



# **Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas**

**Instituto de Ciencias Básicas y Aplicadas.**

**Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico en Energías Renovables.**

## **T E S I S**

**Optimización de un secador solar basado en el método de análisis exergético.**

Para obtener el grado de

**Maestro en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables**

Presenta

**Francisco Javier Rodríguez Cervantes**

Director de Tesis

**Dr. Guillermo Ibáñez Duharte**

## Dedicatoria

A mi madre Ramona Cervantes Zenteno que siempre me brindó su apoyo incondicional y por ser una gran mujer que nos sacó adelante por sí misma.

También a mi hermana que me estuvo acompañando en mis noches de desvelos y motivándome para concluir el posgrado.

A mis amigos, Juan Barrionuevo, Ignacio Zenteno, Guadalupe Pavón, Ignacio Rosales, José Iván Toledo, Karla Zambrano que me acompañaron durante esta travesía y que en todo momento me dieron su ayuda y motivación para continuar hasta el final.

## Agradecimientos

Me gustaría dar las gracias a todas y a cada una de las personas que de una forma u otra han colaborado durante estos dos años para la elaboración de esta tesis. Quiero agradecer su ayuda a lo largo de la maestría.

A mi director de tesis el Doctor Guillermo Ibáñez Duharte que es una gran persona y siempre estuvo disponible para brindarme su atención y apoyo en cada paso que daba y sobre todo por su paciencia, en verdad aprecio la oportunidad que me brindó.

A todos los miembros del comité del posgrado: Dr. Joel Pantoja Enríquez, Dr. Joel Moreira Acosta, Dr. Jorge Evaristo Conde Díaz, Dr. Andrés Reyes Nava y al Dr. Francisco Pola Albores por su ayuda y por compartir sus conocimientos, así como brindar sus críticas constructivas para realizar un mejor proyecto.

A la Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas por ofrecerme una educación integral y por todos los servicios dados en sus instalaciones.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, CONACYT, por el apoyo económico que brindó mientras cursaba la Maestría en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables, lo cual hizo posible la realización de este trabajo.

A todos mis amigos que siempre estuvieron brindando su apoyo y ofreciendo consejos aún en situaciones difíciles.

## Resumen

Recientemente, se han desarrollado diversos estudios teóricos relacionados con los procesos de secado solar en diferentes tipos de secadores solares, sin embargo no son muchos los trabajos realizados usando el método de análisis de exergía para la optimización de estos dispositivos. En la presente contribución, se estudian los efectos de la radiación solar, la temperatura ambiente, la velocidad y la temperatura del aire en distintos puntos del interior del secador y de los parámetros físicos de materiales sobre el rendimiento del secador solar. La primera y la segunda ley de la termodinámica son utilizadas para conocer la cantidad de energía suministrada a los colectores solares y la cantidad de trabajo útil obtenido a partir de una cierta cantidad de energía.

De los balances de energía y exergía se calculan las eficiencias tanto energética como exergética en función de los parámetros que caracterizan el proceso. Se demostró que aplicar el método de análisis de exergía ayuda a identificar las pérdidas de energía en el proceso, y por tanto influir en el proceso para disminuir dichas pérdidas.

## Abstract

Recently, there have been developed several theoretical studies related to the processes of solar drying in different types of solar dryers, nevertheless there are not enough studies performed using the method of exergy analysis for the optimization of these devices. In the present contribution, the effects of the solar radiation, the ambient temperature, velocity and temperature of the air in different points inside of the dryer and physical parameters of materials on the performance of the solar dryer are studied.

The first and second laws of thermodynamics are used to determine the amount of energy delivered to the solar collectors and the amount of useful work obtained from a certain amount of energy.

From the energy and exergy balances both the thermal efficiency and the exergetic efficiency as a function of the parameters characterizing the process are calculated. It showed that the method of exergy analysis helps identify the energy losses in the process, and therefore allows to reduce such losses in the dryer.

## Índice

Dedicatoria	
Agradecimientos	
Resumen	I
Abstract	II
Listas de figuras	VI
Listas de tablas	VIII
Nomenclatura	IX
Introducción	XII
Capítulo 1 Generalidades	
1.1 Antecedentes	1
1.2 Origen del concepto de exergía	2
1.3 Concepto de exergía	4
1.4 Aplicaciones del método exergético	5
1.4.1 Análisis exergético en otros sectores	5
1.4.2 Análisis exergético en fuentes de energía renovables	6
1.4.3 Análisis exergético en secadores solares	7
1.5 Conclusión	12
Capítulo 2 Fundamentos teóricos	
2.1 Secadores solares	13
2.1.1 Introducción	13
2.1.2 Proceso de secado	14
2.1.3 Factores esenciales en el proceso de secado	15
2.1.4 Fundamentos del secado solar	16

2.1.5	Clasificación de los secadores solares	17
2.1.5.1	Forma de circulación del aire	17
2.1.5.2	Forma de aprovechamiento de la energía solar	19
2.2	Fundamentos teóricos del análisis exergético	22
2.2.1	Introducción	22
2.2.2	Leyes de la termodinámica	22
2.2.2.1	Primera ley de la termodinámica	23
2.2.2.2	Segunda ley de la termodinámica	25
2.2.3	Exergía	29
2.2.3.1	Exergía asociada con energía	29
2.2.3.2	El estado muerto	30
2.2.3.3	Clasificación de la exergía	30
2.2.3.4	Principio de disminución de exergía y destrucción de exergía	33
2.2.3.5	Balance de exergía	34
2.2.3.5.1	Balance de exergía para sistemas cerrados	35
2.2.3.5.2	Balance de exergía para sistemas abiertos	36
2.2.3.6	Eficiencia exergética	37
2.2.4	Conclusión	38
Capítulo 3 Metodología		
3.1	Introducción	39
3.2	Sitio de experimentación y materiales	40
3.3	Funcionamiento del secador solar	41
3.4	Parámetros de operación	43
3.5	Características del sistema	43
3.6	Balance de energía	46

3.7 Eficiencia térmica del colector	47
3.8 Eficiencia del sistema de secado	49
3.9 Balance de exergía y eficiencia exergética del secador solar	50
3.10 Conclusión	53
Capítulo 4 Resultados y discusión	
4.1 Introducción	54
4.2 Pruebas experimentales	55
4.3 Eficiencia térmica del secador solar evaluado	63
4.4. Eficiencia exergética del secador solar	65
4.5 Optimización de la eficiencia térmica	67
4.5.1 Configuración del aislante térmico	68
4.5.2 Configuración de las dimensiones del colector	70
4.5.3 Configuración del número de cubiertas de vidrio	71
Conclusiones y trabajos a futuro	73
Referencia bibliográfica	74
Anexos	78

## Lista de figuras

### Capítulo 1

Figura 1.1 Componentes de un secador solar.	8
Figura 1.2 Esquema del secador solar y su división de subsistemas.	9
Figura 1.3 Diagrama esquemático del sistema del secador solar.	10

### Capítulo 2

Figura 2.1 Clasificación de los secadores solares.	19
Figura 2.2 Configuraciones de los secadores solares en base a su clasificación.	21
Figura 2.3 Sistema termodinámico cerrado y sus interacciones con el ambiente.	23
Figura 2.4 Máquina térmica que viola enunciado de Kelvin-Planck.	25
Figura 2.5 Transferencia de calor imposible de acuerdo al enunciado de Celsius.	26
Figura 2.6 Cambio de entropía de un volumen de control.	28
Figura 2.7 Estado muerto.	30

### Capítulo 3

Figura 3.1 Localización del estado de Chiapas.	40
Figura 3.2 Componentes de la estación meteorología Vantage Pro2 y data logger.	41
Figura 3.3. Secador solar.	42

### Capítulo 4

Figura 4.1 Radiación solar con respecto al tiempo durante primer día de prueba.	55
Figura 4.2 Radiación solar con respecto al tiempo durante segundo día de prueba.	56
Figura 4.3 Velocidad del viento con respecto al tiempo durante primer día de prueba.	56
Figura 4.4 Velocidad del viento con respecto al tiempo durante segundo día de prueba.	57
Figura 4.5 Temperatura ambiente con respecto al tiempo en el primer día de evaluación.	57
Figura 4.6 Temperatura ambiente con respecto al tiempo en el segundo día de evaluación.	58
Figura 4.7 Temperaturas en cabina de secado, placa absorbadora y placa de cristal, primer día de prueba (17 de Abril 2015).	59
Figura 4.8 Variación de la temperatura en la cabina de secado (17 de Abril 2015).	59
Figura 4.9 Variación de la temperatura en la placa absorbadora (17 de Abril 2015).	60
Figura 4.10 Variación de la temperatura en la placa de cristal (17 de Abril 2015).	60

Figura 4.11 Temperaturas en cabina de secado, placa absorbadora y placa de cristal, segundo día de prueba (18 de Abril 2015).	61
Figura 4.12 Variación de la temperatura en la placa absorbadora (18 de Abril 2015).	62
Figura 4.13 Variación de la temperatura en la placa de cristal (18 de Abril 2015).	62
Figura 4.14 Variación de la temperatura en la cabina de secado (18 de Abril 2015).	63
Figura 4.15 Eficiencia térmica en función del tiempo del primer día de prueba.	64
Figura 4.16 Eficiencia térmica en función del tiempo del segundo día de prueba.	64
Figura 4.17 Variaciones de la exergía de entrada y exergía de salida en la cámara de secado (17 de Abril 2015).	65
Figura 4.18 Variaciones de la exergía de entrada y exergía de salida en la cámara de secado (18 de Abril 2015).	66
Figura 4.19 Variación de la eficiencia exergética con respecto al tiempo (17 de Abril 2015).	66
Figura 4.20 Variación de la eficiencia exergética con respecto al tiempo (18 de Abril 2015).	67
Figura 4.21 Eficiencia térmica variando el número de placas de vidrio.	71
Figura 4.22 Eficiencia térmica con todas las configuraciones adecuadas.	72
Anexos	
Figura A1 Vista interior del secador solar indirecto	78
Figura A2 Vista interior del secador solar indirecto	78
Figura A3 Termopar en la placa de cristal	78
Figura A4 Ubicación de los termopares tipo k	78
Figura A5 Instalación de equipo y data logger	78
Figura A6 Inicio del programa Tracer DAQ	78

## Lista de tablas

Tabla 3.1 Resolución, medición y exactitud de los sensores de la estación meteorológica.	41
Tabla 3.2 Dimensiones de la cabina de secado y del colector solar.	43
Tabla 3.3 Datos para determinación de la eficiencia térmica.	45
Tabla 4.1 Materiales aislantes térmicos con sus características.	68
Tabla 4.2 Eficiencia térmica con distintos espesores con espuma de poliuretano .	69
Tabla 4.3 Eficiencia térmica con distintos espesores con fibra de vidrio.	69
Tabla 4.4 Eficiencia térmica con variaciones en la altura del colector solar.	70

## Nomenclatura

A	área (m <sup>2</sup> )
C	tasa de capacitancia del colector
C <sub>p</sub>	capacidad calorífica (KJ/kg.K)
E	energía
e	potencia emisiva
f	factor modulado
F	factor de eficiencia de aleta
g	gravedad (Valor de $9.8 \frac{m}{s^2}$ )
h	entalpía (KJ/Kg)
h <sub>w</sub>	coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m <sup>2</sup> °C)
H	altura (m)
H <sub>T</sub>	radiación solar incidente (W/m <sup>2</sup> )
K <sub>a</sub>	conductividad térmica del aislante (W/m °C)
l	espesor de aislante (m)
ṁ	flujo másico (Kg/s)
M	altura del colector
N	número de cubiertas
P	presión
Q	calor
Q <sub>K</sub>	transferencia de calor a través de la frontera
S	entropía (KJ/Kg.K)
s	entropía específica.
S <sub>masa</sub>	transferencia de entropía debido al flujo másico
T	temperatura (°C)
T <sub>K</sub>	temperatura del lugar
ΔU	variación de energía interna
UL	coeficiente total de pérdidas
U <sub>t</sub>	pérdidas de calor por transferencia parte superior

Ub	pérdidas de calor por conducción por lados
Ue	pérdidas de calor por fondo
VC	volumen de control
V	velocidad (m/s)
W	trabajo
E <sub>X</sub>	flujo de exergía
X <sub>EC</sub>	exergía cinética
X <sub>EP</sub>	exergía potencial
X <sub>F</sub>	exergía física
X <sub>CH</sub>	exergía química
X <sub>T</sub>	exergía de trabajo
X <sub>E</sub>	exergía eléctrica
X <sub>Q</sub>	exergía de flujo de calor
X <sub>destruida</sub>	exergía destruida
z	altura del sistema

### Letras griegas

$\eta_{ex}$	eficiencia exergética %
$\tau$	transmitancia del vidrio
$\alpha$	absortancia de la placa
$\beta$	ángulo de inclinación
$\epsilon$	emitancia
$\sigma$	constante de Boltzmann
$\Delta$	Variación

### Subíndices

ent	entrada
sal	salida
abs	absorbida
gen	generada
col	colector

- i inicial
- p placa
- u útil
- L pérdida
- 0 ambiente
- 1 sección uno
- 2 sección dos
- 3 sección tres

## Introducción

En la actualidad el principal combustible que se emplea alrededor del mundo es el petróleo y sus derivados, ya sea para el transporte, elaboración de alimentos o para la generación de energía eléctrica. El uso excesivo de los combustibles fósiles ha provocado un gran impacto ambiental de forma negativa debido a la contaminación que se genera, por lo cual se ha despertado el interés en utilizar energías renovables que representan una forma de obtener energía de una manera más ecológica, además de ser una fuente inagotable ya que son provistos por la naturaleza, dentro de estas energías se puede mencionar la energía solar de la cual se puede obtener energía eléctrica a través de un sistema fotovoltaico, o por medio de centrales solares, pero también se ha aprovechado la radiación solar para el secado de los alimentos a partir de secadores solares. Estos dispositivos solares resultan de gran importancia para los productores agrícolas porque les permite conservar de manera adecuada sus productos pero sobre todo obtener un producto final seco en un menor tiempo, además de proporcionar protección de plagas indeseadas, sin embargo los actuales secadores solares presentan bajos rendimientos debido a que no aprovechan de una manera eficiente la energía solar, por lo cual se genera una pérdida de trabajo útil (destrucción de exergía).

Esto hace que sea necesario realizar un análisis exergético que permita evaluar el rendimiento del secador solar y disminuir las pérdidas de energía útil que a su vez implicaría un aumento de la eficiencia del secador solar.

Recientemente se han hecho varias investigaciones para optimizarlos por medio del método exergético. En el presente trabajo se tiene como objetivo principal llevar a cabo la optimización de un secador solar por medio del análisis exergético que nos permite desarrollar un análisis de la primera y de la segunda ley simultáneamente a diferencia de otros métodos.

### **Objetivo general.**

- ❖ Optimizar un secador solar indirecto mediante el análisis de exergía para promover el uso más eficiente de los recursos.

### **Objetivos particulares**

- ❖ Medir parámetros de operación del secador solar tipo indirecto.
  - a) Medición de parámetros de operación y descripción de características de diseño del secador solar.
  - b) Obtención de la eficiencia térmica del secador solar
- ❖ Obtener el balance de exergía del secador solar.
  - a) Elaboración del balance de masa del secador solar
  - b) Elaboración del balance de energía que caracteriza el secador solar.
  - c) Elaboración del balance de entropía para el secador
- ❖ Realizar estudio paramétrico encontrando condiciones óptimas de operación con máxima eficiencia exergética.
  - a) Determinación de exergía aportada
  - b) Determinación de exergía destruida.

# Capítulo 1

## Generalidades

### 1.1 Antecedentes

Recientemente se ha introducido el término exergía para cuantificar la cantidad de trabajo que se puede obtener de una determinada sustancia o flujo de energía con respecto al medio natural, la energía es conservada en cualquier tipo de proceso; mientras que la exergía es disipada en procesos espontáneos.

El análisis exergético se basa en los principios de la conservación de masa y de energía junto con la segunda ley de la termodinámica para realizar el diseño o hacer un análisis de sistemas térmicos, por tal motivo este método es una gran herramienta que ha tenido una buena aceptación en diferentes áreas. El método de exergía se ha aplicado en el análisis de procesos o sistemas con el propósito de identificar las pérdidas de energía útil que existen, además permite proponer las mejoras necesarias para hacer más eficiente los recursos, es decir, se puede hacer una evaluación de las pérdidas de exergía que se originan en el proceso o sistema

con el objetivo de realizar modificaciones que permitan optimizarlo y por ende lograr la disminución de la destrucción de exergía o trabajo útil.

En este capítulo se hace una revisión histórica de cómo surge el término de exergía, así como su deducción a partir de conceptos termodinámicos previos hasta llegar al concepto de exergía, también se habla de los trabajos que existen en distintas áreas, pero haciendo énfasis con trabajos relacionados en sistemas energéticos renovables tales como colectores solares y secadores solares.

## 1.2 Origen del concepto de exergía

La exergía tiene sus raíces en trabajos previos que después llegarían a formar parte de la termodinámica. (Carnot S. 1824) publicó una relación entre el calor y el trabajo, para ser más específicos Sadi declaró que el trabajo extraíble de un motor térmico es proporcional a la diferencia de temperatura.

Posteriormente J. Willard Gibbs a quien también se le considera como uno de los principales pioneros de la exergía en 1873, aportó fundamentos teóricos para empezar a desarrollar los conceptos del estudio del trabajo disponible en un flujo y fue en su trabajo llamado “A method of geometrical representation of the thermodynamic properties of substances by means of surfaces”, que introdujo una previa definición sobre disponibilidad de trabajo, en dicha obra se menciona lo siguiente:

“Nosotros observamos en primer lugar una expresión de la siguiente forma:

$$-\varepsilon + T\eta - Pv + M_1m_1 + M_2m_2 + \dots + M_nm_n \quad (1)$$

La expresión denota el trabajo obtenido por la formación (por un proceso reversible) de un cuerpo de los cuales  $\mathcal{E}$ ,  $\eta$ ,  $v$ ,  $m_1$ ,  $m_2, \dots, m_n$  son la energía, entropía, volumen y las cantidades de las componentes respectivamente, dentro de un medio que tiene presión  $P$ , temperatura  $T$ , y potenciales  $M_1$ ,  $M_2, \dots, M_n$ . (El medio se considera tan grande que sus propiedades no son sensiblemente alteradas en cualquier parte por la formación del cuerpo)” (J. 1873).

Pero fue el francés (Gouy 1889) que propuso el término de “Energy utilizable” (energía utilizable) como una nueva función termodinámica con la finalidad de dar a entender que sólo una parte de la energía térmica puede ser convertida en energía mecánica (Gouy 1889), de la misma manera en 1898 el científico (A. 1898) uso el enunciado “Freie technische energie” para hacer referencia al término de exergía.

Como resultado de los trabajos de Gouy y de Stodola se logró la obtención de la definición de destrucción de exergía como el producto de la temperatura del medio ambiente y de la variación de entropía, la que actualmente se conoce como ley de pérdida de exergía o como el teorema de Gouy-Stodola (A. 1945).

Con respecto al término de “available energy” (energía disponible) fue introducida por los norteamericanos William DeBraufre y Joseph Keenan en el año 1932. Sin embargo fue el esloveno (Rant 1956) el que expresó por primera vez el término de *exergie* o *exergía* el cual estableció de acuerdo a su significado “ex” de fuera y “erg” de trabajo (indicado en el artículo “Exergy a new word for technical work”) y posteriormente (M. Tribus 1961) vinculó la termodinámica clásica con información teórica a través de los conceptos de entropía y exergía.

En 1965 H. D. Baehr brindó una definición mucha más clara y complemente general la cual expresó de la siguiente manera: “*La exergía es la parte totalmente convertible de la energía es decir que se puede transformar en cualquier otra forma de energía*”, por otra parte RB. Evans 1969 demostró que la exergía en sí misma incorpora conceptos termodinámicos tal como la energía libre de Gibbs, la energía libre de Helmholtz, entalpía así como la disponibilidad introducida por Keenan (Göran 1986).

La importancia que tiene actualmente el análisis exergético puede ser observada en diversas publicaciones por ejemplo en libros donde se enfocan particularmente en este tema y por la realización de frecuentes estudios y congresos que abordan el tema. (T.J. Kotas 1995) realizó una revisión completa de la aplicación del método exergético en el análisis de plantas térmicas y químicas.

Este autor aporta un amplio examen de las posibles aplicaciones del análisis exergético (auditoría energética, estimación de costes, optimización termo económica, síntesis de

procesos, etc.) así como de las herramientas y técnicas utilizadas (criterios de eficiencia, diagramas, tablas, coeficientes, etc.).

El autor L. Borel en 1975 realizó una comparación de diversos sistemas de calefacción basados en la teoría de la exergía mientras que el autor T.S Sorensen en 1976 demostró que la exergía es un concepto útil lo cual plasmó en Bronstedian Energetics (T.J. Kotas 1995). Mientras tanto el autor (TSATSARONIS 1987) hace una revisión sistemática de las distintas metodologías, que se orientan en obtener la optimización del diseño, operación y mantenimiento de los sistemas energéticos, así mismo en determinar los costes de los flujos internos y productos de una instalación (balance económico). Además también discute y examina sobre las ventajas, desventajas y las potenciales aplicaciones en la que se puede hacer uso del método del análisis exergético.

