uk K· m ² /W
Colcha y lámina					
Fibra mineral (forma fibrosa procesada partir de roca, escoria o vidrio)	50 a 70 mm	4.8-32	-	0.71-0.96	1.23
	75 a 90 mm	4.8-32	-	0.71-0.96	1.94
	135 a 165 mm	4.8-32	-	0.71-0.96	3.32
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.00	-
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	-
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.04	1.20	-
Poliuretano expandido (R-II expandido)		24	0.023	1.60	-
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	-
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	-
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	-
Corcho		120	0.039	1.80	-
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	-	-
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	-	-
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	-
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	75 a 125 mm	9.6-32	-	0.71	1.94
	165 a 222 mm	9.6-32	-	0.71	3.35
	191 a 254 mm	-	-	0.71	3.87
	185 mm	-	-	0.71	5.28

Fuente: Cengel, Y. (2004). "Transferencia de calor". Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill. México.

Anexo 4.6 Propiedades del aire a presión de 1 atm.

Temp	Densidad,	Calor específico,	Conductividad térmica,	Viscosidad dinámica,	Viscosidad cinemática,	Número de Prandtl,
$T, ^\circ C$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	$k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	$\mu; \text{kg/m} \cdot \text{s}$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Pr
-150	2.866	983	0.01171	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.744
-40	1.514	1002	0.02057	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.735
10	1.246	1006	0.02439	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.488	1081	0.05298	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.726
1500	0.199	1234	0.09599	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Fuente: Cengel, Y. (2004). "Transferencia de calor". Segunda edición. Editorial Mc Graw Hill. México.

Anexo 5 **Metrados y presupuestos**

Anexo 5.1 Metrados y presupuesto

Metrado y presupuesto de obras civiles: cámara de secado

N°	Descripción	Unidad	Metrado	Costos (Nuevos Soles)		
				Unitario	Parcial	Total
I	Limpieza del terreno	m ²	30.000	4.43	132.90	132.90
II	Obras de concreto simple					
2.1	Cimiento					913.50
2.1.1	Cemento	Bolsa	34.000	18.50	629.00	
2.1.2	Piedra Pilca	m ³	3.000	40.00	120.00	
2.1.3	Hormigón	m ³	7.000	23.50	164.50	
2.2	Sobre cimiento					171.41
2.2.1	Cemento	Bolsa	4.500	18.50	83.25	
2.2.2	Arena Gruesa	m ³	0.300	30.00	9.00	
2.2.3	Piedra	m ³	0.500	25.00	12.50	
2.2.4	Varilla de Acero de ϕ 3/8"	m	18.000	2.09	37.62	
2.4.5	Varilla de Acero de ϕ 1/4"	m	24.000	1.21	29.04	
2.3	Piso					420.90
2.3.1	Cemento	Bolsa	19.000	18.50	351.50	
2.3.2	Arena	m ³	1.125	20.00	22.50	
2.3.3	Piedra	m ³	1.875	25.00	46.90	
III	Obras de concreto armado					
3.1	Columnas					318.14
3.1.1	Cemento	Bolsa	9.000	18.50	166.50	
3.1.2	Arena	m ³	0.500	20.00	10.00	
3.1.3	Piedra	m ³	0.850	25.00	21.25	
3.1.4	Varilla de Acero de ϕ 1/2"	M	27.000	3.53	95.31	
3.1.5	Varilla de Acero de ϕ 3/8"	M	12.000	2.09	25.08	
3.2	Vigas					356.83
3.2.1	Cemento	Bolsa	10.000	18.50	185.00	
3.2.2	Arena	m ³	0.500	20.00	10.00	
3.2.3	Piedra	m ³	1.000	25.0	25.00	
3.2.4	Varilla de Acero de ϕ 1/2"	m	21.000	3.53	74.13	
3.2.5	Varilla de Acero de ϕ 3/8"	m	30.000	2.09	62.70	
3.3	Viguetas					125.71
3.3.1	Cemento	Bolsa	2.000	18.5	37.00	
3.3.2	Arena	m ³	0.080	20	1.60	
3.3.3	Piedra	m ³	0.120	25	3.00	
3.3.4	Varilla de Acero de ϕ 1/2"	m	12.000	3.53	42.34	
3.3.5	Varilla de Acero de ϕ 3/8"	m	6.000	2.09	12.53	
3.3.6	Varilla de Acero de ϕ 1/4"	m	24.000	1.21	29.04	
TOTAL PRESUPUESTO						2439.39

Fuente: Mercado de materiales construcción, 2014.

Metrado y presupuesto de componentes de las paredes y techo.

N°	Descripción	Unidad	Metrado	Costos (Nuevos Soles)		
				Unitario	Parcial	Total
I	Muros					
1.1	Pared 4.20 x 2.00					262.50
1.1.1	Arena	m ³	0.35	20.00	7.00	
1.1.2	Ladrillo	Millar	0.50	400.00	200.00	
1.1.3	Cemento	Bolsas	3.00	18.50	55.50	
1.2	Pared 3.25x2.00					200.50
1.2.1	Arena	m ³	0.25	20.00	5.00	
1.2.2	Ladrillo	Millar	0.35	400.00	140.00	
1.2.3	Cemento	Bolsas	3.00	18.50	55.50	
1.3	Pared 4.25 x 2.00					200.50
1.3.1	Arena	m ³	0.25	20.00	5.00	
1.3.2	Ladrillo	Millar	0.35	400.00	140.00	
1.3.3	Cemento	Bolsas	3.00	18.50	55.50	
1.4	Pared 0.60 x 2.00					93.95
1.4.1	Arena	m ³	0.11	20.00	2.20	
1.4.2	Ladrillo	Millar	0.16	400.00	64.00	
1.4.3	Cemento	Bolsas	1.50	18.50	27.75	
1.5	Techo					696.00
1.5.1	Ladrillo	Millar	0.85	400.00	340.00	
1.5.2	Cemento	m ³	18.00	18.50	333.00	
1.5.3	Arena	Bolsas	0.40	20.00	8.00	
1.5.4	Piedra	m ³	0.60	25.00	15.00	
II	Otros materiales					593.01
2.1	Portón de madera	Pie-tabla	122.047	2	244.10	
2.2	Lana de vidrio	m ²	121.42	3.47	348.91	
TOTAL PRESUPUESTO						2046.46

Fuente: Mercado de materiales de construcción, 2014.

Metrado y presupuesto del colector solar

N°	Descripción	Unidad	Metrado	Costos (Nuevos Soles)		
				Unitario	Parcial	Total
I	Estructura soporte y conector.					2784.21
1.1	Placa de acero galvanizado	m ²	68.56	37.14	2546.31	
1.2	Lana de vidrio	m ²	68.56	3.47	237.90	
II	Materiales					1925.06
2.1	Placa lisa de aluminio	m ²	12.60	80.57	1015.18	
2.2	Placa de acero galvanizado	m ²	16.93	37.14	628.94	
2.3	Placa de vidrio	m ²	15.12	14.82	224.08	
2.4	Lana de vidrio	m ²	16.39	3.47	56.86	
III	Pintura de las placas de aluminio	Galón	6.50	40	260	260.00
TOTAL PRESUPUESTO						4969.27

Fuente: Mercado de materiales de construcción, 2014.

