



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**  
CENTRO INTERDISCIPLINARIO DE INVESTIGACIÓN PARA  
EL DESARROLLO INTEGRAL REGIONAL, UNIDAD  
OAXACA

MAESTRIA EN CIENCIAS EN CONSERVACION Y  
APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES  
(INGENIERIA)

## **Diseño, construcción y pruebas de eficiencia de un calentador solar de aire**

Tesis que para obtener el grado de  
**Maestro en Ciencias**

Presenta

**Jesús Othaivi Checa Peralta**

Director de tesis

Dr. Juan Rodríguez Ramírez

Santa Cruz Xoxocotlán, Oaxaca., febrero del 2016



**INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL**  
**SECRETARIA DE INVESTIGACION Y POSGRADO**

SIP-14

*ACTA DE REVISION DE TESIS*

En la Ciudad de Oaxaca de Juárez siendo las 13:00 horas del día 14 del mes de enero del 2016 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación del **Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional, Unidad Oaxaca** (CIIDIR-OAXACA) para examinar la tesis de grado titulada: "Diseño, construcción y pruebas de eficiencia de un calentador solar de aire"

Presentado por el alumno:

<b>Checa</b> Apellido paterno	<b>Peralta</b> materno	<b>Jesús Othaivi</b> nombre(s)
		Con registro: B 1 3 0 1 8 2

aspirante al grado de: **MAESTRÍA EN CIENCIAS EN CONSERVACIÓN Y APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES**

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACION DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA  
Director de tesis

 _____ Dr. Juan Rodríguez Ramírez	 _____ Dr. Carlos Martínez Álvarez
 _____ Dr. Sadoth Sandoval Torres	 _____ Dra. Anabel López Ortiz
 _____ Dra. Lilia Leticia Méndez Lagunas	

EI PRESIDENTE DEL COLEGIO

\_\_\_\_\_  
Dr. Salvador Isidro Belmonte Jiménez





**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**  
**SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO**

**CARTA CESION DE DERECHOS**

En la Ciudad de Oaxaca de Juárez el día 19 del mes de enero del año 2016, el (la) que suscribe Checa Peralta Jesús Othaivi, alumno (a) del Programa de **MAESTRÍA EN CIENCIAS EN CONSERVACIÓN Y APROVECHAMIENTO DE RECURSOS NATURALES** con número de registro B130182, adscrito al Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional, Unidad Oaxaca, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Juan Rodríguez Ramírez y cede los derechos del trabajo titulado: "Diseño, construcción y pruebas de eficiencia de un calentador solar de aire", al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección **Calle Hornos 1003, Santa Cruz Xoxocotlán, Oaxaca**, e-mail: [posgradoax@ipn.mx](mailto:posgradoax@ipn.mx) ó [othaivi@gmail.com](mailto:othaivi@gmail.com) Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

  
\_\_\_\_\_  
Checa Peralta Jesús Othaivi



# **DEDICATORIA**

A mi esposa e hija:

*Por sus risas y su amor que me han embellecido la vida.*

A mis padres:

*Por el gran amor incondicional que me han brindado en las horas de alegría y sobre todo en las horas de abatimiento cuando me he visto en dificultades, siendo con ello una gran ayuda para la realización de mis metas. Mismas que me he forjado para ser un hombre de bien según sus enseñanzas y ejemplo.*

A mis hermanos:

*Por su cariño y paciencia.*

A mis abuelos:

*Por incentivar en mi la perseverancia y la auto-superación*

# ***AGRADECIMIENTOS***

Con profundo respeto y de forma muy especial al Dr. Juan Rodríguez Ramírez, director de tesis por su atención, tiempo y paciencia, le manifiesto mi gratitud.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología [CONACYT] por el apoyo financiero otorgado durante mis estudios de posgrado.

Al Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional, Unidad Oaxaca [CIIDIR] por permitirme el uso de su infraestructura y por la asignación de apoyos económicos durante el desarrollo del presente trabajo mediante el programa Beca de Estimulo Institucional de Formación de Investigaciones [BEIFI] y a la Comisión de Operación y Fomento de Actividades Académicas [COFFA]. De manera especial al Dr. Sadoth Sandoval Torres, a la Dra. Lilia Leticia Méndez Lagunas y al M. En C. José Navarro Antonio, por la guía, consejos y comentarios para la realización y mejoramiento de la presente tesis.

A los catedráticos del programa de posgrado por fortalecer con su experiencia y conocimientos mi formación profesional

A la empresa SOLARVATIO por la manufactura de los paneles fotovoltaicos a la medida que se necesitaba para llevar a cabo este proyecto.

A Emmanuel por colaborar en el diseño y construcción de estos colectores, a las ideas oportunas de mis amigos David, Ana Gabriel, Laura, Fabián, Rosy, Josué, Manuel, Ale, Adriana, también gracias a ustedes por los momentos que perpetuaron nuestra amistad. A los compañeros de la maestría, que influyeron con sus lecciones y experiencias a todos y cada uno de ellos les dedico cada una de estas páginas de mi tesis.

# Diseño, construcción y pruebas de eficiencia de un calentador solar de aire

Jesús Othaiwi Checa Peralta

## Resumen

El deshidratado de productos agroalimentarios es un método de conservación que hace uso intensivo de la energía calorífica; ello requiere un elevado costo de producción cuando se utilizan combustibles fósiles como fuente energética. La radiación solar como fuente alterna de energía, disminuye los costos de producción y el impacto ambiental. Debido a ello, un calentador solar de aire de placa plana (CSPP) cuyo rango de calentamiento de aire oscila entre 40 y 75 °C, temperaturas con las que se deshidratan la mayoría de los agroalimentos, se considera una tecnología sustentable.

La mejora del diseño y de la eficiencia térmica del CSPP da como resultado un colector de menor área y posibilita la creación de sistemas de calentamiento de menor tamaño, peso y costo. Así, estas tres últimas exigencias se presentan como criterios de producción que fundamentan el interés de la presente investigación. Con base en lo anterior, el presente trabajo aplica la metodología general de diseño para la construcción de un CSPP. Éste está conectado con una cámara de deshidratado. El diseño consiste de dos marcos de aluminio de 1.66 x 0.988 m empalmados con bisagras. El marco superior se ensambla con un cristal templado y el marco inferior con una placa absorbadora de aluminio y una placa aislante de madera. El peso total del CSPP es de 34 kg y se soporta en una estructura de aluminio con un ángulo de inclinación de 17°. El CSPP y la cámara de secado se interconectan mediante un tubo flexible de aluminio.

Por lo tanto, a partir del diseño propuesto, se estudia el efecto de seis tipos de recubrimientos que mejoren la captación energética de la placa absorbadora. Los recubrimientos analizados fueron; pintura negra mate y negra brillante [PM, PB], viruta de aluminio [VA], ceniza de madera [CM], carbón [CA] y carbón impregnado con cera [CC].

Las temperaturas más altas de calentamiento del aire se obtuvieron con los recubrimientos CA y CC debido a la baja emisividad de ambos. Por su parte, al comparar los tiempos de mantenimiento de éstas una vez que la energía ha dejado de ser suministrada, se identificó que la velocidad de liberación del calor es menor con el recubrimiento CC, ello como correspondencia a la propiedad de retención térmica de la cera.

La eficiencia energética del CSPP se evalúa empleando un colector de placa plana [PP], un colector de placa perforada [PO] y un colector de placa perforada con desviadores [PC]. A cada una se le aplicó un recubrimiento de pintura negra y partículas de carbón. La eficiencia de los tres CSSP estudiados fue mayor al 40%. Las eficiencias con flujo másico de aire de 0.03 kg/s fueron de 68, 73 y 78% para PP, PC y PO. El mejor desempeño fue para el PO el cual tiene una mejor transferencia de calor entre el aire y la superficie absorbadora por tener la configuración de flujo transversal del aire.

Palabras claves. Eficiencia energética; Calentador solar de aire; Recubrimientos de placa absorbadora.

Dirigido por: Dr. Juan Rodríguez Ramírez

# Design, construction and efficiency tests of a solar air heater

Jesús Othaiwi Checa Peralta

## Abstract

The food products dehydration is a method of preservation that makes intensive use of the heat energy. It requires a high cost of production when uses fossil fuels as an energy source. Otherwise, when solar radiation is used as source AC power, production costs and environmental impact are reduced. As a result, a flat plate solar collector (CSPP) whose range of heating air ranges from 40 to 75 ° C, temperatures that are dehydrated most of the agri-food, is considered a sustainable technology.

The improvement of the design and the thermal efficiency of the CSPP results in a smaller area collector and allows the creation of systems of heating of smaller size, weight and cost. Thus, these three latest demands arise as production criteria that underlie the interest of this research. Based on the foregoing, the present work applied the general methodology of design for the construction of a CSPP. This is connected with a camera of dehydration. The design consists of two 1.66 x 0.988 m aluminum frames connected with hinges. The top frame is assembled with a tempered glass and the bottom frame with an aluminum absorber plate and a wooden insulating plate. The total weight of the CSPP is 34 kg and is supported by an aluminum frame with a 17 ° angle. CSPP and the drying chamber are interconnected by a flexible aluminum pipe.

According to this design, six types of coating material were tested to find out which one allows to improve the energy catchment. Those ones were: matt black paint PM, glossy black paint PB, aluminum burr VA, wood ashes CM, granular carbon CA and granular carbon impregnated wax CC.

The highest temperatures of air heating were obtained with CA coatings and CC because of low emissivity of both. Otherwise, comparing the times of maintenance of these once the energy has ceased to be supplied, identified that heat release rate is lower CC, as corresponding to the property of retaining thermal wax-coated.

The energy efficiency of the CSPP is evaluated by using a flat plate solar collector [PP], a [PO] perforated plate collector and a collector of baffled attached [PC]. It was applied to each a coat of black paint and charcoal particles. The efficiency of the three studied CSPP was higher than 40%. Performances with 0.03 air mass flow kg/s were 68, 73 and 78% for PP, PC and PO. The best performance was for the PO which has a better transfer of heat between the air and the surface of the absorber for having the configuration of cross-flow of air.

Key Word. Energy Efficiency; Solar Air Heater; Absorbent Plate Coating.

# Índice

Índice de Figuras.....	iii
Índice de tablas.....	v
Terminología.....	vii
Capítulo 1	
Introducción.....	1
<b>1.1. Justificación</b> .....	2
<b>1.2. Antecedentes</b> .....	3
<b>1.3. Planteamiento del problema</b> .....	8
<b>1.4. Hipótesis</b> .....	9
<b>1.5. Objetivos</b> .....	9
<b>1.6. Descripción del trabajo:</b> .....	9
Capítulo 2	
Marco referencial.....	11
<b>2.1 Secadores solares</b> .....	11
2.1.1 Clasificación de secadores solares.....	12
2.1.2 Clasificación de colectores.....	15
2.1.3 Tipos de colectores solares.....	17
<b>2.2 Transferencia de calor en calentador solar de aire</b> .....	18
<b>2.3 Análisis térmico del calentador solar de aire</b> .....	23
2.2.1 Pérdidas térmicas.....	23
2.2.2 Pérdidas ópticas.....	25
2.2.3 Pérdidas por posicionamiento espacial.....	30
2.2.4 Rendimiento del colector.....	32
2.2.5 Caída de presión.....	34
Capítulo 3	
Diseño del calentador solar.....	35
<b>3.1. Metodología del diseño</b> .....	35
3.1.1. Identificación de requerimientos y especificaciones.....	36
3.1.2. Conceptualización y generación de planos y evaluación del concepto.....	39
<b>3.2. Desarrollo del calentador solar</b> .....	41
3.2.1. Características del calentador.....	41
3.2.2. Generación de alternativas.....	52
3.2.3. Desarrollo del calentador.....	60
Capítulo 4	
Análisis del sistema térmico solar.....	78
<b>4.1 Metodología para la evaluación de absorbedores y colectores solares</b> .....	78

4.1.1	Recubrimiento de la superficie absorbadora y la medición térmica.....	78
4.1.2	Medición de la distribución de temperatura y de la analogía de los colectores solares .....	82
4.1.3	Medición del comportamiento térmico de los calentadores solares con diferentes absorbedores.....	85
<b>4.2</b>	<b>Evaluación de los recubrimientos .....</b>	<b>87</b>
<b>4.3</b>	<b>Evaluación térmica del prototipo de calentador solar .....</b>	<b>93</b>
<b>4.4</b>	<b>Calentadores solares con diferente superficie absorbadora .....</b>	<b>97</b>
Capítulo 5		
	Conclusiones y recomendaciones .....	<b>107</b>
	Listado de referencia.....	<b>109</b>
	Páginas de internet.....	<b>116</b>
	<b>ANEXOS .....</b>	<b>118</b>
	<b>ANEXO Diseño de la estructura.....</b>	<b>118</b>
	Anexo 1 Análisis pérdidas ópticas .....	118
	Anexo 2 Análisis de pérdida de energía.....	120
	Anexo 3 Planos de la estructura.....	122
	<b>ANEXO Resultados de las evaluaciones para llegar a un colector solar de aire eficiente .....</b>	<b>130</b>
	Anexo 4 Evaluación de la eficiencia para los distintos recubrimientos.....	130
	Anexo 5 Análisis de uniformidad de temperaturas en la estructura.....	133
	Anexo 6 Análisis de uniformidad de temperaturas entre las estructuras.....	135
	Anexo 7 Evaluación de la eficiencia para los distintos absorbedores .....	137

## Índice de Figuras

<b>Figura 1.</b>	Clasificación del secado de productos hortofrutícolas usando energía solar	15
<b>Figura 2.</b>	Diseños de colectores solares de aire	18
<b>Figura 3.</b>	Fuentes de energía y los tipos de secadores	19
<b>Figura 4.</b>	Esquema de un colector de placa plana. El efecto invernadero es muy importante para la eficiencia del sistema	22
<b>Figura 5.</b>	Red térmica del calentador solar de aire	24
<b>Figura 6.</b>	Variación del ángulo óptimo para cada mes para diferentes latitudes (Elsayed, 1989)	31
<b>Figura 7.</b>	Curva de eficiencia idealizada del calentador solar de aire	33
<b>Figura 8.</b>	Proceso general de diseño	35
<b>Figura 9.</b>	Caja de contorno	38
<b>Figura 10.</b>	Árbol de funciones	38
<b>Figura 11.</b>	Árbol de funciones	43
<b>Figura 12.</b>	Diagrama de funciones	45
<b>Figura 13.</b>	Conceptos generados del calentador de aire solar	60
<b>Figura 14.</b>	Conceptos de referencia. a) 23° b) BioRenaces c) SAECSA	63
<b>Figura 15.</b>	Diagrama de pérdidas por inclinación	68
<b>Figura 16.</b>	Radiación media diaria mensual recibida por la superficie captadora	70
<b>Figura 17.</b>	La radiación solar diaria con los ángulos de inclinación (óptimo, estacionario y anual o fijo) en Oaxaca, México	71
<b>Figura 18.</b>	La radiación solar diaria con los ángulos óptimos de inclinación (16°, 16.45° y 17°) en Oaxaca, México	72
<b>Figura 19.</b>	Prototipo a) Estructura y acoplamiento con secador, b) colector solar plano, c) vista explosionada del calentador	76
<b>Figura 20.</b>	Diferentes tipos de recubrimientos aplicados a la PA	80
<b>Figura 21.</b>	Representación gráfica de la probeta experimental	80
<b>Figura 22.</b>	Dispositivo de prueba con soporte de corcho para probeta, con orificio para colocar termopar y orificios de entrada y salida de aire	81
<b>Figura 23.</b>	Unidades experimentales para los dos flujos	82
<b>Figura 24.</b>	Representación espacial de los termopares en el vidrio	83

<b>Figura 25.</b>	Representación espacial del termopar en la estructura	84
<b>Figura 26.</b>	Representación gráfica del flujo de aire en la PC	86
<b>Figura 27.</b>	Perfil de temperaturas en flujo natural	87
<b>Figura 28.</b>	Perfil de temperaturas en flujo forzado	89
<b>Figura 29.</b>	Comportamiento del carbón activado frente al carbón activado con cera al decaer la radiación	89
<b>Figura 30.</b>	Eficiencia de distintos recubrimientos	90
<b>Figura 31.</b>	Diagrama de cajas de las medias de los diferentes recubrimientos. Flujo de aire natural.	92
<b>Figura 32.</b>	Diagrama de cajas de las medias de los diferentes recubrimientos. Flujo de aire forzado (1 m/s)	93
<b>Figura 33.</b>	Diagrama de cajas de las medias de temperatura del vidrio correspondiente a las estructuras [M1, M2 y M3]	94
<b>Figura 34.</b>	Grafica de las medias de temperatura para la estructura	95
<b>Figura 35.</b>	Diagrama de cajas de las medias de temperatura para las estructuras por convección natural	96
<b>Figura 36.</b>	Diagrama de cajas de las medias de temperatura para las estructuras por convección forzada	97
<b>Figura 37.</b>	Colectores solares. a) con absorbedor PP, b) con absorbedor PO, c) con absorbedor PC	98
<b>Figura 38.</b>	Cambio de temperatura del aire en los 3 colectores	99
<b>Figura 39.</b>	Eficiencias de los tres colectores a flujos naturales	100
<b>Figura 40.</b>	Eficiencias de los tres colectores a flujos forzados	102
<b>Figura 41.</b>	Perfil de las paredes laterales	122
<b>Figura 42.</b>	Pieza superior e inferior de perfil de aluminio para la estructura del marco	123
<b>Figura 43.</b>	Cubierta de la parte posterior con la entrada de aire	124
<b>Figura 44.</b>	Ensamble de los marcos y detalles de celda fotovoltaica en el colector solar	125
<b>Figura 45.</b>	Ensamble de los componentes del colector solar	126
<b>Figura 46.</b>	Calentador solar de aire con placa plana [PP]	127
<b>Figura 47.</b>	Calentador solar de aire con placa perforada [PO]	128
<b>Figura 48.</b>	Calentador solar de aire con placa y desviadores [PC]	129

## Índice de tablas

<b>Tabla 1.</b>	Diseños típicos de secadores solares	13
<b>Tabla 2.</b>	Ventaja y desventaja de los diferentes secadores	14
<b>Tabla 3.</b>	Tipo de colectores para un secador solar ( Kalogirou, 2004)	16
<b>Tabla 4.</b>	Contenido de humedad de algunos productos y temperatura máxima tolerable (UNESCO, 2005, Sharma <i>et al.</i> , 2009 y Fudholi, <i>et al.</i> , 2010 )	16
<b>Tabla 5.</b>	Propiedades de materiales absorbentes (Ekechukwu y Norton, 1999)	29
<b>Tabla 6.</b>	Propiedades de las películas de plástico y otros materiales de cubierta (Ekechukwu y Norton, 1999)	30
<b>Tabla 7.</b>	Revisión del ángulo óptimo para un absorbedor plano	32
<b>Tabla 8.</b>	Tabla de evaluación de <i>Kano</i>	37
<b>Tabla 9.</b>	Clasificación de las respuestas y calificaciones	37
<b>Tabla 10.</b>	Estructura básica del esquema de clasificación con sub-funciones y las posibles soluciones	39
<b>Tabla 11.</b>	Matriz de <i>Pugh</i>	40
<b>Tabla 12.</b>	Clasificación de los requerimientos y su calificación	47
<b>Tabla 13.</b>	Evaluación de los requerimientos del cliente	48
<b>Tabla 14.</b>	Evaluación de las alternativas	55
<b>Tabla 15.</b>	Matriz <i>Pugh</i> de selección de concepto para un nuevo calentador solar de aire	59
<b>Tabla 16.</b>	Cuadro comparativo de los conceptos generados	61
<b>Tabla 17.</b>	Criterio de la matriz de calificación	62
<b>Tabla 18.</b>	Matriz de puntuación de concepto	64
<b>Tabla 19.</b>	Insolación global media inclinación a la latitud de Oaxaca de Juárez en kWh/ m <sup>2</sup> -día. (Almanza, Cajigal y Barrientos 1997)	64
<b>Tabla 20.</b>	Evaluación del ángulo de inclinación	67
<b>Tabla 21.</b>	Ángulo de inclinación óptimo para la ciudad de Oaxaca	69

<b>Tabla 22.</b>	Radiación solar mensual con los ángulos de inclinación	70
<b>Tabla 23.</b>	Especificaciones del modelo SV-25M Mono	74
<b>Tabla 24.</b>	Accesorios para el acople entre la cámara de secado y calentador	75
<b>Tabla 25.</b>	Comparación múltiple de medias de temperaturas de los recubrimientos	93
<b>Tabla 26.</b>	Eficiencias calculadas por la ecuación del polinomio de segundo orden obtenido de la gráfica anterior para flujo natural	101
<b>Tabla 27.</b>	Eficiencias calculadas por la ecuación del polinomio de segundo orden obtenido de la gráfica anterior para flujo forzado	103
<b>Tabla 28.</b>	Cuadro comparativo de diferentes calentadores comerciales	104
<b>Tabla 29.</b>	Condiciones y especificaciones del colector solar de aire	105
<b>Tabla 30.</b>	Algunos ejemplos de materiales corrientes de almacenamiento	115
<b>Tabla 31.</b>	Datos técnicos del vidrio templado prismático anti-reflejante	118
<b>Tabla 32.</b>	Temperaturas del vidrio de los tres marcos en diferentes secciones de ellos	133
<b>Tabla 33.</b>	Temperaturas del aire de los tres marcos a flujo natural y forzado	135
<b>Tabla 34.</b>	Análisis de varianza de un factor para flujo natural	136
<b>Tabla 35.</b>	Análisis de varianza de un factor para flujo forzado (1 m/s)	136

## Terminología

<b>a</b>	Ancho (m)
<b>Ap</b>	Área de apertura del colector ( $m^2$ )
<b>Ac</b>	Área efectiva del colector ( $m^2$ )
<b>b</b>	Altura del canal (m)
<b>Cp</b>	Capacidad calorífica ( $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$ )
<b>f</b>	factor de fricción
<b>F'</b>	Factor de eficiencia del colector (adimensional)
<b>F<sub>R</sub></b>	Factor de remoción de calor (adimensional)
<b>g</b>	Aceleración de la gravedad (m/s)
<b>h</b>	Coefficiente de transferencia de calor
<b>hr</b>	Coefficiente de transferencia por radiación
<b>h<sub>w</sub></b>	Coefficiente de transferencia de calor por convección en el aire
<b>Ht</b>	Irradiancia ( $W/m^2$ )
<b>K<sub>a</sub></b>	Coefficiente de extinción (adimensional)
<b>Kt</b>	Índice de claridad
<b>l</b>	espesor (m)
<b>L</b>	Largo (m)
<b>ṁ</b>	Caudal másico de aire ( $kg\ s^{-1}$ )
<b>M</b>	altura del colector (m)
<b>N</b>	Número de cubierta
<b>n<sub>1</sub> y n<sub>2</sub></b>	Índice refractario
<b>P</b>	Perímetro del colector (m)
<b>Qu</b>	Calor útil ganado por el colector ( $W/m^2$ )
<b>Ql</b>	Calor perdido en el colector ( $W/m^2$ )
<b>Qabs</b>	Calor global absorbido por el colector ( $W/m^2$ )
<b>r<sub>⊥</sub></b>	Radiación perpendicular no polarizada (adimensional)
<b>r<sub>∥</sub></b>	Radiación paralelo no polarizada (adimensional)
<b>T</b>	Temperatura (°C)
<b>U<sub>L</sub></b>	Coefficiente global de pérdidas de calor ( $W\ m^{-2}\ C^{-1}$ )
<b>U<sub>f</sub></b>	Pérdida por conducción fondo ( $W\ m^{-2}\ C^{-1}$ )
<b>U<sub>l</sub></b>	Pérdida por conducción a los lados ( $W\ m^{-2}\ C^{-1}$ )
<b>U<sub>t</sub></b>	Pérdidas de la parte de arriba ( $W\ m^{-2}\ C^{-1}$ )
<b>v</b>	Velocidad del aire (m/s)

### Subíndices

<b>a</b>	aire
<b>ab</b>	absorbedor
<b>as</b>	aislante
<b>c</b>	cubierta
<b>in</b>	entrada de aire
<b>out</b>	salida de aire

### Letras griegas

$\alpha$	Absorbancia (adimensional)
$\alpha\tau$	Producto absorbancia-transmitancia (adimensional)
$\alpha_1$	Difusividad térmica ( $m^2\ s^{-1}$ )
$\beta_1$	Coefficiente de expansión térmica ( $K^{-1}$ )
$\beta$	Ángulo de inclinación del colector solar (°)
$\gamma$	Ángulo del azimut (°)
$\delta$	Ángulo de declinación (°)
$\varepsilon$	Emisividad (adimensional)
$\eta$	Eficiencia (%)

$\theta_1$ y $\theta_2$	Ángulos de incidencia y refracción (°)
$\kappa$	Conductividad térmica del fluido ( $\text{Jm}^{-2}\text{K}^{-1}$ )
$\mu$	Viscosidad (kg/ms)
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman
$\tau_\alpha$	Transmitancia de absorción (adimensional)
$\tau_\perp$	Transmitancia perpendicular no polarizada (adimensional)
$\tau_\parallel$	Transmitancia paralela no polarizada (adimensional)
$\tau_r$	Transmitancia de la radiación inicial (adimensional)
$\Phi$	Latitud del lugar (°)
$\rho$	Densidad ( $\text{kg/m}^3$ )
$\nu$	Viscosidad cinemática ( $\text{m}^2\text{s}^{-1}$ )

### Números adimensionales

$Re = \frac{\rho v}{\mu}$	Reynolds
$Nu = \frac{hL}{\kappa}$	Nusselt
$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	Prandtl
$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2}$	Grashof
$Ra = GrPr$	Rayleigh

### Abreviaturas.

A	Atractivo para el cliente
C1,2,3	Colector 1, 2 o 3.
CA	Recubrimiento con Carbón Activado
CC	Recubrimiento con Carbón activado y Cera de abeja
CM	Recubrimiento con Ceniza de Madera
CSPP	Calentador Solar de Placa Plana.
D	Demanda del cliente
F	Funciones
I	Indiferente o Indispensable para el cliente
IC	Ingeniería concurrente
M	Requisito mínimo u obligatorio
Op	Opciones
PA	Probeta Absorbedora
PB	Recubrimiento con Pintura negra Brillante.
PC	Placa Canaletas o desviadores
PM	Recubrimiento con Pintura negra Mate .
PO	Placa Orificios o perforada
PP	Placa Plana
PV	Panel fotovoltaico
O	Satisfacción del cliente
Q	Requisito cuestionable, no sabe si lo desea el cliente
R	Reversa, producto similar a los demás
TA	Tecnología Adecuada
VA	Recubrimiento con Viruta de Aluminio
W	Deseo del cliente

# Capítulo 1

## Introducción

La conservación de alimentos por deshidratación hace posible la disponibilidad de productos con una mayor vida de anaquel (Ibarz y Barbosa-Cánovas, 2005, pp. 583). La deshidratación también disminuye el peso y el volumen, debido a que se extrae el agua del alimento (Crapiste, 2000), en consecuencia, trae consigo una disminución de costos de envasado, de manejo, almacenado y de transporte. Además, un insumo deshidratado no necesariamente requiere otro proceso de conservación como la refrigeración o la adición de conservadores.

El deshidratado refiere a la eliminación del agua de un insumo mediante procedimiento térmico que implica un uso intensivo de energía, por ejemplo, se requieren  $1 \times 10^7$  Btu para producir una 1 tonelada de alfalfa deshidratada (U.S Department of Energy, 1977). Otra perspectiva son los secadores convectivos con eficiencias menores al 60%, que son utilizados en la industria, como resultado es necesario realizar estudios tendientes a la mejora de la eficiencia energética y al hacer uso de fuentes alternas de energía. (Kudra 2012).

La escasez de los recursos fósiles como fuente de energía y el incremento de la contaminación atmosférica por su uso, han puesto de manifiesto la necesidad de utilizar recursos energéticos alternativos. La energía solar que recibe la tierra es un recurso energético alternativo a los combustibles fósiles, además no genera un costo; por ejemplo, en un día claro se tiene una disponibilidad de  $1000 \text{ W/m}^2$  en un lapso de 5 horas que puede ser utilizadas para deshidratar 1.2 kg de alfalfa a exposición solar. Para tener un mejor control en el secado, existen diferentes dispositivos capaces de transformar la energía solar en energía útil para la deshidratación de insumos. Estos dispositivos pueden ser fotovoltaicos o térmicos.

Los dispositivos o paneles fotovoltaicos [VP] son aquellos que transforman la energía solar en energía eléctrica. Los VP comerciales tienen eficiencias entre el

15 y el 20% y su aplicación de ellos para uso térmico no es recomendable porque el índice de aprovechamiento energético disminuye en el proceso de transformación de la energía eléctrica en energía térmica.

Los dispositivos o colectores térmicos solares transforman la radiación solar a energía calorífica. Los dispositivos térmicos solares calientan fluidos como el agua o el aire. La eficiencia de los colectores térmicos depende del dispositivo de captación y del fluido de trabajo. El calentador solar de agua convencional tiene una eficiencia de 60%, mientras que el de tubos al vacío tiene una eficiencia de un 90%. Estos calentadores son como los VP presentan la misma deficiencia en la transformación de la energía para calentar el aire, pero si se pueden utilizar como sistemas auxiliares que almacenen calor para calentar el aire, cuando el secado se prolongue en las noches y evitar la rehidratación del producto (Amer *et al.*, 2010). Aunque este sistema conlleva un aumento en costo. La eficiencia del calentador solar del aire de placa plana es de alrededor de un 40% (Goswami *et al.*, 2000) y alcanzan un nivel de temperatura de baja [40 a 75°C], siendo temperaturas de secado que se emplean en el deshidratado convectivo (UNESCO 2005, Sharma, *et al.*, 2009 y Fudholi, *et al.*, 2010). La eficiencia puede aumentar si contemplamos 4 factores la inclinación del colector, la cubierta, el diseño del paso del aire y el absorbedor (Bakari *et al.*, 2014).

Las ventajas de estos calentadores de placa plana que calienta el fluido a niveles seguros de temperatura de operación de los secadores son; se pueden dejar en la intemperie con escaso mantenimiento, se tiene mayor disponibilidad de refacciones y el costo es más bajo que los otros colectores. Por lo tanto, el presente trabajo se orientó en el desarrollo de un colector térmico solar plano y en el estudio de las diferentes conformaciones del absorbedor para el paso de flujo de trabajo y reducir tamaño como mejorar la eficiencia de los sistemas térmicos solares de aire de placa plana.

### **1.1. Justificación**

Este proyecto se centra en la reducción del impacto ambiental de la tecnología disponible para deshidratar productos agroalimentarios, la reducción de operación de los secadores convectivos y la utilización de tecnología adecuada. Por lo que se trabaja en el uso de las tecnologías limpias, las cuales se pueden

abordar bajo tres enfoques; reutilización y reciclaje, tratamiento y disposición de los residuos y reducción de residuos. El último se centra en los cambios en las materias primas o insumos, los cambios en las prácticas de operación y los cambios en tecnología.

La tecnología adecuada [TA], también conocida como tecnología apropiada o intermedia, es aquella tecnología diseñada para responder a las exigencias medioambientales, éticas, culturales, sociales y económicas de la comunidad a la que se dirigen. Debido a ello, demanda menos recursos, es más fácil de mantener, presenta un menor costo y un menor impacto sobre el medio ambiente si se compara con otras (Tapias, 1996).

Con base a lo anterior, se construye un calentador solar de aire considerando como una TA tras diseñarlo de acuerdo a las exigencias del cliente para su uso en países en vías de desarrollo o en zonas rurales subdesarrolladas de los países industrializados, donde las altas tecnologías no podrían operar y mantenerse. También tiene un enfoque en el cambio de tecnología para suministrar aire caliente a una cámara de secado que originalmente se calienta con resistencias eléctricas y obtener un producto deshidratado con reducción en el costo de operación.

En virtud de lo señalado se plantea el desarrollo de un dispositivo con mejoras en la eficiencia, para que, partir de la energía solar se genere aire caliente que será suministrado a un deshidratador de alimentos y se logre un sistema sustentable energéticamente. El desarrollo comprende un calentador solar de aire de placa plana a temperaturas bajas [40 a 60 °C], rango en el cual la mayoría de los productos agroalimentarios se deshidratan. La disponibilidad de alimentos al secar los alimentos a bajo costo, permite disponer de productos de temporada todo el año, nutritivamente adecuados y seguros en vista que no se le añade ningún conservador.

## **1.2. Antecedentes**

En los últimos años se han estudiado y desarrollado diversas técnicas y equipos con el propósito de utilizarlos en un secador solar para el deshidratado de

productos agroalimentarios cuyo objetivo es de prolongar la vida útil del producto, y maximizar costos a través de una buena eficiencia del equipo. El colector de placa plana es utilizado en la deshidratación de productos agroalimentarios, debido al rango de operación de 40 a 70 °C (Ekechukwu y Norton, 1999). Estas temperaturas que se alcanzan en los calentadores de aire de placa plana, son bajas y no degradan los compuestos de los productos (Tiris *et al.*, 1994 ).

Los colectores de placa plana tienen una gran aplicabilidad en sectores de la sociedad donde el factor costo es más importante que la eficiencia. En Malawi, se emplean equipos de bajo costo con una eficiencia térmica del 17%, empleando materiales perecederos, los equipos de secado de corta vida útil, se emplean para deshidratar el mango (Madhlopa *et al.*, 2002); Un colector solar con un absorbente liso de bolsas de basura, es un colector liviano, de bajo costo y de dimensiones pequeñas. Si embargo su uso está limitado en convección natural y las eficiencias son bajas.; Equipos de mayor costo pueden lograr eficiencias mayores de 70%. Chen *et al.*, (2010). El presente estudio se limita al desarrollo de calentadores solares de aire de placa plana de alta eficiencia considerando la utilización de materiales durables, disponibles y reutilizables. Se propone desarrollar un secador solar híbrido con materiales relativamente baratos que otorguen eficiencias comparables con la literatura científica, además, se considera el uso de un ventilador para tener un flujo de aire forzado y constante empleando. Un panel fotovoltaico generará la electricidad para mover el ventilador de corriente directa. El diseño del calentador considera la energía y el flujo de aire necesarios para la operación de un deshidratador de charolas para frutas y vegetales de un kWh.

*Estudio de secadores solares.* Minka (1986), reportó que en un secador tipo gabinete se alcanzan temperatura de 20 a 30°C por arriba de la temperatura ambiente. Mientras que Sharman *et al.*, (1990), reportan temperaturas de aire 50 a 60°C, Emplearon flujo de aire inducido por convección natural en el interior del secador. El bajo flujo de aire incrementa el tiempo de secado. La temperatura del aire aumenta y sobrecalienta el material. (Bala y Woods, 1994).

Boughali *et al.*, (2009), desarrollaron un prototipo que incorpora dispositivo para el movimiento del aire y así tener flujos de aire forzado [0.0314, 0.0470 y 0.0628 m<sup>3</sup>/s]. La incorporación de un ventilador eléctrico, tiene como desventaja una disminución en la temperatura del aire, por tal motivo el autor en su prototipo de colector con un área de 2.45 m<sup>2</sup> incorpora resistencias eléctricas de 3.75 kW para otorgar la energía suficiente al aire, subir su temperatura y de esta forma deshidratar entre 9.6 a 12.8 kg de tomates. Este prototipo fue más costoso y de mayor dimensión que sus predecesores y de similares eficiencias [20 a 30%]. Lazarov *et al.*, (2005), usó dos sistemas separados [eléctrico, solar] para conseguir el doble de energía por unidad de superficie y elevar la eficiencia.

Rajkumar *et al.*, (2007), desarrolla un secador solar con vacío para lograr una mejora en la calidad del producto al retener el color. Las presiones bajas permiten el uso de temperaturas menores de secado, lográndose para alcanzar un contenido de humedad bajo. Esta alternativa se utiliza para secar material de categoría alimenticia susceptible a la oxidación y la sensibilidad al calor.

Chen *et al.*, (2008), desarrolla un prototipo con un absorbedor revestido de dióxido de titanio [TiO<sub>2</sub>], para causar el efecto bactericida y contrarrestar los largos tiempos de secado solar que traen efectos adversos en la calidad del producto final. Chen *et al.* (2010) combinan su aportación y la de Rajkumar *et al.*, (2007), al unir el medio foto-catalítico y el uso de baja presión, para retener color, compuestos volátiles y disminuir el tiempo de secado. Sin embargo el uso de estos sistemas encarecen los secadores solares y su costo no es accesible para su uso en países en vías de desarrollo o en zonas rurales subdesarrolladas.

Hossain *et al.*, (2008) y Amer *et al.*, (2010) consideraron calentar el aire por la noche y se evita la rehidratación y el crecimiento de microorganismos que contaminan al producto. Misra (1982), informa que la ventaja de almacenar calor solar por varias horas, días, etc., para secar granos, permite un secado con independencia de las condiciones meteorológicas.

El secado se puede prolongar el uso de un sistema híbrido. López-Vidaña *et al.*, (2013) desarrolla un secador solar híbrido solar-gas para deshidratar vegetales.

El equipo fue diseñado para mantener un flujo de aire y temperatura constante por medio de un quemador de gas propano, un colector solar de 1.86 m<sup>2</sup> y una cámara de secado para 20 Kg de material fresco. El secador permitió la operación continua aún en condiciones adversa (nublado o durante la noche) logrando una eficiencia del sistema de un 60%. Esta opción no se contempla debido a que no se cumple el objetivo de desplazar la tecnología por quema de combustibles por una más rentable.

*Estudio de colectores térmicos solares.* El calentador solar con dimensiones de 1.8x0.7x0.1m de la empresa SunEcoAir fue analizado térmicamente por Sawicka, (2010). Una eficiencia del 40% con un incremento de 17°C fue reportado cuando la radiación fue de 750 W/m<sup>2</sup> y flujo de 54.01 m<sup>3</sup>/h [0.016 kg/s]. Esta eficiencia concuerda con lo mencionado por Goswami *et al.*, (2000), al mencionar que la eficiencia térmica 60 % y para el calentador solar de aire es de 40%, eficiencia que Karim y Hawlader, (2006) rediseñaron un calentador solar a integrar una placa corrugada en "V", alcanzan temperaturas en el aire de hasta 100 °C, esta temperatura del aire la alcanza debido que existe mayor superficie de contacto con respecto a la placa plana. La desventaja de este diseño es que si se ocupa un absorbedor corrugado de aluminio en configuración de V a 60° y con doble acristalamiento, el resultando es un dispositivo costoso, pesado y difícil de transportar.

*Estudio de superficies de absorción.*

Bevill y Brand, (1968) realizaron comparaciones de dos colectores con 96 aletas de aluminio. Un colector con aletas "difusas" y otro con aletas "especulares". Las aletas del absorbedor que reflejan especularmente tienen una eficiencia del 15% mayor con respecto a su similar de aletas difusas. Esta diferencia importante de eficiencia se debe a la óptica de las aletas. Las aletas especulares capturan casi toda la energía solar que incide sobre el colector y presentan baja emisividad de la radiación de onda larga de modo que las pérdidas de calor desde el colector se mantienen a un mínimo que respecto a las difusas. El colector puede ser considerado como un absorbente selectivo que absorbe la energía de entrada de forma eficiente, pero rechaza sólo una pequeña cantidad de energía de radiación de longitudes de onda larga.

El aligeramiento de los calentadores solares es otro aspecto de estudio, Herce-Vigil y Suarez, (1991), construyeron un colector solar con un absorbente liso de un co-polímero [polietileno-polipropileno]. Este tipo de material sencillo y de bajo costo solo se logra por el tamaño del colector y por convección natural. Desafortunadamente es frágil por utilizar polímeros y está limitado a colocar el colector solar en dirección al viento.

Madhlopa *et al.*, (2002), elabora un secador solar para mango en comunidades de escasos recursos económicos, utilizar malla de alambre y hoja de madera como absorbedor. La madera, es un material aislante del calor, disponible y asequible en muchos países pero como absorbedor da como resultado una baja eficiencia 17%, la malla de alambre al ser un material conductivo aumenta eficiencia en 5% con respecto al madera.

Ho *et al.*, (2009), considerando que la eficiencia se puede aumentar si se aumenta el tiempo de residencia del aire en el colector. El resultado de esta configuración del colector fue mejora la transferencia del calor en el colector solar de placa plana, logrando mejores rendimientos térmicos. Siguiendo esta analogía de aumentar la eficiencia el colector solar, el Instituto Tecnológico Danés en el año 2002 realizó secadores solares con láminas de policarbonato como sistema de acristalamiento y como absorbedor, tecnología que se ofrece para la calefacción solar (EnerConcept Technologies, 2013). El uso de un sistema poroso favorece la transferencia de calor. Al-Khawajah, (2011), considera lo estudiado por los autores anteriores e incorpora aletas desviadoras en un absorbedor poroso para forzar a pasar por él. El estudio de 1.5x1.0x0.1m con 6 aletas con un paso de aire natural y forzado [0.042 kg/s], alcanzaron eficiencias de 79.8% y 85.9% respectivamente. Posteriormente al colector se le colocó espejos por fuera para que los rayos reflejados por el mismo sistema volvieran a entrar en él logrando eficiencias de 56.1 % sin y 65.6 % con reflexión. El sistema de reflexión es una opción viable para aumentar la temperatura pero al utilizar espejos externos del colector lo hace frágil y aumenta el riesgo del operador por un mal manejo de los espejos. El autor tuvo que utilizar un ventilador con altos requerimientos energéticos para poder extraer el aire del sistema de las camas porosas [absorbedores poroso con aletas desviadoras], resultando en un incremento en el costo del ventilador.

### **1.3. Planteamiento del problema**

La demanda energética aumenta conforme aumenta el número de la población por la necesidad de satisfacer sus necesidades básicas como la alimentación o necesidades secundarias como la calefacción. Es claro que la quema de productos fósiles va a encarecer el insumo y a largo plazo no se van satisfacer las demandas energéticas del estilo de vida que se lleva. Una solución es el uso de energía alternas para acondicionar cuartos-habitación y deshidratar productos, por medio de un dispositivo capaz de transformar la energía del sol a energía calorífica. Ante ello, el calentador solar de aire se presenta como un desarrollo tecnológico útil pues transforma la energía en energía calorífica.

La eficiencia energética de los colectores solares se ha incrementado al incorporar elementos que mejoran la absorción de calor; que disminuyan la emisividad y mejoren la transferencia de calor. La utilización de doble o triple acristalado mejora el efecto invernadero pero incrementa el peso de los colectores solares. El uso de superficies selectivas aumenta la absorción de los rayos en el absorbedor con un mínimo de emitancia pero encarece el dispositivo. Las laminas corrugadas aumentan el área de absorción y de contacto con el aire, pero incrementa el peso, costo y grosor de los colectores.

La incorporación de máquinas de vacío y/o quemadores de propano para disminuir tamaño de equipo, solo hacen que el dispositivo se haga más complejo en el momento de operarlo y no se adecue a las condiciones socio-económicas de las localidades marginadas.

Una alternativa es utilizar la TA para calentamiento del aire para deshidratar producto. Es decir el calentador solar de aire debe de considerar las necesidades del cliente, también de los clientes potenciales, sus partes deben encontrarse disponibles en el mercado local, ser resistente a las condiciones climatológicas locales, eficiente en la operación e intuitivo, autónomo si el cliente quiere seguir secando con la parte eléctrica cuando las condiciones ambientales no permitan el uso del dispositivo.

#### **1.4. Hipótesis.**

- La eficiencia de un calentador solar es mayor con un flujo de aire forzado que con un flujo de aire inducido naturalmente.
- La cantidad de flujo de aire que se introduce al calentador solar afecta la eficiencia térmica y la temperatura de salida de aire.
- La presencia de perturbadores del flujo de aire en la superficie absorbedora afecta la eficiencia térmica y la temperatura de salida de aire del calentador solar.
- Eficiencias superiores al 50% en calentadores de aire solar se logra al mejorar la superficie adsorbedora y el uso de un nivel de flujo de aire apropiado.

#### **1.5. Objetivos**

**Objetivo general.** Diseñar, construir y evaluar un calentador solar, viable económicamente y ambientalmente para suministrar aire caliente a una cámara de deshidratado.

Para llegar al objetivo general se ha estructurado el diseño de diferentes tipos y configuraciones de absorbedores, definiendo así los objetivos específicos:

- Diseñar y construir una estructura de colector solar en la que se pueda evaluar patrones de flujo y superficies absorbedoras de calor.
- Analizar el comportamiento técnico del colector
- Evaluar recubrimientos de la placa absorbedora así como configuraciones de direccionadores de flujo.

#### **1.6. Descripción del trabajo:**

Primeramente en el capítulo I, se ilustra cómo a partir de la necesidad de conservar alimentos por deshidratación se hace relevante abordar el estudio de sistemas que aprovechen la energía solar para lograr procesos viables tanto técnicos como ambiental. Se realiza la necesidad de abordar la evaluación de superficies absorbentes que mejora la eficiencia energética y que al incorporarlos al colector solar permita acoplarse apropiadamente a deshidratados de alimentos.

En el capítulo II se presentan los conceptos relacionados a los secadores solares, a la transferencia de calor en los colectores, también la influencia del elemento absorbedor en la eficiencia de los colectores solares.

El conocimiento existente relacionado a la metodología de diseño para lograr conceptos adecuados a las necesidades planteados se aborda en el capítulo III.

En el capítulo IV, se dan los resultados de la evaluación del recubrimiento que otorga una mejor transferencia de calor y la evaluación de la eficiencia térmica en 3 colectores solares con diferentes configuraciones para compararlo con sus análogos comerciales.

Las conclusiones (Capítulo V), están relacionadas con la factibilidad del prototipo de secador solar plano desarrollado y las mejoras en la eficiencia del colector solar al incorporar placas adsorbedoras con recubrimientos.

# Capítulo 2

## Marco referencial

### 2.1 Secadores solares

En el 2000 se impulsa al uso de energías limpias y actualmente se hacen esfuerzos por usar energía proveniente de la acción del sol sobre nuestro planeta, para transformarla a energía útil. Ejemplo de ello es su uso como fuente de la calefacción solar en edificios, también para el calentamiento de agua en casa-habitación, la desalinización del agua para consumo humano, la generación de electricidad para el funcionamiento de refrigeradores, motores, bombas y prolongación de la vida útil de productos agroalimentarios.

El deshidratado solar se ha adoptado en todo el mundo como una de las diversas aplicaciones de la energía solar. Éste se puede lograr por dos métodos: el primero es la exposición al aire libre [secado tradicional o secado al sol] con desventajas: en pérdidas de producto por animales oportunistas [insectos, roedores o pájaros], uso de grandes superficies de territorio libre de sombras y con disponibilidad del sol, este último punto depende de las condiciones climatológicas que pueden presentar fluctuaciones en temperaturas, flujos de aire discontinuos, precipitaciones, etc., teniendo como resultado un tiempo de secado largo. (VijayaVenkataRaman *et al.*, 2012). El segundo es el uso de tecnología amigable al medio ambiente [secador solar] y tiene como ventajas: la disminución en pérdidas de producto por ser un sistema cerrado, aumento en la calidad del producto seco y tiempo de secados inferiores al secado al sol. Esta tecnología consiste en utilizar un dispositivo el cual absorbe la radiación entrante por exposición y la transfiere en forma de energía por convección al calentarse un fluido de trabajo [principalmente aire] que va a estar en contacto con el producto agroalimentario y así mismo acarreando cierto porcentaje de humedad del producto (Ramani *et al.*, 2010), para conseguir un producto deshidratado.

Se estima que más del 80% de la producción agrícola, por ejemplo; granos, frutas y vegetales, se producen en países en desarrollo y son cosechados por pequeños productores. (López-Vidaña y *et al.*, 2013). De acuerdo a Bennamoun y Belhamri (2003), el almacenamiento es importante en la etapa de producción y comercialización del producto fresco, sin embargo es en el almacenamiento donde cantidades significativas del producto alimenticio sufren deterioro. El secado es una alternativa de comercializar el producto donde las características sensoriales son casi similares. En países en desarrollo de las zonas tropicales y subtropicales se están construyendo secadores solares para productos agrícolas, debido al costo del equipo asequible, comparado con la compra de secadores por quema de combustibles o eléctricos (Tiris *et al.*, 1994; Herce-Vigil y Suarez, 1991; Pangavhane *et al.*, 2002).

### **2.1.1 Clasificación de secadores solares**

Los secadores solares pueden ser muy variados dependiendo del tipo de alimento a deshidratar, van desde los simples a los complejos de acuerdo a la tecnología que se le incluya, de los de bajo consumo de energía hasta los que combinan varios tipos de energía para obtener eficiencias menores de 40% o mayores de 60%, con años de uso entre 6 meses a dos años o los de 20 a 25 años conforme a los materiales de construcción. Todos ellos pueden ser clasificados en cuatro tipos de secadores: directo, indirecto, modo mixto e híbridos [Tabla 1].

**Tabla 1.** Diseños típicos de secadores solares (Kalogirou, 2004)

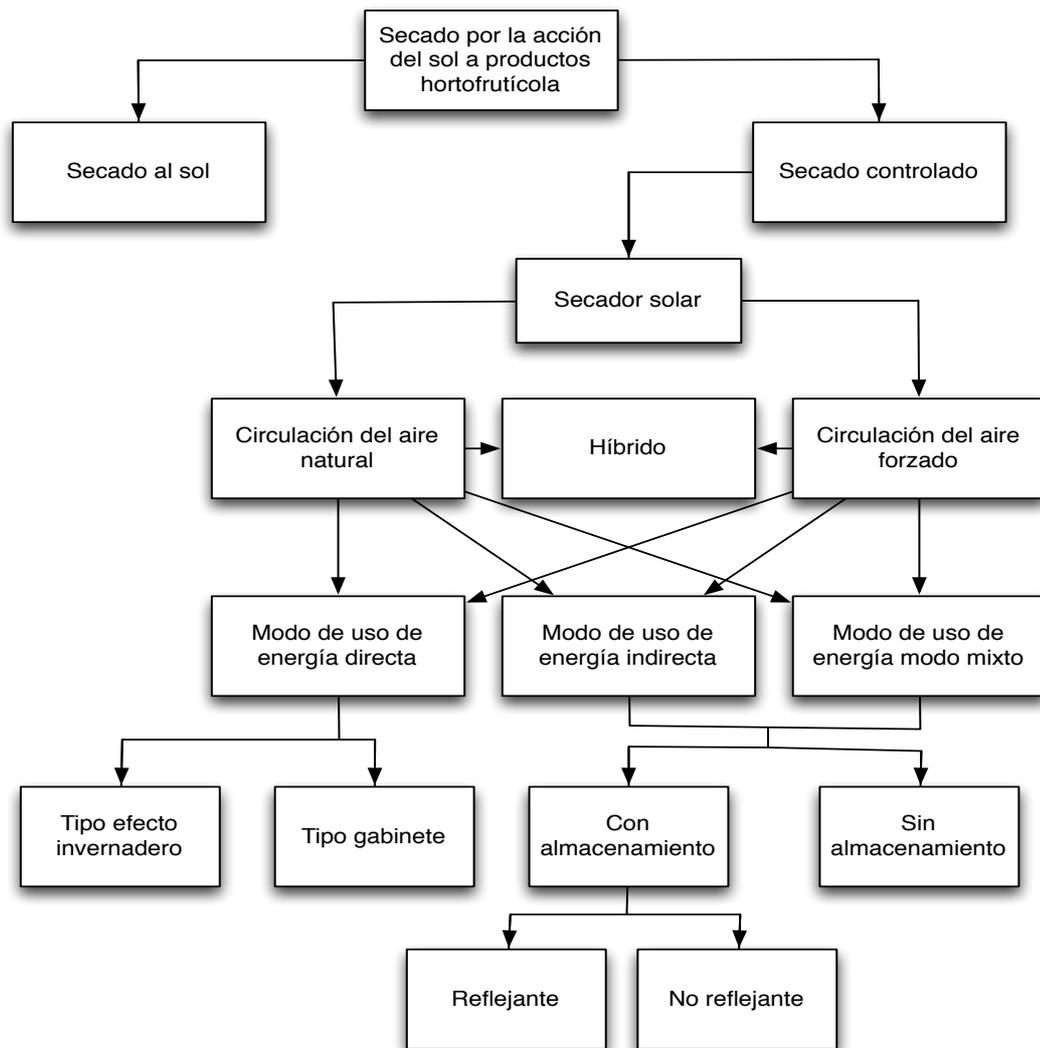
	Secadores pasivos	Secadores activos
<i>Tipo directo</i>		
<i>Tipo indirecto</i>		
<i>Mixto</i>		
<i>Híbrido</i>		

Las ventajas y desventajas de utilizar cada tipo de secador solar se expresan en la Tabla 2.