### 1.3 Concepto de Exergía

A partir de la segunda ley fueron deducidos los conceptos de entropía, energía libre (energía de Helmholtz) y entalpía libre (energía de Gibbs); funciones termodinámicas que indican la posibilidad y capacidad de avanzar en procesos irreversibles.

En los años de la década del 50, la termodinámica ha introducido, desde el punto de vista práctico, un nuevo término llamado exergía para expresar la cantidad de energía disponible; su habilidad para ser convertida en otras formas de energía y, especialmente, su capacidad para generar trabajo que se pueda utilizar a partir de un sistema dado de energía en el ambiente natural de la tierra (NOBUSAWA 1984).

El término exergía, introducido por (Rant 1956), significa “cantidad de trabajo (erg) que es liberado (ex)”. En los años 80 el autor (Szargut J, Morris D 1988) propuso la siguiente definición de exergía:

- La exergía es la máxima cantidad de trabajo obtenible cuando un flujo de energía es llevado de su estado inicial a un estado de equilibrio termodinámico con las sustancias comunes del entorno natural (estado inerte), por medio de procesos reversibles, interactuando únicamente con su entorno natural.

- En otras palabras, la exergía es la máxima cantidad de trabajo que se puede obtener cuando una forma de energía es llevada a un estado de equilibrio con el ambiente mediante procesos reversibles.

Igualmente (Sciubba E 2007) definen la exergía como el máximo trabajo útil teórico obtenido si un sistema “S” se encuentra en equilibrio termodinámico con el medio ambiente, por medio de procesos en el que “S” sólo interactúa con el ambiente.

## **1.4 Aplicaciones del método exergético**

### **1.4.1 Análisis exergético en otros sectores**

En el sector energético se han realizado estudios de análisis de energía y de análisis de exergía que ofrecen una sugerencia más realista debido a que se consideran las irreversibilidades y las potenciales mejoras de cada proceso para la optimización del consumo de energía y la reducción de los costos y emisiones para el sector industrial principalmente en la industria cementera, petroquímica, químicas y en dispositivos industriales (G.Boroumandjazi 2013; N.A. Madlool, R. Saidur, M.S. Hossain 2011). También se han analizado los usos de energía y exergía en el sector residencial urbano donde se consideró los flujos de energía del período de 2002-2011, las eficiencias exergéticas se calcularon examinando por separado todos los potenciales de energía principalmente como combustibles fósiles, energías mecánicas y eléctricas existentes en el sector urbano, al final la eficiencia exergética de todo el sistema, haciendo referencia a la zona residencial, sería la suma de todos los análisis realizados cuyo resultado arrojó 11-12.2% para el período estudiado (Liu et al. 2014).

Otro estudio presenta la comparación entre diésel y aceite crudo de jatropha curcas en motores diésel, cuyos resultados muestran valores menores de exergía destruida utilizando aceite de jatropha, cerca de un 37% menos a diferencia del diésel (Henao 2013).

### 1.4.2 Análisis exergético en fuentes de energía renovables

Con respecto al área de energías renovables existen varios trabajos que abarcan el uso del método de análisis de exergía, por ejemplo el investigador (Arif Hepbasli 2008) ha evaluado el rendimiento con respecto a los recursos energéticos renovables y ha determinado las relaciones generales de energía, entropía y los balances de exergía de cada uno de ellas, encontrando una eficiencia exergética de una forma muy general. Por otro lado (K. Altfeld, W. Leiner 1988) utilizó el análisis de exergía, en el cual determina las irreversibilidades en varios modelos de colectores solares y estudia el efecto de la adición de superficies extendidas en las irreversibilidades del sistema y en el desempeño de este tipo de colectores.

El trabajo de (Koroneos, Spachos, and Moussiopoulos 2003) usan el análisis de exergía en fuentes de renovables, concretamente en sistemas de energía solar, energía eólica y energía geotérmica, cuyos resultados son que en algunos de los sistemas estudiados presentan una alta eficiencia que superan a la eficiencia de sistemas que emplean fuentes de energía no renovables.

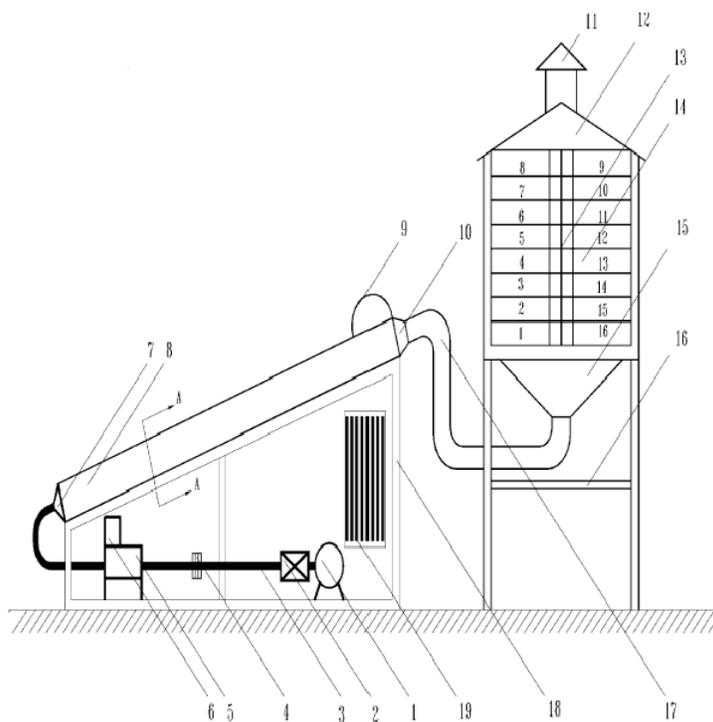
Por otro lado se ha llevado a cabo el análisis exergético y exergoeconómico de un destilador solar donde se determinaron las eficiencias exergéticas con una cubierta simple (menos del 5%), doble cubierta (17%-20%) y triple cubierta (19%-26) del sistema y se determinó que el costo de la destilación aprovechando la energía solar era de \$0.014-\$0.027 dólar por litro que lo hace más factible que un sistema de destilación convencional (Ranjan and Kaushik 2013). También se ha llevado a cabo el análisis de exergía en un destilador solar simple considerando un conjunto de parámetros como la irradiación solar, temperatura ambiente, y el grosor del vidrio. De modo similar se realizó el método exergético en diversos sistemas de energía solar como son sistemas fotovoltaicos, dispositivos de calefacción, procesos de secado solar, generación de energía solar y refrigeración solar donde se estudian ciertos parámetros efectivos que están relacionados con la eficiencia exergética (Gortari 2010; Saidur et al. 2012).

### 1.4.3 Análisis exerético en secadores solares

Además se ha realizado el análisis de energía y de exergía de una cabina de secado de tipo indirecto basado en modelos matemáticos que usan los valores dados de la temperatura y la entalpía de un gas simple, con tales modelos se puede ver como el gas se va distribuyendo a lo largo de la cabina de secado en determinado tiempo (Samaneh Sami, Nasrin Etesami 2011).

(Celma, A.R. 2009) dirigieron un experimento para acceder al análisis de energía y exergía del proceso de secado de alpechín utilizando un secador solar tipo directo de convección natural, mediante la primera ley se estimó la cantidad de energía obtenida por el colector de aire y qué parte de esta energía era utilizada en la cabina de secado y por medio de la segunda ley se desarrolló en análisis de exergía para determinar las pérdidas de exergía durante el secado que estaba dentro del rango de 0 KJ/Kg-0.168 KJ/Kg. La eficiencia exerética de la cámara de secado registrada en este sistema varía entre 53.24 % a 100 % durante el primer día de prueba.

Por otra parte los investigadores (Midilli and Kucuk 2003) efectuaron un análisis tanto de energía como de exergía para el proceso de secado de pistachos con y sin cáscara usando una cabina de secado solar y han deducido la pérdida de exergía que se genera en cada uno durante el proceso de secado tomando en consideración un fluido estable para llevar a cabo sus evaluaciones, sólo se colocaron los pistaches con y sin cáscara en las bandejas 2 y 16 respectivamente (figura 1.1), pero cabe mencionar que se dejaron vacías las demás bandejas en la cabina de secado solar con la finalidad de que el aire caliente fuera homogéneamente difuso, además se realizó un balance de energía del colector solar de aire para conocer la energía útil que se utilizaría en la cámara de secado para llevar a cabo el proceso de secado y ellos obtuvieron como resultado que los pistaches con cáscara consumieron más energía en comparación a los pistaches sin cáscara y que la mayor eficiencia exerética que registraron fue en el proceso de secado de los pistachos sin cáscaras alcanzado valores de 15.65-100%, pero la parte que más resalta en este trabajo es la incorporación de un parámetro llamado tasa de utilización de energía (EUR) para conocer qué cantidad de energía es utilizada en el proceso de secado.



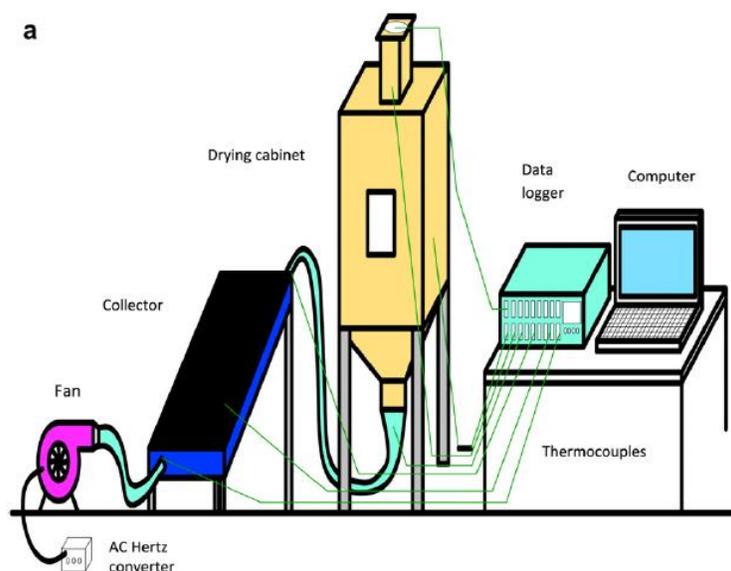
**Figura 1.1.** Componentes del Secador solar (Midilli and Kucuk 2003).

1. Ventilador., 2. Válvula, 3.Tubo de conexión, 4.Orificio, 5.Calentador Auxiliar, 6.Controlador de Temperatura, 7.Entrada de aire del colector solar, 8.Coletores solares, 9.Piranometro, 10.Salida de aire del Colector solar, 11.Chimenea, 12.Salida del armario de secado, 13.Sección intermedia, 14.Estantes, 15.Entrada del armario de secado, 16.Soporte, 17.Conexion de tubería flexible, 18. Soporte del colector solar, 19. Manómetro.

Del mismo modo (Akbulut and Durmuş 2010) determinaron el análisis de exergía para una capa delgada de moras en un secador solar tipo forzado, en donde se dividió en cuatro subsistemas: cámara de secado, el colector solar, el ventilador - AC Hertz y un almacenador de datos que registraba en un intervalo de 15 minutos los parámetro de radiación solar, temperaturas, humedad, velocidad de viento (Ver figura 1.2).

Usando la primera ley de la termodinámica estimaron la proporción de energía utilizada y la energía ganada por el colector solar. En los experimentos se manejaron diferentes flujos de masa de aire entre 0.014 Kg/s y 0.036 Kg/s para conocer sus efectos en el proceso de secado, por lo tanto se determinaron las tasas de utilización de energía, eficiencia exergética y las pérdidas para cada uno de ellos.

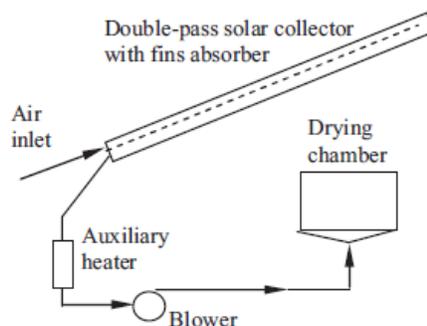
Los resultados fueron que la energía obtenida por el colector aumentaba cuando el flujo de masa se incrementaba y de la misma manera para la eficiencia exergética, mientras que el tiempo de secado y las pérdidas de exergía disminuían, en otras palabras para un flujo de masa de aire de 0.036 Kg/s se obtuvieron una eficiencia exergética más alta y una pérdida de exergía menor, lo contrario del flujo de masa de 0.014 Kg/s donde se encuentra una pérdida de trabajo disponible mayor.



**Figura 1.2.** Esquema del secador solar y su división en subsistemas (Akbulut and Durmuş 2010).

(Fudholi et al. 2014), diseñaron y construyeron un sistema de secado solar (ver Figura 1.3) en el que se hicieron pruebas con algas rojas hasta obtener un contenido de humedad de un 10% en un período de 15 horas, el procedimiento de regresión no lineal se utilizó para tres diferentes modelos: Newton, Page y Henderson & Pabis, dichos modelos se compararon con sus propios datos experimentales de secado en los que la temperatura promedio del aire era

de 50°C, después procedieron a realizar un análisis exergético de su propio diseño, el cual variaba entre el 1% y el 93 % y con un promedio de un 30% de eficiencia exergética, debido a la incidencia de radiación solar de la zona con respecto al tiempo.



**Figura 1.3.** Diagrama esquemático del sistema de secado solar (Fudholi et al. 2014).

(Akpınar EK 2004) presentan un análisis de energía y de exergía del proceso de secado del albaricoques en un cabina de secado giratoria, cuyos resultados con respecto a la eficiencia exergética de la cámara de secado fueron significativamente más bajos que el estudio realizado por A. Midilli y H. Kucuk, este resultado obtenido podría estar relacionado con el alto contenido de humedad que tienen los albaricoques comparados con los pistaches, por este efecto se incrementa la destrucción de exergía en la cámara de secado y en consecuencia existe un decremento de la eficiencia exergética, a su vez las propiedades físicas de cada producto pudo haber llevado a esta desigualdad entre las eficiencias exergéticas.

Igualmente (Akpınar EK. 2011), realizó la investigación de capa fina de secado e informó que la exergía de entrada y la exergía de salida tenían patrones similares, es decir que las variaciones existentes en la exergía de entrada, exergía pérdida y la exergía de flujo de salida del secador se debían a las variaciones en la radiación solar diaria del lugar en donde se llevó a cabo el experimento, posteriormente concluyó que la eficiencia exergética de la cabina de secado era relativamente alta y que gran parte de la exergía suministrada se ventiló a través de la salida de aire. El potencial de mejora disminuyó con el tiempo de secado y la temperatura ambiente.

Existen otros estudios de análisis de exergía en secado de alimentos por parte del investigador Akpınar que realizó el análisis de energía y exergía en el secado de pimientos rojos en rodajas usando un secador solar de tipo circulación forzada y en otro estudio presentó el análisis de la primera y segunda ley de la termodinámica para el proceso de secado de la calabaza, así mismo informó sobre los análisis de energía y exergía del secado solar de hojas de perejil y las variaciones de la entrada de exergía, flujo de salida, y la pérdida con el tiempo de secado (Akpınar EK. 2011; E. Kavak Akpınar, A. Midilli 2006; Ebru Kavak Akpınar 2004).

En otro estudio hecho por (Chowdhury, Bala, and Haque 2011) se presenta un análisis de energía y exergía para el secado solar de cuero de jackfruit, ellos emplearon un secador solar de tipo túnel para realizar los experimentos que tuvieron una duración de dos días en los que la fruta pasó de una humedad inicial de 76% (*w.b.*) a una humedad final de 11.88% (*w.b.*), en primer lugar determinaron la eficiencia del colector y del secador que variaban de 27.45-42% y entre 32.34-65.3% respectivamente debido al constante cambio de radiación solar, el colector obtuvo una eficiencia exergética de 32.69% mientras tanto que el secador alcanzó una eficiencia exergética de 42.42%.

## 1.5 Conclusión

A partir de la revisión bibliográfica realizada podemos contemplar que el método de análisis exergético se ha empezado a considerar como un mecanismo para diseñar y hacer más eficientes los sistemas. En diversas áreas, comenzando desde procesos industriales hasta sistemas energéticos renovables, algunas de las investigaciones se centran en el análisis exergético.

En lo particular el análisis exergético se ha aplicado en procesos de secado o diferentes tipos de secadores solares que aprovechan la radiación solar de manera distinta y por los que la circulación del aire se realiza también de forma diferente, además los parámetros de operación establecidos por los investigadores son totalmente diferentes dependiendo de la ubicación geográfica del lugar donde realizan sus estudios.

Sin embargo, es importante mencionar que no se ha hecho algún análisis de exergía para un tipo de secador solar como el que se encuentra ubicado en la UNICACH por lo cual esto constituye un trabajo de interés.

# Capítulo 2

## Fundamentos teóricos

### 2.1 Secadores solares

#### 2.1.1 Introducción

Durante miles de años el proceso de secado ha sido una de las operaciones que ha realizado el hombre con la finalidad de conservar sus alimentos por mucho más tiempo exponiéndolos al sol y al viento de manera directa y sin ninguna protección.

En la actualidad el método que todavía permanece vigente es el secado solar tradicional o también llamado secado a cielo abierto debido a su facilidad, ya que consiste en exponer los productos directamente a los rayos solares y al viento hasta que se obtenga la humedad deseada, sin embargo con este método los productos quedan a la intemperie por lo cual quedan a expensas de diversos factores como el viento, lluvia, polvo, así como de animales o insectos que consumen el producto, por tal motivo se ha recurrido a utilizar los secadores solares que son dispositivos que cuya característica primordial es que aprovechan la energía solar de una forma más adecuada y brindan protección ante los factores climáticos y además el proceso de secado es mucho más eficiente comparado al secado solar tradicional.

### 2.1.2 Secado.

Antes de adentrarnos al tema de secadores solares primero debemos de conocer ¿Qué es el secado?, y lo podemos definir como la operación donde se reduce de manera parcial o se erradica totalmente el contenido de humedad de cierto producto mediante un procedimiento térmico, otra definición de secado es que es el proceso que se lleva a cabo para separar un líquido, generalmente agua, del sólido que lo retiene físicamente por medios no mecánicos (M. Ibañez Plana, J. R. Rosell Polo 2005).

La esencia básica del secado es reducir el contenido de humedad del producto a un nivel que previene el deterioro dentro de un cierto período de tiempo, normalmente considerado como el "período de almacenamiento seguro". El secado es un proceso dual de transferencia de calor al producto de la fuente de calefacción y transferencia de masa (de humedad) desde el interior del producto a su superficie y desde la superficie hasta el aire circundante (Ekechukwu and Norton 1999). Existe una amplia variedad de alimentos y de otros productos donde la mayor parte de su masa corresponde al contenido de agua cuyo rango es del 30% hasta un 90% pero mediante el proceso de deshidratación se alcanzan porcentajes del 8% al 16% de contenido de humedad (Améz Camacho Silvia & Vázquez Tanía 1997).

Principalmente el secado se emplea para obtener los siguientes beneficios:

- Conservar los alimentos para consumirlos posteriormente.
- Transformar una gran cantidad de producto para evitar pérdidas debido a la descomposición del mismo.
- Obtener un producto de mayor calidad para el consumo.

Otro beneficio que se logra alcanzar es reducir el peso y volumen del producto, que desde un punto de vista económico resulta provechoso, ya que se reducen los costos de almacenamiento y de transporte.

En los últimos años se ha despertado un nuevo interés en el secado basado en el uso de la energía solar, por tal motivo se está tratando de desarrollar diversas técnicas que permiten solucionar los problemas mencionados en relación al secado al aire libre.

En la industria el secado solar forma parte de muchos procesos, tales como en la producción de textiles, elaboración de productos lácteos, producción de cemento, azulejos y blocks de arcilla, también es utilizado en el tratamiento de aguas residuales y de biomasa (Pirasteh et al. 2014). En este sector utilizan secadores cerrados de altas temperaturas que permiten realizar el proceso de secado mucho más rápido, cubren una mayor demanda, además que utilizan menor espacio y se obtienen productos de excelente calidad, sin embargo estos equipos exigen una gran demanda energética que no se pueden satisfacer completamente con el uso de la energía solar debido a la intermitencia de la radiación solar por lo cual se recurre a otros sistemas de energías auxiliares, lo que representa un incremento en los costos.

Actualmente el secado solar a baja temperatura se usa para productos agrícolas, donde la única fuente de energía que se utiliza es la energía solar, existen varios trabajos de secado de productos agrícolas por medio de distintos tipos de secadores solares. Algo que resulta importante para llevar a cabo la selección del secador solar es considerar los siguientes aspectos: condiciones climáticas de la zona, factores económicos, características del producto en particular a secar y la calidad que se desea secar.

### 2.1.3 Factores esenciales en el proceso de secado

Durante la deshidratación pueden presentarse muchos cambios físico-químicos como la decoloración, pérdida de textura, pérdida de su forma física, pérdida de sustancias volátiles, pérdida de cualidades nutritivas. La naturaleza de estos cambios es afectada por la transferencia de calor y masa además de las características del producto deshidratado.