Monto referencial de un sistema de gas

Descripción	Costo
Implementación de un sistema Gas	S/. 4200

Fuente: Soto, 2011.

Anexo 5.2 Costo de mano de obra

Descripción		Costo (Nuevos Soles)
Cámara de secado	Cimientos	S/. 450.00
	Sobrecimientos	S/. 500.00
	Columnas	S/. 750.00
	Vigas	S/. 380.00
	Muros	S/. 700.00
	Techo	S/. 880.00
	Pisa	S/. 300.00
	Puerta	S/. 100.00
Colector solar	Montaje de piezas	S/. 550.00
	Soporte de Colector	S/. 350.00
	Conector	S/. 350.00
	Pintura	S/. 200.00
TOTAL PRESUPUESTO		S/. 5510.00

Fuente: Mercado actual de construcción.

Anexo 6

Consideraciones para el ingreso del aire en la cámara

Anexo 6.1 Consideraciones para el ingreso del aire en la cámara

El diseño para la captación de la energía solar para el “secador” consiste en un sistema de colectores que utilizan un flujo de aire sin la utilización de un sistema forzado para proporcionar el flujo de aire necesario para el proceso de extracción del contenido de humedad en la cámara de secado.

Para garantizar que la corriente de aire recorrerá por todo el sistema de colectores e ingresará a la cámara de secado, se debe considerar en el diseño las siguientes características (Forson F., Nazha M., Akuffo F., Rajakaruna H., 2006):

- La inclinación del colector solar será igual a la latitud del lugar. En este caso, el ángulo de inclinación será de:

$$\delta = 5^\circ$$

- En base a la revisión bibliográfica, se define que la relación entre el área de captación ($A_{col.}$) y el área de la proyección horizontal del techo de la cámara de secado ($A_{proy. del\ techo}$) debe aproximarse a la unidad, y así garantizar un mayor aprovechamiento del recurso energético. En nuestro caso esta relación es:

$$\frac{A_{col.}}{A_{proy. del\ techo}} = \frac{15.12}{13.65} = 1.10$$

- La altura (H) del punto de salida del aire húmedo se debe encontrar en el rango de 2 a 6 metros. En el diseño propuesto, la altura es de 2 m.
- El rango del flujo másico de entrada al colector solar debe ser de:

$$0.02 \text{ kg/s} < \dot{m} < 0.9 \text{ kg/s}$$

El cálculo realizado en el estudio, da un flujo másico de trabajo de:

$$\dot{m} = 0.41468 \text{ kg/s}$$

Para determinar la altura máxima, que puede alcanzar un flujo másico de aire que entrará al sistema de forma natural, es necesario calcular la caída de presión (ΔP_B) entre los puntos de entrada y la salida del colector.

$$\Delta P_B = \left(\frac{u * h_L}{a} \right) \quad [Pa]$$

Dónde:

u = es la velocidad del aire [m/s].

a = constante de proporcionalidad [$\frac{m^3 \cdot s}{kg}$].

h_L = distancia de apertura de ingreso del aire en el colector solar [m].

La velocidad del aire propuesta en éste estudio teórico es de 1 m/s , cuyo valor ha sido definido teniendo en cuenta la información proporcionada por la estación meteorológica de la UDEP.

El valor de la constante de proporcionalidad es igual a $0.465 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{s}}{\text{kg}}$ (Forson F., Nazha M., Akuffo F., Rajakaruna H., 2006).

La distancia de apertura por donde ingresará el aire es un parámetro de diseño, cuyo valor es igual a: 0.175 m.

$$\Delta P_B = \left(\frac{1 \text{ m/s} * 0.175 \text{ m}}{0,465 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{s}}{\text{kg}}} \right) = 0.376 \text{ Pa}$$

La caída de presión total (ΔP_T) entre el colector solar y la cámara de secado, cuando se contabilizan todas las caídas de presión, es aproximadamente seis veces el valor de ΔP_B (Forson F., Nazha M., Akuffo F., Rajakaruna H., 2006).

$$\Delta P_T = 6 \cdot \Delta P_B$$

$$\Delta P_T = 2.258 \text{ Pa}$$

La altura máxima ($H_{m\acute{a}x.}$) que puede alcanzar un flujo de aire por medio de una convección natural se determina mediante la siguiente expresión (Forson F., Nazha M., Akuffo F., Rajakaruna H., 2006):

$$H_{m\acute{a}x.} = \frac{\Delta P_T}{g \cdot \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_o} \right) \cdot \frac{P_a}{R}}$$

Donde:

g = es la gravedad [m/s].

T_a = es la temperatura ambiente [K].

T_o = es la temperatura de operación [K].

P_a = es la presión atmosférica [Pa].

R = es la constante del aire $\left[\text{J} \cdot \text{kg}/\text{K} \right]$.

$$H_{m\acute{a}x.} = \frac{2.258}{10 \cdot \left(\frac{1}{293} - \frac{1}{313} \right) \cdot \frac{101325}{287}}$$

$$H_{m\acute{a}x.} = 2.982 \text{ m.} > 2 \text{ m.} = H$$

La altura máxima del secador solar es de 2 metros, con los cual se puede verificar que el aire tendrá la energía necesaria para recorrer el sistema de colectores solares y cámara de secado.

Anexo 7**Nomenclatura**

Anexo 7.1 Nomenclatura

Nomenclatura - Capítulo 1

ρ_m	=	densidad de la madera tornillo.
H_i	=	humedad inicial de la madera tornillo.
psf	=	punto de saturación de las fibras.
H	=	contenido de humedad en la madera.
m_{agua}	=	masa de agua.
m_{madera}	=	masa de la madera.
Ph	=	peso húmedo de la madera.
Psh	=	peso anhidro de la madera.
EI_1	=	energía intrínseca 1.
EI_2	=	energía intrínseca 2.
CL_a	=	calor latente de vaporización del agua.
m_{a1}	=	masa de agua a remover por encima del psf .
Q_{LI}	=	calor diferencia de sorción.
H_f	=	humedad final en la madera tornillo.
m_{h2}	=	masa de agua a remover por debajo del psf .

Nomenclatura - Capítulo 2

e_m	=	espesor del tablón de madera.
w_m	=	ancho del tablón de madera.
l_m	=	largo del tablón de madera.
m	=	volumen de la madera.
N_p	=	número de piezas de madera.
h_{pm}	=	altura de la pila de madera.
n_m	=	número de tablonos de madera.
n_s	=	número de listones separadores.

e_s	=	espesor de separadores.
w_{pm}	=	ancho de la pila de madera.
nc_m	=	número de columnas de madera.
w_s	=	ancho del listón separador.
l_{pm}	=	largo de la pila de madera.
w_{cs}	=	ancho de la cámara de secado.
l_{cs}	=	largo de la cámara de secado.
h_{cs}	=	altura de la cámara de secado.
$h_{cs\ min}$	=	altura mínima de la cámara de secado.
α	=	coeficiente de absorción.
ε	=	coeficiente de emisividad.
ϑ	=	ángulo de inclinación.
PCI	=	poder calorífico inferior.
ρ	=	densidad.