**Tabla 2.** Ventaja y desventaja de los diferentes secadores

<b>Clasificación</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
<i>Secador pasivo (Circulación natural)</i>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Simple</li><li>- Baja inversión y en el funcionamiento</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Baja capacidad</li></ul>
<i>Secador activo (circulación forzada)</i>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Tiempo de secado corto que el secador pasivo</li><li>- Independiente de las condiciones climatológicas</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Más complejo y caro que el secador pasivo</li></ul>
<i>Secador híbrido</i>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Puede ser más rápido que el secador pasivo y activo</li><li>- Capacidad para operar en ausencia del sol</li><li>- Reduce las pérdidas de producto</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Más caro que el secador pasivo y activo</li><li>- Dependencia de combustible / gas</li></ul>

En los últimos años se han estudiado y desarrollado diversas técnicas y equipos con combinaciones: de flujo de aire, de energías, de materiales reflectantes, almacenadores de calor, con el propósito de utilizarlos en un secador solar de placa plana para el deshidratado de productos agroalimentarios [Figura 1], (Ekechukwu y Norton, 1999). Las temperaturas del aire que se alcanzan en estos tipos secadores no sobre pasan los 70 °C, temperaturas que no degradan compuestos importantes en los alimentos (Tiris *et al.*, 1994 ).



**Figura 1.** Clasificación del secado de productos hortofrutícolas usando energía solar

### 2.1.2 Clasificación de colectores

En la tabla 3 se muestra los tipos de colectores solares. El colector solar de placa plana es el componente más básico de todos los dispositivos solares que operan en el rango de temperatura baja. La placa plana alcanza temperaturas de 10 a 40°C por encima de la temperatura ambiente suficiente para satisfacer las demandas del deshidratado. (Bevill y Brandt, 1968; Ekechukwu y Norton, 1999).

**Tabla 3.** Tipo de colectores para un secador solar ( Kalogirou, 2004)

Movimiento	Tipo de colector	Tipo de absorbedor	Rango de temperatura (°C)
Estacionario	De placa plana	Placa	30-80
	Tubos al vacío	Placa	50-200
	Compuesto parabólico	Tubular	60-240
Seguimiento en un eje	Reflector <i>Fresnel</i>	Tubular	60-250
	Cilindro parabólico	Tubular	60-300
	Cilindro cilíndrico	Tubular	60-300
Seguimiento en dos ejes	Antena parabólica	Punto	100-500
	Campo heliostático	Punto	150-2000

Los requerimientos para el secado de diversos materiales agroalimentarios se presentan en la tabla 4, en la cual se muestran las temperaturas, tiempo y porcentaje de humedad para obtener un producto deshidratado.

**Tabla 4.** Contenido de humedad de algunos productos y temperatura máxima tolerable (UNESCO, 2005, Sharma *et al.*, 2009 y Fudholi, *et al.*, 2010 )

<i>Producto</i>	<i>Porcentaje de humedad (%)</i>		<i>Temperatura máxima (°C) para secar</i>	<i>Tiempo de secado (h)</i>
	<i>Fresco</i>	<i>Seco</i>		
<b>Granos</b>				
Arroz	24	11	50	
Maíz	24	14	60	
<b>Tubérculos</b>				
Papa	75	13	55 a 75	
<b>Hortalizas</b>				
Cebolla	85	6	55	48
Cebolla hojuelas	80	10	55	24
Tomate	95	7 a 8	60 a 65	36
<b>Frutas</b>				
Manzana	82 a 84	11 a 14	50	24 a 26
Plátano	80	15	70	15
Uva	80	15-20	65	32 a 40

En las zonas rurales es común la adopción de estos equipos. En la India la población recibe subsidios para la adquisición de secadores solares (Tiwari *et al.*, 1991) debido a dos situaciones: la primera, es la reducción de las pérdidas

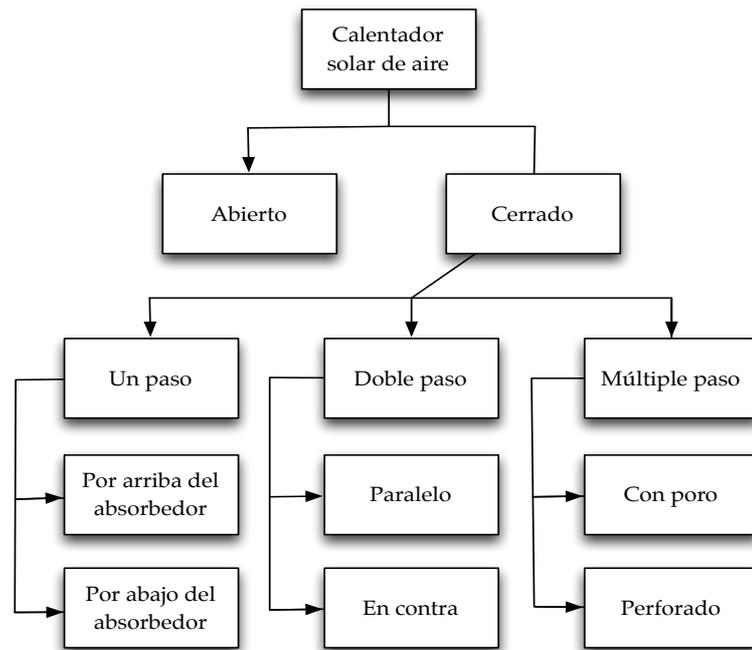
post-cosecha por la contaminación directa con polvo o tierra, insectos, roedores o lluvia. la segunda, es la economía, debido a que no requieren otro tipo de combustibles para su funcionamiento y los costos adicionales se pueden recuperar a través del aumento de los beneficios del producto seco en 1 a 3 años dependiendo de las condiciones de uso (Tiris *et al.*, 1994).

### **2.1.3 Tipos de colectores solares**

La evolución del secador solar principalmente va enfocada en aumentar la eficiencia tras la evaluación en el uso diferentes materiales, formas, diseños en el colector de energía solar. Colector de energía solar es aquel dispositivo que se utiliza para obtener energía térmica útil a partir de la radiación solar incidente. Básicamente consiste en una superficie absorbente (preferentemente negra o pintada de negro mate) que absorbe la insolación y la transmite (en forma de calor) a un fluido (comúnmente agua o aire). Existen dos tipos de colectores de energía solar: concentrador solar y colector solar (Ekechukwu y Norton, 1999; Kalogirou, 2004).

El concentrador solar, es un dispositivo complejo que está diseñado para manejar temperaturas altas y sus usos más representativos son para el calentamiento de agua como albercas o tinacos y en estufas solares.

El colector solar, es un dispositivo tecnológicamente económico y viable, para deshidratar productos hortofrutícolas utilizando, como flujo de trabajo el aire, tal como se vio en el apartado anterior. Al igual que los secadores solares, los colectores solares se clasifican en dos grandes grupos: abierto o cerrado [Figura 2].



**Figura 2.** Diseños de colectores solares de aire

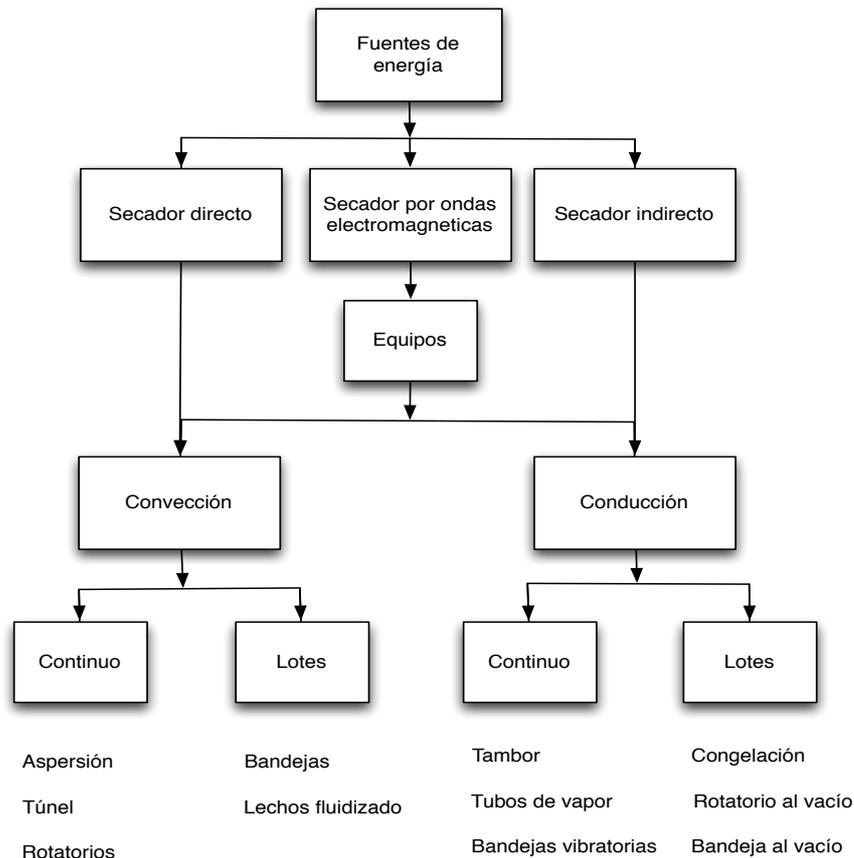
## 2.2 Transferencia de calor en calentador solar de aire

*“La deshidratación es una operación unitaria, de proceso simple de eliminación de la humedad de un producto con el fin de alcanzar el contenido de humedad deseado, también es una operación intensiva en energía” (Hii et al., 2012).*

La deshidratación, sirve para prolongar la vida de almacenado, facilitar su manejo y distribución del producto saneado. También, es probablemente el método más antiguo de conservación de alimentos practicada por la humanidad (Mujumdar, 2007). Sin embargo actualmente es un proceso con alto consumo de energía, necesaria para retirar agua del alimento. Esta energía puede venir de dos formas diferentes:

- Método físico-químico
  - Incorporación de agentes [osmosis, adsorción, etc.,]
- Método físico.
  - Extracción de métodos mecánicos [presión, filtrado, centrifugación, etc.,]
  - Suministro de calor [cambio lento y gradual del agua de un estado líquido hacia un estado de vapor]

El método físico de suministro de calor, es el más utilizado. Consiste cuando dos puntos están a distinta temperatura, se transmite energía calorífica desde el punto más caliente al más frío de transmisión depende del medio que separa estos puntos. Estas formas distintas de transferencia de calor se presenta en la Figura 3.



**Figura 3.** Fuentes de energía y los tipos de secadores

- **Conducción.** [Agente deshidratador – placas o paredes metálicas].

*“La conducción es la transmisión de calor a través del contacto con el agente deshidratador y el material húmedo. El líquido vaporizado se separa independientemente del medio de calentamiento” (Perry et al., 1996).*

Medios de suministro de este tipo de energía:

- Resistencias eléctrica
- Agua caliente
- Vapor que condensa
- Aceites térmicos

- **Radiación u ondas.** [Agente deshidratador – Ondas electromagnéticas].

*“Tras la generación de frecuencias electromagnéticas superiores o iguales al espectro de infrarrojos, provocan la agitación de las moléculas polares, esta agitación hacen fricción entre las moléculas lo cual genera el calor necesario para la evaporación. Ideal para piezas de gran tamaño debido al calentamiento uniforme y simultaneo en toda la masa del sólido, evitando el peligro de recalentamiento en la superficie” (Maupoey et al., 2001).*

Medios de suministro de este tipo de energía:

- Radiación infrarroja
- Campos eléctricos
- Microondas.

- **Convección.** [Agente deshidratador - fluido de trabajo; agua, vapor, aire, gases nobles, gases de combustión, etc.,].

*“La convección es la transmisión de energía por contacto directo entre el sólido húmedo y el agente deshidratador. El líquido vaporizado se arrastra con el agente” (Perry et al., 1996).*

Medios de suministro de este tipo de energía:

- Quema de biomasa
- Quema de carbón natural
- Quema de gas natural
- Quema de combustible fósil
- **Incidencia solar**

La incidencia solar, se analiza con más detalle, debido a que en el proyecto se considera la radiación solar como suministro de energía de calor para disminuir costos de operación en un secador.

*“El colector solar es cualquier dispositivo que se puede utilizar para recoger la radiación del sol y convertirlo a una forma útil de energía o energía calorífica” (Kalogirou, 2004).*

Específicamente el colector solar de aire,

*“El calentador solar de aire es un tipo especial de intercambiador de calor que transforman la energía de radiación solar en energía interna del medio de transporte o fluido de trabajo (aire)” (Kalogirou, 2004).*

Cuyo componente principal es el absorbedor,

*“El absorbedor es un dispositivo que recoge y conserva gran parte de la radiación del sol entrante como sea posible, la convierte en energía calorífica”*  
(Kalogirou, 2004).

sirve para transferir calor al fluido de trabajo,

*“ Aquel fluido que se encarga en realizar una función en el proceso, específicamente en el colector solar de aire, el fluido de trabajo (aire) se calienta para eliminar humedad al sólido”( Kalogirou, 2004).*

Es decir, la fuente de energía solar es recogida y se transfiere a energía calorífica al fluido que circula de forma directa o convectiva, para deshidratar un sólido húmedo (producto agroalimentario).

Las partes esenciales de un colector solar de aire están representadas en la Figura 4 y son los siguientes:

- **La placa "negra" de absorción,**

*“cuerpo negro es la densidad de energía de la radiación emitida a una longitud de onda dada [monocromática] por un radiador perfecto, generalmente llamado un cuerpo negro”(Goswami, 2000, p.22).*

transfiere la energía absorbida a un fluido, que se le conoce como superficie selectiva\*\*;

*“\*\* es aquella superficie que tienen altas absorciones y baja potencia de emisión [Emitancia]\*\*”* (Tiwari y Mishra, 2012, p.553)

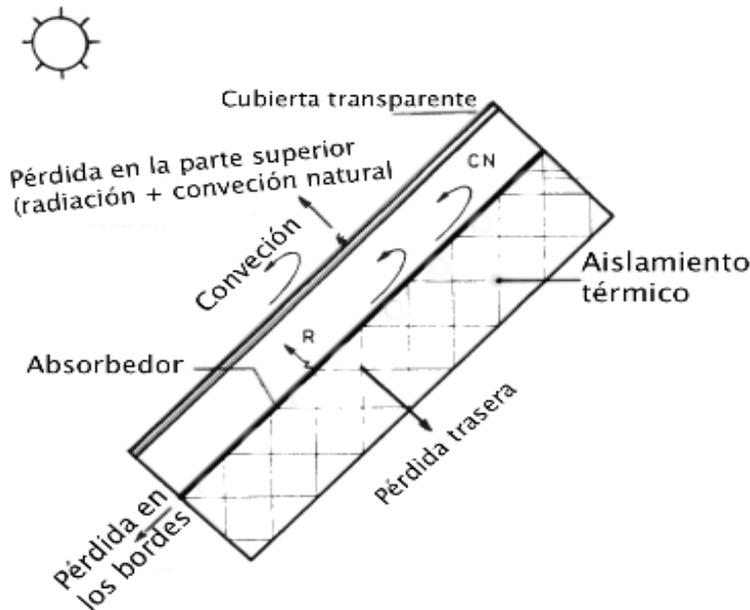
*“\*\*\*Emitancia es la relación entre la energía radiante emitida por un cuerpo real [superficie negra] a la emitida por un cuerpo “negro” perfecto [ideal]”*  
(Goswami et al., 2000 pp.83)

- **“La cubierta transparente,**

*“son los materiales translúcidos, generalmente de vidrio o plástico, que se utiliza para cubrir una abertura sin impedir la admisión de la radiación solar y la luz”*  
(Tiwari y Mishra, 2012 pp.550)

cuyo propósito es la de aminorar las pérdidas de calor a través del denominado "efecto invernadero";

- **El aislamiento térmico minimiza las pérdidas en la parte inferior.**



**Figura 4.** Esquema de un colector de placa plana. El efecto invernadero es muy importante para la eficiencia del sistema

El colector solar de aire hace frente a dos procesos distintos :

- La absorción de la energía radiante, que requiere el coeficiente más alto posible de transmisión,  $\tau^*$ ,

*“\*es la relación entre la radiación transmitida a través de un acristalamiento y la radiación incidente total que cae sobre su superficie, medida en ángulo recto [90°]” (Richter et al., 2013, p.388)*

para la cubierta transparente y el coeficiente de absorción,  $\alpha^{**}$ , para el absorbedor. El parámetro eficaz será el producto  $[\alpha\tau]$ .

*“\*\*Es la relación o fracción entre las radiaciones absorbidas por una superficie (absorbedor) y la cantidad total de la radiación solar incide sobre la superficie” (Tiwari y Mishra (2012) pp.554 y Richter et al., (2013) pp 378)*

- La pérdida de energía en el espectro de infrarrojos debido a :
  - a) Las pérdidas por radiación entre la placa de absorción y la cubierta transparente[Reflectancia\*] ;
 

*“La fracción de la radiación incidente reflejada” (Goswami et al., (2000) pp.82)*
  - b) Las pérdidas por convección natural entre la placa de absorción y la cubierta transparente;
  - c) Las pérdidas de conducción a través de las paredes.

Se puede observar que los tres modos de transferencia de calor: radiación, convección, y de la conducción están implicados. Ellos sucesivamente se tratarán en la siguiente sección.

El secado por radiación directa,

“es la parte de la radiación solar que penetra al material y se absorbe por el mismo producto, generándose calor en el interior y superficie de este” (Rajkumar *et al.*, 2007).

El secado al sol, se puede entender cuándo, la temperatura del aire circundante se mantiene a la temperatura ambiente mientras la temperatura del producto se eleva por la absorción directa de la radiación solar. Se encuentra limitado a climas calurosos y humedades relativas bajas [40-60%] con vientos fuertes. El secado al sol tradicional tiene la ventaja de ser sencillo y de bajo costo, sin embargo requiere de largos tiempos de secado, lo cual puede generar consecuencias adversas en la calidad del producto. El alimento se encuentra expuesto al polvo, viento, insectos, roedores y otros animales por lo que la calidad del alimento se ve degradada (Sacilik *et al.*, 2006) por decoloración del producto provocado por pardeamiento enzimático y no enzimático y por la formación de mohos.

### **2.3 Análisis térmico del calentador solar de aire**

En la mejora de calentadores solares de aire de placa plana existen tres áreas que afectan su rendimiento: pérdidas térmicas, y pérdidas ópticas y pérdidas de posicionamiento espacial.

#### **2.2.1 Pérdidas térmicas**

La transferencia de calor en un calentador solar de aire se ilustra en la Figura 5. Fenómeno muy dinámico en el que intervienen materiales y procesos, que son los resultados del conjunto de intercambios que se producen internamente entre los diferentes componentes del colector.

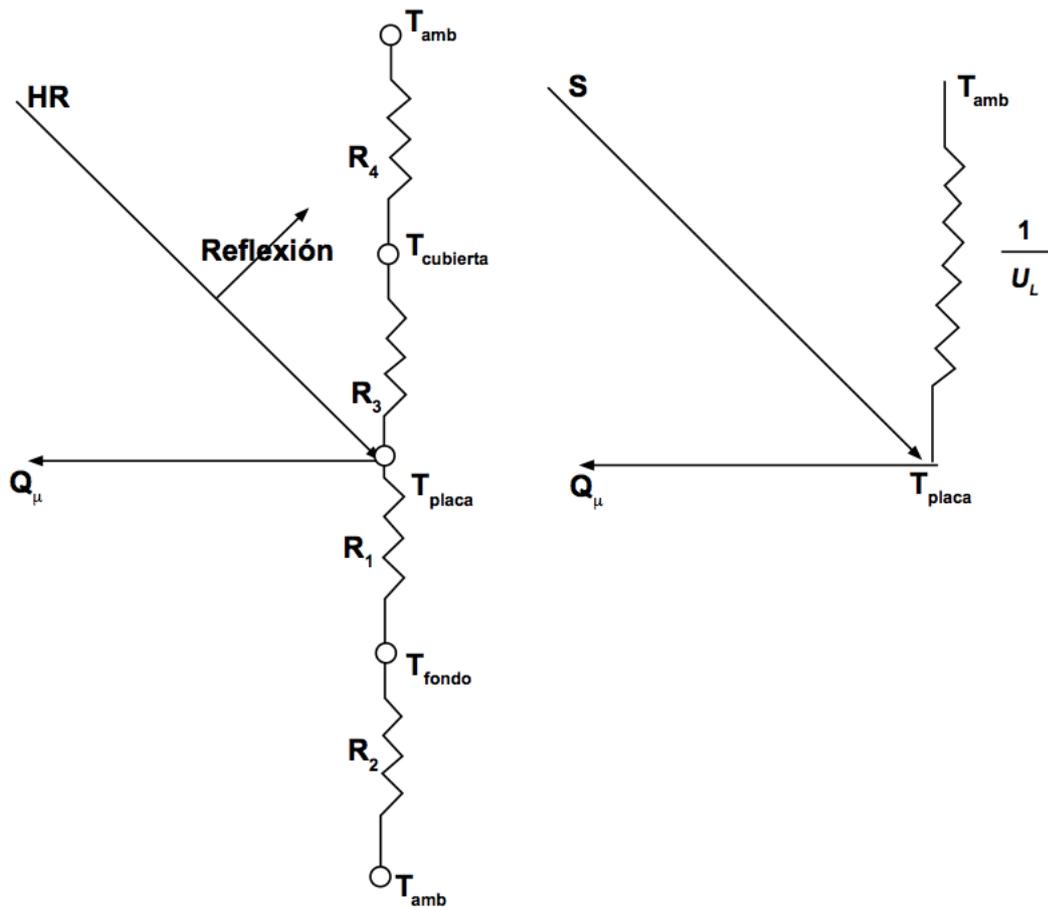


Figura 5. Red térmica del calentador solar de aire.

**Conducción.** Las pérdidas por conducción se presenta en el fondo y a los lados del calentador solar de aire.

Perdidas por conducción fondo  $U_f = \frac{k_a}{l}$  Ecuación 1

Perdidas por conducción a los lados  $U_l = \frac{k_a MP}{1A_c}$  Ecuación 2

En estas ecuaciones,  $k_a$  es la conductividad térmica del material,  $l$  el espesor,  $P$  el perímetro del calentador y  $M$  la altura del mismo.

**Convección.** El coeficiente de transferencia de calor debido al aire circulando sobre la cubierta del vidrio.

$$h_w = 5.7 + 3.8v \quad \text{Ecuación 3}$$

donde  $v$  es la velocidad del viento (m/s).

**Radiación.** El coeficiente de transferencia por radiación entre placas planas y paralelas.

$$h_r = \frac{\sigma(T_{placa} + T_{cubierta}) + (T_{placa}^2 + T_{cubierta}^2)}{1/\varepsilon_{placa} + 1/\varepsilon_{vidrio} + 1} \quad \text{Ecuación 4}$$

para las pérdidas de la parte de arriba es una combinación de convección y radiación

$$U_t^{45^\circ} = \left( \frac{N}{(344/T_{placa})(T_{placa} - T_{ambiente}) / (N+f)^{0.31}} + \frac{1}{h_w} \right)^{-1} + \left( \frac{\sigma(T_{placa} + T_{ambiente}) + (T_{placa}^2 + T_{ambiente}^2)}{1/(\varepsilon_{placa} + 0.0425N(1 - \varepsilon_{placa})) + (2N+f-1/\varepsilon_{vidrio}) - N} \right)$$

$$\text{Ecuación 5}$$

donde

$$f = (1 - 0.04h_w + 0.0005h_w^2)(1 + 0.058N) \quad \text{Ecuación 6}$$

Los demás parámetros en son los siguientes: N es el número de cubiertas de vidrios,  $\varepsilon_{placa}$  la emitancia infrarroja de la placa,  $\varepsilon_{cubierta}$  emitancia infrarroja de la cubierta,  $\sigma$  la constante de radiación de Stefan-Boltzmann [ $5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ].

Para el calcular la perdida de energía en la parte de arriba para cualquier ángulo, se utiliza.

$$U_t = \left( 1 - (s - 45)(0.00259 - 0.00144\varepsilon_{placa}) \right) U_t^{45^\circ} \quad \text{Ecuación 7}$$

Por lo tanto  $U_L$  es la suma de los coeficientes de las pérdidas de calor.

$$U_L = U_t + U_f + U_l \quad \text{Ecuación 8}$$

## 2.2.2 Pérdidas ópticas.

**Sistema de cubiertas** El rol que juega los cristales es la admisión de la máxima cantidad posible de radiación y la minimización de las pérdidas de calor. El material que más comúnmente se usa para cubrir la placa absorbadora es el cristal que puede transmitir más del 90% de la radiación de onda corta incidente mientras que la transmitancia de longitud de onda de la radiación caliente (5 a 50  $\mu\text{m}$ ), emitida por la placa absorbadora, es despreciable.

La transmisión, reflexión y absorción de la radiación solar de los componentes del captador solar, a que de ellos depende su rendimiento. La transmitancia, reflectancia y absorptancia están en función de la radiación entrante o incidente. Generalmente el índice de refracción y el coeficiente de extinción del material están en función de la longitud de onda de la radiación solar.

*Reflexión de la radiación.* Para superficies lisas, *Fresnel* derivó las expresiones de la reflexión de radiación no polarizada pasando de un medio con un índice refractivo  $n_1$  a otro medio con un índice refractivo  $n_2$ :

$$r_{\perp} = \frac{\text{sen}^2(\theta_1 - \theta_2)}{\text{sen}^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad \text{Componente perpendicular} \quad \text{Ecuación 9}$$

$$r_{\parallel} = \frac{\text{tan}^2(\theta_1 - \theta_2)}{\text{tan}^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad \text{Componente paralelo} \quad \text{Ecuación 10}$$

$$r = \frac{1}{2}(r_{\perp} + r_{\parallel}) \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde  $\theta_1$  y  $\theta_2$  son los ángulos de incidencia que están relacionados a los índices de refracción por la ley de *Snell*, la ecuación 9 representa un componente perpendicular de radiación no polarizada,  $r_{\perp}$ , la ecuación 10 representa el componente paralelo (paralelo y perpendicular referido al plano definido por el rayo incidente y la superficie normal) de la luz no polarizada  $r_{\parallel}$  y la ecuación número 11, representa la reflexión de radiación sin polarizar como una aproximación de los dos componentes.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\text{sen } \theta_2}{\text{sen } \theta_1} \quad \text{Ecuación 12}$$

Para una radiación con una incidencia normal,  $\theta_1$  y  $\theta_2$  son cero, las ecuaciones 11 y 12 se relacionan para quedar de la siguiente manera

$$r(0) = \left( \frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right)^2 \quad \text{Ecuación 13}$$

Si el medio es aire, el índice refractivo es cercano a la unidad, entonces la ecuación 13 se convierte en;

$$r(0) = \left(\frac{n-1}{n+1}\right)^2 \quad \text{Ecuación 14}$$

En aplicaciones solares, la transmisión de radiación a través de una cubierta, se tienen 2 interfaces, lo que causa pérdidas de calor por reflexión. Fuera de la incidencia normal, la radiación reflejada a una interface es diferente para cada componente de polarización, entonces la radiación transmitida y reflejada se polariza parcialmente. En consecuencia, es necesario tratar cada componente de la polarización por separado.

Despreciando la absorción en el bloque, y considerando por el momento solo la componente perpendicular de la polarización de la radiación,  $(1 - r_{\perp})$  incidente por el rayo que alcanza la segunda interface. De este,  $(1 - r_{\perp})^2$  pasa a través de la interface  $r_{\perp}(1 - r_{\perp})$  es reflejada atrás de la primer interface. En resumen, la transmitancia del componente perpendicular de polarización es

$$\tau_{\perp} = \frac{(1-r_{\perp})}{(1+r_{\perp})} \quad \text{Ecuación 15}$$

Esta misma expansión resulta cuando los componentes paralelos de polarización son considerados,  $r_{\perp}$  y  $r_{\parallel}$  no son iguales (excepto en la incidencia normal) y la transmitancia de la radiación inicial sin polarizar es el promedio de las dos componentes

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[ \frac{(1-r_{\parallel})}{(1+r_{\parallel})} + \frac{(1-r_{\perp})}{(1+r_{\perp})} \right] \quad \text{Ecuación 16}$$

donde el subíndice r son perdidas de reflexión

La transmitancia solar de vidrio tiene un índice refractivo aproximado de 1.526 en el espectro solar y es utilizado para calcular la dependencia angular o las pérdidas por reflexión

*Absorción de radiación.* La absorción de la radiación parcial de un medio transparente esta descrito por la ley de *Bourguer*, la cual se basa en la suposición que la radiación de absorbedor es proporcional a la intensidad local en el medio y la distancia de la radiación se desplaza en el medio, x:

$$dI = -IKdx \quad \text{Ecuación 17}$$

donde K es la constante de proporcionalidad, llamado coeficiente de extinción, y esta asume que es constante el espectro solar. Por lo tanto si se integra la

ecuación anterior a lo largo del colector.

$$\tau_a = e^{-KL/\cos\theta_2} \quad \text{Ecuación 18}$$

donde el subíndice a le corresponde a la pérdida de absorción. Para el vidrio los valores de K es de  $4 \text{ m}^{-1}$  para vidrios de bajo hierro [tinte blanco en el borde] y de  $32 \text{ m}^{-1}$  para vidrios con altos índices de hierro [tinte verdoso en el borde]

*Propiedades ópticas de sistema de cubiertas.* La transmitancia, absortancia y reflectancia de una cubierta, permiten pérdidas por reflexión y absorción y pueden ser determinadas por técnicas de seguimiento de rayo. Para componentes paralelo y perpendicular de polarización, la transmitancia, reflectancia y absortancia de la cubierta son:

$$\tau_r = \frac{\tau_a}{2} \left\{ \frac{(1-r_{\parallel})}{(1+r_{\parallel})} \left[ \frac{(1-r_{\parallel}^2)}{(1-(r_{\parallel}\tau_a)^2)} \right] + \frac{(1-r_{\perp})}{(1+r_{\perp})} \left[ \frac{(1-r_{\perp}^2)}{(1-(r_{\perp}\tau_a)^2)} \right] \right\} \quad \text{Ecuación 19}$$

$$\alpha = \frac{1-\tau_a}{2} \left[ \left( \frac{(1-r_{\parallel})}{(1-r_{\parallel}\tau_a)} \right) + \left( \frac{(1-r_{\perp})}{(1-r_{\perp}\tau_a)} \right) \right] \quad \text{Ecuación 20}$$

$$\rho = \frac{1}{2} [r_{\perp}(1+r_{\perp}\tau_a) + r_{\parallel}(1+r_{\parallel}\tau_a)] \quad \text{Ecuación 21}$$

De acuerdo a las ecuaciones anteriores la transmitancia puede ser simplificada,  $\tau_a$  es rara vez menor que 0.9 y r es del orden de 0.1 para efectos prácticos. La transmitancia puede quedar de la siguiente manera

$$\tau \cong \tau_a \tau_r \quad \text{Ecuación 22}$$

Esta es una relación satisfactoria para colectores solares con cubierta de materiales de interés práctico. Existe una relación donde se considera las pérdidas por absorción. Por lo tanto la absortancia del colector solar puede ser aproximadamente

$$\alpha \cong 1 - \tau_a \quad \text{Ecuación 23}$$

La absortancia es mucho mayor que la transmitancia. La reflectancia de una cubierta se encuentra por la siguiente relación

$$\rho = 1 - \tau - \alpha \quad \text{Ecuación 24}$$

Entonces queda de la siguiente manera

$$\rho \cong \tau_a(1 - \tau_r) = \tau_a - \tau \quad \text{Ecuación 25}$$

La ventaja de esta última ecuación es que la polarización es representada por el término  $\tau_r$ , en lugar de ocupar ecuaciones para cada propiedad óptica individual.

*Producto absorptancia-transmitancia ( $\alpha\tau$ )* Para hacer evaluaciones en sistemas foto-térmicos es necesario evaluar el producto absorptancia-transmitancia de un sistema de cubiertas. De la radiación que pasa por las cubiertas y choca contra la placa absorbadora, parte es refractada hacia las cubiertas, sin embargo, toda esta radiación no se pierde, ya que esta a su vez regresa a la placa absorbadora.

Es decir donde  $\tau$ , es la transmitancia del sistema de cubiertas a un ángulo deseado, y  $\alpha$  es la absorptancia angular de la placa absorbadora. De la energía incidente  $\tau\alpha$  es absorbido por la placa absorbadora y es reflejada de regreso hacia las cubiertas. La reflexión desde la placa absorbadora es considerada difusa (sin polarizar) de manera que la fracción  $(1 - \alpha)\tau$  choca contra la cubierta y  $(1 - \alpha)\tau\rho_d$  es reflejada nuevamente hacia la placa absorbadora. La cantidad  $\rho_d$  se refiere a la reflectancia del sistema de cubiertas de la radiación difusa incidente desde el fondo y puede ser estimado para diversos ángulos. Los valores de  $\rho_d$  cambian según el número de cubiertas que se utilicen en el calentador solar de aire, para 1, 2, 3 y 4 cubiertas 0.16, 0.24, 0.29 y 0.32, respectivamente.

*Grado de absorción de la superficie del absorbente.* Se refiere a la cantidad de energía solar que absorbe el material. Un absorbente, debe de cumplir con los siguientes criterios. A) tener un alto grado de absorción de la radiación incidente, b) tener una emisividad baja, c) buena conductividad térmica y d) estable térmicamente bajo las condiciones de trabajo y de no operación (Ekechukwu y Norton, 1999), Tabla 5.

**Tabla 5.** Propiedades de materiales absorbentes (Ekechukwu y Norton, 1999)

Revestimiento	Sustrato	Absorción	Emisividad	Temp. Max. (°C)	Durabilidad
Níquel negro	hierro, cobre, zinc/aluminio	0.85-0.96	0.05-0.15	288	Medio
Cobre negro	níquel/aluminio, hierro	0.82-0.96	0.04-0.15	427	Muy bueno
Pintura negra	ninguno	0.95-0.97	0.95-0.97	--	--

**La transmitancia del material de la cubierta.** La transmitancia de la cubierta transparente es un parámetro que afecta a la cantidad de energía solar recibida. Por lo tanto se recomienda una cubierta con alta transmitancia para la luz visible y de baja en la infrarroja, para beneficiar al absorbedor. Otras especificaciones que debe tener la cubierta son: a) baja absorción de calor (aislante), b) estabilidad térmica bajo las condiciones de no operación u operación, resistencia a la ruptura, resistente a las adversidades climáticas y bajo costo, (Ekechukwu y Norton, 1999). Tabla 6.

**Tabla 6.** Propiedades de las películas de plástico y otros materiales de cubierta (Ekechukwu y Norton, 1999)

Material	Espesor (mm)	Transmitancia Vis	Transmitancia de IR	Inclencencias del clima
<i>Películas de plástico de comercialización</i>				
Poly (methyl 2-methylpropenoate) [plexiglass]	0.05-0.25	0.87	0.01	Bueno
Policarbonato [PC]	0.006-0.35	0.87-0.92	-	Bueno
Polietileno teraftalto [PET poliéster]	0.002 - 0.35	0.88	0.24	Muy bueno
Láminas de acrílico*		0.8 – 0.9	0.001-0.003	Bueno
<i>Otro material*</i>				
Vidrio blanco		0.915	0.02	Muy bueno
Vidrio templado bajo hierro		0.875	0.02	Muy bueno
Láminas de vidrio bajo hierro		0.875	0.02	Muy bueno
Vidrio flotado y templado		0.843	0.02	Muy bueno

\*Montgomery y Budnick, 1986, p10-9

### 2.2.3 Pérdidas por posicionamiento espacial.

La capacidad de un colector solar de aire para absorber la radiación solar está determinada en gran medida por las propiedades ópticas y geométricas del colector solar. Existen parámetros externos (ángulo de inclinación y orientación) inherentes al colector solar de aire que son importantes debido a que afectan al

rendimiento. Si el ángulo de inclinación con la horizontal difiere  $\pm 10^\circ$  con respecto al óptimo, la cantidad de la radiación absorbida se reduce un 3% mensualmente (Elsayed, 1989). México, está situado en el hemisferio norte y la orientación óptima para colocar el colector solar de aire es al sur [ $\gamma = 0$ ] y la inclinación óptima va depender de la latitud y de la declinación solar. Heywood (1971) y Lunde (1980), propone que el ángulo de inclinación óptimo es  $\beta_{opt} = \phi \pm 15^\circ$  para el hemisferio norte. Sin embargo Duffie and Beckman (1980), propone que se debe aumentar  $15^\circ$  a la ecuación general ( $\beta_{opt} = (\phi + 15^\circ) \pm 15^\circ$ ), Garg (1982), propone  $0.9\phi$ . Elsayed (1989), realiza correlaciones donde se involucran la reflectancia ( $\rho$ ) de 0.2 y 0.7 y el índice de claridad ( $K_t$ ) en un rango de 0.3 a 0.7, cuyo fin es ajustarse mejor a la realidad, también encontró que el efecto del  $\beta_{opt}$  en un colector con dos cubiertas no se aprecia. Nijegorodov (1994) determina una ecuación por mes que se ajusta al del Elsayed (1989). Estudios posteriores sugieren que una buena aproximación puede ser  $\beta_{opt} = \phi - \delta$  (Ekechukwu y Norton 1999; Duffie y Beckman, 1991). Tabla 7.

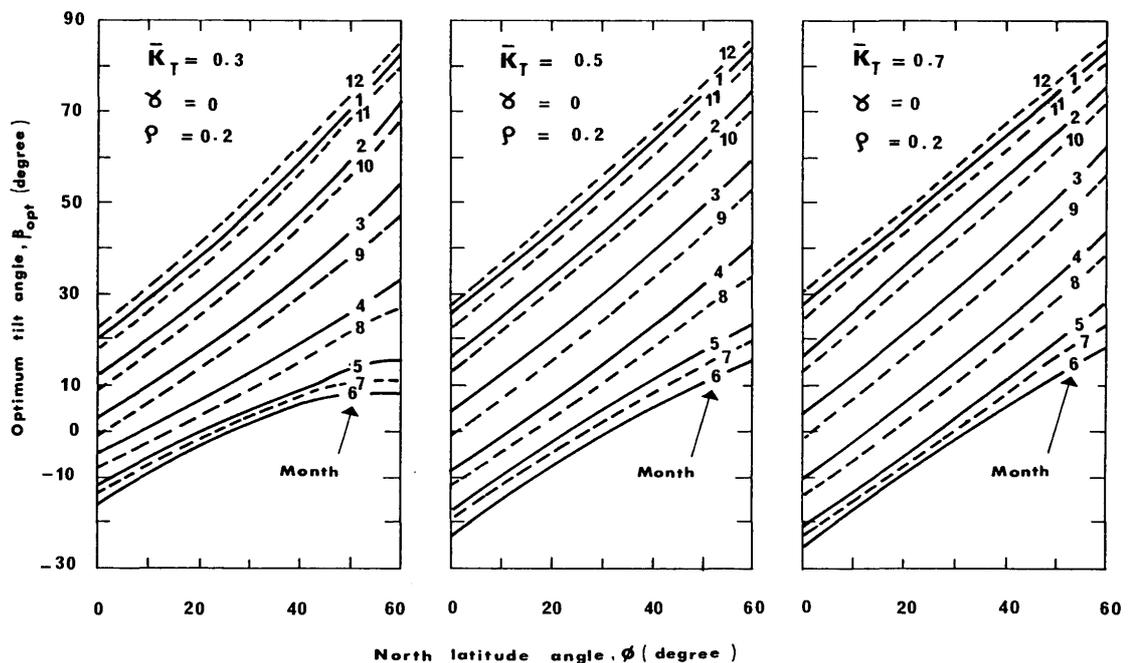


Figura 6. Variación del ángulo óptimo para cada mes para diferentes latitudes (Elsayed, 1989)

**Tabla 7.** Revisión del ángulo óptimo para un absorbedor plano

Autor	$\beta_{opt}$ (grados)	$\gamma_{opt}$ (grados)
Heywood (1971) y Lunde (1980)	$\phi \pm 15^\circ$	0
Duffie and Beckman (1980)	$(\phi + 15^\circ) \pm 15^\circ$	$0 \pm 15^\circ$
Garg (1982)	$0.9\phi$	$0 \pm 20^\circ$
Elsayed (1989)	Gráficas para cada mes tomando en cuenta $K_t$ y $\rho$ Figura 9	0
Nijegorodov (1994)	$0.89\phi + 29^\circ$ , Enero	0
	$0.97\phi + 17^\circ$ , Febrero	
	$\phi + 4^\circ = 21^\circ$ , Marzo	
	$\phi - 10^\circ = 7^\circ$ , Abril	
	$0.93\phi - 24^\circ = -8^\circ$ , Mayo	
	$0.87\phi - 34^\circ = -19^\circ$ , Junio	
	$0.89\phi - 30^\circ = -14^\circ$ , Julio	
	$0.97\phi - 17^\circ = 0^\circ$ , Agosto	
	$\phi - 2^\circ = 15^\circ$ , Septiembre	
	$\phi + 12^\circ = 24^\circ$ , Octubre	
	$0.93\phi + 25^\circ$ , Noviembre	
$0.87\phi + 34^\circ$ , Diciembre		
Ekechukwu y Norton 1999; Duffie y Beckman, 1991	$\phi - \delta$	0

#### 2.2.4 Rendimiento del colector

*Eficiencia instantánea.* Hottel-Whiller-Bliss desarrollaron la ecuación para el comportamiento térmico de un colector

$$\eta = Fr \left[ (\tau\alpha) - \frac{U_L(T_i - T_a)}{H_t} \right] \quad \text{Ecuación 26}$$

Esta ecuación puede ser útil para los calentadores solares de aire. Sin embargo es más útil la siguiente expresión

$$\eta = Fo \left[ (\tau\alpha) - \frac{U_L(T_o - T_a)}{H_t} \right] \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde  $F_o$  es el factor de remoción de calor con referencia a la temperatura de salida y se expresa como:

$$F_o = \frac{GCp \left[ \exp\left(\frac{U_L F'}{GCp}\right) - 1 \right]}{H_t} \quad \text{Ecuación 28}$$

De hecho si el colector trabaja en un ciclo abierto, es decir no existe recirculación, la temperatura de entrada  $T_i$  coinciden con la temperatura ambiente  $T_a$ , por lo tanto en la ecuación 27 se reduce a  $\eta = Fr(\tau\alpha)$ , quedando la razón que la eficiencia puede ser expresada por la siguiente ecuación de

ASHRAE standard (ANSI/ASHRARE, 2003), que contiene la temperatura ganada o producida por el calentador.

$$\eta = \frac{mCp(T_o-T_i)}{H_t} \quad \text{Ecuación 29}$$

Dado que la ecuación 27 y 29, comportante términos semejantes. Se puede representar en un diagrama simple teniendo la misma cantidad en la abscisa y en la ordenada la eficiencia. Figura 7.

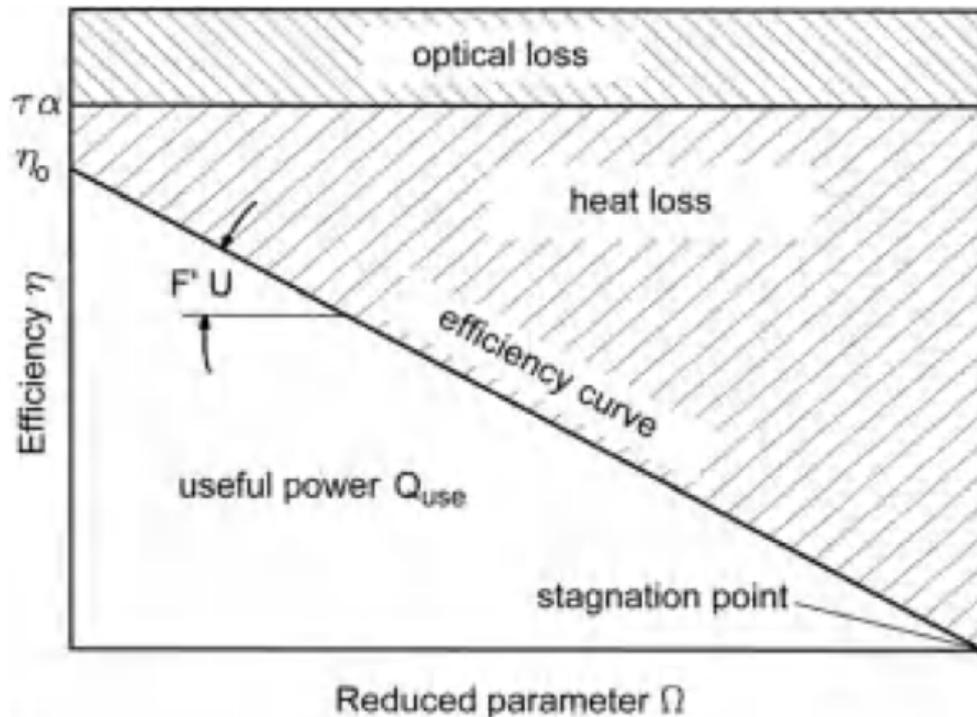


Figura 7. Curva de eficiencia idealizada del calentador solar de aire

*Eficiencia del colector.* En estado estable, el funcionamiento de un colector solar plano se puede describir mediante un balance de energía. Este se puede representar de manera sencilla mediante la siguiente ecuación

$$Q_{abs} = Q_u + Q_L + \frac{du}{dt} \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde  $Q_{abs}$  es el calor total incidente absorbido por unidad de tiempo en el calentador [W],  $Q_u$  el calor útil que finalmente se transfiere al fluido de trabajo [W],  $Q_L$  las pérdidas de calor hacia los alrededores por radiación, convección y conducción [W] y  $du/dt$  la rapidez del cambio de energía interna almacenada en el colector [W]. El valor del último término es muy pequeño por lo tanto se desprecia.

Desarrollando los términos de la ecuación x,

$$Q_{\text{abs}} = H_T A_c (\tau\alpha) \quad \text{Ecuación 31}$$

$$Q_U = mCp \frac{dT}{dt} \quad \text{Ecuación 32}$$

$$Q_L = U_L A_c (T_{\text{pm}} - T_a) \quad \text{Ecuación 33}$$

donde el producto de la transmitancia y absorbancia  $[(\tau\alpha)]$  se obtiene,

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1-(1-\alpha)\rho_d} \quad \text{Ecuación 34}$$

Referente a las demás variables,  $H_T$  es la energía solar incidente [ $W/m^2$ ],  $A_c$  el área efectiva del colector [ $m^2$ ],  $[(\tau\alpha)]$  el producto de la transmitancia de la cubierta y la absorbancia de la placa del calentador que representa la fracción de la radiación solar que es absorbida por el calentador,  $mCp$  es la capacidad calorífica del fluido de trabajo [ $J/^\circ C$ ],  $dT/dt$  la rapidez de cambio de temperatura con respecto al tiempo [ $^\circ C/s$ ],  $U_L$  el coeficiente global de pérdidas de calor por radiación, convección y conducción [ $W/m^2^\circ C$ ],  $T_{\text{pm}}$  temperatura media de la placa de absorción [ $^\circ C$ ],  $T_a$  la temperatura del aire del medio ambiente [ $^\circ C$ ] y  $\rho_d$  la reflectancia difusa.

### 2.2.5 Caída de presión

$$\Delta p = f \left( \frac{\dot{m}^2}{\rho} \right) \left( \frac{L}{D} \right)^3 \quad \text{Ecuación 35}$$

$$f = f_o + y \left( \frac{D}{L} \right) \quad \text{Ecuación 36}$$

El valor de “ $f_o$ ” y “ $y$ ” son

Para flujo laminar [ $Re < 2550$ ]

$$f_o = 24/Re, y = 0.9 \quad \text{Ecuación 37}$$

Para flujo transitorio [ $2550 < Re < 10^4$ ]

$$f_o = 0.0094, y = 2.92Re^{-0.15} \quad \text{Ecuación 38}$$

Para flujo turbulento [ $10^4 < Re < 10^5$ ]

$$f_o = 0.059Re^{-0.2}, y = 0.73 \quad \text{Ecuación 39}$$

# Capítulo 3

## Diseño del calentador solar

### 3.1. Metodología del diseño

Se presenta el proceso de diseño para un calentador solar de aire. Esta metodología no es una secuencia ordenada y rígida de actividades, sino que se realiza con una estructura muy flexible, y con muchas actividades informales, lo que fomenta la creatividad de los participantes en el proceso, dando origen a productos innovadores y exitosos.

Teniendo estas premisas, la metodología que se utilizó es el proceso general de diseño que se aplica para conocer los diferentes prototipos viables y así poder generar el concepto detallado para su posterior construcción. Esta metodología está sustentada en la ingeniería concurrente [IC] (Vilchis, 1998 y Capuz-Rizo, 1999) y se realizó de acuerdo a la Figura 8.



Figura 8. Proceso general de diseño

### 3.1.1. Identificación de requerimientos y especificaciones

**Definición y reconocimiento del problema.** Se identifica la problemática del cliente. Si va ser una petición, una modificación de un diseño existente o una generación de un nuevo producto. Se debe de identificar claramente su necesidad, de lo contrario una vaga declaración trae consigo una comprensión vaga del producto a diseñar.