Los principales parámetros son los siguientes:

- Contenido de humedad. Es la cantidad de masa de agua sobre la masa total del producto seco.

$$\text{Humedad} = \frac{\text{masa del agua}}{\text{masa del producto}}$$

El contenido de humedad se puede expresar de dos formas principales:

Humedad en base seca ( $h_{bs}$ ) es la cantidad de agua referida al sólido seco.

$$h_{bs} = \left[ \frac{m_{H_2O}}{m_{ss}} \right]$$

1. Humedad en base humedad ( $h_{bh}$ ) es la cantidad de agua que contiene el sólido referido al sólido húmedo.

$$h_{bh} = \left[ \frac{m_{H_2O}}{m_{ss} + m_{H_2O}} \right]$$

$$m_{tp} = m_{sh} = m_{ss} + m_{H_2O}$$

Donde ( $m_{H_2O}$ ) es la masa del agua y ( $m_{ss}$ ) es la masa del sólido y la suma de estas masas da como resultado a la masa de sólido húmedo ( $m_{sh}$ ) que representa la masa total del producto ( $m_{tp}$ ).

- Temperatura máxima. Se refiere a la mayor temperatura que logra soportar el producto sin sufrir grandes alteraciones en sus componentes nutricionales o en sus principios activos. Este factor del secado depende del tipo de producto que se emplea, así como su humedad correspondiente y del grado de madurez.
- Uniformidad en los trozos. Este factor influye en la homogeneidad de la humedad
- Pretratamiento. Son los tratamientos previos que se le brinda al producto antes de realizar el secado y que influye en la calidad del producto. El pretratamiento se realiza con la finalidad de acelerar el proceso de secado, el blanqueado, disminución de flora microbiana o retardar el proceso de pardeamiento enzimático (una reacción de oxidación).

### 2.1.4 Fundamentos del secado solar

En los secadores solares, la energía del sol es usada como una fuente de calor requerida o como una fuente suplementaria. El flujo de aire puede ser generado por convección natural o convección forzada y mientras que el calentamiento se puede hacer precalentando el aire y haciéndolo pasar a través del producto o por exposición directa del producto a la radiación solar o una combinación de ambos tal como se muestra más adelante de acuerdo al tipo de secador.

El mayor requerimiento es la transferencia de calor al producto húmedo por convección y conducción de la masa de aire circundante a temperatura por encima de la temperatura del producto o por radiación, principalmente del sol, o por conducción de la superficie caliente que se encuentra en contacto con el producto. El calor absorbido suministra la energía necesaria para la evaporación del agua contenida en el producto, el proceso que ocurre en la superficie del producto es simplemente evaporación por lo cual el agua empieza a evaporarse de la superficie del producto húmedo cuando la energía absorbida incrementa su temperatura lo suficiente para que la presión de vapor del agua del producto húmedo exceda la presión de vapor del aire circundante.

La humedad del interior del producto va sustituyendo la humedad que se ha ido evaporando, este proceso es por difusión, y este depende de la naturaleza del producto, contenido de humedad y de la forma en que son colocadas (De, Ingenier, and Gama 2007).

### **2.1.5 Clasificación de los secadores solares**

La clasificación de los secadores solares no es sencilla de realizar porque hay una gran cantidad de configuraciones de ellos, ya que pueden ser clasificados de acuerdo con el tipo de secador, temperatura de funcionamiento, material a secar, tipo de operación. No obstante (Leon, M.A., Kumar, S., Bhattachaya, S.C. 2002) presentaron un esquema para la clasificación basado en el modo de calentamiento y el modo que utilizan la energía solar.

#### **2.1.5.1 Forma de circulación del aire**

A grandes rasgos se pueden clasificar en dos tipos, los secadores solares activos y pasivos (figura 2.1). Los secadores solares activos se caracterizan por la circulación forzada del aire a través del producto por medio de un ventilador mientras que en los secadores pasivos el aire es calentado directamente por la radiación solar y se desplaza por convección natural (Ruiz 2011).

## **I. Circulación forzada:**

Los secadores solares cuya circulación es forzada también son llamados como activos, estos sistemas sólo dependen del sol como fuente de energía térmica pero su característica primordial son los ventiladores que emplea para forzar el flujo de aire dentro de la cámara de secado.

Este tipo de circulación es viable en el caso de secadores solares de gran tamaño, además de facilitar el control del proceso de secado porque existe la posibilidad de variar la velocidad del aire dentro de la cámara, cuyos valores se encuentran entre 0.5 hasta 1.0 m/s.

La principal desventaja de la circulación forzada es el hecho de que se debe disponer de una fuente de energía eléctrica para el ventilador, pero esto se puede solucionar utilizando un módulo solar que proporcione el suministro de energía para su funcionamiento con lo que el sistema sería independiente de la red eléctrica (Juan Jorge Hermosillo Villalobos 1995).

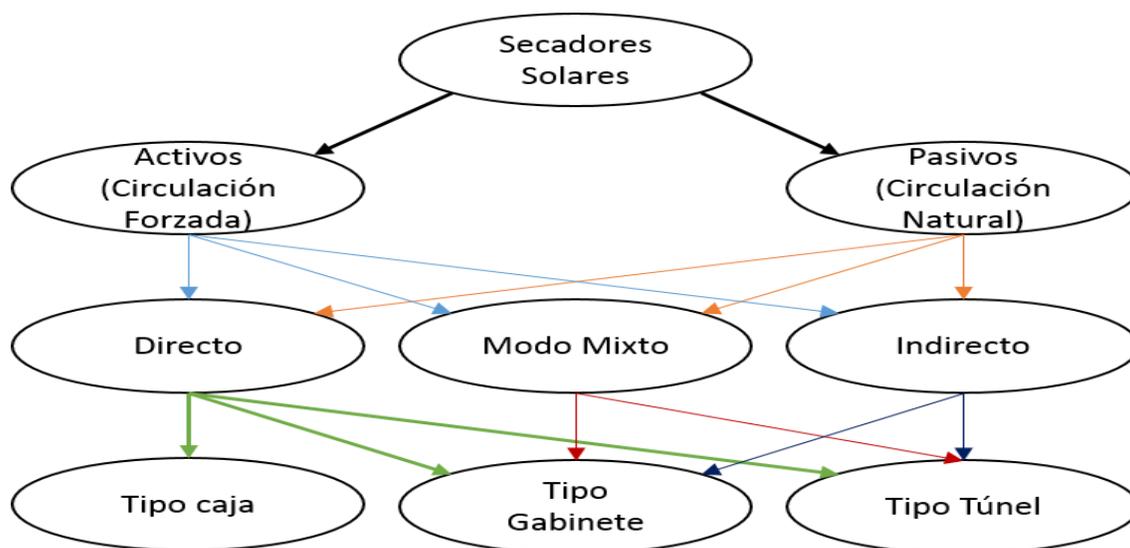
Los secadores solares activos pueden ser clasificados en tres categorías en directo, indirecto y en modo mixto (L. Mealla Sánchez 2013).

## **II. Circulación por convección natural:**

Los secadores solares que aprovechan la circulación por convección natural del aire son conocidos como pasivos, resultan ser los más utilizados en regiones remotas donde se practica la agricultura, a causa de que estos dispositivos solares han ido mejorando hasta el punto que requiere de una menor superficie para llevar a cabo el secado, otras particularidades son que se reduce el tiempo de secado y se logra mejorar la calidad del producto a diferencia al secado a sol abierto, pero lo más atractivo de estos secadores solares es su costo el cual resulta ser muy barato y su mantenimiento es relativamente sencillo, por otra parte estos sistemas tienen dificultad para controlar las condiciones higro-térmicas dentro de la cámara de secado (Ruiz 2011).

El aire en estos secadores es desplazado por los cambios de temperatura en las distintas partes de la cámara de secado, que promueven la convección térmica del aire. Este tipo de circulación se hace más difícil de incorporar con equipos grandes porque la velocidad alcanza

valores de 0.1 a 0.3 m/s, lo cual reduce la eficiencia de secado en el producto, por lo tanto es más factible en secadores solares de escala pequeña o mediana donde se pueden obtener velocidades entre el rango de 0.4 a 1.0 m/s en el interior de la cámara. Los secadores solares activos se clasifican de la misma manera que los secadores solares pasivos: indirectos, directos y en secadores mixtos.



*Figura 2.1. Clasificación de los secadores solares.*

En la figura 2.1 se observa la organización de los secadores solares, se distinguen tres diseños de diferente morfología: los secadores solares directos o también conocidos como integrales, los indirectos aunque también denominados como distribuidos y el modo mixto que resulta de la combinación de las dos anteriores.

### 2.1.5.2 Forma de aprovechamiento de la energía solar

#### I. Secado solar directo

Con respecto a los secadores solares del tipo directo, los rayos solares inciden directamente sobre el producto a secar, son los sistemas más sencillos ya que no necesitan mecanismos de circulación de aire, su estructura está formada con cubiertas transparentes o translúcidas en

el techo y en las paredes, el inconveniente que se presentan en estos secadores son pérdidas debido a conducción y otra pérdida que se manifiesta es por radiación, además en ciertas ocasiones la radiación no incide directamente sobre todo el producto. Los secadores solares tipo directo pueden ser clasificados como tipo caja, carpa e invernadero.

Los productos son colocados dentro de la cámara de secado que al mismo tiempo sirve como colector solar de aire, un ejemplo de ello es el secador solar tipo caja o gabinete, el cual consiste en una caja de forma cuadrada, que tiene bandejas para colocar el producto y en la parte superior una cubierta transparente ya sea de plástico o de vidrio, su principio de funcionamiento radica en el efecto invernadero ya que inicialmente la radiación solar es transmitida por la cubierta transparente y absorbida por la placa negra de la parte interna de la caja, debido a la acumulación de energía la temperatura se incrementa dentro del secador solar, lo que induce a la eliminación de la humedad del producto.

## **II. Secador solar indirecto**

Ahora bien los secadores del tipo indirecto son todo lo contrario a los secadores tipo directo ya que en sus paredes y en el techo se encuentran térmicamente aislados evitando las pérdidas por conducción, además que los colectores solares se encuentran, por lo general, separados de la cámara de secado.

En la cámara de secado no se permite la entrada de la radiación solar y se protege al producto de los cambios climatológicos, de las indeseables plagas y de la exposición prolongada del sol que perjudica a la calidad del producto. El proceso de secado en particular en estos secadores se debe principalmente a que la radiación solar es captada por el colector solar por donde circula cierta cantidad de aire, este aire se calienta e ingresa a la cámara de secado en donde se encuentra el producto a ser secado.

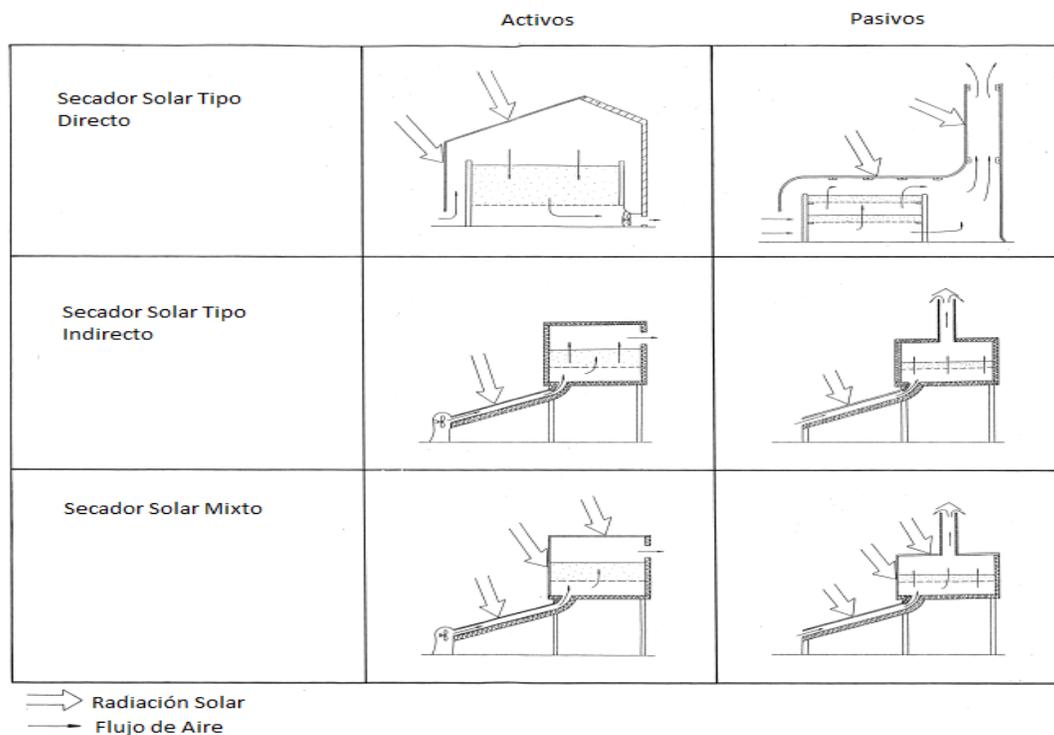
Las temperaturas de operación que se pueden alcanzar son mucho más elevadas que los secadores solares del tipo directo, por ende se recomienda para productos perecederos y frutas (M. Ibañez Plana, J. R. Rosell Polo 2005).

Algunas ventajas de los indirectos son: al tener una cámara de secado separado del colector solar facilita la manipulación del producto y las labores de carga y descarga, además es fácil

integrar una fuente auxiliar de energía para construir un sistema híbrido con la finalidad de brindar un apoyo cuando la radiación es nula durante la noche o cuando sea baja en los días nublados.

### III. Secador solar mixto

Este es una mezcla de los dos anteriores. En este tipo de secadores se hace incidir la radiación solar directamente sobre el producto a secar y también disponen de colector solar térmico, que calienta el aire que se hará circular posteriormente al producto. Las ventajas de estos sistemas son la fácil manipulación del producto y que la eficiencia de secado es mucho mayor en comparación con los otros tipos de secadores, los inconvenientes que tiene son su elevado costo del sistema y que al compartir una parte del funcionamiento de tipo directo el producto puede sufrir posibles daños por exposición al sol.



*Figura 2.2. Configuraciones de los secadores solares en base a su clasificación.*

## 2.2 Fundamentos teóricos del análisis exergético

### 2.2.1 Introducción

El análisis exergético es una técnica de análisis termodinámico basado principalmente en la Segunda Ley de la Termodinámica. Como alternativa al análisis de energía, el análisis exergético es una gran herramienta que proporciona un método de evaluación y comparación de los procesos y sistemas de forma racional y con sentido. En consecuencia, el análisis de exergía puede ayudar en la mejora y optimización de diseños. Las dos características fundamentales del análisis exergético son que primero se producen eficiencias que proporcionan una medida real de cómo el desempeño real se acerca al ideal, y segundo se logra identificar con mayor claridad las causas y lugares de las pérdidas termodinámicas.

Este capítulo comprende los principales conceptos teóricos que nos permiten entender el método que se aplicará para poder alcanzar el objetivo principal. Los aspectos fundamentales que se han considerado es la primera ley de la termodinámica también conocida como principio de la conservación de la energía, de la misma manera la segunda ley de la termodinámica que afirma que los procesos suceden en determinada dirección y que la energía tiene cantidad así como calidad, además se presentan los enunciados más relevantes sobre ella.

Por otro lado se define que es la exergía, además se menciona con que otros nombres se le conoce, también se hizo un repaso sobre que es el estado muerto y las formas de exergía, otros temas que se abordan en este capítulo son la destrucción de exergía y los tipos de balance de exergía.

### 2.2.2 Leyes de la termodinámica

A través de la historia el término de termodinámica ha adquirido distintas definiciones que de cierto modo contienen términos semejantes entre ellos, por ejemplo: Hatsopoulos y Keenan la interpretaron como la ciencia de los estados y de los cambios de estado de los sistemas físicos y de la interacción entre sistemas que pueden acompañar a los cambios de estados (G.N 1965).

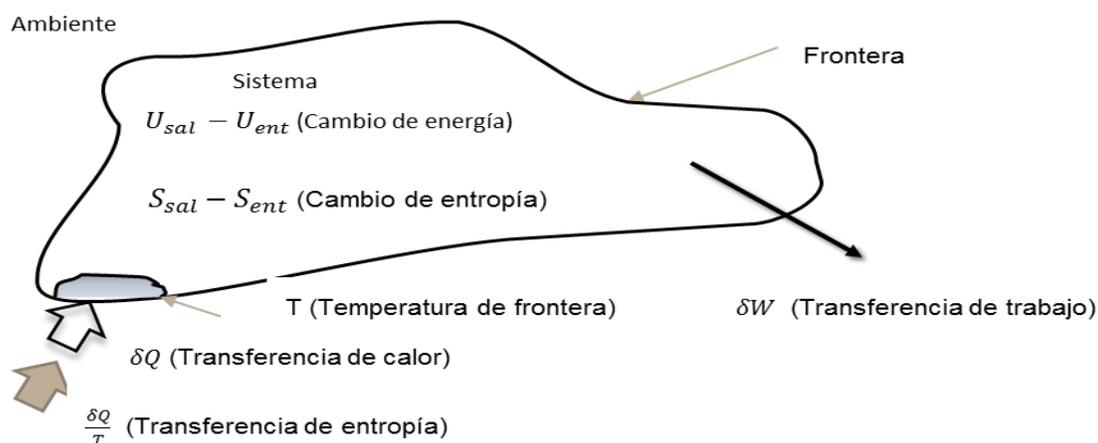
Según (Kestin 1966) la consideró como la ciencia que describe los procesos naturales en donde los cambios de temperatura desempeñaban un papel y dichos procesos implican la transformación de la energía de una forma en otra, por lo tanto la termodinámica trata de las leyes que gobiernan esa transformación. Otra definición que es considerada como muy buena fue hecha por (Sonntag 1973) que la definió como la ciencia de la energía y entropía. Mientras (Huang 1994) simplemente la consideró como la ciencia que se ocupa de la energía, de la materia y de las leyes que rigen sus interacciones.

EL término de termodinámica de acuerdo a la literatura encontrada se puede definir como la ciencia de la energía, que proviene de las palabras griegas *therme* y *dynamis* que significan calor y fuerza respectivamente (Cengel, Yunus A. & Boles 2009). La termodinámica se basa principalmente por dos leyes primordiales las cuales se detallan a continuación.

### 2.2.2.1 Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica es una declaración de la existencia de una propiedad llamada energía interna, la cual es una función de estado que es independiente de la trayectoria. Esta ley hace referencia sobre la cantidad de energía y que esta no puede destruirse, únicamente se puede transformar en otro tipo de energía.

Ahora consideremos un sistema cuya capa es impermeable y que sólo permite las interacciones de energía pero no de materia tal como se muestra en la Figura 2.3.



**Figura 2.3.** Sistema termodinámico cerrado y sus interacciones con el ambiente.

Para cualquier proceso entre los estados de entrada y el estado de salida, la primera ley de la termodinámica puede ser escrita como:

$$\int_{ent}^{sal} \delta Q - \int_{ent}^{sal} \delta W = E_{ent} - E_{sal} \quad (1)$$

Donde el cambio de energía interna está dado como la diferencia entre el calor ( $Q$ ) y el trabajo ( $W$ ) intercambiado entre el sistema y el medio durante cualquier cambio de estado. También es conocido como ecuación de balance de energía, la cual para sistemas cerrados está dada por:

$$\Delta U = Q - W \quad (2)$$

$$U_{sal} - U_{ent} = Q - W \quad (3)$$

Como la energía se puede transferir de tres formas distintas ya sea por calor, trabajo ó flujo másico y dado que la transferencia total de energía es igual a la diferencia entre las cantidades de salida y de entrada entonces el balance de energía se puede expresar de la siguiente forma:

$$E_{ent} - E_{sal} = (Q_{ent} - Q_{sal}) + (W_{ent} - W_{sal}) + (\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal}) \quad (4)$$

Pero si consideramos que en el flujo másico puede estar presente en las energías de la entalpia, cinética y potencial, la ecuación anterior queda expresada así:

$$\Delta E = (Q_{ent} - Q_{sal}) + (W_{ent} - W_{sal}) + (\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal}) + \left( \left( h_{ent} + gh_{ent} + \frac{v_{ent}^2}{2} \right) \dot{m}_{ent} + \left( h_{sal} + gh_{sal} + \frac{v_{sal}^2}{2} \right) \dot{m}_{sal} \right) \quad (5)$$

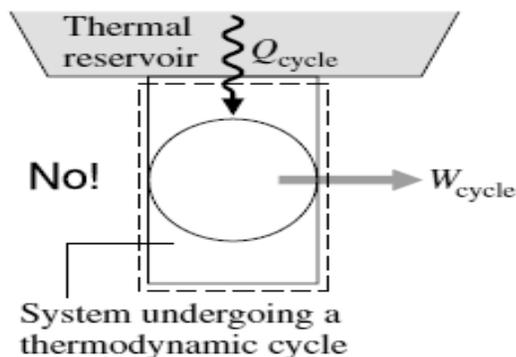
### 2.2.2.2 Segunda ley de la termodinámica

En la segunda ley de la termodinámica se establece la existencia del parámetro de estado llamado entropía. Esta ley afirma que los procesos ocurren en una determinada dirección y además que la energía tiene calidad y cantidad (Cenegel, Yunus A. & Boles 2009).

La segunda ley de la termodinámica nos permite diferenciar entre los procesos reversibles e irreversibles, además de proporcionar un límite sobre la cantidad máxima de trabajo que se lograr obtener de un flujo de energía.

