



**UNIVERSIDAD DE QUINTANA ROO**  
**DIVISIÓN DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

---

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN  
SISTEMA DE SECADO SOLAR PARA  
PRODUCTOS AGRÍCOLAS**

---

**TESIS  
PARA OBTENER EL GRADO DE**

**INGENIERO EN SISTEMAS DE ENERGÍA**

**PRESENTA  
JUAN CARLOS QUITERIO ARCIA**

**DIRECTOR DE TESIS  
DR. JORGE OVIDIO AGUILAR AGUILAR**

**ASESORES  
DR. JOSÉ HERNÁNDEZ RODRÍGUEZ  
DR. FREDDY IGNACIO CHAN PUC  
DR. GLISERIO ROMELI BARBOSA POOL  
MIA. JUAN CARLOS AVILA REVELES**



CHETUMAL QUINTANA ROO, MÉXICO, AGOSTO DE 2018



UNIVERSIDAD DE QUINTANA ROO  
DIVISIÓN DE CIENCIAS E INGENIERÍA

---

TRABAJO DE TESIS TITULADO  
"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SECADO SOLAR  
PARA PRODUCTOS AGRÍCOLAS"

ELABORADO POR  
JUAN CARLOS QUITERIO ARCIA

---

BAJO SUPERVISIÓN DEL COMITÉ DE ASESORÍA Y APROBADO COMO REQUISITO PARCIAL  
PARA OBTENER EL GRADO DE:

**INGENIERO EN SISTEMAS DE ENERGÍA**

COMITÉ DE TESIS

DIRECTOR:

  
DR. JORGE OVIDIO AGUILAR AGUILAR

ASESOR:

  
DR. JOSÉ HERNÁNDEZ RODRÍGUEZ

ASESOR:

  
DR. FREDDY IGNACIO CHAN PUC

ASESOR:

  
DR. GLISERIO ROMELI BARBOSA POOL

ASESOR:

  
M.I.A. JUAN CARLOS AVILA REVELES



CHETUMAL QUINTANA ROO, MÉXICO, AGOSTO DE 2018

## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo de Tesis realizado en la Universidad de Quintana Roo es un esfuerzo en el cual participaron distintas personas directa o indirectamente, este trabajo me permitió aprovechar la competencia y experiencia de muchas personas que fueron un gran apoyo en la elaboración de este trabajo, los cuales deseo agradecer en este apartado.

Les doy gracias a mis padres Juan Carlos Quiterio y María del Consuelo Arcia por ser un apoyo en todo momento, por los valores que me han inculcado y por permitirme tener una excelente educación en el transcurso de mi vida. A mi hermano por ser un constante apoyo y compañero en el transcurso de mi vida.

A mis tíos Daniel Lara y Jaqueline Arcia por ser un constante apoyo no solo para mí sino para mi familia, gracias por todo el apoyo y todos los consejos.

A Neida Martínez por ser una parte muy importante de mi vida, por haberme apoyado en los buenos y malos momentos, sobre todo por tu paciencia y amor incondicional.

A la Universidad de Quintana Roo (UQroo) por permitirme realizar mi formación académica.

A todos los docentes de la carrera de Ingeniería en Sistemas de Energía por ayudarme en mi formación profesional, gracias por compartir sus conocimientos y amistad conmigo, especialmente a mi director de tesis el Dr. Jorge Ovidio Aguilar Aguilar por haberme aceptado como su tesista. Gracias por todo su apoyo durante la carrera y en la realización de este trabajo, usted es un ejemplo a seguir en la vida profesional.

A mis compañeros de la carrera, gracias por todas las experiencias compartidas y el apoyo brindado ustedes han sido una segunda familia para mí, en especial a Martín Echeverría por su valioso apoyo durante la carrera y en la construcción de la instalación experimental.

A los encargados de los laboratorios los ingenieros Gabriel Chan, Set Jubal y Jesús Orifiel por su confianza, apoyo y amistad durante mi formación académica.

## RESUMEN

A continuación se presenta un estudio teórico-experimental de un sistema de secado solar activo de tipo directo designado para productos agrícolas en las condiciones climáticas de la ciudad de Chetumal, Quintana Roo en Febrero 2018. El sistema de secado solar es conformado por dos colectores de placa plana conectados en serie a una cámara para el secado de los productos.

Se diseñó, construyó y se evaluó, una instalación experimental el cual es constituido por dos colectores solares de placa plana encargados de suministrar el aire caliente para el secado y la cámara donde se llevó a cabo el secado del producto. Las pruebas se realizaron la segunda semana de Febrero 2018, la evaluación se realizó en la azotea del taller de ingeniería ubicado en la Universidad de Quintana Roo.

Se realizó una evaluación simultánea del sistema de secado en la cual se obtuvo el rendimiento térmico de los colectores solares; para el colector (A) se obtuvo una eficiencia térmica entre un 40 – 55 % y para el colector solar (B) se obtuvo una eficiencia térmica entre un 30 – 40 %. Las pruebas se realizaron bajo las condiciones ambientales normales.

Para la evolución del sistema se realizó el secado de manzana tipo *red delicious*, las manzanas fueron tratadas y cortadas para el secado, se secó los días 7 y 9 de Febrero 2018 en tiempo solar, se obtuvo que el producto tuvo una pérdida de humedad de entre 40 – 45 % y el producto tuvo una reducción de su peso de entre 30 – 38 %.

Se utilizó el software SolidWorks 2017 el cual con ayuda de la herramienta Flow Simulation se realizó la simulación (CFD) para determinar el comportamiento de la velocidad y temperatura de los colectores en las condiciones en las cuales fue evaluado el sistema.

# CONTENIDO

Agradecimientos .....	1
Resumen.....	4
Lista De Figuras .....	7
Lista De Tablas.....	10
Capítulo I Introducción.....	11
I.1. Generalidades .....	11
I.2. Antecedentes .....	13
I.2.1. Secado Solar .....	13
I.2.2. Diseño Y Construcción.....	17
I.3. Justificación .....	19
I.4. Objetivo .....	20
I.4.1. Objetivos específicos.....	20
Capítulo II Marco Teórico.....	21
II.1. Colectores Solares .....	21
II.1.1. Tipos De Colectores.....	21
II.2. Clasificación De Los Secadores Solares .....	25
II.2.1. Secadores De Alta Temperatura .....	25
II.2.2. Secadores De Baja Temperatura .....	25
II.3. Clasificación De Los Sistemas De Secado .....	26
II.3.1. Secado Al Aire Libre (SAL) .....	26
II.3.2. Secado Solar Directo (SSD).....	27
II.3.3. Secado Solar Indirecto (SSI).....	28
II.3.4. Secado Solar Híbrido (SSH).....	28
II.3.5. Sistemas Pasivos De Secado Solar .....	29
II.3.6. Sistemas De Secado Solar Activo.....	32
II.4. Modelo Matemático De Los Colectores Solares De Placa Plana.....	34
II.4.1. Ángulos Solares .....	34
II.4.2. Radiación Térmica .....	39
II.4.3. Placas Transparentes.....	42
II.4.4. Radiación Total En Superficies Inclinas .....	45
II.4.5. Análisis Térmico De Colectores Solares De Placa Plana .....	47
II.4.6. Análisis Térmico De Colectores De Aire. ....	54

II.4.7. Eficiencia Térmica Del Colector .....	57
II.5. Modelo Matemático De La Cámara De Secado Solar .....	59
Capítulo III Desarrollo Experimental .....	62
III.1. Modelo Experimental.....	62
III.1.1. Diseño Físico De Los Colectores Solares De Placa Plana .....	63
III.1.2. Diseño De La Cámara De Secado Solar.....	67
III.1.3. Instrumentación Del Equipo Experimental .....	75
Capítulo IV Resultados Experimentales .....	80
IV.1. Evaluación térmica de Los colectores solares de placa plana .....	80
IV.1.1. Análisis Térmico Del Colector Solar De Placa Plana (A) .....	87
IV.1.2. Análisis Térmico Del Colector Solar De Placa Plana (B) .....	96
IV.2. Evaluación Térmica De La Cámara De Secado Solar .....	103
IV.2.1. Procedimiento Para La Prueba De Secado.....	105
Capítulo V Simulación Térmica De Los Colectores Solares De Placa plana.....	110
V.1. Simulación CFD Del Colector Solar De Placa Plana (A).....	110
V.2. Simulación CFD Del Colector Solar De Placa Plana (B).....	115
Capítulo VI Conclusiones.....	121
Nomenclatura.....	122
Referencias.....	124

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA II. 1. DIAGRAMA DE UN COLECTOR SOLAR [22].	21
FIGURA II. 2. COLECTORES SOLARES ESTACIONARIOS.	23
FIGURA II. 3. COLECTORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN.	23
FIGURA II. 4. COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA Y SUS COMPONENTES [22].	24
FIGURA II. 5. PRINCIPIO DE TRABAJO DEL SECADO SOLAR AL AIRE LIBRE.	27
FIGURA II. 6. DIAGRAMA DE PRINCIPIO DE TRABAJO DEL SECADO SOLAR DIRECTO.	27
FIGURA II. 7. DIAGRAMA DE PRINCIPIO DE TRABAJO DEL SECADO SOLAR INDIRECTO.	28
FIGURA II. 8. DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE SECADO SOLAR HIBRIDO.	28
FIGURA II. 9. DISEÑO TÍPICO DE UN SISTEMA DE SECADO SOLAR PASIVO INDIRECTO.	29
FIGURA II. 10. DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE SECADO CON TECHO DE VIDRIO Y CIRCULACIÓN NATURAL.	30
FIGURA II. 11. DISEÑO DE SISTEMA DE SECADO SOLAR PASIVO DE TIPO DIRECTO.	30
FIGURA II. 12. SISTEMA DE SECADO SOLAR DE INVERNADERO PARA GRANOS DE CAFÉ.	31
FIGURA II. 13. DISEÑO TÍPICO DE UN SISTEMA DE SECADO SOLAR ACTIVO DE TIPO INDIRECTO.	32
FIGURA II. 14. ÁNGULOS SOLARES DEL MOVIMIENTO DEL SOL DESDE UN PUNTO DE LA SUPERFICIE DE LA TIERRA [22].	34
FIGURA II. 15. TRAYECTORIA DIARIA APARENTE DEL SOL A TRAVÉS DEL CIELO DE LA SALIDA DEL SOL A LA PUESTA DEL SOL [22].	37
FIGURA II. 16. DIAGRAMA DE LOS ÁNGULOS SOLARES [22].	37
FIGURA II. 17. ÁNGULOS DE INCIDENCIA Y REFRACCIÓN PARA UN HAZ QUE PASA DE UN MEDIO CON UN ÍNDICE DE REFRACCIÓN N.	42
FIGURA II. 18. RADIACIÓN DIRECTA SOBRE SUPERFICIES HORIZONTALES E INCLINADAS.	45
FIGURA II. 19. TRANSFERENCIA DE RADIACIÓN ENTRE LA CUBIERTA DE VIDRIO Y PLACA DE ABSORCIÓN.	47
FIGURA II. 20. DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UN COLECTOR DE AIRE.	54
FIGURA III. 1. DISEÑO DEL SISTEMA DE SECADO SOLAR PARA PRODUCTOS AGRÍCOLAS.	62
FIGURA III. 2. DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR DE CARA PLANA (A).	64
FIGURA III. 3. CIRCUITO DE DUCTOS CON UNA CONFIGURACIÓN SERIE O SERPENTÍN DEL COLECTOR SOLAR (A).	65
FIGURA III. 4. DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR DE CARA PLANA (B).	66
FIGURA III. 5. DISEÑO DE LA CÁMARA PARA EL SISTEMA DE SECADO DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS.	67
FIGURA III. 6. DISEÑO ASISTIDO POR EL SOFTWARE SOLIDWORKS SHEETMETAL DE LA TOBERA DEL SISTEMA DE SECADO SOLAR.	68
FIGURA III. 7. VOLUMEN OBTENIDO A TRAVÉS DEL CÁLCULO CON LAS CONDICIONES PROPUESTAS.	69
FIGURA III. 8. TAMAÑO DE LA CÁMARA DE SECADO PROPUESTA.	70
FIGURA III. 9. CONSTRUCCIÓN DE LA BASE DE LA CÁMARA DE SECADO.	71
FIGURA III. 10. AISLAMIENTO TÉRMICO DE LA CÁMARA DE SECADO.	71
FIGURA III. 11. PROCESO DE RECUBRIMIENTO DE CRESTUCO PARA LA PROTECCIÓN DEL FOAMULAR.	72
FIGURA III. 12. RECUBRIMIENTO DE CEMENTO PORTLAND UNIBLOCK.	72
FIGURA III. 13. TOBERA DE FIBRA DE VIDRIO DEL SISTEMA DE SECADO SOLAR.	73
FIGURA III. 14. CONSTRUCCIÓN DE LA BASE DE LA CÁMARA DE SECADO SOLAR DE PTG.	73
FIGURA III. 15. BANDEJAS PARA EL SECADO SOLAR CONSTRUIDAS A PARTIR DE PERFILES DE ALUMINIO.	74
FIGURA III. 16. BANDEJAS TERMINADAS DEL SISTEMA DE SECADO SOLAR.	74
FIGURA III. 17. SISTEMA EXPERIMENTAL DE SECADO SOLAR PARA PRODUCTOS AGRÍCOLAS.	74
FIGURA III. 18. PIRANÓMETRO KIPP & ZONEN CM11 SE UTILIZA PARA MEDIR LA IRRADIANCIA SOLAR GLOBAL.	76
FIGURA III. 19. PIRHELÍOMETRO EPPLEY NIP SE UTILIZA PARA MEDIR LA IRRADIANCIA SOLAR DIRECTA.	76
FIGURA III. 20. PIRANÓMETRO BLANCO-NEGRO EPPLEY 8-48 SE UTILIZA PARA MEDIR LA IRRADIANCIA SOLAR DIFUSA.	76
FIGURA III. 21. ALAMBRE TERMOPAR TIPO T, USADO PARA LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE SECADO.	77
FIGURA III. 22. CARACTERIZACIÓN DE LOS COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA.	77
FIGURA III. 23. CARACTERIZACIÓN DE LA CÁMARA PARA SECADO SOLAR DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS.	77

FIGURA III. 24. EQUIPO MARCA AGILENT MODELO 34970A USADO EN LA PRUEBA PARA LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE SECADO.	78
FIGURA III. 25. SOFTWARE BENCHLINK USADO EN LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE SECADO PARA LA ADQUISICION DE DATOS. ...	79
FIGURA III. 26. ANEMÓMETRO PROVA EMPLEADO EN LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE SECADO SOLAR.....	79
FIGURA IV. 1. IRRADIACIÓN SOLAR GLOBAL OBTENIDA A TRAVÉS DE LA ESTACIÓN SOLARIMÉTRICA. ....	81
FIGURA IV. 2. IRRADIANCIA SOLAR INSTANTÁNEA OBTENIDA A TRAVÉS DE LOS SENSORES DE LA ESTACIÓN SOLARIMÉTRICA. ....	81
FIGURA IV. 3. VELOCIDAD DEL VIENTO REGISTRADA DURANTE EL PERIODO DE PRUEBA DEL COLECTOR SOLAR. ....	82
FIGURA IV. 4. TEMPERATURA AMBIENTE REGISTRADA DURANTE EL PERIODO DE PRUEBA DEL COLECTOR SOLAR. ....	82
FIGURA IV. 5. COMPORTAMIENTO DE LA VELOCIDAD DEL AIRE EN LA ENTRADA Y SALIDA DE LOS COLECTORES SOLARES. ....	83
FIGURA IV. 6. ÁNGULO DE INCIDENCIA SOLAR RESPECTO AL ÁNGULO HORARIO. ....	83
FIGURA IV. 7. COMPORTAMIENTO DE LA IRRADIANCIA SOLAR GLOBAL INSTANTÁNEA INCIDENTE EN UN PLANO INCLINADO Y LA NORMAL. ....	86
FIGURA IV. 8. RADIACIÓN SOLAR ABSORBIDA OBTENIDA DURANTE LA EVALUACIÓN DE LOS COLECTORES SOLARES. ....	86
FIGURA IV. 9. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA OBTENIDA POR LOS TERMOPARES EN EL COLECTOR SOLAR (A).....	88
FIGURA IV. 10. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA OBTENIDA POR LOS TERMOPARES EN EL COLECTOR SOLAR (A).....	88
FIGURA IV. 11. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA OBTENIDA POR LOS TERMOPARES EN EL COLECTOR SOLAR (A).....	88
FIGURA IV. 12. PERDIDA TÉRMICA DEL COLECTOR SOLAR EN EL DÍA 06 FEB 2018. ....	89
FIGURA IV. 13. PERDIDA TÉRMICA DEL COLECTOR SOLAR EN EL DÍA 07 FEB 2018. ....	89
FIGURA IV. 14. PERDIDA TÉRMICA DEL COLECTOR SOLAR EN EL DÍA 07 FEB 2018. ....	89
FIGURA IV. 15. COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL COLECTOR SOLAR (A) EN LA PRUEBA DEL 06 FEBRERO 2018.	91
FIGURA IV. 16. COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL COLECTOR SOLAR (A) EN LA PRUEBA DEL 07 FEBRERO 2018.	91
FIGURA IV. 17. COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DEL COLECTOR SOLAR (A) EN LA PRUEBA DEL 09 FEBRERO 2018.	91
FIGURA IV. 18. COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA RESPECTO AL CAMBIO DE TEMPERATURA DEL COLECTOR SOLAR (A) EL DÍA 06 FEBRERO DEL 2018. ....	92
FIGURA IV. 19. COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA RESPECTO A LA TEMPERATURA DEL COLECTOR SOLAR (A) EL DÍA 07 FEBRERO DEL 2018. ....	93
FIGURA IV. 20. COMPORTAMIENTO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA RESPECTO A LA TEMPERATURA DEL COLECTOR SOLAR (A) EL DÍA 09 FEBRERO DEL 2018. ....	94
FIGURA IV. 21. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA OBTENIDA EN LOS TERMOPARES EN EL COLECTOR SOLAR (B).....	97
FIGURA IV. 22. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA OBTENIDA EN LOS TERMOPARES EN EL COLECTOR SOLAR (B).....	97
FIGURA IV. 23. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA OBTENIDA EN LOS TERMOPARES EN EL COLECTOR SOLAR (B).....	97
FIGURA IV. 24. RENDIMIENTO TÉRMICO DEL COLECTOR SOLAR (B) PARA EL DÍA 6 DE FEBRERO DEL 2018.....	98
FIGURA IV. 25. RENDIMIENTO TÉRMICO DEL COLECTOR SOLAR (B) PARA EL DÍA 7 DE FEBRERO DEL 2018.....	99
FIGURA IV. 26. RENDIMIENTO TÉRMICO DEL COLECTOR SOLAR (B) PARA EL DÍA 7 DE FEBRERO DEL 2018.....	101
FIGURA IV. 27. TEMPERATURA AMBIENTE REGISTRADA DURANTE EL PERIODO DE LA EVALUACIÓN TÉRMICA DEL SISTEMA SE SECADO SOLAR.....	103
FIGURA IV. 28. HUMEDAD RELATIVA REGISTRADA DURANTE EL PERIODO DE LA EVALUACIÓN TÉRMICA DEL SISTEMA SE SECADO SOLAR.....	103
FIGURA IV. 29. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA EN LA CÁMARA DE SECADO SOLAR DEL DÍA 7 DE FEBRERO DEL 2018.	104
FIGURA IV. 30. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA EN LA CÁMARA DE SECADO SOLAR DEL DÍA 9 DE FEBRERO DEL 2018.	104
FIGURA IV. 31. HORNO ELÉCTRICO EMPLEADO PARA OBTENER LA MASA DEL PRODUCTO SECO.....	106
FIGURA IV. 32. TEMPERATURA USADA EN EL HORNO ELÉCTRICO PARA LAS MUESTRAS PARA EL PRODUCTO SECO.FIGURA IV. 31. HORNO ELÉCTRICO EMPLEADO PARA OBTENER LA MASA DEL PRODUCTO SECO. ....	106
FIGURA IV. 32. TEMPERATURA USADA EN EL HORNO ELÉCTRICO PARA LAS MUESTRAS PARA EL PRODUCTO SECO. ....	106



