



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Doctorado

Desempeño termo-económico de un sistema
de calentamiento híbrido solar-solar,
agua-aire

presentada por

**M.C. Francisco Iván Álvarez
Sánchez**

Director de tesis
Dr. José Jassón Flores Prieto

Cuernavaca, Morelos, México. Julio de 2022

Agradecimientos

A Dios por darme la sabiduría y fortaleza necesaria para la culminación de esta etapa de mi vida.

A mis padres María Eidé Sánchez Moreno y José Fausto Álvarez Aguilar por enseñarme valores y por ser los mejores padres que Dios me pudo dar.

A mis hermanos José Fausto y Jesús Eduardo por sus palabras de aliento y apoyo incondicional.

Al Dr. José Jassón Flores Prieto por darme la confianza de ser su tesista y por sus sabios consejos.

A los miembros del comité revisor: Dra. Sara Lilia Moya Acosta, Dra. Alicia Martínez Rebollar, Dr. Jorge Colín Ocampo y Dr. Octavio García Valladares por sus valiosas contribuciones.

A Sergio Lugo por sus enseñanzas y por todo el apoyo. Un abrazo hasta el cielo.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por permitirme continuar con mi formación académica.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por permitirme realizar mis estudios.

A la Lic. Reyna Martínez por su disponibilidad a ayudar y buena actitud siempre.

A mi abuela Juliana Moreno Moreno, a mis tíos y primos que siempre me han apoyado.

A PRODETES y a Modulo Solar por las facilidades otorgadas para la elaboración de este proyecto doctoral.

A Rogelio, Javier, Hermenegildo, Luis Tadeo, Luis Adrián, David, muchas gracias por su amistad y por los buenos y malos ratos que pasamos.

A mis amigos y compañeros de laboratorio Jessica Gabriela, Jessica Arleth, Luna, Tony, Don Lalo, Danier, Checo y a todos con los que compartí grandes experiencias en el Lab Solar.

A la familia Gutierrez Legorreta por su hospitalidad y por el cariño que me brindaron.

A la familia Contreras Gutierrez por abrirme las puertas de su casa y darme la oportunidad de conocerlos.



Cuernavaca, Mor., 17/junio/2022

No. Oficio: DIM/200/2022

Asunto: Aceptación de documento de tesis

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del **M.C.FRANCISCO IVÁN ÁLVAREZ SÁNCHEZ** con número de control **D15CE056**, del doctorado en Ciencias en Ingeniería Mecánica le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado **"DESEMPEÑO TERMOECONÓMICO DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO HÍBRIDO SOLAR-SOLAR, AGUA-AIRE"** y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

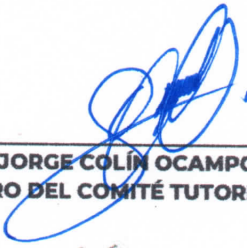
ATENTAMENTE



DR. JOSÉ JASSÓN FLORES PRIETO
DIRECTOR DE TESIS



DRA. SARA LILIA MOYA ACOSTA
MIEMBRO DEL COMITÉ TUTORIAL



DR. JORGE COLÍN OCAMPO
MIEMBRO DEL COMITÉ TUTORIAL



DRA. ALICIA MARTÍNEZ REBOLLAR
MIEMBRO DEL COMITÉ TUTORIAL



DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES
MIEMBRO DEL COMITÉ TUTORIAL

C.cp: Servicios Escolares
Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza / Subdirector Académico
Expediente



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos
Tel. 01 (777) 3627770, ext. 1408, e-mail dim@cenidet.tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx



2022 Flores
Año de Magón
PRESELECCIÓN DE LA REVOLUCIÓN MEXICANA



Cuernavaca, Mor.,
No. De Oficio:
Asunto:

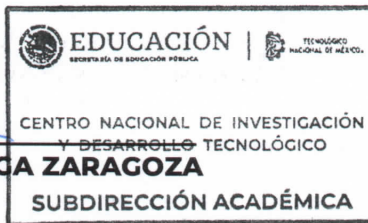
22/junio/2022
SAC/92/2022
Autorización de
impresión de tesis

FRANCISCO IVÁN ÁLVAREZ SÁNCHEZ
CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado "DESEMPEÑO TERMO-ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO HÍBRIDO SOLAR-SOLAR, AGUA-AIRE", ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE
Excelencia en Educación Tecnológica®
"Educación Tecnológica al Servicio de México"



DR. CARLOS MANUEL ASTORCA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO

C. c. p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/CHG



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos
Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104, e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx



2022 Ricardo Flores
Año de Magón
PRECURSOR DE LA REVOLUCIÓN MEXICANA

Resumen

En el presente trabajo se muestra un estudio teórico-experimental del desempeño termo-económico anual de un sistema de calentamiento solar de aire híbrido directo-indirecto. El desempeño térmico anual se establece considerando las temperaturas de operación, la energía útil Q_u , la Fracción Solar FS , la eficiencia η , Capacidad de Producción Anual CPA y los Ahorros Solares AS . Además, un modelo de secado de tomate se desarrolla considerando el tiempo y la temperatura de secado. El sistema directo-indirecto de calentamiento solar de aire se localiza en Morelos, México y se compone por un Sistema de Calentamiento Solar Directo de Aire (SCSDA) y un Sistema de Calentamiento Solar Indirecto de Aire (SCSIA). A su vez, el SCSDA se compone de $37.0 m^2$ de colectores de aire, y el SCSIA de $37.0 m^2$ de colectores de agua, un tanque de almacenamiento de $2.5 m^3$, un calentador auxiliar y un intercambiador de calor agua-aire. El desempeño térmico anual se determina con una simulación en estado transitorio validada experimentalmente, considerando el secado de tomate. La validación se realiza con un comparativo teórico-experimental de la temperatura y la energía útil de salida de los colectores de aire, los colectores de agua y el intercambiador de calor, y la temperatura promedio del tanque de almacenamiento. El estudio de sensibilidad mostró que la radiación solar y la temperatura ambiente son los factores que mayor influencia tienen en el desempeño térmico del Sistema de Calentamiento Solar Híbrido de Aire (SCSHA). El modelo propuesto de secado solar que considera el tiempo y la temperatura de secado mostró un mejor desempeño en comparación de los modelos existentes con un coeficiente de determinación R^2 de 0.9982 y un error medio cuadrático medio $RMSE$ de 0.0078. La evaluación termo-económica se realizó considerando los modos de operación directo (Modo1), indirecto (Modo2) e híbrido (Modo3). La evaluación económica se realizó con el método de Ahorros de Ciclo de Vida. En el comparativo se encontró un $RMSE$ máximo de $1.8^\circ C$ y un error absoluto medio $\%MAE$ de 7.0%. En el Modo 1, Modo 2 y Modo 3 la energía útil anual fue de 31603, 55189 y 75180 $kWh-año$; la fracción solar de 1.00, 0.45 y 0.73; y la eficiencia de 0.44, 0.41 y 0.42, respectivamente. Los ahorros solares proyectados a 20 años fueron para los tres modos de operación de 8889613, 6262226 y \$14797612 MXN, respectivamente. La capacidad de producción máximo fue de 176480 $kg-año$ de tomate fresco, y se presentó en el modo de operación híbrido (Modo 3). El simulador permitió la construcción de un

nomograma para la optimización térmica del SCSHA correlacionando la energía útil, la fracción solar, la eficiencia y la temperatura de secado con el flujo másico y la temperatura del calentador auxiliar.

Abstract

In this work, a theoretical-experimental study of the annual thermo-economic performance assessment of an industrial direct-indirect hybrid air heating system is presented. The annual thermal performance is determined considering the drying temperatures, the useful energy Q_u , the Solar Fraction SF , the efficiency η , the Annual Production Capacity APC and the Solar Savings SS . Furthermore, a new drying model is developed considering the drying time and temperature. The direct-indirect solar heating system is located in Morelos, México and is comprised by a solar direct air heating system and by and solar indirect air heating system. The direct air heating system is comprised of 37.0 m^2 of air solar heaters. The indirect air heating system is comprised of a 37.0 m^2 of water solar heaters, a 2.5 m^3 storage tank, an auxiliary heater and water to air heat exchanger. The annual thermal performance is determined by a transient state simulation validated experimentally and considering tomato drying. The validation is carried out comparing the outlet temperature and the useful energy at the air heaters, the water heaters and the heat exchanger, and the average temperature inside the storage tank. The economic assessment is carried out by the Life Cycle Savings (LCS) considering 20 years of useful life. The sensitivity analysis showed that the solar radiation and the ambient temperature are the main variables affecting the SCSHA thermal performance. The thermo-economic study is carried out considering the only direct mode (Mode1), only direct mode (Mode 2) and the hybrid mode (Mode 3). The validation comparative found a maximum $RMSE$ and $\%MAE$ of 1.8°C and 7.0% . The useful energy was 31603 , 55189 and 75180 kWh-year ; the solar fraction was 1.0 , 0.45 and 0.73 ; and the efficiency was 0.44 , 0.41 and 0.41 , respectively. The proposed solar drying model for tomato showed a better performance in comparison with the tested existent models. The agreement between experimental data and the tomato solar drying model were R^2 of 0.9982 and $RMSE$ of 0.0078 . The solar savings were 8889613 , 6262226 and $14797612\$$. The maximum tomato drying potential was 176480 kg-year working on Mode 3. The graphical tool developed

allows to optimize the mass flow and auxiliary heating temperature maximizing the efficiency, solar fraction and useful energy.

Contenido

Capítulo 1. Introducción	1
1.1 Generalidades	2
1.2 Objetivos y alcances	9
1.2.1 Objetivo general	9
1.2.2 Objetivos específicos.....	9
1.2.3 Alcances	9
Capítulo 2. Materiales y método	10
2.1 Fundamentos teóricos.....	11
2.1.1 Conceptos básicos de recurso solar	11
2.1.2 Sistema de calentamiento solar de agua.....	12
2.2. Caso de estudio.....	15
2.2.1 Clima y localización.....	15
2.2.2 Descripción del sistema de estudio	17
2.2.3 Descripción del producto a secar	18
2.3 Metodología teórico-experimental	20
2.3.1 Diseño experimental de la evaluación térmica del calentador híbrido.....	22
2.3.2 Calibración y validación de plataforma de simulación	23
2.3.3 Desempeño termo-económico.....	27
2.3.4. Modelado de secado	30
Capítulo 3. Construcción de la plataforma de simulación termo- económica	32
3.1 Desarrollo experimental	33
3.1.1 Equipo experimental	33
3.1.2 Puesta a punto de equipo experimental	35

3.2 Plataforma de simulación térmica	38
3.2.1 Características de los componentes.....	38
3.2.2 Integración de plataforma de simulación térmica	40
3.3 Plataforma económica	42
Capítulo 4. Resultados y discusiones	45
4.1 Validación de plataforma de simulación	46
4.2 Análisis de sensibilidad.....	51
4.3 Evaluación del desempeño térmico.....	52
4.3.1 Descripción de la simulación.....	52
4.3.2 Desempeño térmico.....	52
4.3.3 Análisis de incertidumbre de la energía útil.....	55
4.4 Modelos de secado de tomate.....	56
4.4.1 Cinética de secado.....	56
4.4.2 Modelo de secado.....	59
4.5 Capacidad de Producción Anual	61
4.5.1 Energía Específica de secado	62
4.5.2 Capacidad de producción anual.....	63
4.6 Evaluación económica.....	65
4.7 Estudio paramétrico.....	66
4.8 Desempeño del sistema en diferentes climas de México.....	67
Capítulo 5. Conclusiones.....	70
Referencias bibliográficas.....	72

Lista de Figuras

	Pág.
<i>Figura 2.1 Radiación solar.</i>	11
<i>Figura 2.2 Piranómetro de termopila.</i>	12
<i>Figura 2.3 Sistemas de calentamiento solar de agua.</i>	12
<i>Figura 2.4 Colector solar de agua.</i>	13
<i>Figura 2.5 Tanques de almacenamiento.</i>	14
<i>Figura 2.6. A) Intercambiador de calor de flujo paralelo. B) Intercambiador de calor de flujo a contra flujo. C) Intercambiador de calor a flujo cruzado.</i>	14
<i>Figura 2.7. Humedad relativa promedio mensual diaria</i>	15
<i>Figura 2.8 Radiación solar en área de estudio.</i>	16
<i>Figura 2.9 Área de instalación del sistema de secado solar.</i>	16
<i>Figura 2.10 Modelo físico.</i>	18
<i>Figura 2.11. Tomate fresco y Seco.</i>	19
<i>Figura 2.12 Curva de secado de tomate.</i>	19
<i>Figura 2.13 Metodología general.</i>	21
<i>Figura 2.14 Estrategia de monitoreo de variables experimentales.</i>	23
<i>Figura 3.1 Calibración de RTD en pozo seco JOFRA.</i>	35
<i>Figura 3.2 Calibración de sensores de temperatura RTD.</i>	36
<i>Figura 3.3 Instalación de sensores.</i>	37
<i>Figura 3.4 Diagrama de conexiones.</i>	38
<i>Figura 3.5 Componentes auxiliares.</i>	41
<i>Figura 3.6 Componentes de calentamiento directo de aire.</i>	41
<i>Figura 3.7 Componentes del circuito de calentamiento.</i>	41
<i>Figura 3.8 Componentes del circuito de proceso.</i>	42
<i>Figura 3.9 Plataforma de simulación Xochitepec.</i>	42
<i>Figura 3.10 Procedimiento de simulación económica</i>	43
<i>Figura 4.1 Comparativo teórico-experimental de T_1 y Q_{SCSDA}.</i>	47
<i>Figure 4.2a. Comparativo teórico-experimental de la temperatura de salida T_3 y la energía útil $Q_{col,VS}$.</i>	48
<i>Figure 4.2b. Comparativo teórico-experimental de la temperatura de salida T_4 y la energía útil $Q_{col,DG}$.</i>	49
<i>Figura 4.3. Comparativo en el tanque de almacenamiento a) 14/07/2020 y b) 17/07/2020, 21/08/2020.</i>	50

<i>Figura 4.4 Comparativo en Intercambiador de calor.</i>	50
<i>Figura 4.5 Análisis de sensibilidad.</i>	51
<i>Figura 4.6 Energía útil y fracción solar.</i>	53
<i>Figura 4.7 Temperaturas máxima, mínima y promedio, fracción solar eficiencia.</i>	55
<i>Figura 4.8 Preparación de la muestra a secar.</i>	56
<i>Figura 4.9 Cinética de secado.</i>	58
<i>Figura 4.10 Relación de humedad, a) 09/Nov/2021, b)19/Nov/2021 y c) 25/Nov/2021.</i>	60
<i>Figura 4.11 Energía útil experimental.</i>	63
<i>Figura 4.12 Capacidad de producción anual</i>	64
<i>Figura 4.13 Ahorros de Ciclo de Vida ACV</i>	65
<i>Figura 4.14 Costo unitario de secado.</i>	66
<i>Figura 4.15 Análisis paramétrico.</i>	67
<i>Figura 4.16 Energía útil teórico-experimental en otros climas.</i>	69

Lista de Tablas

<i>Tabla 2.1 Características de los equipos del SHCSA.</i>	17
<i>Tabla 2.2 Figuras de mérito en el comparativo teórico experimental.</i>	26
<i>Tabla 2.3 Modelos de capa delgada utilizados.</i>	30
<i>Tabla 3.1 Instrumentación del sistema solar híbrido.</i>	34
<i>Tabla 3.2 Curva de calibración de sensores.</i>	36
<i>Tabla 3.3 Especificaciones del calentador solar de aire.</i>	39
<i>Tabla 3.4 Especificaciones del calentador solar de agua.</i>	39
<i>Tabla 3.5 Especificaciones del Intercambiador de calor agua-aire.</i>	40
<i>Tabla 3.6. Especificaciones del tanque de almacenamiento.</i>	40
<i>Tabla 3.7 Parámetros económicos.</i>	43
<i>Tabla 3.8 Costo inicial del sistema.</i>	44

Nomenclatura

Símbolo Descripción

a_0	Primer término de la ecuación de eficiencia de colectores solar térmicos [-]
a_1	Segundo término de la ecuación de eficiencia de colectores solar térmicos, W/m^2K
a_2	Tercer término de la ecuación de eficiencia de colectores solar térmicos, $W/m^2 K^2$
ACV	Ahorros de Ciclo de Vida, \$
ACV_{Con}	Ahorros de Ciclo de Vida convencionales, \$
ACV_{Sol}	Ahorros de ciclo de vida solares
A_{ST}	Área del tanque de almacenamiento, m^2
$A_{wt,VD}$	Área neta de colectores solares de agua de vidriado doble, m^2
$A_{wt,VS}$	Área neta de colectores solares de agua de vidriado sencillo, m^2
C_{ar}	Capacitancia térmica del aire, kJ/K
C_{aux}	Costo del calentador auxiliar, \$
C_{Com}	Costo del combustible, \$
C_{bom}	Costo de equipo de bombeo, \$
C_{OP}	Costo anual por operación y mantenimiento, \$
CT	Costo almacenamiento térmico, \$
C_{tub}	Costo de tuberías, \$
$C_{p,ar}$	Calor específico del aire, $kJ/kg K$
$C_{p,wt}$	Calor específico del agua, $kJ/kg K$
C_{vent}	Costo de equipo de ventilación, \$
CH	Contenido de humedad, $g-agua/g-masa-seca$
EE_s	Energía Específica de secado, kWh/kg
f_d	Tasa de apalancamiento, %
FS	Fracción Solar [-]
I	Irradiancia, W/m^2
I_D	Irradiancia difusa, W/m^2
I_N	Irradiancia normal, W/m^2
I_T	Irradiancia en superficie inclinada,
$LMTD$	Log Mean Temperature Difference, $^{\circ}C$
Q_{ax}	Energía auxiliar, kWh
$Q_{col,VD}$	Energía de los colectores solares de agua de vidriado doble, kWh
$Q_{col,VS}$	Energía de los colectores solares de agua de vidriado sencillo, kWh
Q_{SCSDA}	Energía del Sistema de calentamiento solar directo de aire, kWh

Q_{SCSIA}	Energía del Sistema de calentamiento solar indirecto de aire, kWh
$Q_{S,ar}$	Energía solar incidente sobre los colectores de aire, kWh
$Q_{S,VD}$	Energía solar incidente sobre los colectores solares de agua de vidrioado doble, kWh
$Q_{S,VS}$	Energía solar incidente sobre los colectores solares de agua de vidrioado sencillo, kWh
Q_{tk}	Energía almacenada en el tanque de almacenamiento, kWh
Q_u	Energía útil, kWh
$RMSE$	Root Mean Square Error [-]
t_1	Tiempo inicial, minutos
t_2	Tiempo final, minutos
T_a	Temperatura ambiente, $^{\circ}C$
T_{exp}	Temperatura experimental, $^{\circ}C$
T_{sim}	Temperatura simulada, $^{\circ}C$
U_{Ltk}	Coeficiente de pérdidas del tanque de almacenamiento, W/m^2K

Letras Griegas

ε	Efectividad del intercambiador de calor [-]
η_{SCSDA}	Eficiencia del sistema de calentamiento directo de aire [-]
η_{SCSIA}	Eficiencia del sistema de calentamiento indirecto de aire [-]
η	Eficiencia [-]

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26

Capítulo 1. Introducción

En este capítulo se presentan las generalidades del proyecto. También, el estado del arte referente a las metodologías de evaluación de desempeño de sistemas solares térmicos, la evaluación del desempeño de secadores solares híbridos y la evaluación de desempeño de sistemas solares térmicos industriales.

27 **1.1 Generalidades**

28 En la escala mundial, hoy en día de acuerdo a la Agencia Internacional de Energía, la
29 industria es el sector que más energía consume, representando hasta un 38% [1], El calor a
30 baja temperatura ($<250^{\circ}\text{C}$) es la forma de energía más utilizada, ocupando 44% del consumo
31 industrial [2]. El calor industrial se genera principalmente con combustibles fósiles que
32 contribuyen al cambio climático, por lo que, la aplicación de la energía solar térmica en
33 procesos industriales se ha venido acrecentando considerablemente como una alternativa [3],
34 [4]. A nivel global, la capacidad energética de colectores solares térmicos instalada se estima
35 de 73 MW, en particular, el uso en la industria de colectores solares térmicos de placa plana
36 ha venido en aumento [5]. Sin embargo, las limitadas herramientas de evaluación térmica y
37 económica a largo plazo y la falta de estrategias de diseño para su integración en procesos
38 han venido siendo una barrera para el crecimiento de su aplicación en la industria[6].

39 La evaluación del desempeño térmico de sistemas de calentamiento solar se ha venido
40 realizando usualmente basándose en estándares de certificación como lo son ASHRAE 93-
41 2003 [7], ISO 9806-1 [8] y EN12975-2 [9]. Los estándares consisten en pruebas en estado
42 estable y periodos de algunos días. Sin embargo, los estándares mencionados no consideran
43 periodos largos de muestreo y pérdidas por inercia térmica, al igual que las pérdidas
44 energéticas en las tuberías [10]. Los nuevos métodos de evaluación térmica de colectores
45 solares se desarrollan basados en el concepto de mediciones dinámicas, donde el método
46 Dynamic System Test (DST) fue el primer método dinámico desarrollado para calentadores
47 solares de uso doméstico [11]. El método DST utiliza datos experimentales obtenidos de
48 pruebas de laboratorio realizadas al sistema de calentamiento solar. Seguido, los datos
49 obtenidos se ajustan a un modelo que predice el desempeño térmico anual [12]. La
50 descripción detallada del procedimiento se describe en el estándar ISO-9459-5. El método
51 Collector and System Testing Group (CSTG) es otro método dinámico ampliamente usado,
52 el procedimiento comprende tres etapas concordantes al ISO 9459-5 (ISO 9459-5). En la
53 parte uno se determina el grado de mezclado del tanque de almacenamiento, en la parte dos
54 el desempeño térmico se calcula diariamente. Las pérdidas de calor en el tanque de
55 almacenamiento se determinan diariamente. En los métodos DST y CTSG, la evaluación del
56 sistema de calentamiento solar se realiza en términos de la energía útil Q_u y la fracción solar,

57 y es aplicable a sistemas de calentamiento solar domésticos. Kaloudis *et al.* (2010) [13]
58 compararon los métodos DST y CTSG para la evaluación de calentadores solares domésticos.
59 La diferencia promedio en la predicción anual entre ambos métodos fue de 21.0% en
60 promedio para las ciudades que estudiaron. Almeida *et al.* (2012) [14] desarrollaron una
61 metodología basada en el método DST para la evaluación del desempeño energético anual
62 de sistemas de calentamiento solar térmico domésticos. A diferencia del método DST
63 tradicional, los parámetros característicos del colector se determinan con TRNSYS y el
64 algoritmo Particle Swarm Optimization (PSO). La energía útil calculada mostró
65 discrepancias máximas de $\pm 7.0\%$ en comparación con datos experimentales. Carvalho *et al.*
66 (2001) [15] compararon el desempeño térmico anual de dos colectores solares tipo
67 termosifón y dos colectores con circulación forzada con el método CTSG y el DST. La
68 diferencia entre la energía útil calculada con el método CTSG y DST fue de $\pm 5.0\%$. Los
69 métodos CTSG y DST han sido ampliamente utilizados en la evaluación térmica de
70 colectores solares, mostrando desviaciones máximas de 21.0%, de acuerdo a la literatura
71 revisada.

72 En años recientes, nuevos métodos se han propuesto para la evaluación térmica de sistemas
73 de calentamiento solar, tanto domésticos como de escala industrial. Por ejemplo, E. E.
74 Mathioulakis *et al.* (2017) [16] propusieron el método *mIo* para la evaluación del desempeño
75 diario de sistemas de calentamiento solar de uso doméstico. Adicionalmente, a los métodos
76 tradicionales, el *mIo* toma en cuenta el perfil de carga, la energía residual diaria y utiliza
77 datos experimentales para el intercambiador de calor. El método *mIo* mostró una desviación
78 máxima de 7% en la estimación de la energía no solar (*Q_{nonsolar}*) diaria. García-Valladares
79 *et al.* (2008) [17] propusieron un método de evaluación de colectores solares basado en el
80 método de International Test ISO 9459-2 (1997). El aporte principal radica en su validez para
81 pruebas al exterior y la reproductibilidad de los resultados. Beikircher *et al.* (1999) [18]
82 desarrollaron el método teórico-experimental ISTT (In Situ Short Term Test) para la
83 evaluación térmica anual de calentadores solares de escala industrial. El método contempla
84 de 4 a 6 semanas de mediciones y una simulación anual transitoria en TRNSYS. Lazrak *et*
85 *al.* (2015) [19] desarrollaron una metodología basada en el método “Short Cycle System
86 Performance Test” y redes neuronales artificiales para sistemas de calentamiento solar de
87 mediana escala. Los resultados fueron comparados con una simulación numérica en

88 TRNSYS. La diferencia en la estimación de la energía útil anual fue del 10.0%. Las
89 metodologías antes mencionadas fueron desarrolladas para evaluar a largo plazo sistemas de
90 calentamiento solar y son aplicables a configuraciones y dimensiones específicas, limitando
91 su alcance. En su mayoría, la aplicabilidad de dichas metodologías se reduce a sistemas de
92 calentamiento solar de escala doméstica.

93 A nivel industrial, la aplicación de sistemas de calentamiento solar ha venido en aumento,
94 principalmente en el sector alimenticio, textil y bebidas [20]. Los trabajos se han enfocado
95 en el mejoramiento, diseño e integración de procesos industriales con la finalidad de
96 aumentar la viabilidad de las tecnologías termo solares en la industria [21]. Por ejemplo,
97 Ooshaksaraei *et al.* (2009) [22] evaluaron térmicamente un sistema de calentamiento solar
98 de agua a gran escala basado en colectores de tubos evacuados para hospitales sustentables.
99 La evaluación del sistema se realizó con simulación numérica en estado transitorio con el
100 software TRNSYS. El sistema de colectores solares de placa plana alcanzó eficiencias de
101 hasta 70.0%. Kusyy *et al.* (2012) [23] encontraron que a través de una simulación anual es
102 posible mejorar las estimaciones de fracción solar en un 4.4%. Por otro lado, Mauthner *et al.*
103 (2013) [24] determinaron experimentalmente la energía útil y la fracción solar de tres sistemas
104 de calentamiento solar en la industria cervecera. La energía útil anual fue de hasta 3670 *MWh*
105 y la fracción solar hasta 45%, respectivamente. En otro estudio, El Mkadmi y Wahed (2016)
106 [25], evaluaron un sistema solar térmica y económicamente un sistema de tubos evacuados
107 que provee calor para la producción de leche a nivel industrial. La evaluación térmica se
108 realizó con simulación anual, utilizando TRNSYS, para una demanda de 120 *MWh-año*, y se
109 encontró una fracción solar de hasta 94% y ahorros solares de €16121. Además de los
110 trabajos mencionados, los sistemas de calentamiento solar se han aplicado a la industria de
111 la carne [26] [27], lácteos [28], automotriz [29] y agroalimentarios [30]–[32].

112 El sector agroalimentario consume el 30% de la energía global según la Organización de las
113 Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura [33]. Dentro del sector
114 agroalimentario, el secado industrial de alimentos consume hasta un 10% de la demanda de
115 energía, por lo que diversos trabajos han estudiado el potencial de aplicación de la energía
116 solar térmica a gran escala [34]. Por ejemplo, Janjai *et al.* (2008) [35] evaluaron durante siete
117 días un sistema de calentamiento solar de aire directo para secado de 108 m^2 y encontraron

118 una eficiencia térmica máxima de 0.55. Condorí *et al.* (2017) [36] determinaron el
119 desempeño térmico de un sistema de calentamiento solar de aire de 90 m^2 integrado a un
120 secador tipo túnel. La eficiencia térmica fue de 0.35 durante los 14 días de prueba. García-
121 Valladares *et al.* (2019) [37] evaluaron el desempeño térmico de un sistema de calentamiento
122 directo de aire de 111.1 m^2 aplicado a un secador tipo túnel. Las pruebas se realizaron durante
123 tres días y encontraron una energía útil de 3130 MJ y una eficiencia de 0.39. Ortiz-Rodríguez
124 *et al.* (2020) [38] determinaron el desempeño térmico de un sistema de calentamiento solar
125 híbrido que suministra aire caliente a un túnel de secado. El sistema directo fue compuesto
126 por 111.1 m^2 de calentadores solares de aire y el sistema indirecto por 92.4 m^2 de calentadores
127 solares de agua, un tanque de almacenamiento de 2 m^3 , un intercambiador de calor y un
128 calentador auxiliar. La energía útil fue de 3310 MJ y la fracción solar de 0.80 durante los tres
129 días de prueba. A diferencia de otras aplicaciones industriales, la evaluación anual del
130 desempeño de sistemas de calentamiento solar aplicados al secado es aún escasa. Por lo
131 anterior, la proyección de escenarios energéticos y económicos a largo plazo que determinen
132 la viabilidad de proyectos de energía solar térmica aplicada al secado es limitada.