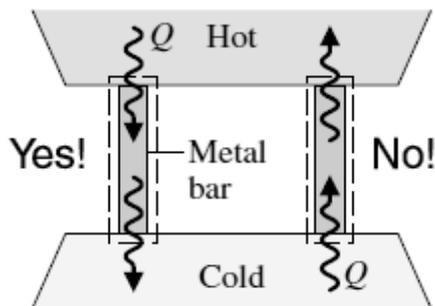
Se puede decir que un proceso es reversible siempre y cuando el sistema y el entorno sea capaz de regresar a su estado inicial sin la intervención de ningún agente externo o de lo contrario es un proceso irreversible. Existen varios enunciados referente a la segunda ley de la termodinámica entre los más destacados se encuentran:

**Kelvin Planck:** Es imposible que un dispositivo térmico que opera en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo (Michael J. Morán 2006). Es decir que no se puede convertir completamente el calor suministrado a la máquina térmica en trabajo útil. Ver figura 2.4.



*Figura 2.4. Máquina Térmica que viola el enunciado de Kelvin-Planck (Cenegel, Yunus A. & Boles 2009).*

**Clausius:** Es imposible para cualquier sistema operar de una manera tal que el resultado único sea la transferencia de energía por el mecanismo de calor de un cuerpo frío a un cuerpo más caliente (Michael J. Morán 2006). Ver figura 2.5.



**Figura 2.5.** Transferencia de calor imposible de acuerdo al enunciado de Clausius (Cengel, Yunus A. & Boles 2009).

La variación en la entropía de un sistema aislado es siempre mayor o igual a cero, siendo igual a cero únicamente si el proceso al que está sometido el sistema es reversible.

$$\frac{ds}{dt} \geq 0 \quad (6)$$

En resumen, la entropía de un sistema variará por:

1. La entropía asociada a los flujos de masa que entran y salen del sistema.
2. Por el flujo de calor a través de las paredes del sistema. El flujo de entropía  $ds^Q$  asociado al flujo de calor  $dQ$  está dado por:

$$ds^Q = \frac{dQ}{T} \quad (7)$$

Donde T es la temperatura termodinámica en el punto de la superficie donde se transfiere  $dQ$ ,  $T \geq 0$ .  $ds^Q$  y  $dQ$  tienen siempre el mismo sentido. No existe un flujo de entropía asociado a la transferencia de energía por trabajo.

3. Se genera entropía por la existencia de irreversibilidades en el proceso.

- **Segunda ley para sistemas cerrados**

En un sistema cerrado que se somete a un proceso desde el estado de entrada al estado de la salida en un ambiente que tiene presión y temperatura atmosférica, el sistema puede intercambiar calor sólo con sus alrededores y no con depósitos de energía térmica.

El sistema cerrado se supone permanente respecto al de sus alrededores, por lo que no experimenta cambio alguno de energía cinética o potencial. El balance de entropía para sistemas cerrados puede expresarse como:

$$(S_{sal} - S_{ent}) = S_{gen} + \sum \frac{Q_k}{T_k} \quad (8)$$

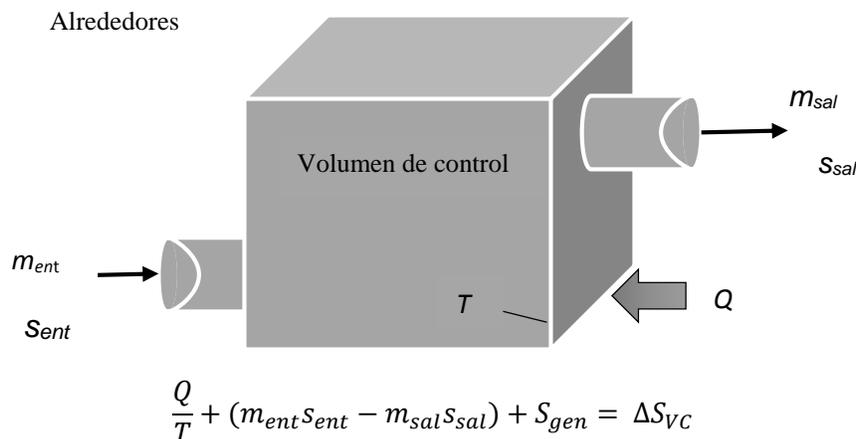
Donde  $T_k$  corresponde a la temperatura del lugar,  $Q_k$  es la transferencia de calor a través de la frontera y  $S_{gen}$  se refiere a la cantidad de entropía generada, es decir, el cambio de entropía total en el proceso. Con respecto a la ecuación anterior podemos decir que el cambio de entropía en un sistema cerrado durante un proceso es igual a la suma de entropía neta transferida a través de la frontera del sistema mediante la transferencia de calor y la irreversibilidad interna (Cengel, Yunus A. & Boles 2009).

Por otra parte no se tiene cambio de entropía asociada al efecto de transferencia de trabajo puesto que no existe entropía para este tipo de interacción. El trabajo real total realizado durante el proceso es:

$$W = (U_{ent} - U_{sal}) - T_0(S_{ent} - S_{sal}) - T_0 S_{gen} \quad (9)$$

- **Segunda ley para sistemas abiertos**

En un sistema abierto siempre se tiene la transferencia de materia a través de sus fronteras y dicho sistema es sometido a un proceso de flujo permanente, el sistema puede tener entradas y salidas múltiples y puede intercambiar calor con el medio de los alrededores que se encuentran a presión y temperatura atmosférica.



**Figura 2.6** Cambio de entropía en un volumen de control.

A diferencia del sistema cerrado que el único mecanismo de transferencia de entropía que se considera es de transferencia de calor, ahora para el sistema abierto se completa además el mecanismo de transferencia de flujo másico (figura 2.6), puesto que cuando una masa en una cantidad  $m$  entra o sale de un sistema la acompaña una entropía en una cantidad  $ms$ , donde  $s$  es la entropía específica.

$$S_{masa} = ms \tag{10}$$

El balance de entropía para sistemas abiertos o volúmenes de control puede expresarse como:

$$(S_{sal} - S_{ent})_{CV} = \sum m_{sal}S_{sal} - \sum m_{ent}S_{ent} + S_{gen} + \sum \frac{Q_k}{T_K} \tag{11}$$

También se puede expresar como forma de tasa de cambio.

$$dS_{CV}/dt = \sum \dot{m}_{sal}S_{sal} - \sum \dot{m}_{ent}S_{ent} + \dot{S}_{gen} + \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_K} \tag{12}$$

El trabajo real durante en este proceso se expresa de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 W_{real} = & \sum \dot{m}_{ent} \left( h_{ent} + \frac{V_{ent}^2}{2} + gz_{ent} - T_0 S_{ent} \right) \\
 & - \sum \dot{m}_{sal} \left( h_{sal} + \frac{V_{sal}^2}{2} + gz_{sal} - T_0 S_{sal} \right) - T_0 \dot{S}_{gen}
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

### 2.2.3 Exergía

La exergía es frecuentemente llamada como energía disponible, disponibilidad y capacidad de trabajo pero todas tienen la misma definición. La exergía es la cantidad de trabajo disponible cuando alguna cantidad de materia es llevada al estado de equilibrio termodinámico con los componentes comunes de los alrededores del medio ambiente por medio de procesos reversibles, implicando interacciones sólo con los componentes de la naturaleza.

La exergía se considera como un potencial de trabajo de la energía y para determinarla se emplean los principios de conservación de la masa, conservación de la energía y la segunda ley de la termodinámica. Esta cantidad es muy útil para realizar el diseño y el análisis de dispositivos térmicos.

#### 2.2.3.1 Exergía asociada con energía

- a) La energía cinética es una forma de energía que se puede convertir en trabajo, la exergía cinética de un sistema es igual a:

$$X_{EC} = \frac{V^2}{2}
 \tag{14}$$

Donde  $V$  es la velocidad del sistema relativa del ambiente.

- b) La energía potencial al igual que la energía cinética se puede convertir en trabajo, por lo tanto la exergía potencial de un sistema es igual a:

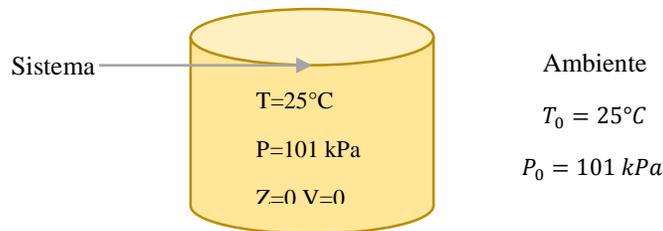
$$X_{EP} = gz
 \tag{15}$$

Donde  $g$  es la aceleración gravitacional y  $z$  es la altura del sistema.

### 2.2.3.2 El estado muerto

Se denomina estado muerto cuando el sistema y el ambiente se hallan en equilibrio mutuo, donde no puede tener lugar ningún cambio más del estado del sistema de forma espontánea y por lo tanto no se realiza más trabajo. Por consiguiente, el proceso conduce al trabajo reversible máximo asociado al estado del sistema (Jr. 2001) .

Siendo más específicos se dice que el sistema alcanza el estado muerto en el momento que logra el equilibrio térmico y mecánico con su ambiente a  $T_0$  y  $P_0$  tal como se observa en la figura 2.7.



*Figura 2.7. Estado muerto.*

Otros aspectos adicionales para el estado muerto es que la velocidad en un sistema cerrado de una corriente fluida sea cero y del mismo modo para la energía potencial gravitacional.

### 2.2.3.3 Clasificación de la exergía

#### ❖ Exergía por flujos de calor

El calor es considerado como una energía desorganizada por la sencilla razón que sólo una fracción de ella se puede canalizar para realizar un trabajo, entonces cada vez que exista una transferencia de calor de un determinado lugar a una temperatura  $T$ , también existirá una transferencia de exergía. El contenido de exergía de un flujo de calor  $Q$  a una temperatura  $T$  es:

$$\dot{X}_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \tag{16}$$

Esto significa que para el mismo flujo de calor, el contenido de exergía es menor cuando la temperatura  $T$  está más cerca de  $T_0$  y cuando  $T > T_0$  la exergía se incrementa y existe un

decremento en la transferencia de calor, por otro lado si la temperatura  $T$  alcanza la temperatura del ambiente  $T_0$ , la exergía debido a la transferencia de calor es cero.

### Exergía de trabajo

Dado que la exergía está definida como el potencial máximo de trabajo, una interacción de trabajo en términos de energía es equivalente en términos de exergía. Por consiguiente el contenido de exergía de un flujo de trabajo es el mismo trabajo.

$$\dot{X}_T = \dot{W} \quad (17)$$

### ❖ Exergía por flujo de masa

Un mecanismo que es capaz de transportar exergía, energía y entropía ya sea hacia o desde un sistema es el flujo másico. En el momento que una cierta cantidad de masa ( $m$ ) entra o sale del sistema, estará presente una cantidad de exergía  $m\Psi$ , el símbolo  $\Psi$  es la exergía de flujo o de corriente:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (18)$$

De manera que la transferencia de exergía por masa se manifiesta como:

$$X_{masa} = m\psi \quad (19)$$

### ❖ Exergía física

La exergía física es el máximo trabajo útil obtenido sometiendo a la sustancia a través de procesos físicos reversibles desde la temperatura y presión inicial hasta un estado determinado por la temperatura y presión del medio.

$$X_F = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \quad (20)$$

### ❖ Exergía química

La exergía química es el máximo trabajo que se puede obtener de una sustancia que está a la presión y temperatura del medio, si alcanza un estado de equilibrio termodinámico mediante reacciones químicas.

$$X_{CH} = (h_R - h_P) - T_0(S_R - S_P) \quad (21)$$

Donde los subíndices  $R$  y  $P$  se refieren a las propiedades de los reactivos y productos respectivamente. Si recordamos la definición de la función de energía libre de Gibbs ( $G$ ) que está dada por:

$$G = h - TS \quad (22)$$

Entonces la exergía química se puede expresar en términos de Gibbs.

$$X_{CH} = (G_R - G_P) \quad (23)$$

### ❖ Exergía de electricidad

Como la energía eléctrica (potencia activa) se puede convertir totalmente en trabajo, el contenido de exergía de la electricidad es equivalente al contenido de energía de trabajo y por lo tanto al contenido de energía del flujo eléctrico (Gonzalez Regueral, Borja -Querol, Enrique - Perez Benedit 2013). Por lo tanto se puede considerar como un caso particular de la exergía de un flujo de trabajo.

$$\dot{X}_E = \dot{W}_E \quad (24)$$

### ❖ Exergía de radiación solar

La relación proporcionada por (Petela 2003) para la estimación de la exergía proveniente de la radiación solar es utilizada para evaluar la exergía solar disponible en la superficie de la tierra:

$$X_{solar} = 1 - \frac{4T_0}{3T} + \frac{1}{3} \left( \frac{T_0}{T} \right)^4 \quad (25)$$

En la ecuación previa,  $T_0$  es la temperatura de referencia y  $T$  es la temperatura de la superficie del sol para propósitos prácticos, la exergía de la radiación solar puede ser calculada a una temperatura de 6000 K.

#### 2.2.3.4 Principio de disminución de exergía y destrucción de exergía

De acuerdo con la primera ley de la termodinámica o también conocida como el principio de conservación de energía se establece que la energía no se crea ni se destruye durante un proceso, mientras que la segunda ley indica que la entropía puede crearse pero no destruirse. Cuando la generación de entropía es positiva se refiere a procesos reales y en el momento que la generación de entropía es igual a cero hace referencia a procesos reversibles.

En un sistema aislado en donde no existe intercambio de calor, de trabajo ni de masa, no hay transferencia de energía y de entropía. Entonces los balances de energía y de entropía para un sistema aislado se expresan respectivamente de la siguiente manera:

$$E_{ent}^{\dot{\lambda}0} - E_{sal}^{\dot{\lambda}0} = \Delta E_{sistema} \rightarrow 0 = E_2 - E_1 \quad (26)$$

$$S_{ent}^{\dot{\lambda}0} - S_{sal}^{\dot{\lambda}0} + S_{gen} = \Delta S_{sistema} \rightarrow S_{gen} = S_2 - S_1$$

De las ecuaciones anteriores se puede obtener:

$$(E_{x,2} - E_{x,1}) = (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) \quad (27)$$

Entonces se dice que la exergía de un sistema aislado es:

$$\Delta X_{aislado} = (E_{x,2} - E_{x,1}) \leq 0 \quad (28)$$

La ecuación anterior expresa como la exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre disminuye, es decir que la exergía nunca aumenta y es destruida durante un proceso real, esto se conoce como el principio de disminución de exergía.

La irreversibilidad ( $I$ ) también conocido como destrucción de exergía es la diferencia entre el trabajo reversible ( $W_{rev}$ ) y el trabajo útil ( $W_u$ ) en un proceso, donde la destrucción de exergía representa el potencial de trabajo que no es aprovechado durante el proceso.

La exergía destruida es proporcional a la entropía generada y es más conocida como la relación de Gouy – Stodola, la cual se expresa como:

$$I = X_{destruida} = W_{rev,sal} - W_{u,sal} = W_{rev,ent} - W_{u,ent} = T_0 S_{gen} \quad (29)$$

Para procesos reales la exergía destruida es una cantidad positiva y se vuelve cero para un proceso reversible, por lo tanto el principio de la disminución de exergía puede ser sintetizado de la siguiente manera:

$$X_{destruida} = \begin{cases} > 0 \text{ Procesos irreversibles} \\ = 0 \text{ Procesos reversibles} \\ < 0 \text{ Procesos imposibles} \end{cases} \quad (30)$$

### 2.2.3.5 Balance de exergía

Los balances de exergía pueden ser expresados en varias formas dependiendo si es un sistema cerrado o un volumen de control. Pero para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso se expresa como:

$$X_{ent} - X_{sal} - X_{destruida} = \Delta X_{sistema} \quad (31)$$

Donde cada término representa:

$X_{ent}$ : Exergía total de entrada.

$X_{sal}$ : Exergía total de salida.

$X_{destruida}$ : Exergía total destruida.

$\Delta X_{sistema}$ : Cambio en la exergía total del sistema.

### 2.2.3.5.1 Balance de exergía para sistemas cerrados

Dado por la naturaleza de la exergía que es opuesta a la de la entropía, debido a que la exergía puede destruirse pero no crearse. Entonces el balance de exergía para sistemas cerrados puede definirse como: el cambio de exergía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la transferencia total de exergía a través de la frontera del sistema y la exergía destruida dentro de las fronteras del sistema como resultado de las irreversibilidades, tal y como se observa en la ecuación 31 (Cenegel, Yunus A. & Boles 2009).

Pero cabe mencionar que en un sistema cerrado no existe un intercambio de flujo másico por ende la ecuación 31 solo manifiesta las tasas de transferencias ligadas al trabajo y al calor, por lo cual queda expresada como:

$$X_Q - X_T - X_{destruida} = \Delta X_{sistema} \quad (32)$$

En un sistema cerrado el balance de exergía se lleva a cabo combinando los balances de energía y entropía, que se denotan en las ecuaciones 1 y 8 respectivamente con la finalidad de obtener la siguiente ecuación:

$$X_{sal} - X_{ent} = \sum \left( 1 - \frac{T_0}{T_k} \right) - (W - P_0(V_{sal} - V_{ent})) - T_0 S_{gen} \quad (33)$$

La ecuación anterior también se puede formular en forma de tasa de cambio, por lo cual es necesario dividir por el intervalo de tiempo  $\Delta t$ , por consecuencia el balance de exergía en un sistema cerrado es:

$$\frac{dX_{sistema}}{dt} = \sum \left( 1 - \frac{T_0}{T_k} \right) - \left( \dot{W} - P_0 \left( \frac{dV_{sistema}}{dt} \right) \right) - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (34)$$

### 2.2.3.5.2 Balance de exergía para sistemas abiertos

Tanto el balance de exergía en un sistema cerrado y como el balance de exergía en un sistema abierto toman en cuenta las interacciones de transferencias de calor así como las de trabajo, su diferencia radica en que en el balance de exergía de sistema abierto también se analiza el mecanismo de transferencia de exergía del flujo másico a través de sus fronteras.

Dado que la exergía total de entrada como la total de salida puede transferirse mediante tres formas: transferencia de exergía en forma de trabajo, exergía asociada por transferencia de calor y exergía transferida asociada a la masa de la entrada y salida de un volumen de control, entonces el balance de exergía se puede expresar como:

$$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_{ent} - V_{sal})] + \sum_{ent} m\psi - \sum_{sal} m\psi - T_0 S_{Gen} = \Delta E_{x,sistema} \quad (35)$$

Balance de exergía de un sistema abierto en forma de tasa de cambio:

$$dX_{VC}/dt = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{VC}}{dt}\right) + \sum_{ent} \dot{m} \psi - \sum_{sal} \dot{m} \psi - \dot{X}_{destruida} \quad (36)$$

La ecuación anterior corresponde a la tasa de cambio de exergía para sistemas abiertos durante un proceso, la cual es igual a la tasa neta de transferencia de exergía por calor, trabajo y flujo másico menos la tasa de destrucción de exergía.

Cabe señalar que en la vida cotidiana la mayoría de los sistemas abiertos tales como turbinas, compresores, intercambiadores de calor y tuberías trabajan en forma estacionaria, lo que implica que no sufren cambios en su masa, energía, entropía y exergía. Entonces la tasa de cambio de transferencia de exergía, y la tasa de cambio de volumen son iguales a cero, por consiguiente la forma de tasa del balance de exergía en un proceso de flujo estacionario se denota como:

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m} \psi - \sum_{sal} \dot{m} \psi - \dot{X}_{destruida} \quad (37)$$

Si además en el sistema de flujo estacionario solo existe una entrada y una salida entonces la expresión se reduce a:

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + m(\dot{\psi}_{ent} - \dot{\psi}_{sal}) - \dot{X}_{destruida} \quad (38)$$

### 2.2.3.6 Eficiencia exergética.

La palabra eficiencia se puede puntualizar como la capacidad de producir un efecto deseado sin sufrir pérdida o con el mínimo de energía, tiempo, recursos, etc. El rendimiento térmico y la eficiencia exergética o rendimiento de la segunda ley son diferentes debido a que el rendimiento térmico mide lo bien que se utiliza la energía cuando se compara con un proceso ideal, mientras que la eficiencia exergética ( $\eta$ ) indica lo bien que se utiliza la exergía.

El rendimiento exergético ( $\eta$ ) es una medida de la aproximación a una operación reversible, los procesos reales tienen asociada una pérdida en su capacidad para realizar trabajo, es decir determina la pérdida de exergía durante un proceso.

La eficiencia exergética de un sistema durante un proceso se puede definir como:

$$\eta_{EX} = \frac{\text{Exergía obtenida}}{\text{Exergía suministrada}} \quad (39)$$

$$\eta_{EX} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}} \quad (40)$$

Para obtener la eficacia exergética, inicialmente se debe determinar cuanta exergía o potencial de trabajo se consume durante algún proceso. Si se trata de un proceso reversible entonces es posible recuperar completamente la exergía que se le proporciona y la irreversibilidad tiende a cero.

#### **2.2.4 Conclusión**

Como se planteó en este capítulo se tomaron los aspectos más relevantes para hacer uso del método de análisis exergético, primero se hace un breve repaso sobre el término de exergía que hace referencia a la capacidad para realizar un trabajo con una cierta cantidad de energía. Como se ha señalado en esta sección el análisis exergético está basado en el primer y segundo principio de la termodinámica, particularmente este método es una herramienta imprescindible para el óptimo control del potencial de energía, ya que nos proporciona información sobre en qué parte del proceso la energía se desperdicia, asimismo en la forma que pueden ser aprovechadas dichas pérdidas para otros procesos o en el mismo proceso. Por tanto el análisis exergético es de gran importancia para distintas áreas de ingeniería debido a que reduce las pérdidas de capacidad de trabajo producidas en el sistema y logra aumentar la eficiencia exergética.