FIGURA IV. 32. TEMPERATURA USADA EN EL HORNO ELÉCTRICO PARA LAS MUESTRAS PARA EL PRODUCTO SECO.FIGURA IV. 31. HORNO ELÉCTRICO EMPLEADO PARA OBTENER LA MASA DEL PRODUCTO SECO. ....	106
FIGURA IV. 32. TEMPERATURA USADA EN EL HORNO ELÉCTRICO PARA LAS MUESTRAS PARA EL PRODUCTO SECO.FIGURA IV. 31. HORNO ELÉCTRICO EMPLEADO PARA OBTENER LA MASA DEL PRODUCTO SECO. ....	106
FIGURA IV. 32. TEMPERATURA USADA EN EL HORNO ELÉCTRICO PARA LAS MUESTRAS PARA EL PRODUCTO SECO. ....	106
FIGURA IV. 32. TEMPERATURA USADA EN EL HORNO ELÉCTRICO PARA LAS MUESTRAS PARA EL PRODUCTO SECO. ....	106
FIGURA IV. 32. TEMPERATURA USADA EN EL HORNO ELÉCTRICO PARA LAS MUESTRAS PARA EL PRODUCTO SECO. ....	106
FIGURA IV. 32. TEMPERATURA USADA EN EL HORNO ELÉCTRICO PARA LAS MUESTRAS PARA EL PRODUCTO SECO. ....	106
FIGURA IV. 33. COMPORTAMIENTO DE LA PÉRDIDA DE PESO DE LAS MUESTRAS EN LA PRUEBA DEL HORNO ELÉCTRICO.....	107
FIGURA IV. 34. COMPORTAMIENTO DE LA HUMEDAD RELATIVA EN LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE SECADO SOLAR PARA EL DÍA 7 DE FEBRERO 2018. ....	108
FIGURA IV. 35. COMPORTAMIENTO DE LA HUMEDAD RELATIVA EN LA EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE SECADO SOLAR PARA EL DÍA 7 DE FEBRERO 2018. ....	108
FIGURA IV. 36. COMPORTAMIENTO DE LA PÉRDIDA DE HUMEDAD DE LAS MUESTRAS DE MANZANA DURANTE LA EVALUACIÓN DEL SECADOR SOLAR.....	109
FIGURA V. 1. SIMULACIÓN CFD DEL COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO A TRAVÉS DEL SERPENTÍN DEL COLECTOR SOLAR (A)....	111
FIGURA V. 2. SIMULACIÓN CFD DEL COMPORTAMIENTO DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO A TRAVÉS DEL SERPENTÍN DEL COLECTOR SOLAR (A). ....	111
FIGURA V. 3. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO OBTENIDO EN LA SIMULACIÓN CFD DEL COLECTOR SOLAR (A).....	112
FIGURA V. 4. COMPORTAMIENTO DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO OBTENIDO EN LA SIMULACIÓN CFD DEL COLECTOR SOLAR (A). ....	112
FIGURA V. 5. TEMPERATURA DE LA PLACA DE ABSORCIÓN OBTENIDA POR LA SIMULACIÓN DEL COLECTOR SOLAR. ....	113
FIGURA V. 6. TEMPERATURA DEL AIRE OBTENIDA A LA SALIDA DE LA TUBERÍA DEL COLECTOR SOLAR EN LA SIMULACIÓN CFD. ....	113
FIGURA V. 7. VELOCIDAD DEL AIRE OBTENIDA A LA SALIDA DE LA TUBERÍA DEL COLECTOR SOLAR EN LA SIMULACIÓN CFD. ....	114
FIGURA V. 8. SIMULACIÓN CFD DEL COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO A TRAVÉS DE LA PLACA DE ABSORCIÓN DEL COLECTOR SOLAR (B) .....	115
FIGURA V. 9. SIMULACIÓN CFD DEL COMPORTAMIENTO DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO A TRAVÉS DE LA PLACA DE ABSORCIÓN DEL COLECTOR SOLAR (B) .....	116
FIGURA V. 10. TEMPERATURA DEL AIRE EN EL COLECTOR SOLAR (B) OBTENIDO A PARTIR DE LA SIMULACIÓN CFD, ALTURA DE 5 MM. ....	117
FIGURA V. 11. TEMPERATURA DEL AIRE EN EL COLECTOR SOLAR (B) OBTENIDO A PARTIR DE LA SIMULACIÓN CFD, ALTURA DE 35 MM. ....	117
FIGURA V. 12. TEMPERATURA DEL AIRE EN EL COLECTOR SOLAR (B) OBTENIDO A PARTIR DE LA SIMULACIÓN CFD, ALTURA DE 65 MM. ....	117
FIGURA V. 13. VELOCIDAD DEL AIRE EN EL COLECTOR SOLAR (B) OBTENIDO A PARTIR DE LA SIMULACIÓN CFD, ALTURA DE 5 MM. ....	118
FIGURA V. 14. VELOCIDAD DEL AIRE EN EL COLECTOR SOLAR (B) OBTENIDO A PARTIR DE LA SIMULACIÓN CFD, ALTURA DE 35 MM. ....	118
FIGURA V. 15. VELOCIDAD DEL AIRE EN EL COLECTOR SOLAR (B) OBTENIDO A PARTIR DE LA SIMULACIÓN CFD, ALTURA DE 65 MM. ....	118
FIGURA V. 16. TEMPERATURA OBTENIDA EN LA PLACA DE ABSORCIÓN DEL COLECTOR SOLAR (B) OBTENIDA A TRAVÉS DE LA SIMULACIÓN. ....	119
FIGURA V. 17. TEMPERATURA DEL AIRE OBTENIDA A LA SALIDA DE LA TUBERÍA DEL COLECTOR SOLAR (B) EN LA SIMULACIÓN CFD. ....	120
FIGURA V. 18. VELOCIDAD DEL AIRE OBTENIDA A LA SALIDA DE LA TUBERÍA DEL COLECTOR SOLAR (B) EN LA SIMULACIÓN CFD.....	120

## LISTA DE TABLAS

TABLA 1. CLASIFICACIÓN DE COLECTORES KALOGIROU 2003. ....	22
TABLA 2. VARIACIÓN ANGULAR DE LA ABSORTANCIA PARA PINTURA NEGRA (REIMPRESO DE LÖF Y TYBOUT (1972) CON PERMISO DE ASME). ....	39
TABLA 3. FACTORES DE LOS SENSORES DE LA ESTACIÓN SOLARIMÉTRICA DE LA UNIVERSIDAD DE QUINTANA ROO, .....	75
TABLA 4. INSTRUMENTACIÓN DEL SISTEMA EXPERIMENTAL DEL SISTEMA DE SECADO. ....	78
TABLA 5. RESULTADOS DEL CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DEL COLECTOR SOLAR DURANTE SU EVALUACIÓN TÉRMICA.....	87
TABLA 6. RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR DURANTE SU EVALUACIÓN TÉRMICA. ....	90
TABLA 7. CONDICIONES REGISTRADAS EN LA EVALUACIÓN EL 6 DE FEBRERO DEL 2018 PARA EL ESTADO ESTABLE DEL ESTÁNDAR ASHRAE 93-2003 EN PRUEBAS AL AIRE LIBRE. ....	92
TABLA 8. CONDICIONES REGISTRADAS EN LA EVALUACIÓN EL 7 DE FEBRERO DEL 2018 PARA EL ESTADO ESTABLE DEL ESTÁNDAR ASHRAE 93-2003 EN PRUEBAS AL AIRE LIBRE. ....	93
TABLA 9. CONDICIONES REGISTRADAS EN LA EVALUACIÓN EL 9 DE FEBRERO DEL 2018 PARA EL ESTADO ESTABLE DEL ESTÁNDAR ASHRAE 93-2003 EN PRUEBAS AL AIRE LIBRE. ....	94
TABLA 10. RESULTADOS OBTENIDOS EN LAS PRUEBAS DE SECADO DE MANZANAS <i>RED DELICIOUS</i> REALIZADAS EN EL SISTEMA DE SECADO SOLAR EL 6, 7 Y 9 DE FEBRERO DEL 2018. ....	95
TABLA 11. RESULTADOS OBTENIDOS EN LA PRUEBA DE SECADO DEL SISTEMA DE SECADO EXPERIMENTAL PARA LA MANZANA RED DELICIOUS.....	108

# CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN

## I.1. GENERALIDADES

Desde hace más de 30 años se busca una alternativa para erradicar los daños que se presentan al medio ambiente, originados a través de la generación de energía por medio de combustibles fósiles, con el fin de poder obtener energía limpia y de una manera menos agresiva para el planeta. Debido a la reducción de las reservas de combustibles fósiles en las últimas décadas se ha intensificado el uso de fuentes de energías renovables, tales como la solar, eólica, geotérmica y biomasa entre las principales.

Las reservas de combustible fósil están limitadas y su uso a gran escala está asociado con el deterioro ambiental. Los principales problemas ambientales más conocidos son la lluvia ácida, el agotamiento del ozono estratosférico y el cambio climático global. Los resultados han tenido un rápido crecimiento en el nivel de concentración de gases de efecto invernadero a la atmosfera y un aumento en los precios del combustible [1].

Si bien México ocupa el noveno lugar en el mundo en reservas de petróleo crudo, cuarto lugar en reservas de gas natural en América y también es altamente rico en fuentes de energía renovables (solar, eólica, biomasa, hidroeléctrica y geotérmica). Sin embargo, el potencial de este tipo de energía no ha sido completamente explotado [1].

De las fuentes de energía renovables disponibles, la energía solar es la más abundante y está disponible tanto en formas directas como indirectas. La popularidad de la energía solar ha ido en incremento a medida que aumenta el costo de los combustibles fósiles. Tiene un gran potencial para aplicaciones de baja temperatura en particular para el secado de productos agrícolas. En el secado y el calentamiento de espacios, la energía solar es una opción ideal debido a que el aire caliente se puede utilizar directamente eliminando cualquier necesidad de un intercambiador de calor adicional en el sistema térmico. Las aplicaciones de la energía solar se dividen principalmente en dos categorías la primera es la conversión directa de electricidad a partir de celdas solares es decir aplicaciones eléctricas y la segunda es aplicaciones térmicas.

El método de secado solar se clasifica generalmente en cuatro categorías de acuerdo con el mecanismo por el cual la energía que se utiliza para eliminar la humedad se transfiere al producto. Considerando la cantidad de radiación solar que incide en el suelo Chetumaleño se realizará un modelo teórico de la cantidad de energía promedio que se podría aprovechar para el secado de productos agrícolas. Posteriormente, se realiza el secado de productos agrícolas como es el caso de la fruta de la manzana, las cuales antes de secar se limpian con el fin de remover tierra o polvo. También se preparan troceándolas en rebanadas convenientemente y separándolas según sea el caso, para posteriormente proceder al secado.

El secado solar puede ser realizado con el calor obtenido por medio de las energías renovables o no renovables con el propósito de eliminar progresivamente la humedad contenida en las partes útiles, mediante técnicas adecuadas a cada producto de forma que no se pierdan o devalúen las sustancias que se pretenden retener.

En este trabajo se estudiarán los efectos de la energía solar y los procesos de transferencia de calor y masa que se llevan a cabo en un secador solar. Es un método clásico para la conservación de alimentos. El secado al Sol al aire libre es el método más utilizado de conservación de productos agrícolas como los cereales, frutas y verduras en la mayoría de los países en desarrollo. Este secado bajo condiciones climáticas hostiles lleva a graves pérdidas en la cantidad y calidad del producto secado. Estas pérdidas se relacionan con la contaminación por suciedad, el polvo y la infestación por insectos, roedores y animales. Por lo tanto, la introducción de secadores solares en los países en desarrollo puede reducir las pérdidas de cosechas y mejorar la calidad del producto secado de manera significativa si se compara con los métodos tradicionales de secado tales como el secado al Sol o sombra [2].

## I.2. ANTECEDENTES

Los antecedentes de este trabajo se dividirán en dos secciones, trabajos relacionados al secado solar de productos agrícolas y diseño de secadores solares o híbridos.

### I.2.1. SECADO SOLAR

El secado es uno de los métodos más antiguos para la preservación de productos agrícolas y otros materiales útiles como ropa, materiales de construcción, etc.

La primera instalación de secado conocida ha sido encontrada en el sur de Francia y fue fechada alrededor de 8000 a C. Fue una superficie pavimentada de piedra y se utilizó para el secado de los cultivos. En Mesopotamia se han encontrado sitios, de secado solar y aire para material textil de color y para el secado solar de aire para las placas de arcilla escritas. La primera, instalación de secado de aire exclusiva para los cultivos fue encontrada en el Valle del río Hindú alrededor de 2600 a C [3].

El secado es el más común y fundamental método para la preservación de la cosecha de plantas medicinales porque permite una conservación rápida de las cualidades medicinales del material de la planta en una manera sin complicaciones. La diferencia de la calidad fue hecha hace algunos 4000 años en el antiguo Egipto a través del secado de las plantas medicinales en el sol y en la sombra [4].

En el 2014 Seyfi Sevik realizó el análisis experimental de sistemas de secado en varios productos agrícolas bajo diferentes condiciones climáticas. La energía térmica requerida fue prevista con un colector solar de aire con doble paso y una bomba de calor; mientras, los requerimientos de energía eléctrica fueron previstos con un sistema fotovoltaico. El coeficiente de rendimiento de todo el sistema para tomates, fresas, menta y perejil fue calculado de 1.96, 2.27, 2.28 y 2.17 respectivamente. La eficiencia térmica promedio del colector fue entre 16 – 79 %. El valor de la relación de extracción de la humedad específica varió entre  $0.03 \text{ kg (k W h)}^{-1}$  y  $0.46 \text{ kg (k W h)}^{-1}$  para los productos. Los resultados demostraron que todo el sistema puede trabajar en coordinación y se obtuvieron productos secos que tienen buenas propiedades físicas al mismo tiempo [5].

En Febrero del 2016 Gulcimen, Karakaya, y Durmus investigaron los parámetros teóricos y experimentales de secado de albahaca mediante el uso de colectores solares de aire. Se determinó que la masa total de la albahaca dulce disminuyó de 0.250 kg a 0.029 kg. En el secado de albahaca dulce, las proporciones de la humedad fueron reducidas con tres diferentes velocidades de flujo másico de  $0.012 \text{ Kgs}^{-1}$  para 300 min,  $0.026 \text{ Kgs}^{-1}$  para 360 min y  $0.033 \text{ Kgs}^{-1}$  para 450 min. Se observó que la eficiencia de colector se incrementó a la misma velocidad con flujo de aire cambiado entre 29 y 63% [6].

En 2005 Fatouh y colaboradores diseñaron un secador solar asistido por una bomba de calor, lo diseñaron y construyeron para investigar las características y el rendimiento del secado de varias hierbas a diferentes condiciones. Utilizaron malva de judío, menta y perejil. Se analizaron variables como tamaño de la hierba con y sin tallo, carga térmica superficial, temperatura y velocidad de secado. La máxima productividad de secado fue alrededor de  $5.4 \text{ kgm}^{-2} \text{ h}$  se obtuvo a una temperatura de  $55 \text{ }^\circ\text{C}$ , la velocidad de aire de  $2.7 \text{ ms}^{-1}$  y una carga de la superficie del secado de  $28 \text{ kgm}^{-2}$ . Se encontró que las hierbas de tamaño pequeño sin el tallo tuvieron un bajo consumo específico de energía y un tiempo de secado más bajo. Comparando las características de secado de las diferentes hierbas, reveló que el perejil requiere el menor consumo de energía específica ( $3684 \text{ kJ (kg}_{\text{H}_2\text{O}})^{-1}$ ), seguido de la menta verde ( $3982 \text{ kJ (kg}_{\text{H}_2\text{O}})^{-1}$ ) y la malva de judío ( $4029 \text{ kJ (kg}_{\text{H}_2\text{O}})^{-1}$ ) [7].

En el 2013 Adolfo G. Finck Pastrana desarrollo un secador solar indirecto para el secado de nopal el cual consta de un calentador solar de aire con una estructura de madera de  $0.0254 \text{ m}$  de grosor, con dimensiones de  $1.4 \text{ m}$  de largo y  $0.6 \text{ m}$  de ancho aislado con lana de vidrio, una cubierta de vidrio con un espesor de  $0.003 \text{ m}$  y una inclinación de  $17.5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Con un flujo de  $0.01 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ , y una velocidad de  $1 \text{ ms}^{-1}$  por convección natural. La cámara de secado consta de una estructura de madera con  $0.0127 \text{ m}$  de grosor y dimensiones de  $0.6 \text{ m}$  de largo,  $0.4 \text{ m}$  de ancho y  $0.55 \text{ m}$  de alto con cuatro bandejas de malla de nylon, permitiendo un secado de masa inicial alrededor de  $2 \text{ kg}$ . La eficiencia térmica se calculó mediante la evaluación de la productividad de la medición de la temperatura del secador, flujo del aire, la radiación solar y las pérdidas de producción de masa. Se tomaron medidas de las pérdidas de la masa en una muestra del producto de  $51.2 \text{ g}$ , fue colocado sobre un área de  $0.01 \text{ m}^2$ , terminando con una masa seca de  $1.5 \text{ g}$ . permitiendo determinar el contenido inicial de humedad con base en el Nopal seco y fue de  $33.13 \text{ g}$  a una velocidad promedio de secado de  $0.132 \text{ g (cm}^2 \text{ h)}^{-1}$  [8].

En 2013 Reyes, Mahn y Vásquez realizaron la deshidratación de hongos en un secador solar híbrido previsto con un panel solar de una superficie total expuesta de  $10 \text{ m}^2$ , resistencias eléctricas como respaldo de energía y cera de parafina como material de cambio de fase para almacenamiento de energía. Los hongos fueron cortados en rebanadas de  $8 - 12 \text{ mm}$ . En la salida de la cámara de secado el aire fue reciclado ( $70 - 80 \%$ ) y la temperatura del aire fue ajustada a  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ . En la salida del panel solar la temperatura del aire se elevó hasta  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  por encima de la temperatura ambiente. En todo el recorrido los hongos deshidratados mostraron un oscurecimiento notorio y encogimiento. La eficiencia térmica fluctuó entre ( $22 - 62 \%$ ), mientras que la eficiencia del panel solar varió entre ( $10 - 21 \%$ ). El panel solar permitió reducir la entrada de energía eléctrica [9].