133 Así mismo, los sistemas de aprovechamiento solar presentan la desventaja de ser
134 dependientes del recurso solar disponible. De esta manera, los sistemas de calentamiento
135 solar híbridos surgen con la finalidad de extender las horas de operación y el rendimiento
136 general del sistema. La hibridación de sistemas solares térmicos se ha venido realizando en
137 configuraciones solar-agua-solar-aire [38], solar-agua-convencional-gas [39], solar-agua-
138 solar-agua [40]–[42], solar-agua-biomasa [43]–[46] y solar-agua-bomba de calor [47]–[50].
139 En general, la hibridación de sistemas solares con diferentes tecnologías de calentamiento ha
140 demostrado aumentar la eficiencia térmica hasta un 49%. En relación a la evaluación térmica,
141 las figuras de mérito más recurrentes son la energía útil, la fracción solar y la eficiencia. Cabe
142 señalar, que el estudio de sistemas de calentamiento solar híbridos se ha limitado a
143 aplicaciones domésticas y de pequeña escala.

144 De acuerdo a SAGARPA (2017) [51], en 2016, México produjo 221 millones 354 mil 800
145 toneladas de alimentos, colocándose como doceavo productor a nivel mundial. No obstante,
146 gran parte de la producción se pierde debido a una deficiente estrategia de conservación. En
147 países con limitado desarrollo tecno-agropecuario se pierde el 40-60% de los alimentos [52].

148 El secado es una técnica de conservación utilizada desde la antigüedad, que permite aumentar
149 la vida de anaquel de los alimentos. En el secado tradicional, el alimento se expone
150 directamente a los rayos del sol, provocando la evaporación del agua contenida dentro del
151 producto. Sin embargo, el secado tradicional presenta desventajas como son la
152 contaminación por polvo o insectos, la variabilidad climática y la pérdida de propiedades
153 organolépticas, entre otros inconvenientes [53], [54]. A nivel industrial, el secado se realiza
154 en espacios controlados con suministro de calor constante, lo que permite aumentar la calidad
155 del producto considerablemente, a diferencia de cuando se suministra calor de manera
156 intermitente como en el secado tradicional. La técnica de secado industrial más común es el
157 secado convectivo el cual consiste en remover el agua del producto con aire caliente [55]. No
158 obstante, la energía requerida para calentar el aire utilizado en el secado industrial usualmente
159 se genera con combustibles fósiles de manera continua, lo que representa un alto costo
160 ambiental. Por lo que en años recientes, la aplicación de sistemas de calentamiento solar al
161 proceso de secado de forma continua se ha venido estudiando como una alternativa, que ha
162 resultado viable, ya que permite alargar la vida de anaquel, con costos competitivos y
163 reducido impacto al ambiente [56].

164 Los sistemas de secado solar pueden clasificarse de acuerdo al flujo de energía incidente en
165 el producto, donde el calor actúa directamente sobre el producto son llamados pasivos
166 (directos) o de convección natural. Por el contrario, en los sistemas activos (indirectos) el
167 calor es forzado desde el área de colección hacia el producto por medio de ventiladores. Los
168 sistemas de secado solar activos presentan la ventaja de tener una mayor capacidad de secado,
169 se minimizan las pérdidas de masa y mejora la calidad del producto seco [57]. Ambos tipos
170 de secado presentan la desventaja de ser dependientes de una sola tecnología, y únicamente
171 pueden operar durante el día y en periodos soleados. Los sistemas de secado solar híbridos
172 buscan solucionar dicho problema y optimizar la operatividad del secado solar combinando
173 dos o más tecnologías. Las hibridaciones solares térmicas de secado funcionan alternando
174 ciclos de operación con otras fuentes de calor como el gas, la electricidad, la biomasa,
175 geotermia, etc. Por ejemplo, Boughali *et al.* (2009) [58] construyeron un secador solar activo
176 indirecto híbrido solar-eléctrico para tomate. Además, diez modelos de secado se
177 implementaron para determinar la proporción de humedad en el producto. El modelo que
178 resultó más preciso fue el Midilli con un R^2 de 0.9995 y una chi cuadrada χ^2 de 0.0001. El

179 colector solar y el calentador eléctrico suministraron 6.83 kWh y 26.42 kWh, respectivamente
180 y la tasa de retorno del equipo fue estimada en 1.27 años. El sistema híbrido solar eléctrico
181 mostró una disminución en los costos de operación y un periodo de tiempo corto de retorno
182 de inversión. López-Vidaña *et al.* (2013) [59], evaluaron el desempeño térmico y de secado
183 de un sistema híbrido solar-gas en estado transitorio. El sistema de secado fue compuesto por
184 un colector solar de aire con un área de apertura de 1.86 m², un calentador auxiliar de gas LP
185 y un secador tipo túnel con capacidad de 20 kg. El sistema híbrido bajó el consumo de gas
186 en un 20% sin afectar en demasía el rendimiento. Čipliene *et al.* (2015) [60] desarrollaron un
187 sistema de secado solar híbrido solar-solar, agua-aire para la planta medicinal *Leonurus*
188 *cardiaca*, el cual fue compuesto por 12 m² de colección de aire para calentamiento directo y
189 8 m² de colección de agua para almacenamiento de energía, el sistema de secado solar híbrido
190 aire-agua permitió ahorrar el equivalente a 80.97-235.04 kWh de energía fósil o eléctrica
191 consumida por secadores convencionales. Como se ha visto, la hibridación de sistemas
192 solares térmicos con otras formas de generación de energía para el secado ha ido en aumento,
193 en especial para tomate *Solanum lycopersicum* [61]–[65]. Sin embargo, la mayoría de
194 estudios han sido realizados de forma experimental o a pequeña mediana escala.

195 La evaluación térmica de secadores solares híbridos se ha venido realizando con la energía
196 útil, la eficiencia térmica, la fracción solar, el tiempo de secado y los ahorros solares. En el
197 secado de alimentos, la temperatura de secado usual es de 30-75°C, dependiendo del producto
198 y el intervalo más utilizado es de 40-60°C. Las hibridaciones más comunes son: solar-fósil
199 [66], solar térmico-solar eléctrico [67], solar-biomasa [45] y solar-bomba de calor [68]. Hasta
200 el momento no se encontraron trabajos teóricos-experimentales donde se evalué en términos
201 de la fracción solar, energía útil y los ahorros solares un sistema híbrido de calentamiento
202 solar-solar, agua-aire de secado a escala industrial. El modelado involucra la evaluación de
203 la cinética de secado, la eficiencia y el consumo energético en función del tiempo de secado
204 [53] [54] [55]. Los modelos empíricos reportados en su mayoría no involucran la temperatura
205 de secado [56], lo que limita el cálculo de la energía específica de secado, el costo de la
206 energía, y los parámetros requeridos para evaluar escenarios de inversión a mediano y largo
207 plazo.

208

209 En general, los métodos estándar de evaluación térmica a largo plazo de sistemas de
210 calentamiento solar se han desarrollado principalmente para sistemas a escala doméstica y
211 sin considerar distintas fuentes de calor. En el caso de los sistemas de calentamiento solar
212 híbridos aplicados al secado, la evaluación térmica se ha venido realizando de manera
213 experimental por lotes y en su mayoría a pequeña y mediana escala. Por lo que, las limitadas
214 herramientas de evaluación térmica y económica a largo plazo han venido siendo una barrera
215 para el crecimiento de su aplicación. La evaluación a largo plazo de sistemas de
216 calentamiento solar híbrido considerando la energía útil, la fracción solar, los ahorros solares
217 y el secado de alimentos pueden mejorar el planteamiento de escenarios de inversión y
218 potenciar su aplicación en el secado industrial.

219

220

221

222

223

224

225

226

227 ,

228

229

230

231

232

233

234

235

236

237 **1.2 Objetivos y alcances**

238 En esta sección se presenta el objetivo general del proyecto, así como los objetivos
239 específicos y los alcances.

240 **1.2.1 Objetivo general**

241 Estudiar térmica y económicamente un sistema de calentamiento híbrido solar-solar, agua-
242 aire de uso industrial para secado de productos agrícolas en términos de la energía útil anual,
243 la fracción solar, la eficiencia, los ahorros solares y la capacidad de producción anual.

244 **1.2.2 Objetivos específicos**

- 245 ■ Desarrollar una plataforma de simulación para la evaluación térmica de un sistema
246 híbrido solar-solar, agua-aire, de uso industrial para secado de productos, considerando
247 la energía útil, la fracción solar y la eficiencia considerando diferentes climas.
- 248 ■ Desarrollar una plataforma para la evaluación económica del sistema de secado,
249 considerando el ahorro solar y el costo energético.
- 250 ■ Desarrollar una estrategia experimental para la evaluación del desempeño termo-
251 económico del secador solar.
- 252 ■ Establecer el producto a secar y desarrollar un modelo para la simulación del secado solar
253 del producto seleccionado.
- 254 ■ Determinar la capacidad de producción anual del producto a secar.

255 **1.2.3 Alcances**

256 El estudio térmico y económico se realiza para un sistema de secado solar asistido con
257 calentamiento solar híbrido solar-solar con calentadores solares planos de agua y aire. La
258 metodología termo-económica propuesta se evalúa para un secador solar ubicado en
259 Xochitepec, Morelos con clima A_w tropical.

260

261

262

263

264

265

266

267

268

269

270

271

Capítulo 2. Materiales y método

272

273

274

275

276

277 En este capítulo se presentan los fundamentos teóricos, el modelo físico y el
278 planteamiento de los modelos matemáticos para la evaluación teórica y
279 experimental del sistema de calentamiento solar híbrido.

280

281

282

283

284

285

286

287

288

289

290 **2.1 Fundamentos teóricos**

291 **2.1.1 Conceptos básicos de recurso solar**

292 La radiación solar G se define como el conjunto de ondas electromagnéticas provenientes del
293 sol que logran penetrar la atmósfera terrestre [69]. La intensidad de la radiación solar varía
294 en función de la localización geográfica, el tiempo y el clima. La radiación solar global es la
295 suma de la radiación solar directa y difusa La radiación difusa G_D es la componente de
296 radiación que se absorbe o dispersa al atravesar la atmósfera y al ser reflejada por objetos o
297 el suelo. La radiación solar directa G_N proviene directamente del disco solar y no se afecta
298 por la atmósfera. En la **Figura 2.1** se ilustran los tipos de radiación solar.

299

300

301

302

303

304

305

306

307

308 +

309

310

311

312

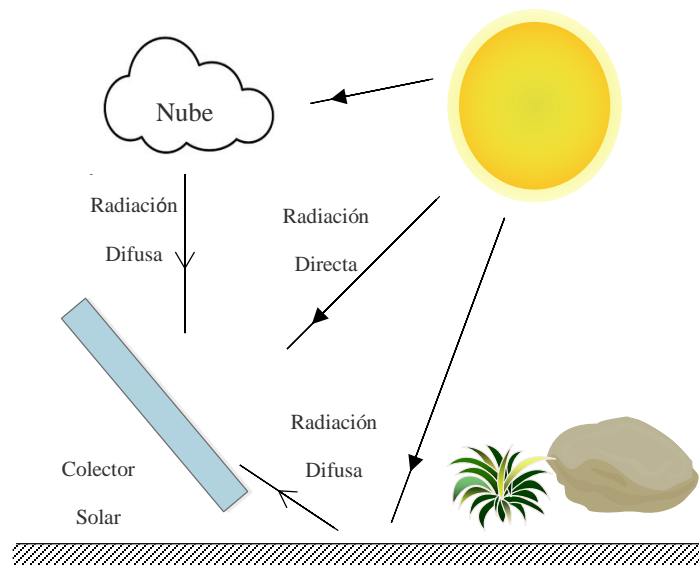


Figura 2.1 Radiación solar.

313 La medición de radiación solar se realiza con piranómetros (**Figura 2.2**), que en su mayoría
314 son tipo termopila. Estos instrumentos utilizan el principio de detección termoeléctrica. La
315 radiación entrante es absorbida casi en su totalidad por una superficie horizontal ennegrecida.
316 El incremento de la temperatura resultante se mide a través de termopares conectados en serie
317 o en serie-paralelo y es convertida en una señal eléctrica proporcional a la radiación incidente.



318

319

Figura 2.2 Piranómetro de termopila.

320 **2.1.2 Sistema de calentamiento solar de agua**

321 Los sistemas de calentamiento solar de agua están conformados por equipos térmicos e
 322 hidráulicos que suministran agua caliente a un proceso. En la **Figura 2.3a** se muestra un
 323 sistema de calentamiento típico compuesto por un campo de calentadores solares, un tanque
 324 de almacenamiento, un calentador auxiliar y bombas de recirculación. La **Figura 2.3b**
 325 muestra un sistema de calentamiento solar similar al antes mencionado. A diferencia del
 326 anterior sistema, en este se instala un intercambiador de calor entre los colectores y el tanque
 327 de almacenamiento. Por el lado de la fuente del intercambiador de calor circula un líquido
 328 anticongelante y del lado de carga circula agua que es almacenada en el tanque de
 329 almacenamiento. Esta configuración es adecuada para climas fríos.

330

331

332

333

334

335

336

337

338

339

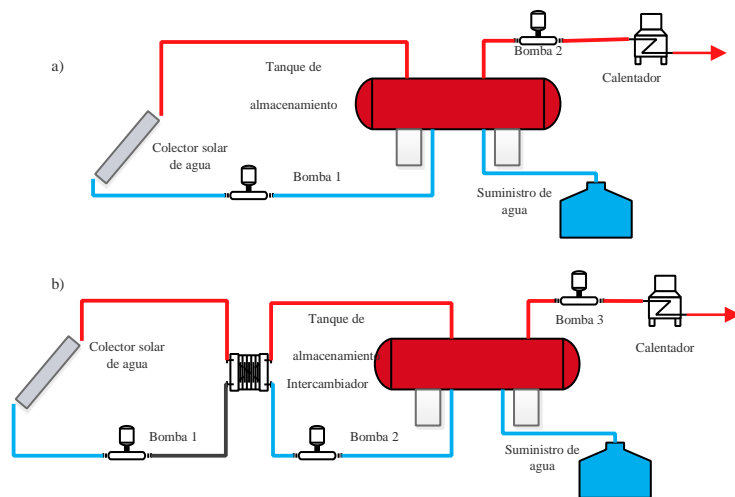


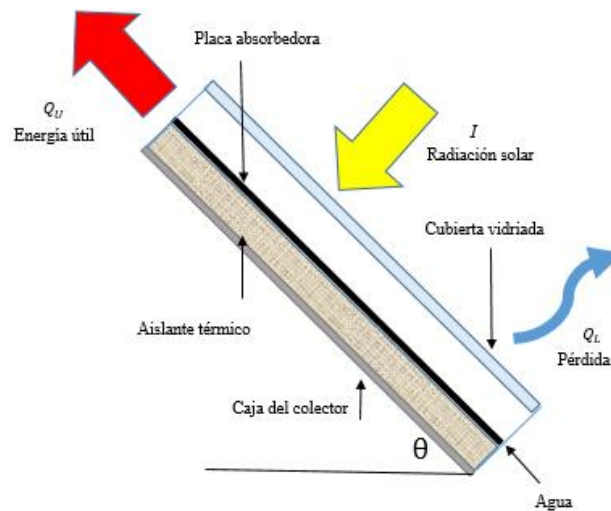
Figura 2.3 Sistemas de calentamiento solar de agua.

340 **Colector solar**

341 En la **Figura 2.4** se muestra un colector para calentamiento de aire. Los colectores solares
342 transforman la radiación solar en calor útil. El calor se transfiere a un fluido de trabajo, la
343 envolvente permite disminuir las pérdidas de calor. La radiación solar I incide sobre la
344 cubierta vidriada. Una parte de esta radiación es reflejada al ambiente, otra parte es absorbida
345 en la cubierta vidriada y el resto se transfiere hacia la placa absorbedora en forma de radiación
346 de onda corta. La energía absorbida se cede al fluido a calentar. La energía absorbida sale del
347 colector en forma de calor útil Q_u y las pérdidas por conducción, convección y radiación se
348 cuantifican en términos de Q_L [70].

349

350



351

352 **Figura 2.4** Colector solar de agua.

353 **Tanque de almacenamiento**

354 El tanque de almacenamiento permite aumentar el número de horas de operación del sistema,
355 en el caso de agua, el almacenamiento es en forma de calor sensible. Las principales
356 características de un tanque de almacenamiento térmico son: volumen de almacenamiento,
357 temperatura de operación, la estratificación, los materiales de construcción y su costo. Los

358 tanques térmicos pueden ser presurizados o a presión atmosférica. En la **Figura 2.5a** se
359 muestra un tanque de almacenamiento presurizado y en la **Figura 2.5b** uno a presión
360 atmosférica.

361

362

363

364

365

366

367

368

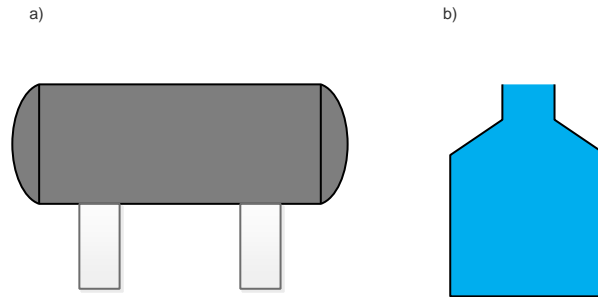
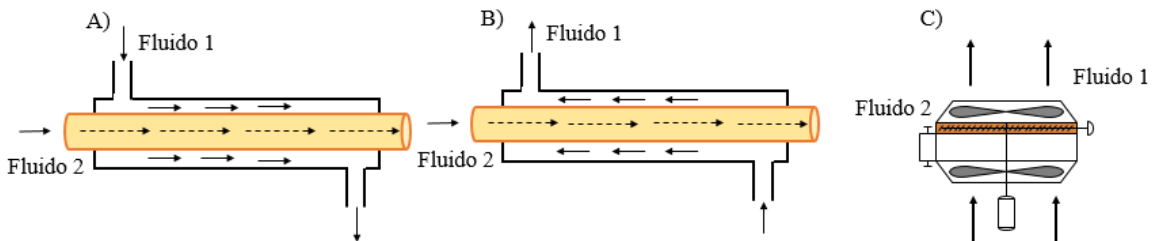


Figura 2.5 Tanques de almacenamiento.

369 Intercambiador de calor

370 Un intercambiador de calor es un dispositivo mecánico que permite la transferencia de
371 energía térmica entre dos o más fluidos. En la **Figura 2.6a** se muestra un intercambiador de
372 calor de flujo paralelo, es de notar que el fluido 1 y el fluido 2 entran por el mismo extremo
373 del intercambiador y circulan en la misma dirección. En el intercambiador de calor a
374 contraflujo los dos fluidos entran por extremos diferentes y fluyen en direcciones opuestas,
375 como se muestra en la **Figura 2.6b**. En la **Figura 2.6c** se muestra un intercambiador de flujo
376 cruzado, donde la transferencia térmica se realiza cuando el fluido 1 circula de manera
377 perpendicular al fluido 2.



378

379 *Figura 2.6. A) Intercambiador de calor de flujo paralelo. B) Intercambiador de calor de flujo a contra flujo.*

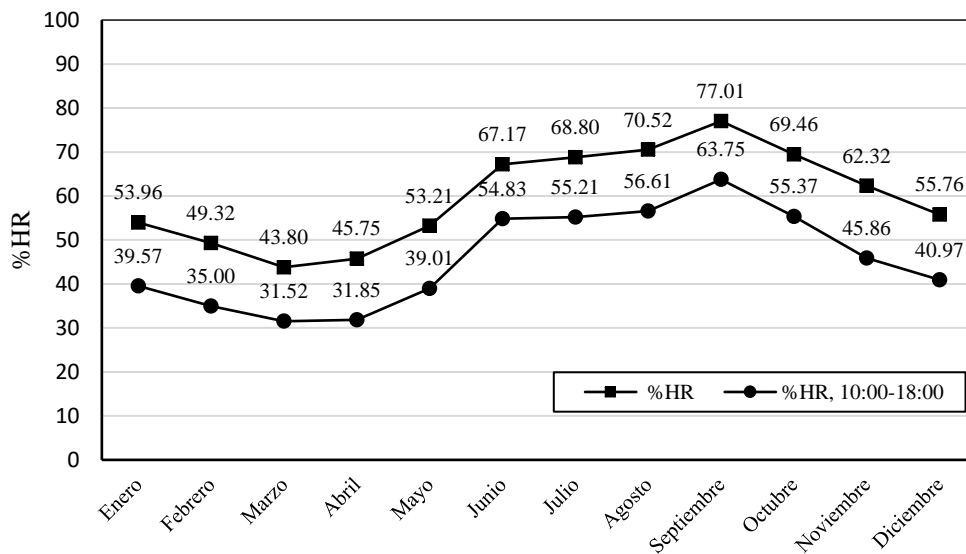
380

C) Intercambiador de calor a flujo cruzado.

381 **2.2. Caso de estudio**

382 **2.2.1 Clima y localización**

383 La ubicación estratégica cerca de las regiones agrícolas del estado, convierte a la ciudad de
384 Xochitepec en un sitio adecuado para la instalación de la planta de secado solar de productos
385 agrícolas. La ciudad de Xochitepec está ubicada en la parte centro-oeste del estado de
386 Morelos en las coordenadas 18.78°N y -99.23°O, el clima de la región es Tropical seco (*Aw*)
387 según Koppen, las temperaturas anuales máxima, mínima y media son 31.4, 15.9 y 23.6°C,
388 respectivamente. La humedad relativa promedio anual es de 58%. En la **Figura 2.7** se
389 muestra la humedad relativa promedio mensual diaria y el promedio mensual diaria en el
390 horario de trabajo propuesto (10:00 a 18:00). La humedad relativa promedio diaria está por
391 debajo del 60% durante diciembre-mayo, llegando a humedades relativas promedios mensual
392 máximas de 77% en septiembre. La humedad relativa promedio diaria en el horario propuesto
393 de trabajo tiene un comportamiento similar a la humedad relativa promedio diario,
394 únicamente 13.96 puntos porcentuales menos en promedio.



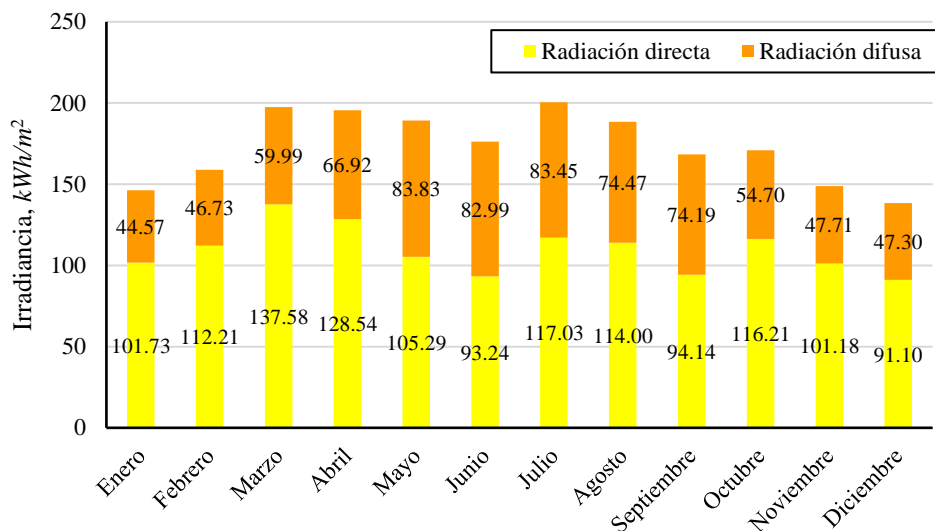
395

396

Figura 2.7. Humedad relativa promedio mensual diaria.

397 La radiación solar global promedio es de 2079 kWh-año (5.73 kWh/m²-día). En la **Figura**
398 **2.8** se muestran los promedios mensuales, la radiación solar directa es de 1312 y la difusa de

399 766 kWh-año. Marzo y Julio son los meses con mayor radiación solar con 197.57 y 200.48
 400 kWh-año, respectivamente.

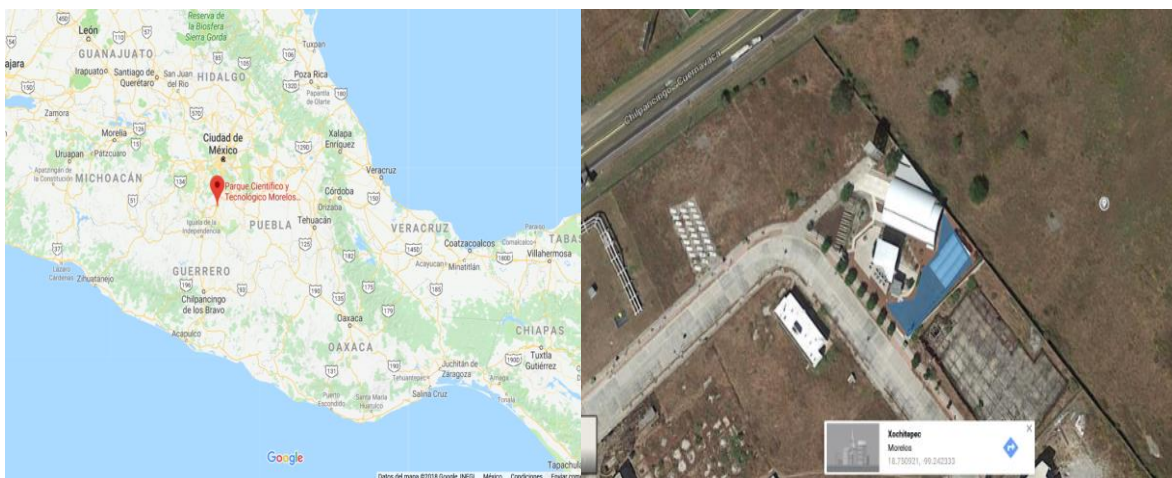


401

Figura 2.8 Radiación solar en área de estudio.

402

403
 404 El sistema de secado solar se proyecta en el Parque Científico y Tecnológico Morelos, donde
 405 se cuenta con 600 m². En la **Figura 2.9** se muestra el predio ubicado en 18.750921°N y -
 406 99.24233°O.



407

Figura 2.9 Área de instalación del sistema de secado solar.