Nomenclatura - Capítulo 3

t_{ts}	=	tiempo teórico de secado.
α	=	factor de proporcionalidad.
T_{op}	=	temperatura de operación del secado.
u	=	velocidad del aire.
f_1	=	factor de corrección 1.
f_2	=	factor de corrección 2.
f_3	=	factor de corrección 3.
f_4	=	factor de corrección 4.
f_5	=	factor de corrección 5.
f_6	=	factor de corrección 6.
G_T	=	radiación incidente.
τ	=	coeficiente de transmisividad.

U_{CO}	=	coeficiente de transferencia de calor.
T_{pm}	=	temperatura de la placa (absorbedor).
\dot{Q}_u	=	potencia útil.
A_c	=	área del colector.
T_{amb}	=	temperatura ambiente.
I_T	=	energía captada.
Δt	=	intervalo de tiempo.
T_{eco}	=	temperatura a la entrada del colector.
F_R	=	factor de corrección.
F'	=	factor de corrección.
T_{sco}	=	temperatura a la salida del colector.
h_2	=	entalpía total en el punto 2.
h_1	=	entalpía total en el punto 1.
\dot{q}_u	=	potencia útil por metro cuadrado.
N_C	=	número de colectores.
\dot{m}	=	flujo másico.
P_v	=	presión de vapor.
HR	=	humedad relativa.
$P_{sat \ T}$	=	presión de vapor saturado.
ω	=	humedad específica.
$h_{sat \ T}$	=	entalpía de saturación del agua.
T_{mf}	=	temperatura media del fluido.
η_{co}	=	rendimiento del colector.
c_p	=	calor específico.
a	=	coeficiente de primer orden.
b	=	coeficiente de segundo orden.

G_{min}	=	umbral de radiación mínimo.
G_{viento}	=	pérdidas por efecto del viento.
$G_{almacenado}$	=	pérdidas por calor almacenado.
Re	=	número de Reynolds.
L_c	=	longitud característica.
μ	=	viscosidad.
h_v	=	coeficiente de convección del aire.
k	=	conductividad térmica.
Nu	=	número de Nusselt.
$G_{v, cu}$	=	pérdidas por efecto del viento en la cubierta de vidrio.
A_{cu}	=	relación del área de la cubierta de vidrio y el colector.
T_{cu}	=	temperatura de la cubierta.
$G_{v, ca}$	=	pérdidas por efecto del viento en la caja.
A_{ca}	=	relación del área de la caja y el colector.
T_{ca}	=	temperatura de la caja.
T_{ais}	=	temperatura del aislante.
m	=	masa.
$Q_{cal.}$	=	calor requerido en la fase de calentamiento.
Q_{1-cal}	=	calor para elevar la temperatura de la carga.
$c_{e, ms}$	=	calor específico de la madera seca.
Q_{2-cal}	=	requerimiento energético para al interior de la cámara.
	=	volumen.
q_{3-cal}	=	calor para elevar la temperatura de la estructura.
T_s	=	temperatura de la superficie.
T_f	=	temperatura del fluido.
R_a	=	número de Rayleigh.
Pr	=	número de Prandtl.

B	=	coeficiente de expansión volumétrica.
g	=	gravedad.
R	=	resistencia térmica.
A_{pt}	=	área de paredes y techo.
A_{pi}	=	área del piso.
A_{pu}	=	área de la puerta.
r_t	=	relación de tiempos.
Q_{gas}	=	calor útil proporcionado por el gas.
Q_{solar}	=	calor útil proporcionado por el recurso solar.
m_g	=	masa del gas.