En 2005 Karaaslan y Tuncer realizaron una investigación de un modelo de secado para el secado por convección de espinacas en conjunto de un microondas asistido por un ventilador, se realizaron tres procesos de secado diferente, secado en horno de microondas con ventilación, en horno de convección y una combinación de ambos. Los efectos de secado por microondas (180, 360, 540, 720 y 900 W); por convección asistida por ventilador (100, 180, 230 °C); convección combinada asistida por ventilador (100, 180, 230 °C) y por microondas (180 y 540 W) sobre el tiempo de secado, se investigó la velocidad de secado y los cambios de color en las hojas de espinacas. El secado por ventiladores tuvo poca influencia en el color de las hojas de espinaca en comparación con el secado por microondas. Se aplicó una temperatura de secado 230 °C en el secado con ventilador aumentando la tasa de deterioro del color de las hojas de espinacas. Los valores de los coeficientes del modelo de secado, mostraron que el secado del ventilador produce productos de color marrón [10].

En el 2013 Guñido y Calderón realizaron un estudio experimental del secado de piña miel (*Ananas comosus L.*) en un nuevo secador solar híbrido. El secador es integrado de tipo directo, con una bandeja negro mate de 1.02 m<sup>2</sup>. Se utilizó un tubo de cobre helicoidal que condujo el agua caliente a 80 °C generando el calor adicional para el proceso de secado, el cual se encuentra en la parte inferior de la bandeja. Se usó una película de vinilo de calibre 6 transparente como cubierta, el secador fue aislado con 0.0254 m de espesor de fibra de vidrio. Se inclinó 23 ° al sur y se utilizó una bomba para la realimentación del agua. Cada rebanada de piña fue de 0.005 m de espesor, con una densidad de 2.83 kgm<sup>-2</sup> en la zona de secado. Las pruebas de secado se realizaron durante el invierno y la primavera de 2013; utilizando el secador híbrido y un secador solar tradicional. La eficiencia de evaporación son más altas en el proceso tradicional, las eficiencias varían entre 22.7 – 24.0 % y la eficiencia del secador híbrido oscila entre 9.3 – 14.0 %. Esto fue por el aumento de las pérdidas de energía cuando es utilizada la luz del sol y el agua caliente. El secador híbrido tuvo un proceso de secado entre 6.0 – 6.8 horas mientras el secador solar tradicional tomó entre 8.0 - 8.8 horas [11].

En el 2013 Chouicha y colaboradores presentaron la investigación de un secador solar indirecto, diseñado y construido, con el fin de ajustar las condiciones adecuadas para almacenamiento seguro de papa en rodajas mediante varios experimentos llevados a cabo en la ciudad de Ouargla, en el sur del Sahara de Argelia. Se utilizó una resistencia eléctrica alimentada por módulos fotovoltaicos para la mejorar de la eficiencia térmica. Los resultados obtenidos mostraron que el secado híbrido presenta las mejores condiciones de funcionamiento con el mejor rendimiento y la mayor calidad del producto, con un flujo de aire a una velocidad de 0.51 ms<sup>-1</sup> y una duración de 2 horas 45 min. Las pruebas experimentales se realizaron del 6 al 28 de Mayo del 2012. En el secado eléctrico (potencia eléctrica convencional) se utilizó una velocidad máxima de 0.5 ms<sup>-1</sup> con una duración de 1 horas 15 min en el período del 13 al 18 de Mayo del 2012 [12].

En 2014 Abdelghani y Ildimam presentaron el estudio experimental de un secado solar por convección del orujo de oliva. Se determinó la absorción y desabsorción del agua contenida de este producto por las temperaturas de secado de 30 °C, 40 °C y 50 °C, utilizando el método estático gravimétrico. Además, cuatro modelos matemáticos fueron utilizados para predecir el comportamiento higroscópico del producto durante el proceso de secado. Las mediciones se llevaron a cabo para tres valores de temperatura del aire de secado ( $45 \pm 0.1$  °C,  $60 \pm 0.1$  °C y  $80 \pm 0.1$  °C) y dos valores de la velocidad de flujo del aire de secado  $D_v$  ( $0.042 \pm 0.002$  m<sup>3</sup>s<sup>-1</sup> y  $0.083 \pm 0.002$  m<sup>3</sup>s<sup>-1</sup>). La velocidad de secado y los cuatro modelos matemáticos fueron utilizados para describir las curvas de secado. Se determinó que el modelo Midilli-Kucuk fue el modelo más apropiado para el secado del producto [13].

En 2008 Dissa presento el diseño y validación de secado solar de tipo indirecto para rebanadas de mango en el laboratorio de Física y Química del Ambiente (LPCE) de la Universidad de Ouagadougou. El secado solar se simuló y experimentó utilizando un secador solar diseñado y construido en laboratorio, En las pruebas se utilizó rebanadas de mango de 8 mm de espesor. Durante 3 días de secado solar, el 50%, 40% y 5% de agua se eliminó, respectivamente, en el primer, segundo y tercer día. El contenido final de agua obtenido fue de aproximadamente  $16 \pm 1.33\%$  d.b. ( $13,79\%$  w.b.). El contenido crítico de agua fue cercano al 70% del contenido de agua inicial y las tasas de secado se redujeron un 6% de su valor máximo durante la noche [14].

Finalmente en el 2013 Kumasi, realizó el secado de hojas de moringa. El trabajo describe el diseño y construcción de un sistema de secado solar indirecto de productos agrícolas por convección forzada para hojas de moringa. La masa del lote de las hojas de moringa fue de 2 Kg, con un contenido de humedad inicial 80 % base húmeda, fue requerido remover 1.556 Kg de agua para la obtención de contenido de humedad deseado, 10 % base húmeda, el cual fue utilizado como base para el diseño del sistema de secado. El tiempo de secado se estimó de 24 – 30 hrs con una radiación solar promedio de 320 W / m<sup>2</sup> a 25 °C temperatura ambiente con una humedad relativa de 77 %. Una área mínima de 0.62 m<sup>2</sup> para la recolección solar. De acuerdo con el diseño, se requirió una eficiencia de secado del 25%. El sistema de secado se construyó utilizando materiales disponibles localmente. El secador exhibió una capacidad suficiente para secar las hojas de manera razonablemente rápida, se pudo alcanzar un nivel de humedad seguro y asegurar la calidad superior de las hojas de moringa [15].



## I.2.2. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

En el 2010 Ramani, Gupta y Kumar realizaron el diseño de un colector solar de aire con doble paso en contra flujo. El colector solar de aire se construyó con material poroso en el segundo conducto de aire siendo una de las más significativas y notables mejoras en el diseño que se ofreció para la mejora del rendimiento térmico. La comparación de resultados reveló que la eficiencia térmica del colector solar de aire con doble paso con material absorbente poroso es 20 – 25 % y 30 – 35 % mayor que la de un colector solar de aire con doble paso sin material poroso absorbente y un colector solar de aire tradicional [16].

En 2015 Cipliené y colaboradores realizaron el estudio de un secado experimental en Lituania, el cual consta de dos colectores solares: El colector solar de aire con un área de 12 m<sup>2</sup> para calentamiento directo del producto y un colector solar de placa plana con un área de 8 m<sup>2</sup> para la acumulación de la energía convertida en calor. En el día el colector solar de aire obtuvo un flujo de 367 m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>, el aire fue calentado hasta 30 °C por 11 h comparado con la intensidad de ventilación 2262 m<sup>3</sup> (t h)<sup>-1</sup>. En condiciones promedio de irradiación solar (576 ± 268 Wm<sup>-2</sup>), la estabilidad del proceso de secado puede ser mantenida empleando el sistema de colectores híbrido. El orden para mantener los parámetros del producto a secar en la noche, fue requerido de 99.9 MJ de energía almacenada [17].

En 2018 Ameri y Hanini realizaron el estudio experimental y teórico del enfoque comparativo del rendimiento del secado solar directo e indirecto de lodo de las plantas de aguas residuales. Se hizo una comparación cinética de los secadores solares directos e indirectos operados con convección natural. Se desarrollaron dos modelos para simular el secado. En condiciones naturales y temperatura ambiente inferior a 32 °C, el secador solar indirecto proporciona una alta temperatura y eficiencia, en comparación con el secador solar directo. Las curvas de secado mostraron que a mayor temperatura, reduce el tiempo de secado y la velocidad de secado se incrementa. Los secadores solares redujeron el tiempo necesario, se obtuvo una reducción de la humedad de 71% que aumenta la aridez del barro entre 14.47 – 85.53 %. Trece modelos matemáticos existentes en la literatura fueron probados y comparados con los modelos propuestos [18].

En 2006 Prasit, y colaboradores realizaron el diseño de un colector solar combinado con un módulo termoeléctrico (TEG). El sistema fue construido e instalado en la Escuela de Tecnología de Energía Renovable, Universidad Naresuan, Phitsanulok, Tailandia. Se desarrolló el secador solar integrado de un colector solar y un módulo fotovoltaico (PV). La temperatura en la parte posterior del colector es reducida al aumentar la potencia producida por el módulo TEG correspondiente a la irradiancia solar. El colector solar se operó obteniendo una temperatura de aire entre 70 – 80 °C. La electricidad obtenida por el TEG fue 0.0813 V / módulo. La temperatura ambiente fue de 35.8 °C. Se puede concluir que el colector solar pudo acoplar con el módulo TEG para producir electricidad para el suministro del túnel de secado [19].

En 2018 Eltawil, Azam y Alghannam realizaron el estudio del análisis energético de un secador solar de túnel híbrido alimentado con un sistema fotovoltaico y un colector solar de placa plana para el secado de menta (*Mentha Viridis*) en el Departamento de Ingeniería de Sistemas Agrícolas, Universidad King Faisal, Arabia Saudita. El calentamiento térmico del secador solar de túnel puede operar directo e indirecto. El sistema fotovoltaico se utilizó para operar un ventilador de corriente directa axial (Convección forzada). Se estudió el efecto de la energía incorporada del secador solar híbrido en el medio ambiente. Los resultados obtenidos en las pruebas indicaron que el tiempo de secado de la menta fue entre 210 – 360 min para el secador solar híbrido, mientras que para el secado al aire libre varió de 270 – 420 min. La eficiencia del sistema fotovoltaico fue 9.38% en promedio por día, la eficiencia del secador fue 30.71%, la eficiencia general del sistema fue 16.32%, el tiempo de recuperación de la energía fue de 2.06 años y la mitigación neta de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) a lo largo de la vida fue de 31.80 toneladas [20].

En 2016 Eltawil, Azam y Alghannam realizaron el estudio de un secador solar de túnel (STD) híbrido alimentado con un sistema fotovoltaico (PV) para el secado de papas fritas en el Departamento de Ingeniería de Sistemas Agrícolas, Universidad King Faisal, Arabia Saudita. El STD se equipó con un ventilador de corriente directa axial y un colector solar de placa plana. El rendimiento del STD se evaluó con y sin carga; con y sin el uso de recubrimientos (cortinas térmicas) sobre el producto durante los días soleados. Durante las pruebas se investigaron distintos flujos de aire (2.1, 3.12 y 4.18 m<sup>3</sup>min<sup>-1</sup>) y pretratamientos para las papas fritas. El sistema STD alimentado por el PV exhibió la capacidad de producir papas fritas a un nivel de humedad seguro entre 6 – 7 h con una tasa de flujo de 3.12 m<sup>3</sup>min<sup>-1</sup>. La mayor eficiencia registrada fue de 28.49 % y 34.29 % con un flujo de 0.0786 kgs-1 con y sin el uso de cubierta [21].

### I.3. JUSTIFICACIÓN

El uso de la radiación solar para el secado es una de las aplicaciones más antiguas de la energía solar. Se utilizó desde el nacimiento de la humanidad principalmente para la conservación de alimentos, pero también para el secado de otros materiales útiles como telas, materiales de construcción, etc.

Reduciendo la humedad de un producto alimenticio hasta un cierto nivel, ralentiza la acción de enzimas, bacterias, levaduras y mohos. Por lo tanto los productos pueden ser almacenados y conservados por un mayor tiempo sin deterioro. Se estima que en los países en desarrollo existen importantes pérdidas pos cosecha de productos agrícolas, debido a la falta de otros medios de conservación, que pueden ser ahorrados mediante el uso de secadores solares [3]. En los países en desarrollo, el secado solar es un método popular, eficaz y económico utilizado para el secado y conservación de productos agrícolas, alimenticios y entre otros.

El requerimiento de energía térmica para la operación de secado es logrado quemando combustibles fósiles, biomasa y también a través de la energía solar. El costo de la energía empleada en el secado solar representa un gran costo operativo a nivel industrial. Esta se encuentra en aumento diario debido al continuo agotamiento de los recursos de combustibles fósiles y los altos precios de la energía. En vista de esto, las fuentes de energía renovables disponibles deben usarse de manera eficiente y juiciosa para reducir el consumo de energía y el impacto ambiental sin comprometer la calidad de los productos secos.

Las pérdidas pos cosecha de productos agrícolas en las zonas rurales de los países en desarrollo pueden reducirse drásticamente mediante el uso de sistemas de secado solar bien diseñados. El secado al aire libre es el método comúnmente utilizado para la preservación productos agrícolas como granos, frutas y verduras en la mayoría de los países en desarrollo. Tal secado en condiciones climáticas hostiles conduce a pérdidas severas en la cantidad y calidad del producto seco. Estas pérdidas están relacionadas con la contaminación por suciedad, polvo e infestación por insectos, roedores y animales. Por lo tanto, la introducción de secadores solares en los países en desarrollo puede reducir las pérdidas de cultivos y mejorar la calidad del producto seco de manera significativa en comparación con los métodos tradicionales de secado como el secado al aire libre [2].

## **I.4. OBJETIVO**

Diseñar, construir y evaluar el desempeño térmico de un sistema de secado solar activo de tipo indirecto para el secado de productos agrícolas, que puedan ser usados en comunidades rurales del estado de Quintana Roo, con fines demostrativos y divulgación de la ciencia y tecnología.

### **I.4.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

1. Construcción del sistema de secado solar activo de tipo directo, el cual es conformado por dos colectores solares de placa plana conectados en serie a una cámara de secado.
2. Evaluar el funcionamiento térmico del secador solar, colectores y cámara de secado.
3. Evaluar el desempeño térmico del sistema de secador solar en productos agrícolas.

## CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presenta un estudio de uno de los principales componentes del sistema de secado solar, como son los colectores solares los cuales son los encargados de suministrar la energía al sistema de secado; posteriormente se presentan los tipos de secados solar así como sus características según su clasificación. Se presenta el modelo matemático de los colectores solares de placa plana posteriormente conectados a una cámara de secado, así como el cálculo del tamaño de la cámara de secado y su eficiencia térmica.

### II.1. COLECTORES SOLARES

Los colectores de energía solar son un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía de la radiación solar en energía térmica. El componente principal de cualquier sistema solar es el colector solar. Este es un dispositivo que absorbe la radiación solar entrante, la convierte en calor, y transfiere el calor a un fluido (normalmente aire, agua o aceite) que fluye a través del colector [22].

#### II.1.1. TIPOS DE COLECTORES

El Colector solar es cualquier dispositivo diseñado para recoger la energía radiada por el sol y convertirla en energía térmica, el funcionamiento de un colector solar de placa plana es mostrado en la Figura II.1.

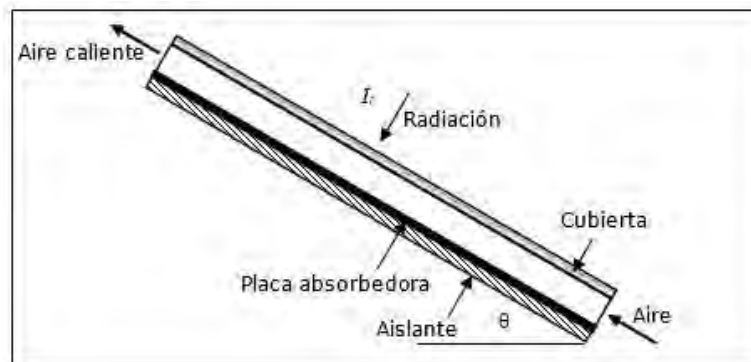


Figura II. 1. Diagrama de un Colector Solar [22].

Hay básicamente dos tipos de colectores solares: los estacionarios, que no son de concentración y los de concentración. Los colectores estacionarios tienen la misma área para interceptar y absorber la radiación solar como se puede apreciar en la Figura II.2., mientras que un colector solar de concentración con seguimiento del sol usualmente tiene superficies reflectantes cóncavas para interceptar y enfocar la radiación del haz solar a un área receptora más pequeña, aumentando así el flujo de la radiación, estos se pueden observar en la Figura II.3. Los colectores de concentración son adecuados para aplicaciones de altas temperaturas [22].

Hay un gran número de colectores solares están disponibles en el mercado como se muestra en la Tabla 1.

Tabla 1. Clasificación de colectores Kalogirou 2003.

<b>Movimiento</b>	<b>Tipo de Colector</b>	<b>Tipo de Superficie de absorción</b>	<b>Radio de Concentración</b>	<b>Rango de Temperatura indicada (° C)</b>
<b>Estacionario</b>	Colectores de placa plana (FPC)	Plano	1	30 - 80
	Colector de tubos de vacío (ETC)	Plano	1	50 - 200
<b>Seguimiento de un solo eje</b>	Colector compuesto parabólico (CPC)	Tubular	1 - 5	60 - 240
			5 - 15	60 - 300
	Reflector lineal Fresnel (LFR)	Tubular	10 - 40	60 - 250
	Colector cilíndrico bajo (CTC)	Tubular	15 - 50	60 - 300
	Colector parabólico bajo (PTC)	Tubular	10 - 85	60 - 400
<b>Seguimiento en dos ejes</b>	Reflector de plato parabólico (PDR)	Punto	600 - 2000	100 - 1500
	Colector esfera de heliostatos (HFC)	Punto	300 - 1500	150 - 2000

Los colectores solares se dividen en dos grandes grupos: los captadores de baja temperatura, utilizados fundamentalmente en sistemas domésticos de calefacción, secado o para producir agua caliente sanitaria, y los colectores de alta temperatura conformados mediante espejos, y utilizados generalmente para producir vapor que son ocupados generalmente para la producción de energía eléctrica por medio de turbinas generadoras.



Figura II. 2. Colectores solares estacionarios.



Figura II. 3. Colectores solares de concentración.

#### II.1.1.1. COLECTORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN

Para alcanzar una mayor temperatura es necesario modificar el sistema de captación, de forma que se aumente la concentración. Esto se consigue en los colectores solares de concentración. Los colectores concentran la energía solar en un punto específico para conseguir temperaturas muy elevadas que pueden cubrir las aplicaciones industriales, como generación de energía eléctrica. Se pueden clasificar según dos características básicas: la geometría de la placa de absorción (concentración lineal o puntual) y la forma de la concentración (reflexión o refracción).

#### II.1.1.2. COLECTORES SOLARES ESTACIONARIOS

Los colectores de energía solar estacionarios son aquellos que se distinguen por el seguimiento de uno o dos ejes de movimiento estacionario, o la temperatura de funcionamiento. Estos colectores son fijados de forma permanente en su posición y no siguen el sol. Los tres principales tipos de colectores entran en esta categoría:

1. Los colectores de placa plana (CPF).
2. Los colectores parabólicos compuestos estacionarios (CPC).
3. Los colectores de tubos de vacío (ETCS).