**Análisis de mercado.** Consiste en revisar los otros intentos de resolver el problema. Identifican el tamaño de la necesidad es decir tus posibles clientes y ubica lo que se ofrece en el mercado.

- **Búsqueda directa:** Consiste en la obtención de información directamente de los consumidores, fabricantes, vendedores, y así sucesivamente. La información se recoge mediante entrevistas y encuestas.
- **Búsqueda Indirecta:** La información se obtiene de fuentes públicas, como las patentes, los informes de diario, el análisis del gobierno, y los periódicos.

**Requerimientos del cliente.** La solicitud del cliente viene en una declaración verbal vaga. Por lo tanto la necesidad del cliente no son las mismas que las especificaciones del producto.

Para establecer los requerimientos del cliente. Se realiza una entrevista con el cliente, en esta se debe de entender cuáles son sus deseos y sus demandas que deberá cumplir su dispositivo. Los dos pasos siguientes al establecimiento de los requerimientos son organizarlos en una tabla y priorizarlos. Su función es determinar lo esencial y lo que puede obviarse sin que el cliente quede insatisfecho con el producto.

El establecimientos de los requerimientos se apoya con un cuestionario y se aplica el método *Kano*, basado en la gestión de calidad y en la toma de decisiones vinculadas al desarrollo del producto.

El cuestionario siempre tiene un número par de preguntas relacionadas con los requerimientos del cliente. Se hace una pregunta funcional y otra disfuncional. La primera es del tipo “Si, el producto cumple con tal requerimiento”, ¿Cómo se siente? La segunda, “Si, el producto no cumple con tal requerimiento”,

¿Cómo se siente? Las respuestas son del tipo de selección múltiple. Las únicas alternativas aceptables son las siguientes:

1. Me gusta.
2. Es algo básico
3. Me da igual
4. No me gusta, pero lo tolero.
5. No me gusta y no lo tolero

Al finalizar el cuestionario, con la ayuda de la Tabla de *Kano* [Tabla 8], se pueden convertir las respuestas al cuestionario en la clasificación de requerimientos de los clientes.

**Tabla 8.** Tabla de evaluación de *Kano*

		Requerimientos disfuncionales				
		1	2	3	4	5
Requerimientos funcionales	1	Q	A	A	A	O
	2	R	I	I	I	M
	3	R	I	I	I	M
	4	R	I	I	I	M
	5	R	R	R	R	Q

Atributos básicos; A[Atractivos], U [Unidimensionales] y O [Obligatorios], más los nuevos; D [respuesta dudosa],

Inv. [pregunta inversa] e I [Indiferencia ante el requerimiento considerado en la pregunta]

Las respuestas se clasifican y jerarquizan de acuerdo Tabla 9, clasificándolos en tipos: atractivos, unidimensionales, obligatorios, inversa, dudosa e indiferente, de esta manera se podrá conocer que es más importante para el cliente y para el diseñador.

**Tabla 9.** Clasificación de las respuestas y calificaciones

Requerimientos del producto	A	O	M	Q	I	R	Total	Calificación
⋮								

Para realizar las ponderaciones se realiza por criterio del diseñador al contrarrestar con la clasificación de respuestas de la evaluación de *Kano*.

**Funciones.** Los requisitos, establecidos por el cliente, son "listas de deseos" que describen lo que el producto debe hacer. Las funciones son las acciones de ingeniería en soluciones que el producto va a realizar. Por lo tanto la función deben considerar "qué" hace el producto (el problema) y no "cómo" lo hace (solución).

Las funciones deben desglosarse lo más fino posible. Este proceso se conoce como descomposición funcional y se representa como la estructura funcional del producto. Una estructura funcional consiste en lo siguiente:

La función general de un producto es la relación entre sus entradas y la salida  
Figura 9.

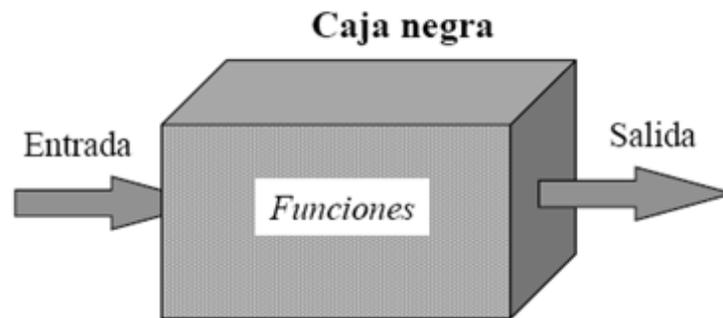


Figura 9. Caja de contorno

La función del producto se puede romper más abajo a las funciones secundarias que identifican acciones intencionales que el producto está destinado a llevar a cabo  
Figura 10.

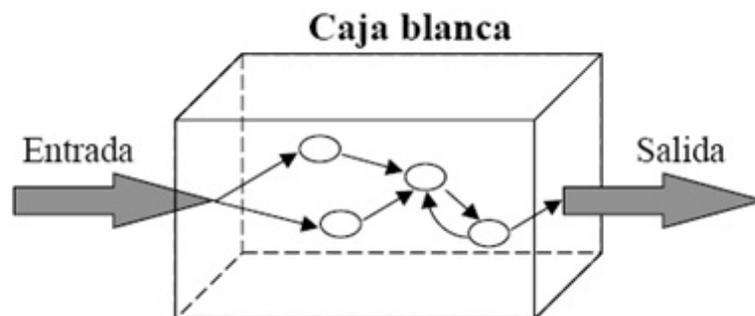


Figura 10. Árbol de funciones

**Especificaciones.** Se realiza una lista de especificación donde consiste en una métrica y un valor, por lo tanto se le da valores a requerimientos de acuerdo al árbol de funciones.

### 3.1.2. Conceptualización y generación de planos y evaluación del concepto.

**Conceptualización.** Una vez que las funciones en los distintos niveles son conocidos, es importante encontrar los principios en el trabajo para cada una de las funciones y sub-funciones. Para esto se emplea la herramienta de catálogo de diseño o gráfico morfológica.

**Tabla 10.** Estructura básica del esquema de clasificación con sub-funciones y las posibles soluciones

Posible solución u opción Sub-funciones		1	2	...	j	...	m
		1	F <sub>1</sub>	Op <sub>11</sub>	Op <sub>12</sub>		Op <sub>1j</sub>
2	F <sub>2</sub>	Op <sub>21</sub>	Op <sub>22</sub>		Op <sub>2j</sub>		Op <sub>2m</sub>
⋮							
I	F <sub>i</sub>	Op <sub>i1</sub>	Op <sub>i2</sub>		Op <sub>ij</sub>		Op <sub>im</sub>
⋮							
N	F <sub>n</sub>	Op <sub>n1</sub>	Op <sub>n2</sub>		Op <sub>nj</sub>		Op <sub>nm</sub>

F = funciones de sub-funciones, Op= opciones, i,j= solución u opinión

La Tabla 10 muestra el esquema de un diagrama morfológico; cada función secundaria se muestra en la columna izquierda y las muchas soluciones posibles en las filas correspondientes. Se evalúan los posibles arreglos de opciones y se exponen los más viables, a estos se les conocen como concepto.

**Evaluación de alternativas.** Se establece varios conceptos, se inicia el proceso en la seleccionar del mejor. Se pueden utilizar dos métodos de evaluación: El de la matriz de evaluación *Pugh* y el de la matriz de decisión. Ambos comparan las alternativas con la lista en la tabla de especificaciones. La alternativa debe satisfacer las demandas de los clientes; de lo contrario, será dado de baja en la selección inicial. Además, el concepto debe parecer factible para el grupo de ingeniería, o será reducido en la segunda etapa de selección.

El Método de evaluación *Pugh* pone a prueba la integridad y la comprensión de las necesidades, rápidamente identifica la alternativa más fuerte y ayuda a fomentar nuevas alternativas.

Para cada comparación, al concepto que se está evaluando se le otorga un valor de 1 si es una calificación positiva. Si el concepto no cumple con el criterio, se le da un valor negativo [-1]. Si se juzga que es aproximadamente el mismo que el dato, el concepto se le da un valor de cero [0].

Después, las especificaciones se ponderan y se multiplican por la calificación, se suman y el número de calificaciones más alto es el concepto que pasa a realizarse (Tabla 11)

**Tabla 11.** Matriz de *Pugh*

	<b>Criterio de diseño</b>
	<b>Factor de peso</b>
Alternativas	Factor x la calificación
Total	

**Realización del diseño.** Se genera los planos de cada componente del concepto óptimo.

**Evaluación del concepto.** Se analizan los detalles y se presentan todas las consideraciones técnico- ingenieriles, como los esfuerzo en los materiales, dilatación térmica, carga de los soportes, cumplimiento de las funciones del dispositivo, etc.

**Experimentación.** Se construye el prototipo, posteriormente se pone en marcha el funcionamiento del dispositivo y se evalúa su desempeño. Si presenta alguna falla se hace la reparación pertinente y se vuelve a evaluar su desempeño. Después se estima su costo y su manufactura en serie.

## 3.2. Desarrollo del calentador solar

### 3.2.1. Características del calentador

*Exposición de la necesidad.* Se busca diseñar y construir una máquina que va a elevar la temperatura del aire del medio ambiente dado que la necesidad del cliente es deshidratar productos agroalimentarios. La máquina debe de ser autónoma y automática, es decir, todo lo que necesita el operador es prenderlo, verificar la velocidad de salida de aire y en su caso ajustarla. Asimismo el ensamble de esta máquina con la cámara de deshidratado debe de ser sencilla. Al igual que el ventilador debe de dirigir el aire [60 °C] al interior de la cámara dicha, donde el cliente va a colocar su producto. Todo esto es a partir de las siguientes consideraciones:

- La máquina debe de tener un dispositivo que caliente el aire de forma continua.
- Para suministrar el aire al interior de la máquina y calentarlo, la mínima radiación debe de estar entre los 800 watts para su buen funcionamiento.
- El aire expulsado debe de estar entre 20 y 40 °C por arriba de la temperatura del medio ambiente
- Su expulsión del aire no debe de excederse a 5 m/s
- La operación debe de ser de forma segura que hasta un niño de 10 años puede operarlo.
- La máquina y la cámara de secado son unidades independientes.
- El costo total del equipo no debe de excederse del doble del costo de la cámara de secado.

*Investigación sobre productos existentes.* Al tener la declaración de la necesidad, se realiza una serie de entrevistas a potenciales clientes. A la par se llevó a cabo un estudio de mercado completo para evaluar los productos similares. Aquí se presenta un resumen del análisis de mercado.

*Posibles usuarios de la máquina.* El equipo pueda funcionar, en escuelas, restaurantes, casa hogar, hoteles, pequeños agricultores y reposterías.

Se consultó catálogos de fabricantes de deshidratadores solares nacionales y extranjeros, que pudieran suplir la necesidad del cliente y patentes.

*Selección de empresas que tienen equipos similares; empresas mexicanas; 23 grado<sup>1</sup>, SAECSA energía solar<sup>2</sup>, BioRenances<sup>3</sup> y las empresas estadounidenses que manejan secadores eléctricos; Hamilton Beach<sup>4</sup> y Presto<sup>5</sup>.*

*Patentes.* Existen alrededor de 155 patentes desde el año 2000. Las patentes están divididas en tres grupos:

a).- Forma del marco:

- El colector es en forma de cúpula por el cual se hace pasar el aire por medio de un serpentín de tubo que se encuentra en el interior. US 4236507 A. (1980)

b).- Tipo de material y disposición del absorbedor:

- El colector está dispuesto en forma de ventanales. EE.UU. 7434577 B2. (2008).
- El absorbedor es en forma de colmena hexagonal y poroso. US4262657 A. (1981).
- El absorbedor es de matriz de agujeros colocados en una lámina. US 4085729 A. (1978).
- El colector es inflable en forma de tubos. EE.UU. 8191547 B2 (2012).
- El absorbedor tiene la forma cónica. EE.UU. 20110180058 A1 (2011).
- El absorbedor utiliza el sistema de aletas. US 4019494 A. (1977).
- El absorbedor en forma de V con ángulo de 11° US 4154220 A. (1979).
- El absorbedor es en forma de V transversal asemejando una cascada. US 4345586 A. (1982).

c).- Combinaciones o híbridos.

- Colector solar térmico y fotovoltaico. US 20120024283 A1. (2012).

---

<sup>1</sup> Carretera México-Oaxaca 1077 Col. Hermenegildo Galeana Cuautla Morelos, México C.P. 62741,

<sup>2</sup> Av. México Puebla 1908, Nave 3 Cuautlancingo, Puebla, C.P.72700, Teléfono: +52[222]7556253, Móvil/Whatsapp: 22 21 24 54 14. Acceso en agosto del 2015 <http://www.saecsaenergiasolar.com/>

<sup>3</sup> Calzada La Huerta 687, Col. Morelos, Morelia, Michoacán, México, Teléfono :(01) 443 3 16 96 22. Acceso en agosto del 2015 <http://biorenaces.mx/>

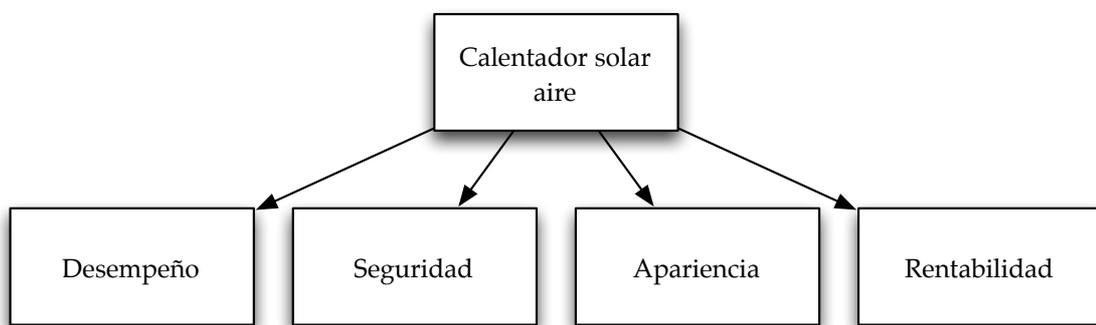
<sup>4</sup> Acceso en agosto del 2015 [http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-537254224-deshidratador-de-alimentos-hamilton-beach-5-niveles-120v-\\_JM](http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-537254224-deshidratador-de-alimentos-hamilton-beach-5-niveles-120v-_JM)

<sup>5</sup> Acceso en agosto del 2015 [http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-539477143-deshidratador-de-alimentos-digital-6-charolas-frutos-y-mas-\\_JM](http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-539477143-deshidratador-de-alimentos-digital-6-charolas-frutos-y-mas-_JM)

- Colector solar fotovoltaico – textil (fieltro). EP 2609630 A2. (2013).
- Colector solar con bomba de calor. CN 204187825 U (2015).
- Colector con perforación en cristal. WO 2010025537 A1 (2011).

Las desventajas encontradas en la literatura son; baja eficiencia, limitada disponibilidad de materiales y complejidad en la reproducción o construcción.

*Árbol de funciones.* Para centrar al cliente se establecen el árbol de objetivos que el sistema debe satisfacer. En la Figura 11 se presenta el árbol.



**Figura 11.** Árbol de funciones.

Las características a cumplir para cumplir con el sub-conjunto de funciones son:

Seguridad ambiental:

- Exento de generación de contaminantes
- Funcionamiento 100% solar

Operación segura:

- Ruptura de la cubierta sin astillas
- Inflamable
- Partes aislados por daños de líquidos
- Cableado oculto
- Bajo ruido
- Operación por un niño de 10 años

Eficiencia:

- Alta eficiencia
- Silencioso

- Material de alta resistencia
- Resistente a la corrosión
- Temperatura 60 °C
- Capacidad de trabajo 1000 W
- Unidad independiente
- Velocidad del aire sin dependencia
- Funcionamiento natural y/o forzado
- Habilidad para colocar diferentes absorbedores

#### Comodidad:

- Funcionamiento sin operador
- Calentamiento automático
- Cambio de absorbedor sencillo
- Cables nulos o pocos
- Encendido y apagado inmediato
- Voltaje de 24 volts
- Margen en la potencia [Watts]

#### Tamaño:

- Portable
- Ligero
- Tamaño compacto

#### Fácil operación:

- Fácil acceso al control de velocidad de aire
- Fácil de parar
- Fácil de encender
- Fácil acople
- Fácil mantenimiento
- Fácil de limpiar

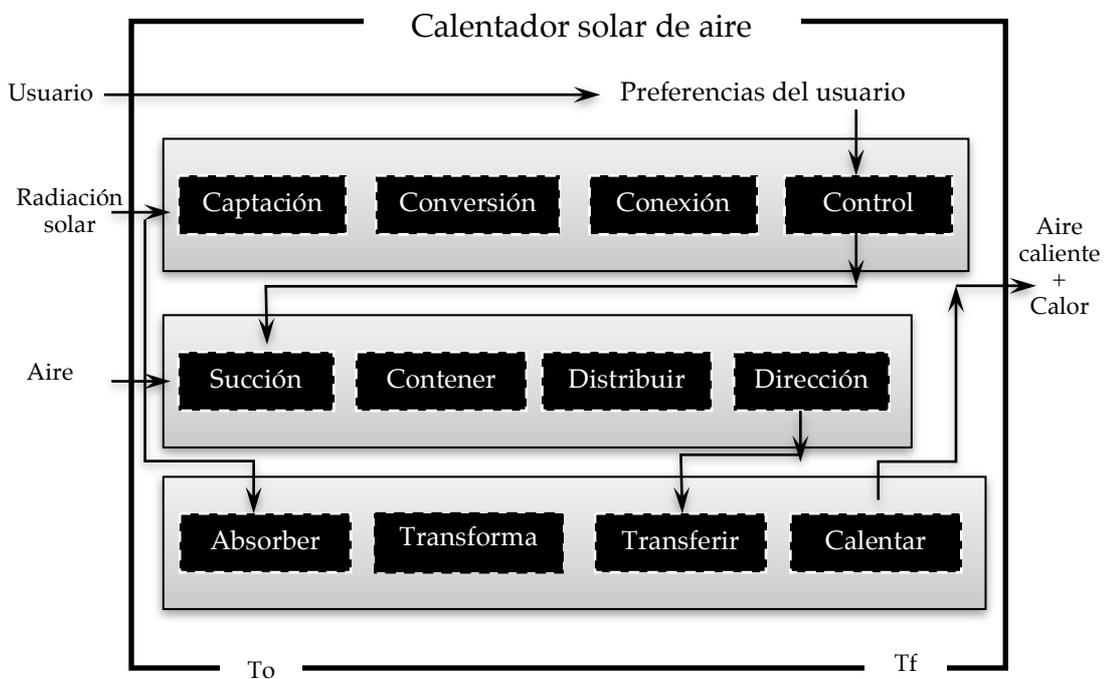
#### Rentabilidad

- Poco/ningún servicio
- Reemplazo de accesorios
- Asequible para el cliente
- Bajo mantenimiento
- Asequible para la producción
- Bajo costo de operación

Apariencia:

- Aspecto moderno
- Partes totalmente internas
- Estético con el medio
- Cubierta transparente
- Discreto
- Dimensiones máximas 2x1x0.01 m
- Diversidad de color

En la Figura 12 se esquematiza el establecimiento del límite y el sub-conjunto de funciones del calentador de aire.



**Figura 12.** Diagrama de funciones.

Mediante la Figura 12 se establece el diagrama de las funciones del colector o calentador solar para elevar la temperatura del fluido de trabajo y lograr la deshidratación de alimentos, para esto se divide en 3 partes:

- Usuario
- Captación energética, esta a su vez se divide según el propósito de la energía;
  - Eléctrica

- Calorífica
- Incorporación del aire

El usuario, codifica la cantidad de aire que necesita en la salida de la máquina, en ese instante de forma paralela se Capta la energía para Succionar el aire mediante un dispositivo o para Calentar el aire. Si es para la función de Succionar antes debió de haber pasado por una Conversión de energía, establecido la Conexión con el Control codificado por el usuario. Después de Succionar el aire este se Contiene en toda la máquina se Distribuye de la forma que usuario haya establecido previamente por el absorbedor y se Direcciona la salida. Sin embargo, al mismo tiempo que el aire se Contiene, entra en función el dispositivo que Absorbe la radiación, la Transforma y la Transfiere al aire para ser expulsado el aire ya Caliente.

*Especificaciones del usuario.* Al finalizar el diagrama de funciones se realizaron entrevistas a los posibles usuarios; amas de casa, productores y al personal académico involucrado en el secado de productos agroalimentarios para conocer sus opiniones, preferencias, necesidades y lo que espera que presente la fuente de generación de aire caliente para el deshidratado de frutas.

*Clasificación de las respuestas y requerimientos del producto.* De 38 personas encuestadas, los requerimientos de durabilidad [35], de ser una máquina independiente [26] y ecológica los consideraron como requisito mínimo. Los requerimientos de ser sencillo traslado, desmontable y silencioso lo resaltan como atractivo al dispositivo. Mientras que los encuestados indican que tiene un nivel de seguridad debe de ser similar a lo que se ofrece en el mercado. La inocuidad es considerada necesaria para satisfacer al cliente considerando que se empleará en el procesamiento de alimentos. Todas estas respuestas de las preguntas de la entrevista se ordenaron en la Tabla 12, para establecer las especificaciones, identificar las demandas y los deseos y a fin de enlistar los requerimientos en orden de importancia.

**Tabla 12.** Clasificación de los requerimientos y su calificación

	<b>Requerimiento del producto</b>	<b>A</b>	<b>M</b>	<b>O</b>	<b>I</b>	<b>R</b>	<b>Q</b>	<b>Total</b>	<b>Resultado</b>
1	Ajustable	18	0	0	20	0	0	38	I
2	Autónomo	16	0	10	12	0	0	38	A
3	Ligero (25 kg)	17	0	12	9	0	0	38	A
4	Durable (10 años)	0	35	0	0	3	0	38	M
5	Seguro	0	3	3	0	32	0	38	R
6	Intuitivo	29	0	3	6	0	0	38	A
7	Silencioso	29	0	3	6	0	0	38	A
8	Asequible	27	4	6	1	0	0	38	A
9	Resistente (caída de 1.5m)	25	0	10	3	0	0	38	A
10	Disponibile	20	0	10	0	0	8	38	A
11	Transportable	38	0	0	0	0	0	38	A
12	Independiente (cámara y colector)	0	26	0	12	0	0	38	M
13	Desmontable	34	0	0	4	0	0	38	A
14	Ergonómico	16	0	19	3	0	0	38	O
15	Inocuo	3	5	30	0	0	0	38	O
16	Limpieza	19	10	0	9	0	0	38	A
17	Estético	18	10	0	5	5	0	38	A
18	Ecológico	10	18	0	7	3	0	38	M

A: atractivo, pero no causa descontento si no se entrega, M: debe de ser, requisito mínimo descontento si no se entrega, O: una dimensión, satisfacción del cliente, I: indiferente, puede estar presente o no es indispensable, R: reversa, es como los demás productos, Q: cuestionable, no les claro si lo desea

Al tomar nota de la encuesta se decidió si cada requisito era una demanda o un deseo para el calentador según la importancia asignada;

1. Tanto la cámara de secado y el colector solar deben de ser independientes
2. Debe tener una duración de por lo menos 10 años.
3. Debe de ser amigable con el medio ambiente
4. Quiere que sea :
  - a. Autónomo
  - b. Ligero
  - c. Intuitivo
  - d. Silencioso
  - e. Asequible
  - f. Resistente a caídas de 1.5 m
  - g. Disponible en sus accesorios o repuestos
  - h. Transportable

- i. Desmontable
  - j. Limpio
  - k. Estético
5. Desea el cliente que sea inocuo
  6. Desea al cliente que sea ergonómico
  7. Espera que sea seguro como los demás equipos de secado
  8. No le interesa que sea ajustable a varios niveles según sea el día de secado.

En la Tabla 13, se integran los requerimientos del cliente y se trasladan de un lenguaje subjetivo a uno concreto para cuantificarse. Su orden de aparición no indica la importancia, solo identifica las demandas [D] y los deseos [W] del cliente o usuario. En términos técnicos de ingeniería, D corresponde a obligatorio y W a opcional. Y finalmente son priorizados los requisitos a criterio de acuerdo a la misma Tabla 13.

**Tabla 13.** Evaluación de los requerimientos del cliente

Requisito		Valor	Requisito		Valor
Agradable a los ojos [estilo]	W	5	Superficie de abajo pintable	W	2
Piezas internas totalmente cerrados a salvo del entorno del medio ambiente	D	10	Encendido, apagado y control de velocidad entendible para un estudiante de primaria	D	10
Capacidad de reinicio	W	9	Cubierta transparente	D	10
Dimensiones 2x1x10	D	10	Ruido bajo	W	9
No esquinado con puntas en el calentador solar	W	9	El cableado mantenerlo alejado de las piezas móviles	W	10
Construido a partir de polímeros	W	2	Costo total por debajo de \$ 15,000.00	D	10
Interruptor de reinicio y apagado	W	7	Parado fácil e inmediato	W	9
Unidad independiente	D	10	Baja vibración	W	1
Apagado de la maquina cuando se abra	W	8	Cables retractiles [longitud variable]	W	3
Limpieza sencilla	W	3	Comienzo rápido	W	9
<b>Requisito</b>		<b>Valor</b>	<b>Requisito</b>		<b>Valor</b>
Alta resistencia del materiales	W	9	Sin necesidad de operador fijo	W	8
Fácil de operar	W	9	Ligero	W	6
Compagine con los alrededores	D	10	Calentamiento del aire 60°C	D	10

Resistente a caídas	W	8	Portátil	W	5
A prueba de la intemperie	W	9	Accesibilidad sencilla al interior	D	8
Posibilidad de desmontar diversas superficies	D	10	Menos de 10 pasos para el montaje	W	8
Ajustable a la latitud	D	6	Velocidad del aire	D	6
Repuestos de piezas disponibles	W	9	Eficiente	D	10

Al jerarquizar la importancia de los requerimientos. Las especificaciones a considerar en el diseño son:

- Encendido, apagado y control de velocidad operado por un niño que sepa leer incluye los deseos; capacidad de reinicio, interruptor, fácil de operar, parado inmediato y comienzo rápido.
- Presentación [tenga armonía con los alrededores, se contemplan también, estilo, superficie de abajo con acabado].
- Costo por debajo de \$15,000.00, incluyen: la no necesidad de un operador fijo.
- Seguridad [apagado a abrir, limpieza sencilla, piezas internas que incluye el cableado retráctil y alejado de piezas móviles y no esquina en las puntas]
- Unidad independiente, construido a partir de polímeros
- Durable [ Resistente a las caídas y apruebas de intemperie, alta resistencia de materiales]
- Peso [portátil, ligero]
- Ruido bajo como de vibración también.
- Menor superficie
- Temperatura [posibilidad de desmontar absorbedores]
- Piezas limitadas [ menos de 10 pasos para el montaje y piezas de repuestos disponibles en el mercado]
- Ajustable a algún ángulo dependiendo de la región y su orientación, no es importante al usuario pero es necesario tenerlo en cuenta en la hora del montaje ya que está involucrado en la eficiencia
- Velocidad del aire, no se toma en cuenta pero es importante tenerlo presente debido a que juega un papel importante en el momento de eliminar humedad del producto.
- Eficiente

*Especificaciones de desempeño.* Al tener las declaraciones de los objetivos y de las funciones, y jerarquizar los requerimientos que busca el cliente se establecen los límites es decir un conjunto de especificaciones. Las especificaciones del usuario esta divididas en especificaciones relativas del proceso de secado y al diseño (especificaciones técnicas).

*Especificaciones relativas.* Se considera el tiempo de secado, el contenido de agua final del producto, la temperatura máxima tolerable y la velocidad de flujo entre 0.5 a 2 m/s (UNESCO, 2005, Sharma, Chen y Vu Lan, 2009 y Fudholi, Sopian, Ruslan, Alghoul y Sulaiman, 2010).

*Especificación técnica.* En el secado es necesario tener un fluido de trabajo con temperatura arriba del ambiente, la cual puede ser calentada por medio de la energía solar. El colector solar dependa de las condiciones climatológicas; de la estación de tiempo, del lugar. Por lo tanto no es posible deshidratar un producto si los son días nublados o lluviosos. En consecuencia se plantea que la cámara de secado sea autónoma del colector, en otras palabras que conserve las resistencias y pueda desmontarse del colector solar de aire. Esta función se limita si el lugar cuenta con red eléctrica.

Por lo tanto si existe la necesidad de obtener aire caliente y las condiciones climatológicas no permiten el uso del calentador solar y cuenta con una red eléctrica es posible deshidratar el producto al poner en funcionamiento las resistencias y el ventilador de la cámara. Ya que el objetivo del calentador solar de aire es generar al usuario aire caliente sin costo. Pero el diseño deseado debe generar constantemente aire caliente a la cámara de deshidratado cuando este en función, para generar bajos costos de operación. Por lo tanto el usuario utilizará el calentador solar en el día en un horario de 9 a 16 horas; pasado el periodo y todavía necesita aire caliente el tiempo restante se empleará las resistencias eléctricas del secador. Aunque la atención se centra en la generación de aire caliente utilizando fuentes de energías alternas. Los usuarios necesitan aire caliente por un mínimo de 3 y un máximo de 7 horas, por esta razón se tiene el sistema de resistencias eléctricas. Se adecua un soporte para colocar el equipo a diferentes posiciones de acuerdo a la latitud en que trabaja para

generar la temperatura de 60 °C. La estructura es versátil y cómoda para el traslado con el equipo. En consecuencia las características necesarias del equipo son:

- Temperatura entre 40 a 60 °C para el buen deshidratado del producto
- Velocidad de aire a la salida del colector solar 2 m/s, si se aumenta la velocidad el producto puede sufrir deformaciones por el levantamiento de este y choques constantes en la cámara de deshidratado.
- Área del colector 1mx2m máximo. para generar la energía calorífica suficiente para elevar la temperatura del aire.
- Capacidad de inclinación 0-45 °, esta inclinación cubre con un amplio margen de lugares.
- Peso no mayor a 40 kg, para que se pueda levantar y trasladar por dos personas como máximo.
- Número de partes no mayor a 50, para que el armado y desmontado sea sencillo y también no tedioso.
- Precio a la venta menor de \$15, 000.00, precio sugerido por el cliente
- Durabilidad mayor a 5 años, este valor se debe de ajustar al presupuesto, para buscar materiales resistentes.
- Probabilidad de descompostura, menor al 5%, este valor bajo se debe a la poca manipulación que tendrá el operador.
- Costo de mantenimiento menor a \$200.00 anuales, el precio se ajusta de acuerdo al mantenimiento preventivo que se tenga
- Eficiencia mayor a 40%, se busca tener una máquina que no genere retardos en la producción.
- Piezas internas el 100%, por seguridad del operador todas las piezas se encuentran en el interior.
- Capacidad de generación de energía calorífica 1000 Watts, está relacionada con el dimensionamiento sugerido por el usuario como por la cámara de deshidratado.
- Capacidad de generación de energía eléctrica 25 watts, es la potencia máxima que necesita el ventilador para funcionar.
- Ruido por debajo de los 30 db, esta medida es menor a una conversación en biblioteca [30-50 db], y es necesaria para no ocasionar problemas de salud al operador

- El arranque como el parado menor de 10 segundos, el cliente desea una respuesta rápida de la maquina como también un paro de seguridad en el mismo tiempo.
- Uso no mayor a 7 horas, se plantea esta limitante debido al nivel de radiación menor de  $400 \text{ W/m}^2$  la temperatura desciende siendo no óptimo para el secado. Pasando el tiempo se recomienda utilizar las resistencias eléctricas de la cámara.

### 3.2.2. Generación de alternativas

*Carta morfológica evaluación y modificación.* El número de combinaciones posibles es elevado por lo tanto se realizó una discusión critica para determinar cuáles no son factibles.

*Función de captar.*

- Baterías de quinonas, precio elevado debido a que es necesario utilizar bacteria y se necesita un recinto controlado para evitar la contaminación
- Biomasa, la quema de este medio contradice a las indicaciones del cliente, debido a que se libera  $\text{CO}_2$  y otros gases de efecto invernadero para poder generar la energía calorífica.
- Motor eléctrico, presenta el mismo problema que la biomasa
- Aerogenerador, su precio es elevado y es necesario que existan corrientes de aire para su funcionamiento.

*Función de convertir.*

- Energía calorífica, Se puede realizar este paso con el sistema fotovoltaico pero la eficiencia decae demasiado, por lo que sería necesario una superficie más grande.

*Función de conectar.*

- Tubos, esta opción no es viable, debido a que por este medio no va ir un flujo de masa, por el contrario va ir un flujo de electrones.

*Función de controlar.*

- Temperatura, este sistema es utilizado para resistencias eléctricas y como se mencionó anteriormente en la función de convertir no es viable su uso
- Flujo de aire, se podría utilizar esta opción pero es muy limitada ya que no puedo controlar la velocidad de entrada solo la de la salida. Por lo

tanto si deseo menores flujos tendría un sistema de acumulación en mi sistema, lo que trae consigo un ineficiente uso de la máquina.

*Función de succionar.*

- Radial, no es necesario tener tanta potencia para flujos tan pequeños que se manejan en un colector plano
- Tangencial, se podría utilizar esta opción pero es muy limitada ya que no puedo controlar la velocidad de entrada solo la de la salida. Por lo tanto si deseo menores flujos tendría un sistema de acumulación en mi sistema, lo que trae consigo un ineficiente uso de la máquina.
- *Bouyancy*, es necesario forzar el aire a que pase por el interior de la maquina independientemente de donde sople el viento de la región
- Extractor eólico, muy grande para las dimensiones que se manejan

*Función de retener.*

- Vidrio, es muy frágil se necesitaría soportes generando complicaciones en el diseño y es muy pesado.
- Policarbonato celular, es muy liviano, pero al paso del tiempo la eficiencia óptica ira decayendo por la acción del sol al opacar este material.
- Policarbonato cristalino, es muy caro con respecto al celular, y presenta el mismo inconveniente que su análogo.
- Acrílico, es el más caro de los tres presentados, al igual que el daño por la acción del sol es muy evidente en los primeros 5 años.
- Fibra de vidrio laminado, con el paso del tiempo la acción de la humedad y el sol empiezan a dañar la superficie exponiendo la fibra de vidrio y por seguridad del alimento como del operador no se recomienda ya que puede lesionar al comensal como al operador si llegara a inhalarlo o que se le incruste en la piel provocando reacción.

*Función de soportar.*

- Madera, es muy perecedero a las inclemencias del medio ambiente y si se llegara a romper se astilla y puede provocar lesión al operador
- Policarbonato, aunque las temperaturas que se manejan son bajas, la disponibilidad de un perfil de dimensiones mayores a los 6 mm es baja.
- PVC, presenta el mismo detalle que su análogo.

- Acero inoxidable, es el más caro y muy pesado de los tres presentados.

- Acero galvanizado. Se oxida al transcurrir el tiempo provocando *Función de aislar.*

- Espuma de poliuretano, es muy liviano, resistente al calor, a la humedad y a los mohos, Sin embargo su ligereza es similar a su fragilidad, se puede romper y no aislaría completamente la parte de abajo dejando expuesta esa zona.

- Unicel, con la exposición a aire caliente se contrae dejando expuestas zonas.

- Hule espuma, es permeable a la humedad por lo que no queda exento de crecimiento a mohos.

- Lana de roca, similar a su análogo.

- Ladrillo refractario. Muy buen aislante, aunque muy pesado que los demás citados y su maleabilidad es limitada.

- Corcho. Muy frágil y puede crecer mohos.

*Función de calentar.*

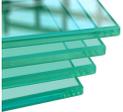
- Inducción electromagnética, sistema muy caro

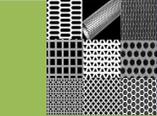
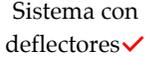
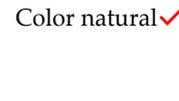
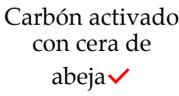
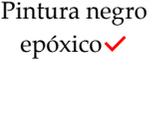
- Resistencias eléctricas, sin duda es la opción menos favorecida por el consumo elevado de energía eléctrica, aunque su versatilidad en tamaños lo hacen idóneos para colocarse en cualquier espacio.

- Generación de vapor, Se necesita equivalentes de calderas para generar vapor, lo que lo hace no idóneo por la necesidad de la quema de combustibles.

Por lo tanto la alternativa [Tabla 14] queda en el uso de un panel fotovoltaico para generar electricidad y pasarlo por un cables este a su vez accionará el ventilador axial y será controlada la velocidad por la disminución y/o aumento de voltaje. Todo esto estará delimitado por perfiles de aluminio, con tapadera superior de vidrio templado y la inferior *triplay*. Las demás funciones con sus opciones serán debatidas en el capítulo 4 ya que se evaluará el absorbedor.

Tabla 14. Evaluación de las alternativas

Funciones/ Alternativas	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7
<i>Captar</i>	 Fotovoltaico ✓	 Aerogenerador	 Quinonas	 Biomasa ✓	 Generador eléctrico		
<i>Convertir</i>	Electrica	Calorifica ✓					
<i>Conectar</i>	Tubos	Cables ✓					
<i>Controlar</i>	 de temperatura ✓	 de aire ✓	 de giro por corriente directa ✓				
<i>Succionar</i>	 Radial ✓	 Axial ✓	Natural efecto <i>bouyancy</i> ✓	 Extractor eólico			
<i>Contener/Retener</i>	 Cristal	 Policarbonato celular ✓	 Policarbonato cristal ✓	 Acrílico ✓	 Vidrio templado ✓	 Laminado de fibra de vidrio ✓	
<i>Contener/Soportar</i>	 Perfil de policarbonato	 Perfil de acero inoxidable ✓	 Perfil de madera ✓	 Perfil de aluminio ✓	 Perfil de PVC	Acero galvanizado	

<i>Contener/Aislar</i>	 Espuma	 Unicel	 Hule espuma	 Lana de roca ✓	 Ladrillo refractario	 Madera ✓	 CORCHO Corcho
<i>Distribuir</i>	 Aluminio ✓	 Cobre	 Fibra de carbono ✓	 Fieltro ✓	 Policarbonato	 Acero inoxidable	 Acero galvanizado
<i>Direccionar</i>	 Sistema poroso ✓	 Sistema liso ✓	 Sistema corrugado ✓	 Sistema con deflectores ✓	 Sistema con aletas ✓	 Sistema con rugosidad ✓	
<i>Absorber</i>	 Pintura negra mate ✓	 Hollín ✓	 Color natural ✓	 Carbón activado ✓	 Carbón activado con cera de abeja ✓	 Vinilo ✓	 Pintura negro epóxico ✓
<i>Transferir</i>	 Conducción ✓	 Radiación ✓	 Convección ✓				
<i>Calentar</i>	 Inducción electromagnética ✗	 Resistencias eléctricas ✓	 Radiación ✓	 conducción de placa pasando agua caliente o vapor ✗			

*Casa de calidad.* Los deseos y objetivos de la tabla de especificaciones y el árbol de objetivos se colocaron en la casa de la calidad [Tabla 15]. Debido a la gran cantidad de deseos, se estableció que requisito del cliente es más importante para un colector solar de aire y se colocó en dos partes:

Mejorar; la operación y configuración del colector y capacidad de generar calor  
Disminuir; precio del colector y su mantenimiento en conjunto con la mano de obra.

Las especificaciones técnicas se consideraron como las características de ingeniería. Las características de ingeniería se obtienen mediante la inclusión de una métrica, un valor, y una unidad. Los valores numéricos entre 1 y 9 se asignan entre cada deseo y las características de ingeniería para clasificar a la correlación entre ellos; 1 es una correlación muy baja y 9 es una correlación muy alta. Los espacios en blanco corresponden a ninguna correlación.

De las especificaciones técnicas, la casa de calidad nos dice que se tiene que guardar la independencia entre la cámara y el colector para ser diferente a los nacionales. Después se hace hincapié en disminuir el tamaño y el número de piezas y aumentar la eficiencia. Posteriormente viene la prioridad de alcanzar la temperatura de secado y con ello la generación de electricidad para mover el ventilador. Por último se enfocó en el peso, la presentación, limpieza que son más de estética que de funcionamiento.

Casa de calidad

		gm							rm							xm	am	um	fm				
		Importancia del cliente	Eficiencia del colector	Eficiencia óptica	Estabilidad en la temperatura	Estabilidad en la velocidad	Tamaño	Capacidad de inclinación	Peso de todas las partes	Número de partes estándares	Durable	Ruido	Independencia entre el colector y la cámara	Uso del colector	Limpieza	Seguridad	Presentación	Costo por energía por accionar el flujo	Diseño del colector solar 23°, SAECSA y BioRenances	Posicionamiento	Factor de mejora	Ponderación global	
Mejorar	Fácil operación/configuración	9				9	3		9	1		9	3	3	9				7	3	0.4	4	
	Calidad del calor	9	9	9	9	9	9	9				9	9		9		3		5	4	0.8	7	
Reducir	Costo de capital	9	9	9	9	1	9	1	9	9	9	9				3	3	9	2	3	1.5	14	
	Costo de mano de obra	9	3	3	1	1	3	1	3	9	1		3	9			9	9	3	2	0.7	6	
Evaluación técnica	Objetivo limite		> 50	> 70	70	< 5	2	45	< 40	< 50	5	< 30	100	< 7	> 90	> 95	> 50	0					
	Unidades		%	%	°C	m/s	m <sup>2</sup>	°	kg	pza	años	Db	%	h	%	%	%	\$/w	Ecuaciones:				
	Importancia técnica		123	204	192	119	204	96	32	210	131	122	239	76	66	140	41	197	fm = gm*(am/xm)				
	Dificultad Técnica (0 = fácil a 10 = difícil de lograr)		8	8	7	4	4	3	3	7	8	6	8	4	2	4	2	8	tn = Sumatoria (rm*fm)				
	Prioridad técnica (t)		9%	9%	8%	5%	9%	4%	1%	9%	6%	5%	10%	3%	3%	6%	2%	8%	t = (tn/sumatoria tn)*100				

9 = alto, 3 = medio y 1 = bajo

*Evaluación de conceptos.* Se selecciona la forma del calentador solar de aire por medio de la matriz de Pugh Tabla 15.

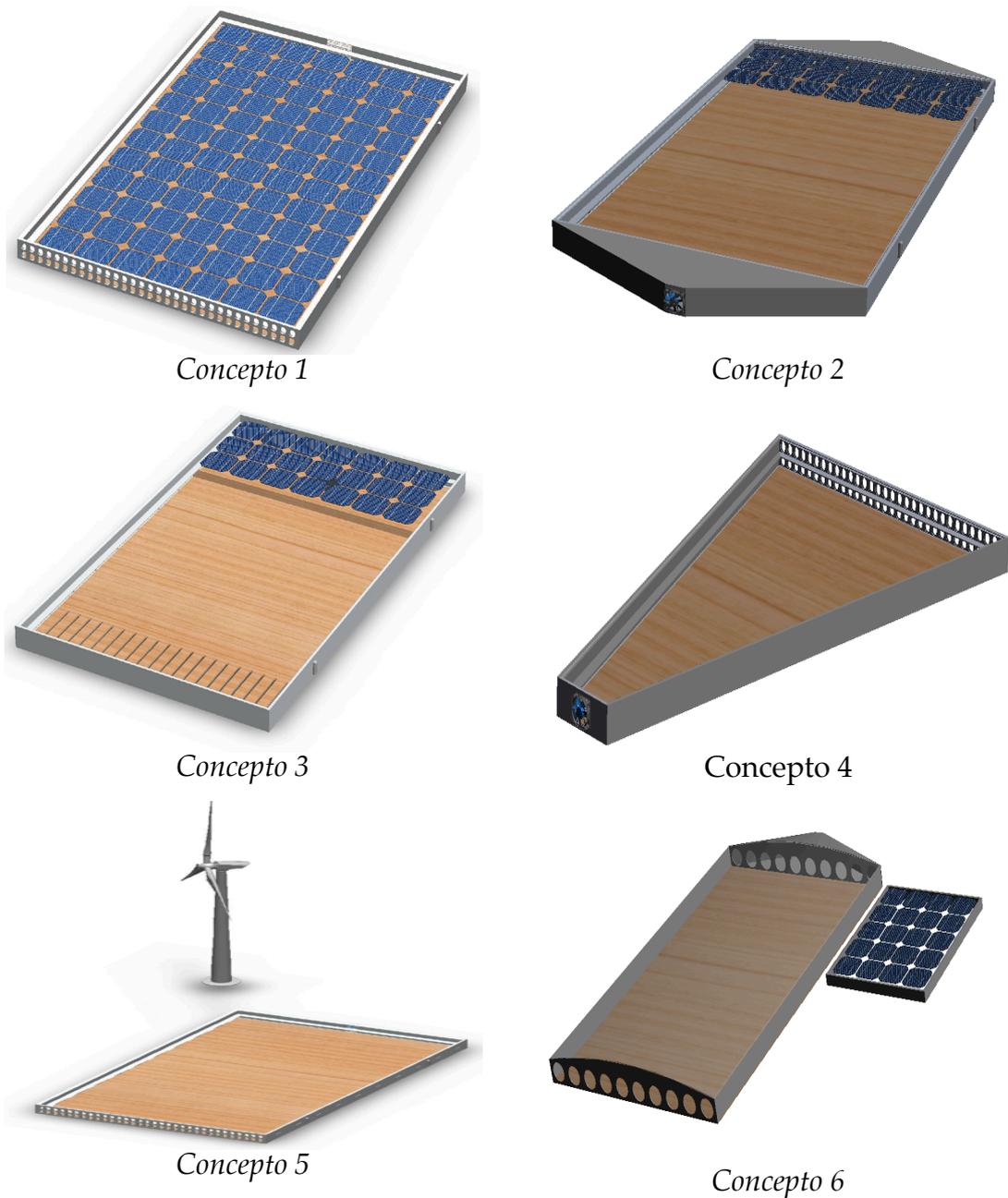
**Tabla 15.** Matriz *Pugh* de selección de concepto para un nuevo calentador solar de aire

		Vertical	Circular	Horizontal con ángulo	Parabólico invertido
	%	Prioridad Técnica (t)			
Eficiencia del colector	9	0	1	1	1
Eficiencia óptica	9	0	-1	1	1
Tolerancia a la temperatura	8	1	1	1	1
Velocidad del flujo de trabajo	5	1	-1	1	1
Tamaño	9	-1	1	1	1
Capacidad de inclinación	4	-1	-1	1	1
Peso de todas las partes	1	1	1	1	1
Velocidad del flujo de trabajo	9	1	-1	1	1
Durable	6	1	1	1	1
Ruido	5	-1	-1	1	1
Independencia en el colector y la cámara	10	-1	1	1	1
Uso del colector	3	-1	1	1	1
Limpieza	3	1	1	1	1
Seguridad	6	1	-1	1	0
Presentación	2	0	1	1	1
Costo por energía por accionar el flujo	8	-1	-1	1	-1
Total		1	2	16	13
Clasificación ponderada final		0.36	0.04	0.96	0.74

La matriz de *Pugh*, nos indica que el calentador solar de aire debe de ser horizontal con una inclinación fija, por lo tanto los conceptos del calentador solar debe estar vinculado con un soporte que favorezca su inclinación, debido a que las otras alternativas de forma y/o posición no son favorecidas para nuestro objetivo.

### 3.2.3. Desarrollo del calentador

#### *Evaluación de alternativas*



**Figura 13.** Conceptos generados del calentador de aire solar.

Los conceptos generados se describen a continuación [Figura 13]:

**Concepto 1.** Este concepto tiene en su parte de en medio una placa de celdas fotovoltaicas, en la parte inferior de ellas vendría el absorbedor y por conducción este se calentaría,

**Concepto 2.** Este concepto tiene integrado un panel fotovoltaico, para su funcionamiento se deben de utilizar dos ventiladores, presentados en los extremos de este.

**Concepto 3.** Este concepto tiene incorporado un panel fotovoltaico, para su funcionamiento se utiliza 1 ventilador, la entrada de aire como de salida están posicionados debajo, diferente a las entradas de los demás conceptos.

**Concepto 4.** Este concepto tiene la forma triangular para aumentar velocidad del aire, perdiendo área de captación.

**Concepto 5.** Este concepto tiene un acople con un aerogenerador como fuente de poder para accionar el ventilador.

**Concepto 6.** Este concepto tiene una forma semiesférica en la parte de arriba y por tal motivo el panel fotovoltaico es móvil y se consideró colocarlo debido a que en la matriz de *Pugh* salió con un porcentaje arriba del 50%.

En la Tabla 16 se presentan las ventajas y desventajas de cada concepto generado.

**Tabla 16.** Cuadro comparativo de los conceptos generados

C	Ventajas	Desventajas
1	Cuenta con panel fotovoltaico grande, pudiendo este solo funcionar como absorbedor, sin embargo si se busca temperaturas más altas en la salida de esta máquina cuenta con resistencias, también funcionan si se desea más flujo de aire y la parte de absorción no es capaz de transferir tal energía calorífica buscada el uso de las resistencias sería un instrumento para alcanzar dicha temperatura. Además de servir como fuente de poder para el ventilador. Se puede colocar un absorbedor de tubos de cobre o placa de aluminio o rebaba de algún material por debajo del panel para ayudar a enfriarlo y transferir mejor el calor al aire.	Este número excesivo de fotoceldas hacen un calentador pesado y no asequible para ciertos sectores de la población.
2	Cuenta con un panel fotovoltaico adherido al calentador solar. El uso de dos ventiladores facilita el paso del aire del interior al exterior sin forzar el ventilador. Su forma triangular en sus extremos facilita la expulsión del aire.	La forma triangular en sus extremos dificulta una inclinación. El uso de dos ventiladores encarece el calentador solar. También dificulta el establecimiento de diferentes ángulos o es necesario de una estructura más grande para poder alcanzarlos. De la misma forma esta disposición de entrada facilita el ingreso de partículas extrañas con el aire.
3	Cuenta con un panel fotovoltaico adherido al calentador solar. El posicionamiento de las entradas como salidas de aire, se establecieron con el fin de incorporar el mínimo de polvo al interior del calentador, dificultando también el acceso del agua al sistema eléctrico.	Si se desea aire fresco para la incorporación a una casa habitación el diseño lo limita.