# Capítulo 3.

## Metodología.

### 3.1 Introducción

En este capítulo se plantea la metodología para la determinación de las eficiencias energética y exergética un secador solar indirecto, se hace uso de los fundamentos teóricos y de resultados de trabajos realizados por otros autores que se enfocan hacia el análisis de exergía en secadores solares. Se determinan las eficiencias energéticas y exergéticas con base a los fundamentos de la primera y segunda ley de la termodinámica respectivamente del secador solar. Para ello se realiza una descripción del secador solar y se proponen suposiciones razonables que son necesarias para poder llevar a cabo el análisis exergético del sistema.

### 3.2 Sitio de experimentación y materiales.

El estudio experimental y las diversas mediciones fueron hechas en el Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológicos en Energías Renovables (CIDTER) perteneciente a la Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas, localizado en el municipio de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas.

Las coordenadas de la zona son 16°45' Norte de latitud y longitud 93°06'56' al Oeste y con una altitud de 522 metros sobre el nivel del mar, donde su clima predominante es cálido y húmedo con lluvias durante el verano. Las pruebas del secador solar se realizaron del 17 al 18 de abril de 2015 haciendo una evaluación en vacío con la finalidad de obtener los datos que son fundamentales para determinar la eficiencia térmica y exérgica del secador solar.

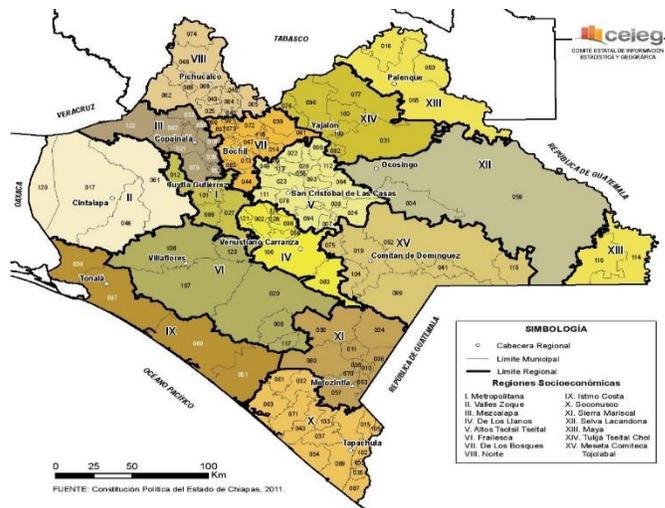


Figura 3.1 Localización del estado de Chiapas.

Los equipos utilizados para las mediciones son un data logger usb temp, termopares tipo k que tienen rangos de medición de temperatura desde -270°C hasta 1372°C con un error de presión de 0.28°C y la estación meteorológica Vantage Pro2 la cual se encuentra instalada en la Universidad de Ciencias y Artes de Chiapas y tiene como función medir y registrar diversas variables climáticas.

La estación se encuentra equipada con un colector de lluvia, sensores de temperatura, humedad, radiación solar y de un anemómetro para la medición de la velocidad del viento y su dirección. El data logger es un dispositivo de medición que brinda hasta 8 entradas de temperaturas donde se puede adquirir, ver, registrar, analizar y exportar gráficas de las mediciones realizadas por medio del software TracerDAQ.



**Figura 3.2.** Componentes de la estación meteorológica Vantage pro2 (lado derecho) y data logger (lado izquierdo).

**Tabla 3.1** Resolución, medición y exactitud de los sensores de la estación meteorológica.

Función	Resolución	Limites	Exactitud
Humedad	1%	0%-100%	3%
Radiación solar	1 W/m <sup>2</sup>	0-1800 W/m <sup>2</sup>	5%
Temperatura exterior	0.1 °C	-40° a 65 °C	0.5°C
Rapidez del viento	0.1 m/s	1 a 67 m/s	5%
Dirección del viento	22.5°	16 puntos	4%

### 3.3 Funcionamiento del secador solar

El arreglo del secador solar mostrado en la figura 3.3, consiste principalmente de: colector solar de flujo de agua, cabina de secado, además un ventilador, y un tanque de almacenamiento los cuales se encuentran dentro de la cabina.



*Figura 3.3. Secador solar.*

El secador solar cuenta con un sistema de recirculación de agua donde el agua primeramente pasa a través del colector solar donde eleva su temperatura debido a la radiación absorbida por el dispositivo, posteriormente circulará hacia la cabina de secado donde es llevada a un tanque de almacenamiento que cumple la función de intercambiador de calor que ayuda a mantener la temperatura dentro de la cabina de secado durante la noche cuando no existe radiación solar.

Durante el día el colector solar absorbe la radiación solar y debido a esto el aire y el flujo de agua de las tuberías empiezan a ganar energía por lo cual su temperatura se va elevando proporcionalmente con respecto a la radiación incidente en el lugar. Sin embargo el aire gana energía de una forma más rápida comparada con el agua debido a su capacidad calorífica.

Por otro lado dentro de la cabina de secado inicialmente se incrementa su temperatura únicamente por la energía que absorbe el aire en el colector solar, conforme va transcurriendo el tiempo la cabina obtiene su energía gracias al aire y al intercambiador de calor por donde circula el agua pero llega un momento donde la energía sólo es tomada por el intercambiador de calor.

Cabe mencionar que el ventilador que está instalado dentro del secador su objetivo es homogenizar el aire dentro de la cámara de secado, además de distribuir el calor que se desprende por convección del tanque de almacenamiento.

### 3.4 Parámetros de operación

Inicialmente los parámetros que se tomaron en consideración son la radiación solar incidente, velocidad del viento y temperatura del ambiente. Estos fueron tomados de los valores registrados por la estación meteorológica Vantage Pro2

La finalidad de obtener estos parámetros es determinar la eficiencia térmica del secador solar, puesto que se ve influenciada por ellos. A continuación se describe la forma en que está constituido el sistema así como sus parámetros de diseño y posteriormente se determina la eficiencia del sistema mediante la teoría ya establecida.

### 3.5 Características del sistema.

De acuerdo a la clasificación existente de secadores solares, el sistema en el cual se basó se trata de un secador solar tipo indirecto de circulación forzada donde se llevará a cabo el análisis térmico.

El secador solar consta primordialmente de una cabina de secado y de dos colectores que se encuentra en la parte superior de la cámara. Los colectores solares de este secador utilizan como flujo de trabajo el agua.

Las dimensiones del colector y del secador solar se muestran en la tabla 3.2.

*Tabla 3.2. Dimensiones de cabina de secado y colector solar*

<b>Dispositivo</b>	<b>Altura</b>	<b>Ancho</b>	<b>Largo</b>
Colectores	4 cm	100 cm	200 cm
Cabina de secado	116 cm	100 cm	200cm

Las medidas correspondientes de cada colector del dispositivo solar son 1.00 m de ancho y 1.00 m de largo, el área correspondiente por cada colector es de 1.0 m<sup>2</sup>, entonces uniendo los dos colectores solares el perímetro total nos resulta un valor de 6 m y el área total de captación es de 2.0 m<sup>2</sup>.

Mientras que la medida nominal de la tubería de cobre que se encuentra en su interior es 3/8 de pulgada y la separación existente entre ellas varía entre 7 a 8 cm, por lo que se consideró como valor primario el de 8 cm, por otro lado el colector solar sólo cuenta con una cubierta de vidrio transparente, además de una placa absorbadora con un grosor de 0,1 cm y con un acabado negro mate que contribuye a una mejor captación de la energía.

Como se mencionó anteriormente se hizo una recolección de datos entre los que se incluyen los parámetros ambientales los cuales no se pueden modificar porque dependen completamente de las condiciones climáticas de la zona mientras que los parámetros de diseño son todas las configuraciones y características físicas que se toman en cuenta para la construcción del colector solar, algunos de ellos se observan en la tabla 3.3.

Determinados valores de diseño, resultan de gran importancia para la eficiencia térmica tales como son los diámetros externos ( $D$ ) e internos ( $D_i$ ), de la tubería empleada y la conductividad térmica del aislante ( $ka$ ), los valores de las propiedades físicas de estos materiales se tomaron de otras tablas externas (Nacobre 2015).

**Tabla 3.3** Datos para la determinación de la eficiencia térmica

<b>Datos de diseño para el colector solar</b>		
<b>Largo</b>	1	[m]
<b>Ancho</b>	1	[m]
<b>Altura (<math>M</math>)</b>	0.04	[m]
<b>Conductividad térmica del cobre (<math>K</math>)</b>	385	[W/m °C]
<b>Medida Nominal de tubería de cobre</b>	3/8	[in]
<b>Distancia entre tubos (<math>W</math>)</b>	0.08	[m]
<b>Diámetro exterior (<math>D</math>)</b>	0.0127	[m]
<b>Diámetro interior (<math>Di</math>)</b>	0.01143	[m]
<b>Flujo de agua (<math>m</math>)</b>	0.02	[Kg/s]
<b>Calor específico del agua (<math>Cp</math>)</b>	4186	[J/Kg °C]
<b>Temperatura del agua al entrar al colector (<math>Ti</math>)</b>	297	K
<b>Temperatura del ambiente (<math>Ta</math>)</b>	297	K
<b>Temperatura media de la placa (<math>Tp</math>)</b>	336.26	K
<b>Emitancia del vidrio (<math>\mathcal{E}g</math>)</b>	0.88	
<b>Emitancia de la placa (<math>\mathcal{E}p</math>)</b>	0.9	
<b>Número de placas (<math>N</math>)</b>	1	
<b>Conductividad térmica del poliuretano (<math>Ka</math>)</b>	0.022	[W/m°C]
<b>Espesor del aislante de los lados (<math>l</math>)</b>	0.04	[m]
<b>Espesor del aislante de fondo (<math>l''</math>)</b>	0.05	[m]
<b>Espesor de la placa (<math>\delta</math>)</b>	0.001	[m]
<b>Velocidad del viento (<math>v</math>)</b>	4.1	[m/s]
<b>Constante de Stefan Boltzmann (<math>\sigma</math>)</b>	5.67E-08	[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
<b>Radiación solar incidente (<math>HT</math>)</b>	507	[W/m <sup>2</sup> ]
<b>Coefficiente de transferencia de calor de los tubos (<math>hf</math>)</b>	1200	[W/m <sup>2</sup> °C]
<b>Inclinación (<math>\beta</math>)</b>	16.753	

### 3.6 Balance de energía

En esta sección se emplean las ecuaciones para calcular los flujos de masa y de energía mediante un análisis de la primera ley. Además en base a las ecuaciones señaladas en el capítulo anterior se realizará el balance de exergía y se determinará la destrucción de exergía correspondiente al secador solar.

A partir de la ecuación general de la conservación de la energía la cual expresa que todas las energías de entrada son equivalentes a la sumatoria de las energías de salida.

$$\sum E_{ent} = \sum E_{sal} \quad (41)$$

Por tanto se puede decir que el balance de energía correspondiente al colector solar es la siguiente:

$$Q_{abs} = Q_u + Q_L + \frac{du}{dt} \quad (42)$$

Donde el término  $\frac{du}{dt}$  representa la rapidez en el cambio de energía interna almacenada por el colector, dado que dicho cambio es muy pequeño entonces se puede despreciar y queda:

$$Q_{abs} = Q_u + Q_L \quad (43)$$

En la ecuación anterior el primer término hace referencia al calor absorbido por el colector, mientras que el segundo indica la energía útil que realmente es aprovechada por el colector y el tercer término expresa la energía que se pierde.

De acuerdo con (Duffie, Beckman, and Worek 2003) la energía absorbida, energía útil y la energía perdida por un colector solar se denota como:

$$Q_{abs} = A_{col}(\alpha\tau)H_T \quad (44)$$

$$Q_u = A_{col}[H_T(\alpha\tau) - U_L(T_p - T_0)] \quad (45)$$

$$Q_L = U_L A_{col} (T_{pm} - T_0) \tag{46}$$

### 3.7 Eficiencia térmica del colector solar

El coeficiente de pérdidas de calor se comprende de tres términos  $U_t$ ,  $U_b$ ,  $U_e$  que corresponde a las pérdidas de calor que se generan por transferencia en la parte superior de la placa y por convección en los lados y el fondo del colector respectivamente.

$$U_L = U_t + U_b + U_e \tag{47}$$

$$U_t = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_p} (T_p - T_0)^{-e} + \frac{1}{h_w}} \right\}^{-1} + \frac{\sigma (T_p + T_0) (T_p^2 + T_0^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.00591 N h_w} + \frac{2N + f - 1 - 0.133 \varepsilon_p}{\varepsilon_g} - N} \tag{48}$$

- |                                  |                                                                                    |
|----------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|
| Donde:                           | $\varepsilon_p$ : emitancia de la placa= 0.9                                       |
| $T_p$ : Temperatura de la placa  | $\varepsilon_g$ : emitancia de vidrio= 0.88                                        |
| $T_0$ : Temperatura del ambiente | $\sigma$ : constante de Stefan Boltzmann= 5,67 E-8 W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> |
| $N$ : Número de placas           |                                                                                    |

Dentro de la ecuación anterior se puede apreciar varios términos que se deben de calcular por separado para conocer sus valores, como son  $f$ ,  $e$ ,  $C$  y  $h_w$ . Están expresados de la siguiente manera:

Dado que el término  $f$  depende de  $h_w$  este se determinará primero. Para realizar el cálculo de  $h_w$  se debe de considerar la velocidad del viento del lugar (Tuxtla Gutiérrez, Chiapas) y de acuerdo a la consola de estación meteorológica Vantage Pro cuya función es registrar datos meteorológicos, la velocidad promedio proporcionada corresponde a 4.1 m/s.

$$h_w = 5.7 + 3.8v \quad (49)$$

Una vez determinado este valor se prosigue a la determinación del valor de  $f$ .

$$f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\varepsilon_p)(1 + 0.07899N) \quad (50)$$

Luego se calcula el término ( $e$ ) que depende de la temperatura de la placa del colector, ahora con respecto al término de ( $C$ ) únicamente se necesita para la determinación de la inclinación del colector de  $16.753^\circ$  debido a la ubicación del lugar.

$$e = 0.43 \left( 1 - \frac{100}{T_p} \right) \quad (51)$$

$$C = 520(1 - 0.000051\beta^2) \quad (52)$$

Con lo anterior es posible obtener la pérdida de calor causada por transferencia en la parte superior de la placa utilizando la ecuación (48).

Las pérdidas de calor debidas a conducción están determinadas por las siguientes ecuaciones:

$$U_b = \frac{k_a}{l} \approx 0 \quad (53)$$

$$U_e = \frac{MPk_a}{l''A_{col}} \quad (54)$$

Ciertamente hay una pérdida de convección por el fondo del colector pero dicha pérdida en realidad es una ganancia ya que se aprovecha por la cámara de secado debido a que el colector solar se encuentra sobre la cabina de secado, por esta razón no se consideró el término de  $U_b$ .

En consecuencia la ecuación del coeficiente total de pérdidas de calor queda expresada de la siguiente manera:

$$U_L = U_t + U_e \quad (55)$$

Para conocer cuánto calor es absorbido primero se debe obtener el producto de la transmitancia del vidrio ( $\tau$ ) y de la absorptancia de la placa ( $\alpha$ ), los cuales dependen de la emitancia de vidrio ( $\mathcal{E}_g$ ) y emitancia de la placa ( $\mathcal{E}_p$ ) respectivamente, además se considera que el número de cubiertas para este caso es de una cubierta, por ende el valor de reflectancia difusa ( $pd$ ) es de 0.16. Por consiguiente este producto queda así:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)pd} \quad (56)$$

Entonces la energía absorbida en el colector por unidad de área sería la radiación solar incidente por el producto ( $\tau\alpha$ ).

$$S = (\alpha\tau) * H_T \quad (57)$$

El calor útil que se obtiene del colector se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$Q_u = A_{col}F_3[S - U_L(T_i - T_0)] \quad (58)$$

Cabe señalar que los factores de eficiencia de las aletas  $F1$ ,  $F2$  y  $F3$  se calcularon en el software de Excel al igual que todos los cálculos anteriores. En el momento que se obtiene el dato del calor útil se puede obtener la eficiencia térmica basada en la primera ley de la termodinámica que se define como la razón entre la energía útil y la radiación solar incidente sobre el área del colector solar.

$$\eta = \frac{Q_U}{H_T * A_{col}} \quad (59)$$

### 3.8 Eficiencia del sistema de secado

La eficiencia de secado del sistema se define como la relación de la energía requerida para evaporar la humedad respecto al calor suministrado al secador. En la eficiencia de secadores solares de convección forzada se debe de tener en cuenta la energía consumida por el ventilador, se puede calcular como:

$$\eta = \frac{WL}{H_T A_C + P_f} \quad (60)$$

Donde  $W$  representa el peso de agua evaporada del producto,  $L$  es el calor latente de vaporización del agua,  $H_T$  es la radiación solar,  $A_C$  el área del secador y  $P_f$  la energía consumida por el ventilador.

### 3.9 Balance de exergía y eficiencia exergética del secador solar

Los procesos que se dan en la vida cotidiana resultan ser muy complejos por lo que se necesitan hacer ciertas simplificaciones para poder desarrollar modelos termodinámicos que los expresen de la forma más precisa. Para llevar a cabo el análisis exergético se hacen las siguientes suposiciones:

1. Los efectos para la energía potencial y la energía cinética de los flujos másicos de entrada y de salida en el proceso se consideran despreciables, debido a que es mínima la diferencia entre ellas o es nula. Del mismo modo los términos de exergía potencial y cinética son omitidas.
2. Se considera que en el proceso que es llevado a cabo por el secador solar no existe ninguna interacción química o un trabajo eléctrico por lo que no se consideran la contribución de la exergía química y de la exergía de electricidad para el análisis.
3. Otra consideración que se propone es que el flujo másico de entrada es igual al flujo másico a la salida (flujo estacionario).
4. Además se considera el aire como un gas ideal.

Por medio de la segunda ley de la termodinámica se encuentra la exergía de entrada, exergía de salida, así como también las pérdidas de exergía en la cámara de secado. La ecuación general de exergía para cualquier sistema de flujo permanente o estacionario es:

$$\begin{aligned} \text{Exergía} = & (u - u_0) - T_0(s - s_0) + \frac{P_0}{J}(v - v_0) + \frac{V^2}{2gJ}(z - z_0) - \frac{g}{g_c J} \sum_c (\mu - \mu_0) N_c \\ & + E_g A_g F_g (3T^4 - T_0^4 - 4T_0 T^3) \end{aligned} \quad (61)$$

La ecuación de la exergía involucra los términos de la energía interna, entropía, trabajo, momento, gravedad, energía química y de radiación, donde el subíndice cero hace referencia a las condiciones del ambiente. En el análisis de varios sistemas se emplean sólo algunos de estos términos u otros como la corriente eléctrica, campos magnéticos, lo mismo ocurre para el secador solar.

Por tanto la ecuación se puede reducir a

$$E_X = \dot{m}C_p \left( \Delta h + \frac{\Delta v^2}{2} + \Delta gz - T_0 \Delta s \right) \quad (62)$$

En el lado izquierdo aparece el símbolo  $E_X$  significa la exergía de flujo y en el lado derecho el primer término es la variación de entalpía, los siguientes términos son la energía cinética, energía potencial y por último la irreversibilidad. De acuerdo a la primera consideración que se planteó al comienzo la ecuación (62) se puede simplificar como

$$E_X = \dot{m}C_p (\Delta h - T_0 \Delta s) \quad (63)$$

Donde la igualdad para la variación de entalpía es:

$$\Delta h = C_p (\Delta T) \quad (64)$$

Así mismo para la variación de entropía se tiene:

$$\Delta s = C_p \left[ \ln \frac{T}{T_0} \right] \quad (65)$$

Algo importante que se toma en cuenta para la ecuación (65) es que los cambios de presión en el sistema son negativos a causa de  $V = V_0$ .

Sustituyendo las ecuaciones 64 y 65 en la ecuación 63 se obtiene

$$E_X = \dot{m}C_p \left[ (T - T_0) - T_0 \left( \ln \frac{T}{T_0} \right) \right] \quad (66)$$

Aplicando la ecuación (66) la exergía de entrada y la exergía de salida pueden ser determinadas dependiendo de las temperaturas de entrada y de salida en la cámara de secado.