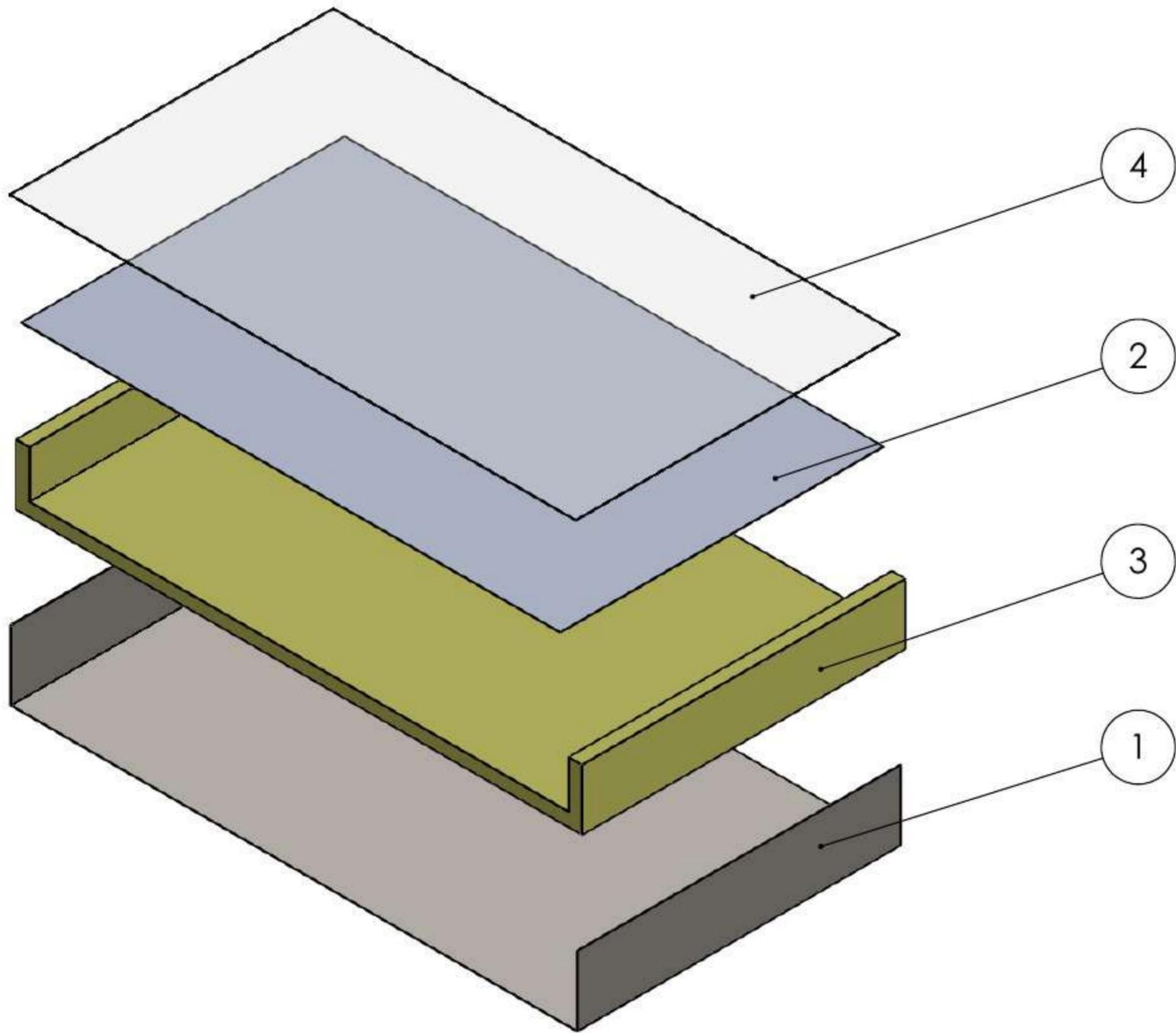
Nomenclatura - Capítulo 4

A_{ec}	=	área de entrada al colector.
m_{pl}	=	masa de la placa por metro cuadrado.
m_{cu}	=	masa de la cubierta de vidrio por metro cuadrado.
m_{ca}	=	masa de la caja por metro cuadrado.
m_{ais}	=	masa del aislante por metro cuadrado.
m_{agua}	=	masa del agua.
m_{madera}	=	masa de la madera.
T_a	=	tiempo de calentamiento.
T_b	=	tiempo de operación.
t_{secado}	=	tiempo de secado.
φ_1	=	humedad relativa en el punto 1.
φ_2	=	humedad relativa en el punto 2.
\dot{m}_w	=	flujo másico de vapor de agua.
$\% \varphi_{3 \text{ máx}}$	=	humedad relativa en el punto 3.
$N_{días}$	=	número de días del secado.

Nomenclatura - Capítulo 5

I_T	=	ingresos mediante el secado tradicional.
I_{SH}	=	ingresos mediante el secador híbrido.
I_{anual}	=	ingresos anuales en el proceso de secado.
E_{gas}	=	egresos por la utilización del gas.
$E_{op.}$	=	egresos por el salario del operador.
$E_{mant.}$	=	egresos por la realización del mantenimiento.
$N_{rot.}$	=	número de rotaciones.
E_{secado}	=	egresos totales en el proceso de secado.
$rescate$	=	valor de rescate.
$venta$	=	valor de venta.
$contable$	=	valor contable.
I_0	=	inversión inicial.
p	=	año
FF_p	=	flujo de fondos en el año "p".

Anexo 8 Planos

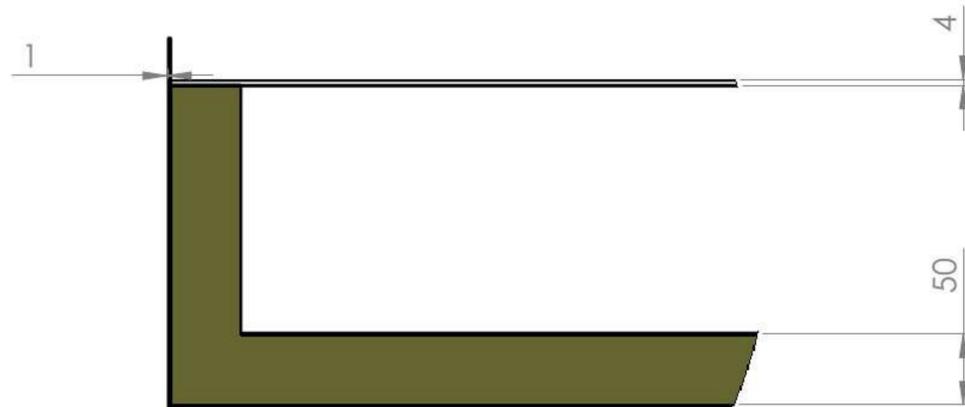
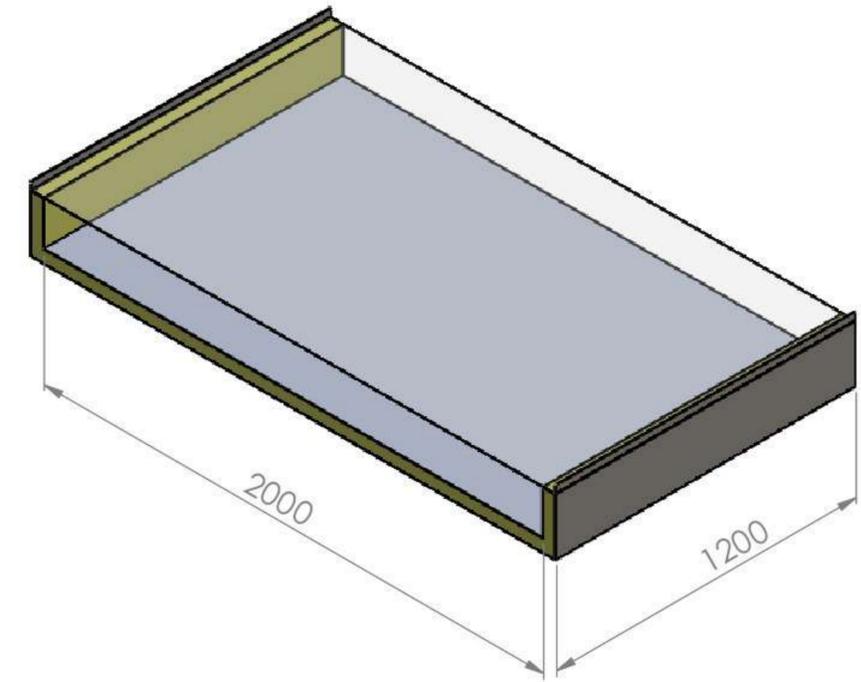
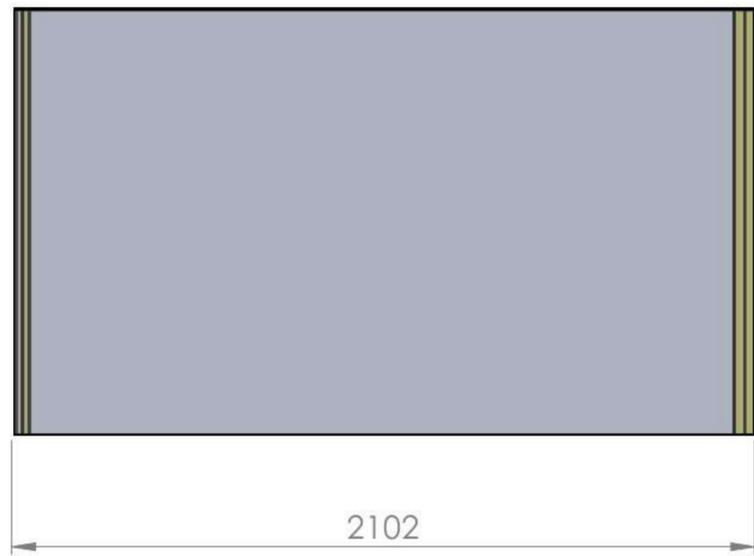


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Caja	Acero galvanizado	1
2	Absorbedor	Aluminio liso	1
3	Aislante	Lana de vidrio	1
4	Cubierta transparente	Vidrio	1