	Las entradas-salidas de aire se colocaron en el aislante para no debilitar la estructura metálica, siendo el aislante natural desechable, su remplazo ya horadado fácil de lograr con herramientas del hogar. Este diseño se puede utilizar para el acondicionamiento de una casa habitación, recirculando el mismo aire. Favoreciendo el rápido calentamiento del cuarto-habitación.	
4	Su forma triangular favorece al ventilador.	La forma triangular limita el área de absorción.
5	Al tener una fuente externa para accionar el ventilador favorece que el calentador sea más compacto. Su fuente de calor no está limitado por la presencia de luz solar.	Esta limitado para lugares donde existen ráfagas de viento capaces de mover el aerogenerador. El tamaño del aerogenerador lo limita a espacios grandes. El uso del aerogenerador hace que el calentador solar de aire sea inasequible para ciertos sectores de la población.
6	Al tener una fuente externa para accionar el ventilador favorece que el calentador sea más compacto. Su forma de ataúd favorece el uso de materiales ligeros para la cubierta transparente.	Su forma de ataúd limita el uso de vidrios templados teniendo una menor vida de uso. La debilidad de materiales ligeros frente a granizadas.

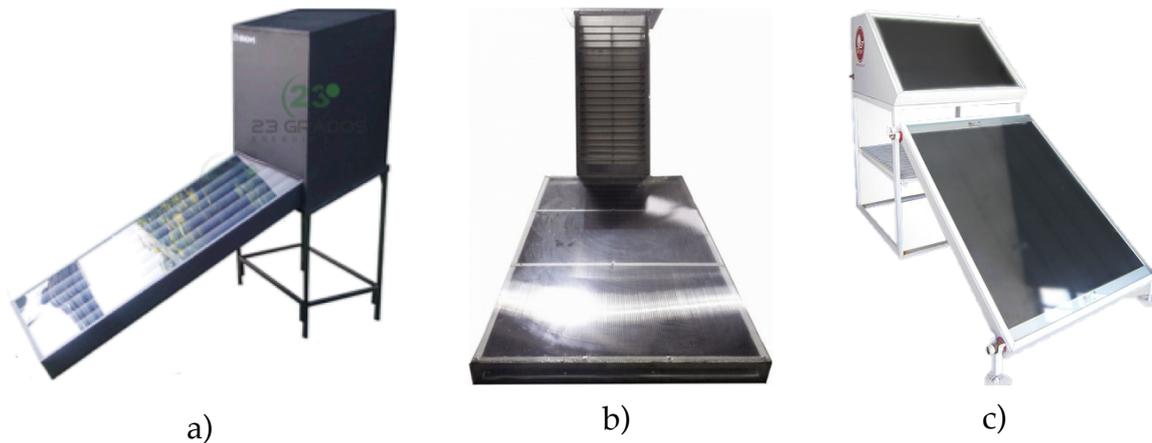
Se evaluaron los conceptos propuestos, utilizando una matriz de selección para llegar al concepto de trabajo, además, se hizo una relación de matriz de puntuación con referencia al colector solar de aire comercial de las dos empresas mexicanas.

En la Tabla 17 se presenta la matriz de selección a partir de los criterios de calificación, los cuales serán utilizados para calificar los conceptos generados con los nacionales para determinar que concepto es competitivo con el mercado.

**Tabla 17.** Criterio de la matriz de calificación

<b>Desempeño relativo</b>	<b>Valor</b>	<b>Desempeño relativo</b>	<b>Valor</b>
Mucho peor que la referencia	1	Mejor que la referencia	4
Peor que la referencia	2	Mucho mejor que la referencia	5
Igual que la referencia	3		

Los conceptos de referencia se presentan en la Figura 14. El concepto de referencia de SAECSA tiene un mejor aspecto con relación a los otros conceptos.



**Figura 14.** Conceptos de referencia. a) 23° b) BioRenaces c) SAECSA

Se determinó que el concepto 3 es el más viable de los 6, capaz de competir con los del mercado nacional. Su funcionamiento puede ser por convección natural como es el caso de los conceptos nacionales o forzado para tener un mejor control en la calidad del deshidratado teniendo así una ventaja competitiva. En la Tabla 18 se evaluaron los colectores generados y los existentes en el mercado nacional, mediante 7 criterios de selección como;

Su fácil operación, la comodidad para manipularlo, las dimensiones, la seguridad de trabajar con ellos, su aspecto que tan estéticos visualmente y su costo.

Se le dio un peso a cada criterio, el cual fue determinado por las entrevistas realizadas con el cliente y se priorizaron al otorgar un peso mayor. Para el criterio de fácil operación todos obtuvieron el mayor puntaje, debido a que se evaluó el flujo natural donde la entrada de aire y salida se da por la diferencias de densidades y no por la acción de un ventilador u otro dispositivo. El segundo es la comodidad, donde los nacionales recibieron la calificación más baja por motivos que no se puede manipular su ángulo y la velocidad de aire, los conceptos 1, 3, 4 y 6 tienen la mayor puntuación debido a que puedes manipularlos al deseo del cliente, el 2 se tiene dificultades con la inclinación, a causa de su forma, el 5 su limitante es el aire, sin viento el aerogenerador no accionar el ventilador. El tercer criterio es el tamaño, las dimensiones SAECSA de  $1.28\text{m}^2$ , BioRenances de  $1.8\text{ m}^2$ , 21° de  $0.96\text{ m}^2$ , mientras que los conceptos 1, 2, 3, 5 y 6 de  $1.20\text{ m}^2$  y el concepto 4 tiene la misma área pero por su forma la longitud es mayor a todos, por lo tanto se le dio el valor 5 a 21° y a los conceptos 1, 2, 3, 5 y 6 = 4, mientras que SAECSA 3 y el concepto 4 y BioRenances el 2. En eficiencia se le da un 5 a SAECSA por usar doble vidrio lo

que favorece la eficiencia, 4 a todos los concepto por usar una cubierta de vidrio y 3 para 23° por utilizar policarbonato y BioRenances 2 al tener acrílico. Para la Seguridad 21° y BioRenances tienen 5 puntos debido a que su cubierta no es de cristal. A los demás se les califico con 3 por llevar vidrio templado donde es el más utilizado para los colectores solares. Apariencia SAECSA, 21°, conceptos 1, 2, 3, 4 y 6 tienen 5, el concepto 5 un 3 debido a que no guarda una equivalencia el aerogenerador con respecto al colector, y un 2 a BioRenances. Y por último la rentabilidad el valor 5 se le dio a los que tuvieran un costo menor o igual a 15 mil y el 1 a los que se excedieran de 20 mil.

**Tabla 18.** Matriz de puntuación de concepto

C	P %	Concepto																	
		23 °		Saecsa		BioR		1		2		3		4		5		6	
		a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b
I	20	5	1.0	3	1.0	4	1.0	5	1.0	5	1.0	5	1.0	5	1.0	5	1.0	5	1.0
II	10	2	0.2	2	0.2	2	0.2	5	0.5	4	0.4	5	0.5	5	0.5	4	0.4	5	0.5
III	5	5	0.2	3	0.1	2	0.1	4	0.2	4	0.2	4	0.2	2	0.1	4	0.2	4	0.1
IV	20	3	0.6	5	1.0	2	0.4	4	0.8	4	0.8	4	0.8	4	0.8	4	0.8	4	0.8
V	15	5	0.7	4	0.6	5	0.7	4	0.6	4	0.6	4	0.6	4	0.6	4	0.6	4	0.6
VI	10	5	0.5	5	0.5	2	0.2	5	0.5	5	0.5	5	0.5	4	0.4	3	0.3	5	0.5
VII	20	4	0.6	1	0.2	1	0.2	3	0.6	3	0.6	4	1.0	5	1	1	0.2	4	0.4
	Tot al	4.1		3.25		2.65		4.2		4.10		4.6		4.4		3.50		4.40	
Desarroll ar		No		No		No		No		No		Si		No		No		No	

I Fácil operación, II Comodidad, III Tamaño, IV Eficiencia, V Seguridad, VI Apariencia, VII Rentabilidad,

a=calificación, b =P\*a, P = peso, C = criterio de selección

El peso no se evaluó pero es importante mencionar que la empresa 21 ° su modulo colector esta en los 42 kg, SAECSA no hace mención a su peso pero al utilizar doble cristal y acero se presume que su peso es por arriba de los 40 kg, BioRenances se presume que es el más ligero al tener estructura de aluminio y estar forrado de policarbonato todo el colector. El concepto 3 tiene un peso de 35 kg, siendo un peso aceptable en comparación con sus análogos nacionales.

**Cálculo del área del colector solar de aire.** La Tabla 19, muestra los valores de insolación global para el estado de Oaxaca.

**Tabla 19.** Insolación global media inclinación a la latitud de Oaxaca de Juárez en kWh/m<sup>2</sup>-día. (Almanza, Cajigal y Barrientos 1997)

Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Min	Max	Med.
4.9	5.7	5.8	5.5	6.0	5.4	5.9	5.6	5.0	4.9	4.8	4.4	4.4	6.0	5.3

El cálculo del área de incidencia de la radiación considera una potencia es de 800 W de la cámara de secado eléctrica. Se calcula la potencia mínima y máxima.

Calculo mínimo requerido de la potencia por unidad de área. Se toma el valor de la insolación mínima y la razón de 5 h que son las horas pico.

$$\frac{4.4 \text{ kWh/m}^2}{5} = 880 \text{ W/m}^2$$

Calculo máximo requerido de la potencia por unidad de área. Se toma el valor de la insolación máxima y la razón de 5 h que son las horas pico.

$$\frac{6 \text{ kWh/m}^2}{5} = 1200 \text{ W/m}^2$$

La potencia se multiplica por la eficiencia de los colectores según la SENER. Balance Nacional de Energía en el 2005 al 2013 la eficiencia máxima fue de 50 % y la mínima de 40 %, por lo tanto.

Para el mínimo requerido

$$(880 \text{ W/m}^2) * 0.4 = 352 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{800\text{W}}{352 \text{ W/m}^2} = 2.27 \text{ m}^2$$

Para el máximo requerido

$$(1200 \text{ W/m}^2) * 0.5 = 600 \text{ W/m}^2$$

$$\frac{400\text{W}}{600 \text{ W/m}^2} = 0.67 \text{ m}^2$$

Teniendo un promedio entre el mínimo y el máximo el área promedio de la colector solar es de 1.47 m<sup>2</sup>.

**Grosor de la cubierta transparente.** Bakari *et al.*, 2014, realiza estudios del grosor más eficiente para vidrio templado. 5 y 6 mm tienen la eficiencia más baja debido al oponerse al paso de la radiación al interior del colector solar. Sin embargo son los que tienen menor pérdidas por convección. El vidrio de 3 mm deja pasar la mayor cantidad de rayos solares, pero es el vidrio que más pérdidas por convección tienen por ser el más delgado. Por lo tanto el vidrio de 4 mm tiene la más alta eficiencia.

Este trabajo utilizó el vidrio de 3 mm debido a su disponibilidad y ligereza, para disminuir las pérdidas por convección el aire debe enfriar el vidrio. El área total del vidrio es de 1.64 m<sup>2</sup> el área total como cubierta transparente es de 1.36 m<sup>2</sup>, la superficie restante está siendo utilizada en las fotoceldas. Las pruebas del fabricante mencionan que la carga máxima mecánica es de 54000Pa. Esto asegura la eliminación de soportes intermedios para evitar rupturas o deformación. También soporta caídas libres de 1 m.

**Construcción del marco y sistema de limpieza.** Se utilizó aluminio anodizado para el marco que evita la oxidación por el oxígeno sirve como capa protectora, haciendo que la corrosión no se extienda al núcleo del mismo. Este tipo de aluminio tiene excelentes propiedades a la resistencia por agentes químicos, mayor dureza y baja conductividad eléctrica, idóneo para servir como marco para las celdas fotovoltaicas.

Se utilizaron dos marcos para crear el colector solar de aire. Un marco tiene la cubierta transparente con fotoceldas y el otro tiene el sistema de aislamiento. El marco con cubierta transparente de 22 kg se describe en la selección del grosor de la cubierta. El marco con el sistema aislamiento está construido con perfiles de aluminio anodizado de 4 cm de grosor para crear el marco se colocó una tabla de triplay de 6mm como aislante, se unió en las esquinas por medio de remaches, para desmontarse fácil si fuera necesario retirar el triplay.

Al juntar los dos marcos y unirlos con broches se crea un sistema tipo puerta para poder:

- Acceder al interior del colector solar
- Retirar el absorbedor
- Dar mantenimiento preventivo del sistema fotovoltaico, ventilador y la limpieza del mismo.

El marco para la cubierta pesó 22 kg y para el marco con aislante 12 kg para el teniendo un peso total de 34 kg. Las dimensiones fueron de 1.66 x 0.988 m permitiendo que su traslado y las maniobras puedan hacerse entre dos

personas. No obstante, una persona adulta de estatura media promedio (1.66 m) puede realizar las tareas mencionadas.

**Sistema de conexión rápida.** La interconexión entre el colector solar y la cámara de secado se hace por medio de un tubo flexible de 4 pulgadas uniéndose por reductores que están en las dos partes. Se sujetan con abrazaderas para evitar fugas. Se tiene la opción de encaquetar el tubo si la interacción con el medio ambiente es muy alta.

**Sistema elevación.** El colector se soporta una estructura de aluminio. La inclinación se ajusta con tornillos colocados en orificios a manera de soporte. Los orificios se ubican en la cabecera y en la base del soporte.

La cámara de deshidratación se coloca en una estructura de aluminio, separada de la estructura soporte del colector. La altura de este soporte es de 0.95 m, esta altura se fijó para que el usuario no tenga que agacharse o utilizar un banco para meter la carga de producto a deshidratar.

**Pruebas del ángulo de inclinación.** Se llevó a cabo pruebas de temperaturas de salida del colector solar con el ángulo obtenido y el ángulo que usualmente manejan las empresas que interconectan paneles fotovoltaicos en la Ciudad de Oaxaca, Tabla 20.

**Tabla 20.** Evaluación del ángulo de inclinación

Hora	Temperatura del aire (°C)	
	17 °	20 °
10:00	53.07	37.85
11:00	56.36	39.60
12:00	58.62	40.46
13:00	59.08	42.32

Irradiación promedio 904.15 W/m<sup>2</sup>, velocidad del aire de 1 m/s y temperatura ambiente de 32 °C

### ***Inclinación máxima y mínima***<sup>3</sup>

- 1) En el diagrama de pérdida por inclinación [Figura 15], se obtiene, los límites de inclinación aceptable de acuerdo a las pérdidas máximas y mínimas aprobadas por el usuario
- 2) Se identifican los ángulos de inclinación para los límites de perdidas preestablecidas.

3) El ángulo de inclinación se corrige de acuerdo a la latitud ( $\Phi$ ) en que se ubicara el CSA (ecuaciones 40 y 41). Para este trabajo  $\Phi$  es de  $17^\circ 4' 17''$ .

**Inclinación máxima = inclinación – ( $41^\circ - \phi$ )** Ecuación 40

**Inclinación mínima = inclinación – ( $41^\circ - \phi$ )** Ecuación 41

*Angulo de inclinación óptimo ( $\beta$ )*<sup>6</sup>

Con la ecuación 42, se determina el índice de claridad ( $K_t$ ), con la radiación directa ( $H_d$ ) y la radiación global ( $H$ ).

$$K_t = \frac{H_d}{H_{Ext}} \quad \text{Ecuación 42}$$

Para este trabajo,  $H$  y  $H_d$  son promedios de los meses del año 2014. Estos se obtienen de información meteorológica de la estación de Xoxocotlan, Oax.

Con los datos de acimut,  $\gamma$  [0], latitud,  $\Phi$  [17.08], índice de claridad  $K_t$  [0.5] y la reflectividad del suelo en que se ubicará, se determina el ángulo de inclinación óptimo [Figura 6 capítulo 2].

El ángulo de inclinación y la radiación máxima ( $H_m$ ), calculada, se comparan con los valores obtenidos por otros métodos. La radiación solar diaria con los ángulos de inclinación (óptimo, estacionario y anual o fijo) en Oaxaca, se calcula utilizando el algoritmo de Liu Jordan que considera un modelo de cielo isotrópico.

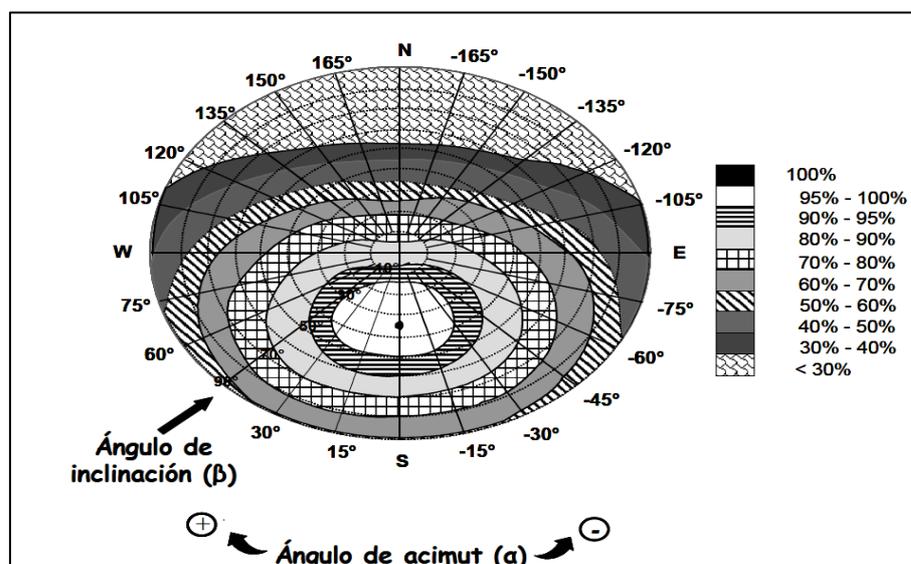


Figura 15. Diagrama de pérdidas por inclinación

ángulo de 17° da una ganancia de calor de 16 °C aproximadamente con respecto al de 20 °. Por lo tanto si utilizará el ángulo estándar, la energía que perderíamos en 4 horas fuera de 431.944 W. Se decidió emplear como ángulo de inclinación el calculado y no el estándar.

A continuación se realiza un análisis más detallado con respecto al ángulo de inclinación. Los ángulos de inclinación para una pérdida mínima de 0% [100%] y una máxima de 5% [95%] son de 11° y 24° respectivamente. El ángulo óptimo anual de inclinación [ $\beta$ ] estará entre estos valores.

Los ángulos resultantes anuales [Tabla 21] varían menos de un grado entre autores, sin embargo, hay diferencias entre los ángulos de inclinación óptimos mensuales calculados con el procedimiento de Duffie y de otros autores.

**Tabla 21.** Ángulo de inclinación óptimo para la ciudad de Oaxaca. México

Mes	Elsayed, 1989 (Nomogramas)	Nijegotodov, 1994	Liu Jordan, 1962 ( $\beta_{opt}=(1-J^{\wedge}2/12)\phi -32J^*$ )	Duffie & Bekman, 1991 ( $\beta_{opt} = \delta - \phi$ )
Ene	45°	$0.89\phi + 29^{\circ} = 44^{\circ}12'4''$	44°23'48"	37°55'38"
Feb	33°	$0.97\phi + 17^{\circ} = 33^{\circ}34'3''$	34°47'9"	30°24'19"
Mar	18°	$\phi + 4^{\circ} = 21^{\circ}4'48''$	20°17'33"	19°28'9"
Abr	4°	$\phi -10 = 7^{\circ}4'48''$	3°51'58"	7°35'13"
May	-8° = 0°	$0.93\phi - 24^{\circ} = -8^{\circ}6'56''$	-9°30'34" = 0°	-1°43'33"
Jun	-12° = 0°	$0.87\phi - 34^{\circ} = -19^{\circ}8'25''$	-15°47'23" =0°	-5°59'49"
Jul	-10° = 0°	$0.89\phi - 30^{\circ} = -14^{\circ}47'56''$	-12° 52'25" =0°	-4°1'17"
Ago	0°	$0.97\phi - 17^{\circ} = 0^{\circ}25'57''$	-1°32'38" =0°	3°47'
Sep	14°	$\phi - 2^{\circ} = 15^{\circ}4'48''$	14°19'6"	15°5'11"
Oct	28°	$\phi + 12 = 29^{\circ}4'48''$	30°14'28"	27°55'43"
Nov	42°	$0.93\phi + 25^{\circ} = 40^{\circ}53'4''$	42°7'36"	36°7'50"
Dic	47°	$0.87\phi + 34^{\circ} = 48^{\circ}51'45''$	47°12'55"	40°10'32"
Prom	16° 45'	16° 31'3"	16° 27'37"	17 °12'45"

La radiación solar incidente [kWh/m] sobre un plano, para diferentes ángulos de inclinación se presenta en la Tabla 22. Con una inclinación de 17° se logra

una mayor radiación promedio anual. El valor anual para Oaxaca es de 5.38 kWh/m<sup>2</sup>, cercano al valor registrado en 1997<sup>6</sup>

Tabla 22. Radiación solar mensual con los ángulos de inclinación

$\beta$	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual	$\beta$
0°	6.4	6.8	6.2	5.4	5.2	4.4	4.7	5.1	5.0	5.8	6.6	6.2	5.3763	0°
5°	5.6	6.2	6.0	5.4	5.6	5.0	5.5	5.4	5.0	5.2	5.7	5.1	5.4632	5°
10°	5.8	6.4	6.0	5.4	5.6	4.9	5.4	5.3	5.1	5.3	5.9	5.3	5.5199	10°
15°	5.9	6.5	6.1	5.3	5.5	4.8	5.3	5.3	5.1	5.4	6.0	5.4	5.5458	15°
16°	6.0	6.5	6.1	5.3	5.4	4.8	5.3	5.3	5.1	5.4	6.0	5.4	5.5472	16°
17°	6.0	6.5	6.1	5.3	5.4	4.8	5.3	5.3	5.1	5.4	6.0	5.5	5.5475	17°
18°	6.0	6.5	6.1	5.3	5.4	4.7	5.2	5.2	5.0	5.4	6.1	5.5	5.5465	18°
20°	6.1	6.6	6.1	5.3	5.3	4.7	5.2	5.2	5.0	5.4	6.1	5.5	5.5407	20°
25°	6.1	6.6	6.0	5.2	5.2	4.6	5.0	5.1	5.0	5.5	6.2	5.5	5.5048	25°
35°	6.2	6.6	5.9	4.9	4.8	4.2	4.6	4.8	4.8	5.4	6.2	5.3	5.3417	35°
45°	6.1	6.4	5.6	4.6	4.4	3.8	4.2	4.4	4.5	5.2	6.1	5.1	5.0612	45°

La Figura 16 muestra la radiación media diaria mensual calculada recibida para el colector solar de aire. Se presenta una estacionalidad de la radiación incidente.

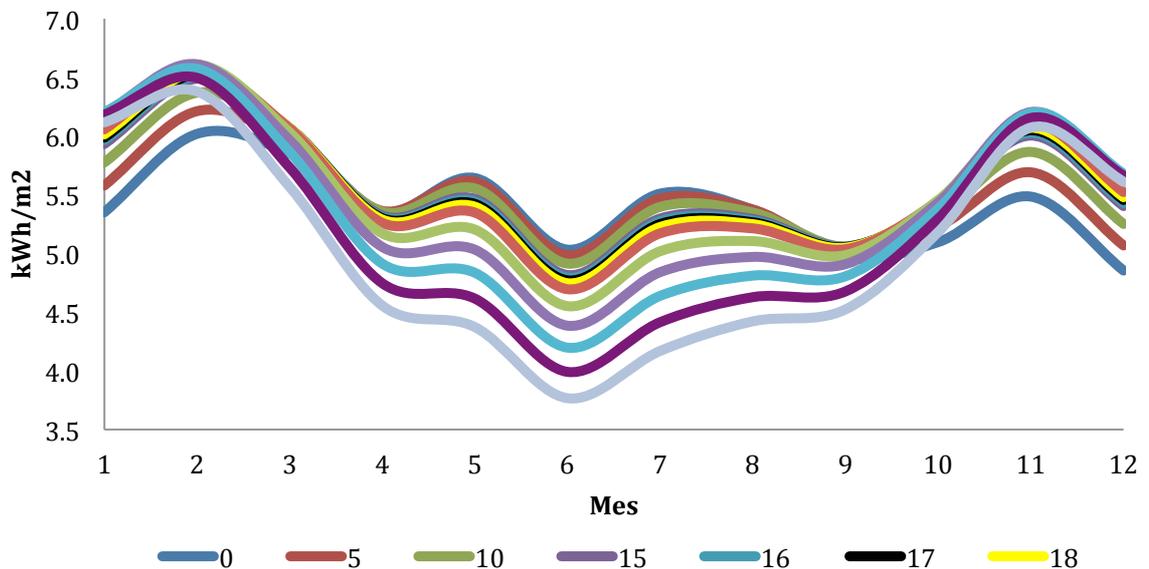
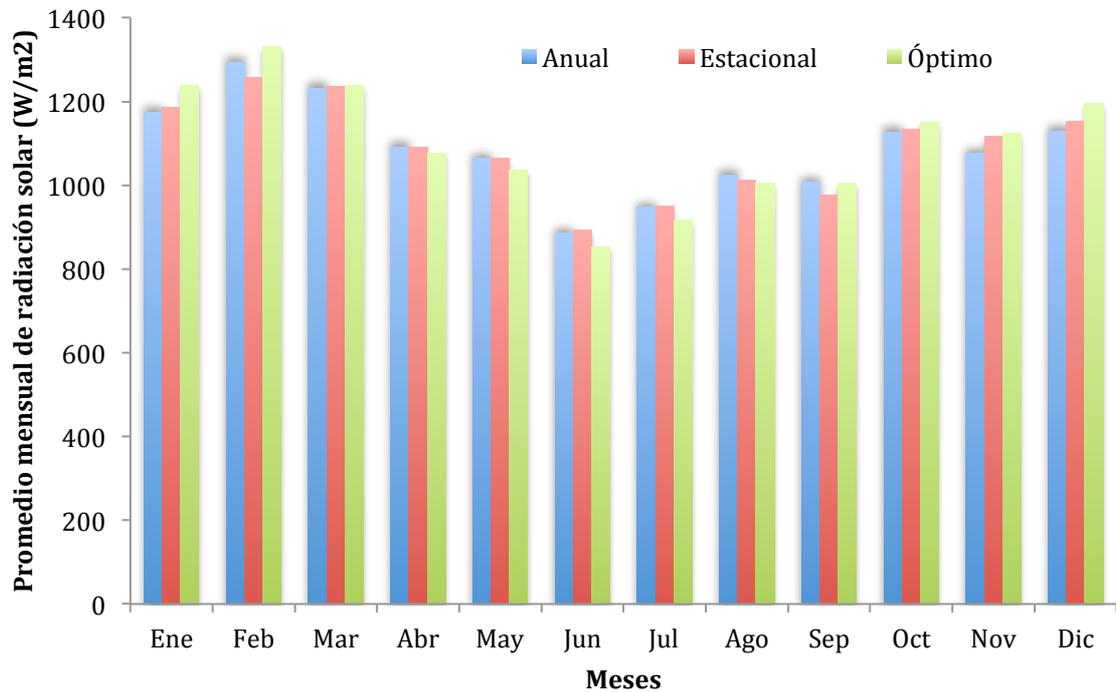


Figura 16. Radiación media diaria mensual recibida por la superficie captadora.

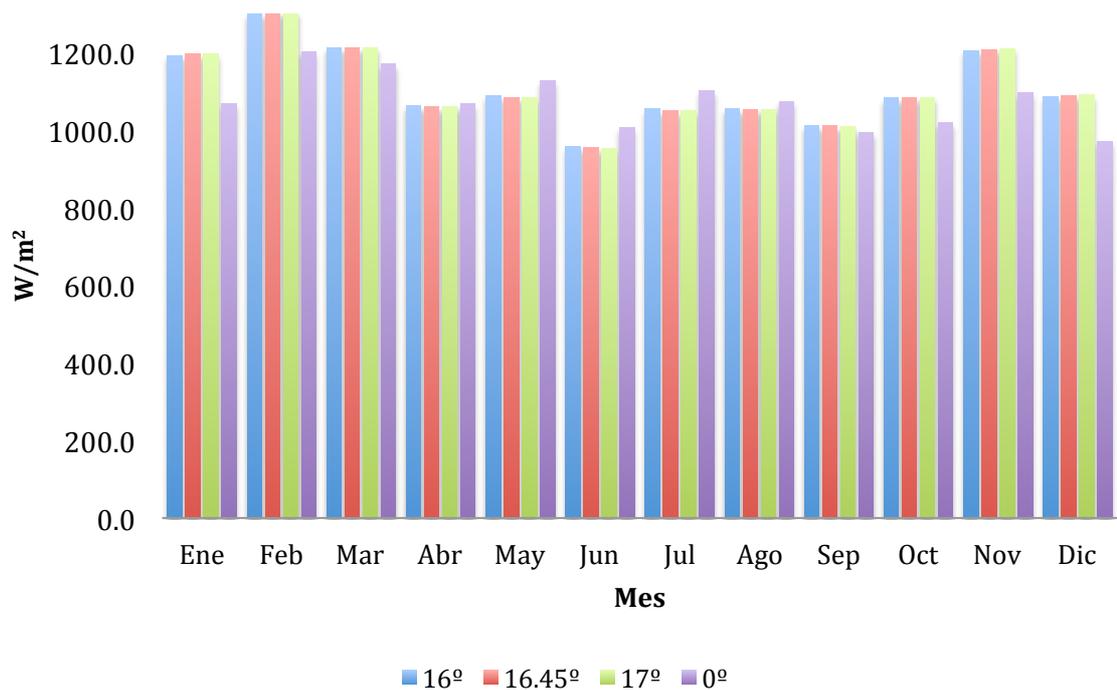
<sup>6</sup> Actualización de los Mapas de Irradiación Global solar en la República Mexicana (R. Almanza S., E. Cajigal R., J. Barrientos A. 1997) URL:

[http://solar.nmsu.edu/wp\\_guide/Apen\\_A.htm](http://solar.nmsu.edu/wp_guide/Apen_A.htm)



**Figura 17.** La radiación solar diaria con los ángulos de inclinación (óptimo, estacionario y anual o fijo) en Oaxaca, México

La captación de radiación solar anual cuando se mantiene fija la inclinación es de  $396.67 \text{ kW/m}^2$ , una inclinación que varíe mensualmente es de  $400.27 \text{ kW/m}^2$ . La inclinación estacional de  $41^{\circ}40'$  para invierno [diciembre, enero, febrero], de  $7^{\circ}20'$  para primavera [marzo, abril y mayo], de  $0^{\circ}$  para verano [junio, julio y agosto] y de  $28^{\circ}$  para otoño [septiembre, octubre y noviembre], da una radiación solar anual de  $397.33 \text{ kW/m}^2$ . [Figura 17]



**Figura 18.** La radiación solar diaria con los ángulos óptimos de inclinación (16°, 16.45° y 17°) en Oaxaca, México

El ángulo de inclinación de 16° tiene una diferencia de 410 W/m<sup>2</sup> con respecto al ángulo 0°, de 411 W/m<sup>2</sup> con relación al de 16.45° y de 410.8 W/m<sup>2</sup> para el de 17° [Figura 18].

**Ventilador.** Uno de principales problemas de los calentadores solares de aire con sistema de circulación forzada es el ventilador, que debe de ser asequible, durable y producir altas flujos de aire a altas presiones todo con un consumo bajo de energía.

Otro problema es el generar la energía necesaria para el funcionamiento del ventilador en poca área. Por lo tanto se decidió en utilizar celdas monocristalinas que otorgan un 18% más de poder que sus semejantes policristalinas. Siguiendo estas especificaciones se optó por el panel SV-25 que otorga 25 Watts a 18 V y un ventilador *EMP-Paspt* modelo 6224N/12 de 18 Watts y un rango de voltaje de 12 a 28 V con un peso de 0.76 kg siendo muy liviano con las especificaciones técnicas requeridas de una caída de presión de 50 Pa y un caudal máximo de 300 m<sup>3</sup>/h.

**Dimensionamiento del canal.** Gap *et al.*, 1984 menciona que el tamaño ideal del canal que comprende entre la cubierta de vidrio con el absorbedor debe de ser de 2.5 cm, para un calentador solar de un paso. La canaleta de aluminio comercial más cercano para obtener un canal de flujo es el de 3 cm. Que es el que se utilizó para construir el marco.

**Análisis óptico del sistema de cubiertas del calentador solar.** Para conocer la cantidad de energía que se pierde por el material que deja pasar la radiación solar, de modo que la transmitancia, absorbancia y reflectancia son los factores que dan a conocer el comportamiento óptico. ANEXO 1.

$$(\alpha\tau) \cong 0.96(\alpha\tau)_B = 0.78$$

Por lo tanto bajo las condiciones de inclinación y del material, se tiene un aprovechamiento de la radiación solar sobre el absorbedor de un 78 % del total incidente. La radiación solar absorbida por el calentador solar de aire con una cubierta con una radiación promedio en Oaxaca - Xoxocotlán de  $800 \text{ Wm}^{-2}$  y el área total del vidrio del calentador de  $1.32 \text{ m}^2$  es de  $S = (\alpha\tau) * I = 0.78 * 800 \text{ Wm}^{-2} = (624 \text{ Wm}^{-2})(1.37 * 0.96) = 823 \text{ W}$  este es el total de energía que capta el sistema.

La energía total recibida con un promedio de  $800 \text{ W/m}^2$ , para el calentador solar de aire es de  $961 \text{ W}$  menos la energía total que permite nuestro sistema óptico, tenemos que  $138 \text{ W}$  se pierden por nuestro sistema de cubierta. La diferencia entre la pérdida ideal [15% son por pérdidas ópticas] y el obtenido es del 21.8 %. Sin embargo la cantidad necesaria para la cámara de secado es de  $800 \text{ W}$  teniendo un margen para las pérdidas por energía de  $23 \text{ W}$ .

**Pérdida de energía en el calentador solar de aire.** La evaluación de pérdida de energía [Ut] se presenta en el ANEXO 2. La evaluación se realizó mediante la ecuación empírica por propuesta por Klein, (1975) para diseño de colectores solares.

De acuerdo a la evaluación propuesta por Klein la pérdida de energía para este colector es de  $6.71 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  si se multiplica por el área superficial de captación [ $1.31*0.91\text{m}$ ] y por la elevación de temperatura [ $28 \text{ }^\circ\text{C}$ ] tenemos que la pérdida

de energía es de aproximadamente de 224 W. Por lo tanto, si la energía útil de los colectores en promedio es de 729.7 W, nuestro colector solar tendrá una eficiencia térmica del 76%.

**Caída de presión.** El sistema de placa plana tiene una caída de presión de 6.24 Pa, para un caudal máximo de 84.96 m<sup>3</sup>/h . La ficha técnica del ventilador la caída de presión se encuentra en la región de trabajo. En consecuencia, el ventilador está dentro de las especificaciones.

**Potencia de las fotoceldas.** El generador solar elegido es tipo *SolarVatio*, modelo SV-25M Mono. La Tabla 23 expone los datos del panel. Con una potencia nominal del 25Wp.

**Tabla 23.** Especificaciones del modelo SV-25M Mono

Material	Vidrio templado de 3 mm
Cubierta	Cobertura anti-reflejante
Largo	1659.5 mm
Ancho	988 mm
Altura	40 mm
Peso	2.1 kg
Tipo de célula	Mono-cristalino
Dimensiones de la célula	156x156 mm
Diodos de bypass	6
Potencia máxima	25 Wp
Tensión del circuito abierto	22.52 V
Voltaje pico	18.41 V
Corriente de cortocircuito	1.41 A
Corriente de punto de potencia máxima	1.34 A
Clase de seguridad	III
Serie/ paralelo	15 A
Certificación	NMX-J-618_ANCE 2010

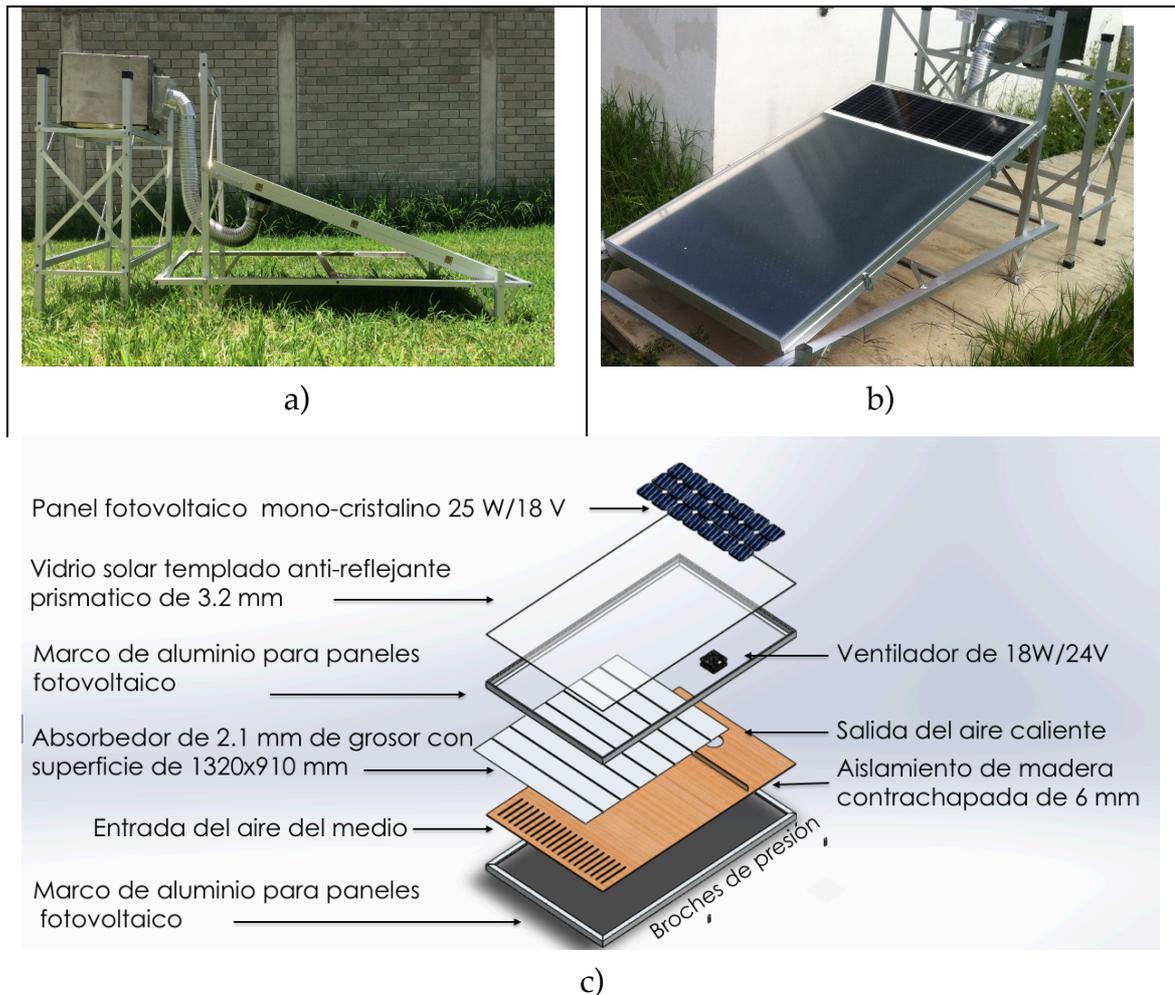
**Accesorios externos.** Se acopló un conducto flexible capaz de formar curvaturas pronunciadas o suaves, ajustables entre un ángulo de 0 a 90°. No se utilizó

conductos rígidos para no limitar la disposición de los componentes a acoplar [Calentador de aire y cámara de deshidratado]. En la Tabla 24 se presenta las uniones y conductos de acoplamiento.

**Tabla 24.** Accesorios para el acople entre la cámara de secado y calentador.

Accesorio	Medida (pulgadas)	Característica	Imagen
Reducción	6 a 4	Se ajusta el ventilador y reduce el diámetro	
Conducto flexible	4	Se interconecta con el reductor, tiene un alcance máximo de 8"	
Conducto codo	4	Se une a la conducto flexible y este ajusta en ángulos de 0 a 90°	
Collar	4	Se acopla al conducto codo con la cámara de deshidratado	

**Prototipo.** En la Figura 19 se muestra imágenes fotográficas del secador solar y las partes que lo conforman, colector solar, cámara de secado, ductos de acoplamiento, soportes de colector y de la cámara de secado, los planos generados se encuentran en el ANEXO 3



**Figura 19.** Prototipo: a) Estructura y acoplamiento con secador, b) colector solar plano, c) vista explosionada del calentador.

### Costo.

La cubierta superior e inferior del colector [marcos de aluminio, panel fotovoltaico de 25 W] tiene un costo de \$5,000.00, el gabinete deshidratador de \$6,420.68, el soporte de aluminio para el colector y el gabinete de \$3,000.00, el ventilador de \$600.00, la lamina absorbadora y la hoja de triplay de \$790.00, la pintura y el recubrimiento de \$1,000.00 y por el concepto de tornillería, de ductos, de regulador de voltaje y de mano de obra por \$4,489.00 [\$250.00 + \$3049.00 + \$190.00 + \$1,000.00], da un costo de \$21,899.68 sin impuestos. Por lo tanto el equipo esta en el rango de precios de deshidratadores solares por convección natural que se manejan a nivel nacional que va desde los \$17,000.00 hasta los \$26,000.00. Otro punto a resaltar es que a nivel nacional no se manejan los equipos por convección forzada por el costo que involucra. Sin embargo el

prototipo construido funciona tanto por convección natural o forzada, ya que cuenta con dos fuentes de poder; una por la energía radiante aprovechada por colector y la otra fuente de energía eléctrica que se encuentra en el gabinete ambos independientes. La fuente del gabinete se utiliza en condiciones ambientales no favorables es decir una radiación  $<200 \text{ W/m}^2$ , debido a que en esas condiciones ambientales un colector solar no opera. De esta forma el equipo diseñado es competitivo con los nacionales, por la autonomía de deshidratar en la noche y/o condiciones ambientales no favorables, y, por el costo – durabilidad que se encuentra en el rango medio del intervalo de precios y con una durabilidad  $>20$  años.

# Capítulo 4

## Análisis del sistema térmico solar

### 4.1 Metodología para la evaluación de absorbedores y colectores solares

#### 4.1.1 Recubrimiento de la superficie absorbedora y la medición térmica

El efecto de cinco diferentes recubrimientos en la superficie absorbedora de aluminio se estudian para evaluar su comportamiento térmico. La probeta absorbedora, (PA) es una lámina de aluminio calibre 14 [2.1 mm], de 0.1 m de largo por 0.035m de ancho a la cual se le ha incorporado un recubrimiento. Las láminas de aluminio se lavan con jabón neutro, se enjuaga con agua y se secan con un paño absorbente y guantes para no introducir grasa por manipulación. Los recubrimientos no son del tipo selectivo debido a su alto costo de estos en el mercado, por el contrario son materiales [partículas metálicas y materiales porosos] considerados desechos de algún proceso físico o químico. Las partículas se aplican sobre una base de pintura negra. La probeta con el recubrimiento se coloca dentro de un recipiente de vidrio, dispositivo que es representativo al absorbedor del colector solar de placa plana.

Los recubrimientos se describen a continuación [Figura 20]:

*Recubrimiento con pintura negra mate (PM).* Un esmalte alquidálico mate de larga duración (Marca Comex 100 mate) se aplica con brocha en la superficie de la lámina de aluminio. Se aplica una segunda mano una vez que la primera haya secado (después de 15 min).

*Recubrimiento con pintura negra brillante (PB).* Pintura epóxica negra brillante (marca Prisa) se aplica con brocha en la placa de aluminio. La preparación de la pintura epóxica consiste en mezclar catalizador y pintura base en una relación 1:2, se deja reposar durante 15 min y se incorpora 20% de solvente. El tiempo estimado de vida útil de aplicación es de 3 horas máximo.

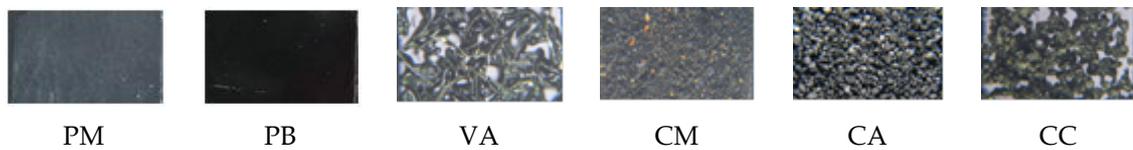
*Recubrimiento con viruta de aluminio (VA).* La viruta de aluminio es rebaba producto de la perforación de una lámina de aluminio calibre 14. La broca que se utilizó fue de 5/32". La forma de la viruta es en espiral de aproximadamente 2 cm de largo. La viruta se distribuye sobre pintura epóxica negra brillante fresca aplicada en la placa de aluminio. La viruta queda adherida una vez que la pintura seca (por lo menos 48 h). Se aplica una segunda mano sobre la viruta para disminuir la emitancia luminosa del aluminio. La cantidad agregada de viruta de aluminio es de 0.12 gr/cm<sup>2</sup>.

*Recubrimiento con ceniza de madera (CM).* La ceniza es producto de la combustión de aserrín de madera de pino. La ceniza se extrajo del hogar de un horno tradicional de cocción de ladrillos. La ceniza se esparce de forma manual sobre pintura epóxica fresca, se deja secar (al menos 48) para que la ceniza se adhiera. La placa se sacude para retirar la ceniza excedente quedando una carga de ceniza de 0.01 gr/cm<sup>2</sup>.

*Recubrimiento con carbón (CA).* Las partículas de carbón son residuo de los filtros de carbón activado empleados para la purificación de agua para consumo humano en la empresa H<sub>2</sub>O de Oaxaca S.A de C.V. Las partículas de carbón se secan al sol durante 48 horas, se tamizan entre dos mallas para lograr una granulometría cuyo tamaño osciló entre 0.42 y 2.38 mm. El recubrimiento de carbón se hace de la misma manera que el de ceniza de madera. La cantidad agregada de carbón es de 0.0412 gr/cm<sup>2</sup>.

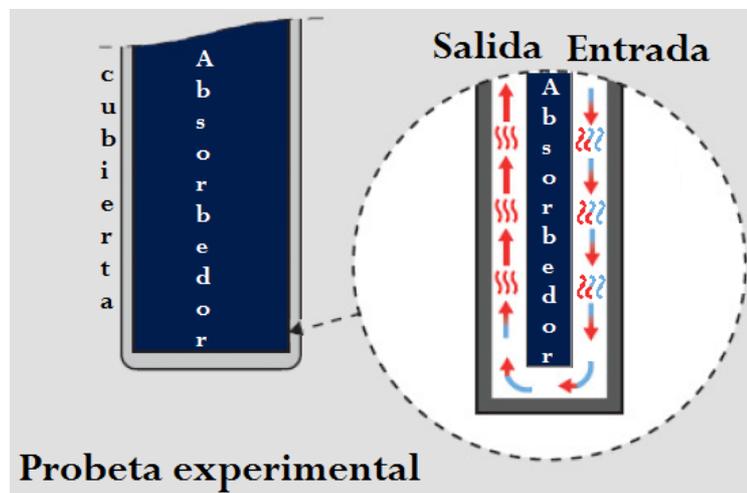
*Recubrimiento de carbón impregnado con cera (CC).* Es una cubierta de carbón y cera. La cera es un material con alto capacidad calorífica, material que puede ser empleado como almacén de energía calorífica. El carbón, residuo de filtros purificadores de agua, se le agrega cera de abeja proveniente del centro de apicultura de la región costa de la ciudad de Santiago Pinotepa Nacional. El carbón se mezcla con cera derretida con una relación 1:4. La cera se derrite en un baño maría, se agregan las partículas de carbón, mezclando y calentando con una parrilla eléctrica con agitación. El recipiente con la mezcla se introduce a una estufa al vacío a 10 mmHg por 5 min. La mezcla se lava con éter de petróleo y se deja secar dentro de una estufa por 24 horas a 60 °C. El

recubrimiento de carbón impregnado con cera se hace de la misma manera que el del carbón. La cantidad agregada de carbón con cera es de  $0.17 \text{ gr/cm}^2$ .



**Figura 20.** Diferentes tipos de recubrimientos aplicados a la PA

El aparato experimental de prueba [celda de calentamiento solar] es un dispositivo que trata de asemejar, a pequeña escala [Figura 21], un calentador solar de aire. Las probetas de prueba se colocan en la ranura de una base de corcho y se introduce en un frasco de vidrio cilíndrico. La base de corcho sirve como tapa del frasco de vidrio y tiene un orificio para insertar un termopar y dos orificios para la entrada y salida de aire. El frasco de vidrio tiene un grosor de 3 mm, es de 0.115m de largo, con boca lisa de 0.04 m de diámetro interno. El corcho es un aislante que evita la pérdida de calor por conducción entre la probeta y el frasco de vidrio. El frasco de vidrio al ser transparente genera el efecto invernadero [Figura 22]



**Figura 21.** Representación gráfica de la probeta experimental

El frasco se coloca en una base de madera en forma de L con un ángulo de  $17^\circ$ . Las dimensiones de la base son; en el extremo más largo de 0.115 m, en el extremo corto es de 0.035 m de largo con un ancho de 0.025 m.

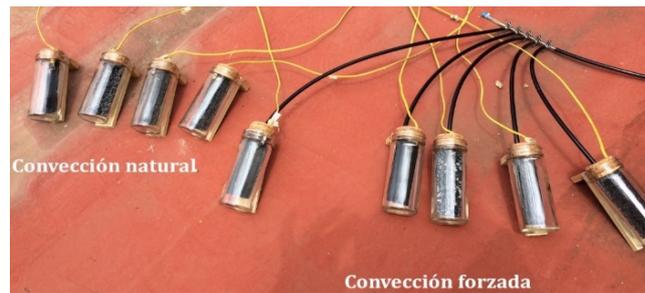


**Figura 22.** Dispositivo de prueba con soporte de corcho para probeta, con orificio para colocar termopar y orificios de entrada y salida de aire.

La experimentación del presente trabajo se realizó en el Centro Interdisciplinario de Investigación para el Desarrollo Integral Regional Unidad Oaxaca, Instituto Politécnico Nacional, ubicado en la ciudad de Oaxaca de Juárez, capital del estado de Oaxaca, México. El Centro Interdisciplinario se sitúa en las coordenadas  $+17^{\circ}02'00''$  latitud norte y  $-96^{\circ}44'00''$  longitud oeste, a una altura de 1550 metros sobre el nivel del mar (López-Vidaña *et al.*, 2013).