408

409

410

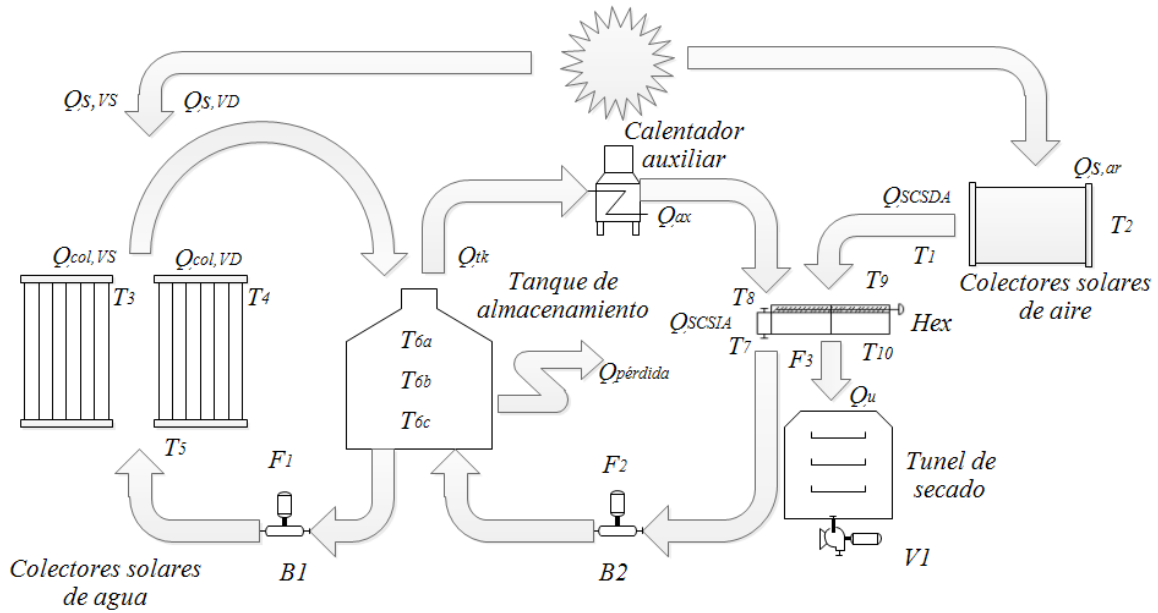
411 **2.2.2 Descripción del sistema de estudio**

412 En la **Figura 2.10** se muestra la configuración del Sistema Híbrido de Calentamiento Solar
 413 de Aire (SHCSA), el cual se compone de un Sistema de Calentamiento Solar Directo de Aire
 414 (SCSDA) y un Sistema de Calentamiento Solar Indirecto de Aire (SCSIA). El SCSDA se
 415 compone por 16 colectores solares de aire con un área neta de $37.2 m^2$. El SCSIA se compone
 416 de ocho colectores solares de agua de placa plana y de vidriado simple con $18.6 m^2$ de área
 417 neta y ocho colectores de placa plana y de vidriado doble con $18.6 m^2$ de área neta instalados
 418 en un arreglo serie-paralelo. Además, un tanque de almacenamiento de $2.5 m^3$ y un
 419 intercambiador de calor agua-aire completan el sistema. Dos bombas centrífugas *B1* y *B2* de
 420 $\frac{1}{2} hp$ ($0.37 kW$) y ventilador centrífugo de $3.0 hp$ ($2.23 kW$) con variador de frecuencia se
 421 utilizan para la circulación de agua y aire en el SHCSA. El SCSDA recibe la irradiancia solar
 422 a una tasa de $Q_{s,ar}$ y el SCSIA a una tasa de $Q_{s,wt}$. En el SCSDA, el flujo de aire entra a los
 423 colectores de aire y se calienta para después salir de los colectores con una energía Q_{SCSDA} .
 424 En el SCSIA, primeramente el agua se calienta en los colectores solares de agua para entrar
 425 al tanque de almacenamiento con la energía de los colectores de vidriado simple $Q_{col,VD}$ y con
 426 la de vidrio doble $Q_{col,DV}$. El agua almacenada en el tanque de almacenamiento con una
 427 energía Q_{tk} se recircula al intercambiador de calor *Hex* y transfiere energía al aire previamente
 428 calentado y que entra con una energía Q_{SCSDA} . Cuando es requerido el calentador auxiliar
 429 aporta la energía faltante Q_{ax} . Las características de los equipos que componen el SHCSA se
 430 muestran en la **Tabla 1**.

431

Tabla 2.1 Características de los equipos del SHCSA.

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
<i>Colectores solares de aire</i>		<i>Colectores solares de vidriado doble</i>	
A_{ar}, m^2	2.326	$A_{wt,DG}, m^2$	2.326
$a_o, [-]$	0.5421	$a_o, [-]$	0.6738
$a_1, W/m^2K$	5.1838	$a_1, kJ/h m^2$	2.0513
$a_2, W/m^2K^2$	0.0011	$a_2, kJ/h m^2 K$	0.0010
<i>Colectores solares de agua de vidriado sencillo</i>		<i>Tanque de almacenamiento</i>	
$A_{wt,SG}, m^2$	2.326	Diámetro, <i>m</i>	1.55
$a_o, [-]$	0.7468	Volumen, <i>l</i>	2000
$a_1, W/m^2K$	3.42		
$a_2, W/m^2K^2$	0.013		



432

433

Figura 2.10 Modelo físico del sistema de calentamiento solar híbrido de aire.

434 2.2.3 Descripción del producto a secar

435 La tomatera (*Solanum lycopersicum L.*) es una planta de la familia de las solanáceas
 436 originaria de América, llamada tomate (o jitomate en el sur y centro de México) [52]. De
 437 acuerdo con estadísticas de la Secretaría de Agricultura, Ganadería, Desarrollo Rural, Pesca
 438 y Alimentación (SAGARPA), entre 2013 y 2016, la producción de tomate aumentó en 35%.
 439 México se coloca como el décimo productor a nivel mundial; a pesar del volumen de
 440 producción, hasta un 50% del total de la producción se pierde por deterioro [71]. En el estado
 441 de Morelos, el tomate es el segundo producto agrícola en volumen de cosecha, y ofrece la
 442 posibilidad de agregar valor y alargar su vida de anaquel con el secado. En la **Figura 2.11** se
 443 muestran el tomate fresco y seco.

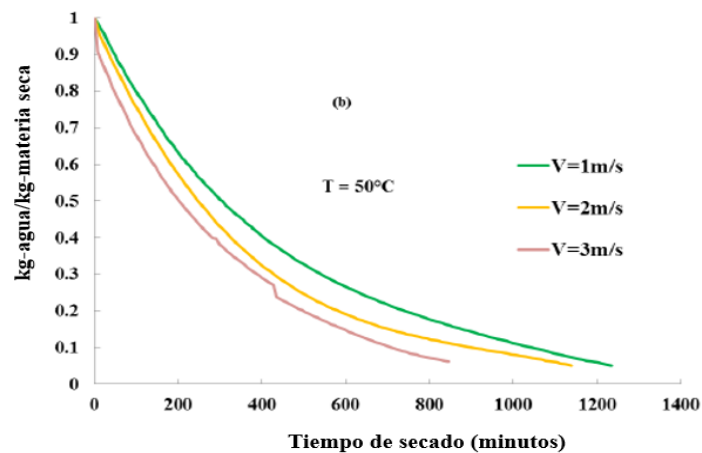


444

445

Figura 2.11. Tomate fresco y Secado.

446 Manashi Das Purkayastha *et al.* (2013) [61] sugieren que el proceso de secado de tomate se
447 realice a una temperatura de 50- 60°C. De esta manera, se evita la pérdida de nutrientes como
448 el ácido ascórbico y licopeno, además de textura, sabor y color. En la **Figura 2.12** se muestra
449 una curva de secado de tomate. La curva describe la pérdida de humedad en función del
450 tiempo a lo largo del proceso de secado. Generalmente la cinética de secado se realiza a
451 temperatura constante y diferentes velocidades, o viceversa, velocidad constante y
452 temperatura variable [72].



453

454

Figura 2.12 Curva de secado de tomate.

455

456

457 **2.3 Metodología teórico-experimental**

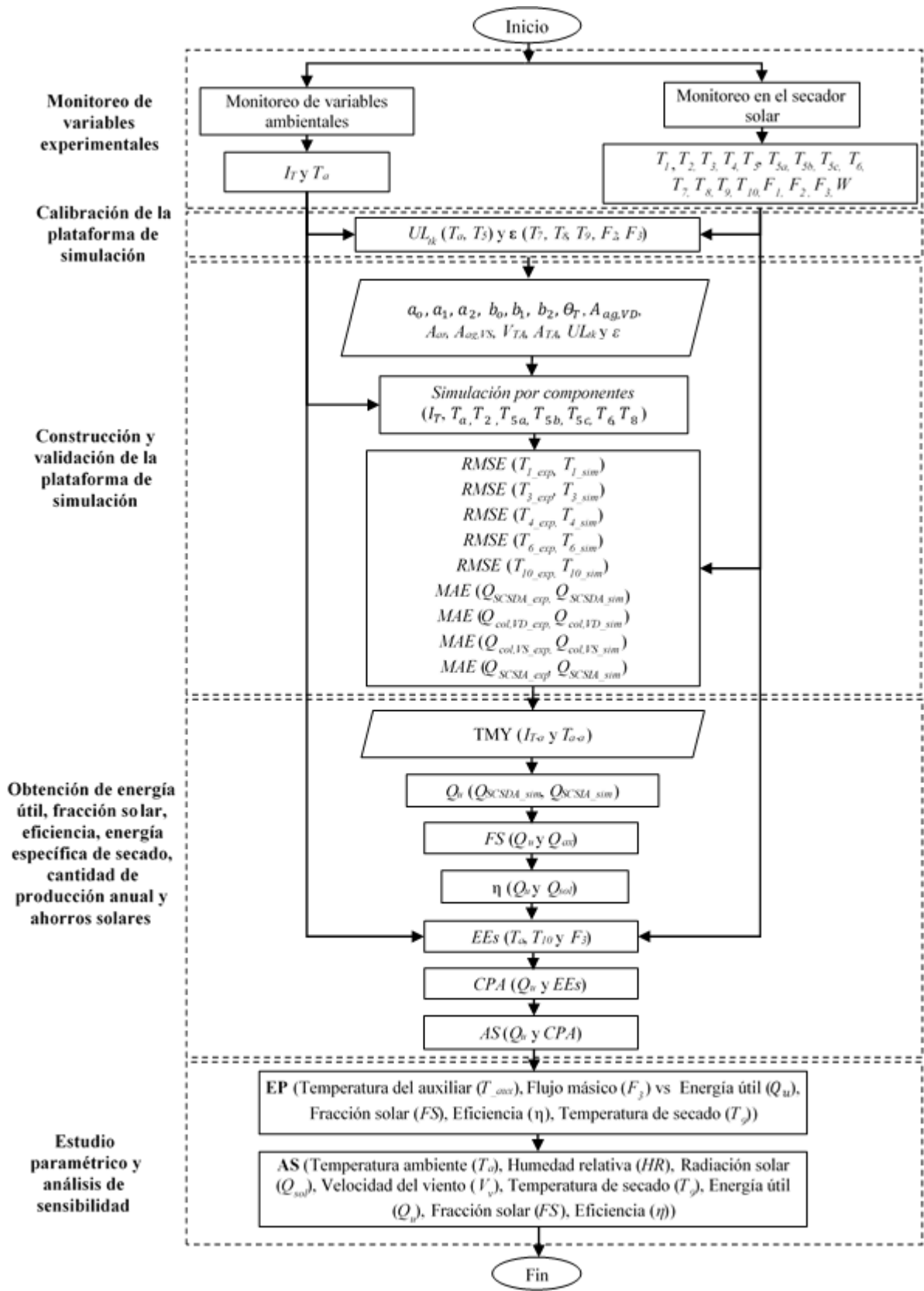
458 En la **Figura 2.13** se muestra la metodología teórico-experimental que permite determinar la
459 energía útil Q_u , la eficiencia η , la fracción solar FS , la energía específica anual de secado
460 EES_A , los ahorros solares AS y un modelo de secado de tomate. Para esto, una plataforma de
461 simulación termo-económica se calibra y se válida con datos experimentales.

462 En la calibración, el coeficiente de pérdidas del tanque de almacenamiento se determina con
463 el método $LMTD$ (Log Mean Temperatura Difference). La efectividad ε del intercambiador
464 de calor se determina con pruebas de campo. En la validación de la plataforma de simulación
465 se realiza un comparativo teórico-experimental de las temperaturas de salida en cada
466 componente del sistema de secado. En el comparativo se evalúan el $RMSE$ (Root Mean
467 Square Error) y el MAE (Mean Absolute Error). El modelo de secado para tomate se
468 construye considerando el tiempo y la temperatura de secado. La precisión del modelo se
469 determina haciendo la comparación con cinco modelos de secado solar recurrentes en la
470 literatura. La plataforma de simulación se construye por componentes en el software
471 TRNSYS. Con la plataforma validada y calibrada, la energía útil Q_u se determina con una
472 simulación anual del secador solar. La energía específica de secado anual EES_S se obtiene con
473 un experimento donde se determina la energía útil experimental del secador y la energía
474 específica por lote. La CPA se determina con la energía específica de secado por lote y la
475 energía útil anual Q_u . Los ahorros solares y los costos de secado se determinan con el método
476 de los ahorros de ciclo de vida ACV . La optimización térmica se realiza a través del análisis
477 variacional y el análisis de sensibilidad con el coeficiente de Pearson r . En el experimento,
478 las variables que se monitorean son la temperatura, el flujo de agua y aire, la humedad relativa
479 en el secador, la radiación solar, la temperatura, la humedad relativa ambiente y el peso del
480 tomate.

481

482

483



484

485

Figura 2.13 Metodología teórico-experimental.

486 2.3.1 Diseño experimental de la evaluación térmica del calentador híbrido

487 En la **Figura 2.14** se muestra la estrategia experimental. En general, las variables se
488 monitorean en el ambiente y en el secador solar. Las variables ambientales son la radiación
489 solar I_T , la temperatura ambiente T_a y la humedad relativa HR . Las mediciones en el sistema
490 de calentamiento solar se realizan en el campo de calentadores solares de agua y de aire, en
491 el tanque de almacenamiento, el intercambiador de calor y en el túnel de secado. En el campo
492 de calentadores solares de aire se monitorea la temperatura de salida T_1 y el flujo de aire F_3 .
493 En el campo de calentadores solares de agua se monitorea la temperatura de salida de los
494 colectores de vidriado simple T_3 , la de doble vidriado T_4 , la temperatura de entrada T_5 y el
495 flujo de agua en el circuito de captación F_1 . También, en el tanque se monitorea la
496 temperatura promedio T_6 , considerando tres posiciones dentro del tanque T_{6a} , T_{6b} y T_{6c} . En
497 el intercambiador de calor se miden las temperaturas de entrada T_9 y salida T_{10} del lado frío,
498 así como del lado caliente T_8 y T_7 , respectivamente. Además, el flujo de agua del lado caliente
499 F_2 se registra durante el experimento. Las mediciones en el túnel de secado se realizan
500 considerando el peso de la muestra W y la humedad relativa del aire a la entrada del túnel
501 HR_{s-e} .

502 En total, 12 sensores de temperatura, dos de flujo de agua, dos de flujo de aire, uno de
503 radiación solar, dos de humedad relativa, y una balanza para la medición de peso del tomate
504 se utilizan para el monitoreo.

505

506

507

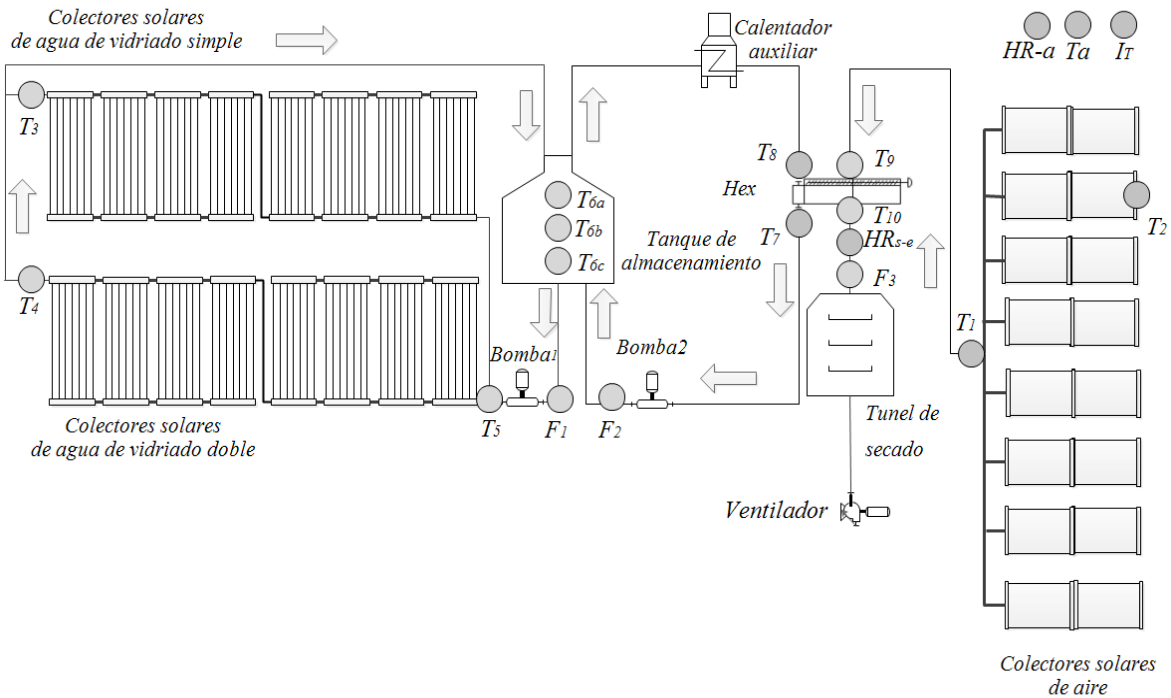
508

509

510

511

512



513

514

Figura 2.14 Estrategia de monitoreo de variables experimentales.

515

2.3.2 Calibración y validación de plataforma de simulación

516

En esta sección se muestra la estrategia de calibración y validación de la plataforma de simulación, en conjunto con los modelos matemáticos utilizados.

517

518

Calibración de plataforma de simulación

519

En la calibración de la plataforma de simulación se determina el coeficiente de pérdidas del tanque de almacenamiento UL_{tk} y la efectividad del intercambiador de calor ϵ . El coeficiente de pérdidas del tanque de almacenamiento UL_{tk} se determina con la Ecuación (2.2). Para esto, es necesario determinar la $LMTD$. La $LMTD$ se determina con un experimento considerando la Ecuación (2.1), donde la temperatura del agua en el tanque se fija a una temperatura inicial T_{6i} , en un periodo de tiempo t , el agua cede su calor al ambiente hasta llegar a una temperatura T_{6f} .

525

526

$$LMTD = ((T_{6i} - T_a) - (T_{6f} - T_a)) / (\ln((T_{6i} - T_a) - (T_{6f} - T_a))) \quad (2.1)$$

527
$$UL_{tk} = \frac{mCp_w(T_{6i} - T_{6f})}{t(A_{st}LMTD)} \quad (2.2)$$

528 La efectividad del intercambiador de calor ε se determina con la Ecuación (2.3).

529
$$\varepsilon = \frac{F_2 C_{pwt}(T_8 - T_7)}{F_3 C_{par}(T_8 - T_9)} \quad (2.3)$$

530 donde, F_2 , T_8 y T_7 es el flujo, la temperatura de entrada y la temperatura de salida del lado
 531 caliente del intercambiador de calor, respectivamente. También, F_3 y T_9 es el flujo y la
 532 temperatura de entrada del lado caliente del intercambiador de calor, respectivamente.

533 ***Validación de plataforma de simulación***

534 La validación de la plataforma de simulación se realiza con un comparativo entre las
 535 temperaturas de salida simuladas de cada componente del sistema de secado con sus
 536 equivalentes experimentales.

537 Para la simulación térmica, los parámetros de entrada requeridos son los coeficientes de la
 538 curva de eficiencia de los colectores de aire a_0 , a_1 , a_2 y de agua b_0 , b_1 , b_2 . También, el área
 539 de captación A_C y el volumen del tanque de almacenamiento V_T . La temperatura de salida
 540 simulada del campo de calentamiento solar de aire T_1 se calcula con la Ecuación (2.4).

541
$$T_1 = T_2 + \left\{ \left[a_0 - a_1 \left(\frac{T_2 - T_a}{I_T} \right) - a_2 \left(\frac{(T_2 - T_a)^2}{I_T} \right) \right] A_C I_T \right\} \quad (2.4)$$

542 Así mismo, la temperatura de salida de los colectores solares de agua de vidrioado simple T_3
 543 se determina con la Ecuación (2.5).

544
$$T_3 = T_5 + \left\{ \left[a_0 - a_1 \left(\frac{T_5 - T_a}{I_T} \right) - a_2 \left(\frac{(T_5 - T_a)^2}{I_T} \right) \right] A_C I_T \right\} \quad (2.5)$$

545 En el caso de los colectores de agua solares de doble vidrioado, la temperatura de salida T_4 se
 546 determina con la Ecuación (2.6).

547
$$T_4 = T_5 + \left\{ \left[a_0 - a_1 \left(\frac{T_4 - T_a}{I_T} \right) - a_2 \left(\frac{(T_4 - T_a)^2}{I_T} \right) \right] A_C I_T \right\} \quad (2.6)$$

548 Así mismo, la temperatura de salida del intercambiador de calor se determina con la Ecuación
 549 (2.7).

$$550 \quad T_{10} = T_9 + \frac{Q_{SCSIA}}{F_3 C p_{ar}} \quad (2.7)$$

551 La energía útil de los colectores solares de aire Q_{SCSDA} se determina con la Ecuación (2.8).
 552 Así mismo, la energía útil de los colectores de agua de vidriado sencillo $Q_{col,VS}$ y vidriado
 553 doble $Q_{col,VD}$ se determinan con la Ecuación (2.9) y (2.10), respectivamente.

$$554 \quad Q_{SCSDA} = \int_{t_2}^{t_1} \left(a_0 - a_1 \left(\frac{T_{prom,ar} - T_a}{I_T} \right) - a_2 \left(\frac{(T_{prom,ar} - T_a)^2}{I_T} \right) \right) Q_{S,ar} dt \quad (2.8)$$

$$555 \quad Q_{col,VS} = \int_{t_2}^{t_1} \left(a_0 - a_1 \left(\frac{T_{prom,VS} - T_a}{I_T} \right) - a_2 \left(\frac{(T_{prom,VS} - T_a)^2}{I_T} \right) \right) Q_{S,VS} dt \quad (2.9)$$

$$556 \quad Q_{col,VD} = \int_{t_2}^{t_1} \left(a_0 - a_1 \left(\frac{T_{prom,VD} - T_a}{I_T} \right) - a_2 \left(\frac{(T_{prom,VD} - T_a)^2}{I_T} \right) \right) Q_{S,VD} dt \quad (2.10)$$

557 donde $T_{prom,ar} = (T_1 + T_2)/2$, $T_{prom,VS} = (T_3 + T_5)/2$ and $T_{prom,VD} = (T_4 + T_5)/2$.

558 $Q_{S,ar}$, $Q_{S,VS}$ y $Q_{S,VD}$ son la radiación solar incidente en los colectores de aire, en los colectores
 559 solares de agua de vidriado simple y en los colectores solares de agua de vidriado doble,
 560 respectivamente. Los cuales se determinan por la Ecuación (2.11), (2.12) y (2.13).

$$561 \quad Q_{S,ar} = \int_{t_2}^{t_1} A_{ar} I_T dt \quad (2.11)$$

$$562 \quad Q_{S,VS} = \int_{t_2}^{t_1} A_{wt,VS} I_T dt \quad (2.12)$$

$$563 \quad Q_{S,VD} = \int_{t_2}^{t_1} A_{wt,VD} I_T dt \quad (2.13)$$

564 donde A_{ar} es el área neta de los colectores solares de aire, $A_{wt,VS}$ y $A_{wt,VD}$ es el área de los
 565 colectores solares de agua de vidriado sencillo y vidriado doble.

566 La energía contenida en el tanque de almacenamiento está dada por la Ecuación (2.14).

$$567 \quad Q_{tk} = m_{tk} C p_{wt} (T_{\delta i} - T_{\delta f}) \quad (2.14)$$

568 La Ecuación (2.15) describe la energía útil del SCSIA, es decir la energía que se transfiere
 569 en el intercambiador de calor.

$$570 \quad Q_{SCSIA} = \int_{t_2}^{t_1} \varepsilon C_{ar}(T_{10} - T_9) dt \quad (2.15)$$

571 donde ε es la efectividad del intercambiador de calor, C_{ar} es la capacitancia térmica del aire
 572 C_{ar} .

573 La desviación teórica-experimental se determina en términos de *RMSE* y %*MAE*. En la **Tabla**
 574 **2.1** se muestran las figuras de mérito del comparativo. En el campo de calentadores solares
 575 de aire, la temperatura de salida simulada T_{1_sim} se compara con T_{1_exp} , en el campo de
 576 colectores solares de agua de vidriado simple, la temperatura de salida T_{3_sim} se compara con
 577 T_{3_exp} , en el tanque de almacenamiento T_{6_sim} con T_{6_exp} y en el intercambiador de calor T_{10_sim}
 578 con T_{10_exp} .

579 **Tabla 2.2** Figuras de mérito en el comparativo teórico-experimental.

Componente del sistema de secado solar	EAM	ECM
Campo de calentadores solares de aire	$MAE = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_{SCSDA} - Q_{SCSDA})}{n}$	$RMSE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n (T_{1_sim} - T_{1_exp})^2$
Campo de calentadores solares de agua de vidriado simple	$MAE = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_{col,VS_sim} - Q_{col,VD_exp})}{n}$	$RMSE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n (T_{3_sim} - T_{3_exp})^2$
Campo de calentadores solares de agua de doble vidriado	$MAE = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_{col,VS} - Q_{col,VD_exp})}{n}$	$RMSE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n (T_{4_sim} - T_{4_exp})^2$
Intercambiador de calor agua-aire	$MAE = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_{col,VD_sim} - Q_{col,VD_exp})}{n}$	$RMSE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n (T_{10_sim} - T_{10_exp})^2$
Tanque de almacenamiento		$RMSE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n (T_{6_sim} - T_{6_exp})^2$

580

581

582 **2.3.3 Desempeño termo-económico**

583 El desempeño termo-económico se determina en términos de la energía útil Q_u , la fracción
584 solar FS , la eficiencia η , la energía específica de secado EE_S y los Ahorros Solares AS .

585 ***Energía útil***

586 La energía útil del secador solar Q_u se determina con una simulación anual del sistema. La
587 energía útil que aporta el sistema de secado solar se calcula con la ecuación siguiente:

$$588 \quad Q_u = F_3 C_{p_{ar}} (T_{10} - T_2) \quad (2.16)$$

589 donde, F_3 es el flujo de aire en el sistema de calentamiento solar, T_{10} es la temperatura de
590 secado, T_2 es la temperatura de entrada de los colectores de aire y $C_{p_{ar}}$ es el calor específico
591 del aire.

592 ***Fracción solar***

593 La Fracción Solar FS la cual representa la energía aportado por los colectores solares se
594 determina con la energía útil Q_u y la energía auxiliar Q_{ax} .

$$595 \quad FS = \frac{Q_u - Q_{ax}}{Q_u} \quad (2.17)$$

596 ***Eficiencia***

597 La eficiencia del sistema de calentamiento solar η se determina con la Ecuación (2.18).

$$598 \quad \eta = \frac{Q_u}{Q_{s,VS} + Q_{s,VD} + Q_{s,ar} + Q_{ax}} \quad (2.18)$$

599 donde, $Q_{s,VS}$ y $Q_{s,VD}$ es la energía útil de los campos de colectores solares de vidriado simple
600 y de vidriado doble, respectivamente. Así mismo, $Q_{s,ar}$ es la energía útil de los colectores
601 solares de aire y Q_{ax} es la energía auxiliar.

602 ***Ahorros solares***

603 Los ahorros solares que genera el sistema termo-solar se evalúa con el método de los ahorros
 604 de ciclo de vida (ACV). Los ACV se definen como la diferencia entre el costo de ciclo de vida
 605 de una instalación térmica convencional (ACV_{Con}) y una instalación solar térmica con
 606 calentamiento auxiliar (ACV_{Sol}), como se muestra en la Ecuación (2.20). De esta manera,
 607 con los ahorros solares es posible determinar la viabilidad económica de una instalación
 608 solar.

$$609 \quad ACV = ACV_{Con} - ACV_{Sol} \quad (2.19)$$

610 Los ACV_{Con} se calculan con la Ecuación (2.20).

$$611 \quad ACV_{Con} = Q_{dem} + C_{Com}FVP \quad (2.20)$$

612 donde Q_{dem} es la demanda de calor, C_{Com} es el costo del combustible, y FVP es el Factor de
 613 Valor Presente. El FVP se utiliza para representar en tiempo presente futuros costos y es
 614 función del periodo de evaluación del proyecto (N), la tasa de inflación (r_i), y la tasa de
 615 descuento del mercado (r). La Ecuación (2.22) describe de forma matemática el FVP .

$$616 \quad FVP(N, r_i, r) = \frac{1}{r-r_i} \left(1 - \left(\frac{1+r_i}{1+r} \right)^N \right) \quad (2.21)$$

617 Por otro lado, los ACV_{Sol} considerando calentamiento auxiliar se define con la Ecuación
 618 (2.22).

$$619 \quad ACV_{Sol} = C(1 - f_d) + D(FVP) + C_{OP} + C_{aux}(FVP) \quad (2.22)$$

620 donde C es la inversión inicial, D los pagos anuales de los intereses generados por la inversión
 621 inicial, C_{aux} es el costo del calentador auxiliar y C_{OP} es el costo anual por operación y
 622 mantenimiento.