	FECHA	NOMBRE
DIBUJADO		
REVISADO		

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA

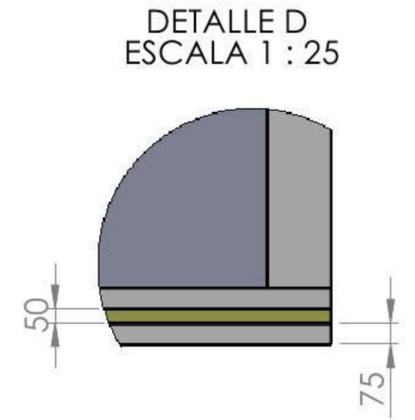
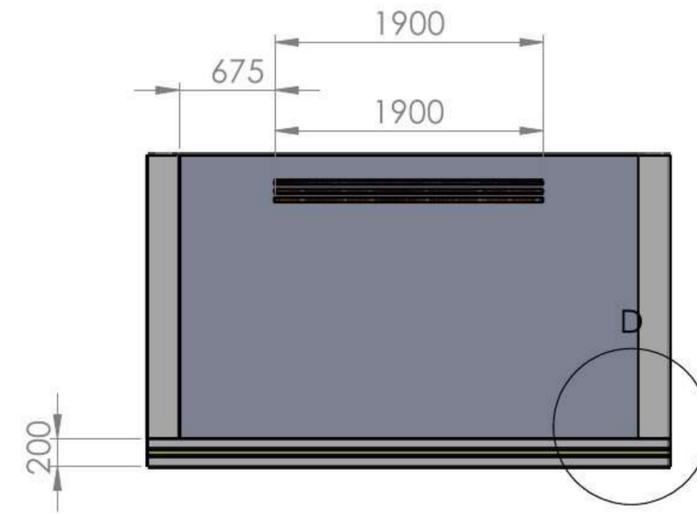
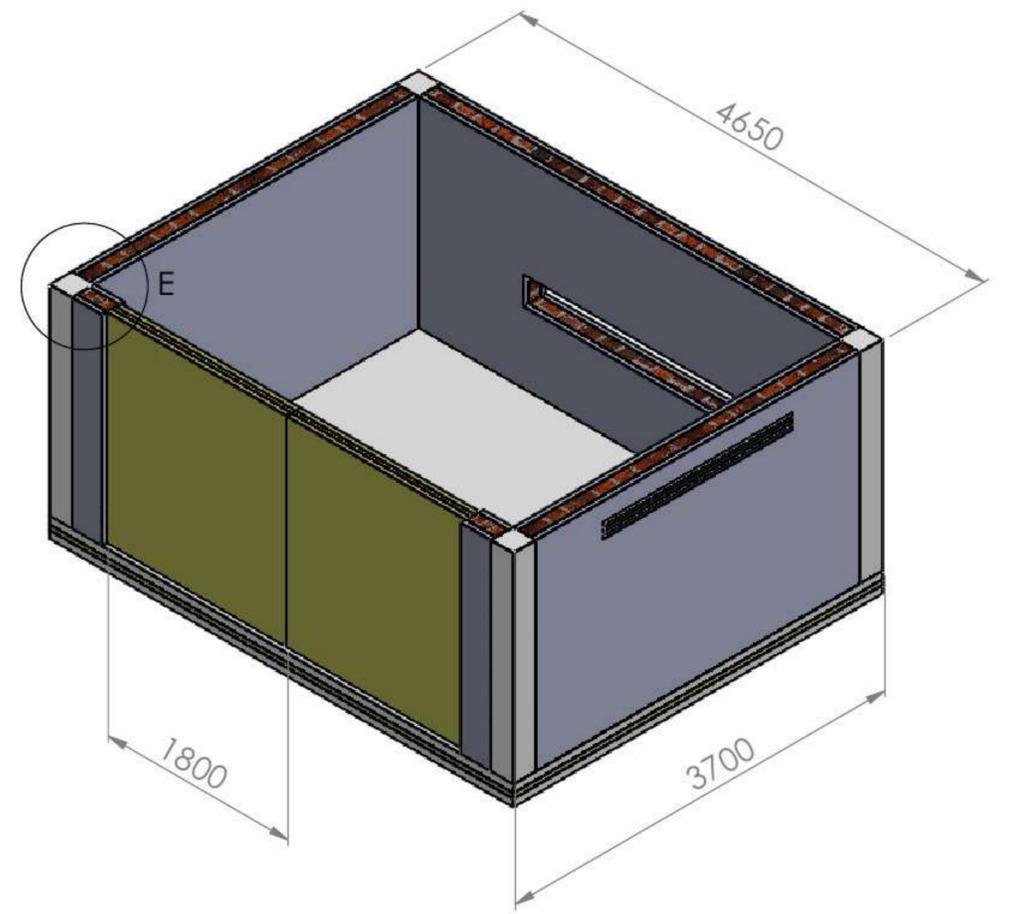
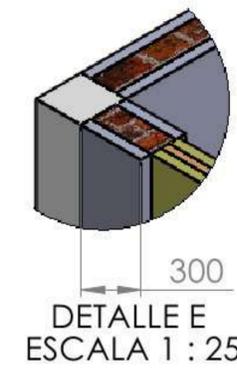
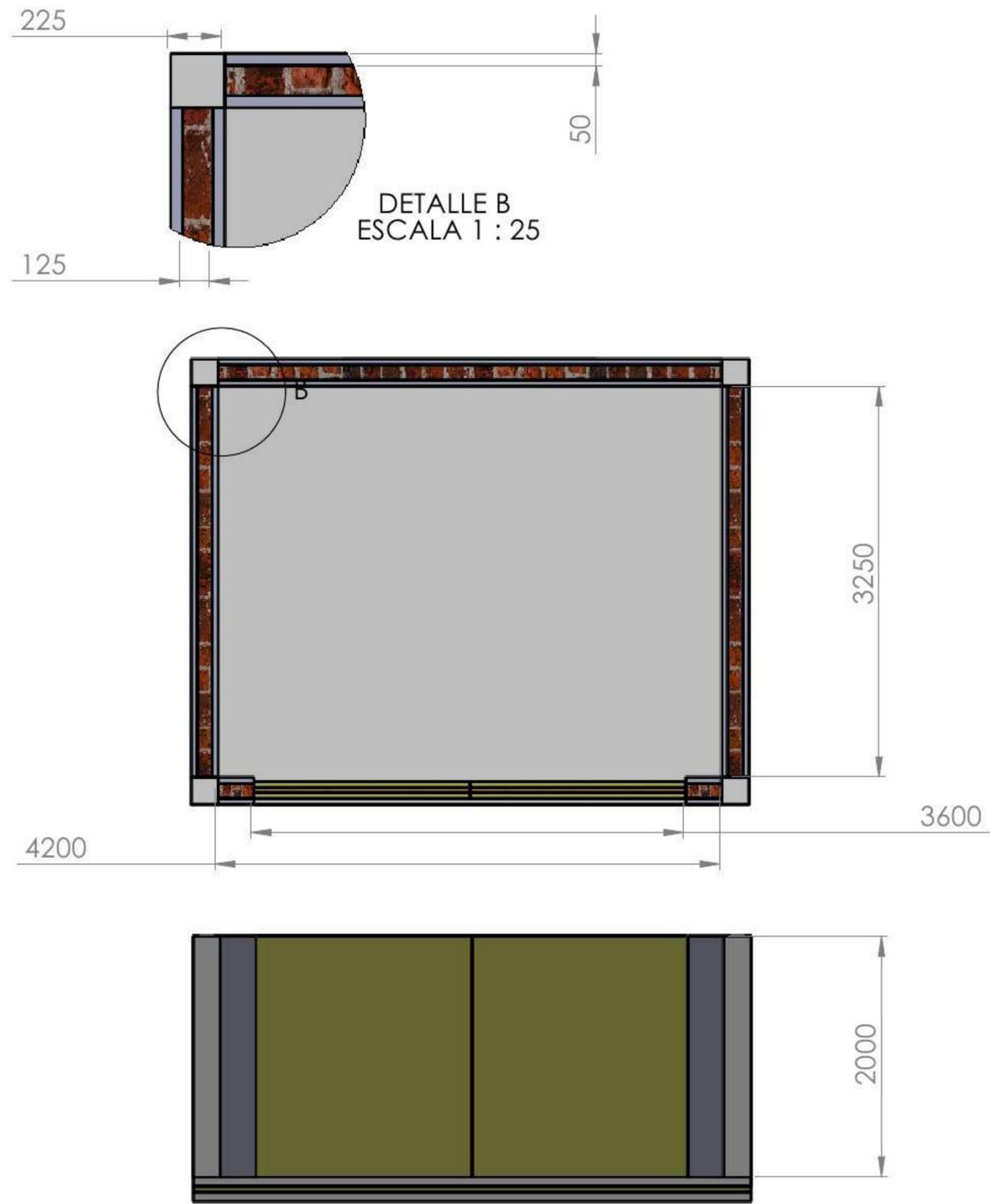
DIMENSIONAMIENTO DE UN SISTEMA HÍBRIDO PARA EL SECADO DE LA MADERA EN LA REGIÓN PIURA.	Componentes del colector solar.	ESCALA
		1:20
JUAN CARLOS OCAÑA GUTIERREZ		PLANO
		1