Diez dispositivos de prueba se emplean para evaluar los recubrimientos bajo las mismas condiciones de insolación con flujo por convección natural y con flujo por convección forzada [Figura 23]. En convección forzada un flujo regulado de aire [ $7300 \text{ cm}^3/\text{min}$ ], se hace pasar hacia el frasco de vidrio a través de una manguera. El aire a baja presión proveniente de un compresor se conecta a un distribuidor de cinco vías. El paso del aire se regula con válvulas conectadas entre cada vía del distribuidor y la manguera que se inserta en la celda de calentamiento solar. El flujo de aire que ingresa a la celda se mide con un anemómetro digital [Mca. Extech, mod. AN-100]

Las temperaturas del aire en la salida [ $T_{as}$ ] de las celdas de calentamiento solar se miden con termopares tipo "K" con recubrimientos de fibra de vidrio, calibre 20 con una sensibilidad de  $38 \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$ . El termopar se inserta en el corcho hasta que la punta salga al otro extremo. La radiación se mide con un piranómetro [Keep & Zonnen] con una sensibilidad de  $14.69\text{E}10^{-3} \text{ mV}$ . Los termopares y el piranómetro se conectan a un sistema de adquisición de datos Mac -14 [Cole-Parmer]. La radiación incidente y las temperaturas se registraron cada 5 minutos en un periodo de 4 horas de 10:00 a 14:00 horas debido a que es el tiempo en el cual los rayos solares son más intensos.



**Figura 23.** Unidades experimentales para los dos flujos

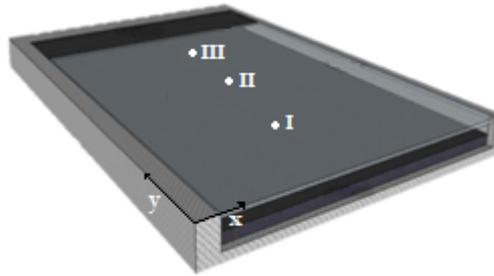
Los datos de radiación solar y las de temperaturas de aire de entrada y salida en los dispositivos se emplean para calcular la eficiencia térmica de cada celda de calentamiento solar [Ecuación 29]. La eficiencia térmica se determina al encontrar el calor útil derivado del flujo másico y su capacidad calorífica todo esto por la ganancia de temperatura neta, por el divisor que es la energía total que puede recolectar la celda dado a su superficie expuesta. El cociente se compara con lo propuesto por Cengel, (2011).

Una ANOVA se empleó para evaluar el efecto de los recubrimientos en las temperaturas y eficiencias térmicas. Se plantea la hipótesis alternativa; que al menos en un recubriendo, el promedio de la temperatura de salida de aire difiere. Al aceptar la hipótesis planteada se realiza una prueba de *Tukey* para conocer que recubrimientos tienen un comportamiento similar. Las evaluaciones se hacen con un nivel de significancia del 5% y se realiza empleando el software NCSS09.

#### **4.1.2 Medición de la distribución de temperatura y de la analogía de los colectores solares**

Tres estructuras [M1, M2, M3] se construyeron para formar colectores solares con los cuales se podrían emplear como aparatos experimentales de prueba y evaluar simultáneamente con las mismas condiciones ambientales. La evaluación de la uniformidad de distribución de temperaturas y de similitud es necesaria, para que los colectores solares no sean un factor de variación. Las estructuras se comparan con base a datos de comportamiento térmico con la uniformidad y la distribución de las temperaturas en las estructuras.

La estructura del colector solar plano se divide en tres zonas [Figura 24]: una inferior [I] una media [II] y una superior [III], cuyas coordenadas son (0.5, 0.35), (0.5, 0.7) y (0.5, 1.05) respectivamente. Dos termopares tipo “K” se colocan alineados en cada zona, uno en la izquierda y otro a la derecha. Las puntas de los termopares se fijan, con cinta adhesiva de aluminio, a la cara inferior del cristal.



**Figura 24.** Representación espacial de los termopares en el vidrio

La radiación se mide con un piranómetro [Keep & Zonnen] durante el periodo de medición de temperatura. Los termopares y el piranómetro se conectan a un sistema de adquisición de datos Mac -14 [Cole-Parmer]. La radiación incidente y las temperaturas de cristal en las diferentes posiciones de medición se registraron cada 5 minutos en un periodo de 4 horas de 10:00 a 14:00 horas. Las pruebas se realizaron bajo condiciones de convección natural. Se empleó una lámina de aluminio perforada pintada de negro como absorbedor. La velocidad de aire se midió con un anemómetro digital [Mca. Extech, mod. AN-100].

Los datos de temperatura del cristal con relación a la posición se evalúan visualmente con sus promedios y estadísticamente con ayuda del software NCSS09. La prueba estadística que se emplea es un ANOVA donde la variable dependiente es la temperatura y el factor la posición en el cristal, con un nivel de significancia del 5%. Se plantea la hipótesis nula; que en el cristal, el promedio de las temperaturas son iguales en cualquier zona.

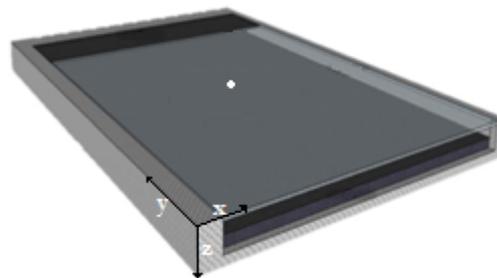
#### *Comparación de Similitud de tres Calentadores de aire solar.*

Pruebas visuales y experimentales se realizan para evaluar la diferencia significativa entre los tres prototipos construidos [M1, M2, M3] de calentadores de aire solar, [Capítulo 3]. El uso de arreglos experimentales similares evita el considerarlos como factores de variación en pruebas donde se evalúan otras variables de diseño u operación durante el calentamiento solar de aire.

La evaluación de la similitud consiste en medir las temperaturas a los tres calentadores del mismo diseño, con los mismos componentes y a las mismas condiciones de prueba. El análisis estadístico indicara la diferencia significativa entre los calentadores.

La superficie absorbidora es la misma para los tres calentadores. La superficie absorbidora consiste en dos capas de malla sombra del 50%. La malla se engrapa a un marco de madera [1.60x0.95x0.03 m]. La malla se coloca en medio del espacio entre el cristal y el fondo de contrachapado de madera. El aire entra por la parte inferior de calentador a través de 20 rendijas de 0.10 m de largo por 0.02 m de ancho realizadas en el contrachapado de madera. Se colocaron dos refuerzos horizontales al marco de madera [0.89m largo, 0.03m ancho] que sirvieron como desviadores. Los refuerzos se colocaron a 0.1m y a 0.8m con relación al borde inferior del colector.

La temperatura del aire se mide en los tres marcos de acuerdo a las siguientes coordenadas [0.5, 0.7, 0.15] con relación al borde inferior izquierdo del marco [Figura 25].



**Figura 25.** Representación espacial del termopar en la estructura

Las temperaturas del aire del ambiente y del interior del calentador se miden con termopares tipo "K". Los termopares se colocan entre el cristal y la malla sombra posicionándolos con la ayuda de un corcho circular de 0.035m de diámetro y un grosor de 0.015 m. La radiación se mide con un piranómetro [Keep & Zonnen]. Los termopares y el piranómetro se conectan a un sistema de adquisición de datos que registró las mediciones cada 5 minutos por un intervalo de 4 horas [10:00-14:00]. La velocidad de aire de salida del calentado se midió con un anemómetro digital.

La evaluación de similitud se realiza en condiciones de flujo de aire natural y forzado. El flujo forzado de aire se realiza con el ventilador integrado al calentador solar. El ventilador opera con corriente eléctrica directa proveniente de la celda fotovoltaica instalada en el cuerpo del calentador. El voltaje de entrada al ventilador se ajusta mediante un regulador electrónico para lograr una velocidad de aire de 1 m/s a la salida del ventilador.

Los datos de temperaturas se analizan mediante un ANOVA y una prueba de *Tukey*, teniendo como hipótesis nula para convección natural; en el interior de la estructura, el promedio de la temperatura de aire es igual en cada estructura y para convección forzada; el promedio de la temperatura de aire es igual en cada estructura considerando el ventilador y el panel fotovoltaico.

#### **4.1.3 Medición del comportamiento térmico de los calentadores solares con diferentes absorbedores.**

Los calentadores de aire solar planos se comparan con tres diferentes placas absorbedoras, para conocer la configuración que resulta en una mejora de la eficiencia térmicas, y elegir el calentador adecuado para acoplarse a un gabinete de charolas [1.5 m<sup>2</sup> de área de secado] de un deshidratador eléctrico de alimentos [marca TSM, modelo D-10].

Las placas absorbedoras tienen en común el uso de lámina de aluminio calibre 14 de 1.32m de largo por 0.91m de ancho. Tienen un recubrimiento de pintura negra y partículas de carbón. Las diferencias de las placas se describen a continuación:

*Placa plana* [PP]. Es una lámina colocada entre el cristal y el fondo de madera del colector, tiene aberturas para el paso de aire similares a las aberturas de admisión de aire del fondo del contrachapado de madera. El trayecto del flujo de aire es longitudinal por encima de la placa.

*Placa perforada* [PO]. Es una lámina perforada con orificios de 3.97 mm [5/32"] diámetro. Las perforaciones se distribuyen uniformemente en la lámina con distancias equidistantes siguiendo un patrón triangular.

*Placa perforada con canaletas desviadoras* [PC]. Es una lámina perforada [PO] a la cual se le añaden desviadores para tener un mayor tiempo de residencia del

aire. Los desviadores forman canales en la cara superior y posterior de la placa perforada. En cada cara de la PO se colocan 5 desviadores horizontales separados equidistantemente a 0.26 m. Los desviadores se hicieron con ángulo de aluminio de 0.02 m de lado, 0.81 m de largo y un grosor de 3mm y se fijaron a la lámina con remaches de aluminio. La posición de las canaletas asemeja un recorrido en “zig-zag”. El recorrido del aire en la parte superior de la lámina es de izquierda a derecha mientras que en la parte posterior es de derecha a izquierda [Figura 26].

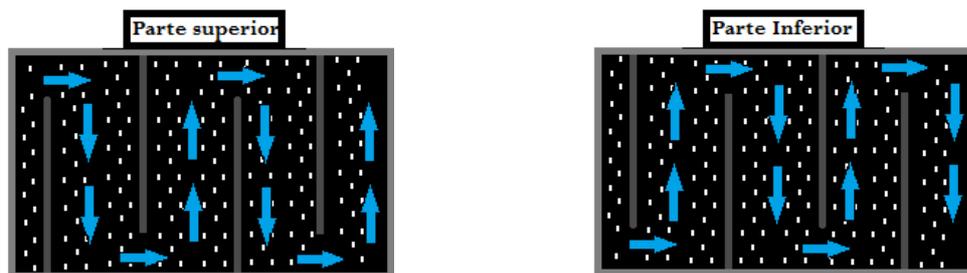


Figura 26. Representación gráfica del flujo de aire en la PC

La medición del comportamiento térmico de los tres calentadores se realiza con convección natural y convección forzada. En las pruebas con convección forzada se emplean tres niveles de velocidad de aire en la salida del colector; 1.5, 3 y 5 m/s. El flujo de aire se mide con un anemómetro digital [Mca. Extech. Mod. AN-100].

Las temperaturas se miden en la cubierta de cristal [ $T_c$ ], en el aire entre el absorbedor y el cristal [ $T_a$ ] y en la entrada [ $T_{in}$ ] y en la salida [ $T_{out}$ ] del aire del colector. La medición de temperaturas se realiza con termopares tipo “K” y la radiación incidente se midió con un piranómetro conectado a un sistema de adquisición de datos [MAC-14]. Las mediciones se realiza en días soleados en las horas pico donde existe más calor [10:00 a 14:00]. Las mediciones de temperatura y radiación se registran cada 5 minutos y la de velocidad de aire cada 30 minutos.

La eficiencia térmica y pérdidas de calor se calcularon con las ecuaciones que se presentan el capítulo 2.

## 4.2 Evaluación de los recubrimientos

Los resultados característicos de la transferencia de calor y su rendimiento del dispositivo solar para calentar aire con los diferentes recubrimientos son abordados a continuación.

En la Figura 27 se muestra el gráfico de la temperatura del aire en los diferentes recubrimientos en función del tiempo. La temperatura del aire en el interior del dispositivo corresponden a un flujo o paso natural del aire. Las datos son registrados al momento de la medición en el sistema de adquisición a través del termopar. Las menores temperaturas del aire están alrededor del 40 °C, mientras que las mayores temperaturas de este se encuentran aproximadamente en 75 °C. Todos los recubrimientos tiene el mismo comportamiento con una diferencia de temperaturas entre ellos de  $\pm 3$  °C. Esta diferencia tan cercana se debe al flujo de aire que pasa entre ellos que están alrededor de los  $2$  a  $4 \times 10^{-5}$  kg/s, lo que provoca que la placa de aluminio donde se encuentran los recubrimientos sea la fuente principal en ceder el calor al aire y las pequeñas diferencias se den por el tipo de recubrimiento.

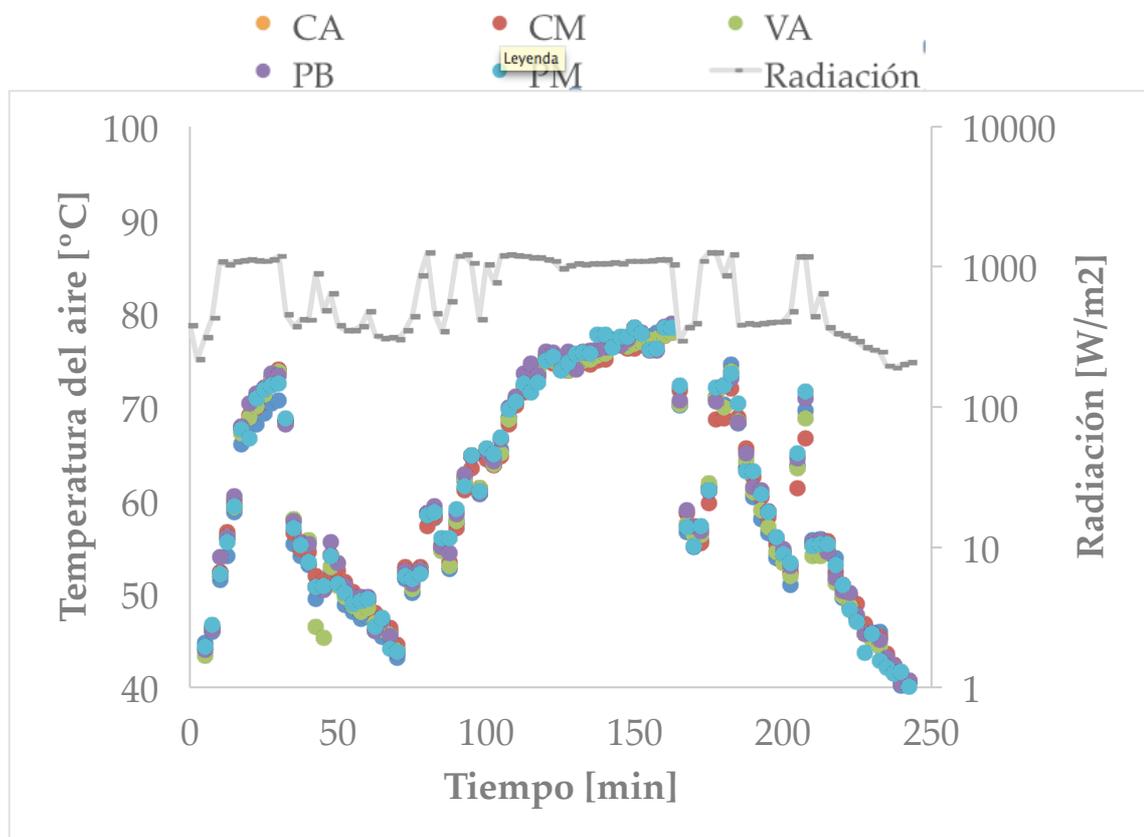
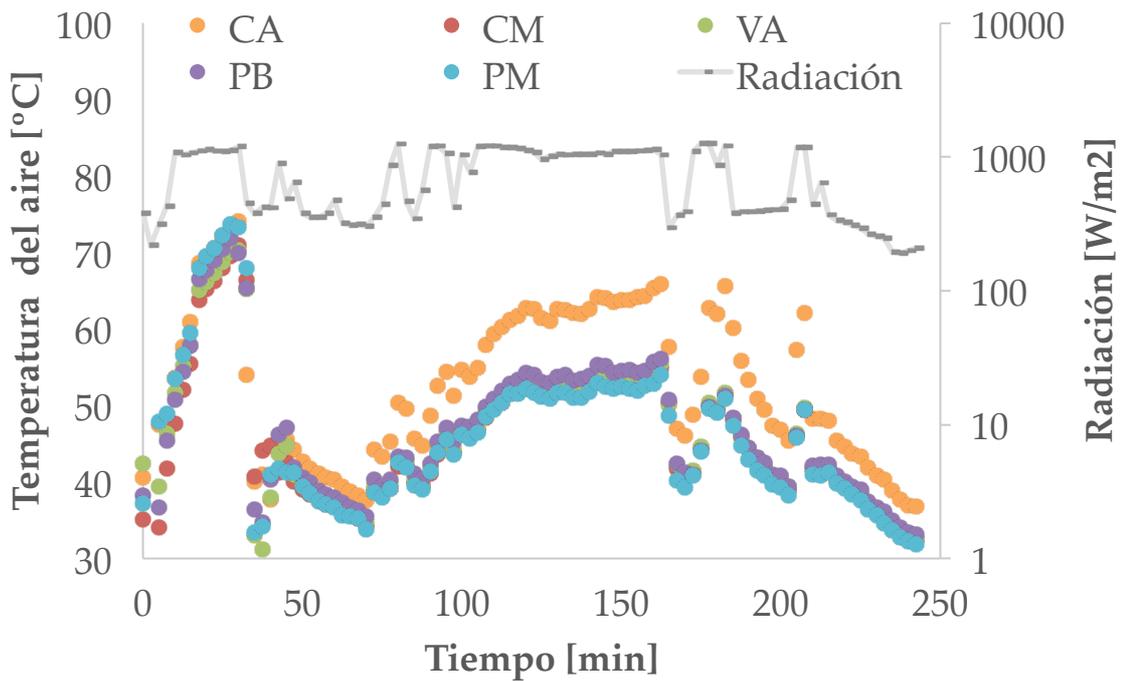


Figura 27. Perfil de temperaturas en flujo natural

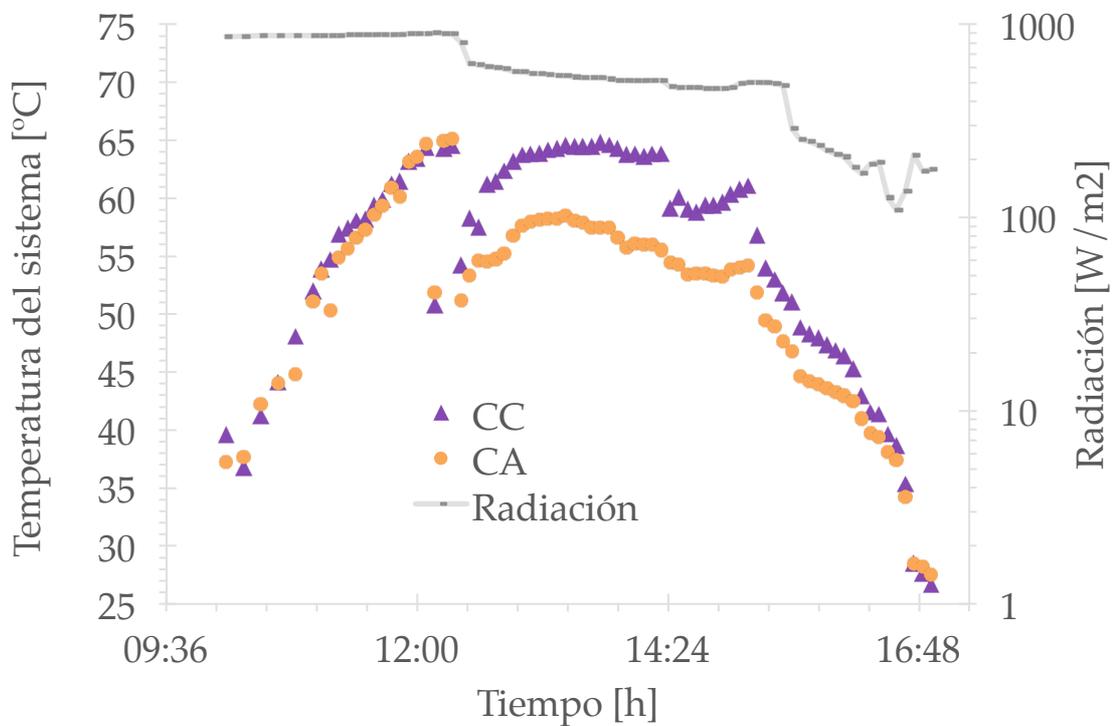
En la gráfica [Figura 28] se muestra el perfil de temperaturas del aire en los diferentes recubrimientos en función del tiempo. Las menores temperaturas del aire están alrededor del 30 °C, mientras que las mayores son 50 °C. Todos los recubrimientos tiene el mismo comportamiento con una diferencia de temperaturas entre ellos de  $\pm 4$  °C a excepción del CA este tiene una diferencia de aproximadamente +10 °C en la hora pico de insolación. El recubrimiento PM se comporta de forma similar que el CM debido a que la ceniza cambia la pintura negra brillante a mate. El PB y el VA tiene comportamientos similares debido a que se dio una segunda mano de PB a la viruta de aluminio. Por último el perfil de temperatura del aire para los distintos recubrimientos muestra que el carbón activado transfiere mayor energía al aire por tener la emitancia mas baja de 0.7 con respecto a los otros recubrimientos que oscilan en los 0.95.

Al comparar la gráfica 27 y 28, se observa que en la grafica 27, el dispositivo funciona como una caja negra de calentamiento de aire que puede usarse como alternativa al procesamiento de productos secos por exposición al sol, tal es el caso de los granos de café, con la ventaja de que el producto no se expone a los rayos solares y no se afecta el color, otra ventaja es la disminución del tiempo de secado por las temperaturas de 70 °C que se registran. La grafica 28 nos indica un descenso de temperatura de 10 a 20 °C con respecto a la grafica 27, debido al aumento de flujo de aire. Estas temperaturas son idóneas para el deshidratado de alimentos termo-sensible.



**Figura 28.** Perfil de temperaturas en flujo forzado

Al comparar temperaturas entre los recubrimientos y determinar que el CA, transfiere mejor el calor al aire que los otros. Se realiza una segunda prueba donde se incorpora cera de abeja con el fin de transferir más eficiente el calor.



**Figura 29.** Comportamiento del carbón activado frente al carbón activado con cera al decaer la radiación

La Figura 29 se muestra el comportamiento de la temperaturas de dos recubrimientos CA y CC en función del tiempo. Las temperaturas aumentan conforme incrementa la radiación solar provocado por el efecto invernadero y la capacidad de absorber energía radiante de los diferentes recubrimientos. Las menores temperaturas son de 35 °C, mientras que las mayores so aproximadamente de 60 °C. El recubrimiento con una mayor temperatura es él carbón activado con impregnaciones de cera de abeja y el de menor temperatura es la de carbón activado. Esta diferencia se debe, cuando la radiación baja la cera de abeja se enfría liberando calor al fluido, fenómeno que se aprecia a las 12 horas del día donde la radiación decae por acción de las nubes. El carbón activado va cediendo su ganancia de calor y se va enfriando rápidamente debido al paso de aire por la poca radiación. El CC va cediendo energía calorífica de dos fuentes; del carbón y de la cera manteniendo la temperatura del aire a 60 °C aproximadamente hasta por 2 horas, después que la cera de abeja se solidifica completamente las temperaturas son similar que la de CA.

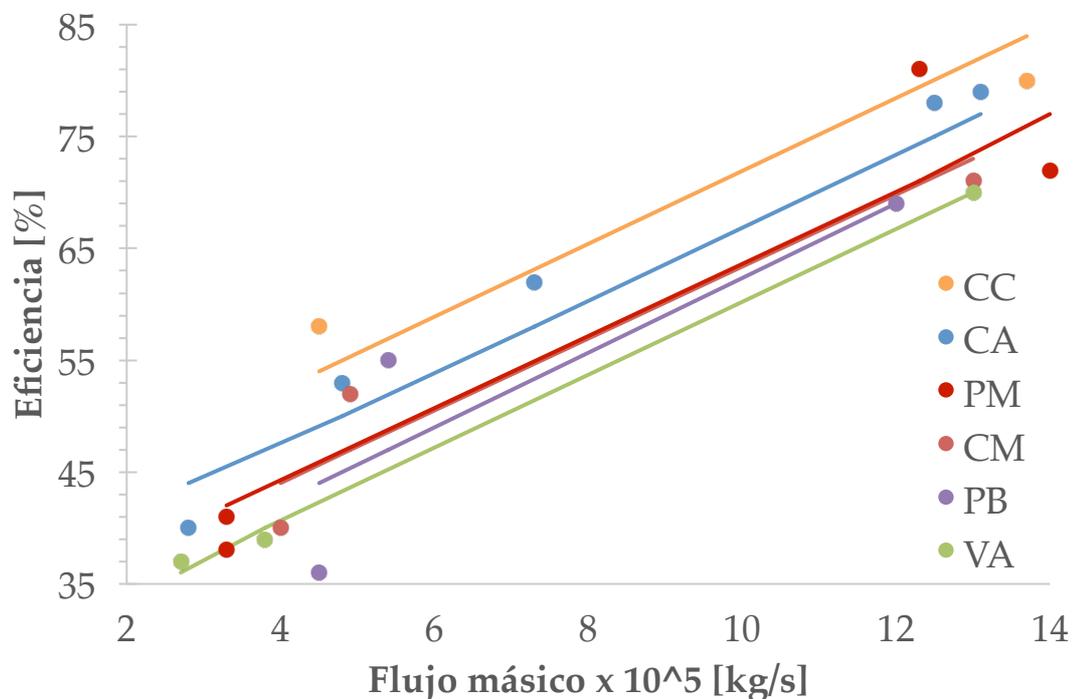
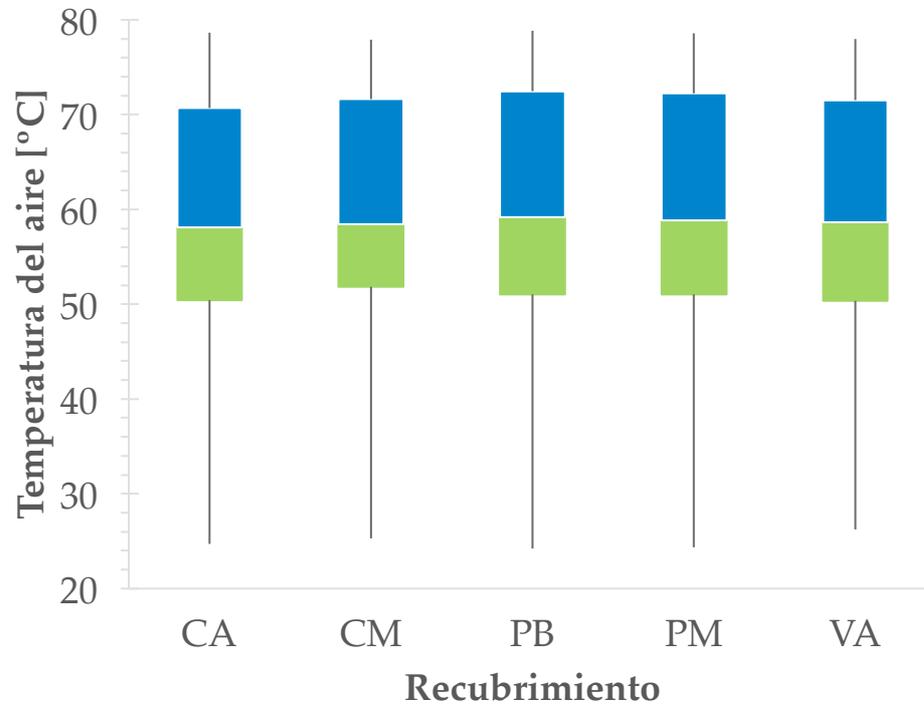


Figura 30. Eficiencia de distintos recubrimientos

En la Figura 30 se muestra el gráfico de la eficiencia de los diferentes recubrimientos en función del flujo másico del aire. Los valores de flujo másico corresponden al valor que el momento de la medición se registraba en el anemómetro, considerando que las pruebas se realizaron en convección natural. La eficiencia es mayor conforme el flujo másico incrementa provocado por la capacidad de eliminación de calor de la superficie que depende directamente del flujo del aire. Las menores eficiencias están alrededor del 36%, mientras que las mayores eficiencias estuvieron alrededor de 80%. Las líneas de tendencia se graficaron considerando una tendencia lineal promedio con el propósito de diferenciar los valores de las eficiencias para cada recubrimiento. La ordenada al origen nos permite diferenciar el nivel de eficiencias entre los recubrimientos. El recubrimiento con una mayor eficiencia es el carbón activado y el de menor eficiencia es la viruta de aluminio. Esta diferencia se debe, a las propiedades del material, el carbón tiene una absorptancia  $[\alpha]$  del 97% y una emisividad  $[\varepsilon]$  de 90% (Saxena, 2015) en comparación con lo reportado por Cengel (2011), con la pintura negra  $[\alpha 96\%, \varepsilon 98\%]$  y el hollín  $[\alpha 95\%, \varepsilon 95\%]$ , lo anterior explica en parte porque se dan esta diferencia de eficiencias, este más pequeño sea el valor de la  $\varepsilon$ , mejor aislante de la reflexión es la superficie que en este caso es el CA y seguido del CM y finalizando con el más alto la PB. No se puede comparar la cantidad de radiación que puede absorber  $[\alpha]$  el material debido a que están muy cercanos entre sí. También Bevil (1968), menciona que un cuerpo difuso en este caso la viruta tiende a disminuir la eficiencia en un 15% con respecto a un cuerpo especular como la PM. Siguiendo con la misma reflexión la PM con respecto a PB, la diferencia entre ellos es ligera, pero la PB se tiene un comportamiento similar a la de una lámina limpia galvanizada  $[\alpha = 65\%]$  que absorbe menos radiación debido a que es brillante, que una misma lámina que se oxida por acción de la intemperie su  $\alpha$  es 80% en este caso sería la PM que es menos brillante. Para el caso del CM y PM tienden a ser muy parecidos en el color mate pero está el CM por sus irregularidades no están grande como las que presenta VA.

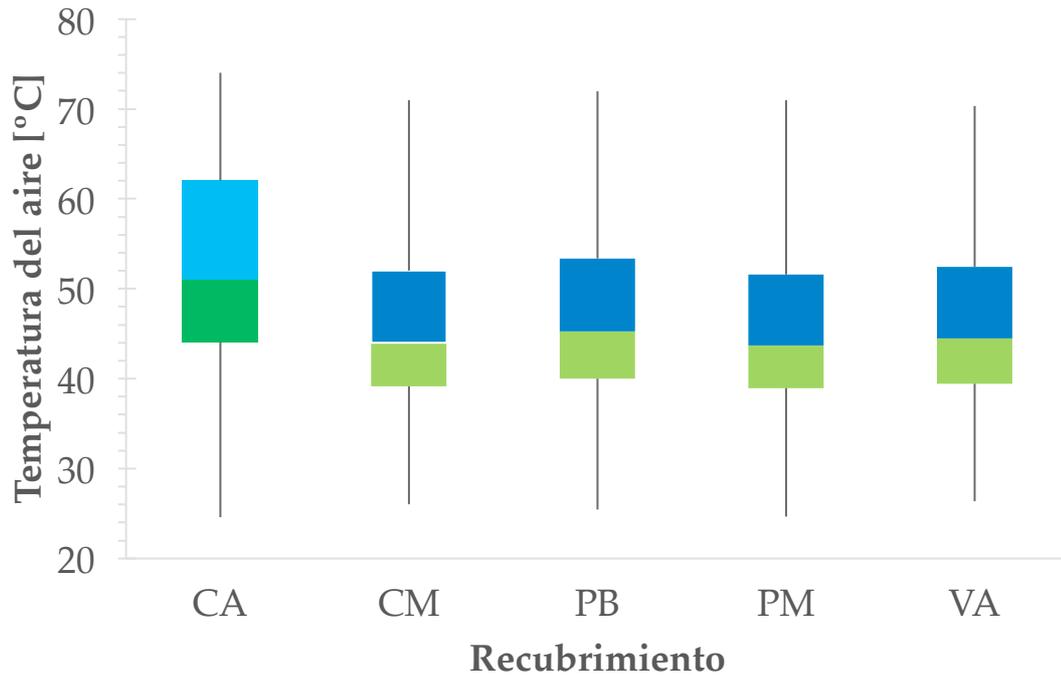
Al analizar el estadístico de los recubrimientos vemos en la Figura 31 las medias de temperaturas en función del tipo de absorbedor. Los valores de las medias de temperatura oscilan entre los 50 y 70°C. Las medias de temperatura para los

distintos recubrimientos son iguales al pasar el aire por ellos en flujo natural, esto se soporta al realizar el ANOVA [ANEXO 4] el valor de  $p= 0.62$  y es mayor que el alfa de 0.05, por lo tanto, las medias de temperatura del aire por acción de las diferentes superficies son iguales.



**Figura 31.** Diagrama de cajas de las medias de los diferentes recubrimientos. Flujo de aire natural.

La Figura 32, muestra el gráfico de las medias de temperaturas en función del tipo de absorbedor. Los valores de las medias de temperatura oscilan entre los 35 y 50 °C, para los absorbedores excepto para el CA entre los 45 y 55 °C. Esta diferencia se debe al aumento del flujo de aire, por lo tanto las medias de temperaturas no son iguales con una probabilidad de que sea verdadero, es alta, debido a que  $p= 0.000001$  es menor que el alfa asignado.



**Figura 32.** Diagrama de cajas de las medias de los diferentes recubrimientos. Flujo de aire forzado (1 m/s)

En la Tabla 25 se coloca los valores de *Tukey* para observar que el recubrimiento de CA se comporta de diferente forma que los demás en flujo forzado como se había mencionado anteriormente. Por lo tanto se recomienda utilizar carbón activado como recubrimiento debido a que tiene mejor transferencia de calor. En esta tesis el criterio que se siguió para utilizar CA en vez de CC, se debe que el CC otorga más peso al colector solar, por tal motivo solo se evaluó estadísticamente el CA.

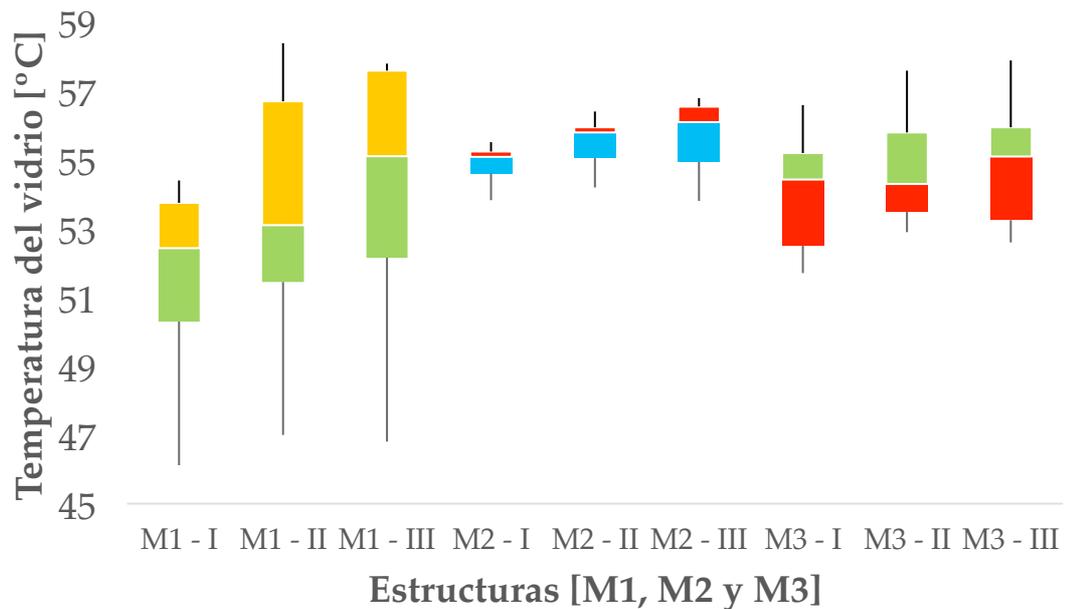
**Tabla 25.** Comparación múltiple de medias de temperaturas de los recubrimientos

Recubrimiento	Media	Diferente del grupo
PM	45.62851	CA
CM	45.66364	CA
VA	46.08245	CA
PB	46.74526	CA
CA	52.33025	PM, CM, VA, PB

### 4.3 Evaluación térmica del prototipo de calentador solar

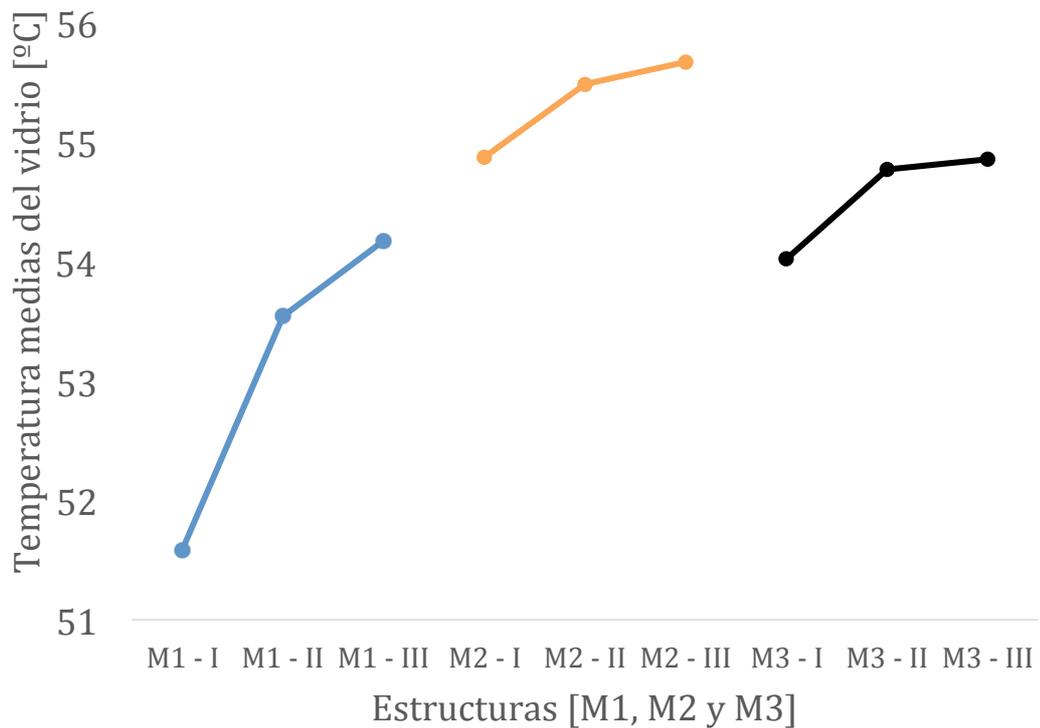
Para conocer si las tres réplicas del prototipo se pueden utilizar para realizar comparaciones con distintas configuraciones, se evaluó la uniformidad de

temperaturas de las tres replicas. En la Figura 33 se muestran los diagramas de cajas, cuyos valores en las medias de temperatura oscilan entre los 50 y 57 °C para la estructura 1 [M1], 54 a 57 °C y 52 a 57 °C para el M2 y M3 respectivamente. Existe un leve desplazamiento en las gráficas de caja hacia arriba lo que indica que el aire al entrar enfría el vidrio y a lo largo de la estructura se va estabilizando la temperatura.



**Figura 33.** Diagrama de cajas de las medias de temperatura del vidrio correspondiente a las estructuras [M1, M2 y M3]

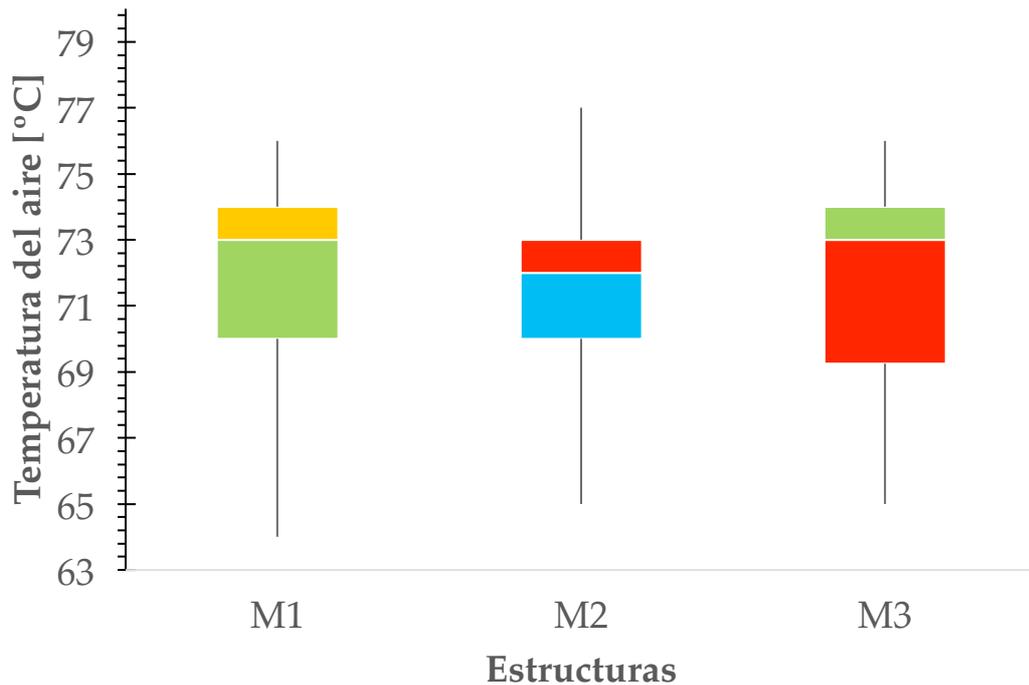
En las gráficas de medias [Figura 34] se observa lo predicho en el diagrama de caja donde se observa como la parte de abajo está más frío que la parte de arriba. Pero aun así el análisis de medias nos dice que no existe diferencia significativa en ninguna estructura al tener un  $p=0.443032$  para la estructura 1 [M1],  $p=0.233478$  y  $p=0.663483$ , para la estructura 2 [M2] y 3 [M3] respectivamente. Son mayores que el alfa de 0.05, por lo tanto, las medias de temperatura en la estructura son iguales para las tres. [ANEXO 5]



**Figura 34** Grafica de las medias de temperatura para la estructura

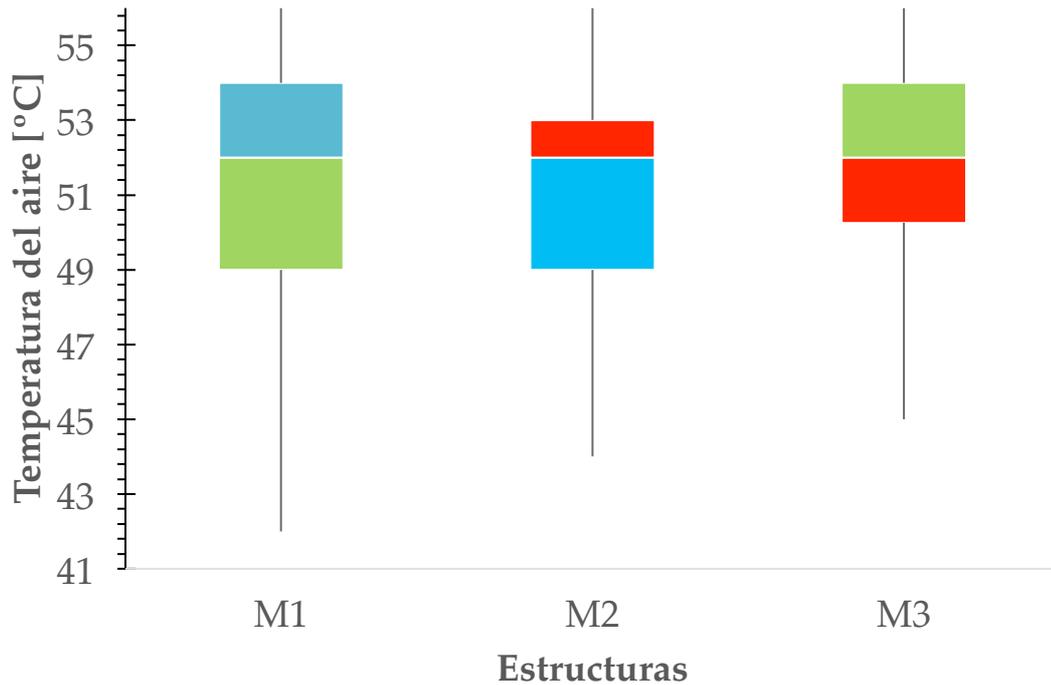
Tras al haber obtenido estructuras con uniformidad de temperaturas se pasó a la siguiente etapa, la demostración de que las tres estructuras son viables para realizar pruebas comparativas con los distintos absorbedores.

En la Figura 35, se observa que las medias de temperatura del aire para las tres estructuras son muy similares, también tras analizar el ANOVA nos dice que la probabilidad de que las tres estructuras tengan la misma temperatura es del 0.694349, y con un nivel de significancia del 95 % de que esta aseveración sea cierta. Por lo tanto no existen problemas con el ensamblado para las tres estructuras [ANEXO 6].



**Figura 35.** Diagrama de cajas de las medias de temperatura para las estructuras por convección natural

Para demostrar que el ventilador no afecta la eficiencia hacia cierta estructura, en la Figura 36, se muestra un comportamiento muy similar al utilizar el ventilador. Al realizar el análisis estadístico para corroborar el análisis experimental, se tiene un valor de F calculado es  $F=0.59$ , y con respecto al área de aceptación del punto crítico  $F [0.05,2,171] = 3.05$ , se encuentra dentro, lo que indica que no existe diferencias significativas entre los tres marcos tras utilizar el sistema eléctrico.

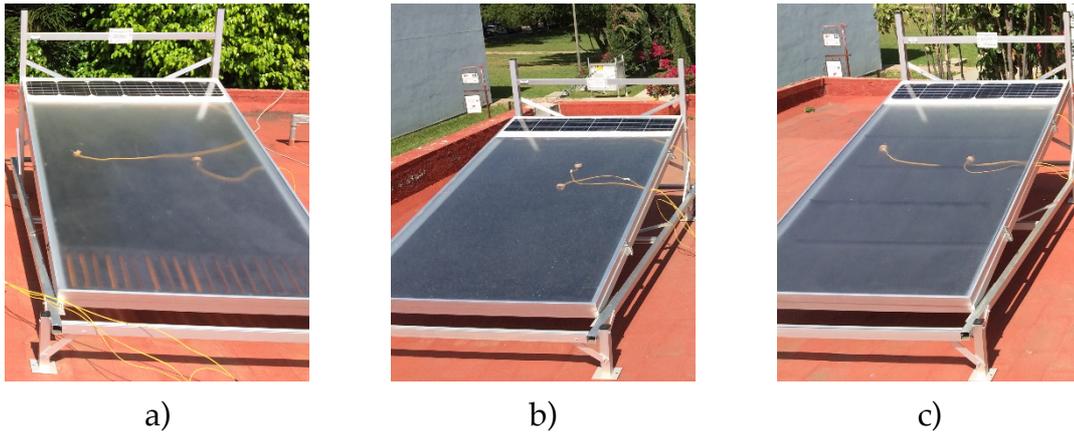


**Figura 36.** Diagrama de cajas de las medias de temperatura para las estructuras por convección forzada

Los estudios estadísticos muestran que las tres estructuras son estáticamente iguales, por lo tanto es indistinto utilizar una estructura por otra para la evaluación de eficiencias térmicas del colector solar de aire.

#### 4.4 Calentadores solares con diferente superficie absorbadora

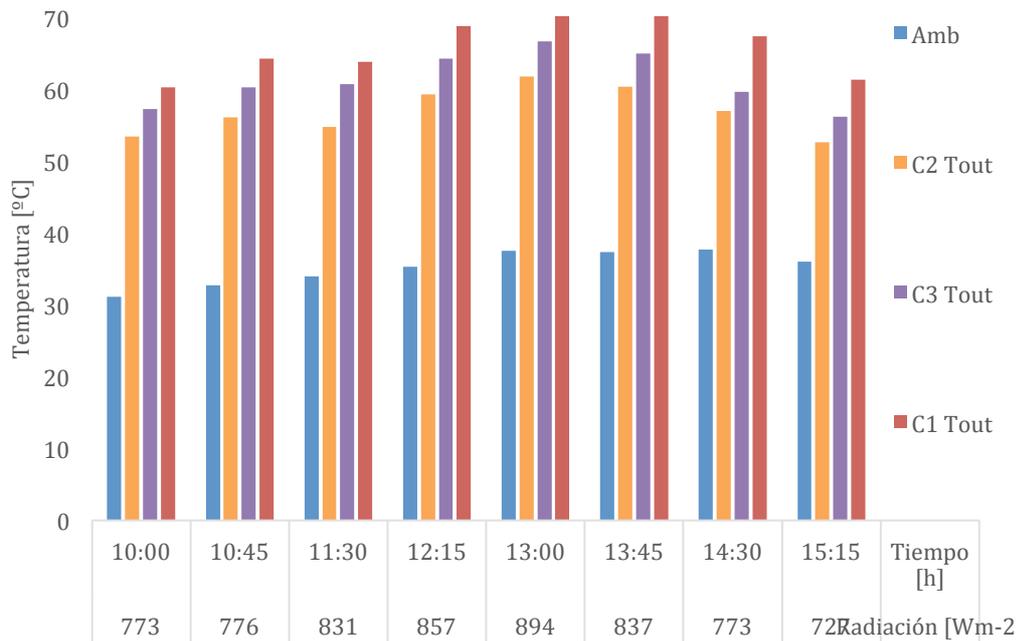
**Flujo natural.** Las tres estructuras se evaluaron con diferente absorbador; el colector 1 [C1], colector 2 [C2] y colector 3 [C3], tiene el absorbador [PP], [PO] Y [PC] respectivamente. Figura 37.