Esta investigación se enfocó en los colectores solares de placa plana. Cuando la radiación solar pasa a través de una cubierta transparente e incide sobre la superficie absorbente oscura con una alta capacidad de absorción, una gran parte de esta energía es absorbida por la placa y transferida al fluido a través de tubos de transporte, para su almacenamiento o uso. En la Figura II.4 se muestra la configuración de un colector solar de placa plana [22].

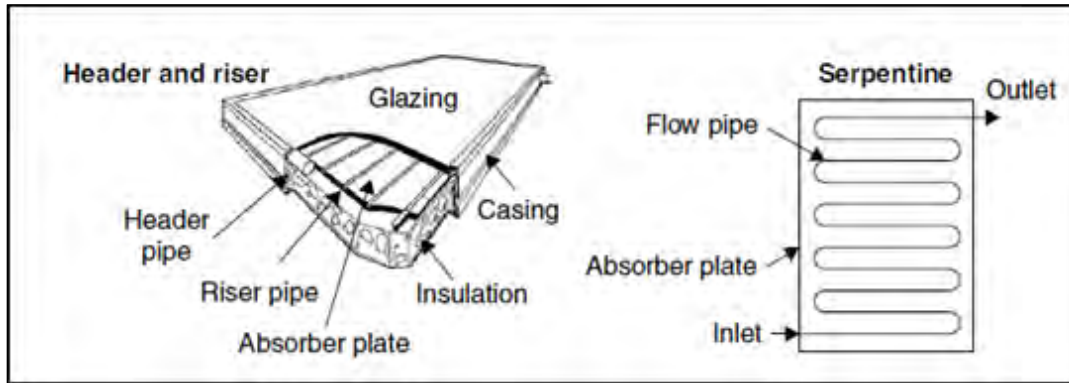


Figura II. 4. Colector solar de placa plana y sus componentes [22].

Las ventajas de los colectores de placa plana es que son baratos de fabricar, que recogen tanto la radiación directa y la difusa, y están fijados de manera permanente en su posición, por lo que no se requiere el seguimiento del sol.

La cubierta transparente se usa para reducir las pérdidas por convección de la placa de absorción a través de la restricción de la capa de aire estancado entre la placa de absorción y el vidrio. También reduce las pérdidas por radiación del colector debido a que el vidrio es transparente a la radiación de onda corta recibida por el sol, pero es casi opaco a la radiación térmica de onda larga emitida por la placa de absorción (efecto invernadero). El ángulo de inclinación óptimo del colector es igual a la latitud del lugar, con variaciones del ángulo de 10 - 20 ° aproximadamente, dependiendo de la aplicación. El rendimiento térmico de colectores solares se puede determinar mediante el análisis detallado de las características ópticas y térmicas de los materiales de colección o mediante pruebas de rendimiento experimental bajo condiciones de control [22].

Para esta investigación se determinó el uso de colectores solares de placa plana al ser secadores estacionarios de bajas temperaturas son más apropiados para el secado de productos agrícolas además de su reducido costo de fabricación. Se construyó un colector solar de placa plana con una configuración de los ductos en serie o serpentina para el uso en pruebas de secado de productos agrícolas en conjunto de un colector solar de cara plana con una configuración de los ductos en paralelo o vertical con flujo forzado para una mayor eficiencia y control del sistema.



## **II.2. CLASIFICACIÓN DE LOS SECADORES SOLARES**

Todos los sistemas de secado se pueden clasificar principalmente en función de sus rangos de temperatura de funcionamiento en dos grupos principales de secado, de alta temperatura y secado de baja temperatura.

### **II.2.1. SECADORES DE ALTA TEMPERATURA**

Los secadores de altas temperaturas se utilizan cuando es necesario un secado muy rápido. Por lo general son empleados cuando los productos requieren de una corta exposición al aire de secado. Sus temperaturas de operación son tales que si el aire permanece en contacto con el producto hasta alcanzar el equilibrio del contenido de humedad, se producirá un secado grave. Por lo tanto, los productos sólo son secados para el contenido de humedad requerido y posteriormente ser refrigerados. Los secadores de alta temperatura son clasificados generalmente en secadores discontinuos y secadores de flujo continuo. En los secadores discontinuos, el producto es secado en un compartimiento y posteriormente trasladado para su almacenamiento. Los secadores de flujo continuo son columnas calentadas a través de las cuales el aire caliente fluye por gravedad y es expuesto al producto mientras desciende. A causa de los rangos de temperatura alta en la mayoría de los diseños se hace uso de la energía eléctrica o combustible fósil. Pocos diseños realizados de sistemas de secado a alta temperatura son calentados únicamente con energía solar [23].

### **II.2.2. SECADORES DE BAJA TEMPERATURA**

En los sistemas de secado de baja temperatura, El contenido de humedad del producto se lleva generalmente en equilibrio con el aire de secado por ventilación constante. Así, toleran la entrada de calor intermitente o variable. El secado a baja temperatura permite que los cultivos se sequen a granel y es más adecuado también para sistemas de almacenamiento a largo plazo. Su capacidad para controlar la entrada de calor intermitente hace el secado a baja temperatura más apropiado para aplicaciones de energía solar. Por lo tanto, algunos secadores convencionales y la mayoría de los diseños prácticamente realizados de secadores de energía solar son del tipo de baja temperatura [23].

## II.3. CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SECADO

Los sistemas de secado con energía solar son clasificados principalmente de acuerdo a sus métodos de operación y la forma en la que es utilizada la energía solar [24]. En términos generales, pueden clasificarse en dos grupos principales:

- Sistemas de secado de energía solar pasiva (sistemas de secado solar de circulación natural).
- Sistemas de secado de energía solar activa (secadores solares híbridos).

Se pueden identificar tres subclases distintas de los sistemas de secado solar activo o pasivo, pueden ser identificados como:

- Secadores solares de tipo directo.
- Secadores solares de tipo indirecto.
- Secadores solares híbridos.

El principio de funcionamiento de estos secadores depende principalmente del método de recolección de la energía solar y su conversión en energía térmica útil para el secado [24]. El diseño de los secadores solares ajusta a la cantidad y características del material a secar, así como a las fuentes de energía utilizadas. En consecuencia, se han desarrollado diversos tipos de secadores solares que son utilizados actualmente.

### II.3.1. SECADO AL AIRE LIBRE (SAL)

El secado al aire libre es uno de los métodos más comunes, utilizados para la preservación de productos agrícolas como granos, frutas y verduras en la mayoría de los países en desarrollo. El material a secar es colocado directamente bajo condiciones climáticas hostiles como la radiación solar, la temperatura del aire ambiente, la humedad relativa y la velocidad del viento para lograr el secado [2]. Los productos son extendidos en una superficie (el suelo, alfombra, etc.) donde reciben la energía solar durante la mayor parte del día como es mostrado en la Figura II.5. La radiación absorbida es convertida en energía térmica la cual permite el incremento de la temperatura del producto. Sin embargo, existen pérdidas por radiación en la superficie del producto expuesto al medio ambiente a través del aire húmedo y por convección ocasionado por el viento que fluye a través del aire húmedo sobre la superficie del cultivo [24].

Este tipo de secado, bajo condiciones climáticas hostiles conduce a pérdidas severas en la cantidad y calidad del producto final. Estas pérdidas están relacionadas con la contaminación por suciedad, polvo e infestación por insectos, roedores y animales.

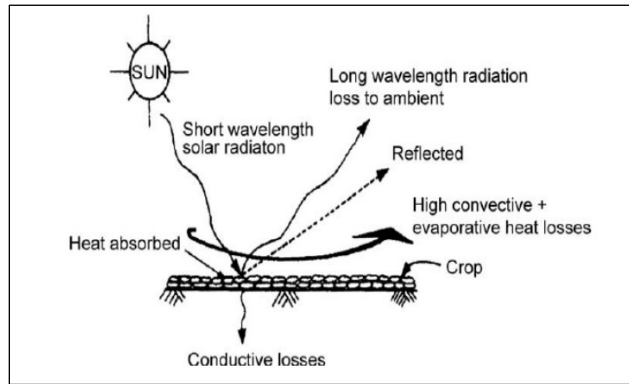


Figura II. 5. Principio de trabajo del secado solar al aire libre.

### II.3.2. SECADO SOLAR DIRECTO (SSD)

Los secadores solares directos son los dispositivos más usados para secar productos agrícolas y alimenticios, la humedad del producto a secar es eliminada por la incidencia directa de la radiación solar emitida sobre el producto mismo, con o sin la circulación natural del aire. Los SSD tienen una cámara de secado, es una caja con una cubierta aislada por una superficie transparente hecha de vidrio o de plástico con ventilación de aire. El principio de funcionamiento del secado solar directo puede ser observado en la Figura II.6. Cuando la radiación solar incide sobre la cubierta de vidrio, el aire es calentado y circula de forma natural o por presión utilizando una fuente externa. Una parte de la radiación solar incidente es reflejada de nuevo a la atmósfera, mientras que la otra parte es transmitida dentro de la cabina de secado [25]. La radiación solar transmitida al sistema es reflejada desde la superficie del cultivo y el resto es absorbido por la superficie del cultivo, provocando un aumento en su temperatura, causante de emitir radiaciones de larga longitud de onda que no pueden escapar a la atmósfera por la cubierta del sistema de secado. El fenómeno general hace que la temperatura sobre el cultivo dentro del gabinete sea más alta. La cubierta del sistema SSD permite la reducción de pérdidas por convección directa al ambiente, lo cual favorece el aumento de la temperatura del producto y del sistema [24].

El SSD consta de una construcción simple y económica que protege el producto de secado del polvo, la lluvia, los desechos, plagas, etc. Los SSD también tienen algunos inconvenientes en su funcionamiento como es el sobrecalentamiento del producto, la calidad indeseable del producto y la limitada capacidad de secado [25].

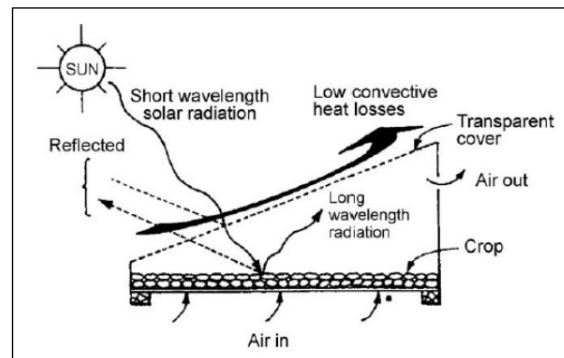


Figura II. 6. Diagrama de principio de trabajo del secado solar directo.

### II.3.3. SECADO SOLAR INDIRECTO (SSI)

Los secadores solares indirectos difieren de los SSD respecto a la transferencia de calor y la eliminación de la humedad, los secadores solares indirectos tienen un colector solar separado y una unidad de secado. Los productos en los SSI son colocados en una cámara de secado, en conjunto con el colector solar utilizado para el calentamiento del fluido del producto a secar. El fluido, generalmente aire fluye a través del producto húmedo el cual proporciona el calor necesario para la evaporación de la humedad, mediante un proceso convectivo. El diagrama de funcionamiento de un secador solar indirecto es mostrado en la Figura II.7.

Los SSI presentan varias ventajas en comparación de los SSD, como un mayor control sobre el sistema de secado, el producto obtenido es de mejor calidad, dado que el producto se encuentra en la cámara de secado, esto permite secar de una forma más apropiada el producto, previniendo los daños o pérdidas ocasionados por la exposición directa al sol. Sin embargo, son estructuras relativamente elaboradas que requieren más inversión de capital en equipo e incurrir en mayores costos de mantenimiento que otras unidades de secado [24].

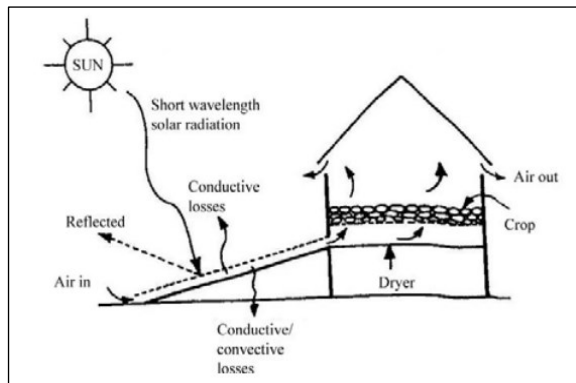


Figura II. 7. Diagrama de principio de trabajo del secado solar indirecto.

### II.3.4. SECADO SOLAR HÍBRIDO (SSH)

Los secadores solares híbridos combinan las características de los secadores de energía solar de tipo directo e indirecto. La acción combinada de la radiación solar directa que incide directamente sobre el producto a secar y aire precalentado en el colector solar produce el calor necesario requerido para el proceso de secado [2]. El diagrama básico También en un SSH, combina la energía solar con una fuente de energía convencional o alguna fuente auxiliar de energía, como la electricidad, la biomasa, etc. Combina tanto las acciones, el calentamiento directo por radiación solar como el precalentamiento del aire mediante una fuente de energía auxiliar.

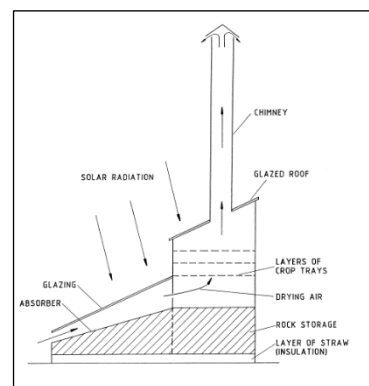


Figura II. 8 Diagrama de funcionamiento de un sistema de secado solar híbrido.

### II.3.5. SISTEMAS PASIVOS DE SECADO SOLAR

El sistema de secado solar pasivo no requiere de energías adicionales para la circulación del fluido dependen completamente de la energía solar, el aire es calentado por circulación natural como resultado de la presión del viento. El secado pasivo para productos agrícolas sigue siendo una práctica común en muchas regiones mediterráneas, tropicales y subtropicales, especialmente en África y Asia. Los sistemas de secado pasivo es uno de los sistemas más atractivo en zonas rurales, al no usar energía externa trabajando únicamente con energía solar reduce el costo de construcción y operación. Los secadores pasivos son los más adecuados para el secado de productos agrícolas [24, 23].

#### II.3.5.1. SECADORES DE ENERGÍA SOLAR PASIVA DE TIPO INDIRECTO

Estos secadores son de tipo indirecto con una convección natural de aire para el secado. Con la finalidad de aumentar la capacidad del sistema e incrementar la producción, el producto a secar es colocado en la cámara de secado en bandejas que generalmente son colocadas en bastidores verticales considerando un espacio entre bandejas, donde el producto a secar es calentado [24].

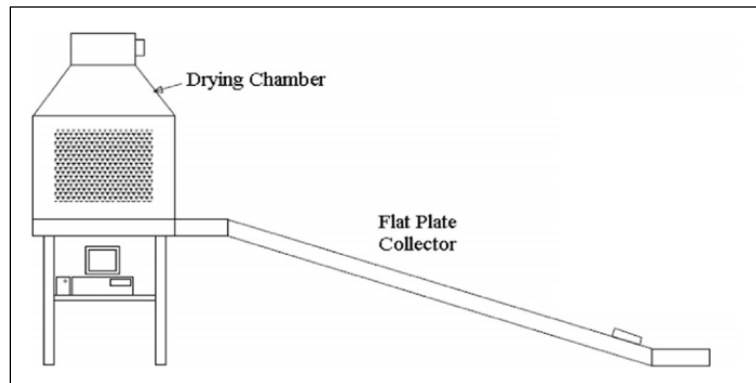


Figura II. 9. Diseño típico de un sistema de secado solar pasivo indirecto.

Debido a que la radiación solar no incide directamente en el producto, no se producen daños causados por la radiación solar. Este sistema de secado es recomendado generalmente para productos perecederos, frutas, etc. A causa de que su contenido de vitaminas puede ser reducido considerablemente por la exposición directa a la luz solar. El diseño de un sistema de secado solar pasivo de tipo indirecto es mostrado en la Figura II.9. Los diseños comprenden generalmente de un colector de energía solar de calentamiento de aire, un conducto aislado y una cámara de secado [23].

### II.3.5.2. SECADORES DE ENERGÍA SOLAR PASIVA DE TIPO DIRECTO

En los secadores solares pasivos de tipo directo el producto a secar es colocado en la cámara de secado con cubiertas transparentes que permiten la insolación necesaria para el proceso de secado. La radiación solar incide directamente sobre el producto, el calor generado extrae la humedad del producto. El aire en la cámara de secado es expandido, generando su circulación y la posterior eliminación de la humedad junto con el aire caliente [23]. En la Figura II.10 se puede apreciar el diseño de un sistema de secado de tipo invernadero con techo de vidrio y circulación natural.

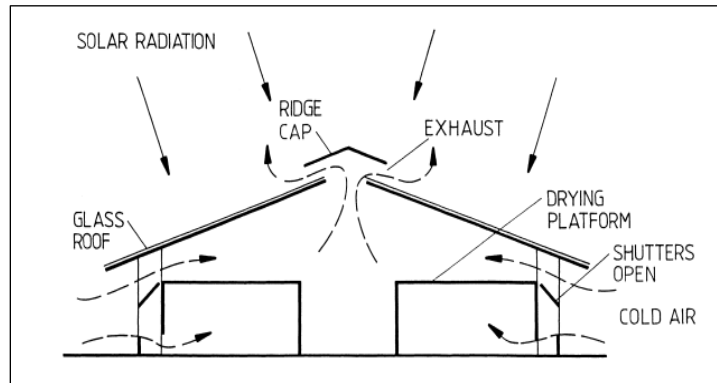


Figura II. 10. Diagrama de funcionamiento de un sistema de secado con techo de vidrio y circulación natural.

En la Figura II.11 se puede observar un diseño básico de un sistema de secado solar pasivo de tipo directo. En estos sistemas de secado, el producto a secar tiene una exposición directa de la luz solar mejorando la maduración y del color deseado en ciertas variedades de productos. Se identifican dos tipos básicos de secadores en esta categoría se pueden identificar como los sistemas de secado solar de gabinete y los de invernadero con circulación natural [24].

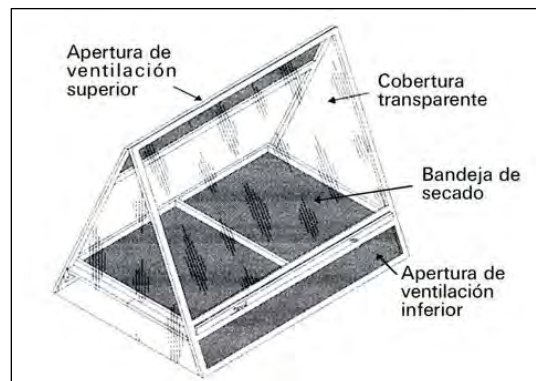


Figura II. 11. Diseño de sistema de secado solar pasivo de tipo directo.