623 El costo inicial C es la suma de los costos dependientes e independientes del área de
 624 captación, como se muestra en la Ecuación (2.23). Los costos dependientes del sistema de
 625 captación son: colectores solares CA y tanques de almacenamiento CT . Los independientes
 626 son: bombas C_{bom} , ventiladores C_{vent} , tuberías C_{tub} , equipo de monitoreo y control C_{mc} y
 627 calentador auxiliar C_{aux} .

628
$$C_s = \text{Costo dependiente} + \text{Costo independiente} \quad (2.23)$$

629 Por lo tanto, los costos dependientes e independientes se calculan con la Ecuación (2.24) y
630 (2.25), respectivamente.

631
$$\text{Costo dependiente} = CA + CT \quad (2.24)$$

632
$$\text{Costo independiente} = C_{bom} + C_{vent} + C_{tub} + C_{mc} + C_{aux} \quad (2.25)$$

633 Los pagos anuales de los intereses generados por la inversión inicial D , son calculados con
634 la siguiente ecuación:

635
$$D = \frac{f_d \times C(r_d(1+r_d)^N)}{(1+r_d)^{N-1}} \quad (2.26)$$

636 donde f_d es la tasa de apalancamiento y r_d es la tasa de interés. El costo de la energía auxiliar
637 C_{aux} se determina en función de la energía auxiliar requerida Q_{aux} , el costo del combustible
638 C_{comb} y el factor de valor presente FPV , como se muestra en la Ecuación (2.27).

639
$$C_{aux} = Q_{aux}C_{comb}FPV \quad (2.27)$$

640 ***Energía Específica de Secado***

641 La energía específica de secado EEs se determina con la Ecuación (2.28), se considera la
642 energía útil Q_u . Además el tiempo de secado t del tomate durante la prueba. Para efectos
643 prácticos, la velocidad de secado se considera uniforme en el secador con capacidad 500 kg.
644 Para determinar la energía específica de secado, la temperatura de secado T_{10} , la temperatura
645 ambiente T_a y el flujo másico de aire F_3 se monitorean experimentalmente.

646
$$EEs = \frac{F_3 C_{p_{ar}}(T_{10} - T_2)}{500 \text{ kg}} \quad (2.28)$$

647

648

649 ***Cantidad de Producción Anual***

650 La cantidad de producción anual CPA se determina considerando la energía útil anual Q_u y
 651 la energía específica de secado EEs y se calcula con la Ecuación (2.29).

$$652 \quad CPA = (Q_u)(EEs) \quad (2.29)$$

653 *Análisis de sensibilidad*

654 El coeficiente de Pearson (r) se utiliza en el análisis de sensibilidad para determinar la
 655 dependencia lineal entre las figuras de mérito: Energía útil Q_u , Fracción Solar FS, Eficiencia
 656 η y la temperatura de secado T_{10} . El coeficiente de Pearson (r) se determina con la Ecuación
 657 (2.30).

$$658 \quad r = \frac{\sum(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum(x_i - \bar{x})^2 \sum(y_i - \bar{y})^2}} \quad (2.30)$$

659 donde, x_i es la variable dentro del conjunto x , \bar{x} es el promedio de x , y_i es el valor de la
 660 variable y en el conjunto y , y \bar{y} es el promedio de y .

661 **2.3.4. Modelado de secado**

662 El modelo de secado se construye considerando la relación de humedad MR en función del
 663 tiempo t y la temperatura de secado T_{10} . El modelo de secado propuesto se compara con la
 664 precisión de seis modelos de secado recurrentes en la literatura. La calibración de los modelos
 665 se realiza con dos días de experimentos y la validación cruzada se realiza con un día de
 666 experimentación. La precisión del ajuste de curva se evalúa con el coeficiente de
 667 determinación R^2 y el error medio cuadrático $RMSE$. En la **Tabla 2.3** se muestra el modelo
 668 propuesto y los cinco modelos de la literatura. Los coeficientes característicos se determinan
 669 con una regresión no lineal, con la herramienta *curve fitting* de Matlab 2016. La herramienta
 670 *curve fitting* utiliza el método de mínimos cuadrados no lineales.

671

672 *Tabla 2.3. Modelos de capa delgada utilizados.*

Modelo	Ecuación
<i>Newton</i>	$MR = \exp(-kt)$
<i>Page</i>	$MR = \exp(-kt^n)$

<i>Two-terms</i>	$MR = a \exp(-k_1 t) + b \exp(-k_2 t)$
<i>Henderson y Pabis</i>	$MR = a \exp(-kt)$
<i>Midilli modificado</i>	$MR = a \exp(-kt) + bt$
<i>Modelo propuesto</i>	$MR = a + bt + kT + k_2 t^2 + ntT$

673 La relación de humedad MR se obtiene experimentalmente en función del tiempo y el
674 contenido de humedad como se muestra en la Ecuación (2.31)

675
$$MR(t) = \frac{W(t) - W_e}{W_0 - W_e} \quad (2.31)$$

676 donde $W(t)$ es el contenido de humedad en base seca en cada instante de tiempo t . W_0 es el
677 contenido de humedad inicial en base seca y W_e es la humedad de equilibrio. En este trabajo
678 la humedad de equilibrio se desprecia.

679 El contenido de humedad base seca se determina de acuerdo a la Ecuación (2.32)

680
$$W(t) = \frac{\text{Peso del producto}(t)}{\text{masa seca}} \quad (2.32)$$

681
682
683
684
685
686
687
688
689
690
691
692

693

694

695

696

Capítulo 3. Construcción de la plataforma de simulación termo- económica

697

698

699

700

701

702

703

704 En este capítulo se presenta la construcción de la plataforma experimental y la
705 plataforma de simulación termo-económica. También, se presenta el plan
706 experimental, con las características de los equipos termosolares, y las
707 consideraciones económicas.

708

709

710

711

712

713

714

715

716

717 **3.1 Desarrollo experimental**

718 El desarrollo experimental permite obtener los datos para calibrar y validar la plataforma de
719 simulación térmica, así como para desarrollar el modelo de secado. La metodología se
720 describe en la **Sección 2.3.2** y **2.3.4**, respectivamente.

721 **3.1.1 Equipo experimental**

722 En la **Tabla 3.1** se muestra el intervalo y la incertidumbre de medición de los sensores
723 requeridos. El equipo experimental se conforma por 11 sensores de temperatura, dos de flujo
724 de agua, dos de flujo de aire, tres de humedad relativa, uno de radiación solar y una tarjeta
725 adquisidora de datos. La temperatura ambiente se registra con un termómetro tipo RTD en
726 un intervalo de 0-100°C con una incertidumbre de $\pm 0.1^\circ\text{C}$. La radiación solar se determina
727 con un piranómetro en un intervalo de medición de 0-1300 W/m^2 con una incertidumbre de
728 $\pm 3\%$. La humedad relativa se determina con un higrómetro en un intervalo 5-100% con una
729 incertidumbre de $\pm 3\%$. En el sistema de secado solar se mide la temperatura y el flujo, tanto
730 del aire como del agua, además de la humedad relativa del aire a la entrada y salida del
731 secador. La temperatura se mide con sensores tipo RTD con intervalo de operación de -60 a
732 200°C con una incertidumbre del $\pm 0.1\%$. El flujo se determina con sensores tipo turbina en
733 el intervalo de 0.05 a 40 *GPM* con una incertidumbre de $\pm 1.0\%$. El flujo de aire se mide con
734 un anemómetro de hilo caliente con capacidad de registrar velocidades de aire de 0 a 40 *m/s*
735 a temperaturas máximas de operación de 80°C. La humedad relativa del aire se monitoreó
736 con un higrómetro en un intervalo de 5-100% con una incertidumbre del 5%.

737

738

739

740

741

742

743

744

745

Tabla 3.1 Instrumentación del sistema solar híbrido.

VARIABLES METEOROLÓGICAS	SÍMBOLO	INTERVALO	INCERTIDUMBRE
Temperatura ambiente	T_a	0-100°C	±0.1
Radiación solar	G	0-1300 W/m ²	±3%
Humedad relativa	HR	5-100 %	±3%
Variable en sistema de calentamiento			
Flujo de agua en circuito de captación	$F1$	0.05 a 40 GPM	±1.0%
Flujo agua en circuito de almacenamiento y proceso	$F2$	0.05 a 40 GPM	±1.0%
Flujo aire en entrada de secador	$F3$	0-50 m/s	±2%
Flujo de aire en salida de calentadores de aire	$F4$	0-50 m/s	±2%
Temperatura de salida del sistema de captación de agua	$T1$	-60 a +200	±0.1%
Temperatura de entrada del sistema de captación de agua	$T2$	-60 a +200	±0.1%
Temperatura del tanque de almacenamiento	$T3$	-60 a +200	±0.1%
Temperatura de entrada del intercambiador de calor agua-aire (aire)	$T4$	-60 a +200	±0.1%
Temperatura de salida del intercambiador de calor agua-aire (aire)	$T5$	-60 a +200	±0.1%
Temperatura de entrada del intercambiador de calor agua-aire (agua)	$T6$	-60 a +200	±0.1%
Temperatura de salida del intercambiador de calor agua-aire (agua)	$T7$	-60 a +200	±0.1%
Temperatura de entrada a los colectores para aire	$T8$	-60 a +200	±0.1%
Temperatura de salida a los colectores para aire	$T9$	-60 a +200	±0.1%
Temperatura de entrada al túnel de secado	$T10$	-60 a +200	±0.1%
Variable en sistema de secado			
Humedad relativa del aire de entrada al túnel de secado	HR_2	5-100 %	±3%
Humedad relativa del aire de salida del túnel de secado	HR_3	5-100 %	±3%

750 3.1.2 Puesta a punto de equipo experimental

751 *Calibración de sensores*

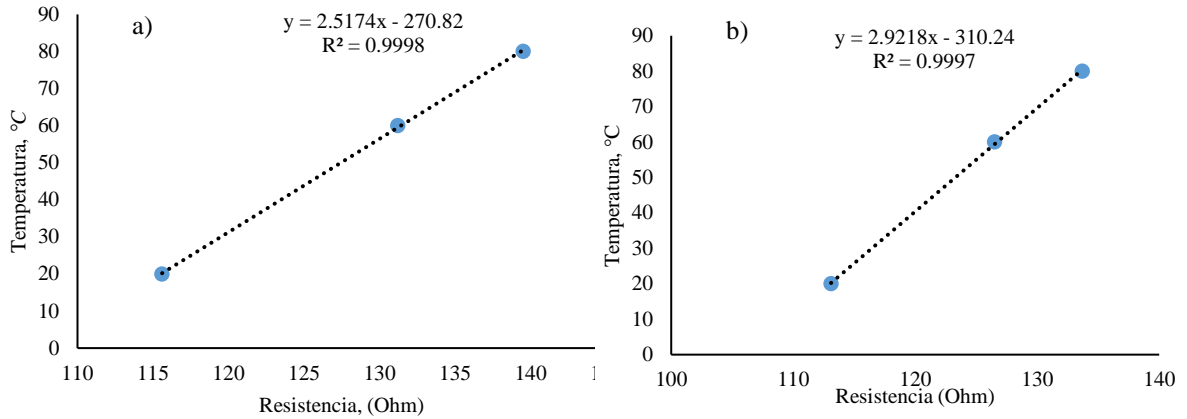
752 La calibración de los sensores de temperatura PT1000 y PT100 se realiza ajustando la
753 resistencia del sensor con la temperatura de referencia medida en un pozo seco. La precisión
754 del ajuste se evaluó con el coeficiente de determinación R^2 . Primero, los PT1000 y PT100 se
755 introducen al pozo seco a una temperatura previamente fijada. A continuación se mide la
756 resistencia equivalente a la temperatura medida. En la **Figura 3.6** se muestra el pozo seco
757 utilizado, el cual es de la marca JOFRA con una incertidumbre en la medición de temperatura
758 de 0.01°C .



759 *Figura 3.1 Calibración de RTD en pozo seco JOFRA.*

760 La calibración se realiza con tres puntos 20 , 60 y 80°C con la finalidad de obtener un modelo
761 lineal que relaciona la temperatura monitoreada con la resistencia del RTD. Las constantes a
762 y b del modelo lineal llamadas constantes de calibración se obtienen con una regresión lineal
763 utilizando el método de mínimos cuadrados. En la **Figura 3.2a** y la **Figura 3.2b** se
764 ejemplifica la calibración de los sensores de temperatura a la salida y entrada del campo de
765 colectores de aire, respectivamente. El R^2 fue de 0.998 en el caso del sensor de salida de los
766 colectores de aire y 0.9997 de entrada.

767



768

Figura 3.2 Calibración de sensores de temperatura RTD.

769

En la tercer columna de la **Tabla 3.2** se muestran las constantes de calibración de todos los sensores instalados en el sistema de secado solar, la letra A representa la variable eléctrica medida, que puede ser resistencia, corriente, voltaje o frecuencia. En el caso de los sensores de humedad relativa, radiación solar, flujo de agua y flujo de aire no es necesaria la calibración in situ debido a que la calibración es de fábrica.

774

Tabla 3.2 Curva de calibración de sensores.

VARIABLES meteorológicas	Símbolo	EC
Temperatura ambiente	T_a	$10*A-20-2$
Radiación solar	G	$A*1000/1.5$
Humedad relativa	HR	$9.9*A$
Variable en sistema de calentamiento		
Flujo de agua en circuito de captación	$F1$	$0.0824*A+0.3229$
Flujo agua en circuito de almacenamiento y proceso	$F2$	$0.0735*A+0.3549$
Flujo aire en entrada de secador	$F3$	$3175*A-12.7$
Flujo de aire en salida de calentadores de aire		$3175*A-12.7$
Temperatura de entrada del sistema de captación de agua	$T1$	$0.2699*A-272.41$
Temperatura de salida del sistema de captación de agua	$T2$	$0.2699*A-272.41$
Temperatura del tanque de almacenamiento	$T3$	$0.2699*A-272.41$
Temperatura de entrada del intercambiador de calor agua-aire (aire)	$T4$	$2.913*A-309.417$
Temperatura de salida del intercambiador de calor agua-aire (aire)	$T5$	$2.479*A-267.355$

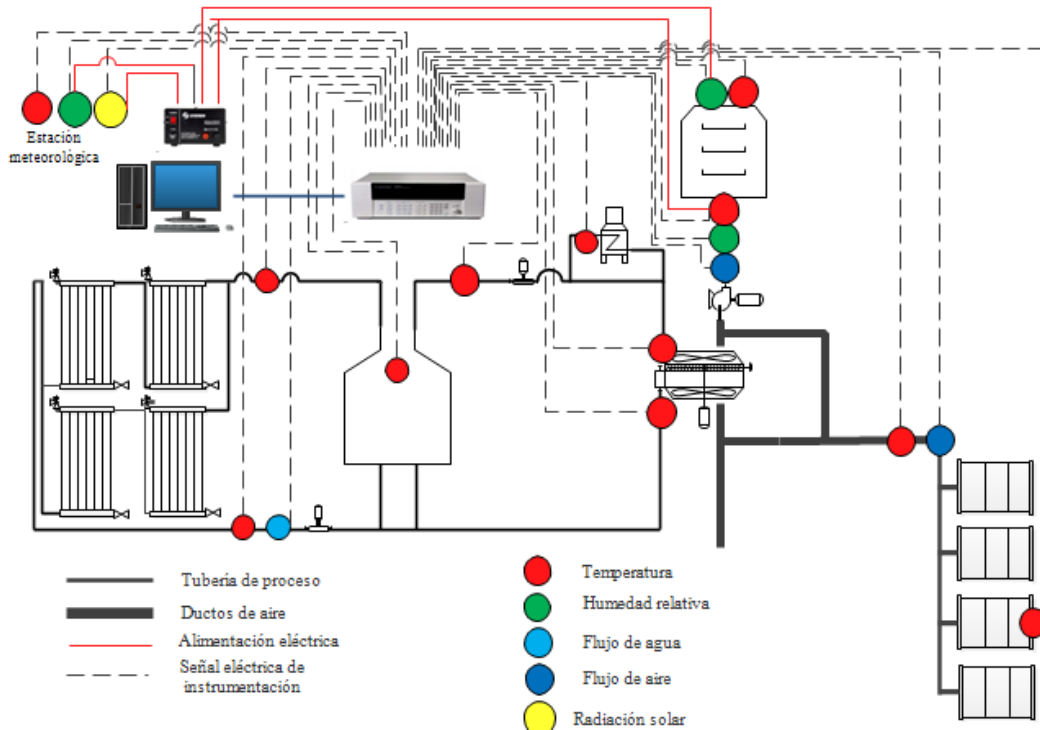
Temperatura de entrada del intercambiador de calor agua-aire (agua)	$T6$	$0.2699^*A-272.41$
Temperatura de salida del intercambiador de calor agua-aire (agua)	$T7$	$0.2699^*A-272.41$
Temperatura de entrada a los colectores para aire	$T8$	$2.839^*A-299.74$
Temperatura de salida a los colectores para aire	$T9$	$2.7854^*A-288.99$
Temperatura de entrada al túnel de secado	$T10$	$2.643^*A-285.815$
Variable en sistema de secado		
Humedad relativa del aire de entrada al túnel de secado	HR_2	9.9^*A
Humedad relativa del aire de salida del túnel de secado	HR_3	9.9^*A

775 En el adquisidor de datos, las entradas analógicas se configuran para leer las señales
776 provenientes de los instrumentos instalados en el sistema de secado solar, la señal de entrada
777 fue diferente para cada variable medida. La señal del RTD es de resistencia Ω , del flujómetro
778 de agua la señal de referencia es frecuencia Hz . En el caso del higrómetro % y el piranómetro
779 la señal monitoreada es milivolt mV , en estos sensores fue necesario el suministro de voltaje
780 a $13V$ con una fuente de poder mostrada en la **Figura 3.3**. Por último, la señal del anemómetro
781 fue de corriente alterna en el intervalo de mA .



782 *Figura 3.3 Instalación de sensores en el SCSHA.*

783 En la **Figura 3.4** se presenta el diagrama de conexiones en el SCSHA. Como se menciona
784 con anterioridad, la adquisición de datos se realiza con el módulo multiplexor para Keysight
785 34980A que cuenta con 80 entradas analógicas, las cuales permiten procesar señales de
786 resistencia, voltaje y frecuencia.



787

788

Figura 3.4 Diagrama de conexiones.

789 **3.2 Plataforma de simulación térmica**

790 **3.2.1 Características de los componentes**

791 En el caso de los calentadores de aire y agua se requiere el área de captación, la densidad y
 792 el calor específico del fluido de trabajo, el flujo de prueba y la curva de eficiencia. Para el
 793 tanque de almacenamiento se requieren las dimensiones del tanque, el volumen de
 794 almacenamiento, la orientación, la densidad y calor específico del fluido de trabajo. En el
 795 intercambiador de calor se requiere la densidad y el calor específico de los fluidos de trabajo.

796 ***Campo de calentamiento solar de aire***

797 El campo de calentadores solares de aire se compone por 16 calentadores de placa plana
 798 dispuestos en un arreglo serie-paralelo, dos en serie y ocho en paralelo. El área de apertura
 799 es de 2.33 m^2 por colector, por lo que, el área total del campo es de 37.12 m^2 . La curva de
 800 eficiencia se evalúa en concordancia con ASHRAE 93:2010, y la proporciona el fabricante.
 801 Las especificaciones de cada colector se enlistan en la **Tabla 3.3**.

802

Tabla 3.3 Especificaciones del calentador solar de aire.

Área de captación	2.326 m ²
Fluido de trabajo	Aire
Densidad (ρ)	
Calor específico (C_p)	1.012 kJ
Flujo de prueba	236 kg/h
Curva de eficiencia	
a_0	0.5421
a_1	5.1838 W/m ² K
a_2	0.0011 W/m ² K

803 **Campo de calentamiento solar de agua**

804 El campo de calentadores solares de agua se compone de 16 calentadores solares de
805 fabricación nacional modelo MS 2.5 con área de apertura de 2.326 m². El campo solar se
806 distribuye en cuatro calentadores en serie y dos en paralelo. De igual manera que los
807 calentadores solares de aire, la curva de eficiencia se obtiene del fabricante. Las
808 características del calentador solar de agua se presentan en la **Tabla 3.4**.

809

Tabla 3.4 Especificaciones del calentador solar de agua.

Área de captación	2.326 m ²
Fluido de trabajo	Agua
Densidad (ρ)	4.19 kJ/kg K
Calor específico (C_p)	
Flujo de prueba	83.57 kg/hm ²
Coefficientes de eficiencia y de pérdidas	
a_0	0.7468
a_1	3.42 W/m ² K
a_2	0.013 W/m ² K

810 **Intercambiador de calor agua-aire**

811 El intercambiador de calor agua-aire es de tipo flujo cruzado con ambos lados sin mezclarse.
812 Por el lado caliente circula agua proveniente del tanque de almacenamiento y por el lado frío
813 circula aire, ya sea proveniente del campo de colectores de aire o del ambiente. En la **Tabla**
814 **3.5** se muestran las especificaciones del intercambiador de calor.

815

Tabla 3.5 Especificaciones del intercambiador de calor agua-aire.

Tipo		Flujo cruzado	
<i>Fluidos de trabajo</i>	Lado caliente	Agua	
	<i>C_p</i>	4.19 kJ/kg K	
	Lado frío	Aire	
	<i>C_p</i>	1.01 kJ/kg K	

816 **Tanque de almacenamiento**

817 El tanque de almacenamiento es de tipo estratificado instalado en configuración vertical y
 818 con capacidad para almacenar 2500 litros de agua caliente. El tanque se opera a presión
 819 atmosférica y a condiciones ambientales. Las especificaciones generales del equipo se
 820 muestran en la **Tabla 3.6**.

821

Tabla 3.6. Especificaciones del tanque de almacenamiento.

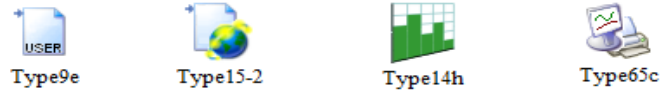
Volumen de almacenamiento	2.5 m ³
Configuración	Vertical
Nodos de estratificación	3
Fluido de trabajo	Agua
<i>Densidad (ρ)</i>	1000 kg/m ³
<i>Calor específico (C_p)</i>	4.19 kJ/kg K

822 **3.2.2 Integración de plataforma de simulación térmica**

823 En el software TRNSYS 17, la programación gráfica se realiza con bloques denominados
 824 Types, los cuales contienen los modelos matemáticos y las características termo-físicas de
 825 cada componente. La plataforma de simulación se divide en componentes auxiliares, del
 826 calentamiento de aire, del circuito de calentamiento de agua y del circuito de proceso.

827 **Componentes auxiliares.**

828 En la **Figura 3.5** se muestran los componentes auxiliares para el ingreso de los datos
 829 experimentales, los datos meteorológicos, el perfil de carga y la visualización de las figuras
 830 de mérito. Los datos experimentales y meteorológicos anuales se ingresan al programa con
 831 el Type 9a y el Type-15-2, respectivamente. También, el perfil de carga se define con el Type
 832 14h. La visualización y almacenamiento de las figuras de mérito se realiza con el Type 56.



833
834

Figura 3.5. Componentes auxiliares.

835 ***Componentes de calentamiento directo de aire***

836 Los componentes del sistema de calentamiento directo de aire son el campo de calentadores
837 de aire y el ventilador mecánico. El campo de calentadores solares de aire se simula con el
838 Type 1a y el ventilador mecánico con el Type 112a, como se muestra en la **Figura 3.6**.



839
840

Figura 3.6. Componentes de calentamiento directo de aire.

841 ***Componentes de circuito calentamiento de agua***

842 En la **Figura 3.7** se muestran los componentes del circuito de proceso, el cual se conforma
843 del campo de calentadores solares de agua, una bomba centrífuga y un control diferencial de
844 temperatura. En este caso, los Type1a, Type114 y Type2b simulan el comportamiento de los
845 calentadores solares de agua, la bomba centrífuga y el control diferencial de temperatura,
846 respectivamente.



847
848

Figura 3.7. Componentes del circuito de calentamiento.

849 ***Componentes de circuito de proceso***

850 En la **Figura 3.8** se muestra el tanque de almacenamiento, la bomba centrífuga y el
851 intercambiador de calor agua-aire que conforman el circuito de proceso. El tanque de
852 almacenamiento se simula con el Type 60f, la bomba centrífuga con el Type114 y el
853 intercambiador de calor agua-aire con el Type5e.

854

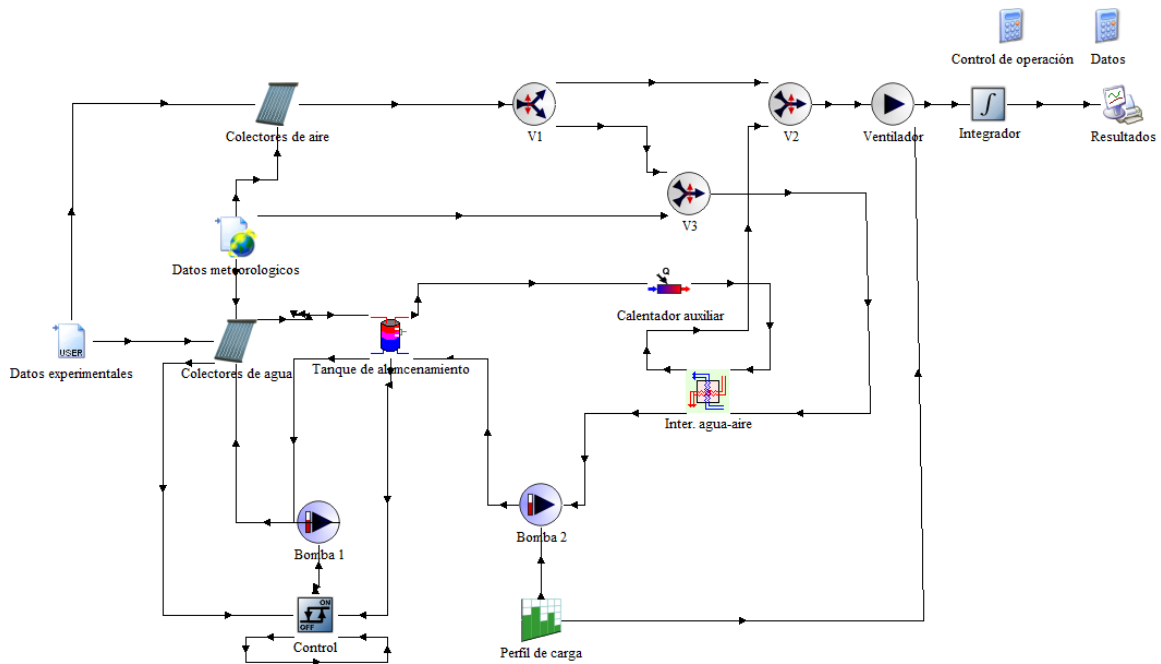


855
856

Figura 3.8 Componentes del circuito de proceso.

857 **Plataforma de simulación del sistema de calentamiento solar**

858 La plataforma de simulación completa se muestra en la **Figura 3.9**. Los datos de entrada y el
 859 control de los modos de operación se establecen con una computadora. El integrador Type 24
 860 totaliza la energía que aporta el sistema durante la simulación y el Type 52 se utiliza para
 861 visualizar y almacenar los resultados de la simulación.