La ecuación para la exergía de entrada puede ser expresado como:

$$Ex_{ent} = \dot{m}C_p \left[ (T_{ent} - T_0) - T_0 \left( \ln \frac{T_{ent}}{T_0} \right) \right] \quad (67)$$

Sin embargo la ecuación para la exergía de salida se expresa como:

$$Ex_{sal} = \dot{m}C_p \left[ (T_{sal} - T_0) - T_0 \left( \ln \frac{T_{sal}}{T_0} \right) \right] \quad (68)$$

Por lo tanto la pérdida de exergía es determinada usando la ecuación (69)

$$\sum Ex_L = \sum Ex_{ent} - \sum Ex_{sal} \quad (69)$$

Sustituyendo las ecuaciones (67) y (68) en la ecuación (69) la exergía perdida es

$$Ex_L = C_p \left[ (T_{ent} - T_{sal}) - T_0 \left( \ln \frac{T_{ent}}{T_{sal}} \right) \right] \quad (702)$$

Por lo tanto la expresión de la eficiencia exergética se expresa como:

$$\eta_{EX} = \frac{Ex_{sal}}{Ex_{ent}} = 1 - \frac{Ex_L}{Ex_{ent}} \quad (713)$$

Para la determinación del rendimiento exergético correspondiente al secador se obtiene:

$$\eta_{EX} = \frac{\left[ (T_{sal} - T_0) - T_0 \left( \ln \frac{T_{sal}}{T_0} \right) \right]}{\left[ (T_{ent} - T_0) - T_0 \left( \ln \frac{T_{ent}}{T_0} \right) \right]} \quad (724)$$

### 3.10 Conclusión

En esta sección se establece un método que permite determinar de la eficiencia energética que toma en cuenta ciertos parámetros de diseño y de operación del secador solar.

Por otro lado para determinar la eficiencia exergética se parte de la ecuación general de exergía y de acuerdo a las consideraciones tomadas se establece la ecuación particular para el secador, la cual permite determinar las pérdidas de exergía y las exergías de entrada y salida del secador que son fundamentales para el cálculo del rendimiento exergético.

En base a los valores que se obtendrán utilizando estas expresiones se pueden tomar decisiones y proponer mejoras en el diseño del secador solar que permiten un mejor aprovechamiento de los recursos y aumentar su rendimiento.

# Capítulo 4.

## Resultados y discusión.

### 4.1 Introducción

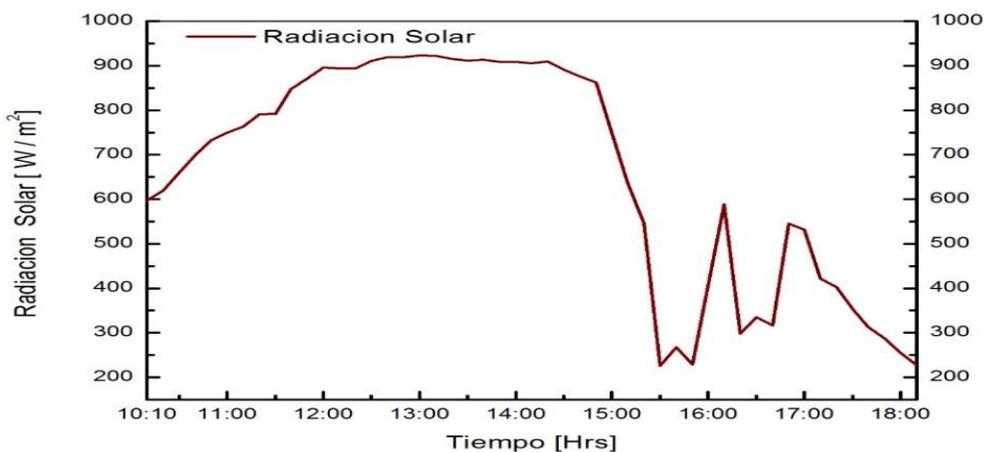
En este capítulo se dan a conocer los resultados de las mediciones realizadas en el secador solar y se presentan la evaluación térmica y exergética del secador solar indirecto durante los días de experimentación. Así mismo se presentan diversas modificaciones en ciertos parámetros de diseño con el objetivo de obtener las mejores condiciones donde el secador alcanza su mayor eficiencia exergética.

## 4.2 Pruebas experimentales.

Durante las pruebas experimentales se realizaron evaluaciones en vacío del secador solar con una duración de 8 horas, dando comienzo a las 10:10 am y finalizando a las 06:10 pm para los días 17 y 18 de abril 2015.

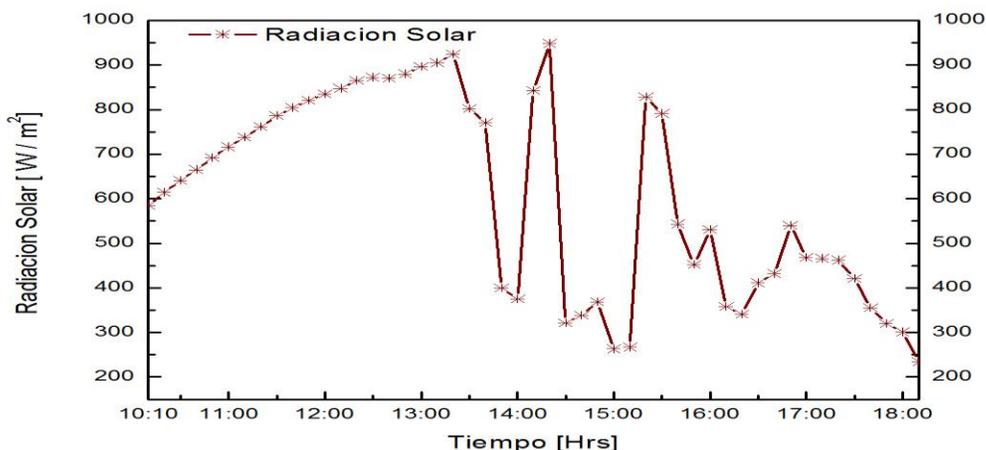
Cabe resaltar que algunos factores que resultan importantes para determinar la eficiencia térmica son la radiación solar, velocidad del viento y la temperatura del ambiente, los valores de estos fueron obtenidos por medio de la estación meteorológica Vantage que brinda una gran precisión de estos parámetros en intervalos de 10 minutos.

En la figura 4.1 se muestra la radiación solar del primer día de prueba donde la máxima radiación solar se registró a las 01:10 pm alcanzando los  $923 \text{ W/m}^2$ , mientras que su mínima fue de  $227 \text{ W/m}^2$  al final de la prueba experimental.



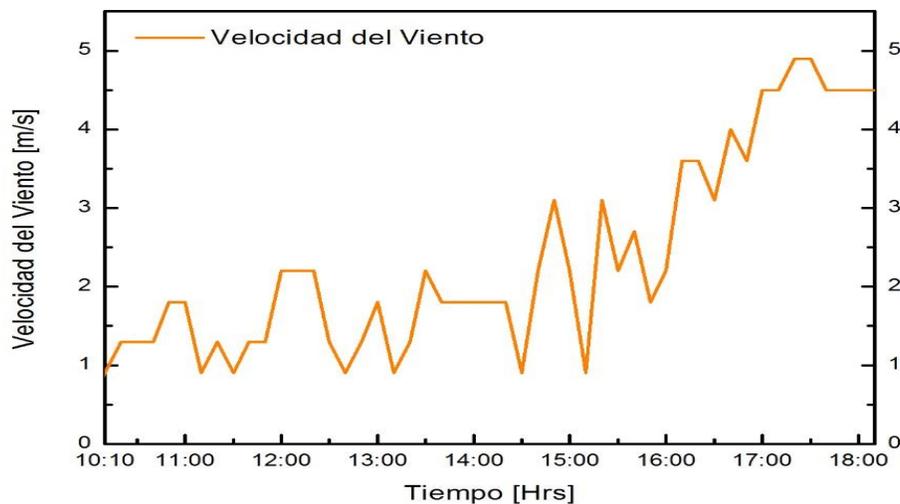
*Figura 4.1. Radiación solar con respecto al tiempo durante primer día de prueba.*

La figura 4.2 corresponde a la radiación solar del segundo día de prueba donde el máximo y el mínimo fueron de  $948 \text{ W/m}^2$  y  $234 \text{ W/m}^2$  respectivamente, así mismo podemos observar que la radiación solar fue muy inconsistente, ya que presentaba picos muy altos y posteriormente bajos índices de radiación solar, por tal motivo su promedio fue menor al promedio de radiación solar del primer día de experimentación.



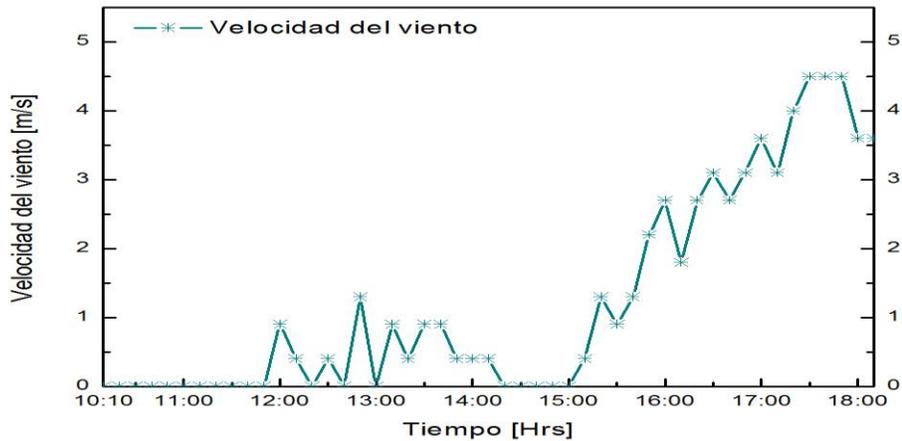
*Figura 4.2. Radiación solar con respecto al tiempo durante segundo día de prueba.*

Las figuras 4.3 y 4.4. muestran la velocidad del viento, la primera pertenece a la prueba del 17 de abril donde la velocidad del viento permaneció de manera constante entre el rango de 0.9-3 m/s logrando un máximo de 4.9 m/s.



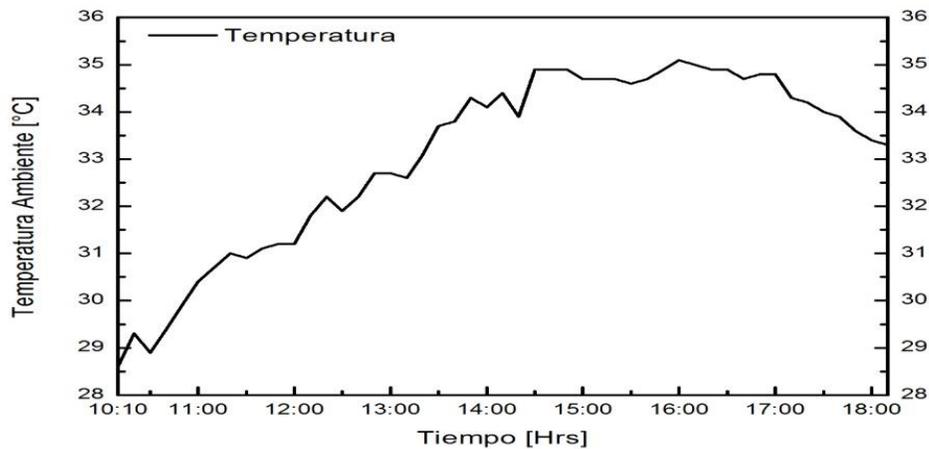
*Figura 4.3. Velocidad del viento con respecto al tiempo durante primer día de prueba.*

Mientras que el 18 de abril la velocidad del viento fue casi nula al comienzo de la prueba y no superaba más allá de 1.3 m/s, fue hasta las 3:00 pm donde se registró un alza de la velocidad del viento, la cual alcanzó un máximo de 4.5 m/s.



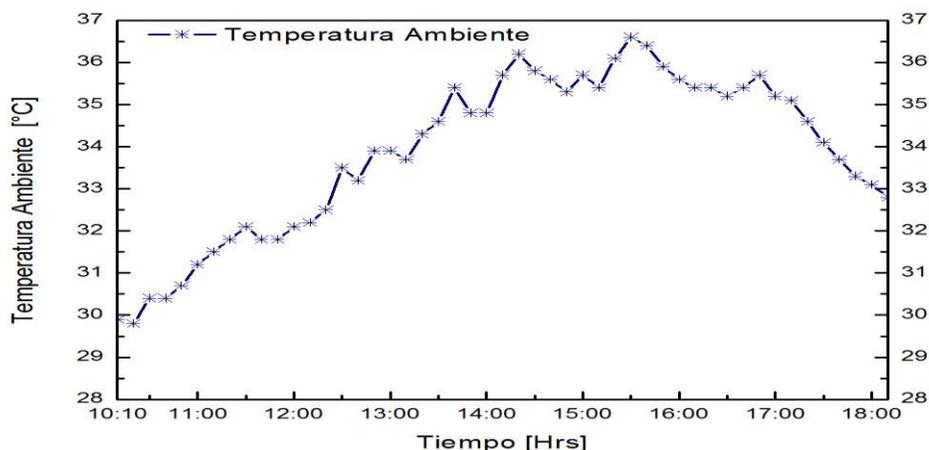
**Figura 4.4.** Velocidad del viento con respecto al tiempo durante segundo día de prueba.

La figura 4.5 ofrece una perspectiva sobre como la temperatura ambiente medida el 17 de Abril se va incrementando de manera paulatina con respecto al tiempo y al final empieza a descender. La temperatura ambiente varió entre 28.2 °C y 34.9 °C.



**Figura 4.5.** Temperatura ambiente con respecto al tiempo en el primer día de evaluación.

Del mismo modo la figura 4.6 hace referencia a la temperatura ambiente de las mediciones hechas el 18 de abril, la cual es semejante al primer día de prueba pero con la diferencia que las mediciones fueron ligeramente mayores a la anterior variando entre 29.9 °C y 36.6 °C.



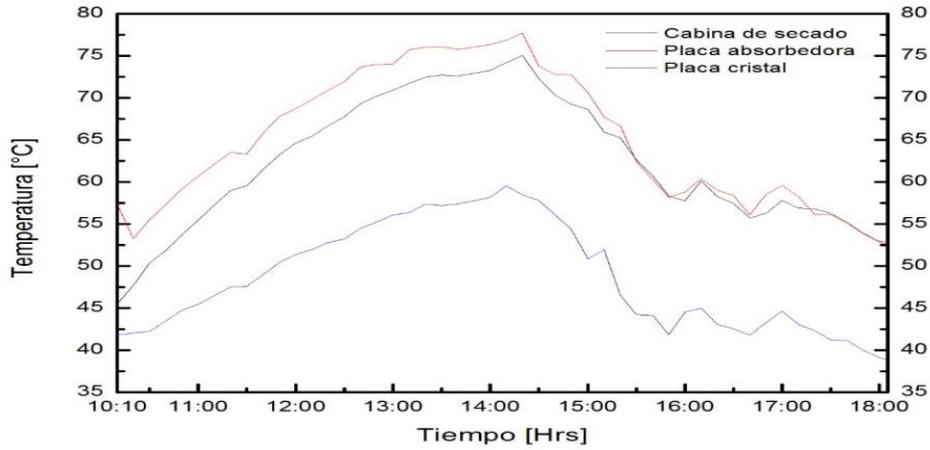
**Figura 4.6.** Temperatura ambiente con respecto al tiempo en el segundo día de evaluación.

En las mismas pruebas experimentales se colocaron termopares tipo k de modo que registraran las temperaturas en distintos puntos del secador solar durante el período de prueba: cámara de secado, placa absorbadora y en el cristal del colector solar.

Así mismo se utilizó un data logger USB-Temp para almacenar las mediciones de temperatura, el cual se configuró para que el intervalo de tiempo entre cada medición fuera sólo de 10 minutos.

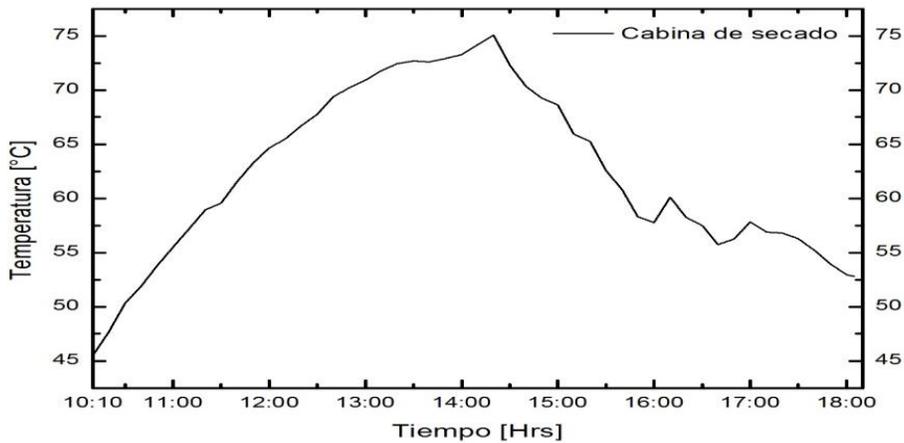
En la figura 4.7 se observan las variaciones de temperaturas en la cabina de secado, placa absorbadora y en la placa de cristal en el primer día de prueba. Algo que podemos distinguir en esta figura es que las temperaturas alcanzadas en la placa absorbadora son ligeramente mayores a las temperaturas de la cabina de secado al comienzo de la prueba pero conforme transcurre el tiempo la temperatura de la placa absorbadora disminuye hasta mantenerse estable con la de la cabina.

Otro aspecto que también se debe de señalar es que las temperaturas dentro de la cabina de secado son más altas comparadas con las temperaturas del medio ambiente, por tanto podemos decir que el secado de cualquier producto será más eficiente que el secado a sol abierto.



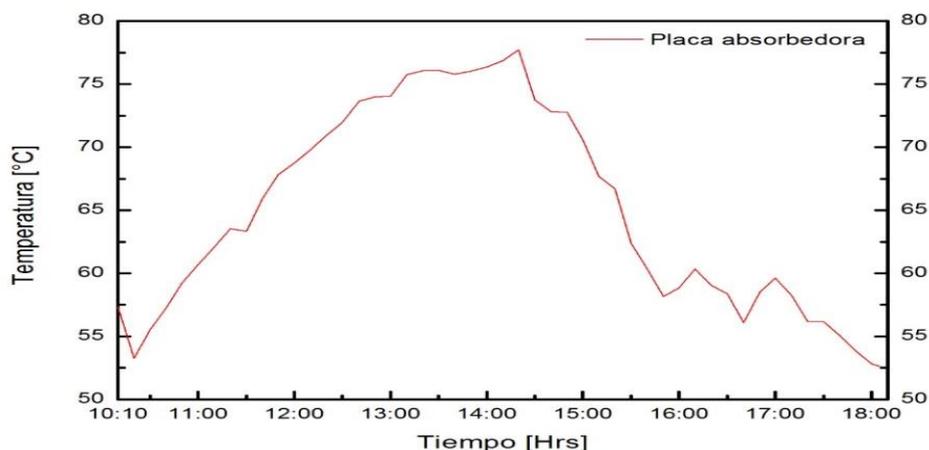
**Figura 4.7.** Temperaturas en cabina de secado, placa absorbedora y placa de cristal, primer día de prueba (17 de Abril 2015).

En la figura 4.8 se aprecia la variación de la temperatura dentro de la cabina de secado. Esta varía desde los 45.5°C hasta los 75 °C, una observación notable es que la temperatura se incrementaba conforme la radiación solar incidente aumenta y su valor promedio dentro de la cámara fue de 62.18°C.



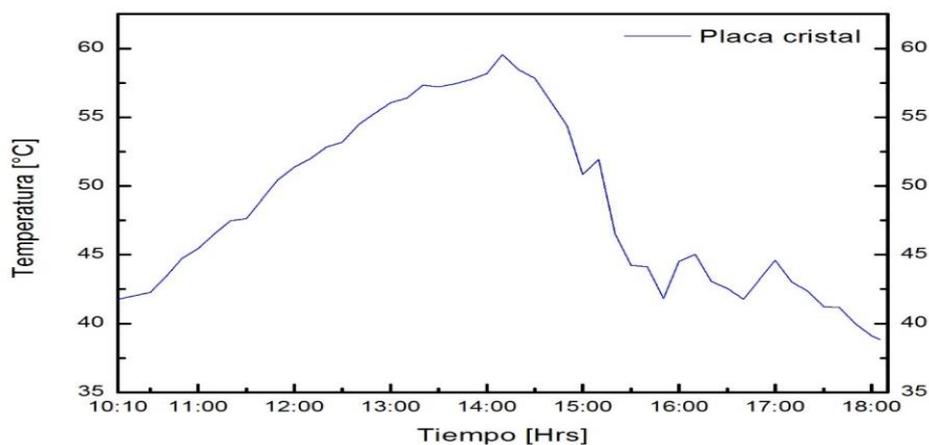
**Figura 4.8.** Variación de la temperatura en la cabina de secado (17 de Abril 2015).

En la figura 4.9 se muestra la temperatura censada de la placa absorbedora durante el primer día, donde la temperatura mínima fue 52°C y máxima de 77.71°C, obteniendo una temperatura media de 64.91° C.



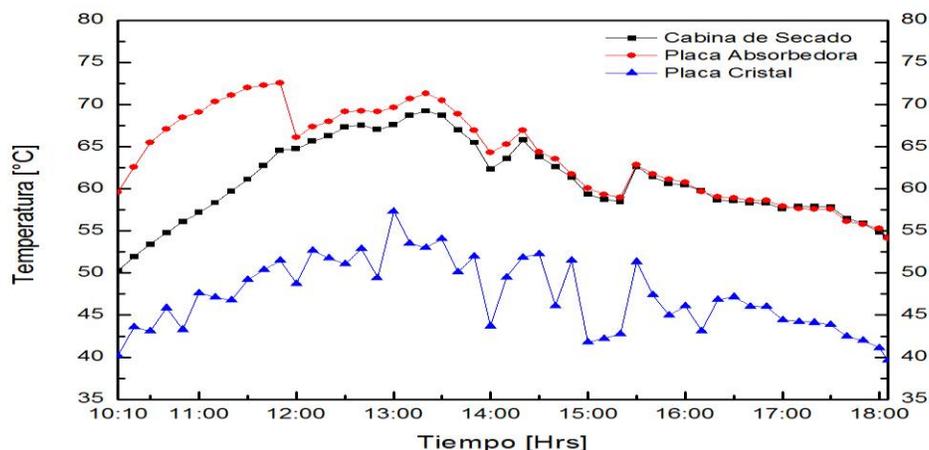
**Figura 4.9.** Variación de la temperatura en la placa absorbedora (17 de Abril 2015).