### II.3.5.2.1. SECADORES SOLARES DEL GABINETE

Generalmente, son unidades pequeñas que son usadas para conservar las cantidades "domésticas" de productos alimenticios. Los secadores son compuestos de cajas con un aislamiento simple o de doble vidrio con agujeros en la base y partes superiores de las paredes del gabinete. La radiación solar necesaria para el proceso de secado es transmitida a través de la cubierta y absorbida en las superficies interiores, así como en el producto [23]. El secador de gabinete solar pasivo. Este sistema de secado tiene la ventaja de ser económico, sencillo de construir a partir del material disponible localmente, sin embargo, unos de sus mayores inconvenientes es la baja tasa de eliminación de humedad, así como la alta temperatura generada causante del sobrecalentamiento del producto [24].

### II.3.5.2.2. SECADORES DE INVERNADERO DE CIRCULACIÓN NATURAL

Son también conocidos como secadores de tienda y son básicamente invernaderos modificados. Están diseñados con respiraderos de tamaño y posición apropiados para tener un flujo de aire controlado. Se caracterizan por un amplio acristalamiento por la tapa transparente de la lámina de polietileno [24]. Los paneles aislantes se extienden sobre el acristalamiento por la noche para la reducción de pérdidas de calor y proporcionar aislamiento a las instalaciones de almacenamiento como puede ser apreciado en la Figura II.12. Los secadores de invernadero permiten un mayor grado de control sobre el proceso de secado que los secadores de armario, siendo más apropiados para el secado a una mayor escala [23].



Figura II. 12. Sistema de secado solar de invernadero para granos de café.

### II.3.5.3. SECADORES DE ENERGÍA SOLAR PASIVA DE TIPO HÍBRIDO

Un secador de energía solar híbrido de tipo pasivo tendría las mismas características estructurales típicas de un sistema de secado solar directo (SSD) y del sistema de secado solar indirecto (SSI), además de tener paredes acristaladas dentro de la cámara de secado con el objetivo de que la radiación solar choque directamente sobre el producto como en los SSD [24].

### II.3.6. SISTEMAS DE SECADO SOLAR ACTIVO

Los sistemas activos de secado solar están diseñados con la incorporación de medios externos, como ventiladores o bombas, para la circulación del fluido generalmente aire caliente desde el área del colector hasta la cámara de secado. Por lo tanto, todos los secadores solares activos son, por su aplicación, secadores de convección forzada. Un secador solar activo típico depende de la energía solar sólo como fuente de calor, mientras que para la circulación del aire utiliza medios externos. Estos secadores tienen aplicaciones importantes en operaciones de secado comercial a una gran escala en combinación con combustibles fósiles convencionales para obtener un mejor control sobre el secado consolidando el efecto de las fluctuaciones de la insolación solar en la temperatura del aire de secado [24].

Los secadores solares activos son adecuados para el secado de productos alimenticios con alto contenido de humedad. Así como para aplicaciones que requieren de un mayor control en el sistema de secado. Existe una variedad de secadores activos de energía solar que podrían clasificarse en los secadores de tipo directo, de tipo indirecto o híbridos [24].

#### II.3.6.1. SISTEMAS DE SECADO SOLAR ACTIVO DE TIPO INDIRECTO

Los secadores activos de secado indirecto, como se describió en la sección II.3.5.1, constan de un colector solar y una unidad de secado añadiendo un ventilador para la circulación del aire. A causa de la unidad de calentamiento de aire que se encuentra separada, se obtienen temperaturas más altas con un control del caudal de aire [24]. La unidad de colector solar es útil en el logro de valores de temperatura más altos con un caudal de aire controlado. Como puede ser apreciado en la Figura II.13 se observa el diseño de un sistema de secado solar activo típico de tipo indirecto. Sin embargo, también se observa que en condiciones de funcionamiento a temperaturas más altas, la eficiencia del colector solar se reduce. Se puede obtener un mejor secado del producto, valores óptimos de temperatura y caudal másico de aire a partir de un colector solar que tenga un diseño óptimo [23].

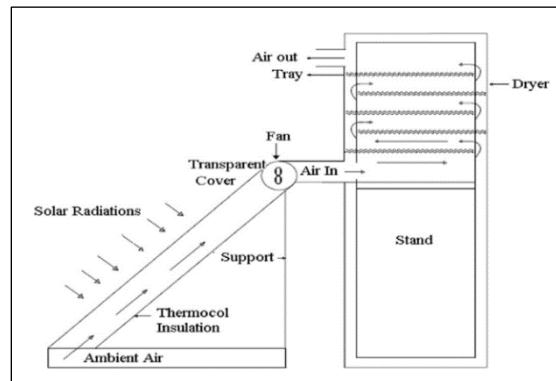


Figura II. 13. Diseño típico de un sistema de secado solar activo de tipo indirecto.



La eficiencia del secador solar indirecto activo depende del caudal de aire a través del colector solar que puede ser controlado usando un ventilador. El objetivo principal de un ventilador es mantener un caudal de aire deseado en la unidad de secado que da lugar a una evaporación uniforme de la humedad del producto [23].

#### **II.3.6.2. SISTEMAS DE SECADO DE ENERGÍA SOLAR ACTIVA DE TIPO DIRECTO**

Los secadores solares activos de tipo directo están diseñados con una unidad de recolección de energía solar integrado. Generalmente, se pueden identificar tres diseños distintos de los secadores solares activos de tipo directo [23].

#### **II.3.6.3. SECADORES DE ENERGÍA SOLAR ACTIVOS DE TIPO HÍBRIDO**

Los secadores solares híbridos combinan las características de una energía solar con una fuente de energía convencional o alguna fuente auxiliar de energía y se pueden operar en combinación o en un modo único con cualquiera de las fuentes de energía. Estos secadores generalmente son instalaciones medianas o grandes que tienen un rango de operación de 50 - 60%, y compensan las fluctuaciones de temperatura inducidas por las incertidumbres climáticas [24].

Después de revisar la literatura sobre el secado solar de productos agrícolas, se determinó utilizar en este proyecto un sistema de secado solar activo de tipo indirecto, con el objetivo de reducir las pérdidas del producto a secar al igual que el tiempo de secado. Al ser un sistema de secado solar de tipo indirecto previene el sobrecalentamiento del producto y la calidad indeseable del mismo, de igual manera se obtiene un mejor control en el sistema reduciendo el tiempo de secado.

## II.4. MODELO MATEMÁTICO DE LOS COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA

El parámetro básico a considerar es el rendimiento térmico del colector. Esto se define como la relación de la energía útil entregada a la energía incidente en la abertura del colector. El flujo solar incidente consta de radiación directa y difusa. El rendimiento térmico de colectores solares se puede determinar mediante el análisis detallado de las características ópticas y térmicas de los materiales del colector o mediante pruebas de rendimiento experimental bajo condiciones controladas.

### II.4.1. ÁNGULOS SOLARES

La Tierra hace una rotación alrededor de su eje cada 24 horas y completa una revolución alrededor del Sol en un período de aproximadamente 365.25 días; la posición del sol en el cielo está cambiando constantemente. Para la mayoría de las aplicaciones de energía solar, se necesitan predicciones razonablemente precisas de dónde estará el sol en el cielo en un momento dado del día y del año [22].

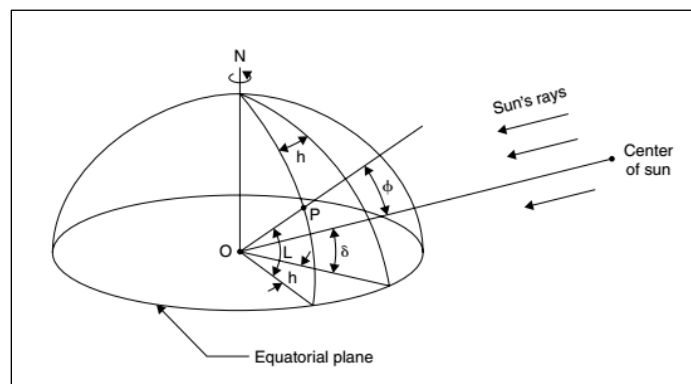


Figura II. 14. Ángulos solares del movimiento del sol desde un punto de la superficie de la Tierra [22].

La geometría Sol-Tierra puede ser utilizada para definir la posición del sol en relación con la tierra. Para las aplicaciones de energía solar, es importante entender el movimiento aparente del Sol, así como los ángulos de éste a la tierra como se muestra en la Figura II.14.

#### II.4.1.1. DECLINACIÓN

La declinación solar  $\delta$ , es la distancia angular de los rayos del Sol al norte (o al sur) del ecuador, la declinación norte se designa como positiva. La declinación solar durante un día dado puede considerarse constante en cálculos de ingeniería.

La declinación en grados para cualquier día del año ( $N$ ) puede ser calculada aproximadamente por la Ecuación (1) [26].

$$\delta = 23.45 \sin\left(\frac{360}{365}(284 + N)\right) \quad (1)$$

Donde

$N$  = son los días del mes.

#### II.4.1.2. ÁNGULO HORARIO

El ángulo horario  $h$ , indica el desplazamiento angular aparente del Sol, de este a oeste, a una tasa de  $15^\circ$  por hora. Esta tasa, es debido a la rotación de la Tierra sobre su eje, corresponde a  $360^\circ / 24$  horas. El ángulo horario  $h$ , es nulo a mediodía solar (cenit), negativo en la mañana y positivo en la tarde. Expresado simbólicamente, el ángulo horario en grados está determinado por la siguiente expresión:

$$h = \pm 0.25 [\text{Numero de minutos del mediodía local solar}] \quad (2.1)$$

El ángulo horario también puede ser determinado a partir del tiempo solar aparente (AST) es decir, el tiempo solar local corregido por la Ecuación (2.2).

$$h = (\text{AST} - 12)15 \quad (2.2)$$

El tiempo solar aparente (AST) puede ser calculado por la Ecuación (2.3).

$$\text{AST} = \text{LST} + \text{ET} \pm 4(\text{SL} - \text{LL}) - \text{DS} \quad (2.3)$$

Dónde

LST = Hora estándar local.

ET = Ecuación de tiempo.

$N$  = Días del mes.

SL = Longitud estándar.

LL = Longitud local.

DS = El horario de verano (es 0 o 60 min).

$$ET = 9.87 \sin(2B) - 7.53(B) - 1.5 \sin(B) [\text{min}] \quad (2.4)$$

$$B = (N - 81) \frac{360}{364} \quad (2.5)$$

#### II.4.1.3. ÁNGULO CENITAL

El ángulo cenital  $\phi$  es el ángulo formado por la dirección Tierra-Sol y la vertical local del observador como es mostrado en la Figura II.15. Este ángulo varía entre  $\pi/2$  (a la salida o puesta del Sol, en un terreno plano) y 0 a mediodía solar (sólo para latitudes entre los Trópicos). Puede ser expresado en términos del ángulo horario, la latitud y la declinación solar, en la siguiente ecuación.

$$\cos \phi = \sin(\delta) \sin(L) + \cos(\delta) \cos(L) \cos(h) \quad (3)$$

Dónde

L = Latitud local.

#### II.4.1.4. ÁNGULO DE ALTITUD SOLAR

El ángulo de altitud solar  $\alpha$ , es el ángulo entre los rayos del Sol y un plano horizontal. Es relacionado con el ángulo cenital solar  $\phi$ , que es el ángulo entre los rayos del Sol y la vertical. Por lo tanto el ángulo de altitud solar puede ser determinado por la Ecuación (4.1).

$$\phi + \alpha = \pi/2 = 90^\circ \quad (4.1)$$

La expresión matemática para el ángulo de altitud solar es:

$$\sin(\alpha) = \cos(\phi) = \sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(h) \quad (4.2)$$

#### II.4.1.5. ÁNGULO SOLAR AZIMUTAL

El ángulo solar azimutal  $Z_s$ , es el ángulo de los rayos del sol medidos en el plano horizontal desde el sur (sur verdadero) para el Hemisferio Norte o Norte hacia al Hemisferio Sur; es designado como positivo hacia el oeste. La expresión matemática para determinar el ángulo azimutal solar es [27]:

$$\sin(z) = \frac{\cos(\delta) \sin(h)}{\cos(\alpha)} \quad (5)$$

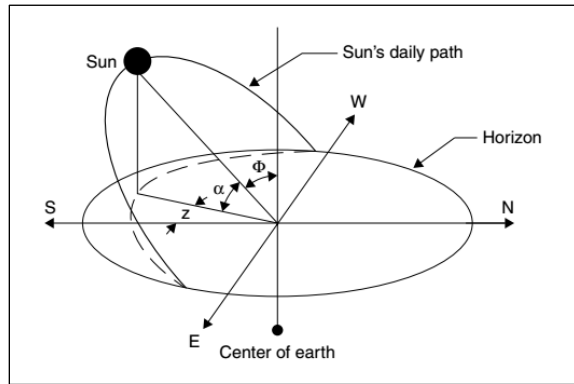


Figura II. 15. Trayectoria diaria aparente del sol a través del cielo de la salida del sol a la puesta del sol [22].

#### II.4.1.6. ÁNGULO DE INCIDENCIA SOLAR

El ángulo de incidencia solar  $\theta$ , es el ángulo entre los rayos del sol y la normal sobre una superficie como puede ser observado en la Figura II.16. Para un plano horizontal, el ángulo de incidencia  $\theta$  y el ángulo cenital  $\phi$ , son el mismo. La expresión matemática para el ángulo de incidencia solar es dada por la Ecuación (6).

$$\begin{aligned}
 \cos(\theta) = & \sin(L)\sin(\delta)\cos(\beta) \\
 & - \cos(L)\sin(\delta)\sin(\beta)\cos(Z_s) \\
 & + \cos(L)\cos(\delta)\cos(h)\cos(\beta) \\
 & + \sin(L)\cos(\delta)\cos(h)\sin(\beta)\cos(Z_s) \\
 & + \cos(\delta)\sin(h)\sin(\beta)\sin(Z_s)
 \end{aligned} \tag{6}$$

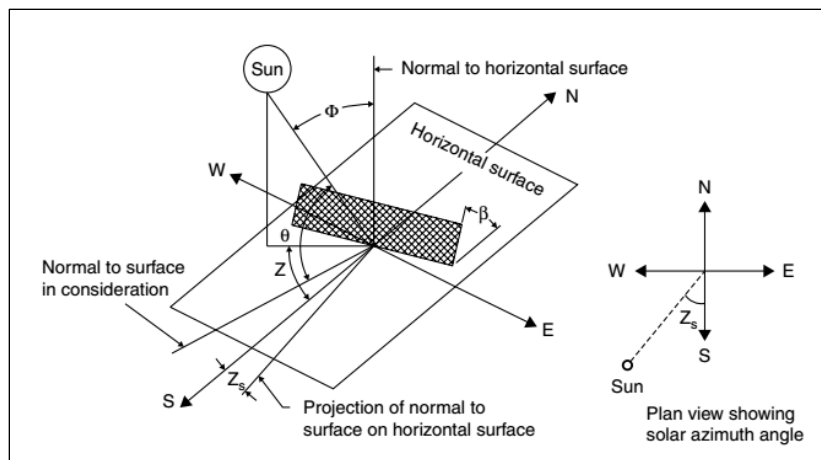


Figura II. 16. Diagrama de los ángulos solares [22].

Donde

$\beta$  = El ángulo de inclinación de la superficie hacia la horizontal.

$Z_s$  = Ángulo azimutal de la superficie, es el ángulo entre la normal para la superficie hacia el sur real.

En determinados casos, la Ecuación (6) se reduce a formas mucho más simples:

- Para superficies horizontales,  $\beta = 0$  y  $\theta = \phi$  la ecuación es reducida a la Ecuación (3).
- Para superficies verticales,  $\beta = 90^\circ$  la Ecuación (6) es determinada de la siguiente manera:

$$\cos(\theta) = -\cos(L)\sin(\delta)\cos(Z_s) + \sin(L)\cos(\delta)\cos(h)\cos(Z_s) + \cos(\delta)\sin(h)\sin(Z_s)$$

- Para una superficie inclinada con orientación al sur en el hemisferio norte  $Z_s = 0$  y la Ecuación (6) es reducida en la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}\cos(\theta) &= \sin(L)\sin(\delta)\cos(\beta) - \cos(L)\sin(\delta)\sin(\beta) \\ &+ \cos(L)\cos(\delta)\cos(h)\cos(\beta) + \sin(L)\cos(\delta)\cos(h)\sin(\beta)\end{aligned}$$

- Para una superficie inclinada con orientación al norte en el hemisferio sur  $Z_s = 180^\circ$ , la Ecuación (6) es reducida en la siguiente expresión:

$$\cos(\theta) = \sin(L + \beta)\sin(\delta) + \cos(L + \beta)\cos(\delta)\cos(h)$$

## II.4.2. RADIACIÓN TÉRMICA

Cuando la radiación térmica directa incidente sobre una superficie de un cuerpo, parte de ella se refleja lejos de la superficie, parte es absorbida por el cuerpo y parte es transmitida a través del cuerpo. Las diversas propiedades asociadas a este fenómeno son la fracción de radiación reflejada (Reflectancia  $\rho$ ), la fracción de radiación absorbida (Absortancia  $\alpha$ ) y la fracción de radiación transmitida (Transmitancia  $\tau$ ). Las tres ecuaciones son relacionadas en la Ecuación (7).

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (7)$$

La variación angular de la absortancia para la pintura negra es ilustrada en la Tabla 2 para los ángulos de incidencia solar de  $[0 - 90]^\circ$ . La absortancia para la radiación difusa es aproximadamente 0.90.

Tabla 2. Variación angular de la absortancia para pintura negra (Reimpreso de Löff y Tybout (1972) con permiso de ASME).

Angulo de incidencia ( $^\circ$ )	Absortancia
0 – 30	0.96
30 – 40	0.95
40 – 50	0.93
50 – 60	0.91
60 – 70	0.88
70 – 80	0.81
80 – 90	0.66

La velocidad de emisión de energía por unidad de área a una longitud de onda particular es denominada potencia emisora monocromática. La ecuación de la potencia emisora directa puede ser determinada por la siguiente ecuación:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (8)$$

Dónde

T = Temperatura en el cuerpo.

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzmann.

Un cuerpo negro es también un emisor difuso perfecto, por lo que su intensidad de radiación,  $I_B$  es una constante en todas las direcciones, puede ser obtenida por la Ecuación (9).

$$E_b = \pi I_B \quad (9)$$





Las superficies reales emiten menos energía que los cuerpos negros correspondientes. La relación de la potencia emisiva total  $E$  y de una superficie real para la potencia emisiva  $E_b$ , que se encuentran a la misma temperatura es llamada Emisividad  $\varepsilon$  de una superficie real y es determinada por la Ecuación (10).

$$\varepsilon = \frac{E}{E_b} \quad (10)$$

### II.4.3. PLACAS TRANSPARENTES

Cuando la radiación directa incide sobre la superficie de una placa transparente en el ángulo  $\theta_1$  llamado ángulo de incidencia, parte de la radiación incidente es reflejada y el resto es refractada, al ángulo  $\theta_2$  llamado el ángulo de refracción, a medida que pasa a través de la interfaz como se muestra en la Figura II.17.