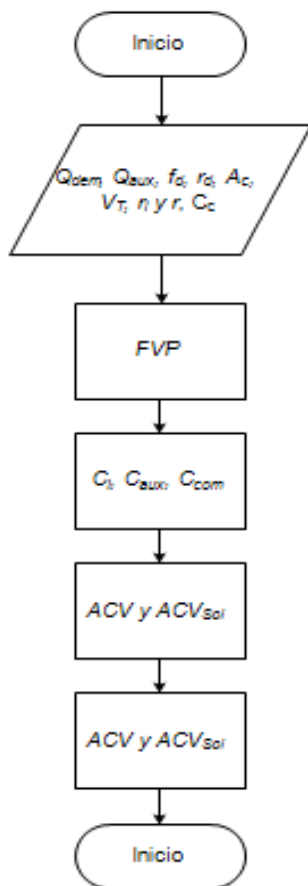
862
863

Figura 3.9 Plataforma de simulación Xochitepec.

864 **3.3 Plataforma económica**

865 En la **Figura 3.10** se muestra el procedimiento para calcular los Ahorros de Ciclo de Vida
 866 ACV. Las variables de entrada en el programa son: la demanda Q_{dem} , la energía útil Q_u , el f_d ,
 867 la tasa de descuento r_d , el A_c , y la tasa de inflación anual r_i . Siiguiente, se calcula el Factor del
 868 Valor Presente FPV , el Costo del sistema solar C_i , el calentador auxiliar C_{aux} y el costo del

869 combustible C_{com} . De esta forma, los Ahorros de Ciclo de Vida ACV y los Ahorros de Ciclo
 870 de Vida Solar ACV_{sol} se determinan. Por último, los ACV totales se calculan.



871
 872

Figura 3.10 Procedimiento de simulación económica.

873 La **Tabla 3.7** muestra los valores de las entradas económicas de referencia. La información
 874 se toma del Banco de México y de la Comisión Reguladora de Energía y están actualizados
 875 al tiempo de escritura de esta tesis.

876

Tabla 3.7 Parámetros económicos.

Periodo de inversión (Años)	5
Tasa de inflación (%)	3.5
Tasa de descuento del mercado (%)	10.0
Precio del combustible por kg. (\$)	18.34
Impuesto sobre la renta (%)	35.0

877

878 El costo inicial del sistema se determinó tomando como referencia el trabajo realizado por
879 (García-Valladares *et al.*, 2019). La lista de precios de los equipos que se muestran en la
880 **Tabla 3.8.**

881

Tabla 3.8 Costo inicial del sistema.

Equipo	Pesos MXN, \$
Colectores de aire	73037
Colectores de agua	11789
Tanque de almacenamiento	40153
Intercambiador de calor	40000
Bombas de agua	34237
Tuberías, conexiones y control	17686
Ductos y aislamiento	19705
Accesorios y conexiones	14164
Instalación del sistema	28836

882

883

884

885

886

887

888

889

890

891

892

893

894

895

896

897

Capítulo 4. Resultados y discusiones

898

899

900

901

902

903 En el presente capítulo se muestra la validación del funcionamiento del
904 simulador, la evaluación térmica en términos de la energía útil diaria, mensual
905 y anual. La evaluación del secado solar se presenta en términos de la capacidad
906 de producción anual. La evaluación económica se realiza en términos de los
907 ahorros solares. Además, la optimización del sistema de calentamiento solar se
908 realiza con un estudio paramétrico.

909

910

911

912

913

914

915

916

917

918

919

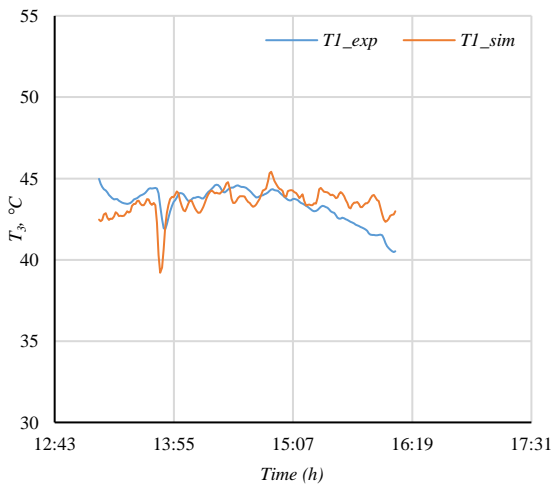
920 **4.1 Validación de plataforma de simulación**

921 La validación de la plataforma de simulación se realizó comparando la temperatura de salida
922 de los campos de colectores de aire, agua e intercambiador de calor, además de la temperatura
923 promedio en el tanque de almacenamiento. La desviación entre los resultados teóricos y
924 experimentales se determinó con el error medio cuadrático *RMSE*.

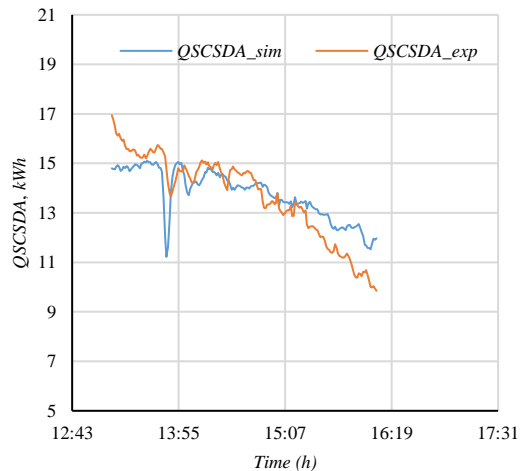
925 En el campo de colectores de aire, el comparativo se realizó con datos experimentales
926 obtenidos el 22/04/2020 y 13/07/2020 de 13:00-16:00, en ambos casos y el 15/07/2020 de
927 11:00-16:30. En el caso de los calentadores solares de agua, el comparativo se realizó con
928 datos experimentales de los días 14/07/2020 y 17/07/2020 de 11:00 -16:00. En el tanque de
929 almacenamiento las pruebas se realizaron los días 14/07/2020, 17/07/2020 y 21/08/2020 de
930 11:00-16:00. El comparativo en el intercambiador de calor se realizó el 21/08/2020 de 16:40-
931 18:00. Las mediciones se registraron en pasos de tiempo de 1 *min*.

932 *Calentadores solares de aire*

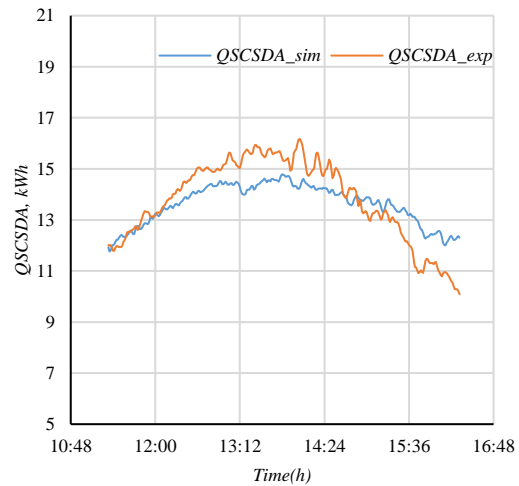
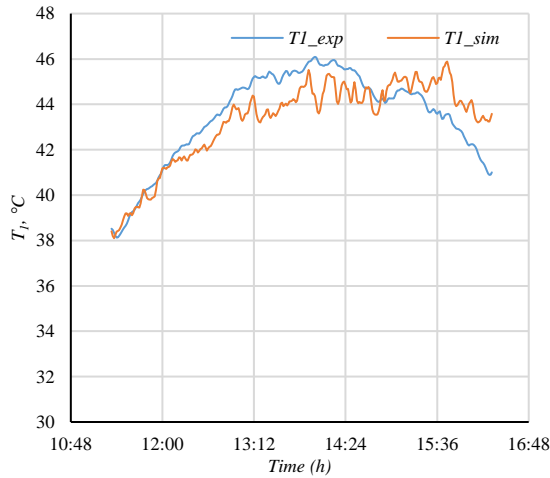
933 En la **Figura 4.1** se muestra el comparativo teórico-experimental entre la temperatura de
934 salida T_1 y la energía útil Q_{SCSDA} . El *RMSE* de T_{1_sim} and T_{1_exp} fue de 1.1, 1.1, and 1.6°C en
935 el primer, segundo y tercer día, respectivamente. El %*MAE* de Q_{SCSDA_sim} y Q_{SCSDA_exp} fue
936 de 0.62, 1.23, y 4.1%, el primer, segundo y tercer día, respectivamente.



a) 13 jul T_1 comparativo.

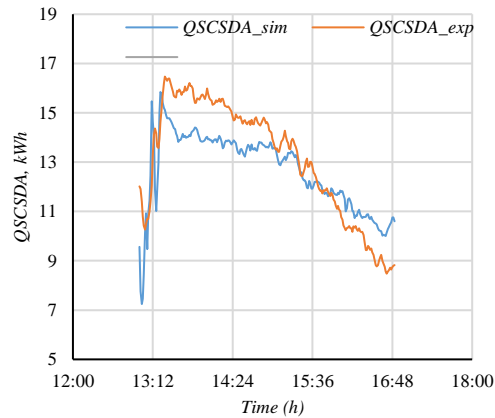
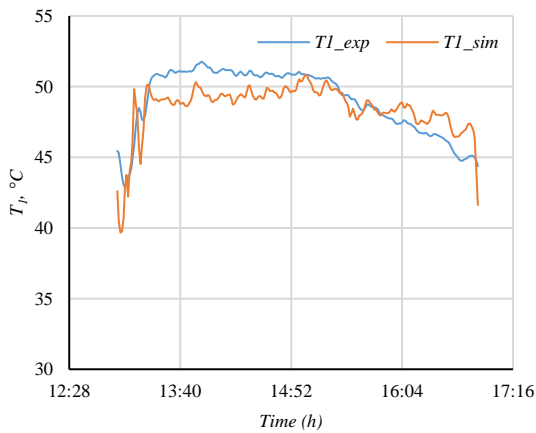


b) 13 jul Q_{SCSDA} comparativo.



c) 15 Jul T_1 comparativo.

d) 15 Jul Q_{SCSDA} comparativo.



e) Comparativo 22 de abril en T_1 .

f) Comparativo 22 de abril de Q_{SCSDA}

Figure 4.1 Comparativo teórico-experimental de T_1 y Q_{SCSDA} .

937 **Calentadores solares de agua**

938 En la **Figura 4.2a** se muestra el comparativo entre la temperatura de salida T_3 teórica y
 939 experimental de los colectores solares de agua de vidriado sencillo. Además, se presenta el
 940 comparativo entre la energía útil $Q_{col,VS}$ simulada y experimental. El $RMSE$ en T_3 fue de 1.85
 941 y 1.3°C y el $\%MAE$ en $Q_{col,VS}$ fue de 7.0 y 1.82%, el primer y segundo día, respectivamente.
 942 En la **Figura 4.2b** se muestra el comparativo entre la temperatura de salida T_4 teórica y
 943 experimental de los colectores solar de agua de doble vidriado. El $RMSE$ en T_4 fue de 1.23 y
 944 1.0°C y el $\%MAE$ en $Q_{col,VD}$ fue de 5.0 y 3.12%, el primer y segundo día, respectivamente.

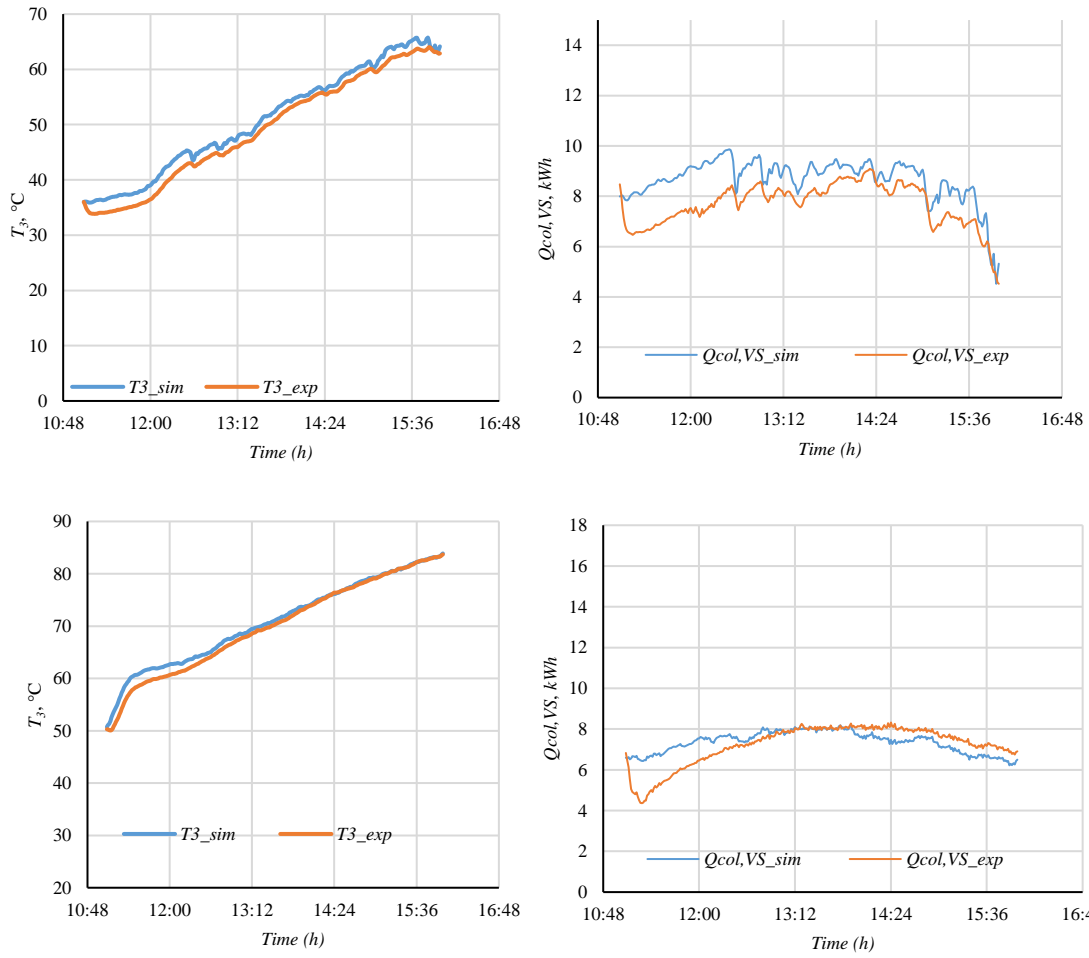
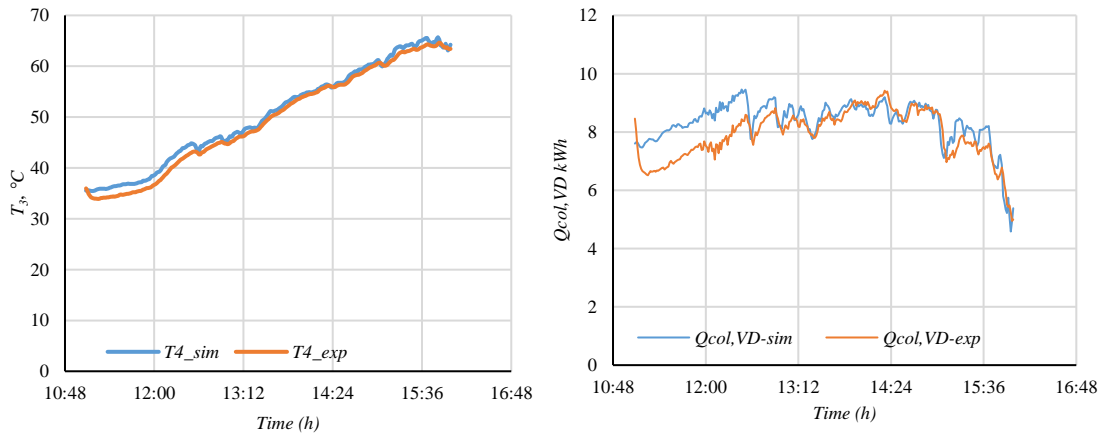


Figure 4.2a. Comparativo teórico-experimental de la temperatura de salida T_3 y la energía útil

Q_{col,VS_exp} y Q_{col,VS_sim} .



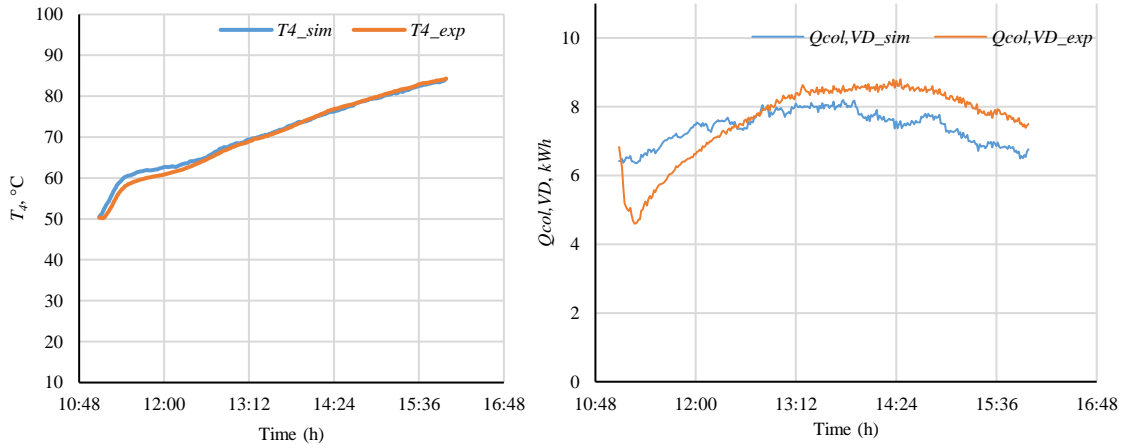
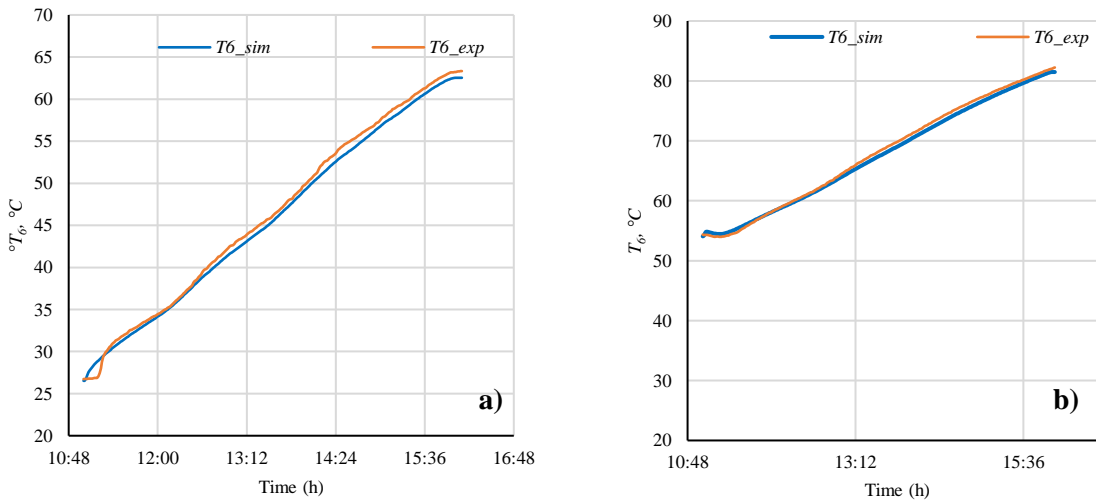
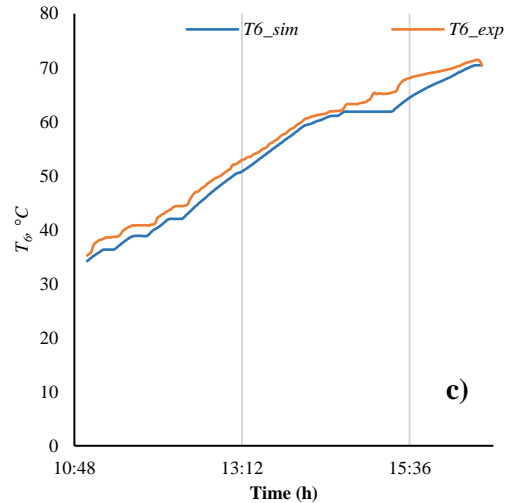


Figure 4.2b. Comparativo teórico-experimental de la temperatura de salida T_4 y la energía útil Q_{col,VD_exp} y Q_{col,VD_sim} .

946 **Tanque de almacenamiento**

947 Para el comparativo, se tomó como referencia la temperatura intermedia del tanque T_6 durante
 948 pruebas de acumulación. Los resultados muestran un *RMSE* de 0.9 y 0.6 $^{\circ}\text{C}$ en el experimento
 949 del 14, y 17 de julio respectivamente. La mayor desviación se presentó el día 21/08/2020 de
 950 prueba con un *RMSE* de 2.1 $^{\circ}\text{C}$ y la diferencia máxima fue de 4 $^{\circ}\text{C}$, como se muestra en la
 951 **Figura 4.3.**

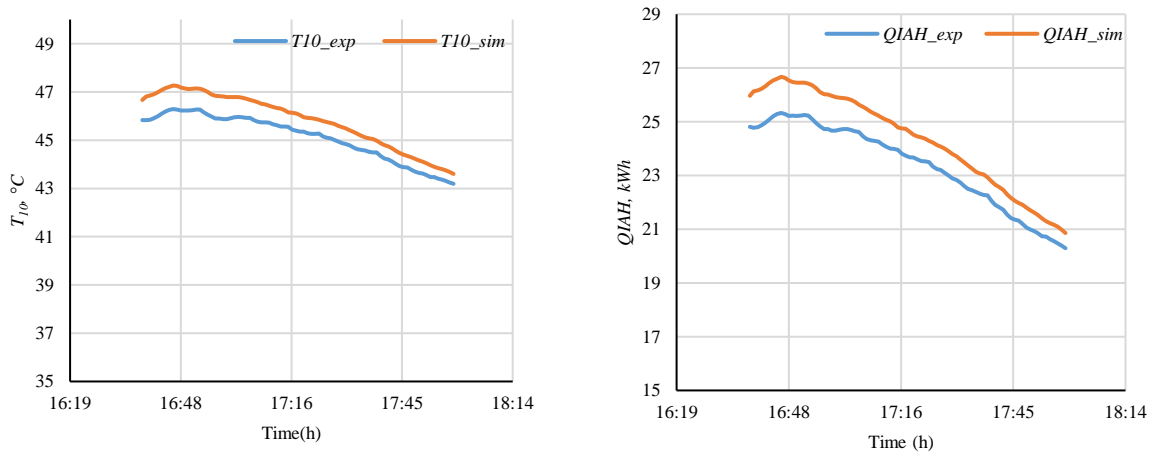




952 **Figura 4.3.** Comparativo en el tanque de almacenamiento a) 14/07/2020 y b) 17/07/2020, 21/08/2020.

953 **Intercambiador de calor**

954 En la **Figura 4.4** se muestra el comparativo entre T_{10_exp} y T_{10_sim} en el intercambiador de
 955 calor. El *RMSE* fue de 0.7°C y la diferencia máxima fue de 0.9°C .



956 **Figura 4.4** Comparativo en Intercambiador de calor.

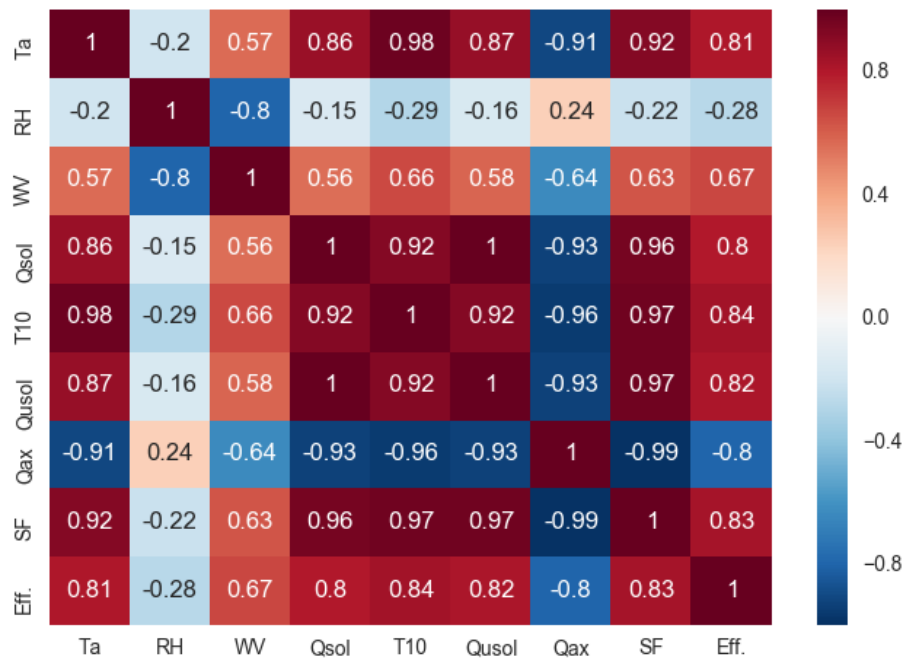
957 De acuerdo a los resultados obtenidos en el comparativo realizado, se considera que la
 958 plataforma de simulación térmica es adecuada para los fines del presente trabajo.

959

960

961 **4.2 Análisis de sensibilidad.**

962 En la **Figura 4.15** se muestra la matriz de confusión considerando el coeficiente de
 963 correlación de Pearson. Como se observa la energía útil Q_{usol} se correlaciona altamente
 964 (>0.90) con la radiación solar Q_{sol} y la temperatura de secado T_{10} , además también se observó
 965 una fuerte correlación (>0.80) con la temperatura ambiente T_a . La fracción solar FS presentó
 966 una alta correlación (>0.90) con la temperatura ambiente T_a , la radiación solar Q_{sol} , la
 967 temperatura de secado T_{10} y la energía útil Q_{usol} , la fracción solar FS presentó una fuerte
 968 correlación (>0.80) con la eficiencia. La eficiencia presentó una fuerte correlación (>0.80)
 969 con la temperatura ambiente T_a , la radiación solar Q_{sol} , la temperatura de secado T_{10} , la
 970 energía útil Q_{usol} y la fracción solar FS . La temperatura ambiente T_a , la radiación solar Q_{sol}
 971 son las variables meteorológicas que mayor correlación presentan con los parámetros de
 972 desempeño térmico Q_{usol} , FS y η . Por otro lado, la energía auxiliar Q_{ax} presentó una
 973 correlación negativa considerable con la temperatura ambiente T_a , la radiación solar Q_{sol} , la
 974 temperatura de secado T_{10} , la energía útil Q_{usol} , la fracción solar FS y la eficiencia η . También
 975 se observó que, a mayor energía auxiliar Q_{ax} , menor es el desempeño térmico.