En cuanto a la temperatura sobre la placa de cristal del colector, esta variaba desde 38.81 °C hasta 59.6 °C, teniendo una temperatura promedio de 42 °C como se ve en la figura 4.10.



**Figura 4.10.** Variación de la temperatura en la placa de cristal (17 de Abril 2015).

En el segundo día de prueba se volvieron a colocar los termopares en los mismos lugares que se mencionaron anteriormente, dichas mediciones de temperaturas se observan en la figura 4.11.



**Figura 4.11.** Temperaturas en cabina de secado, placa absorbedora y placa de cristal, segundo día de prueba (18 de Abril 2015).

En la figura anterior se observa que la placa absorbedora que tiene como función captar la radiación solar y transformarla en calor es en donde se registran las mayores temperaturas en el secador solar, seguido por la cabina de secado, es decir que existen pocas pérdidas de calor en el transcurso del colector solar hacia la cámara de secado debido a que el colector solar se encuentra en la parte superior de la cámara de secado y por tanto las pérdidas de calor por conducción del fondo del colector ( $U_b$ ) son aprovechadas casi en su totalidad en la cabina de secado.

Ahora en la figura 4.12 podemos visualizar las temperaturas alcanzadas en la placa absorbedora durante todo el período de prueba, cuya temperatura máxima fue de 72.55 °C y la mínima de 54 °C.

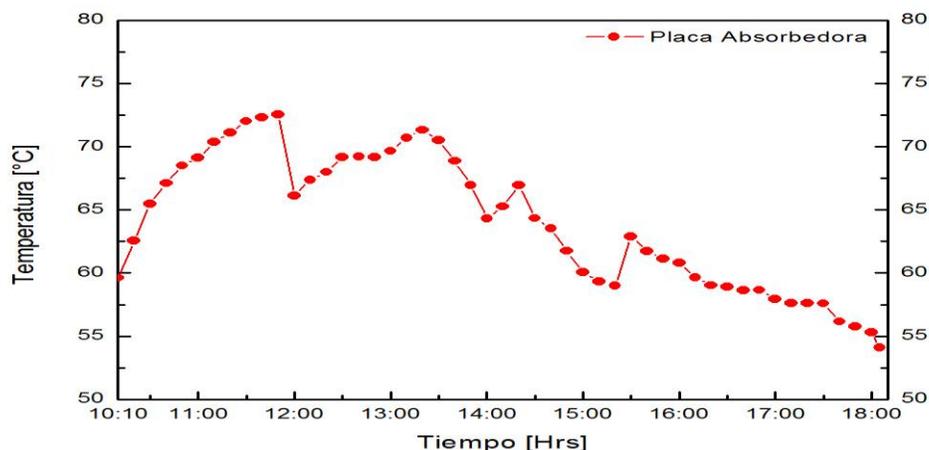


Figura 4.12. Variación de la temperatura en la placa absorbadora (18 de Abril 2015).

La temperatura sobre la placa de cristal en el transcurso de la prueba experimental del segundo día se puede observar en la figura 4.13, algo destacable fue que la temperatura sobre el cristal nunca fue estable siempre existieron cambios.

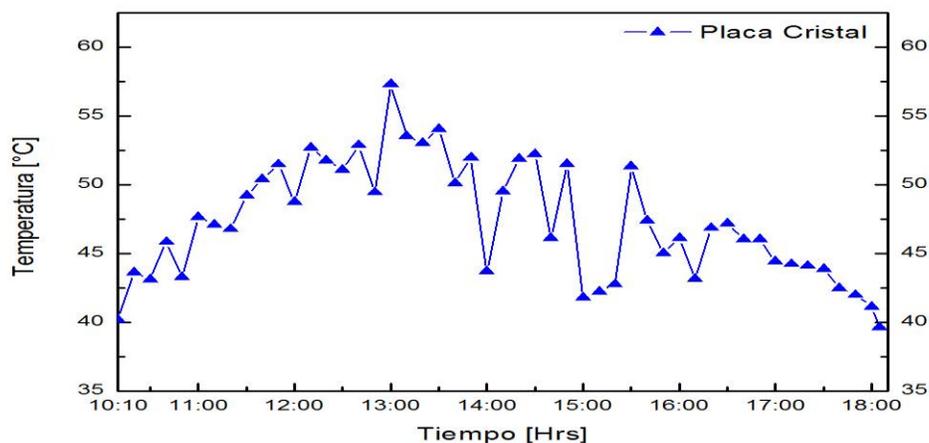
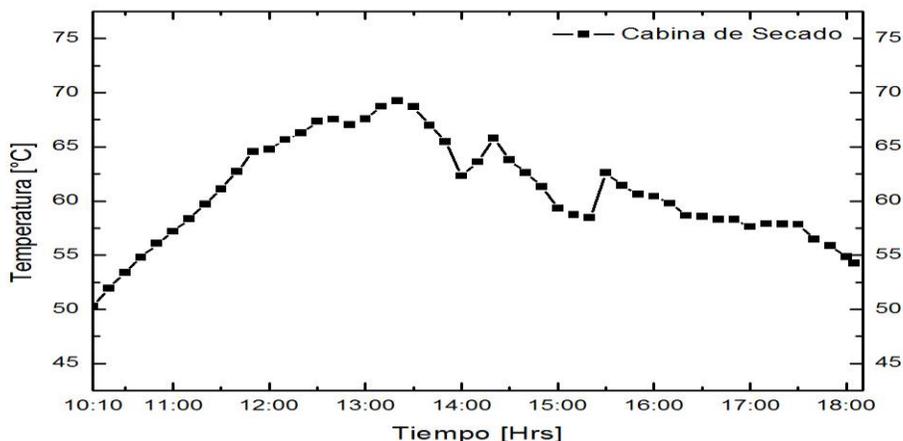


Figura 4.13. Variación de la temperatura en la placa de cristal (18 de Abril 2015).

Por otra parte en la figura 4.14, los resultados de las mediciones dentro de la cabina arrojaron que las temperaturas eran superiores a los 50 °C desde el comienzo y hasta el final de la prueba, llegando a tener un máximo de 69.2 °C. Una comparación entre las dos pruebas permite distinguir que el primer día fue donde se alcanzaron temperaturas superiores, esto se debe principalmente al factor de la radiación solar.



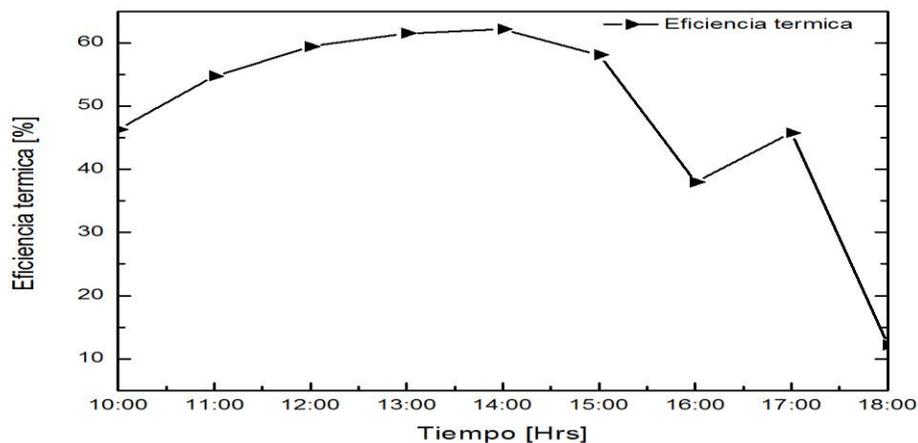
*Figura 4.14. Variación de la temperatura en la cabina de secado (18 de Abril 2015).*

### 4.3 Eficiencia térmica del secador solar evaluado.

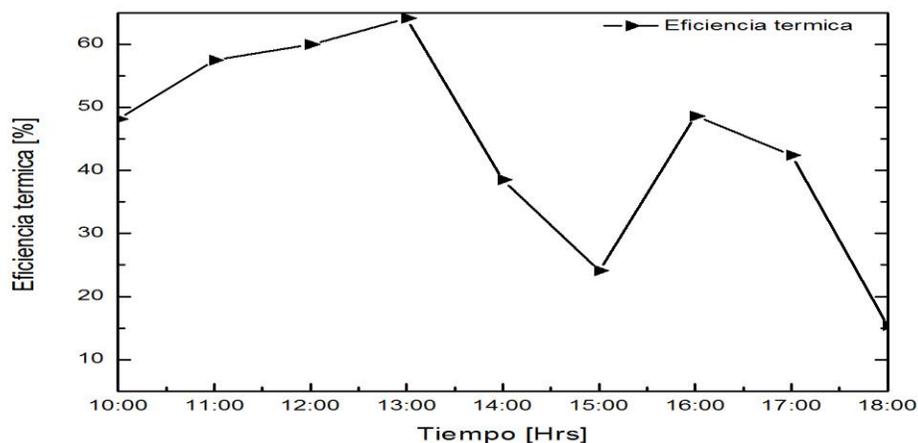
En esta sección se analizan las eficiencias térmicas obtenidas en ambas pruebas conforme a la información obtenida en la sección anterior, dado que es muy relevante para determinar la eficiencia energética.

En las figuras 4.15 y 4.16 se presentan las eficiencias térmicas del primer día y segundo día de pruebas del secador solar indirecto respectivamente, se aprecia la variación de la eficiencia durante el transcurso del tiempo, la máxima eficacia térmica obtenida en ambas pruebas fue de 64.11 % medida en el segundo día y la mínima establecida fue de 12.16 % presente en la primera prueba.

Estos resultados se deben principalmente a la radiación solar y la velocidad del viento que tuvo un gran impacto sobre las eficiencias del secador en el primer día de prueba.



**Figura 4.15.** Eficiencia térmica en función del tiempo del primer día de prueba.



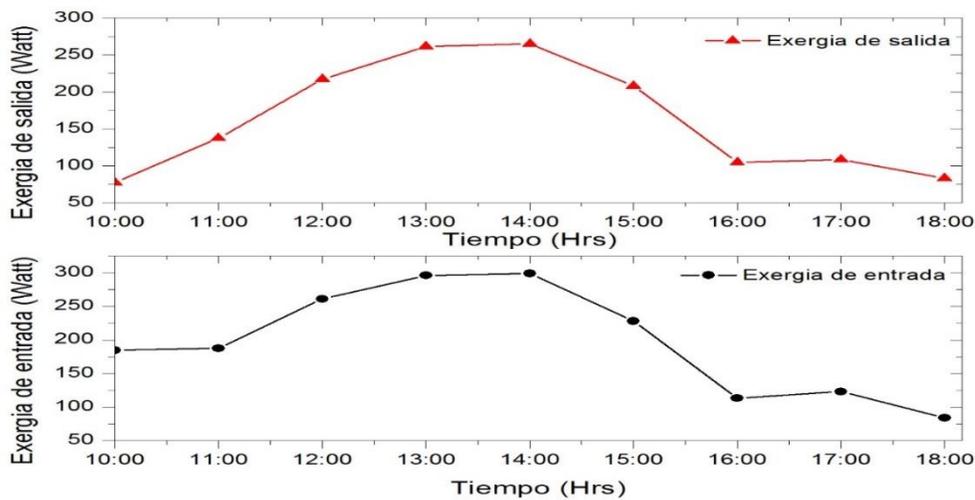
**Figura 4.16.** Eficiencia térmica en función del tiempo del segundo día de prueba.

Si bien es cierto que se alcanza la eficiencia más alta durante el segundo día en algún momento de la prueba, también se deben considerar las demás eficiencias durante todo el período de tiempo de las evaluaciones y la mejor eficacia térmica resultó ser en el primer día donde se logró mantener eficiencias mayores del 50 % durante gran parte del período de prueba, cuyo promedio fue de 48.7 % a diferencia del segundo día donde el promedio fue de 44.29 %.

#### 4.4 Eficiencia exergetica del secador solar

En esta parte se hacen uso de las ecuaciones descritas en el capítulo de metodología relacionadas con exergía y la segunda ley de la termodinámica. Para determinar las exergías de entrada y salida del secador solar se usaron las ecuaciones 67 y 68.

En la figura 4.17 se presentan las exergías de entrada y salida perteneciente al primer día de evaluación, se aprecia que las variaciones entre ellas tienden a disminuir a medida que se incrementa el tiempo.



**Figura 4.17.** Variaciones de la exergía de entrada y exergía de salida en la cámara de secado (17 abril 2015).

La figura 4.18 corresponde al segundo día, en el cual se destaca que al inicio la exergía de entrada era mucho mayor que la de salida pero conforme al paso del tiempo, la exergía de salida sobrepasa la de entrada por una mínima diferencia.

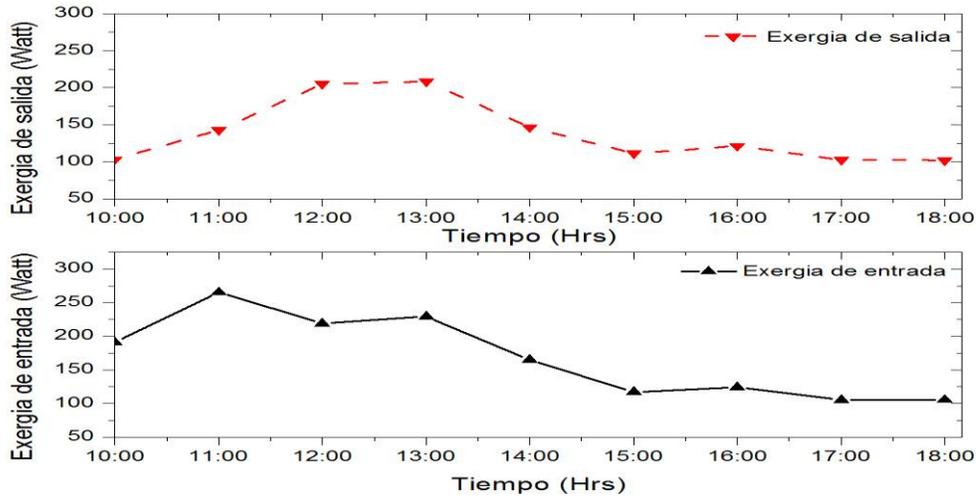


Figura 4.18. Variaciones de la exergía de entrada y exergía de salida en la cámara de secado (18 Abril 2015).

Conociendo las exergías de entrada y de salida podemos calcular el rendimiento exergético de ambas pruebas, que determina la relación entre la exergía útil y la cantidad de exergía que se pierde durante el proceso. Las eficiencias exergéticas para ambas pruebas se obtuvieron por medio de las ecuaciones 71 y 72, cuyos resultados se manifiestan en las figuras 4.19 y 4.20 a continuación:

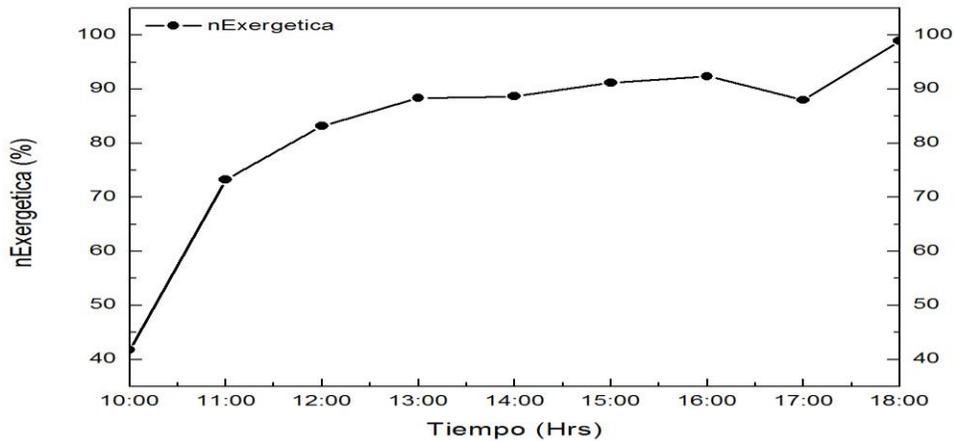
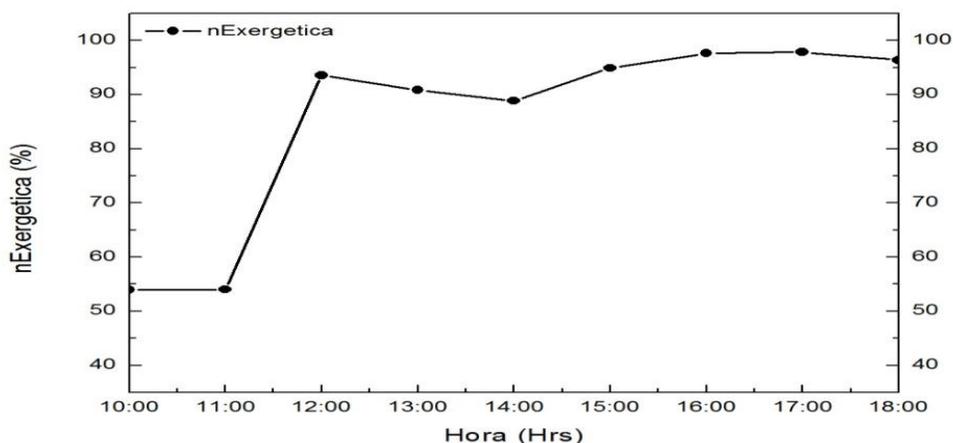


Figura 4.19. Variación de la eficiencia exergética con respecto al tiempo (17 abril 2015).



*Figura 4.20. Variación de la eficiencia exergética con respecto al tiempo (18 Abril 2015).*

#### 4.5 Optimización de la eficiencia térmica

La optimización de un secador solar se puede lograr mediante las adecuadas mejoras sobre los parámetros de diseño debido a que se pueden manipular de acuerdo a las condiciones del lugar y a las necesidades del usuario.

Por tal motivo se ha considerado realizar algunas modificaciones en dichos parámetros con el objetivo de obtener de forma teórica la mejor configuración posible.

Entre los parámetros de diseño que se pueden variar se encuentran:

1. Las dimensiones del colector (largo, ancho, y su altura).
2. Número de capas transparentes (Placa de cristal).
3. Tipo de tubería y medida nominal a emplear, también hay que considerar las separaciones entre cada una de ellas.
4. Tipo de aislante y el espesor del mismo dentro del colector y del secador solar.
5. Inclinación y orientación del colector.
6. Tipo de material así como su espesor y el acabado de la placa de absorción.
7. Otros parámetros que son importantes que influye en el diseño son las condiciones ambientales: velocidad del viento, temperatura ambiente y la radiación solar

De acuerdo a los resultados obtenidos en las pruebas experimentales el primer día fue donde se obtuvieron mejores resultados de eficiencia térmica y exergética de tal manera se decidió conservar las mediciones de la temperatura ambiente, velocidad del viento y de la radiación solar de ese día, además de mantener los mismos parámetros de número de capas inclinación, y orientación para llevar a cabo la optimización del secador solar.

Los parámetros que se variarán para ver sus efectos en los valores de eficiencia serán: el tipo de aislante y su grosor, las dimensiones del colector solar, el tipo de material y espesor de la placa de absorción y la medida nominal de la tubería del colector.

#### 4.5.1 Configuración del aislante térmico.

La función específica del aislante térmico es evitar las pérdidas de calor y esto depende principalmente de sus características. Para reducir la emisión de calor por conducción en los lados del colector solar, se plantea variar el grosor del aislante entre el rango de 4 cm hasta 10 cm por cada uno de los materiales aislante más conocidos que son aplicados en colectores solares aparecen en la tabla 4.1.

*Tabla 4.1 Materiales aislantes con sus características*

Material	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Conductividad térmica a 95°C (W/mK).	Temperatura máxima (°C).
Fibra de vidrio	11	0.059	175
Espuma de poliuretano	30-64	0.022	120-205

Como el secador solar tiene como aislante térmico el material de poliuretano con un grosor de 4 cm, sólo falta evaluar con los grosores de 5, 6 y 10 cm respectivamente.

En la tabla 4.2 se muestran las eficiencias térmicas obtenidas con cada uno de los espesores con la espuma de poliuretano conforme transcurre la prueba experimental. Es notable que el incremento del grosor del aislante de poliuretano que tiene una conductividad térmica de 0,022 W/ mK favorece el aumento de la eficacia térmica.