**Figura 37.** Colectores solares. a) con absorbedor PP, b) con absorbedor PO, c) con absorbedor PC

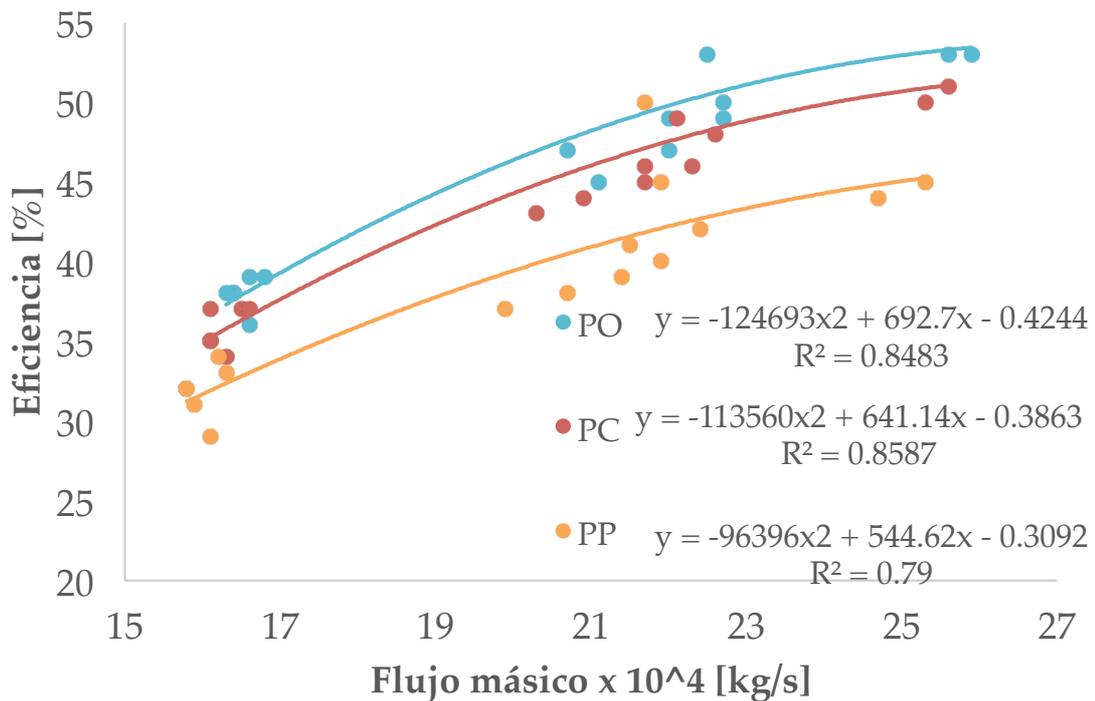
Los 3 colectores solares diferentes y descritos en los apartados anteriores se pusieron a prueba en las mismas condiciones al aire libre en el invierno de 2015. Los datos relativos a estas condiciones se observan en la Figura 38. La radiación solar incidente máxima es de  $894 \text{ W/m}^2$  y dependiendo de la hora la radiación va cambiando, con el fin de beneficiarse de la máxima radiación incidente, es necesario un auto controlador de ángulo en el calentador solar de aire. Sin embargo, este tipo de dispositivos son caros y encarece el dispositivo para aplicaciones de secado. Por lo tanto se realizaron las pruebas en donde alcanzamos la radiación por arriba de los  $800 \text{ W/m}^2$  que es en el intervalo de las 10:00 a las 14:00.

En la Figura 38 se muestra el comportamiento de las diferentes temperaturas en cada uno de los colectores. Con temperaturas máximas en la salida del aire [Tout] de  $73 \text{ }^\circ\text{C}$  [PP o C3],  $62 \text{ }^\circ\text{C}$  [PO o C2] a  $67 \text{ }^\circ\text{C}$  [PC o C1]. El aumento de temperatura con respecto a la temperatura ambiente es de 36, 30 y  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , para la PP, PC y PO respectivamente. Estos colectores con flujo natural se pueden utilizar para deshidratar productos agroalimentarios termo-resistentes si se desea sacrificar eficiencia.



**Figura 38.** Cambio de temperatura del aire en los 3 colectores

Las eficiencias de los colectores se exponen en la siguiente Figura 39, generadas por los resultados del ANEXO 7, donde el gráfico de la eficiencia de los diferentes absorbedores esta a función del flujo másico del aire. La mayor eficiencia es para el calentador PO con un mínimo de 39 y un máximo de 53%, seguido del PC de 36 – 50% y por último el PP 32 a 44. El PO presenta mayor eficiencia aunque tenga el  $\Delta T$  más pequeño, pero presenta un mayor flujo de aire. Es decir, Si la eficiencia del PO es de 53% con un flujo de  $2.58 \times 10^{-3}$  kg/s y una elevación de la temperatura de 24 °C con respecto del 32% para la PP [ $1.60 \times 10^{-3}$  kg/s] y 27°C más con respecto al del ambiente. El PO transporta un aire de 54 °C en la salida del colector con el doble de masa que el PP, por lo tanto aunque el PP tenga 3°C más en el aire que su semejante. El transporte de energía es energía calorífica por unidad de tiempo es mayor para el PO.



**Figura 39.** Eficiencias de los tres colectores a flujos naturales

Si se comparan el PO y el PC [Tabla 26] presentan el mismo flujo y la transformación de energía radiante a energía útil es de 2 a 3%, lo que sugiere que el diseño de los perturbadores en este tipo de flujo natural son innecesarios y solo añaden peso a la estructura.

Si evaluamos el PO con el PP, la apertura del canal de 3 cm corresponde al PP y para el PO es el doble, debido a que las perforaciones no oponen resistencia para el paso a la parte de abajo originando 2 canales de 3cm. Este diseño perforado aumenta el área de contacto con el aire permitiendo que el aire se caliente más rápido, con respecto a la PP donde se origina un efecto de capa limite lo que limita el calentamiento del aire homogéneo, dando como resultado un descenso en la eficiencia térmica de 5 a 8%. Esta diferencia de eficiencias no es tan alta como estudios hechos por Karim y Hawlander (2006), donde para una placa plana su eficiencia fue de 25% a  $0.01 \text{ kg/m}^2\text{s}$  y para una placa con aletas es de 42% para el mismo flujo másico. Teniendo una diferencia casi del 20%. La desigualdad en eficiencias por parte de PP y PO con respecto a la del autor antes mencionado, se debe a las características físicas y químicas del

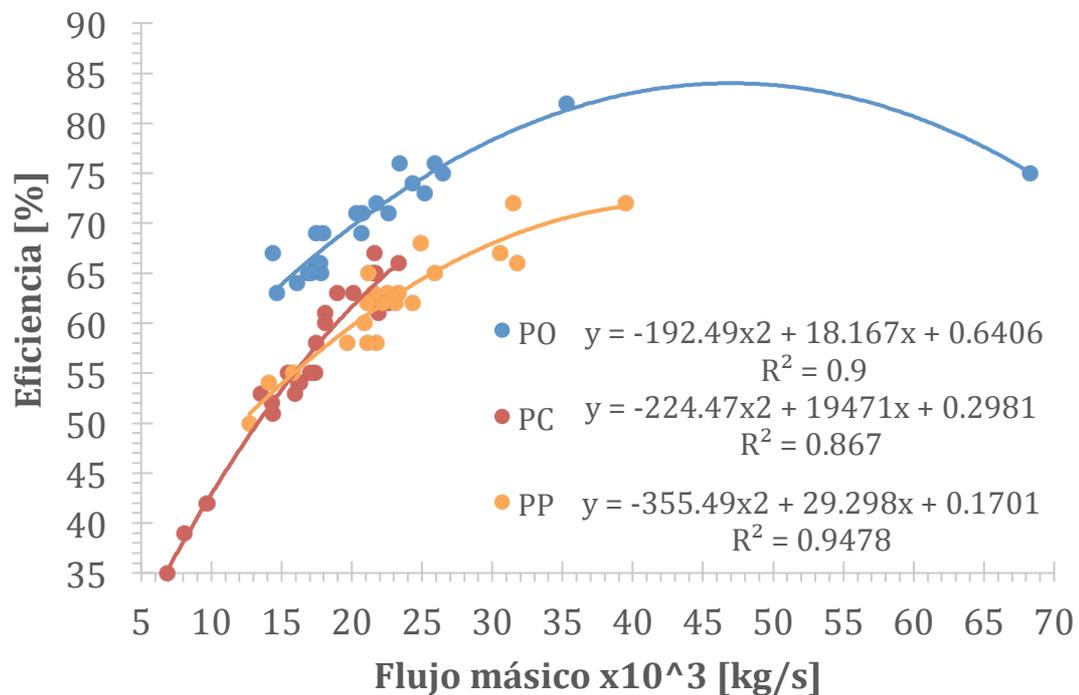
recubrimiento. Los poros del carbón activado y la difusividad térmica [ $1.02 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$ ] fomentan que el carbón transfiera más rápido el calor ganado al aire.

**Tabla 26.** Eficiencias calculadas por la ecuación del polinomio de segundo orden obtenido de la gráfica anterior para flujo natural

Calentador de aire solar	Flujo másico $\times 10^{-4}$ [kg/s]	Eficiencia [%]
PP	17	34
PC	17	34
PO	17	38
PP	21	41
PC	21	46
PO	21	48
PP	23	43
PC	23	49
PO	23	51
PP	26	46
PC	26	51
PO	26	53

**Flujo forzado.** De los tres colectores evaluados, el absorbedor con perforaciones tiene mejor eficiencia. Como se aprecia en la Figura 40. La cual muestra el gráfico de la eficiencia de los diferentes absorbedores en función del flujo másico del aire. La eficiencia es mayor conforme el flujo másico incrementa por lo tanto la eliminación de calor de la superficie está en dependencia directa con la tasa del fluido. Las menores eficiencias están alrededor del 55%, mientras que las mayores eficiencias estuvieron alrededor de 80%. Las líneas de tendencia se graficaron considerando una tendencia polinomial de segundo orden debido a que Lopez-Vidaña *et al.*, 2013 reporto que el comportamiento de la eficiencia con respecto al flujo no es recta sino una curva convexa. El absorbedor con una mayor eficiencia es el PO y el de menor eficiencia es la PP. Esta diferencia se debe, a las perforaciones que facilitan la eliminación del calor de la lámina por corrientes transversales, mientras que la PP su única forma de eliminación del calor es longitudinal favoreciendo un flujo laminar. En el caso de PC, los desviadores favorecen el tiempo de residencia del aire en la lámina. Sin

embargo, el tiempo de residencia es mayor favoreciendo el calentamiento de la estructura y teniendo pérdidas de energía por esa vía.



**Figura 40.** Eficiencias de los tres colectores a flujos forzados

Las eficiencias de los colectores como se menciona en el diseño [Capítulo 3.2.3] serían en promedio del 76%. Al realizar la evaluación de los 3 colectores tenemos que la mayor eficiencia es del 78% [Tabla 27], por lo tanto la evaluación del diseño es una buena aproximación. Por otra parte observamos que el PC tiene una menor eficiencia por que se favorece el tiempo de residencia al aumentar el flujo y que es la función principal de los desviadores, debido a que le da una orientación en zigzag, también perturba el aire favoreciendo la remoción del calor en la lámina, y un aumento en la eficiencia (Ahmed-zai *et al.*, 1999). Al evaluar el PC con diferentes flujos, se obtuvo eficiencias bajas a bajos flujos debido a que la temperatura ganada por el aire empieza a calentar la estructura originando pérdidas. Por lo tanto este diseño se recomienda ser utilizado para flujos altos. Aunque las caídas de presión en el sistema, aumente el gasto de recursos para mover el ventilador, generando que la eficiencia del todo el sistema baje. En el caso del PO esta toma las ventajas de ambos, es decir,

el PO presenta menos pérdidas de energía cuando se disminuye el flujo y aumenta de eficiencia con respecto al PP conforme se incrementa el flujo.

**Tabla 27.** Eficiencias calculadas por la ecuación del polinomio de segundo orden obtenido de la gráfica anterior para flujo forzado

Calentador de aire solar	Flujo másico $\times 10^{-3}$ [kg/s]	Eficiencia [%]
PP	16	55%
PC	16	55%
PO	16	65%
PP	20	60%
PC	20	61%
PO	20	70%
PP	22	62%
PC	22	64%
PO	22	72%
PP	30	68%
PC	30	73%
PO	30	78%

**Comparativo con otros autores.** Los tres colectores reportan eficiencias arriba del 50% que con respecto a lo que obtuvo Koyuncu (2006), donde su colector plano fue del 45.88%. Zomorodian y Zamanian (2012), reporta eficiencias del 83% para flujos 0.0282 kg/s para placa perforadas con apertura del 3 mm de diámetro y grosor de 2.5 mm absorbedor, respecto al del proyecto la eficiencia más alta para este es de 78% a 0.0295 kg/s el grosor de la lámina es de 2.10 mm y con perforaciones de 3.97 mm. La diferencia es de 5 porcentuales y básicamente a la aportación es por la dimensión de la apertura 1.3 mm menos. Karim y Hawlader (2006) reportaron que la eficiencia para un colector solar con desviadores era del 50% para un flujo de 0.0252 kg/s, mientras que el PC para ese mismo de 0.0233 kg/s fue de 16 porcentuales por arriba de lo reportado. Por lo tanto estos tres colectores presentan tener una ventaja comparativa que es el carbón activado.

**Comparativo entre los colectores comerciales y el prototipo.** En el actualidad la empresa ClimaSolar, modelo A20 ofrece un calentador de aire de dimensiones de 2x1x0.08 m, marco de aluminio con flujos de aire 40 a 150 m<sup>3</sup>/h con eficiencias por arriba del 70% para una radiación 1000W/m<sup>2</sup>. La empresa TwinSolar con su modelo 1.3 presenta eficiencias del 70 al 80%, Luba GLR utiliza un modelo GLR 20 ligero al ocupar un absorbedor de fieltro patentado, no reporta eficiencias pero si un alza de temperaturas de 30°C [Tabla 21]. El prototipo presenta eficiencias desde 60 hasta 80% de acuerdo al flujo de aire y con el absorbedor perforado teniendo un alza de temperatura de 28 unidades centígradas [Tabla 28].

**Tabla 28.** Cuadro comparativo de diferentes calentadores comerciales

Parámetros	TwinSolar 1.3	ClimaSolar A20	Luba GLR 20	Prototipo
Área del colector absorbedor [m <sup>2</sup> ]	1.3	2	2	1.2
Dimensiones del colector (LxW) [m]	1.45x.89x0.135	2x1x0.08	1.98x1x0.05	1.32x.92x0.08
Modulo fotovoltaico [W]	26	-	-	25
Ventilador [W]	4	6	12	18
Peso del colector [kg]	29	32	15	35
Máximo volumen de aire [m <sup>3</sup> /h]	80	40 a 150	80 a 141	55 a 100
Diámetro de salida del aire [mm]	125	100	127	100
Eficiencia [%]	70 a 80	> 70	-	65 a 80
Material del colector	---	---	Fieltro	Aluminio/ carbón
Elevación de temperatura [°C]	30	20	35	20-30
Precio	1290 €uros \$25,266 M.N	877 €uros \$17,177 M.N	1199 a 1499 US\$ \$21,502 a 26,882 M.N	\$15,000M.N

El prototipo a pesar de tener menor área de captación que la de sus semejantes se encuentra en un término medio en ligereza. Este punto puede cambiar si ya

que cuenta con una ventaja competitiva al intercambiar el absorbedor. El panel fotovoltaico otorga una potencia mayor a la necesaria para funcionar el ventilador por lo tanto se puede acoplar resistencias a la salida del calentador para elevar más la temperatura si el usuario lo desea o cambiar la potencia provocando que el tamaño sea más compacto. Su precio está por debajo de los comerciales tanto Europeos como Nacionales haciendo este un equipo rentable y con temperaturas necesarias para el deshidratado de productos agroalimentarios, las dimensiones son más pequeñas lo que lo hace un calentador más manejable en la momento de transportarlo y/o moverlo. Otra ventaja competitiva es el sistema de independencia de los dos dispositivos cámara de secado y colector solar de aire lo coloca como un dispositivo versátil, para el deshidratado o para el acondicionamiento de una casa habitación que como se utilizan los colectores europeos.

## Resumen

La siguiente Tabla 29, se expone un resumen de todos los accesorios del colector solar y de los tres diferentes absorbedores.

**Tabla 29.** Condiciones y especificaciones del colector solar de aire

			Cantidad	Unidad
<b>Condiciones</b>	<i>Incidencia de radiación</i>	máxima	1000	[W/m <sup>2</sup> ]
		mínima	400	[W/m <sup>2</sup> ]
	<i>Proporción de radiación difusa</i>	máxima		%
		mínima		%
	<i>Angulo de incidencia</i>		17	°
	<i>Pendiente de la estructura</i>		0	°
	<i>Temperatura ambiente</i>	promedio	25	[°C]
<i>Velocidad del aire</i>	promedio	1	[m/s]	
<b>Dimensión del colector</b>	<i>Total</i>	Largo	1.66	[m]
		Ancho	0.98	[m]
		Espesor	0.0828	[m]
	<i>Absorbedor</i>	Largo	1.355	[m]
		Ancho	0.92	[m]
		Espesor	2.5x10 <sup>-3</sup>	[m]
	<i>Vidrio</i>	Largo	1.64	[m]
		Ancho	0.99	[m]
		Espesor	3x10 <sup>-3</sup>	[m]
<b>Cubierta</b>	<i>Número de cubiertas</i>		1	Pza
	<i>Material</i>		Vidrio	
	<i>Espectro solar</i>	Índice refracción	1.526	
		Transmitancia	0.891	
	<i>Espectro infrarrojo</i>	Absorbancia	0.88	

<b>Absorbedor</b>	<i>Número de absorbedor</i>		3	Pza	
	<i>Material</i>		Aluminio		
	<i>Conductividad</i>		220	[W/m K]	
	<i>Espesor</i>		$2.11 \times 10^{-3}$	[m]	
	<i>Absorbancia</i>		0.91		
	<i>Emitancia</i>		0.70		
	<i>Forma</i>	Perforado aletas y superficie rugosa	1	Pza	
	<i>Diámetro de salida</i>		$4.2 \times 10^{-3}$	[m]	
	<i>Aletas</i>	# transversal	10	Pza	
		Longitud	0.82	[m]	
		Altura	$25.4 \times 10^{-3}$	[m]	
		# longitudinal	8	Pza	
Longitud		0.1	[m]		
	Altura	$18 \times 10^{-3}$	[m]		
2 <sup>do</sup> absorbedor	<i>Forma</i>	Perforado superficie rugosa	1	Pza	
	<i>Diámetro de salida</i>		$4.2 \times 10^{-3}$	[m]	
3 <sup>er</sup> absorbedor	<i>Forma</i>	Placa plana superficie rugosa	1	Pza	
<b>Aislante</b>	<i>Fondo</i>	<i>Material</i>	Triplay		
		<i>Espesor</i>	$3 \times 10^{-3}$	[m]	
		<i>Conductividad</i>	0.14	[W/m K]	
	<i>Bordes</i>	<i>Material</i>	----		
		<i>Espesor</i>	----		[m]
		<i>Conductividad</i>	----		[W/m K]
<b>Caloportador</b>	<i>Fluido</i>	<i>Flujo de trabajo</i>	Aire		
		<i>Régimen</i>	Laminar		
		<i>Flujo volumétrico</i>	0.09	[m <sup>3</sup> /s]	
		<i>Caída de presión</i>	plano	6.2	[Pa]
			perforado aletas	7.5	
			perforado	7.0	
	<i>Velocidad</i>	2	[m/s]		
	<i>Paso</i>		Paralelo		
<i>Canales para los perforados</i>	<i>Número</i>	2			
	<i>Separación</i>	0.036	[m]		
<b>Equipo</b>	<i>Ventilador</i>	<i>Marca</i>	Embpast		
		<i>Potencia</i>	18	[W]	
		<i>Voltaje</i>	12 - 28	[V]	
		<i>Accionar</i>	DC		
		<i>Caída de presión</i>	50	[Pa]	
		<i>Flujo máximo</i>	300	[m <sup>3</sup> /s]	
		<i>Celdas fotovoltaicas</i>	<i>Número celdas</i>	6	Pza
	<i>Potencia</i>		25	[W]	
	<i>Voltaje</i>		18	[V]	
	<i>Área</i>		0.1488	[m <sup>2</sup> ]	
	<i>Tipo de celda</i>		Monocrystalina		

# Capítulo 5

## Conclusiones y recomendaciones

La eficiencia de un calentador solar con un flujo de aire forzado es mayor que con un flujo de aire inducido naturalmente.

Los recubrimientos a lamina adsorbedora no mejoran la eficiencia térmica del calentador de aire solar cuando el flujo de aire es por convección natural.

Cuando el flujo de aire es por convección forzada, la eficiencia del calentador solar utilizando un recubrimiento de partícula de carbón es mayor que la eficiencia con los otros recubrimientos estudiados.

La incorporación de un material de alta capacidad calorífica como la cera de abeja en el recubrimiento de CA promueve la acumulación de energía y la transfiere al medio cuando la radiación disminuye.

El nivel de flujo de aire que se introduce al calentador solar afecta la su eficiencia térmica y la temperatura de salida de aire.

El uso de un recubrimiento con emisividad baja, poroso, difusividad térmica media, en la placa absorbadora, mejora la transferencia de calor y la eficiencia térmica.

La eficiencia de PO es mayor que la PP, la incorporación de perforaciones en la placa de absorbadora incrementa el área de contacto con el aire y por consiguiente la transferencia de calor..

Con flujos de aire bajos, la eficiencia de la PC es menor que la PP. Las pérdidas de energía en la PC se incrementa debido a los desviadores y el estancamiento del aire caliente.

Con flujo de aire altos el uso de desviadores favorecen el tiempo de residencia e incrementa la eficiencia térmica del calentador de aire.

Eficiencia superiores al 50% en calentadores de aire solar de placa plana se logra al mejorar la superficie adsorbedora y el uso de un nivel de flujo de aire apropiado.

Para productos termo-sensibles se puede utilizar el modo forzado ya que la temperatura alcanzada no sobrepasa los 60°C. Y para los productos termo-resistentes se puede apagar el ventilador y trabajar en modo de flujo natural debido a que alcanzan temperaturas arriba de los 60 °C. Aunque la eficiencia decae al 50%.

Se recomienda que el prototipo de marco sea evaluado con materiales ligeros para conocer el comportamiento térmico como la malla-sombra que incrementa la temperatura del aire entre 40 y 60 °C ideales para la deshidratación de productos agroalimentarios. También la inclusión de un controlador de revoluciones del ventilador para tener un calentador solar con flujos fijos.

La estructura puede ser mas angosta utilizando un solo marco como se observa con el colector de placa plana que tiene eficiencias por arriba del 40%.

# Listado de referencia

- Ahmed-Zaid, A., Messaoudi, H., Aabenne, A., Le Ray, M., Desmons, J, Y., Abed, B., (1999). Experimental study of thermal performance improvement of a solar air flat plate collector through the use of obstacles: Application for the drying of "yellow onion". *Int. J. Energy Res.* 23: pp. 1083-1099.
- Al – Khawajah, M. F., (2011) The effect of using transverse partitioning and reflection on single and counter flow solar air heater using wire mesh as an absorber. Tesis doctorado. Eastern Mediterranean University. Gazimagusa, Norte de Chipre.
- Amer, B., M., A., Hossain, M., A., Gottschalk, K. (2010). Design and performance evaluation of a new hybrid solar dryer for banana. *Energy Conversion and Management.* 51: pp. 813-820.
- ANSI/ASHRAE standard 93, 2003. Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors.
- Bala, B., K., Woods, J.,L. (1994). Simulation of the indirect natural convection solar drying of rough rice. *Sol Energy.* 53 (3): pp. 259–66
- Bakari, R., Minja, R. J., & Njau, K. N. (2014). Effect of glass thickness on performance of flat plate solar collectors for fruits drying. *Journal of Energy*, 2014.
- Bennamoun, L., Belhamri, A. (2003). Design and simulation of a solar dryer for agriculture products. *J. Food Eng.* 59: pp. 259–266.
- Bevill, D., y Brandt, H. (1968). Solar energy collector for heating air. *Solar Energy.* 12: pp.19-29.
- Boughali, S., Benmoussa, H., Bouchekima, B., Mennouche, D., Bouguettaia, H., Bechki, D. (2009). Crop drying by indirect active hybrid solar – electrical

- dryer in the eastern Algerian Spetentrional Shara. *Solar Energy*. 83: pp. 2223 – 2232.
- Capuz-Rizo, S. (1999). Introducción al proyecto de producción. Ingeniería concurrente para el diseño de producto. Valencia, España: Servicio de Publicaciones
- Crapiste, G. H. (2000). Simulation of drying rates and quality changes during dehydration of foodstuffs. *Trends in food engineering*, pp. 135-147.
- Cengel, Y. A., y Boles, M. A. (2009). *Termodinámica* (6 ed.). México: Mc Graw-Hill.
- Chen, H., Huang, T., Tsai, C., Mujumdar A., S. (2008). Development and performance analysis of a new solar energy-assisted photocatalytic dryer. *Drying Technology*. 26: pp. 503-507.
- Chen, H., Huang, T., Tsai, C., Mujumdar A., S. (2010). Application of grey-prediction in a solar energy-assisted photocatalytic low-pressure drying process. *Drying Technology*. 28: pp. 1097-1106.
- Diaz-Santiago, y Barenche, R. O. (2005). *Acondicionamiento térmico de edificios*. Argentina: Nabuko.
- Duffie, J. A., y Beckman, W. A., (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*. New York: Wiley.
- Ekechukwu, O., V., Norton, B. (1999). Review of solar-energy drying systems III: low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications. *Energy Conversion and Management*. 40, 657-667
- Elsayed, M. M., (1989). Optimum orientation of absorber plates. *Solar Energy*. 42 (2), 89–102.

- Felder, R., M., Rousseau, R., W. (2004). *Principios elementales de los procesos químicos* (3ed). México. Limusa S.A. de C.V
- Fudholi, A., Sopian, K., Ruslan, M., H., Alghoul, M., A. y Sulaiman, M., Y. (2010). Review of solar dryers for agricultural and marine products. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 14: pp. 1–30.
- Garg, H. P., (1982). *Treatise on Solar Energy: Fundamentals of Solar Energy*. New York: Wiley.
- Gómez-Gómez, M. S. (2009). Deshidratación de jitomate saladette en un secador de charolas giratorias. *Tesis*. Huajuapán de León, México: Universidad Tecnología de la Mixteca.
- Gómez-Lobo, Andrés (2002) ¿Es realmente perjudicial el comercio internacional para el medio ambiente? *Revista Ambiente y Desarrollo*, CIPMA. XVIII (3) pp.25-27
- Goswami, Y., Kreith, F., Kreider, J., F. (2000). *Principles of solar engineering*. (2ed). United States of America: Taylor & Francis.
- Hardenburg, R., E., Watada, A., E., Wang, C. Y., (1988). *Almacenamiento comercial de las frutas, legumbres y existencias de floristería y víceros*. San José, Costa Rica: IICA.
- Herce-Vigil, J., Suarez, R. (1991). Analysis of a plastic solar collector. *Energy Conversion and Management*. 31 (3): pp. 243-254.
- Heywood, H., (1971). Operational experience with solar water heating. *J. Inst. Heat Vent Energy*. 39, 63–69.
- Ho, C. D., Yeh, H. M., Cheng T. C., Wang. R. C., (2009). The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached. *Applied Energy*. 86(9): pp. 1470-1478.

- Hossain, M., A., Amer, B., M., A., Gottschalk, K. (2008). Hybrid solar dryer for quality dried tomato. *Drying Technology*. 26: pp. 1591-1601.
- Hougen, O. A., Watson, K. M., y Ragatz, R. A. (2006). *Principios de los procesos Químicos I. Balances de materia y energía*. Barcelona, España: Reverté.
- Ibañez P. M. Rossel P. J. R. Rossel U. J. I., (2005). *Tecnología solar*. Ediciones Mundi-Presa.
- Ibarz, A., y Barbosa-Cánovas, G. V., (2005) *Operaciones unitarias en la ingeniería de alimentos*. México, México: Mundi-Prensa.
- Kalogirou, S., A. (2004). Solar thermal collector and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*. 30: pp. 231-295.
- Kalogirou, S. (2009). *Solar energy engineering: processes and systems* (2 ed.) United States of America: Elsevier Inc.
- Karim Md., A., Hawlader, M.N.A. (2006). Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors. *Energy*. 31: pp. 452 -470
- Koyuncu, T., (2006). Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications. *Renewable Energy*. 31: pp 1073-1088.
- Kudra, T., (2012). Energy performance of convective dryers. *CanmetENERGY | Natural Resources Canada*. pp 1-22.
- Lazarov, V., Schaeffer, Chr., Shishkov, M., Ivanova, M. (2005). Hybrid solar collector. *Journal of Materials Processing Technology*. 161: pp. 229 – 233.
- López-Torres, V., G., Moreno-Moreno, L., R., Marín-Vargas, M., E. (2012). La energía solar como promotora del desarrollo regional: análisis del potencial de generación en Baja California. *Rev. Internacional Administración y Finanzas*. 5 (1): pp. 53-64.

- López-Vidaña E.C., Méndez-Lagunas L.L., Rodríguez-Ramírez J. (2013). Efficiency of a hybrid solar-gas dryer. *Solar Energy*. 93: pp. 23-31.
- Lunde, P. J., (1980). *Solar Thermal Engineering*. New York: Wiley.
- Madhlopa. A., Jones, S., A., Kalenga Saka, J., D. 2002. A solar air heater with composite-absorber systems for food dehydration. *Renewable Energy*. 27 (1): pp. 27-37.
- Maupoey, P., F., Andrés-Grau, A., M., Barat-Baviera, J., M., Albors-Sorolla, A., M., (2001). *Introducción al secado de alimentos aire caliente*. España, Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.
- Marroquín de Jesús, Á., Olivares-Ramírez, J., M., Ramos-López, G., A., Ples, R., C. (2009). A flat solar collector built from galvanized Steel plate, working by thermosyphonic flow, optimized for mexican conditions. *RIIT*. 10 (3): pp. 269-283.
- McCabe, W. L., Smith, J. C., y Harriot, P. 1998. *Operaciones unitarias en ingeniería química* (4 ed.). Madrid, España: McGraw-Hill.
- Minka, C., J. (1986) Potential improvement to traditional solar crop drying in Cameron: research and development solar drying in Africa. In: Proceedings of a Workshop held in Dakar. pp. 11 – 22.
- Misra, N., R., Kenner, M., H., Roller, L.,W., (1982). Solar heat for corn drying under Ohio conditions II. Summer storage of solar heat. *Trans ASAE*. pp. 459–64.
- Mujumdar, A. S., (2007) *Handbook of industrial drying*. Taylor and Francis group. Reino Unido.
- Montgomery, R., H., y Budnick, J. (1986). *Energía solar. Selección del equipo, instalación y aprovechamiento* (1 ed). México, D.F.: LIMUSA.
- Nijegorodov N, Devan K. R. S., Jain P. K. Carlsson S., (1994). Atmospheric transmittance models and an analytical method to predict the optimum

- slope of an absorber plate, variously oriented at any latitude. *Renewable Energy*. 4 (5), 519-543.
- Norma Mexicana NMX-F-83-1986. *Determinación de humedad en productos alimenticios*. Dirección general de normas.
- Pangavhane, D., R., Sawhney, R., L., Sarsavadia, P., N., 2002. Design, development and performance testing of a new natural convection solar dryer. *Energy*. 27: pp. 579-590.
- Perry, R. H., Green, D. W., y Maloney, J. O. (1996). *Perry del manual del ingeniero químico* (3 ed.). Madrid, España: McGraw-Hill.
- Ramani, B., M., Gupta, A., Kumar, R. (2010). Performance of a double pass solar air collector, *Solar Energy*, pp.1929-1937.
- Rajkumar, P. (2007). Comparative performance of solar cabinet, vacuum assisted solar and open sun drying methods. Tesis de maestría, McGill University, Montreal Canada.
- Rico-Jordan, E., Pérez-Nieto, A., Ruiz-Aguilar, G., Ma de la L., Robledo-Cervantes, L., (2010). *XII Congreso Nacional de Ciencia y Tecnología de Alimentos*. Guanajuato. México. pp.1-17.
- Ritcher, C., Lincot, D., Gueymard C. A., (2013). *Solar Energy*. Londres, Reino Unido: Springer
- Sacilik, K., Keskin, E.A., Konuralp, R. (2002). Mathematical modeling of solar tunnel drying of thin layer organic tomato. *Journal Food Eng.* 73, 231-238.
- Sánchez, M. T., y Pinedad, I. (2003). *Procesos de elaboración de alimentos y bebidas*. Madrid, España: Mundi-Prensa.
- Sayigh, A., A., M. (1997). *Solar Energy Engineering*. Academic Press, Inc. London. p. 1-2).

- Sharma, A., Chen, C., R., y Vu Lan, N., (2009). Solar-energy drying systems: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 13: pp.1185–1210.
- Sharma, S., Mulvaney, S., Rivzi, S. (2003). *Ingeniería en Alimentos. Operaciones unitarias y prácticas de laboratorio*. Limusa Wiley.
- Sharma, S., J., Sharma V., K., Ranjana J., H., A., Ray R., A. (1990). Evaluation of the performance of a cabinet type solar dryer. *Energy Conversion & Management*. 30(2): pp. 75 – 80.
- Sawicka M., (2010). Optimization of solar air collector. Tesis de maestría, Aalborg University.
- Saxena, A., (2015). Design an thermal performance evaluation of a novel air heater. *Renewable energy*. 77: pp. 501-511.
- Sopian, K., Zulkifli, R., Shari, J., Othman, M., Y. (2002). Thermal Performance of thermoplastic natural rubber solar collector. *Journal of Materials Processing Technology*. 123: pp. 179-184.
- Tapias, H. (1996) Tecnología Adecuada. *Revista Facultad de Ingeniería*. Universidad de Antioquía. 11
- Tiris, C., Ozbalta, N., Tiris, M., Dincer, I., 1994. Performance of solar dryer. *Energy*. 19 (9): pp. 993-997.
- Tiwari, R., Kumar, A., Gupta S., K., Sootha, G., D. (1991). Thermal performance of flat-plate solar collectors manufactured in India. *Energy Conversion and Management*. 31 (4): pp. 3009-313.
- Tiwari, G., N., y Mishra, R., K., (2012). *Advanced Renewable Energy Sources*. Cambrige, UK: The Royal Society of Chemistry
- Torres-Reyes, E., Navarrate-Gonzalez, J., J., Ibarra-Salazar, B., A., (2002). Thermodynamic method for designing dryers operated by flat-plane solar collectors. *Renawable Energy*. 26: pp. 649-660.

- Ulgen K., (2007). Optimum tilt angle for solar collectors. *Energy Sources*. 28:17. P 1171-1180.
- Ulrich, K., Eppinger, S., (1995). *Product Design and Development*, McGraw-Hill,
- UNESCO (2005) *Guía de Uso de Secadores para frutas, legumbres, hortalizas, plantas medicinales y carnes*. Fundación Celestina Pérez de Almada. Asunción, Paraguay.
- VijayaVenkataRaman, S., Iniyah, S., Goic, R., (2012). A review of solar drying technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16: pp. 1652-2670.
- Vilchis, L. del C., (1998). *Metodología del diseño. Fundamentos teóricos* (1 ed). México: Centro Jaun Acha A.C.
- Walpoe R. E., (1999). *Probabilidad y estadística para ingenieros*. (6 ed). México, México: Prentice-Hall hispanoamericana, S. A.
- Zomorodian, A., Zamanian, M. (2012). Designing and evaluating an innovative solar air collector with transpired absorber and cover. *Renewable Energy*.

## Páginas de internet

- Actualización de los Mapas de Irradiación Global solar en la Republica Mexicana (R. Almanza S. ,E. Cajigal R., J. Barrientos A. 1997) Reportes de insolación de México. Southwest Technology Development Institute, NMSU, 1999. Accesada 10 dic 2014, del sitio Web de (<http://econotecnia.com/radiacion-solar.html>).
- Duffie, JA, Beckman, WA, 2013, *Solar engineering of thermal processes* (4 ed.) Canada; John Wiley & Sons Inc. Recuperado agosto 29, 2013, de books-google base de datos.

EnerConcept Technologies. Inc. <http://www.enerconcept.com/> . Accesada el 19 de septiembre de 2013 a las 18:30 horas.

Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI), (2013) Aspectos generales de hoja p.p 45 y 50. Accesado el 20 de noviembre de 2013 a las 23:40 URL:  
[http://municipiodeoaxaca.gob.mx/gobierno/pdf/07aspectos\\_generales.pdf](http://municipiodeoaxaca.gob.mx/gobierno/pdf/07aspectos_generales.pdf)

Hii, C., L., Jangam, S., V., Ong, S., P., y Mujumdar, A., S, (2012). *Solar Drying: Fundamentals, Applications and Innovations*. Malasia: Accesada 4 de mayo de 2014. URL: <http://serve.me.nus.edu.sg/arun/>

Programa [meteonorm](http://meteonorm.com) 7 URL: <http://meteonorm.com> (accesada 8 de agosto 2014).

NASA URL: [https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?&num=084108&lat=17.083&hgt=100&submit=Submit&veg=17&sitelev=1607&email=skip@larc.nasa.gov&p=grid\\_id&p=swv\\_dwn&p=ret\\_tlt0&p=no\\_sun1&p=TSKIN\\_MN&p=vege\\_wnd&step=2&lon=-96.75](https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?&num=084108&lat=17.083&hgt=100&submit=Submit&veg=17&sitelev=1607&email=skip@larc.nasa.gov&p=grid_id&p=swv_dwn&p=ret_tlt0&p=no_sun1&p=TSKIN_MN&p=vege_wnd&step=2&lon=-96.75) (accesada 23 de octubre 2014).

Rao, CS, 2006, *Environmental pollution control engineering* (2ed.) India; New Age International Publishers. Recuperado agosto 29, 2013, de books-google base de datos.

# ANEXOS

## ANEXO Diseño de la estructura

### Anexo 1 Análisis pérdidas ópticas

**Tabla 30.** Datos técnicos del vidrio templado prismático anti-reflejante

Espesor, L (m)	0.0032
Transmisión de la luz visible, (%)	91.6
Visible reflexión de la luz (%)	7.30
Transmitancia solar (%)	92
Reflectancia solar (%)	7.4
Transmitancia UV (%)	86.8
Coefficiente de ganancia de calor solar (%)	92.2
Coefficiente de sombra (%)	1.04
Coefficiente de extinción, K [m <sup>-1</sup> ]	12
Índice de refracción, n	1.526

Calculo para la cubierta de vidrio templado, para el ángulo del rayo refractado hacia el absorbedor. Primeramente se obtiene el ángulo desviado  $\theta_2$ . Ecu.

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left( \frac{\sin 17^\circ}{1.526} \right) = 11.05$$

La transmitancia  $\tau_a$ , en donde se consideran las pérdidas por absorción, Ecu

$$\tau_a = e^{-\frac{KL}{\cos \theta_2}} = 0.96$$

En seguida se calcula la reflexión de la radiación no polarizada, en su componente perpendicular. Ecu. Para posteriormente obtener su componente paralelo Ecu.

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(11.05 - 17)}{\sin^2(11.05 + 17)} = 0.0487$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(11.05 - 17)}{\tan^2(11.05 + 17)} = 0.0383$$

La transmitancia de la radiación inicial sin polarizar es el promedio de los dos componentes. Ecu .

$$\tau_r = \frac{0.987}{2} \left\{ \frac{1 - 0.0487}{1 + 0.0487} \left[ \frac{(1 - 0.0487^2)}{(1 - (0.0487 * 0.987)^2)} \right] + \frac{1 - 0.0383}{1 + 0.0383} \left[ \frac{(1 - 0.0383^2)}{(1 - (0.0383 * 0.987)^2)} \right] \right\} = 0.905$$

Y la transmitancia adecuada es el producto de  $\tau_a$  y  $\tau_r = 0.893$

En seguida, se calcula la absorptancia de acuerdo a sus componentes. Ecu

$$\alpha = \frac{1 - 0.987}{2} \left[ \left( \frac{1 - 0.0487}{1 - 0.0827 * 0.987} \right) + \left( \frac{1 - 0.0383}{1 - 0.0383 * 0.987} \right) \right] = 0.0129$$

Asimismo, se procese a calcular la reflectancia. Ecu

$$\rho = \frac{1}{2} [0.0487(1 + 0.987 * 0.907) + 0.0383(1 + 0.987 * 0.926)] = 0.0828$$

Cumpliendo con el balance de propiedades se debe de obtener la unidad

$$\rho + \alpha + \tau = 0.083 + 0.013 + 0.905 = 1$$

Por último se obtiene el producto  $[\alpha\tau]$ , de la cubierta. La transmitancia adecuada puede entonces obtenerse a partir de la Ec., mientras que la absorptancia dependiente ángulo desde 0 a 80 ° puede ser obtenida a partir de (Beckman *et al.*, 1977):

$$\frac{\alpha}{\alpha_n} = 1 + 2.0345 \times 10^{-3} \theta_1 - 1.99 \times 10^{-4} \theta_1^2 + 5.324 \times 10^{-6} \theta_1^3 - 4.799 \times 10^{-8} \theta_1^4$$

$$= 0.993$$

Para un ángulo de incidencia efectiva de 23° y  $\alpha_n = 0.91$

$$(\alpha\tau)_B = 1.01\tau(\alpha/\alpha_n)\alpha_n = 1.01 * 0.893 * 0.993 * 0.91 = 0.815$$

Ahora, el producto absorptancia-transmitancia para el calentador solar de aire es:

$$(\alpha\tau) \cong 0.96(\alpha\tau)_B = 0.78$$

## Anexo 2 Análisis de pérdida de energía

$U_t$

$$= \frac{1/N}{\left\{ C/T_p \left( (T_p - T_a)/(N + f) \right)^{0.33} \right\} + (1/h_{viento})} + \sigma(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a) / \left[ \left( 1/(\varepsilon_p + 0.05N(1 - \varepsilon_p)) \right) + ((2N + f - 1)/\varepsilon_g) - N \right]$$

donde

$$f = (1 - 0.04h_{viento} + 0.0005h_{viento}^2)(1 + 0.091N)$$

$$C = 365.9(1 - 0.008833\beta + 0.0001298\beta^2)$$

$$h_{viento} = 8.6V^{0.6}/L^{0.4}$$

Para el calentador 1

$$h_{viento} = 8.6 * 2.5^{0.6}/1.32^{0.4} = 13.34 \frac{W}{m^2K}$$

$$f = (1 - 0.04(13.34) + 0.0005(13.34)^2)(1 + 0.091(1)) = 0.606$$

$$C = 365.9(1 - 0.008833(17) + 0.0001298(17^2)) = 324.7$$

Convección natural

$$U_t = \frac{1/1}{\left\{ 324.7/362 \left( (362 - 307)/(1 + 0.606) \right)^{0.33} \right\} + (1/13.34)} + \frac{5.67 \times 10^{-8} (362^2 + 307^2)(362 + 307)}{\left[ \left( 1/(0.7 + 0.05(1)(1 - 0.7)) \right) + ((2(1) + 0.656 - 1)/.88) - 1 \right]}$$

$$= 6.8 \frac{W}{m^2K}$$

Convección forzada

$$U_t = \frac{1/1}{\left\{ 324.7/342 \left( (342 - 304)/(1 + 0.606) \right)^{0.33} \right\} + (1/13.34)} + \frac{5.67 \times 10^{-8} (342^2 + 304^2)(342 + 304)}{\left[ \left( 1/(0.7 + 0.05(1)(1 - 0.7)) \right) + ((2(1) + 0.656 - 1)/.88) - 1 \right]}$$

$$= 6.2 \frac{W}{m^2K}$$

Calentador 2

Convección natural

$$U_t = \frac{1/1}{\{324.7/366((366 - 304)/(1 + 0.606))^{0.33}\} + (1/13.34)} + \frac{5.67 \times 10^{-8}(366^2 + 307^2)(366 + 307)}{\left[ \left( \frac{1}{0.7 + 0.05(1)(1 - 0.7)} \right) + \left( \frac{2(1) + 0.656 - 1}{0.88} \right) - 1 \right]} = 6.9 \frac{W}{m^2K}$$

Convección forzada

$$U_t = \frac{1/1}{\{324.7/358((358 - 304)/(1 + 0.656))^{0.33}\} + (1/11.7)} + \frac{5.67 \times 10^{-8}(358^2 + 307^2)(358 + 304)}{\left[ \left( \frac{1}{0.7 + 0.05(1)(1 - 0.7)} \right) + \left( \frac{2(1) + 0.656 - 1}{0.88} \right) - 1 \right]} = 6.7 \frac{W}{m^2K}$$

Calentador 3

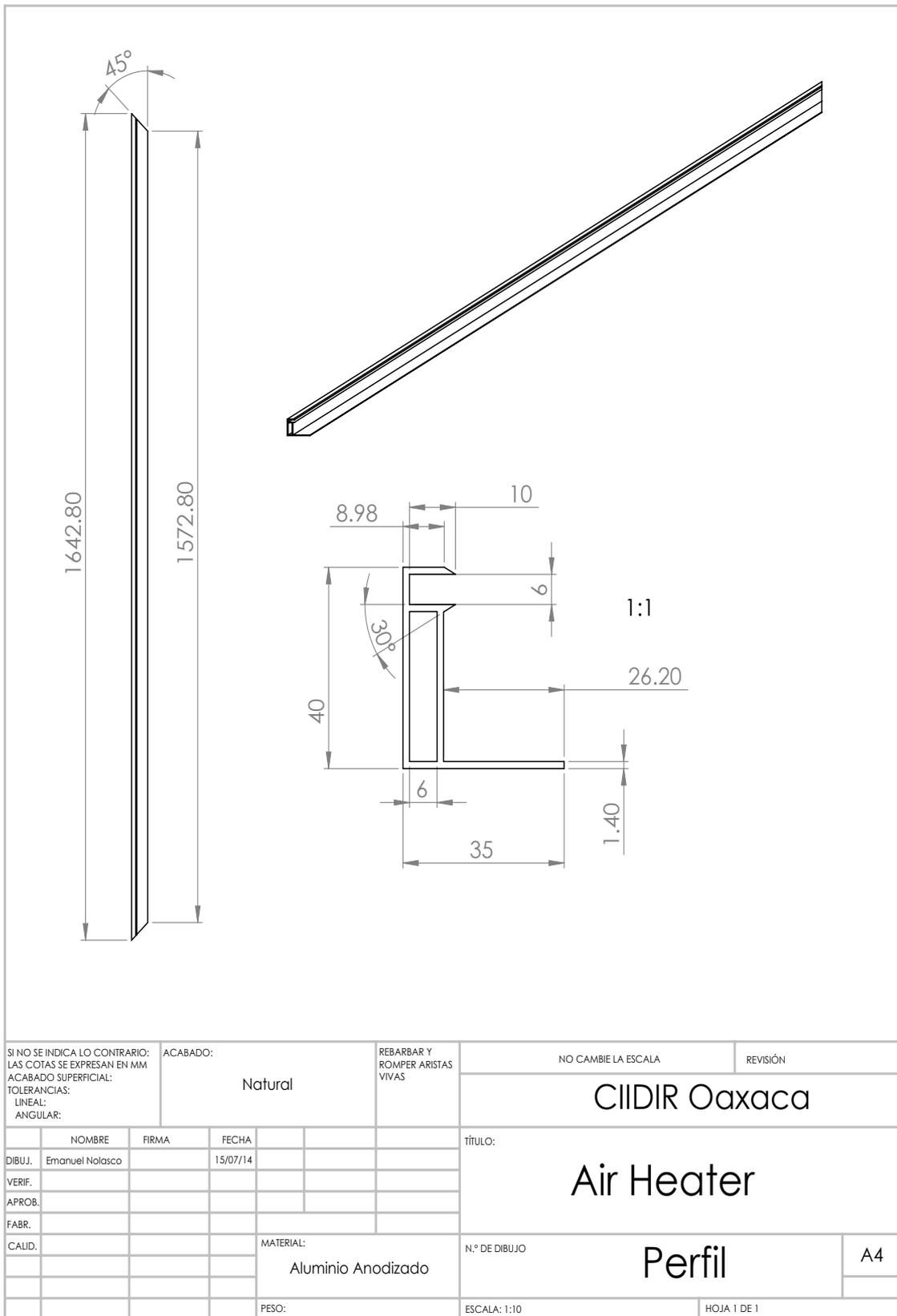
Convección natural

$$U_t = \frac{1/1}{\{324.7/366((366 - 307)/(1 + 0.656))^{0.33}\} + (1/11.7)} + \frac{5.67 \times 10^{-8}(366^2 + 307^2)(366 + 303)}{\left[ \left( \frac{1}{0.7 + 0.05(1)(1 - 0.7)} \right) + \left( \frac{2(1) + 0.656 - 1}{0.88} \right) - 1 \right]} = 6.9 \frac{W}{m^2K}$$

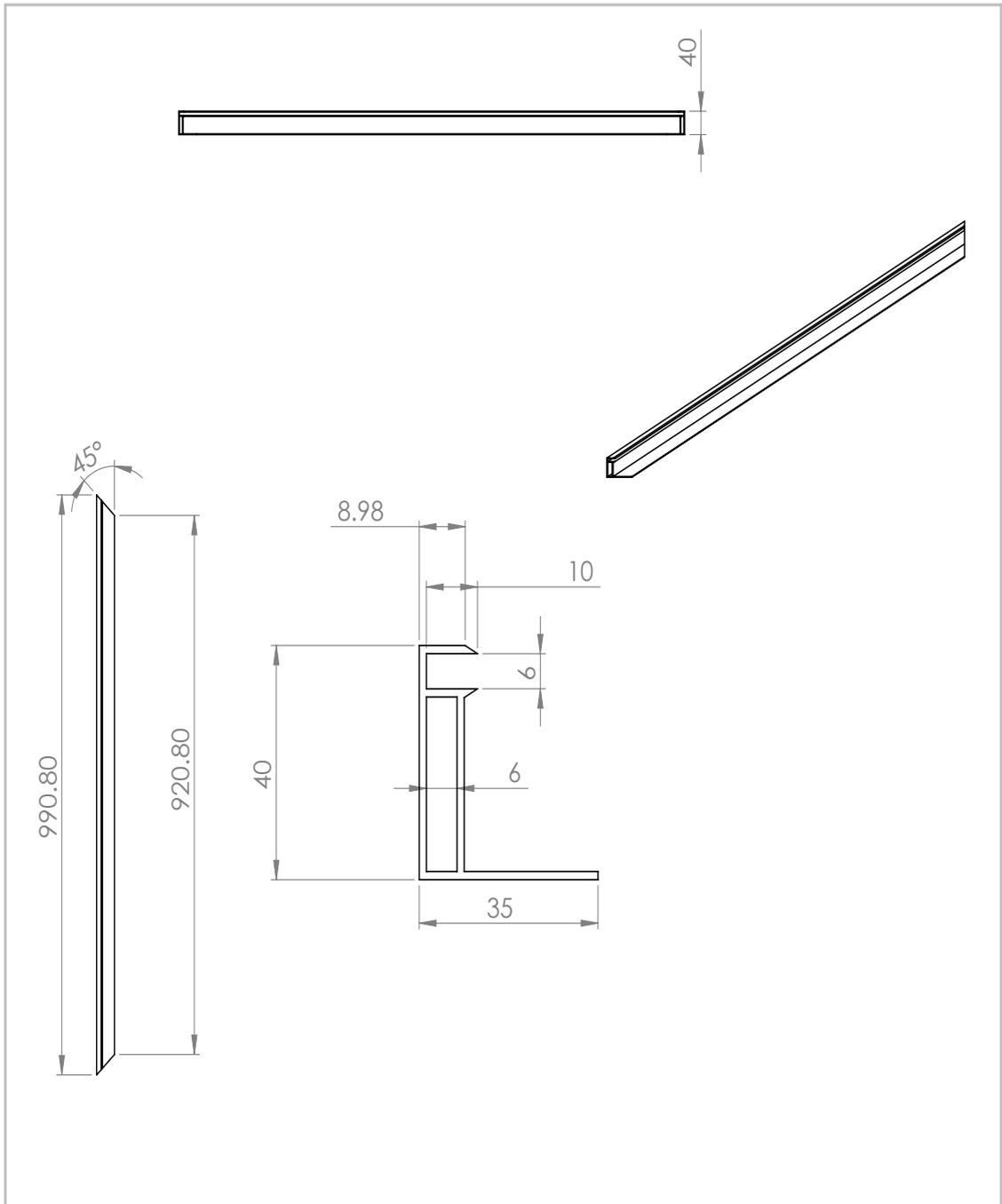
Convección forzada

$$U_t = \frac{1/1}{\{324.7/358((358 - 304)/(1 + 0.656))^{0.33}\} + (1/11.7)} + \frac{5.67 \times 10^{-8}(358^2 + 304^2)(358 + 304)}{\left[ \left( \frac{1}{0.1 + 0.05(1)(1 - 0.7)} \right) + \left( \frac{2(1) + 0.656 - 1}{0.88} \right) - 1 \right]} = 6.7 \frac{W}{m^2K}$$