976 *Figura 4.5 Análisis de sensibilidad.*

977
978

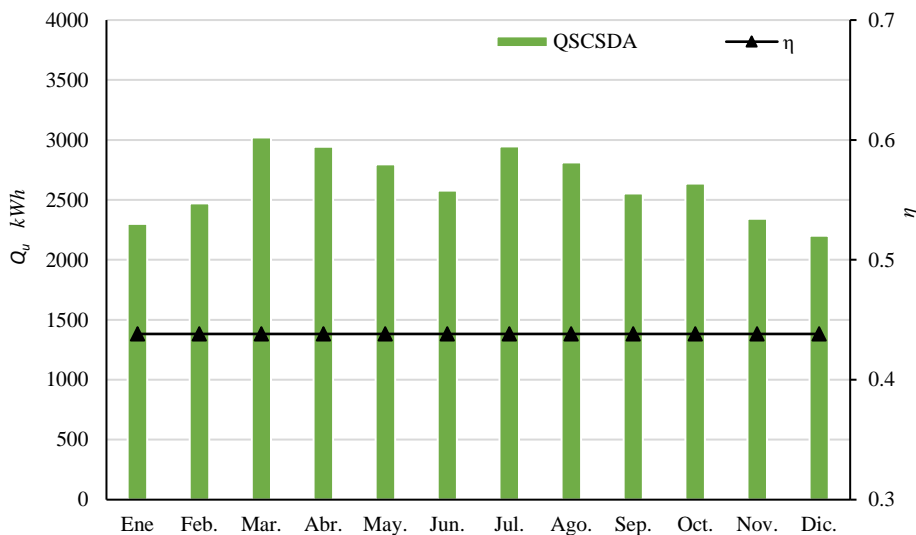
979 **4.3 Evaluación del desempeño térmico.**

980 **4.3.1 Descripción de la simulación.**

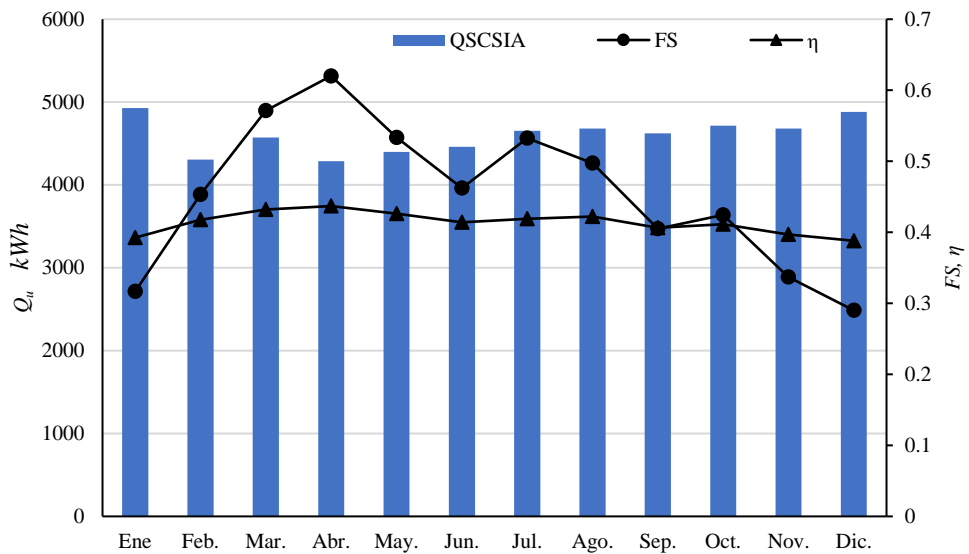
981 La simulación térmica anual del sistema de calentamiento solar híbrido de aire fue realizada
982 en un paso de tiempo de una hora, en un perfil de uso de 9:00-18:00. El flujo másico de aire
983 fue de 3050 kg/h, y el flujo másico de agua de P1:1470 y P2:1980 kg/h. El sistema operó en
984 tres modos. En el **Modo 1**, operó solo el sistema de calentamiento directo de aire. En el **Modo**
985 **2**, operó solo el sistema de calentamiento indirecto de aire. En el **Modo 3**, operó el sistema
986 de manera híbrida.

987 **4.3.2 Desempeño térmico**

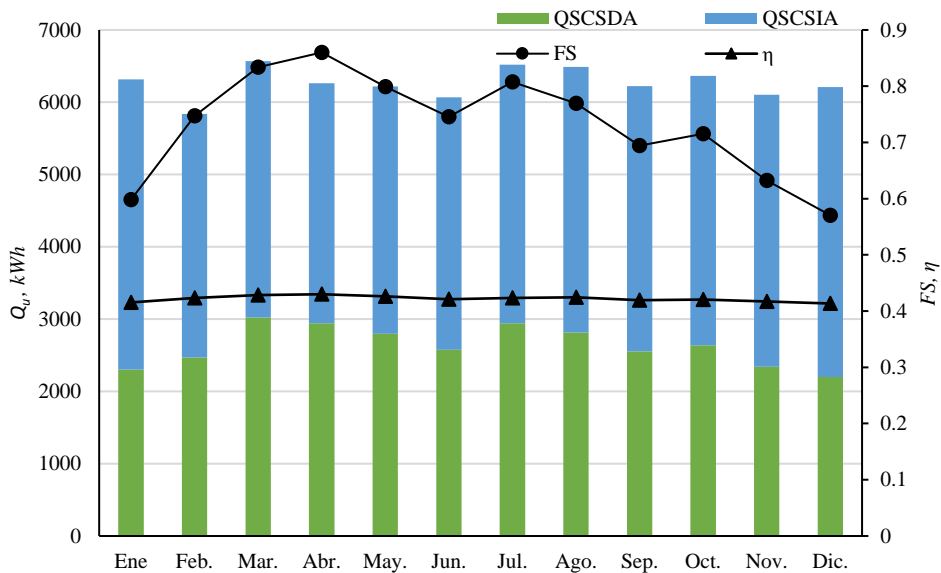
988 El desempeño térmico del SSSH se determinó con la energía útil, la fracción solar y la
989 eficiencia, verificando los intervalos de temperatura de operación. En la **Figura 4.6** se
990 muestran los resultados de la evaluación térmica del sistema. La energía útil anual fue de
991 31603, 55189 y 75180 kWh, para el modo1, Modo 2 y Modo 3 respectivamente. La fracción
992 solar fue de 1.00, 0.45 y 0.73 para los tres casos ya mencionados, de la misma manera la
993 eficiencia fue de 0.44, 0.41 y 0.42. Con la hibridación del sistema, la energía útil anual
994 aumentó en un 58% y 27%, respecto al Modo 1 y Modo 2. El mes con mejor desempeño
995 térmico del sistema de calentamiento solar fue abril.



a) *Modo 1 (solo solar).*



b) *Modo 2 (Calentamiento indirecto)*



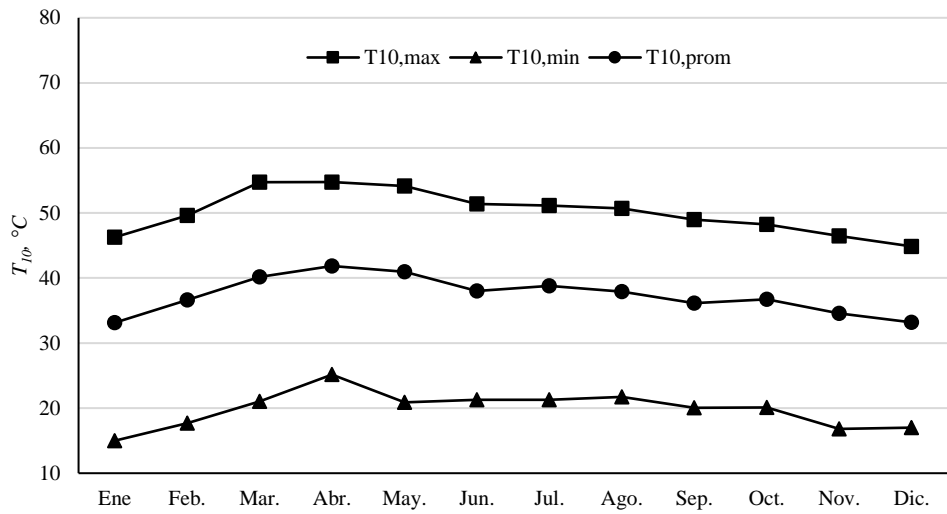
c) *Modo3 (Calentamiento híbrido)*

996

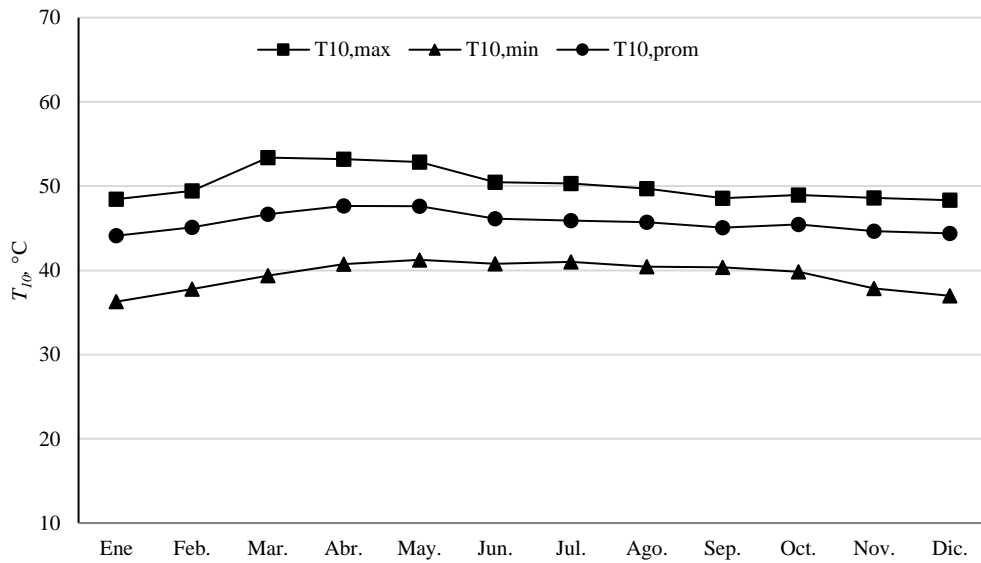
Figura 4.6 Energía útil Q_u y fracción solar FS .

997 En la **Figura 4.7** se muestra la temperatura de secado máxima, mínima y promedio, además
 998 de la eficiencia del SSSH. En el Modo 1, la temperatura de salida del sistema de
 999 calentamiento solar fue de 54.75-15.0°C con una temperatura promedio anual de 37.3°C. En

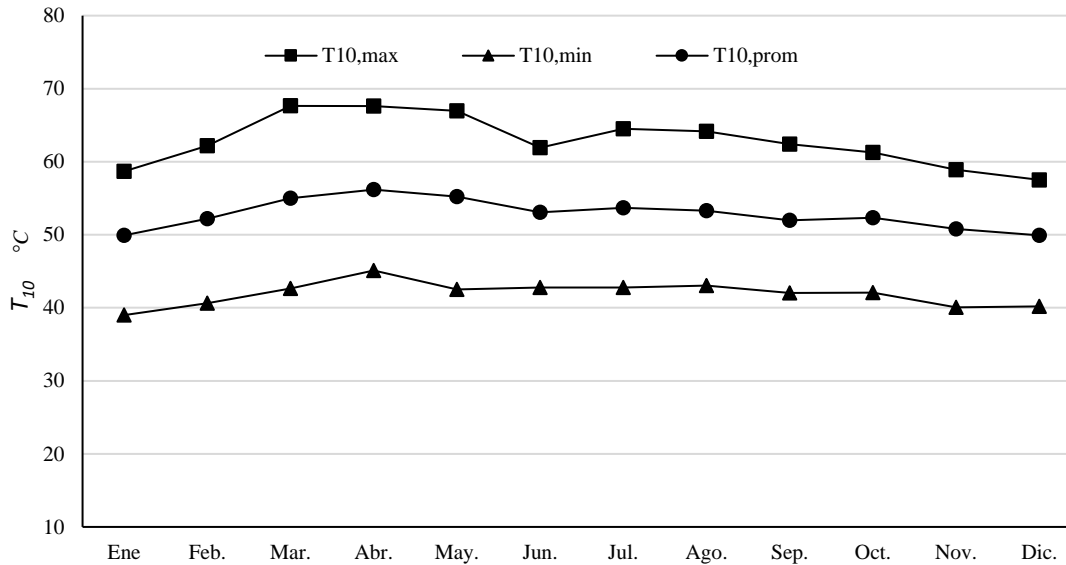
1000 el Modo 2 la temperatura fue de 53.4-36.3°C con promedio de 45.7°C. En el Modo 3 la
 1001 temperatura fue de 67.6-39.0°C y en promedio de 53.8°C.



a) *Modo 1*



b) *Modo 2*



c) Modo 3

1002 **Figura 4.7** Temperaturas de secado máxima $T_{10,max}$, mínima $T_{10,min}$ y promedio $T_{10,prom}$.

1003 **4.3.3 Análisis de incertidumbre de la energía útil.**

1004 En la **Tabla 4.1** se condensan las incertidumbres de cálculo de la energía útil. La
 1005 incertidumbre en la simulación térmica se realizó considerando la incertidumbre en el sensor
 1006 de radiación solar. El piranómetro presentó una incertidumbre del 5%. El cálculo de la
 1007 incertidumbre consistió en simular el SSSH considerando una variación en la de radiación
 1008 solar de $\pm 5\%$. La variación mínima y máxima de la energía útil respecto a la radiación solar
 1009 se presentó en el SCSIA con 3.4 y 5.6% respectivamente. En general, en el sistema de
 1010 calentamiento directo de aire SCSDA se observó una variación estable de 4.7-5.1%. La
 1011 incertidumbre promedio en la obtención de la energía útil fue de 4.7%.

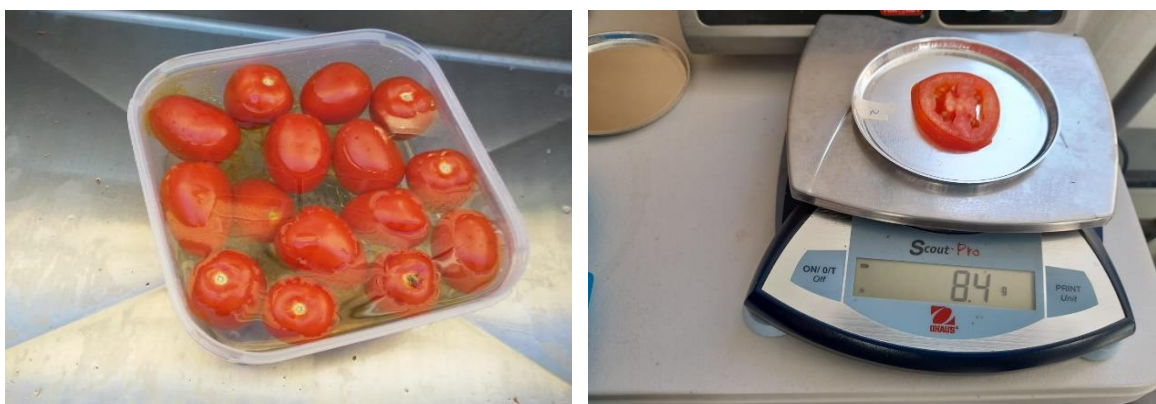
1012 **Tabla 4.1** Incertidumbre en la obtención de la energía útil.

	Día	Energía útil de referencia	Energía útil +5%	Energía útil -5%	Variación +%	Variación +%
SCSDA	04-04-2020	90.8	95.2	86.4	4.7	5.1
	13-04-2020	57.7	60.5	54.9	4.7	5.1
	15-04-2020	95.1	99.7	90.5	4.7	5.1
SCSIA	14-jul-2020	45.6	40.1	43.2	5.1	5.6
	15-jul-2020	69.9	72.3	67.42	3.4	3.6

1013

1014 4.4 Modelos de secado de tomate

1015 Los modelos de secado de tomate fueron desarrollados con datos de campo obtenidos durante
1016 las pruebas realizadas los días 09/nov/2021, 19/nov/2021 y 24/nov/2021 como se describe en
1017 la **Sección 2.2.3**. Las variables monitoreadas fueron la temperatura de secado T_{10} , la
1018 temperatura ambiente T_a y el flujo másico de aire F_3 , así como el peso de las muestras de
1019 tomate W y el tiempo de secado t . Los modelos de secado de tomate utilizados se especifican
1020 en la **Sección 2.2.3**. Antes del secado, el producto fresco se sometió a un proceso de
1021 pretratamiento. Primeramente, el tomate se lavó y desinfectó, seguido fue rebanado en
1022 rodajas de 5 mm de espesor. Una vez rebanado, el tomate se colocó en charolas dentro del
1023 túnel de secado. En la **Figura 4.8** se muestra el proceso de pretratamiento. Tres muestras
1024 (M1, M2 y M3) se seleccionaron aleatoriamente para el monitoreo de la tasa de secado
1025 durante las pruebas. El peso de las muestras fue registrado cada 20 min las primeras dos horas
1026 y cada 60 min en el resto de la prueba.

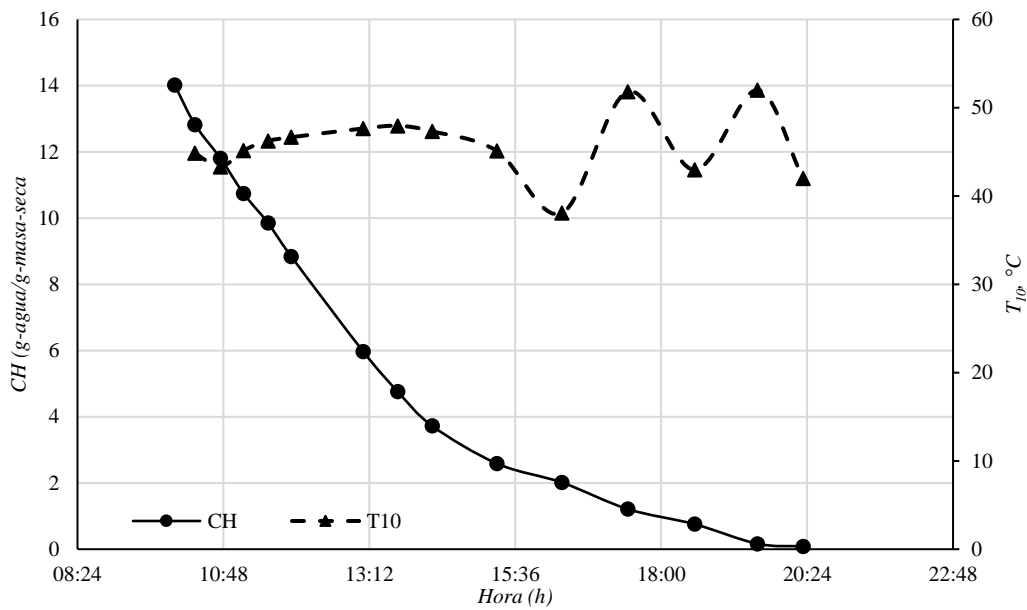


1027 *Figura 4.8 Preparación de la muestra a secar.*

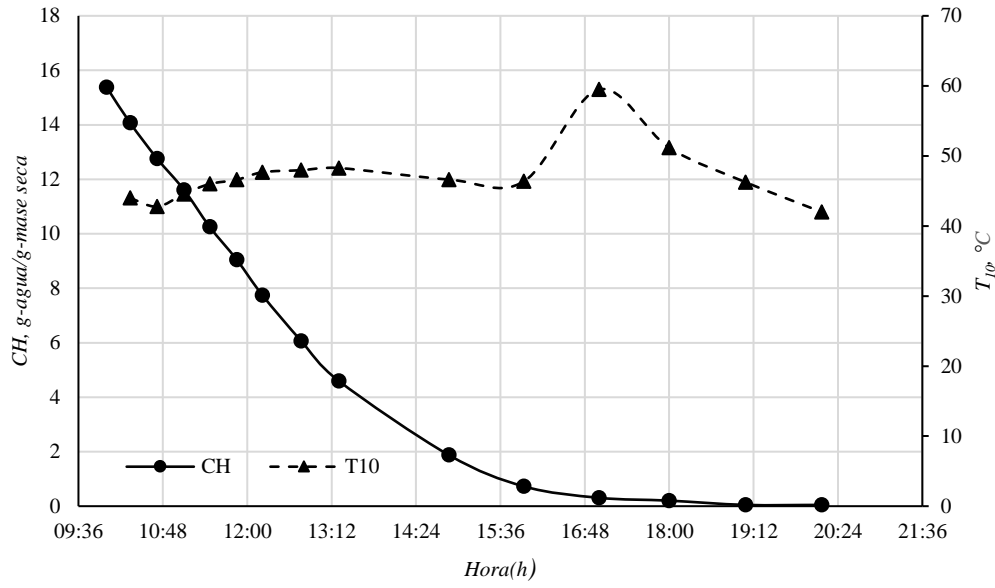
1028 4.4.1 Cinética de secado

1029 En la **Figura 4.9** se muestran las cinéticas de secado obtenidas durante los tres días de prueba.
1030 Las pruebas se realizaron considerando tres modos de operación: a) Directo-Indirecto (solar)-
1031 Indirecto (auxiliar), b) Directo-Indirecto (solar) y c) Indirecto (auxiliar)-Directo-Indirecto
1032 (solar). En el caso (a), el tiempo de secado total fue de 10 h con 20 min. El contenido de
1033 humedad final fue de 0.08 g-agua/g-masa-seca y la temperatura de secado promedio fue de
1034 45.6°C con máximos y mínimos de 58.1 y 38.1°C, respectivamente. El experimento (b)
1035 presentó un tiempo de secado de 10 h y 10 min. El contenido de humedad final fue de 0.08

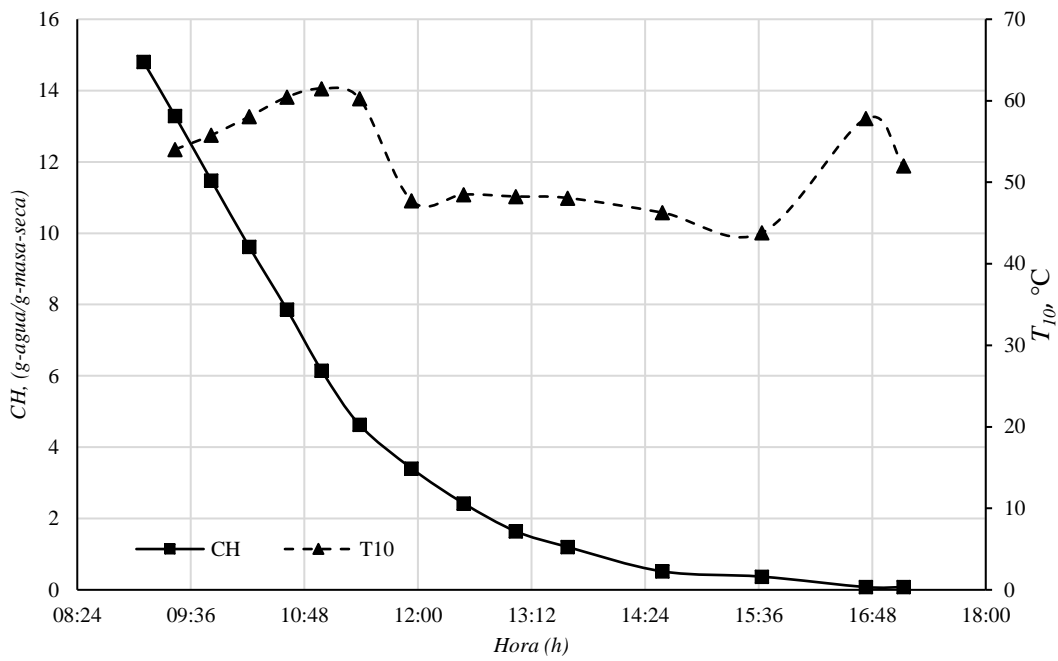
1036 *g-agua/g-masa-seca* y la temperatura de secado promedio fue de 47.1°C con máximos y
 1037 mínimos de 42.2 y 59.5°C . En el caso del tercer experimento (c), El tiempo de secado fue de
 1038 8 h con 8 min finalizando con un contenido de humedad de $0.04\text{ g-agua/g-masa-seca}$. La
 1039 temperatura promedio, máxima y mínima fue de 53.0 , 61.5 y 43.8°C , respectivamente. En
 1040 las tres pruebas, la pérdida de humedad durante la fase de secado constante fue considerable.
 1041 La fase de secado constante se observó durante las primeras horas de secado. El contenido
 1042 de humedad se redujo en 58.0 , 65.5 y 77.0% durante las primeras tres horas de prueba en los
 1043 experimentos (a), (b) y (c), respectivamente. Es de observar, que el menor tiempo de secado
 1044 y la mayor tasa de pérdida de humedad se presentó durante el experimento (a) operando en
 1045 la configuración Indirecto (auxiliar) - Directo-Indirecto (solar). También, la máxima
 1046 temperatura de secado promedio de 53.0°C se registró en este experimento.



a) 09/Nov/202. Directo-indirecto (auxiliar).



b) 19/Nov/2021. Directo-Indirecto (solar).



c) 25/nov/2021. Indirecto (auxiliar)-directo-indirecto (solar).

Figura 4.9 Cinética de secado.

1047

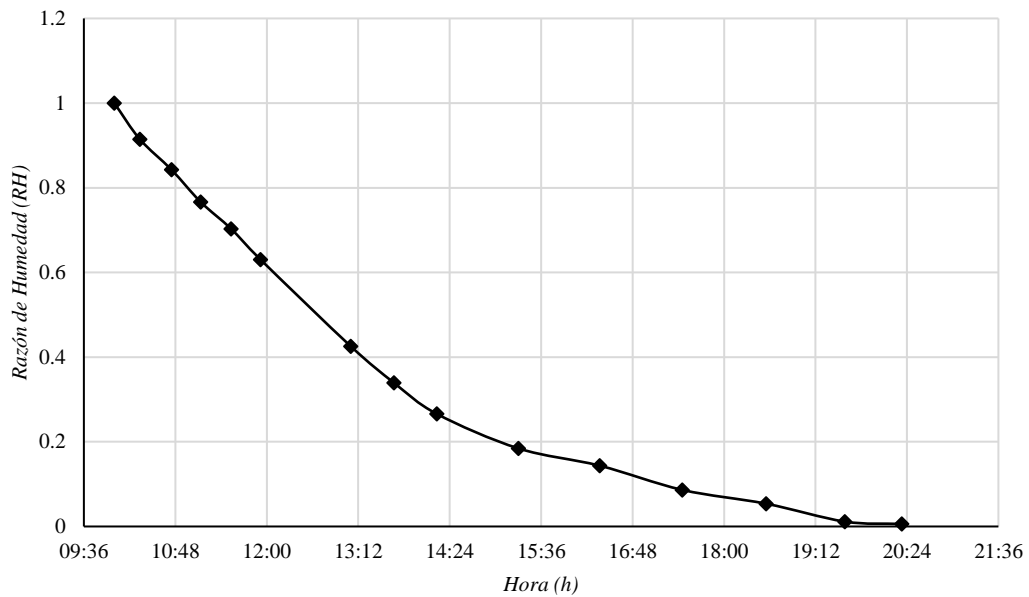
1048

1049

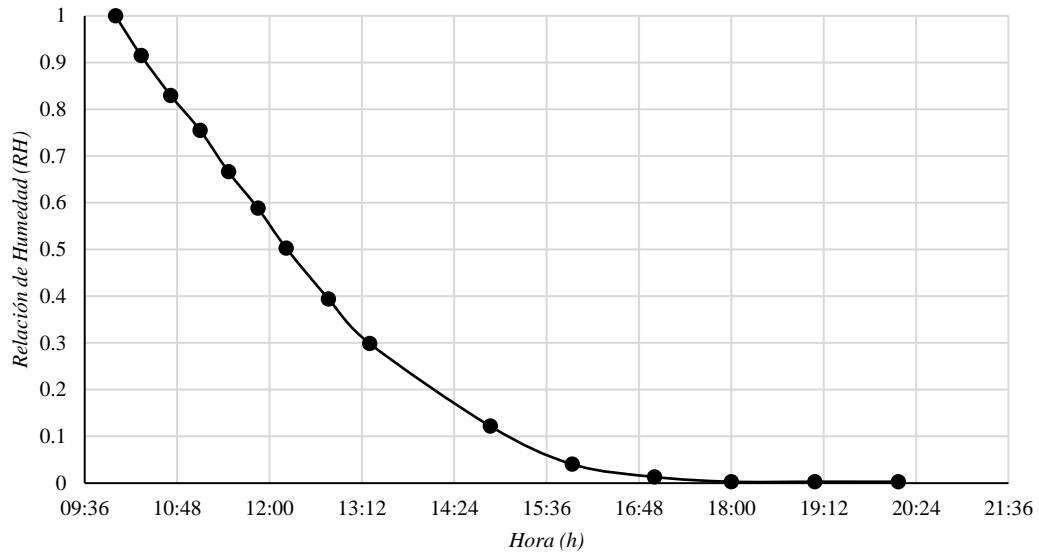
1050 **4.4.2 Modelo de secado**

1051 El modelo propuesto y cuatro modelos recurrentes en la literatura se ajustaron a los datos que
1052 se muestran en la **Figura 4.10** con la herramienta *Curvefitting* del software Matlab, el cual
1053 utiliza el método regresivo de mínimos cuadrados no lineales. La razón de humedad *RH* pasó
1054 de 1 a 0.18 en 5 h, por lo que las primeras 5 horas de secado contribuyeron en un 94.5% en
1055 el primer día. En el caso del segundo día, la razón de humedad disminuyó de 1 a 0.04 en 6
1056 horas, lo que representó un 96% de pérdida de humedad. El tercer día, la razón de humedad
1057 llegó a 0.04 en 5.93 h, en este punto la curva se vuelve asintótica.