**Tabla 4.2** Eficiencia térmica con distintos espesores con espuma de poliuretano.

Tiempo	Eficiencia térmica (%) con aislante de poliuretano con diferentes grosores			
	4 cm	5 cm	6 cm	10 cm
10:00 a. m.	46.31	46.38	46.45	46.563
11:00 a. m.	54.77	54.835	54.873	54.95
12:00 p. m.	59.46	59.5	59.539	59.6
01:00 p. m.	61.545	61.588	61.617	61.676
02:00 p. m.	62.218	62.261	62.289	62.345
03:00 p. m.	58.116	58.166	58.2	58.267
04:00 p. m.	37.98	38.05	38.136	38.259
05:00 p. m.	45.785	45.85	45.9	45.998
06:00 p. m.	12.169	12.323	12.426	12.63

En la tabla 4.3 se muestran los resultados en cuanto a las eficiencias térmicas con la fibra de vidrio para diversos espesores, este material aislante tiene una conductividad térmica de 0.059 W/ mK. Existe una pequeña mejora en la eficacia térmica cada vez que el espesor del aislante térmico aumenta de la misma forma que sucede con la espuma de poliuretano, la mejor configuración para ambos aislantes térmicos es cuando el espesor es de 10 cm, sin embargo se alcanza un mejor rendimiento con el poliuretano comparado con la fibra de vidrio durante todo el período.

**Tabla 4.3** Eficiencia térmica con distintos espesores con fibra de vidrio.

Tiempo	Eficiencia térmica (%) con aislante de fibra de vidrio con diferentes grosores			
	4 cm	5 cm	6 cm	10 cm
10:00 a. m.	45.623	45.849	45.992	46.286
11:00 a. m.	54.29	54.446	54.55	54.756
12:00 p. m.	59.06	59.19	59.27	59.443
01:00 p. m.	61.17	61.294	61.372	61.529
02:00 p. m.	61.86	61.976	62.05	62.2
03:00 p. m.	57.694	57.829	57.919	58.09
04:00 p. m.	37.209	37.456	37.62	37.949
05:00 p. m.	45.196	45.38	45.5	47.76
06:00 p. m.	10.87	11.28	11.56	12.11

### 4.5.2 Configuración de la dimensión del colector

En esta sección se considera realizar las modificaciones de la altura del colector solar con los valores de 25 mm, 50 mm, 75 mm hasta 100 mm para conocer cómo influye este parámetro.

Las dimensiones referentes al ancho y largo no son tomados en cuenta debido que las medidas del colector solar deben de coincidir con la cabina de secado, realizar un cambio en alguna de las dimensiones implicaría considerar el coeficiente de pérdida por la placa inferior ( $U_b$ ), la cual se despreció al inicio dado que era aprovechado por la cabina de secado, en consecuencia el coeficiente global de pérdidas de calor ( $U_L$ ) estaría expresado por la ecuación 47.

A continuación en la tabla 4.4 se exhibe las eficiencias térmicas del colector solar con los distintos valores de altura planteados conservando los demás parámetros estables. En esta tabla es claramente visible que la disminución en la altura del colector contribuye al incremento de la eficacia, ejemplo de ello es que para la altura de 25 mm en cada período de tiempo resulta ser superior la eficiencia (entre 0.4 - 1.44 %) respecto a la que corresponde a la altura de 100 mm.

**Tabla 4.4** Eficiencia térmica con variaciones en la altura del colector solar.

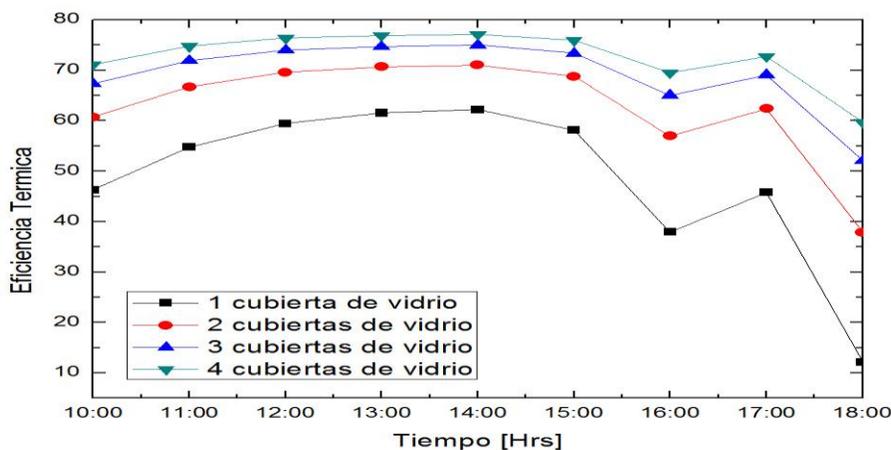
Tiempo	Eficiencia térmica (%) con variaciones en la altura del colector solar.			
	25 mm	50 mm	75 mm	100 mm
10:00 a. m.	46.47	46.21	45.95	45.69
11:00 a. m.	54.88	54.7	54.52	54.4
12:00 p. m.	59.55	59.4	59.25	59.106
01:00 p. m.	61.62	61.49	61.35	61.27
02:00 p. m.	62.3	62.16	62.03	61.9
03:00 p. m.	58.21	58.05	57.87	57.74
04:00 p. m.	38.155	37.86	37.58	37.29
05:00 p. m.	45.918	45.69	45.47	45.25
06:00 p. m.	12.45	11.97	11.49	11.009

### 4.5.3 Configuración de números de cubierta de vidrio

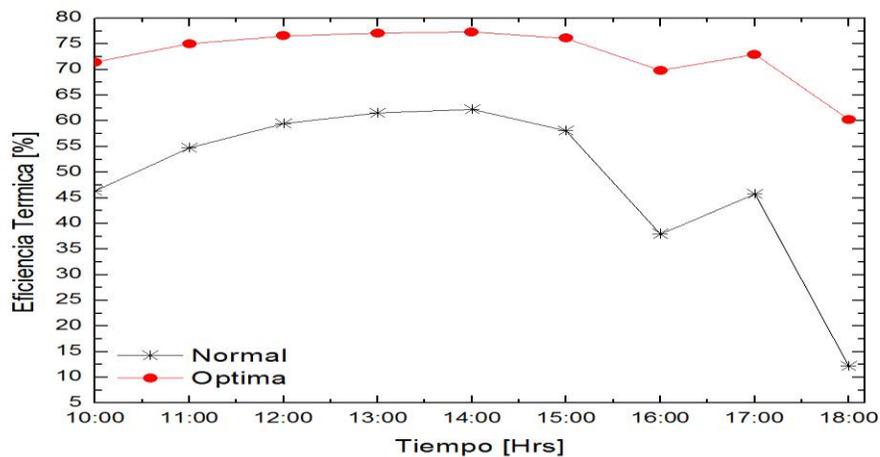
Otro parámetro importante para la elevar el porcentaje de la eficiencia es el número de cubiertas con las que se construye el colector debido a la reflectancia difusa ( $p_d$ ) que tiene diferentes valores según la cantidad de placas de vidrio, para un número de cubiertas 1, 2, 3 y 4 este parámetro adquiere valores cercanos a 0.16, 0.24, 0.29 y 0.32 respectivamente. Además, el cambio en el número de cubiertas contribuye en el resultado del coeficiente total de transferencia de calor por la parte superior del colector ( $U_t$ ), disminuyendo el coeficiente total de pérdidas ( $U_L$ ).

En la figura 4.21 se muestran las eficiencias determinadas acorde al número de cubiertas de vidrio para el primer día de prueba, se aprecia bajas eficiencias para el colector solar cuando tiene sólo una cubierta de vidrio mientras que la eficacia térmica alcanza niveles más altos cuando el número de cubiertas incrementa.

Cabe señalar que el colector solar que cuenta con 4 cubiertas de vidrio logró ser la mejor configuración con una eficiencia máxima de 77.15 %, y una mínima de 59.68 %. La mínima eficiencia térmica con cuatro cubiertas casi se asemeja a la máxima eficacia registrada por el colector de una solo cubierta de 62.21 %.



**Figura 4.21.** Eficiencia térmica variando el número de placas de vidrio.



*Figura 4.22. Eficiencia térmica óptima con todas las configuraciones adecuadas.*

## Conclusiones y trabajos a futuro.

- El interés de utilizar un análisis de exergía en secadores solares se debe a la baja eficiencia que presentan.
- Durante los experimentos de secado, la radiación solar varió entre  $225 \text{ W / m}^2$  y  $923 \text{ W / m}^2$ , la temperatura del ambiente varió de  $28^\circ \text{ C}$  a  $35^\circ \text{ C}$  y la velocidad del viento varió de  $0,0 \text{ m / s}$  a  $4,5 \text{ m / s}$ .
- El colector solar alcanzó una eficiencia mínima de  $12 \%$  y obtuvo una máxima de  $64.11 \%$  cuando la radiación solar era de  $896 \text{ W/m}^2$  y la velocidad del viento de  $0 \text{ m/s}$  en el segundo día de prueba.
- La temperatura en la cabina de secado varió entre  $45.5^\circ \text{ C}$  y  $75^\circ \text{ C}$ , con un promedio de  $62^\circ \text{ C}$ .
- La eficiencia exergética en la cabina de secado aumenta cuando la diferencia de temperatura entre la entrada y salida son mínimas.
- La eficiencia exergética cambió entre  $41 \%$  hasta el  $97 \%$  con un flujo de masa de  $0,2 \text{ kg/s}$  y la mayor eficiencia exergética se logró evidentemente cuando las pérdidas de exergía fueron mínimas.
- Los parámetros de diseño que tuvieron mayor influencia sobre la eficiencia térmica fueron la altura del colector, tipo de aislante así como el espesor del mismo y número de cubiertas de vidrio. Siendo este último el más significativo.
- Se alcanza una máxima eficiencia térmica de  $77 \%$  con las configuraciones óptimas: utilizando como aislante térmico espuma de poliuretano con un espesor de  $10 \text{ cm}$ , con una altura del colector de  $4 \text{ cm}$  y cuatro cubiertas de vidrio.

En trabajos a futuro se pretende llevar a cabo la construcción del secador solar indirecto con las condiciones óptimas encontradas y realizar estudios de secado con diferentes tipos de productos agrícolas como: café, chile, jamaica, etc.

## Referencias bibliográficas

- A., Stodola. 1898. "Die Kreisprozesse Der Dampfmaschine."  
———. 1945. "Steam and Gas Turbines." 2 New York.
- Akbulut, Abdullah, and Aydin Durmuş. 2010. "Energy and Exergy Analyses of Thin Layer Drying of Mulberry in a Forced Solar Dryer." *Energy* 35(4): 1754–63.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544209005489> (November 30, 2014).
- Akpınar EK, Sarsılmaz C. 2004. "Energy and Exergy Analyses of Drying of Apricots in a Rotary Solar Dryer." *Journal of Exergy* 1(4).
- Akpınar EK. 2011. "Drying of Parsley Leaves in a Solar Dryer and under Open Sun: Modeling, Energy and Exergy Aspects." *Journal of Food Process Engineering* 31(1): 27–48.
- Améz Camacho Silvia & Vázquez Tanía. 1997. *Manual de Secado Solar Técnico de Alimentos*.
- Arif Hepbasli. 2008. "A Key Review on Exergetic Analysis and Assessment of Renewable Energy Resources for a Sustainable Future." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12(3): 593–661.
- Carnot S. 1824. "Réflexions Sur La Puissance Motrice Du Feu, et Sur Les Machines Propres à Développer Oette puissance. Gauthier-Villar."
- Celma, A.R., F. Cuadros. 2009. "Energy and Exergy Analyses of OMW Solar Drying Process." *Renewable Energy* 34(3): 660–66.
- Cengel, Yunus A. & Boles, Michael A. 2009. *Termodinámica*. ed. McGraw-Hill. México.
- Chowdhury, M.M.I., B.K. Bala, and M.a. Haque. 2011. "Energy and Exergy Analysis of the Solar Drying of Jackfruit Leather." *Biosystems Engineering* 110(2): 222–29.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1537511011001474> (November 28, 2014).
- De, Noma, Maestro E N Ingenier, and David Gama. 2007. "Análisis Teórico – Experimental de Un Deshidratador Solar Combinado (Térmico-Fotovoltaico Apara El Tratamiento de Arroz)." Universidad Nacional Autónoma de Méxic.
- Duffie, J. a., William a. Beckman, and W. M. Worek. 2003. 116 *Journal of Solar Energy Engineering Solar Engineering of Thermal Processes, 4nd Ed*.  
<http://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=qkaWBrOuAEgC&pgis=1>.
- E. Kavak Akpınar, A. Midilli, Y. Bicer. 2006. "The First and Second Law Analyses of Thermodynamic of Pumpkin Drying Process." *Journal of Food Engineering* 72(4): 320–31.
- Ebru Kavak Akpınar. 2004. "Energy and Exergy Analyses of Drying of Red Pepper Slices in a Convective Type Dryer." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 31(8): 1165–76.
- Ekechukwu, O.V, and B Norton. 1999. "Review of Solar-Energy Drying Systems II: An

- Overview of Solar Drying Technology.” *Energy Conversion and Management* 40(6): 615–55.
- Fudholi, Ahmad, Kamaruzzaman Sopian, Mohd Yusof Othman, and Mohd Hafidz Ruslan. 2014. “Energy and Exergy Analyses of Solar Drying System of Red Seaweed.” *Energy and Buildings* 68: 121–29.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378778813004635> (November 25, 2014).
- G.Boroumandjazi. 2013. “A Review on Analysis of Industrial Sector.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 27: 198–203.
- G.N, Hatsopoulos and J.H. Keenan. 1965. *Principles of General Thermodynamics*. John Wiley. New York.
- Gonzalez Regueral, Borja -Querol, Enrique - Perez Benedit, Jose Luis. 2013. Springer *Practical Approach to Exergy and Thermoeconomic Analyses of Industrial Processes*.  
<http://link.springer.com/content/pdf/10.1007/978-3-319-12826-9.pdf> (March 20, 2015).
- Göran, Wall. 1986. “Exergy- A Useful Concept.”
- Gortari, J G Cervantes-de. 2010. “Análisis de Exergía En Estado Permanente de Un Destilador Solar Simple Steady-State Exergy Analysis of a Simple Solar Still.” : 25–34.
- Gouy, G. 1889. “Sur L’énergie Utilizable.” *Journal de Physique* 8: 501–18.
- Henao, Carlos Alberto. 2013. “Análisis Energetico, Exergetico Y Ambiental Del Uso de Aceite Crudo de Jatropha Curcas En Motores Diésel.” : 117.
- Huang, Francis F. 1994. *Engineering Thermodynamics- Fundamentals and Applications*. México.
- J., Gibbs. 1873. “A Method of Geometrical Representation of the Thermodynamic Properties of Substances by Means of Surfaces.” *Connecticut Academy of Arts and Sciences*.
- Jr., Kenneth Wark. 2001. *Termodinámica*.
- Juan Jorge Hermosillo Villalobos, David Gudiño Ayala. 1995. *Curso de Energía Solar*.
- K. Altfeld, W. Leiner, M. Fiebig. 1988. “Second Law Optimization of Flat-Plate Solar Air Heaters. Part 2: Results of Optimization and Analysis of Sensibility to Variations of Operating Condition.” *Solar Energy* 41(4): 309–17.
- Kestin, Joseph. 1966. *A Course in Thermodynamics*. Blaisdell . New York.
- Koroneos, Christopher, Thomas Spachos, and Nikolaos Moussiopoulos. 2003. “Exergy Analysis of Renewable Energy Sources.” *Renewable Energy* 28(2): 295–310.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148101001252>.
- L. Mealla Sánchez, J. Morales Olaciregui. 2013. “Análisis Del Comportamiento Térmico de Un Secador Solar Pasivo En Tres Distintas Configuraciones.” *Energías Renovables y Medio Ambiente* 1(1): 93–100.
- Leon, M.A., Kumar, S., Bhattachaya, S.C. 2002. “A Comprehensive Procedure for Performance Evaluation of Solar Dryers.” *Renewable & Sustainable Energy Reviews*

- 6: 367–93.
- Liu, Yanfeng, Yang Li, Dengjia Wang, and Jiaping Liu. 2014. “Energy and Exergy Utilizations of the Chinese Urban Residential Sector.” *Energy Conversion and Management* 86: 634–43.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890414005627> (December 1, 2014).
- M. Ibañez Plana, J. R. Rosell Polo, J. I. Rosell Urrutia. 2005. *Tecnología Solar*.
- M. Tribus. 1961. *Thermostatics and Thermodynamics*.
- Michael J. Morán, Howard N. Shapiro. 2006. “*Fundamentals of Engineering Thermodynamics*.”
- Midilli, a., and H. Kucuk. 2003. “Energy and Exergy Analyses of Solar Drying Process of Pistachio.” *Energy* 28(6): 539–56.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544202001585> (November 23, 2014).
- N.A. Madloul, R. Saidur, M.S. Hossain, N.A. Rahim. 2011. “A Critical Review on Energy Use and Savings in the Cement Industries.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15(4): 2042–60.
- Nacobre. 2015. “Manual Técnico de Cobre.” : 2–6.  
[http://www.nacobre.com.mx/download/ayudas/manual\\_tecnico\\_cobre.pdf](http://www.nacobre.com.mx/download/ayudas/manual_tecnico_cobre.pdf).
- NOBUSAWA, T. 1984. “Introduction to Exergy.”
- Petela, Richard. 2003. “Exergy of Undiluted Thermal Radiation.” *Solar Energy* 74(May): 469–88.
- Pirasteh, G., R. Saidur, S. M a Rahman, and N. a. Rahim. 2014. “A Review on Development of Solar Drying Applications.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 31: 133–48. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.11.052>.
- Ranjan, K.R., and S.C. Kaushik. 2013. “Energy, Exergy and Thermo-Economic Analysis of Solar Distillation Systems: A Review.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 27: 709–23. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S136403211300470X> (November 18, 2014).
- Rant, Zoran. 1956. “Exergie, Ein Neues Wort Für ‘Technische Arbeitsfähigkeit’”. *Forschung Auf Dem Gebiete Des Ingenieurswesens*.” 22: 36–37.
- Ruiz, Jose Manuel Garcia. 2011. “Estudio Y Construcción de Una Instalación de Secado de Madera Mediante Energía Solar Térmica.” Universidad de Madrid.
- Saidur, R., G. BoroumandJazi, S. Mekhlif, and M. Jameel. 2012. “Exergy Analysis of Solar Energy Applications.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16(1): 350–56.  
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032111004096> (November 28, 2014).
- Samaneh Sami, Nasrin Etesami, Amir Rahimi. 2011. “Energy and Exergy Analysis of an Indirect Solar Cabinet Dryer Based on Mathematical Modeling Results.” *Energy* 36(5): 2847–55.
- Sciubba E, Wall G. 2007. *A Brief Commented History of Exergy from the Beginnings to 2004*.
- Sonntag, G.J. Van Wylen and R.E. 1973. *Fundamentals of Classical Thermodynamics*.

New York: John Wiley & Sons, Inc.

Szargut J, Morris D, Steward F. 1988. *Exergy Analysis of Thermal Chemical, and Metallurgical, Processes.*

T.J. Kotas. 1995. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis.*

TSATSARONIS, G.A. 1987. *Review of Exergoeconomics Methodologies. IV International Symposium of Second Law Analysis of Thermal Systems.*

## Anexos



*Figura A1* Vista interior del secador solar indirecto



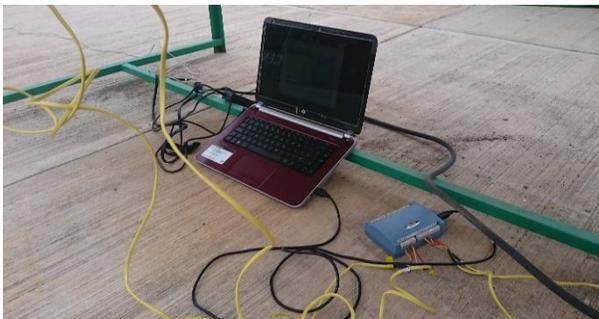
*Figura A2* Vista lateral del secador solar indirecto



*Figura A3* Termopar en la placa de cristal



*Figura A4* Ubicación de los termopares tipo K



*Figura A5* Instalación de equipo y data logger



*Figura A6* Inicio de programa Tracer DAQ.



UNIVERSIDAD DE CIENCIAS Y ARTES DE CHIAPAS

SECRETARÍA ACADÉMICA  
DIRECCIÓN DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO



Tuxtla Gutiérrez, Chiapas  
18 de marzo de 2016  
Oficio No. DIP-370/2016

**C. Francisco Javier Rodríguez Cervantes**  
**Candidato al Grado de Maestro**  
**en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables**  
**Presente.**

En virtud de que se me ha hecho llegar por escrito la opinión favorable de la Comisión Revisora que analizó su trabajo de tesis denominado "**Optimización de un secador solar basado en el método de análisis exergético**" y que dicho trabajo cumple con los criterios metodológicos y de contenido, esta Dirección a mi cargo le **autoriza la impresión** del documento mencionado, para la defensa oral del mismo, en el examen que usted sustentará para obtener el Grado de Maestro en Materiales y Sistemas Energéticos Renovables. Se le pide observar las características normativas que debe tener el documento impreso y entregar en esta Dirección un tanto empastado del mismo.

Atentamente

"Por la Cultura de mi Raza"



**Dra. María Adelina Schlie Guzmán**  
**Directora.**



DIRECCIÓN DE INVESTIGACIÓN  
Y POSGRADO

C.c.p. Expediente

Libramiento Norte Poniente 1150 C.P. 29039  
Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, México  
Tel: 01 (961) 61 70443 ext. 4360