DETALLE C
ESCALA 1 : 5

Nota: las medidas están en mm.

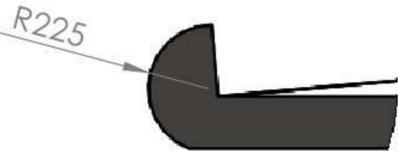
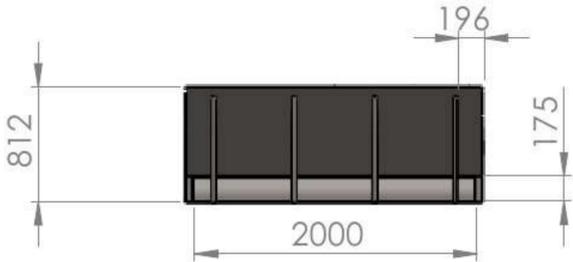
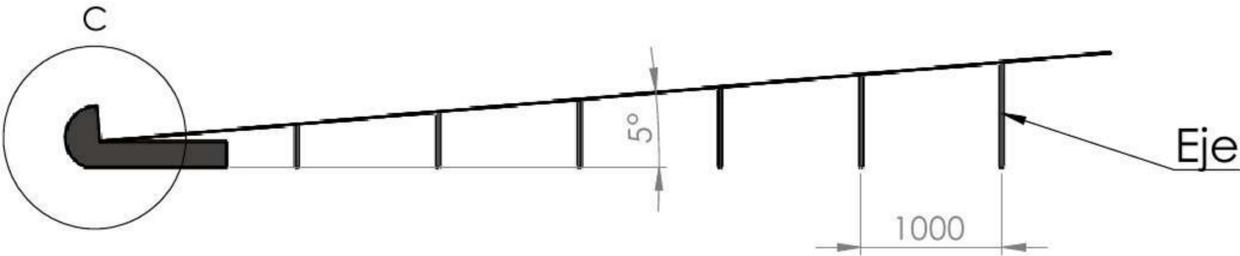
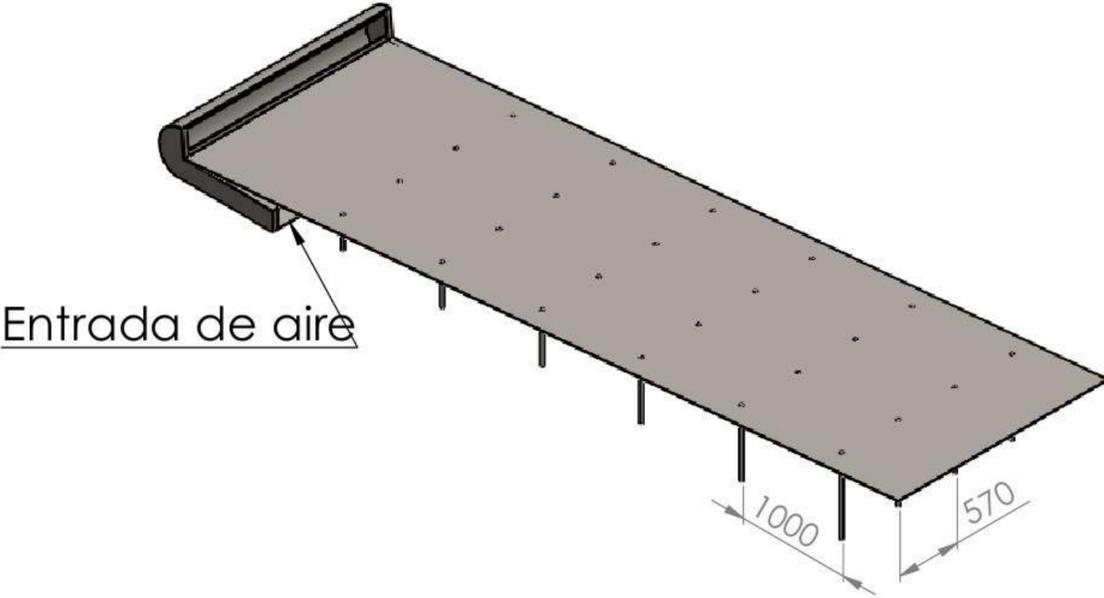
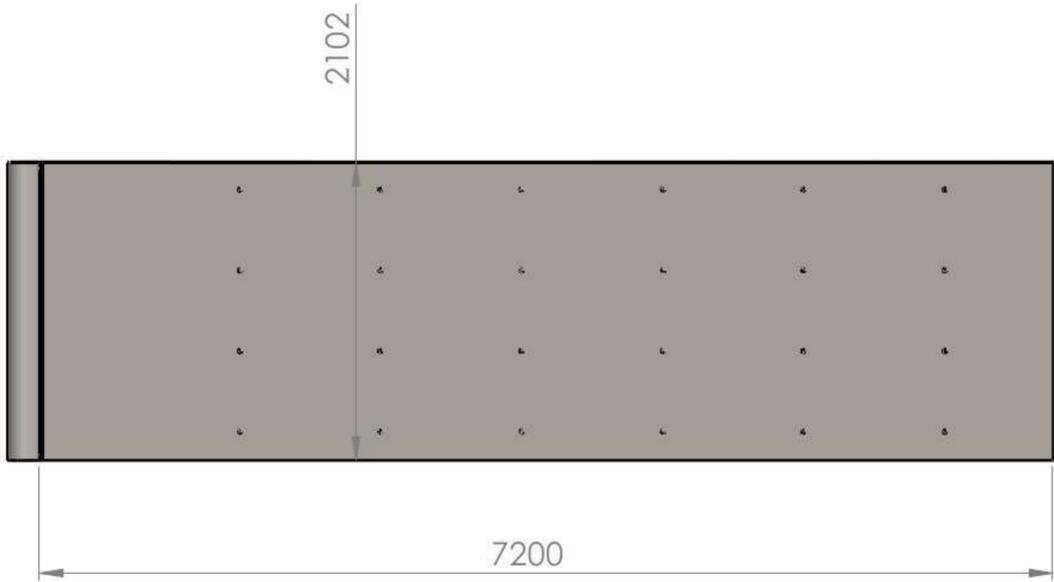
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA			
DIBUJADO						ESCALA 1:20
REVISADO						PLANO 2
DIMENSIONAMIENTO DE UN SISTEMA HÍBRIDO PARA EL SECADO DE LA MADERA EN LA REGIÓN PIURA.			Colector solar			
JUAN CARLOS OCAÑA GUTIERREZ						