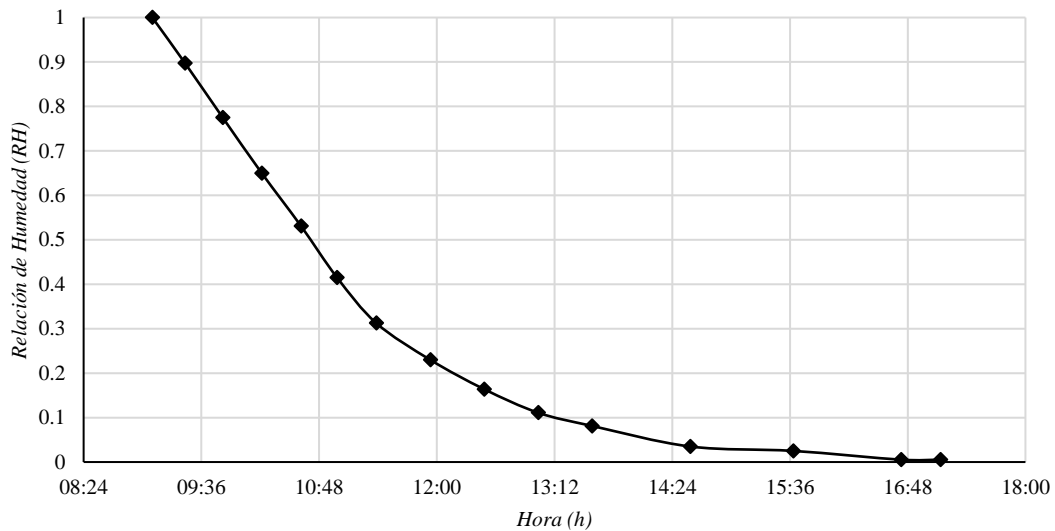
1058



a) 09/Nov/2021



b) 19/Nov/2021



c) 25/Nov/2021

1059

1060

Figura 4.10 Relación de humedad, a) 09/Nov/2021, b)19/Nov/2021 y c) 25/Nov/2021.

1061

En la **Tabla 4.2** se muestran los resultados del ajuste. Es de notar que el modelo propuesto

1062

mostró un mejor desempeño con un R^2 de 0.9982 y un $RMSE$ de 0.0078. Por lo tanto, la

1063

precisión del ajuste mejoró si se considera la temperatura de secado. El modelo que presentó

1064

el ajuste menos preciso fue el modelo de Newton con un R^2 de 0.9591 y un $RMSE$ de 0.746.

1065

El modelo propuesto fue hasta 20 veces más preciso que el modelo de Newton. Así mismo,

1066 el modelo de Page mostró buen desempeño con desviaciones máximas de 0.0341 y mínimas
 1067 de 0.0135.

1068 **Tabla 4.2.** Coeficientes de secado y precisión del ajuste de curvas.

Modelo	Ecuación	R ²	RMSE	a	b	k	k2	n
Newton	$MR = \exp(-kt)$	0.9909	0.0340			0.004787		
Page	$MR = \exp(-kt^n)$	0.9987	0.0135			0.00179		1.185
Henderson y Pabis	$MR = a \exp(-kt)$	0.9933	0.302	1.042		0.004628		
Midilli modificado	$MR = a \exp(-kt) + bt$	0.9957	0.0253	1.013	0.00005782	0.004712		
Modelo propuesto	$MR = a + bt + kT + k2t^2 + ntT$	0.9961	0.0114	1.303	-0.003952	-0.007051	0.0000030 13	0.00005118
9/Nov/2021								
Newton	$MR = \exp(-kt)$	0.9591	0.0743			0.006104		
Page	$MR = \exp(-kt^n)$	0.9920	0.0341			0.0006218		1.447
Henderson y Pabis	$MR = a \exp(-kt)$	0.9671	0.0692	1.081		0.006658		
Midilli modificado	$MR = a \exp(-kt) + bt$	0.9957	0.0253	1.031	-0.00005782	0.004712		
Modelo propuesto	$MR = a + bt + kT + k2t^2 + ntT$	0.9937	0.0128	0.6478	-0.004025	0.008589	0.0000045 74	- 0.00001529
19/Nov/2021								
Newton	$MR = \exp(-kt)$	0.9909	0.0340			0.004787		
Page	$MR = \exp(-kt^n)$	0.9986	0.0135	0.00179		1.185		
Henderson y Pabis	$MR = a \exp(-kt)$	0.9917	0.0325	1.058		0.008461		
Midilli modificado	$MR = a \exp(-kt) + bt$	0.9936	0.0296	1.049	- 0.00007304	0.008054		
Modelo propuesto	$MR = a + bt + kT + k2t^2 + ntT$	0.9981	0.0078					
25/Nov/2021								

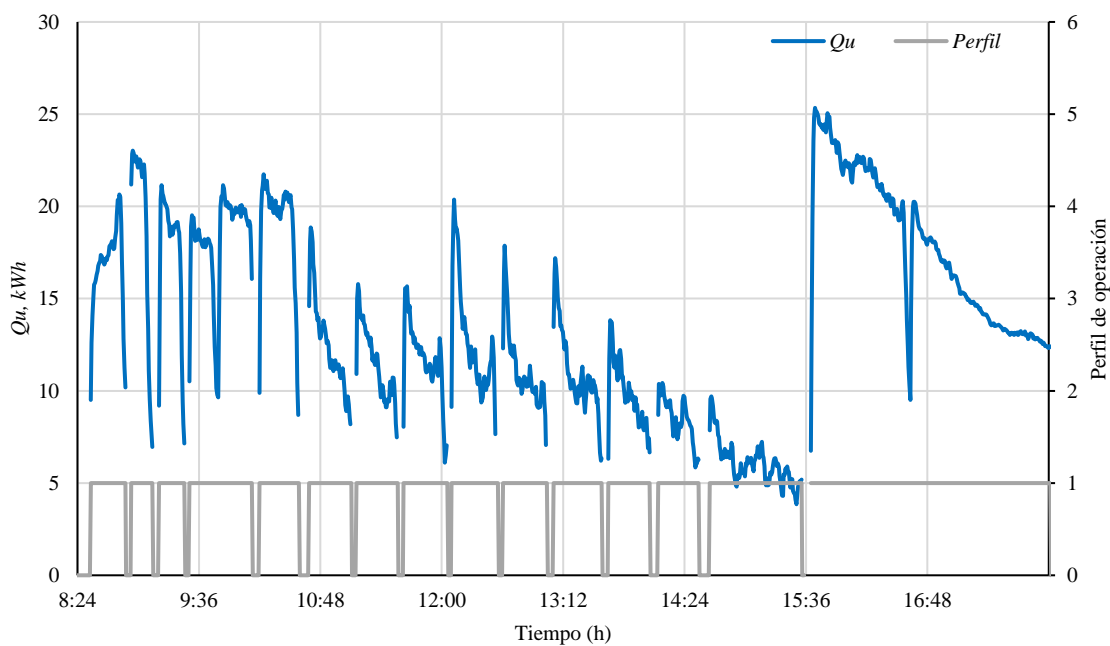
1069 **4.5 Capacidad de Producción Anual**

1070 La Capacidad de producción anual se determinó de manera teórica con la energía útil anual
 1071 Q_u y la energía específica de secado por lote experimental. La energía específica de
 1072 secado EE_S se determinó de acuerdo a la **Sección 2.3.3**, la temperatura de secado T_{10} , la
 1073 temperatura ambiente T_a y el flujo másico de aire F_3 se monitorearon durante las pruebas
 1074 experimentales. En el caso del modelo de secado, el peso W del tomate, el tiempo t y la
 1075 temperatura de secado se registraron. El experimento considera muestras de tomate saladette
 1076 que se colocan dentro de un secador tipo túnel, ubicado en Xochitepec, Morelos, la
 1077 descripción de la muestra se presenta en la **Sección 2.2.4**. Primeramente, el tomate se lavó y

1078 desinfectó, posteriormente se rebanó en cuatro partes, como se muestra en la **Figura 4.8**. Una
1079 vez rebanado, el tomate se colocó en bandejas dentro del túnel de secado. Previamente, las
1080 muestras (M1, M2, M3) se seleccionaron al azar y se pesaron individualmente. El secado se
1081 realizó de 08:30-18:00 y de 09:30-17:30 el primer y segundo día, respectivamente. Las
1082 muestras se pesaron cada 15 *min* la primera hora de pruebas y cada 60 *min* el resto de la
1083 prueba.

1084 4.5.1 Energía Específica de secado

1085 En la **Figura 4.11** se muestra la potencia térmica calculada durante los dos días de prueba.
1086 La potencia máxima fue de 26.2 *kWh* y la mínima de 4.91 *kWh*. Durante las pruebas, la mayor
1087 potencia se obtuvo cuando operó el Sistema de Calentamiento Indirecto de Aire SCSIA. El
1088 perfil de operación muestra los instantes en que se apagó el ventilador y se pesaron las
1089 muestras. En total, la energía útil Q_u del lote de secado fue de 213.17 *kWh*. Cabe señalar que
1090 no se tomaron en cuenta los periodos de toma de muestra en el cálculo de la energía útil.



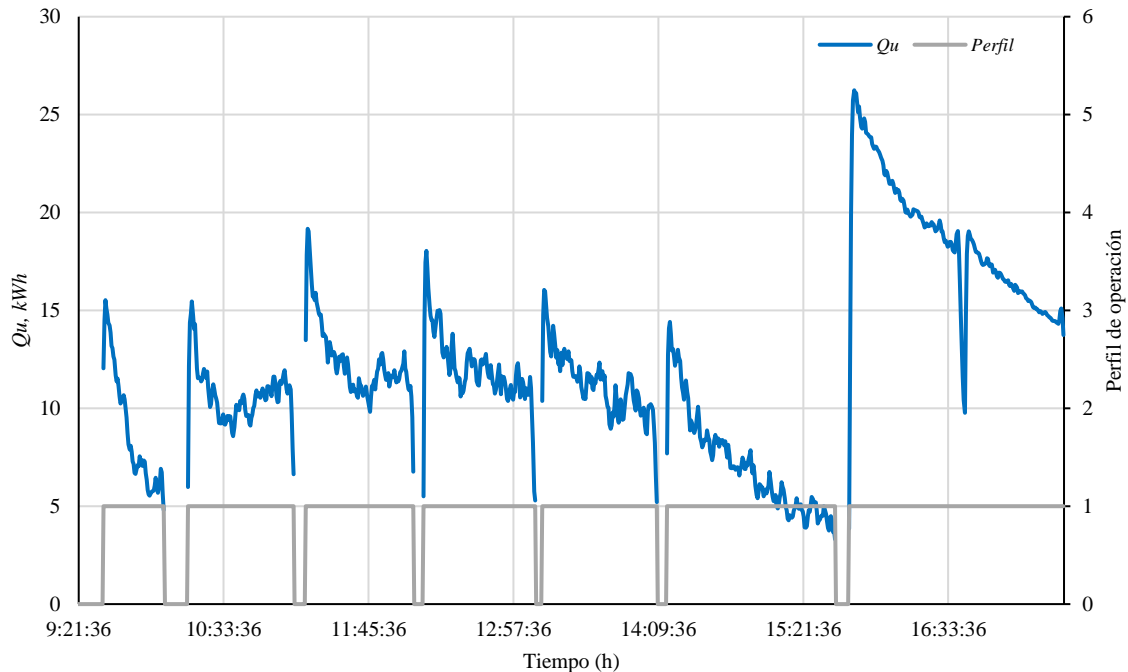
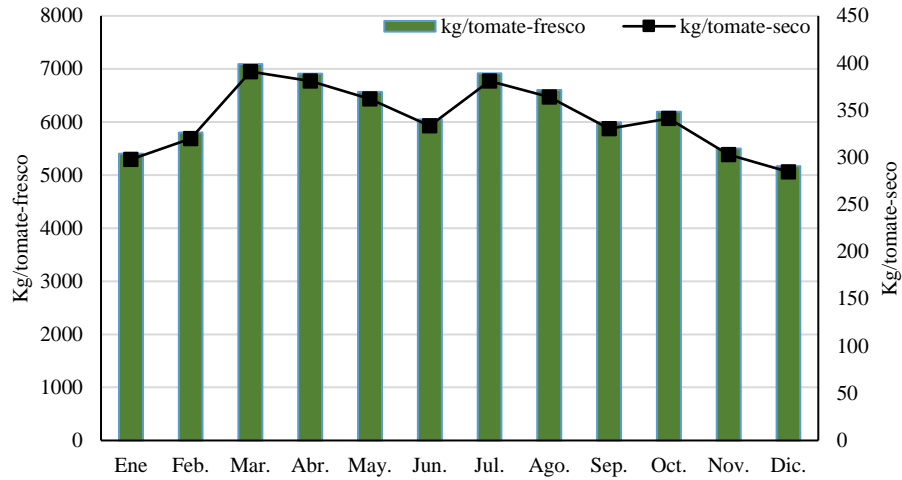


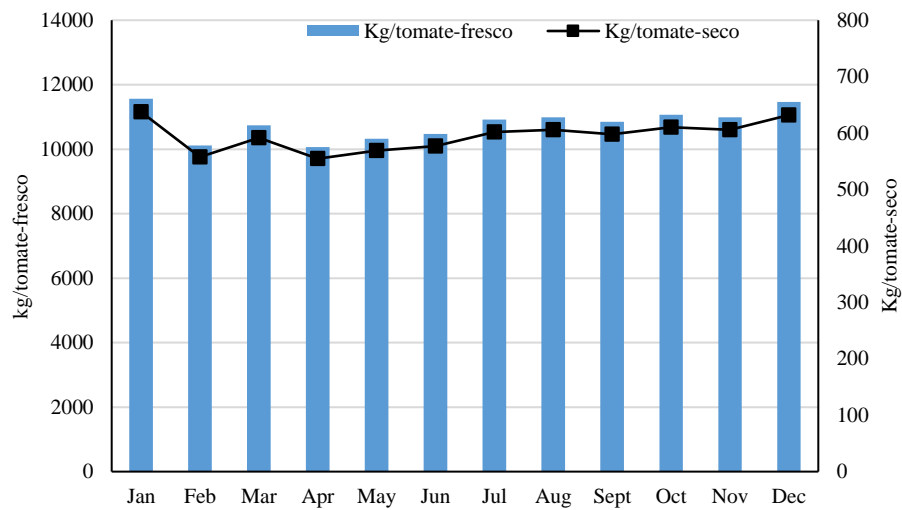
Figura 4.11 Energía útil experimental.

1091 **4.5.2 Capacidad de producción anual.**

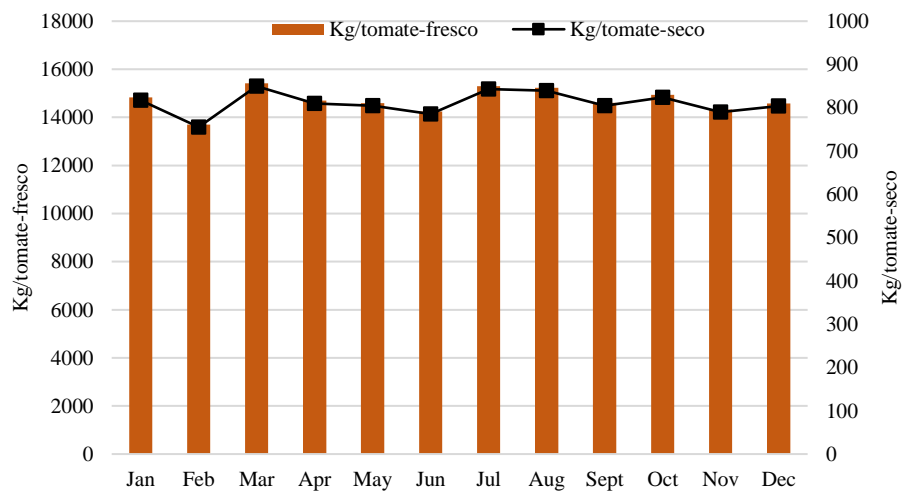
1092 La capacidad de producción anual *CPA* se determinó con la Energía útil anual obtenida de la
 1093 simulación térmica y con la energía específica de secado. La energía específica de secado se
 1094 determinó considerando la energía útil y el tiempo medido durante el experimento de secado.
 1095 También, la capacidad del secador se estableció en 500 *kg*, la cual es su capacidad máxima.
 1096 La velocidad de secado se consideró uniforme en todo el secador. En la **Figura 4.12a** se
 1097 muestra la capacidad de secado de tomate anual y por meses en el Modo 1 de operación del
 1098 secador. El tomate fresco posible de procesar fue de 74187 *kg-año*, obteniendo 4089 *kg-año*
 1099 de tomate seco. Marzo fue el mes con mejor desempeño con 7092 *kg* y 390 *kg* de tomate
 1100 fresco y seco, respectivamente. En el Modo 2, la cantidad de tomate fresco y seco fue de
 1101 129552 *kg-año* y 7140 *kg-año*, respectivamente como se muestra en la **Figura 4.12b**. El mes
 1102 con mayor capacidad de secado fue enero con 14827 *kg-año* y 817.28 *Kg-año* de tomate
 1103 fresco y seco, respectivamente. Sin embargo, enero es el mes que mayor energía auxiliar
 1104 consume como se observa en la **Figura 4.5**. En el Modo 3, la cantidad de tomate fresco y
 1105 seco fue de 176480 *kg-año* y 9727.34 *kg-año*, respectivamente. Los meses con mejor
 1106 desempeño fueron los meses de Marzo-Agosto, como se muestra en la **Figura 4.12c**.



a) Modo 1



b) Modo 2

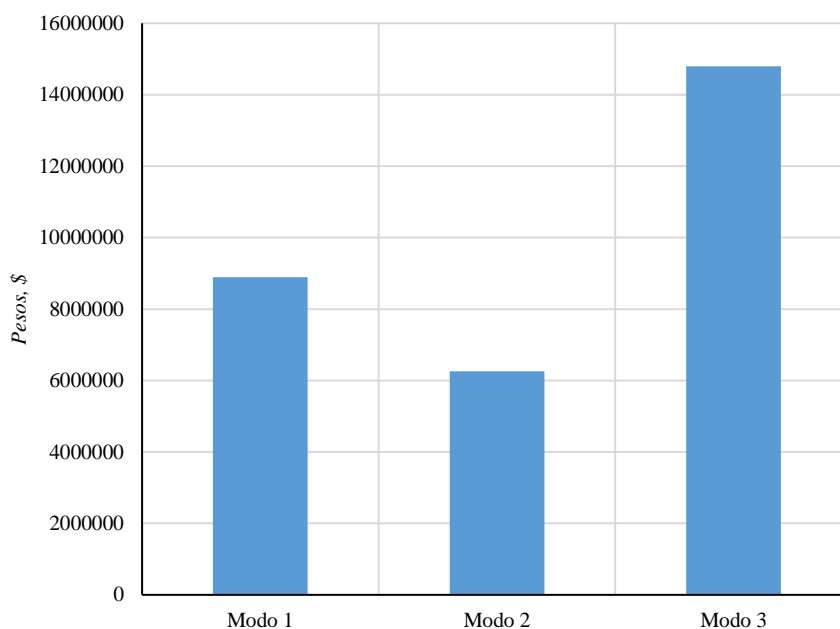


c) Modo 3

Figura 4.12 Capacidad de producción anual.

1108 **4.6 Evaluación económica**

1109 Los costos del Sistema de Calentamiento Solar Híbrido de Aire SCSHA se determinaron de
1110 acuerdo a la **Sección 2.3.3**. En el modo de operación 1, 2 y 3 los ahorros solares proyectados
1111 a 20 años de vida útil fueron de 8889613, 6262226 y \$14797612 MXN como se muestra en
1112 la **Figura 4.13**. El modo de operación híbrido (Modo 1) permite aumentar los ahorros solares
1113 hasta un 58%. Sin embargo, el ahorro solar es significativo en los tres modos de operación
1114 en comparación del secado con solo energía fósil.



1115

1116

Figura 4.13 Ahorros de Ciclo de Vida ACV.

1117 En la **Figura 4.14** se muestra los costos unitarios de la energía en los tres modos de operación.
1118 El costo por kWh de energía fue de 0.42, 8.81 y 4.64 \$/kWh. El costo por kWh del Modo 1 es
1119 21 menor que el Modo 2 y 11 veces menor que el Modo 3. El costo es en razón de que no se
1120 utiliza calentamiento auxiliar. Por lo tanto, el calentamiento auxiliar representa el mayor
1121 costo de operación del sistema. Sin embargo, el Modo 3 fue 1.9 veces más económico que el
1122 Modo 2, el cual resultó más conveniente para aplicaciones donde el tiempo de secado y la
1123 continuidad del secado sean requeridas para evitar degradación del producto.

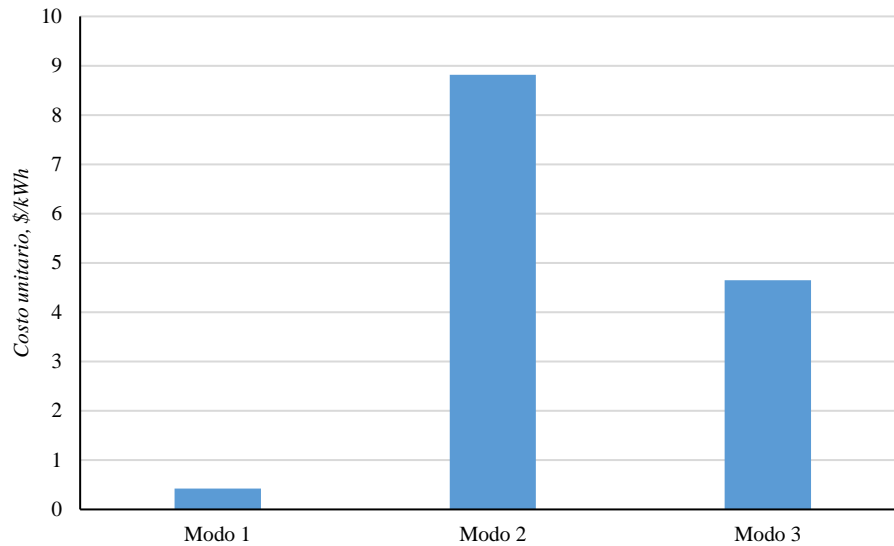


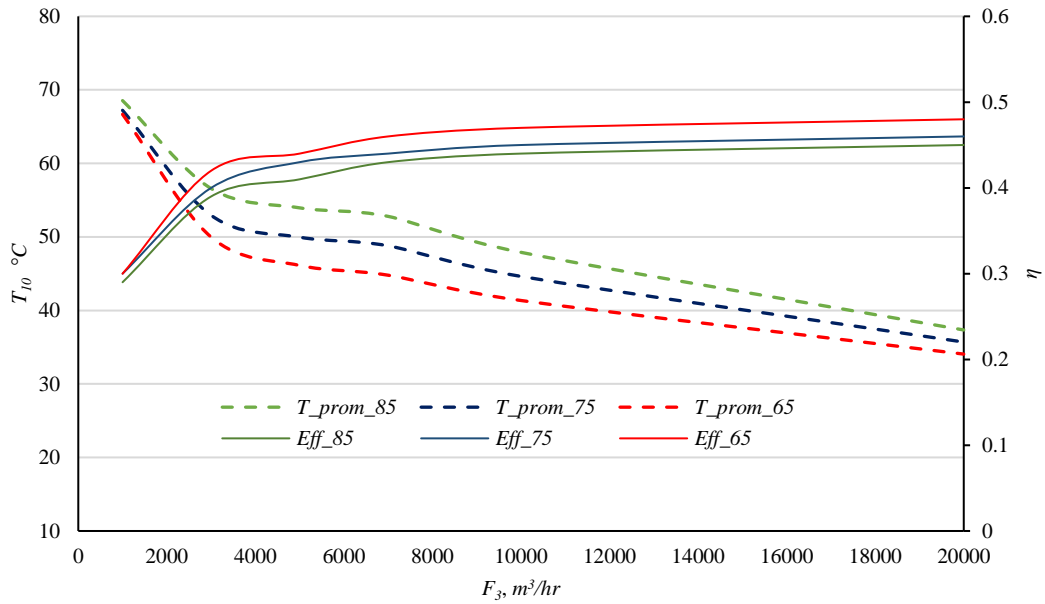
Figura 4.14 Costo unitario de secado.

1124

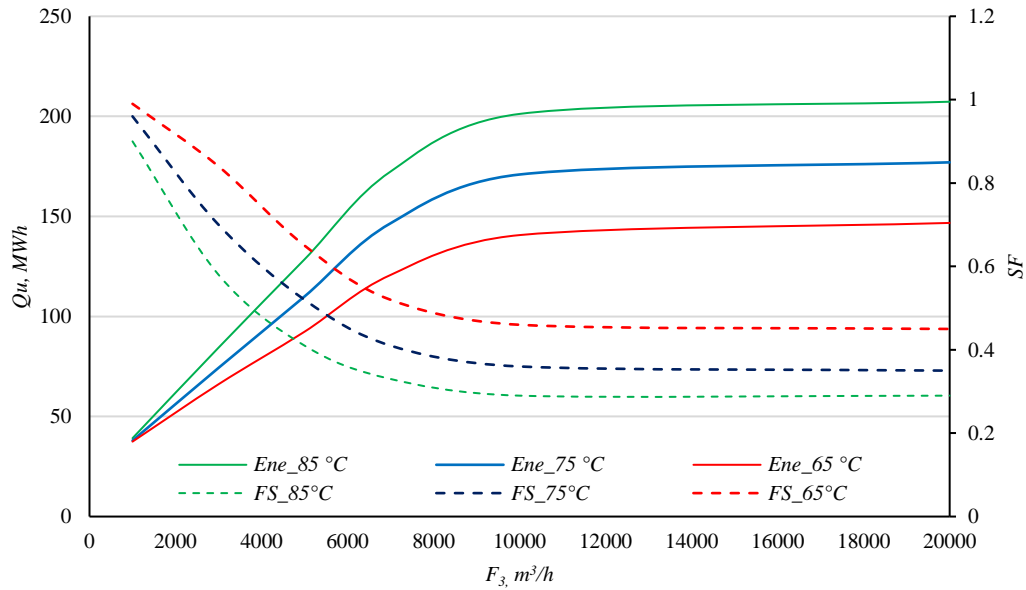
1125

1126 4.7 Estudio paramétrico

1127 En este trabajo se realiza un estudio paramétrico considerando tres temperaturas en el
 1128 calentador auxiliar (65, 75 y 85°C) y flujo másico de 1000-20000 kg/h. En el estudio se
 1129 evalúa el comportamiento de la energía útil, la fracción solar, la temperatura y la eficiencia
 1130 respecto al flujo de aire. Los comparativos que se realizaron fueron la temperatura promedio
 1131 vs la eficiencia (**Figura 4.15a**), y la energía útil vs la fracción solar (**Figura 4.15b**). Es de
 1132 notar que en todas las configuraciones estudiadas la máxima temperatura y fracción solar se
 1133 obtienen a menor flujo, así como la máxima eficiencia y energía útil se obtienen a mayor
 1134 flujo. También se observa que la temperatura máxima se obtiene a 1000 kg/h y 85°C en el
 1135 calentador auxiliar y la mínima con la configuración 20000 kg/h y 65°C como era esperado.
 1136 La eficiencia y la temperatura promedio del sistema se mantuvo entre 0.29-0.48 y 34.1-
 1137 68.54°C, respectivamente. Como se muestra en la **Figura 4.15b**, el intervalo de valores de
 1138 energía útil y fracción solar fue de 39.17-207.31 MWh y 0.30-0.99, respectivamente. Es de
 1139 observar que con la herramienta desarrollada es posible seleccionar los parámetros de
 1140 operación de acuerdo a las necesidades de calor del producto a secar.



b) Temperatura vs Eficiencia.



b) Energía útil vs Fracción solar.