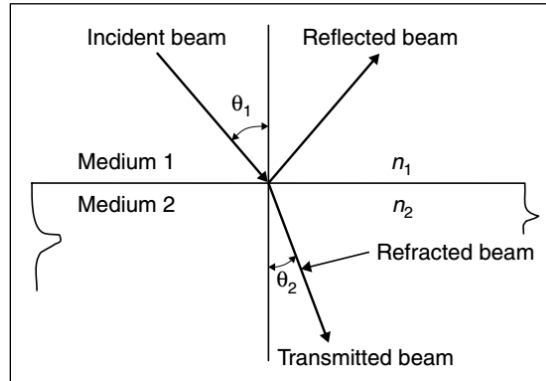


Figura II. 17. Ángulos de incidencia y refracción para un haz que pasa de un medio con un índice de refracción  $n_1$  a un medio con un índice de refracción  $n_2$ .

Donde  $n_1$  y  $n_2$  son los índices de refracción y  $n$  es la relación de índice de refracción para los dos medios que forman la interfaz. El índice de refracción es el factor determinante para las pérdidas por reflexión en la interface. Los valores típicos del índice de refracción son 1.000 para el aire, **1.526 para el vidrio** y 1.33 para el agua. Y puede ser obtenida con la Ecuación (11).

$$n = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\sin \theta_1}{\sin \theta_2} \quad (11)$$

Las expresiones para componentes perpendiculares y paralelos de la radiación para superficies lisas fueron derivadas por Fresnel como:

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (12.1)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (12.2)$$

Donde, la Ecuación (12.1) representa la componente perpendicular de la radiación no polarizada y la Ecuación (12.2) representa el paralelo. Debe observarse, que el paralelo y perpendicular esta en referencia al plano definido por la incidencia directa y la superficie normal.

Las propiedades son evaluadas calculando el promedio de estos dos componentes, obteniendo la siguiente expresión:

$$r = \frac{1}{2}(r_{\perp} + r_{\parallel}) \quad (13)$$

De forma similar, la transmitancia,  $\tau_r$  (El subíndice  $r$  indica que sólo son consideradas pérdidas por reflexión), puede calcularse a partir de la transmitancia media de los dos componentes de radiación de las Ecuaciones (12.1) y (12.2).

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1-r_{\parallel}}{1+r_{\parallel}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \right) \quad (14.1)$$

Para un sistema de acristalamiento de  $N$  cubiertas del mismo material, se puede probar que:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1-r_{\parallel}}{1+(2N-1)r_{\parallel}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+(2N-1)r_{\perp}} \right) \quad (14.2)$$

La transmitancia  $\tau_a$ , (El subíndice  $a$  indica que sólo se consideran pérdidas por absorción), puede ser determinada por la Ecuación (15).

$$\tau_a = e^{-\frac{KL}{\cos \theta_2}} \quad (15)$$

Donde

$K$  = El coeficiente de extinción, que puede variar de  $(4 - 31) \text{ m}^{-1}$ .  
 $L$  = Grosor de la cubierta de vidrio.

La transmitancia, reflectancia y absorptancia de una sola cubierta (Considerando las pérdidas por reflexión y absorción) son estimados por las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{\perp} = \frac{\tau_a (1-r_{\perp})^2}{1-(r_{\perp}\tau_a)^2} = \tau_a \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \left( \frac{1-r_{\perp}^2}{1-(r_{\perp}\tau_a)^2} \right) \quad (16.1)$$

$$\rho_{\perp} = r_{\perp} + \frac{(1-r_{\perp})^2 \tau_a^2 r_{\perp}}{1-(r_{\perp}\tau_a)^2} = r_{\perp} (1 + \tau_a \tau_{\perp}) \quad (16.2)$$

$$\alpha_{\perp} = (1-\tau_a) \left( \frac{1-r_{\perp}}{1-r_{\perp}\tau_a} \right) \quad (16.3)$$

Para cubiertas de colectores prácticos,  $\tau_\alpha$  es raramente inferior a 0,9 y  $r$  es del orden de 0,1, la transmitancia de una sola cubierta es reducida en la siguiente ecuación:

$$\tau \cong \tau_\alpha \tau_r \quad (17)$$

La absortancia de una cubierta se puede aproximar descuidando el último término de la Ecuación (18). Obtenemos la siguiente ecuación:

$$\alpha \cong 1 - \tau_\alpha \quad (18)$$

Y la reflectancia de una sola cubierta puede ser encontrada (teniendo en cuenta que  $\rho = 1 - \alpha - \tau$ ) con la Ecuación (19).

$$\rho \cong \tau_\alpha (1 - \tau_r) = \tau_\alpha - \tau \quad (19)$$

Con las ecuaciones mencionadas anteriormente, fue posible determinar las componentes de la irradiación solar directa que inciden sobre el colector, dichas componentes como la absortancia, la reflectancia y la transmitancia las cuales se obtuvieron mediante el cálculo del ángulo de incidencia solar.

#### II.4.4. RADIACIÓN TOTAL EN SUPERFICIES INCLINADAS

Por lo general, los colectores no se instalan horizontalmente sino en ángulo para aumentar la cantidad de radiación interceptada y reducir las pérdidas de reflexión y coseno. La cantidad de insolación en una superficie terrestre en un lugar dado durante un tiempo determinado depende de la orientación y pendiente de la superficie. Una superficie de absorción directa ( $G_{Bt}$ ), difusa ( $G_{Dt}$ ) y reflejado en la tierra ( $G_{Gt}$ ).

$$G_t = G_{Bt} + G_{Dt} + G_{Gt} \quad (20)$$

Como se muestra en la Figura II.18, la radiación directa sobre una superficie inclinada es determinada por la Ecuación (21).

$$G_{Bt} = G_{Bn} \cos(\theta) \quad (21)$$

Y sobre una superficie horizontal

$$G_B = G_{Bn} \cos(\phi) \quad (22)$$

Donde

$G_{Bt}$  = Radiación directa sobre una superficie inclinada.

$G_B$  = Radiación directa sobre una superficie horizontal.

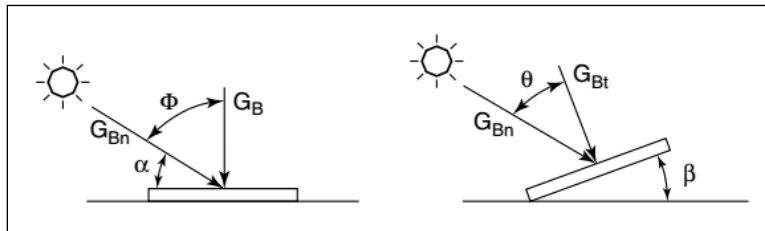


Figura II. 18. Radiación directa sobre superficies horizontales e inclinadas.

El factor de inclinación  $R_B$  de la radiación directa puede ser obtenido haciendo uso de la siguiente expresión:

$$R_B = \frac{G_{Bt}}{G_B} = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\phi)} \quad (23)$$

También es posible determinar la radiación solar global que incide sobre una superficie inclinada  $G_t$ , a través de las componentes de la irradiación solar disponible que incide sobre una superficie horizontal, por medio de la Ecuación (20).

Las componentes de la insolación solar que incide sobre una superficie inclinada son dadas a través de las siguientes expresiones:

$$G_{Bt} = G_B R_B \quad (24.1)$$

$$G_{Dt} = G_D \left[ \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] \quad (24.2)$$

$$G_{Gt} = (G_B + G_D) \rho_G \left[ \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (24.3)$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la Ecuación (20) se obtiene la irradiación solar global incidente sobre una superficie inclinada, la cual es expresada mediante la Ecuación (25).

$$G_t = R_B G_B + G_D \left[ \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] + (G_B + G_D) \rho_G \left[ \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (25)$$

## II.4.5. ANÁLISIS TÉRMICO DE COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA

El parámetro básico a considerar es el rendimiento térmico del colector. Esto se define como la relación de la energía útil entregada a la energía incidente en la abertura del colector. El flujo solar incidente consta de radiación directa y difusa.

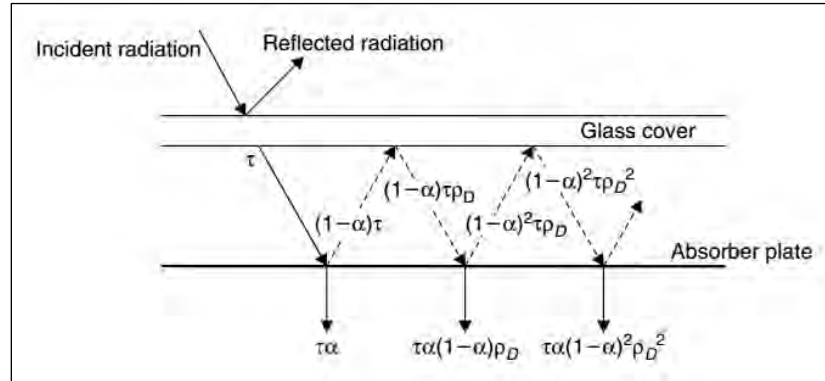


Figura II. 19. Transferencia de radiación entre la cubierta de vidrio y placa de absorción.

En la Figura II.19 se presenta la radiación efectuada sobre el colector y su comportamiento del mismo. A continuación se presentan las diversas relaciones requeridas para determinar la energía útil recogida y la interacción de los diversos parámetros constructivos sobre el rendimiento de un colector.

La radiación solar tiene tres componentes de interés la directa, difusa y radiación reflejada por la Tierra. Los cálculos para obtener estos tipos de radiación dependen del modelo de radiación a utilizar. Usando un modelo isotrópico sobre una base horaria, la Ecuación (26) es interpretada como la radiación absorbida  $S$ .

$$S = I_B R_B (\tau\alpha)_B + I_D (\tau\alpha)_D \left[ \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] + \rho_G (I_B + I_D) (\tau\alpha)_G \left[ \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (26)$$

Donde los términos  $\left[ \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right]$  y  $\left[ \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right]$  son los factores vistos desde el colector hacia el cielo y desde el colector al suelo.

La energía incidente sobre el colector,  $\tau\alpha$ , es absorbida por la placa absorbente y  $(1 - \alpha)\tau$  es reflejada de nuevo a la tapa de vidrio. La reflexión de la placa de absorción es difusa, por lo que la fracción  $(1 - \alpha)\tau$  que incide sobre la cubierta de vidrio es la radiación difusa y  $(1 - \alpha)\tau\rho_D$  es reflejada de vuelta a la placa de absorción. La reflexión múltiple de la radiación difusa continúa de modo que la fracción de la energía solar incidente en última instancia es absorbida. Los valores típicos de  $(\tau\alpha)$  son 0.7 – 0.75 para la cubierta de vidrio y 0.85 – 0.9 para vidrio con bajo contenido de hierro.

$$(\tau\alpha) \cong 1.01\tau\alpha \quad (27)$$

La reflectancia de la cubierta de vidrio para la radiación difusa incidente, desde la placa de absorción  $\rho_D$  puede estimarse por medio de la Ecuación (28).

$$\rho = \frac{1}{2} \left[ \left( \rho_1 + \frac{\tau \rho_2 \tau_1}{\tau_2} \right)_{\perp} + \left( \rho_1 + \frac{\tau \rho_2 \tau_1}{\tau_2} \right)_{\parallel} \right] = \frac{1}{2} (\rho_{\perp} + \rho_{\parallel}) \quad (28)$$

Con el ángulo de inclinación del colector, puede ser obtenido el ángulo de incidencia efectiva de radiación difusa del cielo el cual es dado por la Ecuación (29), y el ángulo de incidencia de la radiación terrestre reflejada dado por la Ecuación (30).

$$\theta_{e,D} = 59.68 - 0.1388\beta + 0.001497\beta^2 \quad (29)$$

$$\theta_{e,G} = 90 - 0.5788\beta + 0.002693\beta^2 \quad (30)$$

Donde

$\beta$  = El ángulo dependiente del colector en grados.

La absorptancia dependiente al ángulo desde 0 a 80 ° puede ser obtenida a partir de la siguiente ecuación:

$$\frac{\alpha}{\alpha_n} = 1 + 2.0345 \times 10^{-3} \theta_e - 1.99 \times 10^{-4} \theta_e^2 + 5.324 \times 10^{-6} \theta_e^3 - 4.799 \times 10^{-8} \theta_e^4 \quad (31)$$

Donde

$\theta$  = Ángulo de incidencia efectivo.

$\alpha_n$  = Absorción en el ángulo de incidencia normal, Que se puede encontrar a partir de las propiedades de la placa de absorción.

La Ecuación (27) puede ser usada para encontrar  $(\tau\alpha)_D$  y  $(\tau\alpha)_G$ . El ángulo de incidencia solar  $\theta$  de la radiación directa requerido para estimar  $R_B$ , puede ser utilizado para encontrar  $(\tau\alpha)_B$ .  $(\tau\alpha)_n$  puede ser encontrado a partir de las propiedades de los materiales de la cubierta y la placa de absorción.

Cuando las mediciones de la radiación solar incidente ( $I_t$ ) están disponibles, puede ser utilizada la Ecuación (26.1) para determinar la radiación solar absorbida.

$$S = (\tau\alpha)_{av} I_t \quad (26.1)$$

Donde el término  $(\tau\alpha)_{av}$  puede ser obtenido a partir de la siguiente ecuación:

$$(\tau\alpha)_{av} \cong 0.96(\tau\alpha)_B \quad (32)$$



### II.4.5.1. PÉRDIDA DE ENERGÍA EN COLECTORES PLANOS

Cuando una cierta cantidad de radiación solar incide sobre un colector solar, mucha de ésta energía es absorbida por el colector y transmitida al fluido de trabajo para ser utilizada como energía útil. Sin embargo, como en todo sistema térmico, son inevitables las pérdidas de calor, por diversos factores al ambiente.

Las pérdidas de energía del colector solar pueden ser estimadas por la Ecuación (33).

$$Q_{loss} = \frac{T_p - T_a}{R_L} = U_L A_C (T_p - T_a) \quad (33)$$

Donde

$T_p$  = Temperatura promedio de la superficie absorbente.

$T_a$  = Temperatura ambiente.

$A_c$  = Área total del colector.

Donde  $U_L$  es el coeficiente global de pérdidas de calor con base en el área del colector. El coeficiente global de pérdidas de calor es una función complicada del colector solar y de sus condiciones de operación, y es determinado por la siguiente ecuación:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (34)$$

Donde

$U_t$  = coeficiente de pérdida superior.

$U_b$  = coeficiente de pérdida de calor inferior.

$U_e$  = coeficiente de pérdida de calor formado en los bordes del colector.

Por tanto,  $U_L$  es la resistencia de transferencia de calor de la placa de absorción al medio ambiente.

La cubierta de vidrio, además de ayudar a generar el efecto invernadero en el colector, reduce las pérdidas de calor convectivas. El efecto aislante de la cubierta de vidrio es mejorado añadiendo varias cubiertas de vidrio y plástico. Bajo condiciones de estado estable, la transferencia de calor de la placa de absorción a la cubierta de vidrio es la misma que la energía perdida de la cubierta de vidrio al ambiente. La pérdida de calor de la placa de absorción al vidrio se puede determinar mediante la Ecuación (35).

$$Q_{t_{p-g}} = A_c h_{c,p-g} (T_p - T_a) + \frac{A_c \sigma (T_p^4 - T_g^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_g}\right) - 1} \quad (35)$$

Donde

$A_c$  = Área total del colector.

$T_g$  = Temperatura de la cubierta de vidrio.

$h_{c,p-g}$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa de absorción y la cubierta de vidrio.

$\epsilon_p$  = Emisividad de la placa de absorción.

$\epsilon_g$  = Emisividad de la cubierta de vidrio.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección para un colector con una inclinación  $\beta$  puede ser obtenida haciendo uso del número de Nusselt el cual es determinado por medio de la Ecuación (36).

$$Nu = \frac{h_{c,p-g} \cdot L}{k} \quad (36)$$

Donde

$k$  = Conductividad térmica del fluido.

$L$  = Longitud característica del colector.

De la misma forma la Ecuación (34), puede ser obtenida con la siguiente expresión:

$$Nu = 1 + 1.446 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \times \cos(\beta)} \right]^+ \left\{ 1 - \frac{1708 [\sin(1.8\beta)]^{1.6}}{Ra \times \cos(\beta)} \right\} + \left\{ \left[ \frac{Ra \times \cos(\beta)}{5830} \right]^{0.333} - 1 \right\}^+ \quad (36.1)$$

Donde el signo positivo representa valores positivos únicamente. El valor del número de Rayleigh  $Ra$ , puede ser obtenido por la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g \beta' Pr}{\nu^2} (T_p - T_g) (L')^3 \quad (37)$$

Donde

$g$  = Constante gravitacional.

$\beta'$  = Coeficiente volumétrico de expansión para un gas ideal  $1/T$ .

$Pr$  = Numero de Prandtl.

$L'$  = Distancia entre la cubierta de vidrio y la placa de absorción.

$\nu$  = Viscosidad cinética.

Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media del espacio

$$T_{pg} = (T_p - T_g) / 2.$$

Así mismo, la Ecuación (35) puede ser reescrita de la siguiente manera:

$$Qt_{p-g} = A_c (h_{c,p-g} + h_{r,p-g}) (T_p - T_a) = \frac{T_p - T_g}{R_{p-g}} \quad (35.1)$$

También se obtiene:

$$R_{p-g} = \frac{1}{A_c (h_{c,p-g} + h_{r,p-g})} \quad (35.2)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación de la placa de absorción a la cubierta de vidrio puede ser obtenido mediante la siguiente ecuación:

$$h_{r,p-g} = \frac{\sigma (T_p + T_g) (T_p^2 + T_g^2)}{\left( \frac{1}{\varepsilon_p} \right) + \left( \frac{1}{\varepsilon_g} \right) - 1} \quad (35.3)$$

De forma similar, las pérdidas de calor de la cubierta de vidrio al medio ambiente son dadas por la Ecuación (38).

$$Qt_{g-a} = A_c (h_{c,g-a} + h_{r,g-a}) (T_g - T_a) = \frac{T_g - T_a}{R_{g-a}} \quad (38)$$

Donde:

$h_{c,g-a}$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio y el medio ambiente.

$h_{r,g-a}$  = Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el medio ambiente.

El coeficiente radiactivo de la transferencia de calor puede ser determinado por las siguientes ecuaciones:

$$h_{r,g-a} = \varepsilon_g \sigma (T_g - T_a) (T_g^2 + T_a^2) \quad (38.1)$$

Donde

$$R_{g-a} = \frac{1}{A_c (h_{c,g-a} + h_{r,g-a})} \quad (38.2)$$

Dado que las resistencias  $R_{p-g}$  y  $R_{g-a}$  están en serie, el resultado puede ser obtenido por la Ecuación (39).

$$R_t = R_{p-g} + R_{g-a} = \frac{1}{U_t A_c} \quad (39)$$

Entonces finalmente, las pérdidas de calor en la parte superior del colector pueden ser determinadas por la Ecuación (40).

$$Q_t = \frac{T_p - T_a}{R_t} = U_t A_c (T_p - T_a) \quad (40)$$

Las soluciones requieren de iteraciones para el cálculo del coeficiente de pérdida de calor superior,  $U_t$  ya que las propiedades del aire están en función de la temperatura de operación. Debido a que las iteraciones necesarias son tediosas y consumen tiempo, especialmente para el caso de sistema de cubiertas múltiples, la evaluación de  $U_t$  es obtenida por la siguiente ecuación empírica con suficiente precisión para fines de diseño.

$$U_t = \left[ \frac{\frac{1}{N_g}}{\frac{C}{T_p} \left[ \frac{T_p - T_a}{N_g + f} \right]^{0.33} + \frac{1}{h_w}} \right] + \left[ \frac{\sigma (T_p^2 + T_a^2) (T_p + T_a)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.05 N_g (1 - \varepsilon_p)} + \frac{2N_g + f - 1}{\varepsilon_g} - N_g} \right] \quad (41)$$

Donde

$$f = (1 - 0.04h_w + 0.0005h_w^2)(1 + 0.091N_g) \quad (42)$$

$$C = 365.9(1 - 0.00883\beta + 0.0001298\beta^2) \quad (43)$$

$$h_w = \frac{8.6V_s^{0.6}}{L^{0.4}} \quad (42.1)$$

Donde

L = Longitud característica del colector.