Nota: las unidades estan en milímetros.

	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA			
DIBUJADO						ESCALA
REVISADO						1:50
DIMENSIONAMIENTO DE UN SISTEMA HÍBRIDO PARA EL SECADO DE LA MADERA EN LA REGIÓN PIURA.			Cámara de secado	PLANO		
JUAN CARLOS OCAÑA GUTIERREZ				3		

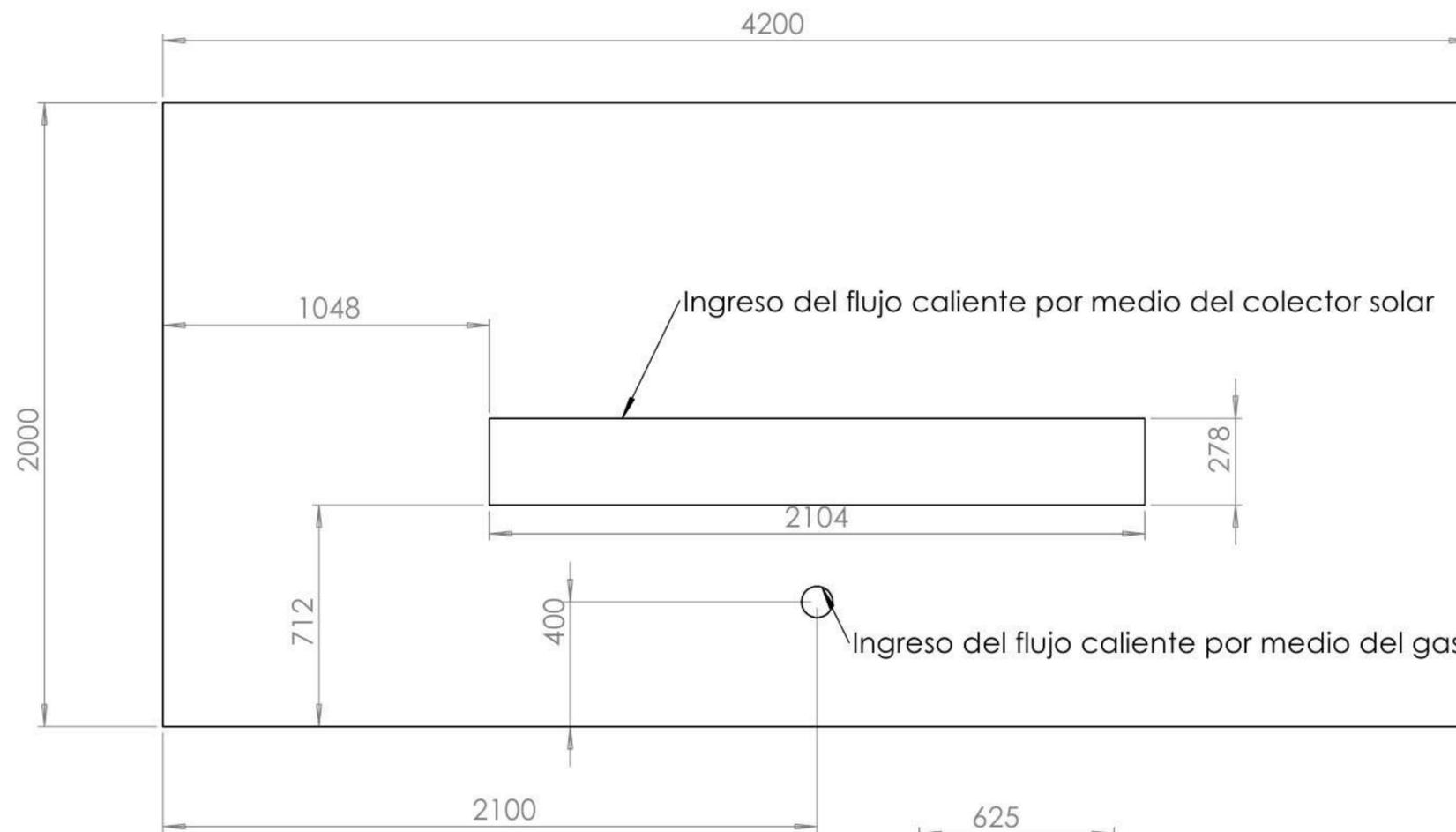
Notas: las medidas están en milímetros.