1141

Figura 4.15 Análisis paramétrico.

1142 **4.8 Desempeño del sistema en diferentes climas de México.**

1143 En esta actividad se encontró la energía útil, la fracción solar, la eficiencia y las temperaturas
 1144 de operación del SSSH para las ciudades de Guadalajara, Los Mochis, Torreón y Zacatecas,
 1145 los resultados se compararon con el caso de estudio. En la **Tabla 4.5** se muestra el tipo de

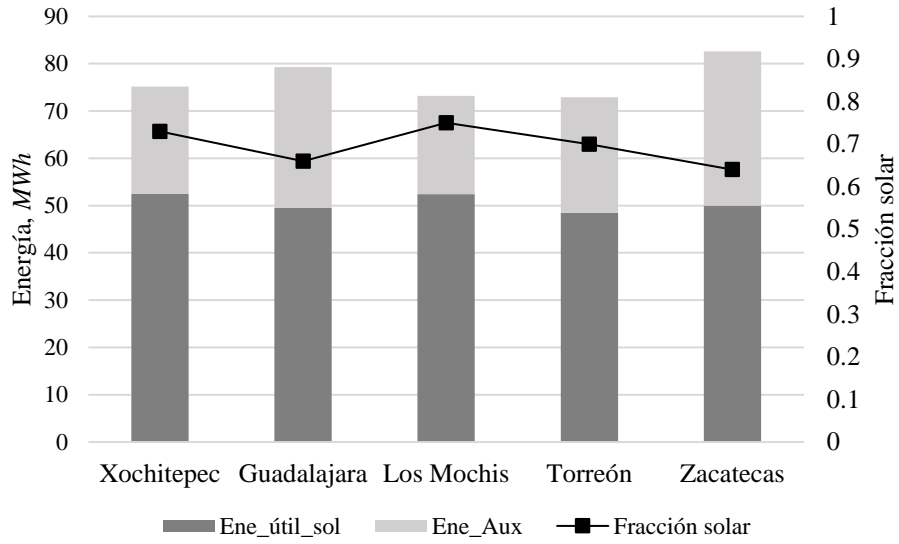
1146 clima de cada ciudad según Koppen, así como la temperatura ambiente promedio y la
 1147 radiación solar promedio diaria anual.

1148 *Tabla 4.5 Ciudades de estudio.*

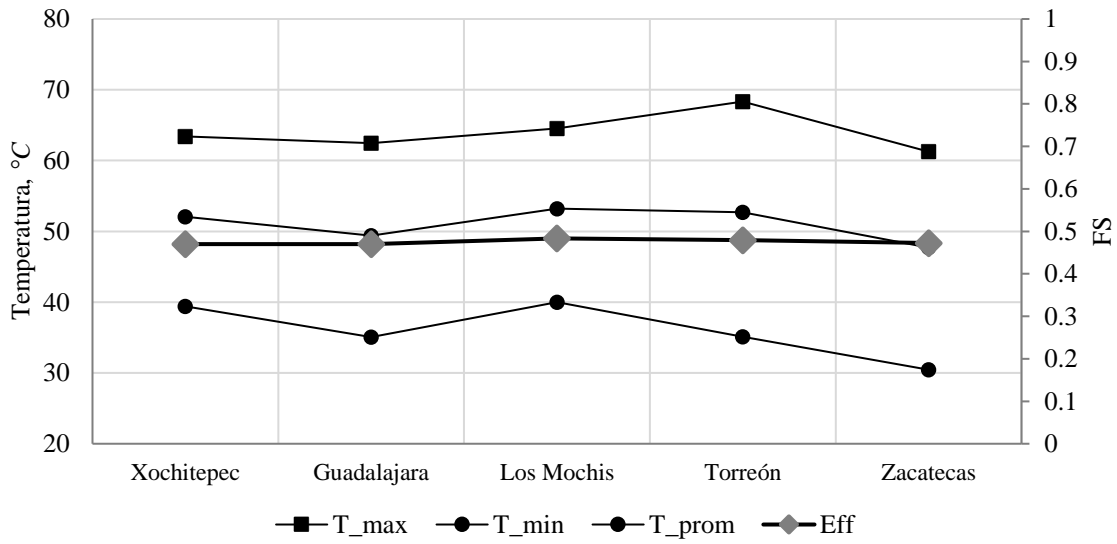
Ciudad	Tipo de clima	Radiación solar promedio diario <i>kWh/m²</i>	Temperatura ambiente promedio °C
Xochitepec	Tropical humedad-seca (<i>Aw</i>)	5.69	22.83
Guadalajara	Subtropical con invierno seco (<i>Cwa</i>)	5.58	18.8
Los Mochis	Semiárido cálido (<i>BSh</i>)	5.67	25.7
Torreón	Árido cálido (<i>BWh</i>)	5.39	23.69
Zacatecas	Árido frío (<i>BWk</i>)	5.62	15.71

1149 En la **Figura 4.16a** se describe la energía útil y la fracción solar obtenida durante la
 1150 simulación anual. La energía útil anual máxima fue de 86.6 *MWh* en Zacatecas y la mínima
 1151 de 72.9 *MWh* en Torreón. La mayor fracción solar fue de 0.75 en Los Mochis y la menor de
 1152 0.64 en Zacatecas. En general, en las ciudades de estudio se observa que los resultados
 1153 térmicos son muy similares, posiblemente por tener una radiación solar muy similar, con
 1154 variaciones máximas de 5.5%. En la **Figura 4.16b** se muestra la temperatura máxima,
 1155 mínima y promedio anual, así como la eficiencia del SSSH durante las simulaciones. La
 1156 temperatura máxima fue de 73.4°C en Torreón y la mínima de 29.7°C en Zacatecas, ambos
 1157 con clima árido cálido y árido frío, respectivamente. La temperatura máxima promedio fue
 1158 de 54.1°C para la ciudad de Los Mochis con clima semiárido cálido. En general, la energía
 1159 útil, la fracción solar y la eficiencia dependen en mayor medida de la radiación solar. Sin
 1160 embargo, la temperatura de operación también es un parámetro importante a determinar en
 1161 secadores solares. Se observa que el tipo de clima y la temperatura ambiente son
 1162 considerables.

1163



a) Energía útil y fracción solar



b) Temperatura de operación y eficiencia

Figura 4.16 Energía útil teórico-experimental en otros climas de México.

1164

1165

1166

1167

1168 **Capítulo 5. Conclusiones**

1169 En el presente trabajo, el desempeño térmico de un sistema de calentamiento solar de aire
1170 híbrido directo-indirecto para aplicaciones de secado se determinó en términos anuales
1171 usando TRNSYS. La plataforma de simulación desarrollada se ajustó y validó con datos
1172 experimentales. El ajuste de la plataforma de simulación consistió en determinar el
1173 coeficiente de pérdidas del tanque de almacenamiento UL_{tk} y la efectividad del
1174 intercambiador de calor ε . El coeficiente de pérdidas del tanque de almacenamiento UL_{tk} fue
1175 de $3.21 W/m^2K$ y fue determinado por el método *LMTD*. La efectividad del intercambiador
1176 de calor ε fue de 0.4. La validación de la plataforma de simulación se realizó con un
1177 comparativo entre la temperatura de salida y la energía útil de cada componente significativo,
1178 además, la desviación fue determinada con el *RMSE* y el *%MAE*, respectivamente. El *RMSE*
1179 y el *%MAE* promedio máximo fue de $1.55^\circ C$ y 4.41% , respectivamente, y se presentaron en
1180 el comparativo de los colectores solares de agua de vidrio simple.

1181 En la evaluación anual se consideraron tres modos de operación: directo (Modo 1), indirecto
1182 (Modo 2) e híbrido (Modo 3). La energía útil anual en los tres casos fue de 31606, 55189 y
1183 75180 *kWh*, respectivamente. La operación híbrida aumentó la energía útil en un 63% y la
1184 fracción solar 41% en comparación con el modo indirecto. El sistema de calentamiento
1185 directo de aire presentó mejor eficiencia anual, sin embargo fue el que menor temperatura de
1186 operación promedio mostró con $37.3^\circ C$. La temperatura máxima anual promedio se presentó
1187 en el sistema híbrido directo-indirecto con $53.8^\circ C$. El potencial de tomate a secar fue de
1188 74187 129552 y 176480 *kg-año*, en los meses de Mar-Ago se observó mayor potencial de
1189 secado. En el Modo 1 se observó un menor costo energético con $0.42 kWh/kg$. Sin embargo,
1190 en condiciones donde se requiera un secado continuo el Modo 3 híbrido fue el más adecuado
1191 con $4.2 kWh/kg$, en comparación al Modo 2. En la evaluación económica, el Modo 3 híbrido
1192 fue el que mayores ahorros solares presentó con 14797612\$. La Capacidad de producción
1193 máxima fue de 176480 *kg-año* de tomate. En el estudio paramétrico, se muestra que el
1194 sistema de calentamiento híbrido puede alcanzar una fracción solar de hasta 0.98 y una
1195 eficiencia térmica de 0.48 dependiendo del flujo másico. Es de notar que a medida que el
1196 flujo aumenta, también lo hace la eficiencia; pero la temperatura decrece. Por lo tanto, es de
1197 crucial importancia considerar el desempeño térmico, al momento de seleccionar el flujo

1198 másico y la temperatura de operación, y así evitar bajos rendimientos. La herramienta de
1199 diseño desarrollada, permite evaluar el desempeño térmico del sistema de calentamiento de
1200 aire directo-indirecto considerando diferentes temperaturas y flujos másicos. La evaluación
1201 anual del desempeño de un sistema de calentamiento solar de aire permite determinar el
1202 desempeño térmico y las temperaturas de operación en el largo plazo. Por ejemplo, la
1203 temperatura de secado experimental del sistema de calentamiento directo de aire fue de 38.1-
1204 51.8°C, y la temperatura anual de secado fue de 15.0-54.8°C. De las ciudades evaluadas, Los
1205 Mochis presentó la energía útil anual y la fracción solar más alta con 52.4 *MWh-año* y 0.75,
1206 respectivamente. Por otro lado, la menor energía útil anual se presentó en Guadalajara con
1207 49.5 *MWh- año*. La temperatura máxima se presentó en Torreón y la mínima en Zacatecas
1208 con 68.3 y 30.5°C, respectivamente.

1209

1210

1211

1212

1213

1214

1215

1216

1217

1218

1219

1220

1221

1222

1223

1224

1225

1226

1227

1228 **Referencias bibliográficas**

- 1229 [1] IEA, “Tracking Industry,” Paris, 2021.
- 1230 [2] A. K. Sharma, C. Sharma, S. C. Mullick, and T. C. Kandpal, “Solar industrial process heating : A
1231 review,” vol. 78, no. April, pp. 124–137, 2017.
- 1232 [3] A. K. Sharma, C. Sharma, S. C. Mullick, and T. C. Kandpal, “Financial viability of solar industrial
1233 process heating and cost of carbon mitigation : A case of dairy industry in India,” *Sustain. Energy
1234 Technol. Assessments*, vol. 27, no. November 2017, pp. 1–8, 2018.
- 1235 [4] A. K. Sharma, C. Sharma, S. C. Mullick, and T. C. Kandpal, “Potential of solar industrial process
1236 heating in dairy industry in India and consequent carbon mitigation,” *J. Clean. Prod.*, vol. 140, pp.
1237 714–724, 2017.
- 1238 [5] W. Weiss and Spörk-Dür, “Solar heat worldwide,” Gleisdorf, 2019.
- 1239 [6] I. Lillo, S. Moreno, and M. Silva, “Process Heat Generation Potential from Solar Concentration
1240 Technologies in Latin America : The Case of Argentina,” *energies*, 2017.
- 1241 [7] 93-2003, “Methods Of Testing To Determine The Thermal Performance Of Solar Collectors,
1242 ANSI/ASHRAE standard,” 2003.
- 1243 [8] 1994, “Test methods for solar collectors-Part 1: Thermal performance of glazed liquid heating
1244 collectors including pressure drop, ISO 9806-1.”
- 1245 [9] 2006, “Thermal solar systems and componentes-Solar collectors-Part 2: Test methods, EN 12975-
1246 2:2006.”
- 1247 [10] J. Deng, Y. Xu, and X. Yang, “A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors
1248 based on the thermal inertia correction of the steady-state test method,” *Renew. Energy*, vol. 76, pp.
1249 679–686, Apr. 2015.
- 1250 [11] E. Mathioulakis, G. Panaras, and V. Belessiotis, “Uncertainty in estimating the performance of solar
1251 thermal systems,” *Sol. Energy*, vol. 86, no. 11, pp. 3450–3459, 2012.
- 1252 [12] G. Panaras, E. Mathioulakis, and V. Belessiotis, “A method for the dynamic testing and evaluation of
1253 the performance of combined solar thermal heat pump hot water systems,” *Appl. Energy*, vol. 114, pp.
1254 124–134, 2014.
- 1255 [13] E. Kaloudis, Y. G. Caouris, E. Mathioulakis, and V. Belessiotis, “Comparison of the dynamic and

- 1256 input-output methods in a solar domestic hot water system,” *Renew. Energy*, vol. 35, no. 7, pp. 1363–
1257 1367, 2010.
- 1258 [14] P. Almeida, R. Amorim, M. J. Carvalho, J. F. Mendes, and V. Lopes, “Dynamic testing of systems–
1259 use of TRNSYS as an Approach for Parameter Identification,” *Energy Procedia*, vol. 30, pp. 1294–
1260 1303, 2012.
- 1261 [15] M. J. Carvalho and D. J. Naron, “Comparison of test methods for evaluation of thermal performance
1262 of preheat and solar-only factory made systems,” *Sol. Energy*, vol. 69, pp. 145–156, 2001.
- 1263 [16] E. E. Mathioulakis, M. C. Christodoulidou, E. L. Papanicolaou, and V. G. Belessiotis, “Energetic
1264 performance assessment of solar water heating systems in the context of their energy labeling,”
1265 *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 554–562, 2017.
- 1266 [17] O. García-Valladares, I. Pilatowsky, and V. Ruíz, “Outdoor test method to determine the thermal
1267 behavior of solar domestic water heating systems,” *Sol. Energy*, vol. 82, no. 7, pp. 613–622, 2008.
- 1268 [18] T. Beikircher, N. Benz, and M. Gut, “A short term test method for large installed solar thermal
1269 systems,” *Proc. ISES Sol. World*, vol. 3, pp. 126–130, 1999.
- 1270 [19] A. Lazrak, A. Leconte, G. Fraisse, P. Papillon, and B. Souyri, “energies,” vol. 158, pp. 142–156,
1271 2015.
- 1272 [20] A. Baniassadi, M. Momen, and M. Amidpour, “A new method for optimization of Solar Heat
1273 Integration and solar fraction targeting in low temperature process industries,” *Energy*, vol. 90, pp.
1274 1674–1681, 2015.
- 1275 [21] C. Yildirim and I. Solmuş, “A parametric study on a humidification-dehumidification (HDH)
1276 desalination unit powered by solar air and water heaters,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 86, pp. 568–
1277 575, 2014.
- 1278 [22] P. Ooshaksaraei *et al.*, “Large Scale Solar Hot Water Heating Systems for Green Hospital,” *Proc.*
1279 *2010 Am. Conf. Appl. Math.*, no. January, pp. 504–509, 2009.
- 1280 [23] O. Kusyy and K. Vajen, “Simulation-based Estimation of the Optimization Potential of Dynamic
1281 Controller Settings for Solar Thermal Combisystems,” *Strojarstvo*, vol. 54, no. 6, pp. 471–475, 2012.
- 1282 [24] F. Mauthner, M. Hubmann, C. Brunner, and C. Fink, “Manufacture of malt and beer with low
1283 temperature solar process heat,” *Energy Procedia*, vol. 48, pp. 1188–1193, 2014.
- 1284 [25] C. El Mkadmi and A. Wahed, “Optimization of a solar thermal system for low temperature industrial

- 1285 heating process,” *2016 Int. Renew. Sustain. Energy Conf.*, pp. 313–319, 2016.
- 1286 [26] M. Cotrado, A. Dalibard, R. Söll, and D. Pietruschka, “Design, Control and First Monitoring Data of
1287 a Large Scale Solar Plant at the Meat Factory Berger, Austria,” *Energy Procedia*, vol. 48, no. 174, pp.
1288 1144–1151, 2014.
- 1289 [27] W. Braham *et al.*, “Experimental investigation of an active direct and indirect solar dryer with
1290 sensible heat storage for camel meat drying in Saharan environment,” *Sol. Energy*, vol. 174, no. April,
1291 pp. 328–341, 2018.
- 1292 [28] D. D. Desai, J. B. Raol, S. Patel, and I. Chauhan, “Application of Solar energy for sustainable Dairy
1293 Development,” *Eur. J. Sustain. Dev.*, vol. 2, no. 4, pp. 131–140, 2013.
- 1294 [29] A. Lingayat, R. Balijepalli, and V. P. Chandramohan, “Applications of solar energy based drying
1295 technologies in various industries – A review,” *Sol. Energy*, vol. 229, no. May, pp. 52–68, 2021.
- 1296 [30] H. Atalay, M. Turhan Çoban, and O. Kıncay, “Modeling of the drying process of apple slices:
1297 Application with a solar dryer and the thermal energy storage system,” *Energy*, vol. 134, pp. 382–391,
1298 2017.
- 1299 [31] K. Kant, A. Shukla, A. Sharma, A. Kumar, and A. Jain, “Thermal energy storage based solar drying
1300 systems: A review,” *Innov. Food Sci. Emerg. Technol.*, vol. 34, pp. 86–99, 2016.
- 1301 [32] A. A. El-sebaili and S. M. Shalaby, “Solar drying of agricultural products : A review,” *Renew. Sustain.
1302 Energy Rev.*, vol. 16, no. 1, pp. 37–43, 2012.
- 1303 [33] R. Sims and O. Dubois, “‘ENERGY-SMART’ FOOD FOR PEOPLE AND CLIMATE,” 2011.
- 1304 [34] A. Motevali and R. A. Chayjan, “Effect of various drying bed on thermodynamic characteristics,”
1305 *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 10, no. January, pp. 399–406, 2017.
- 1306 [35] S. Janjai, “A greenhouse type solar dryer for small-scale dried food industries: Development and
1307 dissemination,” *Int. J. Energy Environ.*, vol. 3, no. 3, pp. 383–398, 2012.
- 1308 [36] M. Condorí, G. Duran, R. Echazú, and F. Altobelli, “Semi-industrial drying of vegetables using an
1309 array of large solar air collectors,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 37, pp. 1–9, 2017.
- 1310 [37] O. García-Valladares, N. M. Ortiz, A. C. Menchaca, and I. Pilatowsky, “Solar Thermal Drying Plant
1311 for Agricultural Products. Part 1: Direct Air Heating System.,” *Renew. Energy*, vol. 148, no. April,
1312 pp. 1302–1320, 2019.

- 1313 [38] N. M. Ortiz-Rodríguez, O. García-Valladares, I. Pilatowsky-Figueroa, and A. C. Menchaca-Valdez,
1314 “Solar-LP Gas Hybrid Plant for Dehydration of Food,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 177, no. August, p.
1315 115496, 2020.
- 1316 [39] M. Pasamontes, J. D. Álvarez, J. L. Guzmán, M. Berenguel, and E. F. Camacho, “Hybrid modeling of
1317 a solar-thermal heating facility,” *Sol. Energy*, vol. 97, pp. 577–590, 2013.
- 1318 [40] Z. Tian, B. Perers, S. Furbo, and J. Fan, “Thermo-economic optimization of a hybrid solar district
1319 heating plant with flat plate collectors and parabolic trough collectors in series,” *Energy Convers.
1320 Manag.*, vol. 165, no. October 2017, pp. 92–101, 2018.
- 1321 [41] J. Fan, J. Huang, O. Lie Andersen, and S. Furbo, “Thermal Performance Analysis of a Solar Heating
1322 Plant,” in *Proceedings of SWC2017/SHC2017*, 2017, pp. 1–10.
- 1323 [42] J. P. Vargas-Bautista, A. J. García-Cuéllar, S. L. Pérez-García, and C. I. Rivera-Solorio, “Transient
1324 simulation of a solar heating system for a small-scale ethanol-water distillation plant: Thermal,
1325 environmental and economic performance,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 134, pp. 347–360, 2017.
- 1326 [43] Y. Yuwana and B. Sidebang, “Performative Improvement of Solar-Biomass Hybrid Dryer for Fish
1327 Drying,” *Int. J. Adv. Sci. Eng. Inf. Technol.*, vol. 7, no. 6, pp. 2251–2257, 2017.
- 1328 [44] R. Shreelavaniya, S. Kamaraj, S. Subramanian, R. Pangayarselvi, S. Murali, and A. Bharani,
1329 “Experimental investigations on drying kinetics , modeling and quality analysis of small cardamom (
1330 *Elettaria cardamomum*) dried in solar-biomass hybrid dryer,” *Sol. Energy*, vol. 227, no. December
1331 2020, pp. 635–644, 2021.
- 1332 [45] E. C. Okoroigwe, E. C. Ndu, and F. C. Okoroigwe, “Comparative evaluation of the performance of an
1333 improved solar-biomass hybrid dryer,” *J. Energy South. Africa*, vol. 26, no. 4, pp. 38–51, 2015.
- 1334 [46] A. Madhlopa and G. Ngwalo, “Solar dryer with thermal storage and biomass-backup heater,” *Sol.
1335 Energy*, vol. 81, no. 4, pp. 449–462, 2007.
- 1336 [47] Z. Yin *et al.*, “Combined solar heating and air-source heat pump system with energy storage: Thermal
1337 performance analysis and optimization,” *Procedia Eng.*, vol. 205, pp. 4090–4097, 2017.
- 1338 [48] H. Li, L. Sun, and Y. Zhang, “Performance investigation of a combined solar thermal heat pump
1339 heating system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 71, no. 1, pp. 460–468, 2014.
- 1340 [49] W. Hao, H. Zhang, S. Liu, B. Mi, and Y. Lai, “Mathematical modeling and performance analysis of
1341 direct expansion heat pump assisted solar drying system,” *Renew. Energy*, vol. 165, pp. 77–87, 2021.

- 1342 [50] D. Jonas, G. Frey, and D. Theis, "Simulation and performance analysis of combined parallel solar
1343 thermal and ground or air source heat pump systems," *Sol. Energy*, vol. 150, pp. 500–511, 2017.
- 1344 [51] SAGARPA, "Planeación Agrícola Nacional 2017-2030," 2017.
- 1345 [52] J. Hernández-rodríguez *et al.*, "Estudio de la cinética de secado de jitomate (*Solanum lycopersicum* L
1346 .)," *Científica*, vol. 15, no. 3, pp. 125–130, 2011.
- 1347 [53] O. Prakash, A. Kumar, and Y. Sharaf-Eldeen, "Review on Indian Solar Drying Status," *Curr. Sustain.*
1348 *Energy Reports*, vol. 3, pp. 113–120, Dec. 2016.
- 1349 [54] S. Mohammed, M. Edna, and K. Siraj, "Heliyon The effect of traditional and improved solar drying
1350 methods on the sensory quality and nutritional composition of fruits : A case of mangoes and
1351 pineapples," *Heliyon*, vol. 6, no. February, p. e04163, 2020.
- 1352 [55] A. M. Castro, E. Y. Mayorga, and F. L. Moreno, "Mathematical modelling of convective drying of
1353 fruits: A review," *J. Food Eng.*, vol. 223, pp. 152–167, 2018.
- 1354 [56] S. Singh, R. S. Gill, V. S. Hans, and T. C. Mittal, "Experimental performance and economic viability
1355 of evacuated tube solar collector assisted greenhouse dryer for sustainable development," *Energy*, vol.
1356 241, p. 122794, 2022.
- 1357 [57] O. V. Ekechukwu and B. Norton, "Review of solar-energy drying systems III: Low temperature air-
1358 heating solar collectors for crop drying applications," *Energy Convers. Manag.*, vol. 40, no. 6, pp.
1359 657–667, 1999.
- 1360 [58] S. Boughali, H. Benmoussa, B. Bouchekima, D. Mennouche, H. Bouguettaia, and D. Bechki, "Crop
1361 drying by indirect active hybrid solar - Electrical dryer in the eastern Algerian Septentrional Sahara,"
1362 *Sol. Energy*, vol. 83, no. 12, pp. 2223–2232, 2009.
- 1363 [59] E. C. López-Vidaña, L. L. Méndez-Lagunas, and J. Rodríguez-Ramírez, "Efficiency of a hybrid solar-
1364 gas dryer," *Sol. Energy*, vol. 93, pp. 23–31, 2013.
- 1365 [60] A. Čipliene, H. Novošinskas, A. Raila, and E. Zvicevičius, "Usage of hybrid solar collector system in
1366 drying technologies of medical plants," *Energy Convers. Manag.*, vol. 93, pp. 399–405, 2015.
- 1367 [61] M. ; Das Purkayastha, A. Nath, B. ; Chandra Deka, and C. Lata Mahanta, "Thin layer drying of
1368 tomato slices," *J. Food Sci. Technol.*, vol. 50, no. 4, p. 654, 2011.
- 1369 [62] H. Ebadi, D. Zare, M. Ahmadi, and G. Chen, "Performance of a hybrid compound parabolic
1370 concentrator solar dryer for tomato slices drying," *Sol. Energy*, vol. 215, no. December 2020, pp. 44–

- 1371 63, 2021.
- 1372 [63] A. Lilia and G. Octavio, "Thermal performance of a passive , mixed-type solar dryer for tomato slices
1373 (*Solanum lycopersicum*)," vol. 147, 2020.
- 1374 [64] K. Sacilik, R. Keskin, and A. K. Elicin, "Mathematical modelling of solar tunnel drying of thin layer
1375 organic tomato," *J. Food Eng.*, vol. 73, no. 3, pp. 231–238, 2006.
- 1376 [65] S. Nabnean, S. Janjai, S. Thepa, K. Sudaprasert, R. Songprakorp, and B. K. Bala, "Experimental
1377 performance of a new design of solar dryer for drying osmotically dehydrated cherry tomatoes,"
1378 *Renew. Energy*, vol. 94, pp. 147–156, 2016.
- 1379 [66] A. Zoukit, H. El Ferouali, I. Salhi, S. Doubabi, and N. Abdenouri, "Simulation, design and
1380 experimental performance evaluation of an innovative hybrid solar-gas dryer," *Energy*, vol. 189, p.
1381 116279, 2019.
- 1382 [67] T. Hadibi, A. Boubekri, and D. Mennouche, "3E analysis and mathematical modelling of garlic
1383 drying process in a hybrid solar-electric dryer," *Renew. Energy*, vol. 170, pp. 1052–1069, 2021.
- 1384 [68] M. Yahya, A. Fudholi, H. Hafizh, and K. Sopian, "Comparison of solar dryer and solar-assisted heat
1385 pump dryer for cassava," *Sol. Energy*, vol. 136, pp. 606–613, 2016.
- 1386 [69] D. R. Myers, *Solar Radiation: Practical Modeling for Renewable Energy Applications*, Primera. Boca
1387 Ratón: Taylor & Francis Group, 2013.
- 1388 [70] J. a. Duffie, W. a. Beckman, and W. M. Worek, *Solar Engineering of Thermal Processes, 4nd ed.*,
1389 vol. 116. 2003.
- 1390 [71] E. C. Bombelli and E. R. Wright, "Tomato fruit quality conservation during post-harvest by
1391 application of potassium bicarbonate and its effect on *Botrytis cinerea* .," *Cienc. e Investig. Agrar.*,
1392 vol. 33, no. 3, pp. 197–203, 2006.
- 1393 [72] S. Ben Mariem and S. Ben Mabrouk, "Drying Characteristics of Tomato Slices and Mathematical
1394 Modeling," *Int. J. Energy Eng.*, vol. 4, no. 2A, pp. 17–24, 2014.
- 1395)