$V_s$  = Velocidad del aire.

Para el coeficiente de transferencia de calor del viento, ninguna investigación establecida ha sido descartada, por lo tanto la Ecuación (42.1) puede ser usada. El valor mínimo de  $h_w$ , para las condiciones del aire son 5 W/m<sup>2</sup> °C. Por lo tanto, si en el cálculo de la Ecuación (42.1) se obtiene un valor menor, este deberá ser utilizado como valor mínimo.

La energía perdida de la parte inferior del colector se conduce primero a través del aislamiento y luego por una combinación de convección y radiación infrarroja transferida al aire del ambiente exterior. Por lo tanto la temperatura de la parte

inferior de la cubierta es baja, la radiación térmica ( $h_{r,b-a}$ ) puede ser ignorado, así la energía perdida puede ser determinada por la Ecuación (44).

$$U_b = \frac{1}{\frac{t_b}{k_b} + \frac{1}{h_{c,b-a}}} \quad (44)$$

Donde

$t_b$ = Espesor del aislamiento posterior.

$k_b$ = Conductividad del aislamiento posterior.

$h_{c,b-a}$  = Coeficiente de pérdidas de calor de la parte posterior hacia el exterior.

La resistencia de conducción del aislamiento detrás de la placa del colector regula las pérdidas de calor de la placa del colector a través de la parte posterior de la carcasa del colector. La pérdida de calor de la parte posterior de la placa rara vez excede el 10 % de la pérdida superior.

Los valores típicos del coeficiente de pérdidas de calor de la superficie posterior son: [0.3 – 0.6] W / m<sup>2</sup> K.

El coeficiente de transferencia de calor para la pérdida de calor de los bordes del colector se puede obtener de la siguiente forma:

$$U_e = \frac{1}{\frac{t_e}{k_e} + \frac{1}{h_{c,e-a}}} \quad (45)$$

Donde

$t_e$  = Espesor del aislamiento de los bordes.

$k_e$  = Conductividad del aislamiento de los bordes.

$h_{c,e-a}$  = Coeficiente de pérdidas de calor de los bordes hacia el exterior.

Los valores típicos del coeficiente de pérdidas de calor en los bordes son: [1.5 – 2.0] W / m<sup>2</sup> K.

## II.4.6. ANÁLISIS TÉRMICO DE COLECTORES DE AIRE.

El rendimiento térmico de los colectores solares puede ser determinado por el análisis a detalle de las características ópticas y térmicas de los materiales del colector y diseño del colector, realizando pruebas de rendimiento experimental bajo condiciones de control. Un diagrama esquemático de un colector solar de placa plana para el calentamiento de aire típico es mostrado en la Figura II.20.

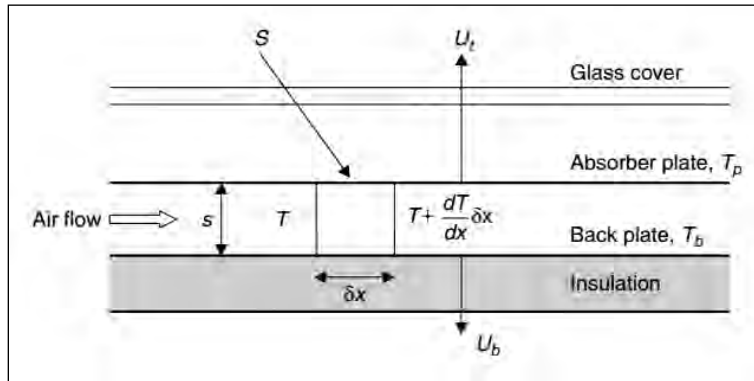


Figura II. 20. Diagrama esquemático de un colector de aire

El análisis térmico presentado hasta ahora es aplicado igualmente, excepto por la eficiencia de la aleta y la resistencia de la unión. El balance energético en la placa absorbente del área ( $1 \times \delta x$ ) es determinada por la siguiente ecuación:

$$S(\delta x) = U_t(\delta x)(T_p - T_a) + h_{c,p-a}(\delta x)(T_p - T) + h_{r,p-b}(\delta x)(T_p - T_b) \quad (46)$$

Donde

$h_{c,p-a}$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección de la placa absorbente al ambiente.

$h_{r,p-b}$  = Coeficiente de transferencia de calor de radiación de la placa de absorción a la placa trasera.

Un balance energético del volumen de la corriente de aire ( $S \times 1 \times \delta x$ ) es obtenido por la Ecuación (47).

$$\left( \frac{\dot{Q}}{W} \right)_{\delta x} = h_{c,p-a}(\delta x)(T_p - T) + h_{c,b-a}(\delta x)(T_b - T) \quad (47)$$

Donde

$h_{c,b-a}$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección de la placa posterior al aire.

Resolviendo la ecuación anterior para  $T_b$ , se determinó la siguiente expresión.

$$T_b = \frac{h_{r,p-b}T_p + h_{c,b-a}T}{h_{r,p-b} + h_{c,b-a}} \quad (48)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (48) y (46) se obtuvo la Ecuación (49).

$$T_a (U_L + h) = S + U_L T_a + hT \quad (49)$$

Dónde

$$h = h_{c,p-a} + \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{c,b-a}}\right) + \left(\frac{1}{h_{r,p-b}}\right)} \quad (50)$$

Sustituyendo las ecuaciones (48) y (47) se determinó la siguiente ecuación:

$$hT_p = \left(\frac{i}{W}\right)^{-p} dx + hT \quad (51)$$

Combinando las Ecuaciones (49) y (51) se obtuvo el siguiente término:

$$\left(\frac{i}{W}\right)^{-p} dx = F' [S - U_L (T - T_a)] \quad (52)$$

El factor de eficiencia para colectores solares de aire  $F'$ , puede ser determinado por la Ecuación (53).

$$F' = \frac{1/U_L}{(1/U_L) + (1/h)} = \frac{h}{h + U_L} \quad (53)$$

Las condiciones iniciales de la Ecuación (52) son  $T = T_i$  en  $x = 0$ . Por lo tanto, la solución completa de la Ecuación (52) es dada por la siguiente expresión:

$$T = \left[ \frac{S}{U_L} + T_a \right] + \frac{1}{U_L} [S - U_L (T_i - T_a)] \exp \left[ -\frac{U_L F'}{i} x \right] \quad (54)$$

La temperatura del aire en la salida del colector puede ser obtenida de la Ecuación (54), usando  $x = L$  y considerando  $A_c = WL$ . Por lo tanto, se obtiene la siguiente ecuación:

$$T_o = T_i + \frac{1}{U_L} [S - U_L (T_i - T_a)] \left[ 1 - \exp \left( -\frac{A_c U_L F'}{i} \right) \right] \quad (55)$$

Haciendo uso del factor de eliminación de calor, la ganancia de energía por la corriente de aire es determinada por la Ecuación (56).

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (56)$$

Del factor de eliminación de calor obtenemos que sustituyendo  $S$  con  $G_t(\tau\alpha)$  de la Ecuación (26.1), se obtiene la siguiente ecuación:

$$Q_u = A_c F_R [G_t(\tau\alpha) - U_L (T_i - T_a)] \quad (57)$$



#### II.4.7. EFICIENCIA TÉRMICA DEL COLECTOR

Una serie de estándares describe los procedimientos de prueba para el rendimiento térmico de los colectores solares **ANSI/ASHRAE Standard 93:2003**, estos pueden ser usados para la evaluación térmica de los colectores solares de placa plana y de concentración. El rendimiento térmico de un colector solar se determina en parte mediante la obtención de valores de eficiencia instantánea para diferentes combinaciones de radiación incidente, temperatura ambiente y temperatura del fluido de entrada.

La prueba de rendimiento del colector solar es realizada en condiciones de estado estacionario, con una energía radiante constante que incide sobre la superficie del colector, una velocidad de flujo constante del fluido y una velocidad constante del viento a temperatura ambiente. La ganancia de energía útil del colector se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$Q_u = i \cdot A_c (T_i) \quad (58)$$

Donde la energía útil recolectada de un colector solar es determinada por la Ecuación (57). La eficiencia térmica es obtenida al realizar la división de la energía útil  $Q_u$  por la entrada de energía ( $A_c G_t$ ):

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G_t} \quad (59)$$

También puede ser expresado de la siguiente manera:

$$\eta = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \left( \frac{T_i - T_a}{G_t} \right) \quad (59.1)$$

Durante la prueba, el colector es colocado con una orientación perpendicularmente respecto al sol; el producto de la absorptancia y transmitancia del colector solar corresponde a la radiación solar directa con incidencia en la normal. Por lo tanto, el término  $(\tau\alpha)_n$  es usado en las Ecuaciones (57) y (59) para indicar que es usado el producto de la transmitancia – absorptancia en la normal.

La diferencia del rendimiento entre los colectores solares de placa plana y los colectores solares de concentración también puede ser obtenida a partir de las ecuaciones de rendimiento.

La eficiencia térmica puede ser obtenida mediante una aproximación polinomial de segundo orden, considerando que el coeficiente global de pérdidas de calor  $U_L$  no es constante ya que depende de la temperatura del colector, de la temperatura ambiente, de la radiación solar incidente y de la velocidad del aire ambiente de acuerdo a la Ecuación (34). Entonces, la eficiencia térmica del colector solar puede ser expresada de la siguiente manera [22]:

$$\eta = F_R (\tau\alpha) - C_1 \left( \frac{T_{fi} - T_a}{G_t} \right) - C_2 \left( \frac{(T_{fi} - T_a)^2}{G_t} \right) \quad (60)$$

Donde

$C_1$  = Coeficiente de primer orden de la eficiencia del colector ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$C_2$  = Coeficiente de segundo orden de la eficiencia del colector ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

Donde sustituyendo los términos  $C_o = F_R (\tau\alpha)$  y  $x = (T_{fi} - T_a)/G_t$  obtenemos la siguiente ecuación:

$$\eta = C_o - C_1 x - C_2 G_t x^2 \quad (61)$$

## II.5. MODELO MATEMÁTICO DE LA CÁMARA DE SECADO SOLAR

Principalmente se determinó el tamaño de la cámara de secado utilizando el siguiente modelo matemático. Se tomó en consideración para el secador solar la convección forzada a través de los colectores solares planos, para la disminución del periodo de secado así como una mayor transferencia de aire caliente de los colectores hacia la cámara de secado [15].

Se determinó la masa de agua removida del producto haciendo uso de la siguiente ecuación, valores del 20 – 30 % son obtenidos por el secado por convección forzada.

$$M_w = \frac{M_p (M_i - M_f)}{1 - M_f} \quad (62)$$

Donde

$M_w$  = Masa de agua removida.

$M_p$  = Masa del producto.

$M_i$  = Contenido de humedad inicial.

$M_f$  = Contenido de humedad final.

El tiempo total de secado puede ser obtenido por la Ecuación (63).

$$t = \frac{W_o - W_f}{R_c} + \frac{W_c}{R_c} \ln \left( \frac{W_c}{W} \right) \quad (63)$$

Donde la tasa constante de secado  $R_c$  puede ser obtenida por la siguiente ecuación

$$R_c = \frac{dw}{dt} = \frac{W_o - W_c}{t_c} \quad (64)$$

Donde

$W_o$  = Contenido de humedad inicial en base húmeda.

$W_f$  = Contenido de humedad final en base húmeda.

$W_c$  = Contenido de humedad crítica (%)

$t_c = 300$  s

$t$  = Días

El volumen requerido para remover la humedad del producto en la cámara de secado puede ser obtenido a partir de las propiedades del producto y condiciones en las cuales se realizó el secado.

$$V_A = \frac{M_w L_t R_a' T_a}{C_{pa} P_a (T_o - T_f)} \quad (65)$$

Donde

$V_A$  = Volumen de aire.  
 $M_w$  = Masa de agua removida.  
 $L_t$  = Calor latente de evaporación del producto.  
 $R_a'$  = Constante de gas específica del aire.  
 $C_{pa}$  = Capacidad calorífica específica del aire.  
 $P_a$  = Presión atmosférica.  
 $T_a$  = Temperatura ambiente.  
 $T_o$  = Temperatura a la salida del colector.  
 $T_f$  = Temperatura del aire dejando el secado.

La temperatura del aire dejando el secador solar puede ser determinada por la siguiente expresión:

$$T_f = (T_a + 0.25[\Delta T]) \quad (66)$$

Donde  $\Delta T = T_o - T_a$

Se determinó el calor latente de evaporación del producto  $L_t$  haciendo uso de la Ecuación (67) a partir del contenido de humedad del producto.

$$L_t = B \cdot M_i \quad (67)$$

Donde

$B$  = Constante (2257)

Altura de la cámara de secado se determinó a partir de la resistencia del aire a través del producto por medio de la Ecuación (68).

$$H = \frac{\Delta P_T}{g \left( (1/T_a) - (1/T_o) \right) (P_a / R_a)} \quad (68)$$

Donde

$g$  = Gravedad  $9.81 \text{ ms}^{-2}$

La resistencia al flujo de aire a través de una bandeja llena de productos agrícolas es expresada por la siguiente ecuación:

$$u = a \left( \frac{\Delta P_B}{h_L} \right) \quad (69)$$

Donde

$u$  = Velocidad del aire superficial que se encuentra entre 0.2 – 0.4.

$a$  = constante =  $0.465 \text{ m}^3\text{Kg}^{-1}$ .

$h_L$  = Profundidad entre bandejas de secado.

$\Delta P_B$  = Caída de presión a través del producto en el estante.

La presión total a través del sistema, es el doble de la caída de presión a través de la rejilla de secado. La cual es determinada por la Ecuación (70).

$$\Delta P_T = 2(\Delta P_B) \quad (70)$$

La eficiencia de la cámara de secado solar puede ser expresada matemáticamente de la siguiente manera:

$$\eta_d = \frac{ML_a}{I_t A_c} \quad (71)$$

Donde

$M$  = Masa de humedad evaporada por segundo.

$L_a$  = Calor latente de evaporación del agua.

$I_t$  = Radiación solar sobre la superficie inclinada del colector.

$A_c$  = Área del colector.

## CAPÍTULO III DESARROLLO EXPERIMENTAL

En este capítulo es presentado el desarrollo experimental, el cual es conformado por el diseño de los colectores solares de placa plana, los cuales en conjunto son los encargados de subministrar el aire caliente al sistema de secado. Además se presenta el diseño de la cámara de secado seguido de la construcción y la instrumentación del equipo.

### III.1. MODELO EXPERIMENTAL

En la Figura III.1 se ilustra un esquema del diseño del sistema de secado solar el cual se empleara en el secado de productos agrícolas, está conformado principalmente por dos colectores solares de placa plana conectados a una cámara de secado. Se determinó para el secado de productos agrícolas un sistema de secado solar activo de tipo indirecto, este tipo de sistemas es el más apropiado para el secado de productos agrícolas debido a sus ventajas mencionadas en el Capítulo II.

Para el sistema de secado solar se determinó el uso de los colectores solares de placa plana, debido a que son colectores de bajas temperaturas lo cual los hace ideales para el secado de productos agrícolas. Los colectores solares de placa plana fueron construidos con materiales disponibles en la región y haciendo uso de la mayor cantidad de material reciclable posible. Posteriormente se determinó el diseño de la cámara de secado solar la cual se obtuvo por los datos proporcionados por los colectores solares de cara plana, se realizó el cálculo del tamaño de la cámara para el secado del producto seguido de su construcción e instrumentación del sistema.

El sistema de secado fue instalado en la azotea del taller de ingeniería de la Universidad de Quintana Roo. Dado a que las pruebas de secado se realizaron bajo condiciones al exterior, el clima fue un factor importante en las pruebas de secado.

El principal funcionamiento del sistema de secado es dado por los colectores solares planos, absorben la irradiación solar que incide sobre los mismos, esta energía es transferida al fluido de trabajo en este caso "aire" el cual posteriormente es enviado a través de los ductos por medio de ventiladores D.C. hacia la cámara de secado donde se encuentra el producto a secar.

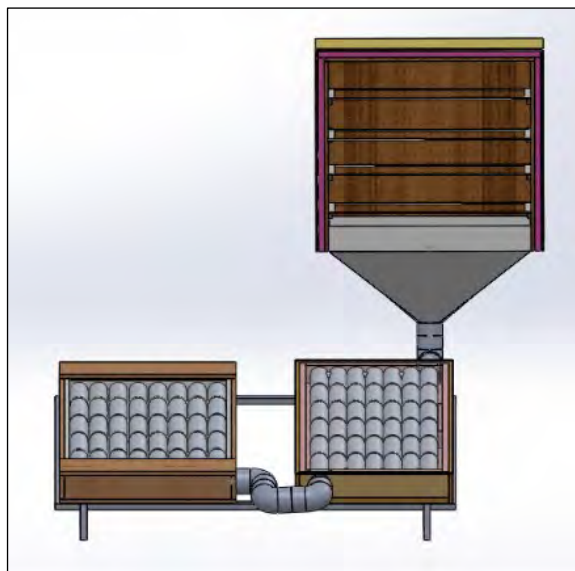


Figura III. 1. Diseño del sistema de secado solar para productos agrícolas.

### III.1.1. DISEÑO FÍSICO DE LOS COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA

El sistema de secado es conformado por dos colectores solares de placa plana como se observa en la Figura III.1. Su función es suministrar energía al fluido de trabajo el cual es empleado para remover la humedad del producto a secar.

El colector solar (A) se construyó considerando el producto a secar, tomando en consideración el rango de temperatura alcanzada por este tipo de colectores solares la cual se encuentra entre 30 – 80 °C siendo ideal para el secado de productos agrícolas entre otras ventajas como el de no requerir seguimiento del sol, al ser un colector estacionario es fijado permanentemente lo cual facilita su construcción. Posteriormente conectado al colector solar (B) con la finalidad de aumentar la temperatura del aire con la finalidad de aumentar la eficiencia del sistema y disminuir el tiempo de secado. Los colectores fueron conectados con tubos de PVC (Cloruro de Polivinilo) Conduit ligero y codos de CPVC (Cloruro de Polivinilo Clorado) Hidráulico.

Debido a que los colectores solares de cara plana requieren de una inclinación para obtener una mayor absorción de la irradiación solar que incide sobre los mismos, los colectores fueron colocados sobre una base de PTR (Perfil Tubular Rectangular) con dimensiones de 160 cm × 120 cm y un ángulo de inclinación de 18.5 ° de acuerdo a la latitud local.

Las pruebas fueron realizadas en el exterior, para determinar la temperatura que puede ser alcanzada en el aire el cual es empleado en el sistema para el secado del producto. Los colectores solares fueron colocados y conectados en serie como es mostrado en la Figura III.1. A causa de su diseño los colectores cuentan con ventiladores de corriente directa colocados en la entrada y salida de los ductos con la finalidad de aumentar la circulación del aire en el sistema.