### Anexo 3 Planos de la estructura

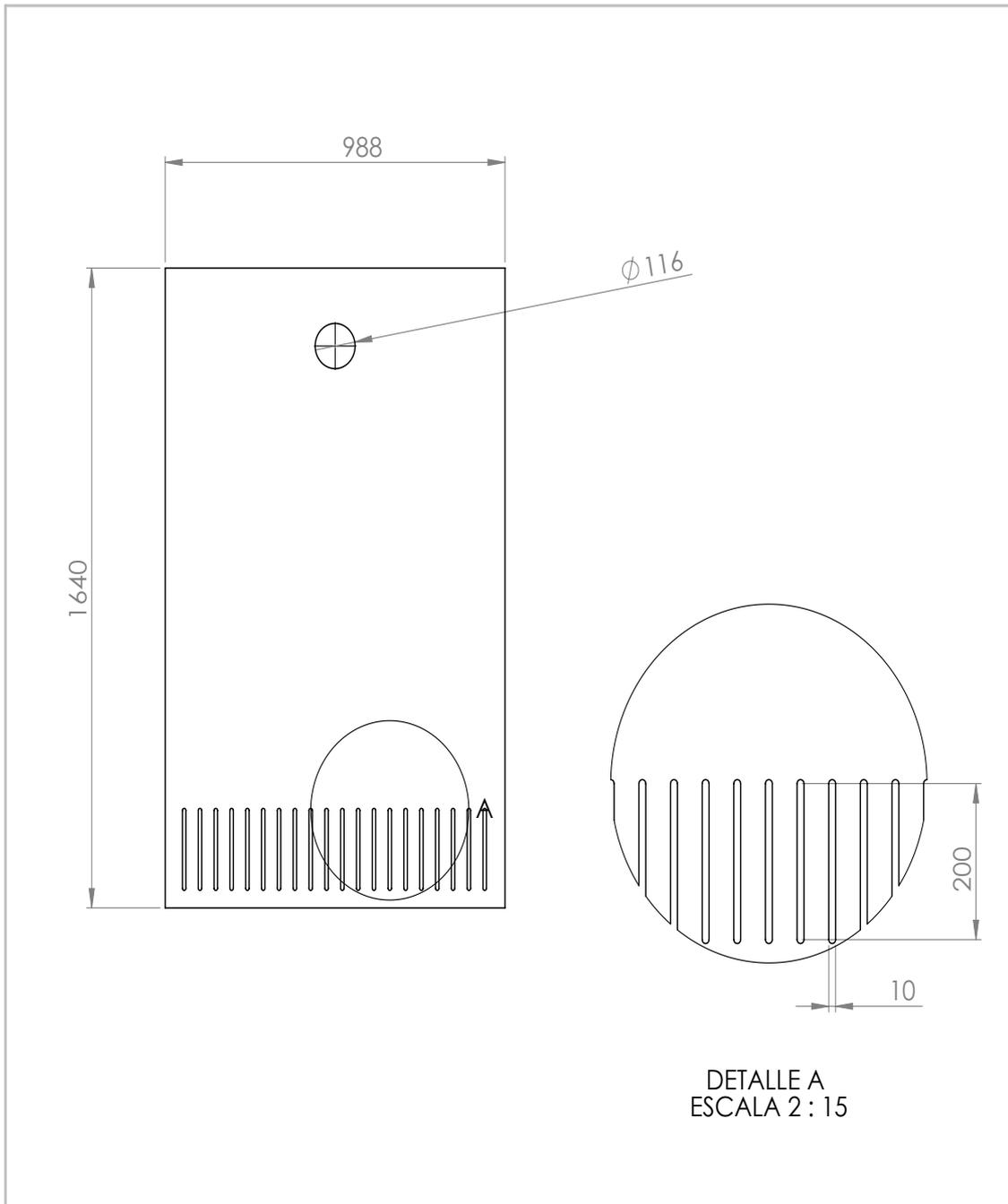


**Figura 41.** Perfil de las paredes laterales



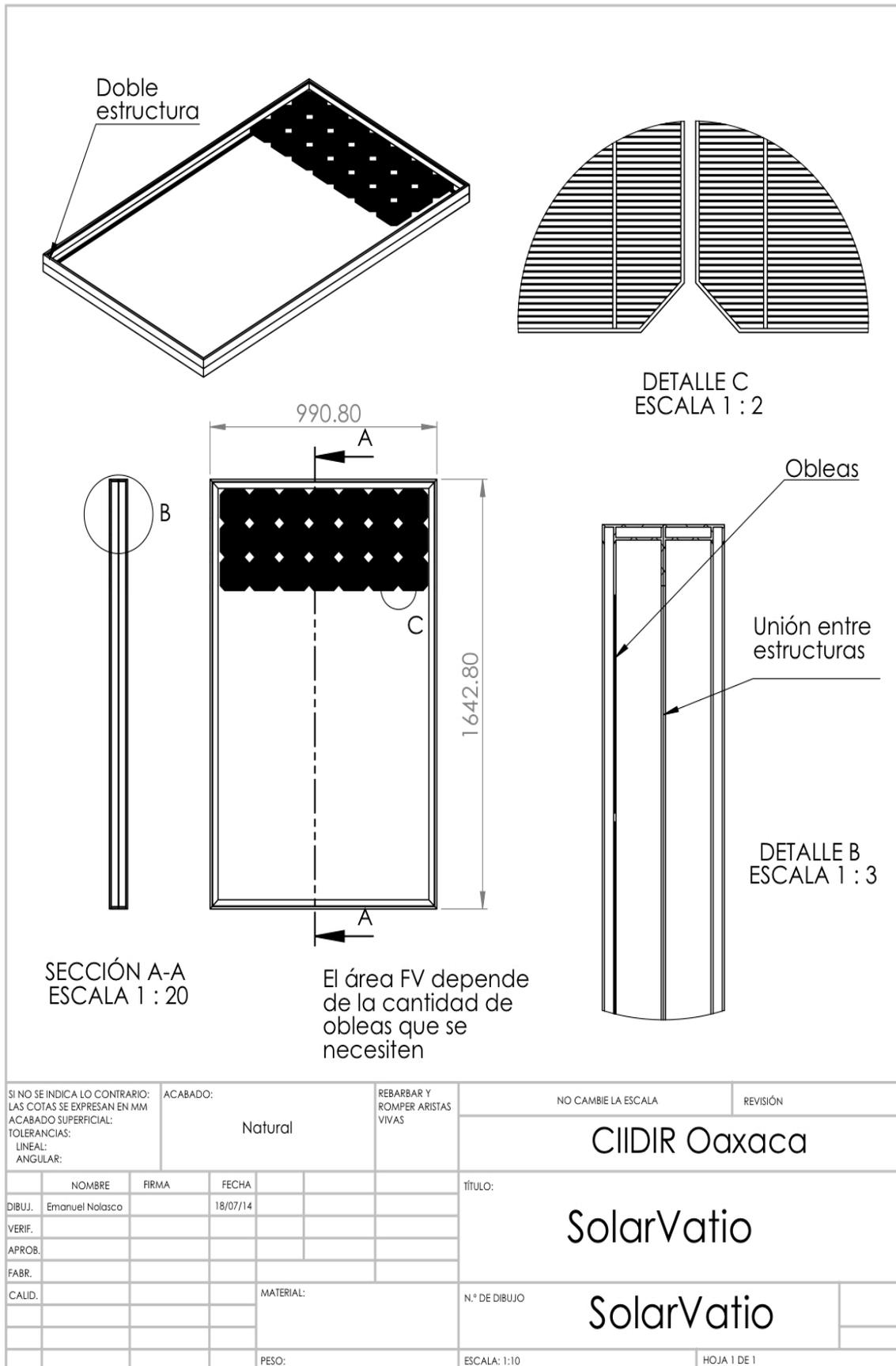
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:  Natural	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					CIIDIR Oaxaca	
NOMBRE			FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJ. Emanuel Nolasco				15/07/14	Air Heater	
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.					MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
					Aluminio Anodizado	Perfil2
						A4
					PESO:	ESCALA: 1:10
						HOJA 1 DE 1

**Figura 42.** Pieza superior e inferior de perfil de aluminio para la estructura del marco



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:  Natural		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
						CIIDIR Oaxaca			
						TÍTULO:  Air Heater			
						N.º DE DIBUJO  Base			
NOMBRE		FIRMA		FECHA		PESO:		ESCALA: 1:10	
DIBUJ.		Emanuel Nolasco		15/07/14				HOJA 1 DE 1	
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CALID.						MATERIAL:  Triplay			

**Figura 43.** Cubierta de la parte posterior con la entrada de aire



**Figura 44.** Ensamble de los marcos y detalles de celda fotovoltaica en el colector solar

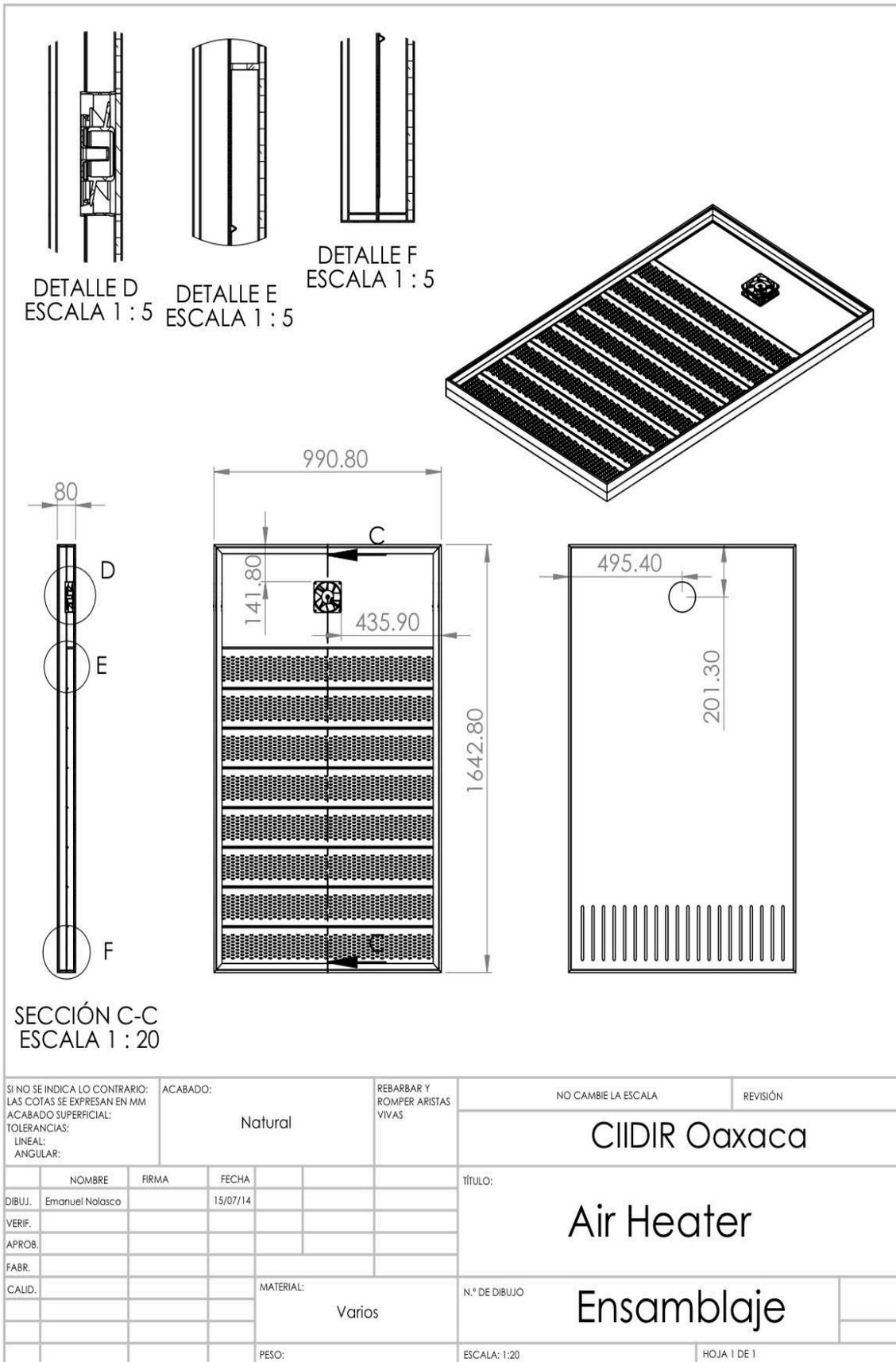


Figura 45. Ensamble de los componentes del colector solar

### Estructura con absorbedor

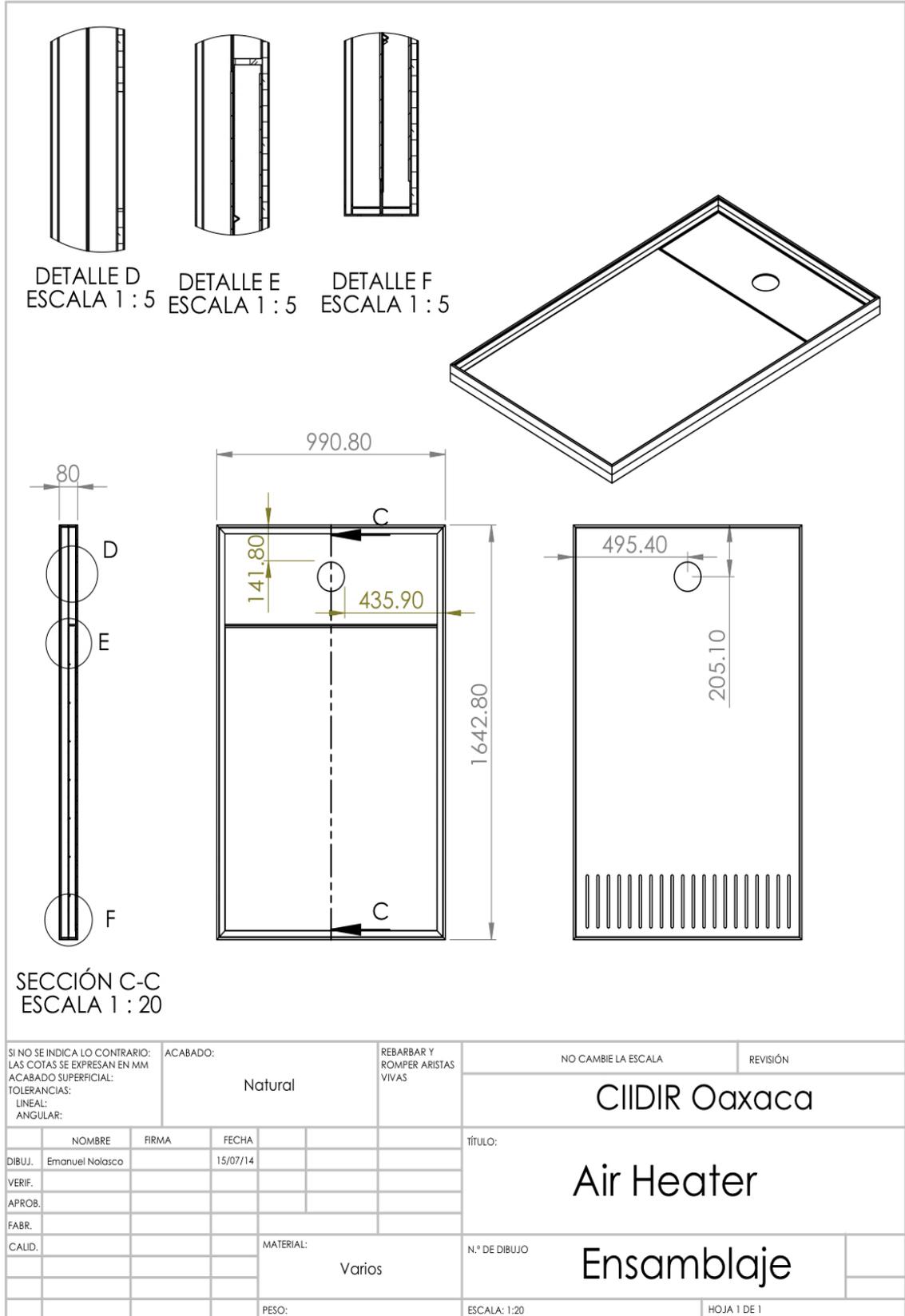


Figura 46. Calentador solar de aire con placa plana [PP]

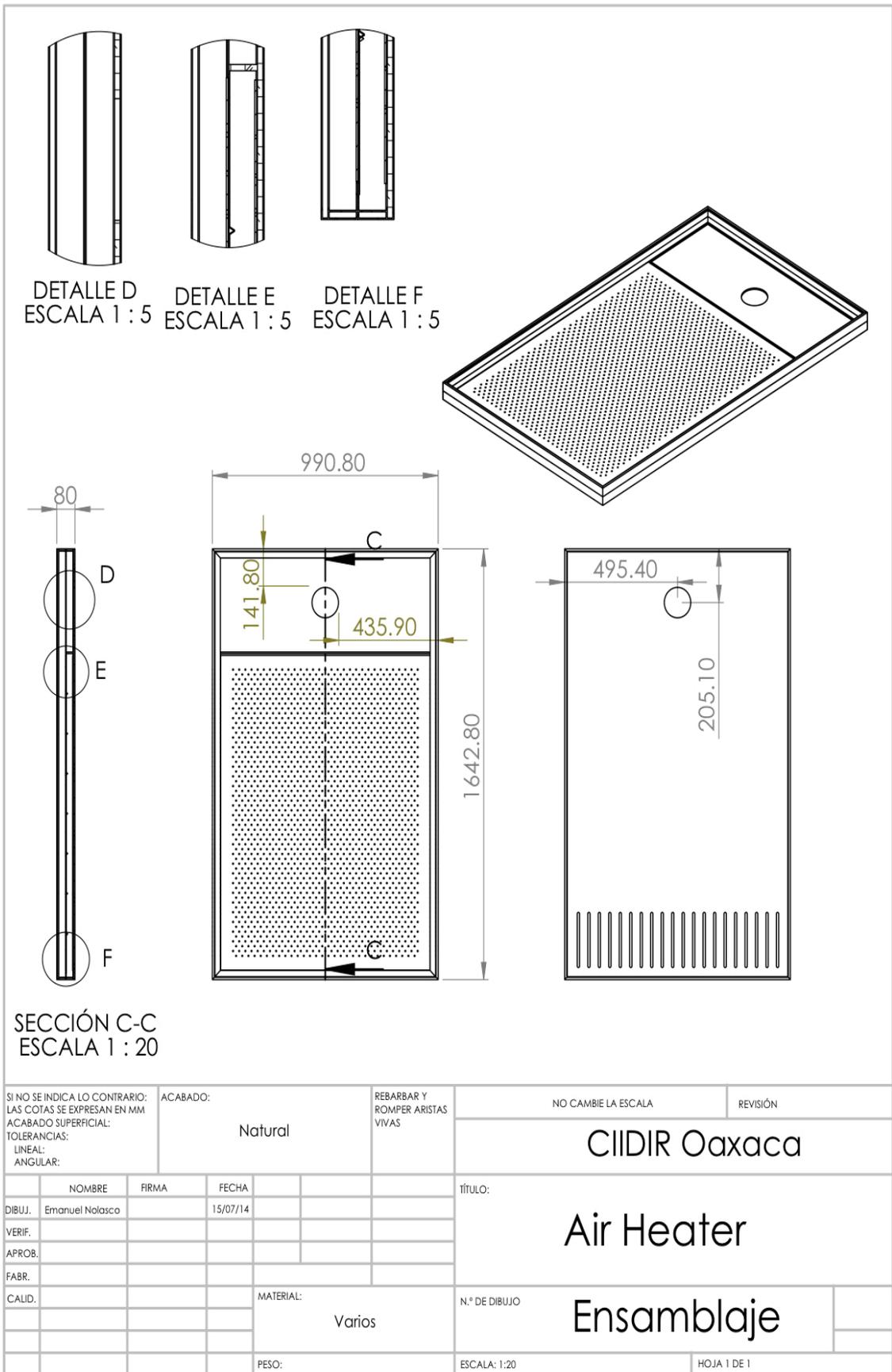
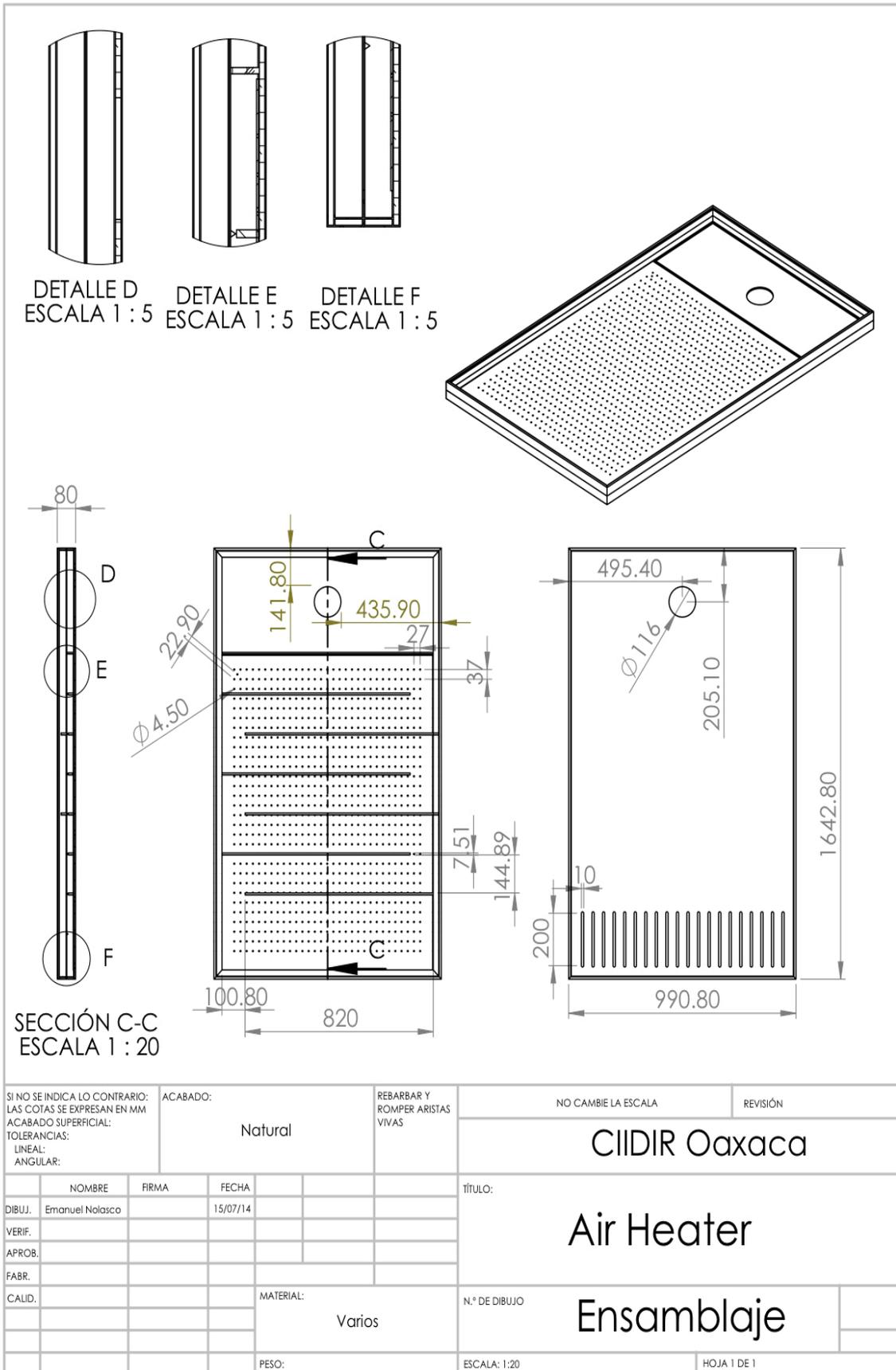


Figura 47. Calentador solar de aire con placa perforada [PO]



**Figura 48.** Calentador solar de aire con placa perforada y desviadores [PC]-

## ANEXO Resultados de las evaluaciones para llegar a un colector solar de aire eficiente

### Anexo 4 Evaluación de la eficiencia para los distintos recubrimientos

Día

Recubrimiento PM

<i>Hora</i>	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	<i>Grashof</i> $Ga$	<i>Prandtl</i> $Pr$	<i>Rayleigh</i> $Ra$	<i>Nusselt</i> $Nu$	$h$
<b>10:00</b>	33.29	32.93	6.46E-05	2.97E+06	0.7282	2.16E+06	20.44	5.29
<b>10:30</b>	34.05	59.18	4.66E-05	3.49E+06	0.7282	2.54E+06	21.36	5.53
<b>11:00</b>	35.40	65.04	4.66E-05	3.49E+06	0.7282	2.54E+06	21.36	5.53
<b>11:30</b>	35.40	65.04	5.33E-05	3.20E+06	0.7282	2.33E+06	20.85	5.40
<b>12:00</b>	36.96	64.26	5.75E-05	2.80E+06	0.7282	2.04E+06	20.11	5.20
<b>12:30</b>	38.21	62.18	5.80E-05	2.82E+06	0.7282	2.05E+06	20.16	5.22
<b>13:00</b>	37.70	61.85	5.45E-05	4.47E+06	0.7282	2.28E+06	20.71	5.36

<i>Radiación</i> [W/m <sup>2</sup> ]	$Q$ <i>Convección</i> [W]	$Q$ <i>Radiación</i> [W]	$Q$ <i>Conducción</i> [W]	$Q$ <i>Útil</i> [W]	$Q$ <i>Total</i> [W]	$\eta$ [%]
<b>909.15</b>	0.40	0.55	0.166	1.6355	2.75	0.60
<b>915.98</b>	0.49	0.67	0.196	1.3911	2.75	0.51
<b>915.65</b>	0.49	0.67	0.196	1.3911	2.75	0.51
<b>915.65</b>	0.44	0.62	0.180	1.4665	2.71	0.54
<b>902.16</b>	0.37	0.54	0.158	1.3878	2.46	0.56
<b>820.24</b>	0.38	0.54	0.159	1.4115	2.49	0.57
<b>830.40</b>	0.43	0.60	0.18	1.4500	2.65	55%

Recubrimiento de CM

<i>Hora</i>	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	<i>Grashof</i> $Ga$	<i>Prandtl</i> $Pr$	<i>Rayleigh</i> $Ra$	<i>Nusselt</i> $Nu$	$h$
<b>10:00</b>	33.29	33.20	6.01E-05	3.47E+06	0.7282	2.53E+06	21.33	5.52
<b>10:30</b>	34.05	60.23	4.99E-05	3.81E+06	0.7282	2.77E+06	21.88	5.66
<b>11:00</b>	35.40	64.12	4.99E-05	3.81E+06	0.7282	2.77E+06	21.88	5.66
<b>11:30</b>	35.40	64.12	4.82E-05	3.81E+06	0.7282	2.77E+06	21.88	5.66
<b>12:00</b>	36.96	65.69	4.67E-05	3.53E+06	0.7282	2.57E+06	21.43	5.55
<b>12:30</b>	38.21	64.85	4.00E-05	3.40E+06	0.7282	2.47E+06	21.20	5.49
<b>13:00</b>	37.70	66.79	4.92E-05	3.64E+06	0.7300	2.65E+06	21.60	5.59

<i>Radiación</i> [W/m <sup>2</sup> ]	<i>Q</i> <i>Convección</i> [W]	<i>Q</i> <i>Radiación</i> [W]	<i>Q</i> <i>Conducción</i> [W]	<i>Q</i> <i>Útil</i> [W]	<i>Q</i> <i>Total</i> [W]	<i>η</i> [%]
<b>909.15</b>	0.43	0.56	0.173	1.5854	2.75	0.58
<b>915.98</b>	0.49	0.63	0.189	1.4442	2.75	0.53
<b>915.65</b>	0.49	0.63	0.189	1.4442	2.75	0.53
<b>915.65</b>	0.49	0.63	0.190	1.3943	2.71	0.52
<b>902.16</b>	0.44	0.59	0.176	1.2522	2.46	0.51
<b>820.24</b>	0.48	0.65	0.192	1.1723	2.49	0.47
<b>830.40</b>	0.47	0.61	0.18	1.38	2.65	52%

#### Recubrimiento de PB

<i>Hora</i>	<i>T<sub>in</sub></i> [°C]	<i>T<sub>out</sub></i> [°C]	<i>m</i> [kg/s]	<i>Grashof</i> <i>Ga</i>	<i>Prandtl</i> <i>Pr</i>	<i>Rayleigh</i> <i>Ra</i>	<i>Nusselt</i> <i>Nu</i>	<i>h</i>
<b>10:00</b>	33.29	32.16	4.42E-05	3.60E+06	0.7282	2.62E+06	21.54	5.58
<b>10:30</b>	34.05	64.52	3.47E-05	3.96E+06	0.7282	2.88E+06	22.11	5.72
<b>11:00</b>	35.40	69.02	3.47E-05	3.96E+06	0.7282	2.88E+06	22.11	5.72
<b>11:30</b>	35.40	69.02	3.22E-05	3.98E+06	0.7282	2.90E+06	22.15	5.73
<b>12:00</b>	36.96	70.98	2.87E-05	3.78E+06	0.7282	2.75E+06	21.84	5.65
<b>12:30</b>	38.21	70.64	2.38E-05	4.07E+06	0.7282	2.96E+06	22.28	5.77
<b>13:00</b>	37.70	72.54	3.30E-05	4.47E+06	0.7282	2.83E+06	22.00	5.69

<i>Radiación</i> [W/m <sup>2</sup> ]	<i>Q</i> <i>Convección</i> [W]	<i>Q</i> <i>Radiación</i> [W]	<i>Q</i> <i>Conducción</i> [W]	<i>Q</i> <i>Útil</i> [W]	<i>Q</i> <i>Total</i> [W]	<i>η</i> [%]
<b>909.15</b>	0.51	0.68	0.201	1.3559	2.75	0.49
<b>915.98</b>	0.58	0.77	0.222	1.1749	2.75	0.43
<b>915.65</b>	0.58	0.77	0.222	1.1749	2.75	0.43
<b>915.65</b>	0.59	0.80	0.224	1.1020	2.71	0.41
<b>902.16</b>	0.55	0.76	0.214	0.9359	2.46	0.38
<b>820.24</b>	0.60	0.82	0.230	0.8357	2.49	0.34
<b>830.40</b>	0.57	0.77	0.22	1.10	2.65	41%

#### Recubrimiento de VA

<i>Hora</i>	<i>T<sub>in</sub></i> [°C]	<i>T<sub>out</sub></i> [°C]	<i>m</i> [kg/s]	<i>Grashof</i> <i>Ga</i>	<i>Prandtl</i> <i>Pr</i>	<i>Rayleigh</i> <i>Ra</i>	<i>Nusselt</i> <i>Nu</i>	<i>h</i>
<b>10:00</b>	33.29	32.43	3.74E-05	3.87E+06	0.7282	2.82E+06	21.97	5.69
<b>10:30</b>	34.05	66.79	2.77E-05	4.29E+06	0.7282	3.12E+06	22.61	5.85
<b>11:00</b>	35.40	71.87	2.77E-05	4.29E+06	0.7282	3.12E+06	22.61	5.85
<b>11:30</b>	35.40	71.87	2.60E-05	4.28E+06	0.7282	3.12E+06	22.59	5.85
<b>12:00</b>	36.96	73.53	2.55E-05	3.93E+06	0.7282	2.86E+06	22.07	5.71
<b>12:30</b>	38.21	71.91	2.07E-05	4.23E+06	0.7282	3.08E+06	22.53	5.83
<b>13:00</b>	37.70	73.95	2.75E-05	4.15E+06	0.7282	3.02E+06	22.40	5.80

<i>Radiación</i> [W/m <sup>2</sup> ]	<i>Q</i> <i>Convección</i> [W]	<i>Q</i> <i>Radiación</i> [W]	<i>Q</i> <i>Conducción</i> [W]	<i>Q</i> <i>Útil</i> [W]	<i>Q</i> <i>Total</i> [W]	<b><math>\eta</math></b> [%]
909.15	0.56	0.74	0.216	1.2329	2.75	0.45
915.98	0.64	0.85	0.241	1.0160	2.75	0.37
915.65	0.64	0.85	0.241	1.0160	2.75	0.37
915.65	0.64	0.87	0.241	0.9585	2.71	0.35
902.16	0.58	0.80	0.222	0.8653	2.46	0.35
820.24	0.63	0.86	0.239	0.7558	2.49	0.30
830.40	0.62	0.83	0.23	0.97	2.65	37%
318.37	0.56	0.74	0.216	1.2329	2.75	0.45
61.60	0.64	0.85	0.241	1.0160	2.75	0.37

#### Recubrimiento de CA

<i>Hora</i>	<i>T<sub>in</sub></i> [°C]	<i>T<sub>out</sub></i> [°C]	<b><math>\dot{m}</math></b> [kg/s]	<i>Grashof</i> <i>Ga</i>	<i>Prandtl</i> <i>Pr</i>	<i>Rayleigh</i> <i>Ra</i>	<i>Nusselt</i> <i>Nu</i>	<i>h</i>
10:00	33.35	49.20	1.35E-04	1.88E+06	0.7282	1.37E+06	18.06	4.67
10:30	33.89	48.74	1.45E-04	1.76E+06	0.7282	1.28E+06	17.73	4.59
11:00	34.08	49.63	1.30E-04	1.84E+06	0.7282	1.34E+06	17.95	4.65
11:30	34.59	49.83	1.29E-04	1.80E+06	0.7282	1.31E+06	17.85	4.62
12:00	34.15	49.25	9.50E-05	1.78E+06	0.7282	1.30E+06	17.81	4.61
12:30	34.85	49.20	1.13E-04	1.69E+06	0.7282	1.23E+06	17.55	4.54

<i>Radiación</i> [W/m <sup>2</sup> ]	<i>Q</i> <i>Convección</i> [W]	<i>Q</i> <i>Radiación</i> [W]	<i>Q</i> <i>Conducción</i> [W]	<i>Q</i> <i>Útil</i> [W]	<i>Q</i> <i>Total</i> [W]	<b><math>\eta</math></b> [%]
905.62	0.22	0.23	0.105	2.1554	2.72	0.79
895.69	0.20	0.22	0.098	2.1650	2.69	0.81
863.82	0.22	0.23	0.103	2.0409	2.59	0.79
841.63	0.21	0.23	0.101	1.9857	2.52	0.79
659.18	0.21	0.22	0.100	1.4446	1.98	0.73
711.32	0.20	0.21	0.095	1.6302	2.13	0.76

#### Recubrimiento de CC

<i>Hora</i>	<i>T<sub>in</sub></i> [°C]	<i>T<sub>out</sub></i> [°C]	<b><math>\dot{m}</math></b> [kg/s]	<i>Grashof</i> <i>Ga</i>	<i>Prandtl</i> <i>Pr</i>	<i>Rayleigh</i> <i>Ra</i>	<i>Nusselt</i> <i>Nu</i>	<i>h</i>
10:00	33.35	48.04	1.49E-04	1.74E+06	0.7282	1.27E+06	17.69	4.58
10:30	33.89	47.22	1.66E-04	1.58E+06	0.7282	1.15E+06	17.23	4.46
11:00	34.08	48.25	1.47E-04	1.67E+06	0.7282	1.22E+06	17.51	4.53
11:30	34.59	48.66	1.43E-04	1.66E+06	0.7282	1.21E+06	17.47	4.52
12:00	34.15	48.48	1.02E-04	1.69E+06	0.7282	1.23E+06	17.56	4.54
12:30	34.85	48.75	1.18E-04	1.64E+06	0.7282	1.19E+06	17.41	4.51

<i>Radiación</i> [W/m <sup>2</sup> ]	<i>Q</i> <i>Convección</i> [W]	<i>Q</i> <i>Radiación</i> [W]	<i>Q</i> <i>Conducción</i> [W]	<i>Q</i> <i>Útil</i> [W]	<i>Q</i> <i>Total</i> [W]	<i>η</i> [%]
905.62	0.20	0.22	0.097	2.2019	2.72	0.81
895.69	0.18	0.20	0.088	2.2249	2.69	0.83
863.82	0.19	0.21	0.093	2.0961	2.59	0.81
841.63	0.19	0.21	0.093	2.0326	2.52	0.81
659.18	0.20	0.21	0.095	1.4755	1.98	0.75
711.32	0.19	0.21	0.092	1.6478	2.13	0.77

### Anexo 5 Análisis de uniformidad de temperaturas en la estructura

Tabla 31. Temperaturas del vidrio de los tres marcos en diferentes secciones de ellos

M1			M2			M3		
I	II	III	I	II	III	I	II	III
53.83	56.4	56.8	56.6	57.6	57.9	54.4	58.4	57.8
55.09	55.9	56.6	55.91	56.7	56.5	54.01	57.7	57.8
55.51	56	56.5	54.49	54.9	55.4	53.49	55.7	57.4
55.09	55.5	56.1	54.43	54.3	53.7	52.43	53.1	54.7
55.4	55.8	55.4	51.7	54	55.1	51.7	53	55.1
54.83	54.2	54.5	51.91	52.9	52.6	48.91	49.9	49.6
54.37	54.6	53.8	53.11	53	52.8	46.11	47	46.8

### ANÁLISIS DE VARIANZA

Temperatura MI

	<i>Suma de</i> <i>cuadrados</i>	<i>Grados de</i> <i>libertad</i>	<i>Media</i> <i>cuadrática</i>	<i>F</i>	<i>p</i>	<i>Valor crítico</i> <i>para F</i>
Entre grupos	2.959	2	1.480	0.420	0.663	3.55
Dentro de los grupos	63.452	18	3.525			
Total	66.411	20				

ANÁLISIS DE VARIANZA

Temperatura MII

	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Grados de libertad</i>	<i>Media cuadrática</i>	<i>F</i>	<i>p</i>	<i>Valor crítico para F</i>
Entre grupos	3.874	2	1.937	0.513	0.607	3.55
Dentro de los grupos	68.035	18	3.780			
Total	71.909	20				

ANÁLISIS DE VARIANZA

Temperatura MIII

	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Grados de libertad</i>	<i>Media cuadrática</i>	<i>F</i>	<i>p</i>	<i>Valor crítico para F</i>
Entre grupos	0.118	2	0.059	0.008	0.992	3.55
Dentro de los grupos	134.208	18	7.456			
Total	134.327	20				

## Anexo 6 Análisis de uniformidad de temperaturas entre las estructuras

**Tabla 32.** Temperaturas del aire de los tres marcos a flujo natural y forzado

Flujo forzado						Flujo natural					
M1	M2	M3	M1	M2	M3	M1	M2	M3	M1	M2	M3
<b>Temperaturas [°]</b>											
47	53	49	54	56	53	76	75	76	72	70	74
50	51	48	53	52	54	76	77	76	73	71	73
50	49	50	54	53	54	76	73	75	71	72	70
49	50	52	53	51	54	75	75	75	67	69	66
50	51	52	50	53	52	73	74	73	68	66	66
48	52	51	55	54	54	76	74	76	68	67	67
50	50	51	54	52	55	76	75	75	71	70	70
50	48	51	52	53	54	73	72	71	71	68	71
50	52	51	54	52	55	64	68	67	63	69	70
49	49	51	55	54	55	66	65	73	65	67	66
49	49	51	55	53	55	72	69	73	71	70	72
49	53	51	55	52	55	67	68	70	70	71	72
50	49	51	56	55	55	73	72	75	69	72	75
47	47	49	55	56	55	74	71	75	64	67	68
44	42	46	56	54	56	73	72	75	70	69	72
46	48	48	54	54	53	75	72	75	73	70	73
43	48	46	54	52	55	71	73	72	74	73	74
42	44	43	48	47	49	76	73	76	74	75	73
44	48	45	49	48	50	69	74	68	74	73	74
47	44	47	53	51	53	73	70	73	75	74	75
48	44	48	54	53	51	73	70	72	74	75	74
48	50	50	54	51	53	69	68	69	73	72	74
50	48	51	54	53	52	69	72	67	74	73	68
49	48	50	56	54	53	75	76	74	74	73	66
52	50	53	55	54	51	75	74	74	74	71	61
53	53	52	54	53	52	73	71	74	74	71	65
52	54	53	56	53	53	72	73	73	75	72	69
53	52	54	56	53	52	72	69	73	74	73	72
53	53	54	55	52	53	69	70	69	74	73	72

Prueba del ANOVA para los tres colectores con dos malla-sombra al 50% como absorbedor

**Tabla 33.** Análisis de varianza de un factor para flujo natural

ANÁLISIS DE VARIANZA

Temperatura por convección natural

	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Grados de libertad</i>	<i>Media cuadrática</i>	<i>F</i>	<i>p</i>	<i>Valor crítico para F</i>
Entre grupos	7.252873	2	3.626437	0.37	0.694	3.05
Dentro de los grupos	1696.362	171	9.920246			
Total	1703.615	173				

Prueba del ANOVA para los tres colectores con dos malla-sombra al 50% como absorbedor

**Tabla 34.** Análisis de varianza de un factor para flujo forzado (1 m/s)

ANÁLISIS DE VARIANZA

Temperatura por convección forzada

	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Grados de libertad</i>	<i>Media cuadrática</i>	<i>F</i>	<i>p</i>	<i>Valor crítico para F</i>
Entre grupos	11.8046	2	5.902299	0.59	0.556	3.05
Dentro de los grupos	1712.655	171	10.01553			
Total	1724.46	173				

## Anexo 7 Evaluación de la eficiencia para los distintos absorbedores

Hoja de datos para el cálculo de la eficiencia del calentador solar de aire para placa plana con flujo natural

17/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	750	0.25	78	33	69	61	2.15E-03	1.55
11:00	797	0.19	90	34	78	69	1.59E-03	1.75
11:30	832	0.26	97	35	83	67	2.19E-03	0.93
12:00	845	0.19	99	36	84	70	1.58E-03	1.85
12:30	868	0.30	98	40	85	75	2.47E-03	2.50
13:00	830	0.19	81	39	73	65	1.61E-03	2.58
13:30	770	0.24	94	39	84	72	1.99E-03	2.22
14:00	678	0.26	84	38	75	66	2.19E-03	2.30

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\tau$ (kg/ms)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/mK)	Prandtl $Pr$	Nusselt $Nu$	Reynolds $Re$	Rayleigh $Ra$	Grashof $Ga$
10:30	1.059	1008.3	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	3.55	1.49E+03	7.31E+04	1.01E+05
11:00	1.034	1009.6	2.06E-05	2.02E-05	0.02897	0.7171	3.60	1.07E+03	7.83E+04	1.09E+05
11:30	1.038	1009.3	2.04E-05	1.96E-05	0.02857	0.7185	3.73	1.50E+03	9.11E+04	1.27E+05
12:00	1.029	1009.8	2.05E-05	2.00E-05	0.02881	0.7176	3.70	1.08E+03	8.87E+04	1.24E+05
12:30	1.016	1010.5	2.07E-05	2.04E-05	0.02914	0.7166	3.60	1.66E+03	7.78E+04	1.09E+05
13:00	1.046	1009.0	2.03E-05	1.94E-05	0.02840	0.7191	3.43	1.11E+03	6.28E+04	8.74E+04
13:30	1.024	1010.1	2.06E-05	2.01E-05	0.02892	0.7173	3.58	1.35E+03	7.59E+04	1.06E+05
14:00	1.041	1009.2	2.03E-05	1.95E-05	0.02851	0.7187	3.50	1.50E+03	6.90E+04	9.60E+04

Continuación... cálculo de la eficiencia del colector solar para placa plana a flujo natural

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	4.74	6.4	3.32	8.06	4.39	7.62	6.61	5.71	3.57
<b>11:00</b>	4.96	6.9	3.48	8.44	4.61	8.01	6.86	6.02	3.80
<b>11:30</b>	4.94	4.7	3.55	8.49	4.69	7.23	6.89	5.25	3.04
<b>12:00</b>	5.04	7.1	3.56	8.60	4.71	8.19	6.97	6.16	3.90
<b>12:30</b>	5.24	8.6	3.49	8.73	4.65	8.69	7.05	6.66	4.32
<b>13:00</b>	4.99	8.7	3.25	8.23	4.33	8.39	6.72	6.48	4.23
<b>13:30</b>	5.15	8.0	3.45	8.60	4.59	8.44	6.97	6.44	4.14
<b>14:00</b>	4.99	8.1	3.33	8.32	4.43	8.30	6.78	6.35	4.11

<b>Hora</b>	<b>F<sup>n</sup></b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>/I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> %
<b>10:30</b>	0.64	0.35	365.51	0.037	2.632	0.269	41%
<b>11:00</b>	0.64	0.26	297.65	0.044	2.051	0.200	31%
<b>11:30</b>	0.65	0.36	452.86	0.039	2.596	0.280	45%
<b>12:00</b>	0.64	0.25	323.97	0.041	2.046	0.195	32%
<b>12:30</b>	0.63	0.35	453.65	0.040	3.065	0.275	44%
<b>13:00</b>	0.63	0.25	291.54	0.031	2.119	0.197	29%
<b>13:30</b>	0.63	0.30	346.24	0.043	2.544	0.235	37%
<b>14:00</b>	0.63	0.33	328.83	0.042	2.758	0.259	40%

Continuación...

18/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	755	0.26	78	30	76	60	2.24E-03	1.75
11:00	830	0.24	79	32	76	60	2.07E-03	2.56
11:30	870	0.19	87	33	82	60	1.63E-03	2.00
12:00	921	0.30	90	35	85	67	2.53E-03	1.85
12:30	844	0.19	98	35	91	72	1.58E-03	1.59
13:00	775	0.26	98	35	91	76	2.14E-03	2.80
13:30	775	0.19	95	36	86	63	1.62E-03	2.66
14:00	526	0.25	88	34	80	56	2.17E-03	1.75

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{v}$ (kg/ms)	$\diamond$ (m <sup>2</sup> /s)	$\alpha$ (W/mK)	<i>Prandtl</i> $Pr$	<i>Nusselt</i> $Nu$	<i>Reynolds</i> $Re$	<i>Rayleigh</i> $Ra$	<i>Grashof</i> $Ga$
10:30	1.061	1008.2	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.72036	3.61	1.55E+03	7.88E+04	1.09E+05
11:00	1.061	1008.2	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.72036	3.59	1.43E+03	7.70E+04	1.07E+05
11:30	1.060	1008.2	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.72036	3.68	1.13E+03	8.61E+04	1.20E+05
12:00	1.039	1009.3	2.04E-05	1.96E-05	0.02857	0.71848	3.63	1.73E+03	8.14E+04	1.13E+05
12:30	1.025	1010.0	2.06E-05	2.01E-05	0.02892	0.71726	3.69	1.07E+03	8.69E+04	1.21E+05
13:00	1.013	1010.7	2.07E-05	2.04E-05	0.02914	0.71661	3.66	1.44E+03	8.36E+04	1.17E+05
13:30	1.052	1008.6	2.03E-05	1.94E-05	0.02840	0.71912	3.70	1.11E+03	8.80E+04	1.22E+05
14:00	1.073	1007.6	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.72036	3.68	1.49E+03	8.59E+04	1.19E+05

Continuación...