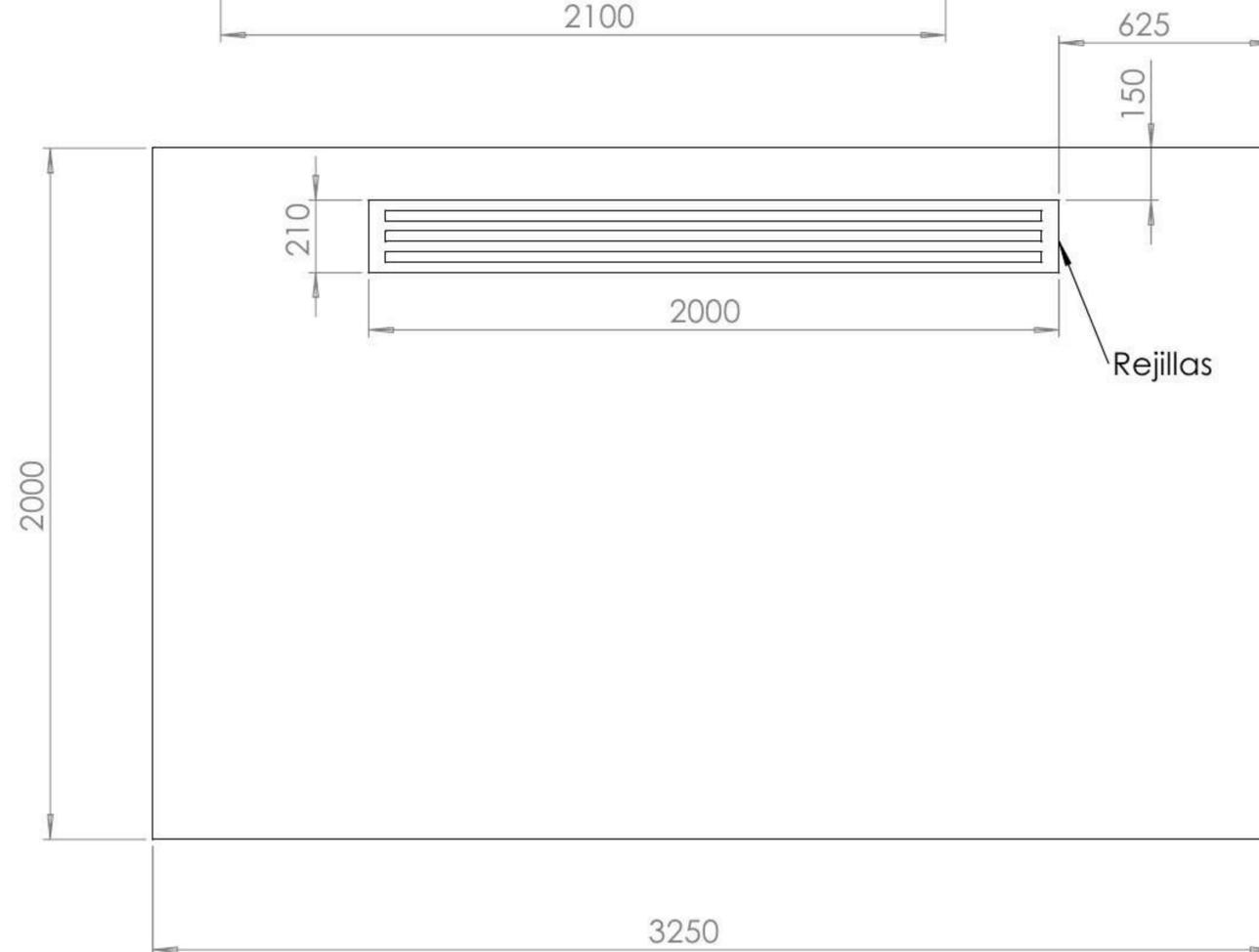
DETALLE C
ESCALA 1 : 25

	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA			
DIBUJADO						ESCALA
REVISADO						1:50
DIMENSIONAMIENTO DE UN SISTEMA HÍBRIDO PARA EL SECADO DE LA MADERA EN LA REGIÓN PIURA.			Soporte del colector	PLANO		
JUAN CARLOS OCAÑA GUTIERREZ				4		

Pared posterior

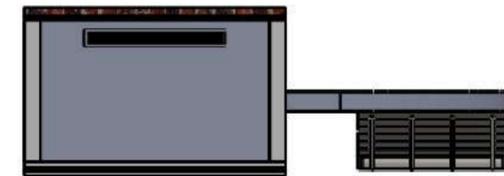
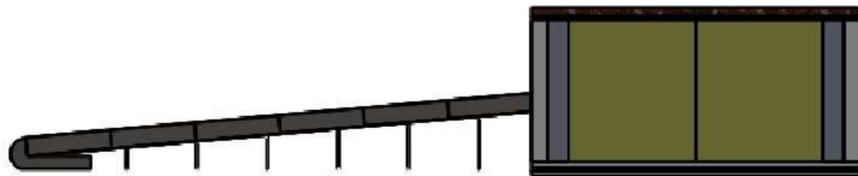
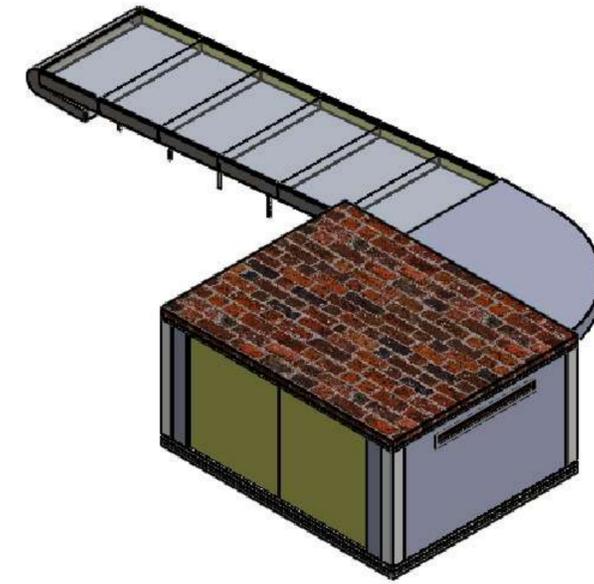
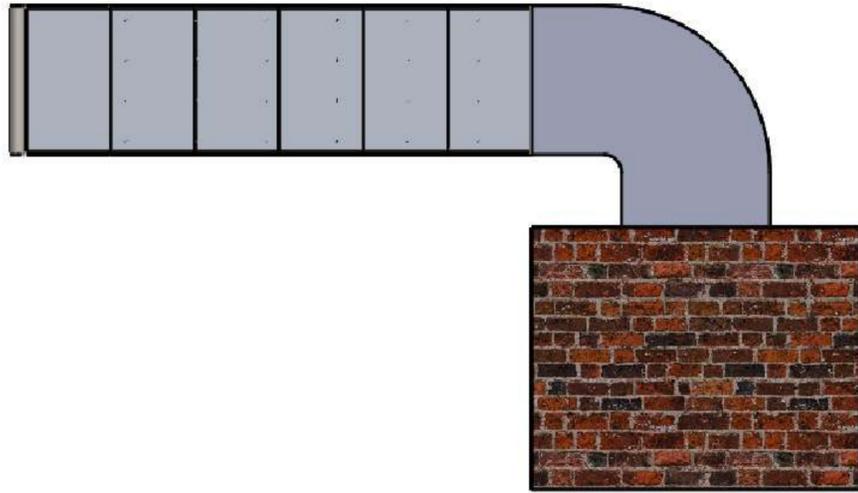


Pared lateral



Nota: las medidas están en milímetros.

	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJADO				
REVISADO				
DIMENSIONAMIENTO DE UN SISTEMA HÍBRIDO PARA EL SECADO DE LA MADERA EN LA REGIÓN PIURA.			Paredes	ESCALA 1:20
JUAN CARLOS OCAÑA GUTIERREZ				PLANO 5



	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA			
DIBUJADO						ESCALA
REVISADO						1:50
DIMENSIONAMIENTO DE UN SISTEMA HÍBRIDO PARA EL SECADO DE LA MADERA EN LA REGIÓN PIURA.			Secador híbrido	PLANO		
JUAN CARLOS OCAÑA GUTIERREZ				6		