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	4.66	6.9	3.38	8.04	4.45	7.75	6.59	5.82	3.71
<b>11:00</b>	4.70	8.7	3.36	8.06	4.44	8.25	6.61	6.30	4.18
<b>11:30</b>	4.75	7.5	3.45	8.19	4.54	8.02	6.70	6.05	3.91
<b>12:00</b>	4.94	7.1	3.46	8.40	4.58	8.06	6.83	6.07	3.86
<b>12:30</b>	5.05	6.5	3.56	8.61	4.71	7.99	6.97	5.97	3.71
<b>13:00</b>	5.16	9.2	3.55	8.72	4.72	8.83	7.04	6.77	4.46
<b>13:30</b>	4.87	8.9	3.50	8.37	4.62	8.51	6.81	6.49	4.31
<b>14:00</b>	4.68	6.9	3.44	8.12	4.53	7.80	6.65	5.84	3.73

<b>Hora</b>	<b>F<sup>n</sup></b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>/I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> %
<b>10:30</b>	0.64	0.35	379.99	0.040	2.731	0.275	42%
<b>11:00</b>	0.63	0.32	377.18	0.034	2.614	0.247	38%
<b>11:30</b>	0.64	0.26	342.17	0.031	2.102	0.204	33%
<b>12:00</b>	0.64	0.38	499.65	0.035	3.036	0.294	45%
<b>12:30</b>	0.64	0.25	321.79	0.043	2.028	0.198	32%
<b>13:00</b>	0.63	0.31	358.85	0.052	2.726	0.241	39%
<b>13:30</b>	0.63	0.25	313.24	0.034	2.115	0.194	34%
<b>14:00</b>	0.64	0.34	318.61	0.042	2.667	0.267	50%

Hoja de datos para el cálculo de la eficiencia del calentador solar de aire para placa perforada con flujo natural

17/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	750	0.25	84	33	75	52	2.20E-03	1.55
11:00	797	0.19	93	34	84	59	1.64E-03	1.75
11:30	832	0.26	100	35	89	58	2.25E-03	0.93
12:00	845	0.19	101	36	91	60	1.64E-03	1.85
12:30	868	0.30	102	40	92	62	2.56E-03	2.50
13:00	830	0.19	85	39	79	56	1.66E-03	2.58
13:30	770	0.24	97	39	89	59	2.07E-03	2.22
14:00	678	0.26	87	38	81	56	2.27E-03	2.30

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{v}$ (kg/ms)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/mK)	<i>Prandtl</i> <i>Pr</i>	<i>Nusselt</i> <i>Nu</i>	<i>Reynolds</i> <i>Re</i>	<i>Rayleigh</i> <i>Ra</i>	<i>Grashof</i> <i>Ga</i>
10:30	1.086	1007.0	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	5.96	1.49E+03	6.61E+05	9.18E+05
11:00	1.064	1008.0	2.06E-05	2.02E-05	0.02899	0.7170	5.96	1.06E+03	6.59E+05	9.20E+05
11:30	1.068	1007.8	2.04E-05	1.97E-05	0.02861	0.7183	6.15	1.49E+03	7.49E+05	1.04E+06
12:00	1.062	1008.2	2.05E-05	2.00E-05	0.02881	0.7176	6.11	1.08E+03	7.28E+05	1.01E+06
12:30	1.054	1008.5	2.05E-05	1.99E-05	0.02878	0.7177	6.03	1.70E+03	6.90E+05	9.62E+05
13:00	1.075	1007.5	2.03E-05	1.94E-05	0.02841	0.7191	5.71	1.11E+03	5.56E+05	7.73E+05
13:30	1.066	1008.0	2.05E-05	2.00E-05	0.02883	0.7176	5.93	1.36E+03	6.47E+05	9.02E+05
14:00	1.075	1007.5	2.03E-05	1.94E-05	0.02840	0.7191	5.79	1.52E+03	5.91E+05	8.22E+05

Continuación... cálculo de la eficiencia del colector solar para placa plana a flujo natural

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
10:30	4.55	6.4	2.79	7.34	3.73	7.17	6.12	5.49	3.42
11:00	4.73	6.9	2.88	7.61	3.86	7.49	6.30	5.76	3.62
11:30	4.72	4.7	2.93	7.66	3.93	6.78	6.33	5.06	2.92
12:00	4.79	7.1	2.93	7.73	3.93	7.64	6.38	5.88	3.71
12:30	4.94	8.6	2.89	7.83	3.89	8.08	6.45	6.32	4.09
13:00	4.77	8.7	2.70	7.47	3.64	7.86	6.21	6.19	4.02
13:30	4.84	8.0	2.85	7.68	3.83	7.83	6.35	6.10	3.91
14:00	4.73	8.1	2.74	7.48	3.69	7.72	6.21	6.04	3.90

<b>Hora</b>	<b>F<sup>n</sup></b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>f</sub>/I</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> %
10:30	0.63	0.37	440.59	0.026	2.687	0.292	49%
11:00	0.63	0.28	359.45	0.032	2.127	0.221	38%
11:30	0.64	0.39	525.32	0.028	2.656	0.306	53%
12:00	0.63	0.28	387.96	0.028	2.128	0.217	38%
12:30	0.62	0.39	553.71	0.026	3.141	0.303	53%
13:00	0.61	0.28	356.39	0.020	2.193	0.218	36%
13:30	0.62	0.34	433.76	0.025	2.636	0.263	47%
14:00	0.62	0.37	404.26	0.026	2.831	0.286	50%

Continuación...

18/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	755	0.26	84	30	83	55	2.27E-03	1.75
11:00	830	0.24	85	32	82	53	2.11E-03	2.56
11:30	870	0.19	91	33	87	52	1.68E-03	2.00
12:00	921	0.30	94	35	90	59	2.59E-03	1.85
12:30	844	0.19	102	35	97	61	1.63E-03	1.59
13:00	775	0.26	101	35	96	65	2.20E-03	2.80
13:30	775	0.19	97	36	92	55	1.66E-03	2.66
14:00	526	0.25	91	34	85	50	2.22E-03	1.75

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{v}$ (kg/ms)	$\diamond$ (m <sup>2</sup> /s)	$\lambda$ (W/mK)	<i>Prandtl</i> $Pr$	<i>Nusselt</i> $Nu$	<i>Reynolds</i> $Re$	<i>Rayleigh</i> $Ra$	<i>Grashof</i> $Ga$
10:30	1.078	1007.4	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	6.05	1.55E+03	7.03E+05	9.76E+05
11:00	1.083	1007.1	2.01E-05	1.90E-05	2.81E-02	0.7204	6.00	1.43E+03	6.79E+05	9.43E+05
11:30	1.088	1006.9	2.01E-05	1.90E-05	2.81E-02	0.7204	6.10	1.13E+03	7.25E+05	1.01E+06
12:00	1.065	1008.0	2.04E-05	1.97E-05	2.86E-02	0.7183	6.03	1.72E+03	6.94E+05	9.66E+05
12:30	1.057	1008.4	2.05E-05	2.00E-05	2.88E-02	0.7176	6.14	1.08E+03	7.41E+05	1.03E+06
13:00	1.045	1009.0	2.05E-05	1.99E-05	2.88E-02	0.7177	6.13	1.48E+03	7.40E+05	1.03E+06
13:30	1.076	1007.5	2.03E-05	1.94E-05	2.84E-02	0.7191	6.11	1.11E+03	7.30E+05	1.01E+06
14:00	1.095	1006.6	2.01E-05	1.90E-05	2.81E-02	0.7204	6.08	1.49E+03	7.14E+05	9.91E+05

Continuación...

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	4.55	6.9	2.83	7.38	3.79	7.33	6.14	5.63	3.57
<b>11:00</b>	4.55	8.7	2.81	7.36	3.76	7.76	6.13	6.05	3.98
<b>11:30</b>	4.56	7.5	2.86	7.41	3.81	7.51	6.17	5.79	3.72
<b>12:00</b>	4.74	7.1	2.88	7.62	3.86	7.56	6.31	5.83	3.69
<b>12:30</b>	4.81	6.5	2.95	7.76	3.95	7.47	6.40	5.72	3.54
<b>13:00</b>	4.91	9.2	2.94	7.85	3.95	8.23	6.46	6.44	4.23
<b>13:30</b>	4.70	8.9	2.89	7.59	3.87	7.98	6.29	6.22	4.09
<b>14:00</b>	4.53	6.9	2.84	7.38	3.80	7.33	6.14	5.63	3.57

<b>Hora</b>	<b>F'</b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> %
<b>10:30</b>	0.63	0.38	442.31	0.033	2.772	0.295	49%
<b>11:00</b>	0.62	0.34	444.03	0.026	2.669	0.268	45%
<b>11:30</b>	0.62	0.29	403.35	0.021	2.172	0.226	39%
<b>12:00</b>	0.62	0.41	583.12	0.026	3.086	0.318	53%
<b>12:30</b>	0.63	0.28	387.85	0.031	2.106	0.220	38%
<b>13:00</b>	0.62	0.34	439.22	0.038	2.805	0.266	47%
<b>13:30</b>	0.62	0.27	364.82	0.025	2.182	0.213	39%
<b>14:00</b>	0.63	0.37	368.31	0.029	2.719	0.289	58%

Hoja de datos para el cálculo de la eficiencia del calentador solar de aire para placa perforada y distribuidores a flujo natural

17/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	749.65	0.25	81	33	79	58	2.17E-03	1.55
11:00	797.03	0.19	91	34	89	65	1.61E-03	1.75
11:30	832.29	0.26	96	35	94	64	2.21E-03	0.93
12:00	844.73	0.19	98	36	94	66	1.61E-03	1.85
12:30	867.98	0.30	98	40	94	67	2.53E-03	2.50
13:00	829.55	0.19	84	39	80	60	1.63E-03	2.58
13:30	770.31	0.24	94	39	89	65	2.03E-03	2.22
14:00	678.48	0.26	85	38	81	61	2.23E-03	2.30

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{v}$ (kg/ms)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/mK)	<i>Prandtl</i> <i>Pr</i>	<i>Nusselt</i> <i>Nu</i>	<i>Reynolds</i> <i>Re</i>	<i>Rayleigh</i> <i>Ra</i>	<i>Grashof</i> <i>Ga</i>
10:30	1.0687	1007.8	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	5.88	1.49E+03	6.26E+05	8.68E+05
11:00	1.0447	1009.0	2.06E-05	2.01E-05	0.02890	0.7173	5.91	1.07E+03	6.40E+05	8.93E+05
11:30	1.0472	1008.9	2.04E-05	1.98E-05	0.02867	0.7181	6.07	1.49E+03	7.10E+05	9.89E+05
12:00	1.0422	1009.1	2.05E-05	2.00E-05	0.02881	0.7176	6.04	1.08E+03	6.98E+05	9.72E+05
12:30	1.0383	1009.3	2.05E-05	1.99E-05	0.02880	0.7177	5.94	1.70E+03	6.54E+05	9.12E+05
13:00	1.0597	1008.2	2.02E-05	1.93E-05	0.02832	0.7194	5.67	1.11E+03	5.43E+05	7.54E+05
13:30	1.0449	1009.0	2.05E-05	2.00E-05	0.02882	0.7176	5.85	1.36E+03	6.13E+05	8.55E+05
14:00	1.0591	1008.3	2.02E-05	1.93E-05	0.02834	0.7194	5.75	1.52E+03	5.75E+05	7.99E+05

Continuación... cálculo de la eficiencia del colector solar para placa plana a flujo natural

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	4.67	6.4	2.75	7.42	3.70	7.23	6.17	5.56	3.44
<b>11:00</b>	4.87	6.9	2.85	7.72	3.83	7.57	6.38	5.85	3.64
<b>11:30</b>	4.87	4.7	2.90	7.77	3.90	6.85	6.41	5.14	2.94
<b>12:00</b>	4.94	7.1	2.90	7.84	3.90	7.71	6.46	5.97	3.74
<b>12:30</b>	5.05	8.6	2.85	7.91	3.85	8.13	6.50	6.39	4.11
<b>13:00</b>	4.88	8.7	2.68	7.56	3.62	7.92	6.27	6.26	4.05
<b>13:30</b>	4.99	8.0	2.81	7.80	3.79	7.91	6.43	6.20	3.94
<b>14:00</b>	4.85	8.1	2.72	7.57	3.67	7.79	6.27	6.12	3.92

<b>Hora</b>	<b>F'</b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT/I</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> %
<b>10:30</b>	0.62	0.37	407.98	0.033	2.667	0.288	45%
<b>11:00</b>	0.62	0.28	330.70	0.039	2.103	0.217	35%
<b>11:30</b>	0.64	0.38	485.81	0.036	2.633	0.300	49%
<b>12:00</b>	0.62	0.27	357.39	0.036	2.103	0.213	35%
<b>12:30</b>	0.62	0.38	516.22	0.032	3.121	0.299	50%
<b>13:00</b>	0.61	0.27	334.04	0.025	2.174	0.214	34%
<b>13:30</b>	0.62	0.33	394.90	0.034	2.609	0.257	43%
<b>14:00</b>	0.62	0.36	375.46	0.034	2.810	0.281	46%

Continuación...

18/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	755	0.26	86	30	79	57	2.26E-03	1.75
11:00	830	0.24	87	32	79	55	2.09E-03	2.56
11:30	870	0.19	93	33	85	57	1.65E-03	2.00
12:00	921	0.30	97	35	87	63	2.56E-03	1.85
12:30	844	0.19	103	35	93	66	1.61E-03	1.59
13:00	775	0.26	104	35	93	70	2.17E-03	2.80
13:30	775	0.19	87	36	79	54	1.66E-03	2.66
14:00	526	0.25	89	34	81	52	2.21E-03	1.75

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\tau$ (kg/ms)	$\kappa$ (m <sup>2</sup> /s)	$\alpha$ (W/mK)	Prandtl $Pr$	Nusselt $Nu$	Reynolds $Re$	Rayleigh $Ra$	Grashof $Ga$
10:30	1.0706	1007.7	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	6.09	1.55E+03	7.21E+05	1.00E+06
11:00	1.0759	1007.5	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	6.06	1.43E+03	7.05E+05	9.79E+05
11:30	1.0705	1007.7	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	6.16	1.13E+03	7.52E+05	1.04E+06
12:00	1.0527	1008.6	2.04E-05	1.98E-05	0.02867	0.7181	6.07	1.72E+03	7.12E+05	9.91E+05
12:30	1.0418	1009.1	2.05E-05	2.00E-05	0.02882	0.7176	6.17	1.08E+03	7.58E+05	1.06E+06
13:00	1.0311	1009.7	2.05E-05	1.99E-05	0.02880	0.7177	6.19	1.48E+03	7.67E+05	1.07E+06
13:30	1.0797	1007.3	2.02E-05	1.93E-05	0.02832	0.7194	5.88	1.11E+03	6.28E+05	8.73E+05
14:00	1.0877	1006.9	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	6.02	1.49E+03	6.89E+05	9.56E+05

Continuación...

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	4.60	6.9	2.85	7.45	3.81	7.38	6.19	5.67	3.58
<b>11:00</b>	4.60	8.7	2.84	7.44	3.79	7.81	6.18	6.09	4.00
<b>11:30</b>	4.67	7.5	2.88	7.56	3.86	7.61	6.27	5.88	3.76
<b>12:00</b>	4.83	7.1	2.90	7.73	3.89	7.64	6.39	5.90	3.71
<b>12:30</b>	4.92	6.5	2.96	7.89	3.98	7.56	6.49	5.79	3.57
<b>13:00</b>	5.01	9.2	2.97	7.98	4.00	8.33	6.56	6.52	4.26
<b>13:30</b>	4.67	8.9	2.78	7.45	3.73	7.87	6.19	6.17	4.05
<b>14:00</b>	4.58	6.9	2.82	7.40	3.77	7.35	6.16	5.65	3.57

<b>Hora</b>	<b>F<sup>n</sup></b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>/I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> %
<b>10:30</b>	0.63	0.37	435.68	0.036	2.762	0.292	48%
<b>11:00</b>	0.62	0.34	439.63	0.029	2.658	0.265	44%
<b>11:30</b>	0.62	0.28	387.29	0.027	2.148	0.220	37%
<b>12:00</b>	0.62	0.40	569.34	0.030	3.071	0.313	51%
<b>12:30</b>	0.63	0.28	372.30	0.037	2.084	0.215	37%
<b>13:00</b>	0.62	0.33	426.34	0.044	2.783	0.261	46%
<b>13:30</b>	0.62	0.28	347.21	0.023	2.195	0.218	37%
<b>14:00</b>	0.63	0.37	352.74	0.033	2.711	0.288	56%

Hoja de datos para el cálculo de la eficiencia del calentador solar de aire para placa plana a flujo forzado

24/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	692	2.55	64	27	62	51	2.25E-02	1.55
11:00	805	2.66	79	30	74	57	2.31E-02	1.75
11:30	483	1.44	69	29	63	53	1.27E-02	0.93
12:00	375	2.33	50	28	47	41	2.12E-02	1.85
12:30	622	2.92	65	32	59	50	2.59E-02	2.50
13:00	737	2.44	78	32	69	58	2.11E-02	2.58
13:30	271	1.55	50	29	46	41	1.41E-02	2.22
14:00	261	2.69	44	29	41	37	2.49E-02	2.30

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\eta$ (kg/ms)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/mK)	<i>Prandtl</i> <i>Pr</i>	<i>Nusselt</i> <i>Nu</i>	<i>Reynolds</i> <i>Re</i>	<i>Rayleigh</i> <i>Ra</i>	<i>Grashof</i> <i>Ga</i>
10:30	1.090	1006.8	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	3.54	1.65E+04	7.24E+04	1.00E+05
11:00	1.072	1007.7	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	3.61	1.59E+04	7.92E+04	1.10E+05
11:30	1.084	1007.1	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	3.61	9.30E+03	7.88E+04	1.09E+05
12:00	1.124	1005.3	1.92E-05	1.70E-05	0.02662	0.7255	3.22	1.55E+04	4.72E+04	6.51E+04
12:30	1.092	1006.7	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	3.45	1.89E+04	6.48E+04	8.97E+04
13:00	1.068	1007.8	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	3.55	1.46E+04	7.33E+04	1.02E+05
13:30	1.125	1005.2	1.92E-05	1.70E-05	0.02662	0.7255	3.17	1.03E+04	4.41E+04	6.07E+04
14:00	1.139	1004.7	1.90E-05	1.68E-05	0.02644	0.7262	2.99	1.81E+04	3.42E+04	4.71E+04

Continuación...

Cálculo de la eficiencia del colector solar para placa plana a flujo natural

Hora	$h_r$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_e$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{c-a}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{c-p}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_e$ (W/m <sup>2</sup> K)	$UL$ (W/m <sup>2</sup> K)	$U_b$ (W/m <sup>2</sup> K)	$U'$ (W/m <sup>2</sup> K)	$U_t$ (W/m <sup>2</sup> K)
10:30	5.50	6.4	3.23	8.73	4.35	8.05	7.05	6.16	3.70
11:00	6.20	6.9	3.38	9.58	4.60	8.75	7.60	6.76	4.01
11:30	5.66	4.7	3.29	8.95	4.44	7.51	7.19	5.61	3.09
12:00	4.83	7.1	2.85	7.68	3.84	7.61	6.35	5.89	3.70
12:30	5.44	8.6	3.15	8.59	4.25	8.61	6.96	6.72	4.28
13:00	6.01	8.7	3.32	9.34	4.51	9.16	7.44	7.17	4.51
13:30	4.79	8.0	2.81	7.60	3.78	7.77	6.30	6.06	3.89
14:00	4.57	8.1	2.63	7.20	3.54	7.52	6.02	5.90	3.82

Hora	$F'$	$F_R$	$Qu$ W	$\Delta T/l$ (W/m <sup>2</sup> K)	$F_R UL$ (W/m <sup>2</sup> K)	$F_R(\alpha\tau)$	$\eta$ Instantánea %	$\eta$ Ecuación general %	$\eta$ Hottel- Whiller- Bliss %
10:30	0.63	0.88	526.64	0.034	7.062	0.684	63%	65%	44%
11:00	0.63	0.87	602.73	0.033	7.620	0.679	62%	63%	43%
11:30	0.64	0.80	290.74	0.050	6.037	0.627	50%	53%	32%
12:00	0.62	0.88	291.94	0.035	6.680	0.685	65%	61%	45%
12:30	0.62	0.89	488.32	0.030	7.630	0.691	65%	66%	46%
13:00	0.62	0.86	516.75	0.035	7.839	0.667	58%	61%	40%
13:30	0.62	0.82	175.89	0.044	6.388	0.641	54%	52%	36%
14:00	0.62	0.90	214.36	0.032	6.743	0.699	68%	66%	49%

Continuación...

25/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	714	3.50	56	26	55	45	3.15E-02	1.75
11:00	803	2.78	67	29	66	55	2.43E-02	2.56
11:30	813	2.56	70	29	68	57	2.22E-02	2.00
12:00	795	2.69	71	31	70	58	2.33E-02	1.85
12:30	776	2.44	71	31	71	58	2.11E-02	1.59
13:00	815	2.54	76	33	75	61	2.18E-02	2.80
13:30	800	2.44	78	34	76	61	2.09E-02	2.66
14:00	568	2.26	69	34	66	55	1.97E-02	1.75

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\tau$ (kg/ms)	$\diamond$ (m <sup>2</sup> /s)	$\alpha$ (W/mK)	Prandtl $Pr$	Nusselt $Nu$	Reynolds $Re$	Rayleigh $Ra$	Grashof $Ga$
10:30	1.109	1005.9	1.94E-05	1.75E-05	0.02699	0.7241	3.54	2.26E+04	7.26E+04	1.00E+05
11:00	1.078	1007.4	1.99E-05	1.82E-05	0.02772	0.7215	3.68	1.72E+04	8.59E+04	1.19E+05
11:30	1.072	1007.7	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	3.48	1.53E+04	6.69E+04	9.29E+04
12:00	1.067	1007.9	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7228	3.06	1.60E+04	3.79E+04	5.25E+04
12:30	1.067	1007.9	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	3.33	1.46E+04	5.50E+04	7.64E+04
13:00	1.058	1008.3	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	3.55	1.51E+04	7.33E+04	1.02E+05
13:30	1.057	1008.4	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	3.01	1.46E+04	3.52E+04	4.89E+04
14:00	1.076	1007.5	1.99E-05	1.82E-05	0.02772	0.7215	2.87	1.40E+04	2.88E+04	3.99E+04

Continuación...

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	5.14	6.9	3.19	8.33	4.27	7.96	6.78	6.08	3.77
<b>11:00</b>	5.67	8.7	3.40	9.07	4.58	8.97	7.27	6.96	4.43
<b>11:30</b>	5.79	7.5	3.26	9.05	4.41	8.61	7.26	6.67	4.10
<b>12:00</b>	5.88	7.1	2.86	8.75	3.93	8.32	7.06	6.56	3.93
<b>12:30</b>	5.90	6.5	3.12	9.01	4.25	8.27	7.23	6.41	3.78
<b>13:00</b>	6.13	9.2	3.32	9.46	4.52	9.36	7.52	7.37	4.65
<b>13:30</b>	6.21	8.9	2.81	9.03	3.89	9.01	7.24	7.24	4.48
<b>14:00</b>	5.72	6.9	2.65	8.37	3.64	8.01	6.81	6.35	3.78

<b>Hora</b>	<b>F<sup>n</sup></b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>/I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> Instantánea %	<b>η</b> Ecuación general %	<b>η</b> Hottel- Whiller- Bliss %
<b>10:30</b>	0.63	0.91	613.51	0.027	7.247	0.710	72%	71%	51%
<b>11:00</b>	0.62	0.87	602.35	0.032	7.841	0.682	62%	65%	43%
<b>11:30</b>	0.62	0.87	600.62	0.034	7.480	0.678	62%	63%	42%
<b>12:00</b>	0.62	0.88	598.72	0.035	7.319	0.686	63%	67%	43%
<b>12:30</b>	0.62	0.87	578.72	0.034	7.175	0.677	62%	61%	43%
<b>13:00</b>	0.62	0.86	568.43	0.035	8.028	0.669	58%	63%	39%
<b>13:30</b>	0.61	0.86	572.94	0.034	7.740	0.670	60%	60%	41%
<b>14:00</b>	0.61	0.87	412.84	0.038	6.929	0.675	61%	62%	42%

Continuación...

26/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	774	3.40	59	29	56	50	3.02E-02	1.75
11:00	710	2.45	63	30	59	53	2.15E-02	2.56
11:30	628	2.55	63	31	60	52	2.25E-02	2.00
12:00	657	3.58	63	31	61	50	3.18E-02	1.85
12:30	712	2.90	67	33	63	56	2.53E-02	1.59
13:00	463	1.78	62	31	61	50	1.58E-02	2.80
13:30	433	4.33	60	32	58	41	3.95E-02	2.66
14:00	640	3.49	70	35	62	53	3.06E-02	1.75

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{\tau}$ (kg/ms)	$\diamond$ (m <sup>2</sup> /s)	$\text{Prandtl}$ $Pr$	$\text{Nusselt}$ $Nu$	$\text{Reynolds}$ $Re$	$\text{Rayleigh}$ $Ra$	$\text{Grashof}$ $Ga$	
10:30	1.095	1006.6	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	3.54	2.20E+04	7.24E+04	1.00E+05
11:00	1.083	1007.1	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	3.75	1.58E+04	9.33E+04	1.29E+05
11:30	1.088	1006.9	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	3.61	1.65E+04	7.88E+04	1.09E+05
12:00	1.094	1006.6	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	3.17	2.31E+04	4.45E+04	6.16E+04
12:30	1.075	1007.5	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	3.33	1.73E+04	5.50E+04	7.64E+04
13:00	1.095	1006.6	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	3.68	1.15E+04	8.64E+04	1.19E+05
13:30	1.125	1005.3	1.92E-05	1.70E-05	0.02662	0.7255	3.17	2.88E+04	4.41E+04	6.07E+04
14:00	1.082	1007.2	1.96E-05	1.75E-05	0.02074	0.7228	2.92	2.26E+04	3.13E+04	4.33E+04

Continuación...

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	5.25	6.9	3.23	8.47	4.33	8.05	6.88	6.16	3.80
<b>11:00</b>	5.41	8.7	3.42	8.82	4.58	8.79	7.11	6.79	4.37
<b>11:30</b>	5.42	7.5	3.29	8.71	4.42	8.39	7.04	6.45	4.02
<b>12:00</b>	5.45	7.1	2.89	8.35	3.93	8.06	6.80	6.30	3.85
<b>12:30</b>	5.59	6.5	3.12	8.71	4.22	8.08	7.04	6.23	3.73
<b>13:00</b>	5.42	9.2	3.36	8.77	4.50	8.88	7.08	6.90	4.48
<b>13:30</b>	5.30	8.9	2.81	8.11	3.82	8.36	6.64	6.63	4.24
<b>14:00</b>	5.65	6.9	2.02	7.67	2.84	7.54	6.34	6.19	3.63

<b>Hora</b>	<b>F<sup>i</sup></b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>/I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> Instantánea %	<b>η</b> Ecuación general %	<b>η</b> Hottel- Whiller- Bliss %
<b>10:30</b>	0.63	0.91	658.75	0.027	7.297	0.707	71%	68%	51%
<b>11:00</b>	0.63	0.86	526.45	0.032	7.578	0.672	62%	58%	43%
<b>11:30</b>	0.63	0.87	475.81	0.033	7.317	0.681	63%	62%	44%
<b>12:00</b>	0.62	0.91	557.75	0.028	7.348	0.711	71%	74%	51%
<b>12:30</b>	0.63	0.89	567.40	0.031	7.190	0.694	66%	67%	47%
<b>13:00</b>	0.62	0.82	296.63	0.039	7.262	0.638	53%	52%	35%
<b>13:30</b>	0.61	0.93	393.44	0.022	7.748	0.723	76%	72%	55%
<b>14:00</b>	0.59	0.92	553.79	0.029	6.919	0.716	72%	73%	52%

Hoja de datos para el cálculo de la eficiencia del calentador solar de aire para placa perforada a flujo forzado

24/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	692	1.40	69	27	66	52	1.23E-02	1.55
11:00	805	2.91	84	30	80	58	2.52E-02	1.75
11:30	483	1.22	72	29	65	58	1.05E-02	0.93
12:00	375	2.00	53	28	48	45	1.80E-02	1.85
12:30	622	2.95	64	32	60	53	2.59E-02	2.50
13:00	737	2.42	75	32	68	61	2.07E-02	2.58
13:30	271	1.59	51	29	46	44	1.44E-02	2.22
14:00	261	2.55	45	29	42	39	2.34E-02	2.30

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\eta$ (kg/ms)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/mK)	<i>Prandtl</i> <i>Pr</i>	<i>Nusselt</i> <i>Nu</i>	<i>Reynolds</i> <i>Re</i>	<i>Rayleigh</i> <i>Ra</i>	<i>Grashof</i> <i>Ga</i>
10:30	1.086	1007.0	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	5.92	9.05E+03	6.45E+05	8.92E+05
11:00	1.067	1007.9	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	6.03	1.74E+04	6.93E+05	9.62E+05
11:30	1.066	1007.9	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	5.72	7.28E+03	5.63E+05	7.82E+05
12:00	1.110	1005.9	1.94E-05	1.75E-05	0.02699	0.7241	5.24	1.29E+04	3.93E+05	5.43E+05
12:30	1.083	1007.1	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	5.56	1.91E+04	5.02E+05	6.95E+05
13:00	1.056	1008.4	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	5.70	1.44E+04	5.55E+05	7.71E+05
13:30	1.114	1005.7	1.94E-05	1.75E-05	0.02699	0.7241	5.08	1.03E+04	3.48E+05	4.80E+05
14:00	1.132	1005.0	1.92E-05	1.70E-05	0.02662	0.7241	4.78	1.69E+04	2.68E+05	3.70E+05

Continuación... cálculo de la eficiencia del colector solar para placa plana a flujo natural

Hora	$h_r$ ( $W/m^2K$ )	$h_e$ ( $W/m^2K$ )	$h_{c-a}$ ( $W/m^2K$ )	$h_{c-p}$ ( $W/m^2K$ )	$h_e$ ( $W/m^2K$ )	$UL$ ( $W/m^2K$ )	$Ub$ ( $W/m^2K$ )	$U'$ ( $W/m^2K$ )	$U_t$ ( $W/m^2K$ )
10:30	4.45	6.4	2.70	7.15	3.61	5.24	5.98	3.71	1.68
11:00	4.64	6.9	2.82	7.46	3.78	6.00	6.20	3.86	1.75
11:30	4.61	4.7	2.68	7.29	3.60	5.87	6.08	3.79	1.69
12:00	4.31	7.1	2.36	6.67	3.18	5.40	5.64	3.50	1.52
12:30	4.55	8.6	2.54	7.09	3.42	5.72	5.94	3.70	1.63
13:00	4.75	8.7	2.67	7.42	3.60	5.97	6.17	3.87	1.71
13:30	4.30	8.0	2.29	6.59	3.09	5.34	5.58	3.47	1.49
14:00	4.19	8.1	2.12	6.31	2.88	5.12	5.38	3.34	1.41

Hora	$F^i$	$F_R$	$Qu$ W	$\Delta T/I$ ( $W/m^2K$ )	$F_R UL$ ( $W/m^2K$ )	$F_R(\alpha\tau)$	$\eta$ Instantánea %	$\eta$ Ecuación general %	$\eta$ Hottel- Whiller- Bliss %
10:30	0.66	0.85	308.01	0.036	4.451	0.662	37.1%	37.4%	50%
11:00	0.49	0.93	716.046358	0.034	5.600	0.728	74.1%	72.6%	54%
11:30	0.49	0.85	316.285601	0.062	5.018	0.666	54.5%	54.5%	36%
12:00	0.48	0.92	312.408909	0.046	4.967	0.717	69.3%	68.8%	49%
12:30	0.48	0.94	561.279419	0.035	5.373	0.733	75.2%	75.9%	54%
13:00	0.48	0.92	622.818375	0.040	5.501	0.719	70.4%	69.0%	50%
13:30	0.47	0.90	206.702437	0.056	4.815	0.704	63.4%	66.9%	44%
14:00	0.46	0.94	236.289095	0.039	4.824	0.735	75.4%	76.3%	55%

Continuación...

25/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	714	2.49	68	26	68	55	2.18E-02	1.75
11:00	803	2.07	84	29	83	65	1.75E-02	2.56
11:30	813	2.00	87	29	86	67	1.69E-02	2.00
12:00	795	1.92	88	31	87	68	1.61E-02	1.85
12:30	776	2.03	87	31	86	67	1.71E-02	1.59
13:00	815	2.11	90	33	89	69	1.77E-02	2.80
13:30	800	2.12	91	34	90	69	1.78E-02	2.66
14:00	568	1.73	81	34	80	63	1.47E-02	1.75

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{\tau}$ (kg/ms)	$\diamond$ (m <sup>2</sup> /s)	$\text{Prandtl}$ $Pr$	$\text{Nusselt}$ $Nu$	$\text{Reynolds}$ $Re$	$\text{Rayleigh}$ $Ra$	$\text{Grashof}$ $Ga$
10:30	1.079	1007.3	1.93E-05	1.82E-05	0.0277	5.82	1.54E+04	6.03E+05	8.35E+05
11:00	1.044	1009.0	2.03E-05	1.95E-05	0.0284	5.98	1.20E+04	6.69E+05	9.31E+05
11:30	1.040	1009.2	2.05E-05	2.00E-05	0.0288	5.98	1.13E+04	6.68E+05	9.31E+05
12:00	1.035	1009.5	2.05E-05	2.00E-05	0.0288	5.96	1.09E+04	6.63E+05	9.24E+05
12:30	1.040	1009.2	2.05E-05	2.00E-05	0.0288	5.90	1.15E+04	6.36E+05	8.86E+05
13:00	1.034	1009.5	2.05E-05	2.00E-05	0.0288	5.95	1.20E+04	6.55E+05	9.13E+05
13:30	1.032	1009.6	2.05E-05	2.00E-05	0.0288	5.93	1.20E+04	6.49E+05	9.04E+05
14:00	1.051	1008.7	1.90E-05	1.75E-05	0.0274	6.06	1.12E+04	7.04E+05	9.78E+05

Continuación...

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	4.47	6.9	2.69	7.16	3.60	5.78	5.99	3.71	1.68
<b>11:00</b>	4.78	8.7	2.83	7.61	3.81	6.11	6.30	3.94	1.78
<b>11:30</b>	4.80	7.5	2.87	7.67	3.85	6.16	6.35	3.97	1.80
<b>12:00</b>	4.88	7.1	2.86	7.74	3.85	6.21	6.39	4.01	1.80
<b>12:30</b>	4.86	6.5	2.83	7.69	3.81	6.17	6.36	3.99	1.79
<b>13:00</b>	4.93	9.2	2.86	7.78	3.85	6.24	6.42	4.03	1.81
<b>13:30</b>	4.98	8.9	2.85	7.82	3.84	6.27	6.45	4.06	1.81
<b>14:00</b>	4.83	6.9	2.76	7.59	3.72	6.10	6.29	3.95	1.76

<b>Hora</b>	<b>F<sup>i</sup></b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>/I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> Instantánea %	<b>η</b> Ecuación general %	<b>η</b> Hottel- Whiller- Bliss %
<b>10:30</b>	0.49	0.93	611.880799	0.040	5.352	0.722	71.3%	72.5%	51%
<b>11:00</b>	0.49	0.90	632.615345	0.045	5.532	0.706	65.6%	66.3%	46%
<b>11:30</b>	0.49	0.90	629.193327	0.046	5.545	0.702	64.4%	65.3%	45%
<b>12:00</b>	0.49	0.90	604.805673	0.047	5.560	0.699	63.3%	64.1%	44%
<b>12:30</b>	0.49	0.90	605.485529	0.045	5.569	0.704	64.9%	65.4%	45%
<b>13:00</b>	0.49	0.90	642.222059	0.044	5.640	0.705	65.6%	65.5%	46%
<b>13:30</b>	0.49	0.90	630.457326	0.044	5.668	0.706	65.6%	65.4%	46%
<b>14:00</b>	0.49	0.89	417.592593	0.051	5.421	0.694	61.2%	63.2%	42%

Continuación...

26/11/2015

<b>Hora</b>	<i>Irradiación</i> (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	774	2.80	64	29	67	57	2.43E-02	1.75
11:00	710	2.41	66	30	69	59	2.08E-02	2.56
11:30	628	2.34	66	31	67	57	2.03E-02	2.00
12:00	657	3.03	66	31	65	54	2.65E-02	1.85
12:30	712	2.63	68	33	71	60	2.26E-02	1.59
13:00	463	1.99	67	31	64	53	1.75E-02	2.80
13:30	433	3.90	66	32	57	44	3.53E-02	2.66
14:00	640	7.55	66	35	57	44	6.83E-02	1.75

<b>Hora</b>	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{\tau}$ (kg/ms)	$\diamond$ (m <sup>2</sup> /s)	$\text{Prandtl}$ <i>Pr</i> (W/mK)	$\text{Nusselt}$ <i>Nu</i>	$\text{Reynolds}$ <i>Re</i>	$\text{Rayleigh}$ <i>Ra</i>	$\text{Grashof}$ <i>Ga</i>	
10:30	1.072	1007.7	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7228	5.49	1.67E+04	4.75E+05	6.58E+05
11:00	1.065	1008.0	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7228	5.48	1.44E+04	4.73E+05	6.54E+05
11:30	1.071	1007.7	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7228	5.47	1.39E+04	4.68E+05	6.48E+05
12:00	1.081	1007.2	1.99E-05	1.82E-05	0.02772	0.7215	5.53	1.88E+04	4.92E+05	6.82E+05
12:30	1.061	1008.2	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7228	5.44	1.57E+04	4.58E+05	6.33E+05
13:00	1.083	1007.1	1.96E-05	1.75E-05	0.02735	0.7228	5.69	1.29E+04	5.48E+05	7.58E+05
13:30	1.116	1005.7	1.94E-05	1.75E-05	0.02699	0.7241	5.64	2.52E+04	5.33E+05	7.36E+05
14:00	1.116	1005.7	1.94E-05	1.75E-05	0.02699	0.7241	5.49	4.88E+04	4.75E+05	6.56E+05

Continuación...

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	4.57	6.4	2.57	7.13	3.46	5.75	5.97	3.72	1.64
<b>11:00</b>	4.65	6.9	2.56	7.21	3.46	5.81	6.03	3.77	1.65
<b>11:30</b>	4.62	4.7	2.56	7.18	3.45	5.78	6.00	3.75	1.65
<b>12:00</b>	4.56	7.1	2.56	7.12	3.45	5.74	5.96	3.72	1.64
<b>12:30</b>	4.74	8.6	2.54	7.28	3.45	5.86	6.08	3.81	1.66
<b>13:00</b>	4.55	8.7	2.59	7.14	3.49	5.76	5.97	3.72	1.65
<b>13:30</b>	4.34	8.0	2.54	6.88	3.41	5.57	5.79	3.59	1.60
<b>14:00</b>	4.42	8.1	2.47	6.89	3.33	5.57	5.80	3.60	1.58

<b>Hora</b>	<b>F<sup>i</sup></b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>/I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> Instantánea %	<b>η</b> Ecuación general %	<b>η</b> Hottel- Whiller- Bliss %
<b>10:30</b>	0.48	0.94	688.67061	0.036	5.381	0.729	74.1%	73.6%	54%
<b>11:00</b>	0.48	0.92	603.805598	0.040	5.370	0.721	70.8%	70.6%	50%
<b>11:30</b>	0.48	0.92	529.318286	0.041	5.338	0.720	70.2%	70.5%	50%
<b>12:00</b>	0.48	0.94	597.942911	0.034	5.399	0.734	75.7%	75.4%	55%
<b>12:30</b>	0.47	0.93	620.541632	0.038	5.449	0.726	72.5%	71.4%	52%
<b>13:00</b>	0.48	0.91	369.575256	0.047	5.245	0.710	66.4%	68.8%	46%
<b>13:30</b>	0.49	0.96	420.020715	0.028	5.324	0.745	80.8%	81.7%	60%
<b>14:00</b>	0.48	0.98	695.792583	0.013	5.441	0.762	90.5%	75.3%	69%

Hoja de datos para el cálculo de la eficiencia del calentador solar de aire para placa perforada y distribuidores a flujo forzado

24/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	692	2.00	76	27	69	54	1.75E-02	2.33
11:00	805	1.89	91	30	83	62	1.62E-02	1.89
11:30	483	0.80	78	29	71	60	6.88E-03	2.30
12:00	375	1.50	57	28	53	46	1.35E-02	5.00
12:30	622	2.49	70	32	64	53	2.19E-02	3.87
13:00	737	1.68	81	32	76	62	1.44E-02	2.55
13:30	271	0.90	55	29	51	46	8.09E-03	4.89
14:00	261	1.98	48	29	44	40	1.81E-02	6.80

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{v}$ (kg/ms)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/mK)	<i>Prandtl</i> <i>Pr</i>	<i>Nusselt</i> <i>Nu</i>	<i>Reynolds</i> <i>Re</i>	<i>Rayleigh</i> <i>Ra</i>	<i>Grashof</i> <i>Ga</i>
10:30	1.079	1007.3	1.99E-05	1.82E-05	0.0277	0.7215	6.01	1.24E+04	6.84E+05	9.48E+05
11:00	1.054	1008.5	2.01E-05	1.90E-05	0.0281	0.7202	6.21	1.13E+04	7.76E+05	1.08E+06
11:30	1.061	1008.2	2.01E-05	1.90E-05	0.0281	0.7202	5.90	4.77E+03	6.36E+05	8.83E+05
12:00	1.107	1006.1	1.94E-05	1.75E-05	0.0270	0.7241	5.41	9.69E+03	4.49E+05	6.21E+05
12:30	1.082	1007.2	1.99E-05	1.82E-05	0.0277	0.7215	5.66	1.54E+04	5.40E+05	7.49E+05
13:00	1.054	1008.5	2.01E-05	1.90E-05	0.0281	0.7202	5.89	1.00E+04	6.33E+05	8.79E+05
13:30	1.109	1006.0	1.94E-05	1.75E-05	0.0270	0.7241	5.29	5.82E+03	4.11E+05	5.67E+05
14:00	1.130	1005.1	1.92E-05	1.70E-05	0.0266	0.7255	4.97	1.32E+04	3.17E+05	4.38E+05

Continuación... cálculo de la eficiencia del colector solar para placa plana a flujo natural

Hora	$h_r$ ( $W/m^2K$ )	$h_e$ ( $W/m^2K$ )	$h_{c-a}$ ( $W/m^2K$ )	$h_{c-p}$ ( $W/m^2K$ )	$h_e$ ( $W/m^2K$ )	$U_L$ ( $W/m^2K$ )	$U_b$ ( $W/m^2K$ )	$U'$ ( $W/m^2K$ )	$U_t$ ( $W/m^2K$ )
10:30	5.98	6.4	2.78	8.75	3.83	8.09	7.07	6.37	3.70
11:00	6.78	6.9	2.91	9.68	4.04	8.82	7.66	7.02	4.03
11:30	6.08	4.7	2.76	8.84	3.81	7.48	7.13	5.79	3.08
12:00	5.10	7.1	2.43	7.53	3.33	7.52	6.25	5.98	3.67
12:30	5.69	8.6	2.62	8.31	3.60	8.43	6.78	6.77	4.22
13:00	6.30	8.7	2.76	9.06	3.82	8.98	7.26	7.25	4.44
13:30	5.02	8.0	2.38	7.40	3.26	7.63	6.16	6.11	3.84
14:00	4.70	8.1	2.21	6.90	3.02	7.31	5.81	5.88	3.73

Hora	$F^i$	$F_R$	$Q_u$ W	$\Delta T/I$ ( $W/m^2K$ )	$F_R U_L$ ( $W/m^2K$ )	$F_R(\alpha\tau)$	$\eta$ Instantánea %	$\eta$ Ecuación general %	$\eta$ Hottel- Whiller- Bliss %
10:30	0.62	0.85	481.47	0.039	6.860	0.661	57.9%	57.45%	39%
11:00	0.61	0.83	519.97	0.039	7.278	0.644	53.8%	53.55%	36%
11:30	0.62	0.69	204.59	0.065	5.130	0.535	35.3%	37.52%	20%
12:00	0.61	0.82	236.92	0.048	6.178	0.641	52.5%	54.12%	34%
12:30	0.61	0.87	459.19	0.035	7.357	0.681	61.5%	64.31%	42%
13:00	0.60	0.81	453.36	0.041	7.234	0.628	51.2%	48.84%	34%
13:30	0.61	0.72	125.43	0.061	5.535	0.565	38.5%	41.63%	23%
14:00	0.60	0.87	189.87	0.041	6.343	0.677	60.6%	62.76%	41%

Continuación...

25/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	714	2.55	65	26	62	50	2.26E-02	1.75
11:00	803	2.33	79	29	74	59	2.01E-02	2.56
11:30	813	2.22	83	29	79	61	1.90E-02	2.00
12:00	795	1.86	85	31	80	62	1.59E-02	1.85
12:30	776	1.98	85	31	78	62	1.70E-02	1.59
13:00	815	1.88	88	33	79	63	1.60E-02	2.80
13:30	800	2.05	89	34	80	64	1.74E-02	2.66
14:00	568	1.66	79	34	71	59	1.43E-02	1.75

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{\tau}$ (kg/ms)	$\diamond$ (m <sup>2</sup> /s)	$\text{Prandtl}$ $Pr$	$\text{Nusselt}$ $Nu$	$\text{Reynolds}$ $Re$	$\text{Rayleigh}$ $Ra$	$\text{Grashof}$ $Ga$	
10:30	1.095	1006.6	1.99E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	5.60	1.52E+04	5.16E+05	7.17E+05
11:00	1.064	1008.0	1.99E-05	1.82E-05	0.02772	0.7215	6.05	1.45E+04	7.01E+05	9.72E+05
11:30	1.057	1008.4	1.99E-05	1.82E-05	0.02772	0.7215	6.16	1.38E+04	7.55E+05	1.05E+06
12:00	1.053	1008.6	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	6.05	1.11E+04	7.02E+05	9.74E+05
12:30	1.056	1008.4	1.94E-05	1.75E-05	0.02699	0.7241	6.27	1.28E+04	8.04E+05	1.11E+06
13:00	1.051	1008.7	1.99E-05	1.82E-05	0.02772	0.7215	6.18	1.17E+04	7.60E+05	1.05E+06
13:30	1.047	1008.9	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	6.04	1.22E+04	6.98E+05	9.69E+05
14:00	1.066	1008.0	1.99E-05	1.82E-05	0.02772	0.7215	5.88	1.03E+04	6.28E+05	8.71E+05

Continuación...

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	5.53	6.9	2.62	8.15	3.60	7.86	6.67	6.22	3.74
<b>11:00</b>	6.20	8.7	2.79	9.00	3.86	8.93	7.22	7.18	4.42
<b>11:30</b>	6.42	7.5	2.85	9.27	3.94	8.76	7.40	6.99	4.14
<b>12:00</b>	6.52	7.1	2.83	9.35	3.93	8.70	7.45	6.94	4.05
<b>12:30</b>	6.44	6.5	2.82	9.25	3.91	8.43	7.39	6.68	3.82
<b>13:00</b>	6.56	9.2	2.85	9.42	3.96	9.34	7.49	7.55	4.64
<b>13:30</b>	6.64	8.9	2.83	9.47	3.93	9.30	7.52	7.52	4.58
<b>14:00</b>	6.11	6.9	2.72	8.83	3.76	8.30	7.12	6.60	3.87

<b>Hora</b>	<b>F<sup>i</sup></b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>/I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> Instantánea %	<b>η</b> Ecuación general %	<b>η</b> Hottel- Whiller- Bliss %
<b>10:30</b>	0.61	0.88	561.86	0.033	6.944	0.689	65.5%	62.35%	46%
<b>11:00</b>	0.61	0.86	551.30	0.037	7.639	0.667	57.2%	62.68%	38%
<b>11:30</b>	0.61	0.85	543.33	0.039	7.446	0.663	55.6%	62.97%	37%
<b>12:00</b>	0.61	0.82	514.59	0.040	7.176	0.643	53.9%	53.22%	36%
<b>12:30</b>	0.61	0.84	526.87	0.039	7.068	0.654	56.5%	55.10%	38%
<b>13:00</b>	0.60	0.82	519.68	0.037	7.630	0.637	53.1%	50.45%	35%
<b>13:30</b>	0.60	0.83	516.73	0.038	7.722	0.648	53.8%	55.34%	36%
<b>14:00</b>	0.61	0.82	357.52	0.043	6.773	0.637	52.4%	51.87%	34%

Continuación...

26/11/2015

Hora	$I$ (W/m <sup>2</sup> )	$V_{in}$ (m/s)	$T_s$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/m)	$V_{ext}$ (m/s)
10:30	774	2.66	66	29	59	55	2.33E-02	1.75
11:00	710	1.89	70	30	60	60	1.63E-02	2.56
11:30	628	1.78	66	31	61	58	1.54E-02	2.00
12:00	657	2.45	63	31	61	54	2.15E-02	1.85
12:30	712	2.11	70	33	63	61	1.81E-02	1.59
13:00	463	1.11	63	31	61	55	9.69E-03	2.80
13:30	433	2.40	53	32	61	45	2.16E-02	2.66
14:00	640	2.50	66	35	65	57	2.17E-02	1.75

Hora	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$\bar{\tau}$ (kg/ms)	$\diamond$ (m <sup>2</sup> /s)	$\text{Prandtl}$ $Pr$	$\text{Nusselt}$ $Nu$	$\text{Reynolds}$ $Re$	$\text{Rayleigh}$ $Ra$	$\text{Grashof}$ $Ga$	
10:30	1.079	1007.3	1.99E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	5.56	1.59E+04	5.00E+05	6.95E+05
11:00	1.062	1008.1	1.99E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	5.62	1.13E+04	5.25E+05	7.28E+05
11:30	1.068	1007.8	1.99E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	5.46	1.06E+04	4.65E+05	6.46E+05
12:00	1.081	1007.2	1.99E-05	1.82E-05	0.02772	0.7215	5.41	1.52E+04	4.48E+05	6.21E+05
12:30	1.058	1008.3	2.01E-05	1.90E-05	0.02808	0.7202	5.51	1.26E+04	4.85E+05	6.73E+05
13:00	1.076	1007.5	1.94E-05	1.75E-05	0.02699	0.7241	5.56	7.17E+03	5.01E+05	6.92E+05
13:30	1.112	1005.8	1.99E-05	1.82E-05	0.02772	0.7215	4.98	1.49E+04	3.19E+05	4.42E+05
14:00	1.071	1007.7	1.99E-05	1.90E-05	0.02808	0.7204	5.27	1.49E+04	4.02E+05	5.58E+05

Continuación...

<b>Hora</b>	<b>hr</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-a</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>hc-p</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>he</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ub</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>U'</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>Ut</b> (W/m <sup>2</sup> K)
<b>10:30</b>	5.47	6.9	2.60	8.07	3.57	7.81	6.62	6.19	3.72
<b>11:00</b>	5.61	8.7	2.63	8.24	3.62	8.41	6.73	6.75	4.23
<b>11:30</b>	5.53	7.5	2.55	8.09	3.51	7.99	6.63	6.38	3.89
<b>12:00</b>	5.45	7.1	2.50	7.95	3.44	7.80	6.53	6.22	3.76
<b>12:30</b>	5.68	6.5	2.58	8.26	3.56	7.81	6.74	6.20	3.64
<b>13:00</b>	5.47	9.2	2.50	7.97	3.44	8.32	6.55	6.73	4.26
<b>13:30</b>	5.21	8.9	2.30	7.51	3.17	7.92	6.23	6.43	4.07
<b>14:00</b>	5.62	6.9	2.46	8.08	3.41	7.82	6.62	6.25	3.72

<b>Hora</b>	<b>F'</b>	<b>F<sub>R</sub></b>	<b>Qu</b> W	<b>ΔT<sub>/I</sub></b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>UL</b> (W/m <sup>2</sup> K)	<b>F<sub>R</sub>(ατ)</b>	<b>η</b> Instantánea %	<b>η</b> Ecuación general %	<b>η</b> Hottel- Whiller- Bliss %
<b>10:30</b>	0.61	0.89	608.94	0.033	6.930	0.692	65.5%	65.24%	46%
<b>11:00</b>	0.61	0.83	462.16	0.042	7.018	0.651	54.2%	57.02%	36%
<b>11:30</b>	0.61	0.83	413.23	0.043	6.661	0.650	54.8%	55.50%	36%
<b>12:00</b>	0.61	0.88	509.16	0.034	6.856	0.686	64.5%	61.48%	45%
<b>12:30</b>	0.61	0.86	511.89	0.039	6.704	0.669	59.8%	58.90%	41%
<b>13:00</b>	0.60	0.75	236.23	0.052	6.213	0.582	42.5%	42.06%	26%
<b>13:30</b>	0.60	0.88	347.34	0.030	6.971	0.686	66.8%	54.94%	47%
<b>14:00</b>	0.61	0.88	497.43	0.034	6.884	0.687	64.7%	61.70%	45%