### III.1.1.1. DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA (A)

El colector solar de placa plana (A) se encuentra compuesto por una carcasa o base la cual es una estructura de madera OBS (Oriented Strand Board) con un espesor de 2.54 cm y cuyas dimensiones son 126 cm × 62 cm × 12.5 cm, posteriormente unido a un aislante de poliestireno extruido (Foamular® 250) el cual consta de un espesor de 2.54 cm alrededor de la carcasa, el aislante es utilizado para la reducción de pérdidas de calor en la parte posterior y lateral del colector, se eligieron estos materiales debido a que son un medio homogéneo con propiedades termofísicas conocidas. En la Figura III.2 pueden ser observadas las partes que componen el colector solar (A).

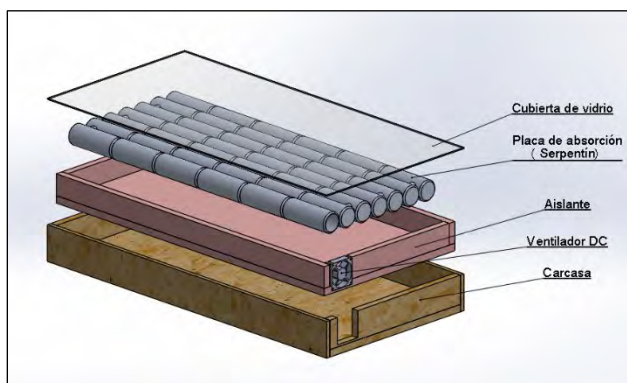


Figura III. 2. Diseño del colector solar de cara plana (A).

Ya que las pruebas se realizaron al exterior el aislante fue recubierto con cinta metálica de aluminio con el objetivo de protegerlo, ya que el poliestireno no debe estar expuesto a la irradiación solar porque se degrada rápidamente. El uso de este material fue elegido por ser comúnmente usada en la protección de aislamientos térmicos y por su alta resistencia térmica.

Seguidamente dentro del aislante se incorporó la placa de absorción la cual se encuentra compuesta por los ductos o tuberías por los cuales circula el fluido de trabajo en este caso "aire". El circuito de los ductos o tuberías fueron construidos con latas grandes de aluminio (recicladas) cuyas dimensiones son 7.2 cm de diámetro × 19.3 cm de largo con un espesor de 0.1 cm. Se determinó que la configuración del circuito de los ductos del colector solar fuera en serpentín, con el objetivo de obtener una mayor temperatura en comparación del colector solar de placa plana (B) cuya configuración del circuito es en paralelo o vertical. Se removieron los dos extremos de las latas y fueron unidos con silicón líquido multiusos conformando el serpentín con un configuración de 6 × 7 como es ilustrado en la Figura III.3.



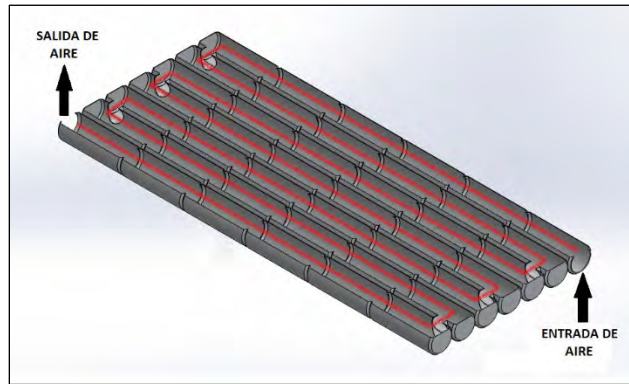


Figura III. 3. Circuito de ductos con una configuración serie o serpentin del colector solar (A).

Este material fue elegido por sus propiedades ya que al ser de aluminio, es un material frecuentemente usado para las placas de absorción además de ser un material reciclable. Las latas fueron pintadas con pintura de aerosol de color negro mate para aumentar la absorción de la irradiación solar y disminuir las pérdidas por reflexión.

Se colocaron los ventiladores de corriente directa de 12 V y 0.60 A en los extremos del serpentin, se eligió estos ventiladores principalmente por su tamaño y al ser de corriente directa pueden ser alimentados con baterías o alguna fuente de energía externa, en caso de no contar con una red eléctrica. Finalmente se colocó la cubierta de vidrio sobre la carcasa del colector de 126 cm × 62 cm × 0.4 cm de espesor, unido con silicón líquido multiusos para evitar fugas y pérdidas por convección del exterior.

### III.1.1.2. DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA (B)

El colector solar de placa plana (B), difiere del colector solar de placa plana (A) en su configuración de sus ductos para la circulación del aire, el colector solar (B) tiene una configuración vertical, es decir, dos múltiples (manifold) en los extremos distribuyen el aire de entrada y salida. El colector solar (B) es conformado por una carcasa o base de madera MDF (tablero de fibra de densidad media) de dimensiones 122 cm × 66 cm × 13 cm con un espesor de 1.5 cm, a causa de la configuración en los ductos para la circulación de aire la carcasa cuenta con un compartimiento por el cual es distribuido el aire que ingresa al colector hacia los ductos de la placa de absorción y posteriormente dirigido hacia el colector solar (A), en la Figura III.4 se observa el diseño del colector solar (B) así como sus componentes.

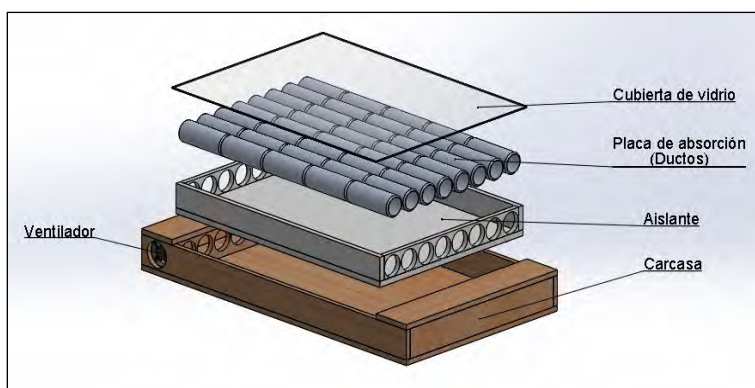


Figura III. 4. Diseño del colector solar de cara plana (B).

Se colocaron ventiladores en la entrada y salida del colector con el objetivo de obtener un mejor control y reducir el tiempo de secado, se determinó el uso de ventiladores DC de 12 V y 0.06 A. Los ventiladores empleados en los colectores solares de placa plana, fueron obtenidos de computadoras obsoletas con el objetivo de reciclar material y disminuir el costo de inversión. Posteriormente para la reducción de pérdidas de calor en la parte posterior y lateral del colector solar se colocó el aislante de poliestireno expandido EPS (Unicel) con 2 cm de espesor alrededor de la carcasa, sobre el cual seguidamente se instaló la placa de absorción la cual al igual que el colector solar de placa plana (A) se encuentra conformado por latas grandes de aluminio (recicladas) cuyas dimensiones son 7.2 cm de diámetro × 19.3 cm de largo con un espesor de 0.1 cm. Los extremos de las latas fueron removidos y unidos con silicón líquido multiusos formando los ductos o tuberías por el cual el aire será transportado como es mostrado en la Figura III.4, las latas se pintaron con pintura de aerosol negro mate para aumentar las absorción de la irradiación solar así como disminuir las perdidas por reflexión. Posteriormente se colocó la cubierta de vidrio sobre la placa de absorción de dimensiones 94 cm × 69 cm × 0.4 cm con el objetivo de reducir las pérdidas convectivas del exterior.

### III.1.2. DISEÑO DE LA CÁMARA DE SECADO SOLAR

El modelo físico de la cámara de secado solar es mostrado en la Figura III.5. La configuración de la cámara de secado solar se encuentra compuesto por una estructura base de madera MDF (Fibra de densidad media). Seguidamente fue cubierto con un aislante de poliestireno extruido (Foamular<sup>®</sup> 250), se eligió este material debido a que es un medio homogéneo con propiedades termofísicas reportadas. A causa de que las pruebas fueron realizadas al exterior se colocó un recubrimiento a base de cemento para exteriores (Crestuco Blanco) con el objetivo de proteger el aislante de la irradiación solar, se aplicó una capa alrededor de todo el aislante, luego se colocó un recubrimiento de base de cemento portland (Adhesivo Universal Blanco Uniblock) para proteger la cámara de secado de las condiciones presentadas en el exterior como la lluvia, polvo y la irradiación solar. Los materiales ocupados en el modelo de la cámara de secado se consideran homogéneos; sus propiedades termofísicas son constantes con la temperatura.

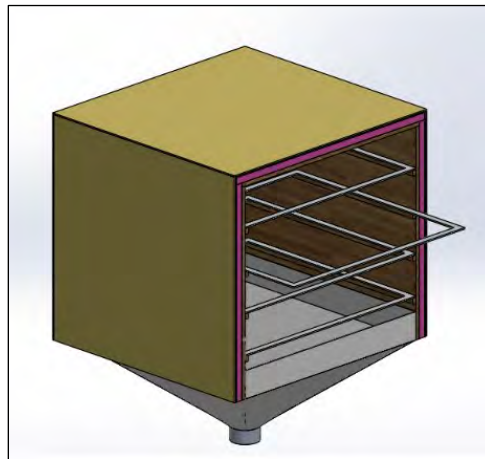


Figura III. 5. Diseño de la cámara para el sistema de secado de productos agrícolas.

Se diseñó una tobera con forma de tolva con la finalidad de dirigir y expandir el aire caliente proporcionado por los colectores solares hacia la cámara de secado donde se encuentra el producto a secar. Se realizó el diseño de la tobera con ayuda del software SolidWorks haciendo uso de la herramienta SheetMetal para obtener las dimensiones y posteriormente fabricar la tobera como se muestra en la Figura III.6. Se determinó para la construcción de la tobera utilizar el material de fibra de vidrio por sus propiedades térmicas y físicas.

Seguidamente se diseñaron las bandejas para el secado del producto. Las bandejas fueron diseñadas con perfiles de aluminio para mosquiteros con una malla de fibra de vidrio. El material fue elegido por su resistencia y durabilidad. Se diseñó la base sobre cual la cámara será soportada, se eligió el material de Perfil Tubular Galvanizado PTG de 5.08 cm × 2.54 cm. Se determinó el uso de este material a causa del peso que debe soportar y a su resistencia al ser expuesto a ambiente.

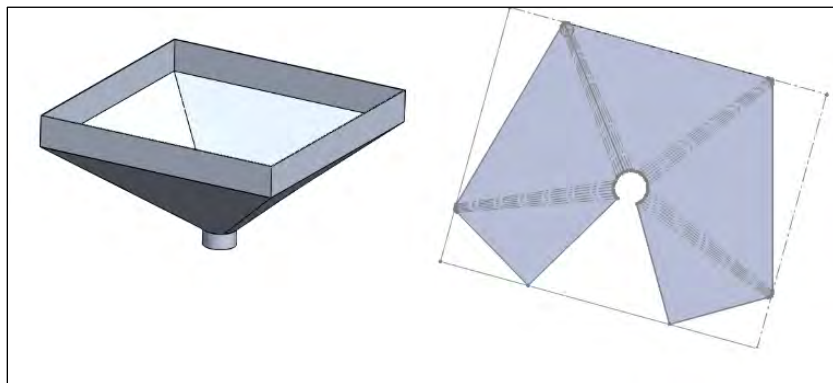


Figura III. 6. Diseño asistido por el software SolidWorks SheetMetal de la tobera del sistema de secado solar.

### III.1.3.1. CALCULO DE LA CÁMARA PARA EL SECADOR SOLAR DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS

Para determinar el volumen de la cámara en la cual se efectuó el secado del producto fue necesario proponer un producto a secar cuyas propiedades fueran conocidas, para el cálculo se propuso como producto a secar la piña miel. Se tomó en consideración un valor promedio del producto los cuales son mostrados a continuación:

$M_p$	Masa inicial del producto	3	Kg
$M_f$	Contenido de humedad final	0.06	%
$M_i$	Contenido de humedad inicial	0.95	%
$M_w$	Masa de agua removida	2.84043	Kg
$L_t$	Calor latente de evaporación del producto	2144.15	J/Kg

Se determinó la masa de agua removida a través de la Ecuación (62) y el calor latente de evaporación del producto con la Ecuación (67) considerando los valores propuestos.

El cálculo del volumen requerido para remover la humedad del producto se obtuvo a partir de las propiedades propuestas, considerando las condiciones obtenidas a través de los colectores solares y del lugar donde se realizó las pruebas para el dimensionamiento de la cámara, en la fecha 09 de Noviembre del 2016.

$R_a$	Constante de gas específica del aire	286.9	J/kg K
$C_{pa}$	Capacidad calorífica específica del aire	1005	J/kg K
$P_a$	Presión atmosférica	101325	N/m <sup>2</sup>
$T_a$	Temperatura del medioambiente	303.15	K
$T_o$	Temperatura a la salida del colector	319.15	K
$T_f$	Temperatura del aire dejando el secador	307.15	K

Se calculó el volumen de aire requerido en la cámara por la Ecuación (65).

$$V_A \text{ Volumen de aire requerido en la cámara } 0.4335 \text{ m}^3$$

Se determinó la caída de presión a través del producto en el estante por la Ecuación (69) y la presión total a través del sistema haciendo uso de la Ecuación (70).

u	Velocidad del aire superficial	0.4	m/s
$h_i$	Profundidad entre bandejas de secado	0.2	m
$\Delta P_B$	Caída de presión a través del producto en el estante	0.172043	PA
$\Delta P_T$	Presión total a través del sistema	0.344086	PA
H	Altura de la cámara de secado	0.6	m

Se propuso para el cálculo de la altura de la cámara de secado una distancia de 0.2 m entre bandejas de secado. Entonces, se determinó la altura de la cámara de secado a partir de la resistencia del aire a través del producto por medio de la Ecuación (68).

Se determinó el tamaño de la cámara en la cual se llevó a cabo el secado a través del volumen de aire requerido calculado. El volumen de aire requerido en la cámara de secado es  $V_A \approx 433,500 \text{ cm}^3$  (433.5 L), en la Figura III.7 se puede observar el volumen calculado el cual representaría el tamaño de la cámara para el sistema de secado.

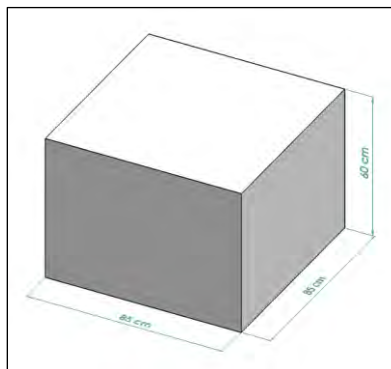


Figura III. 7. Volumen obtenido a través del cálculo con las condiciones propuestas.

Se tomó en consideración los resultados obtenidos y se propuso un volumen de  $480,000 \text{ cm}^3$  (480 L) cuyas dimensiones pueden ser observadas en la Figura III.8. También se determinó un espacio entre bandejas de 15 cm por la altura de la cámara.

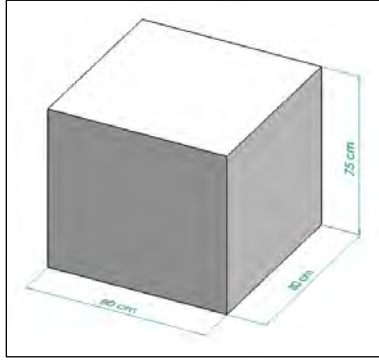


Figura III. 8. Tamaño de la cámara de secado propuesta.

### III.1.3.2. CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA DE SECADO SOLAR

Se realizó el dimensionamiento de la cámara para el secado de productos agrícolas, se determinó mediante el análisis un volumen de  $480,000 \text{ cm}^3$ . En la parte interna de la cámara se construyó una estructura con madera MDF (tablero de fibra de densidad media) con dimensiones de  $80 \text{ cm} \times 80 \text{ cm} \times 75 \text{ cm}$  y un espesor de  $1.5 \text{ cm}$ . Se colocaron los soportes para las bandejas de secado, las bandejas fueron colocadas a una distancia de  $15 \text{ cm}$  entre sí permitiendo un total de cuatro bandejas, como se muestra en la Figura III.9. Se determinó el uso de este material, al ser un material comúnmente usado en actividades de construcción usado por su versatilidad y bajo costo. La estructura fue unida con pegamento para madera 850 y pijas de tabla roca de  $1 \frac{1}{4} \text{ in}$ .

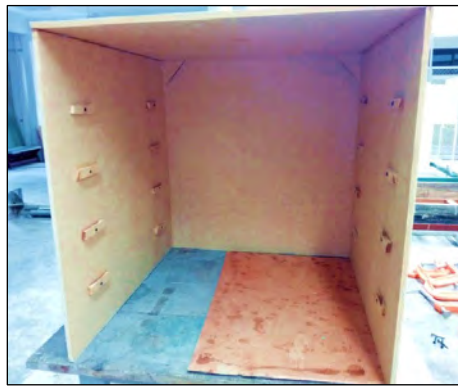


Figura III. 9. Construcción de la base de la cámara de secado.

Después se colocó el aislamiento térmico alrededor de la estructura de MDF, con el objetivo de reducir las pérdidas de calor alrededor de la estructura. Se eligió el poliestireno extruido (Foamular® 250) como aislamiento térmico el cual cuenta con un espesor de  $2.54 \text{ cm}$  y tiene una conductividad térmica de  $0.2619 \text{ W/mK}$  a  $25^\circ \text{ C}$ .



Figura III. 10. Aislamiento térmico de la cámara de secado.

El poliestireno extruido fue unido a la estructura de MDF con pegamento para madera 850 y silicón líquido multiusos como se ilustra en la Figura III.10. Posteriormente se colocó un recubrimiento a base de cemento para exteriores (Crestuco Blanco), con el propósito de proteger el aislante de las condiciones que el exterior presenta. La aplicación del recubrimiento se puede observar en la Figura III.11.



Figura III. 11. Proceso de recubrimiento de Crestuco para la protección del Foamular.

Posteriormente, se aplicó un recubrimiento (crestuco blanco) sobre el aislante térmico y finalmente se aplicó a este último recubrimiento de base de cemento portland (Adhesivo Universal Blanco Uniblock) con la finalidad de reforzar la protección de la cámara de secado la cual se encuentra expuesta a las condiciones de intemperie, se aplicó el recubrimiento en toda la parte exterior de la cámara de secado solar como es ilustrado en la Figura III.12.



Figura III. 12. Recubrimiento de cemento portland Uniblock.

Posteriormente, se realizó la construcción de la tobera con forma de tolva la cual se llevó a cabo en dos etapas, en la primera etapa se utilizó el software SolidWorks haciendo uso del módulo Sheet Metal, para determinar las dimensiones de la tobera, como se muestra en la Figura III.6, para posteriormente construir el molde con el cual se fabricó la tobera utilizada en el sistema de secado. En la segunda etapa se fabricó la tobera haciendo uso del diseño mencionado anteriormente, se eligió que el material de la tobera fuera de fibra de vidrio por sus propiedades aislantes así



como su alta resistencia a la intemperie. Se colocó un codo de material CPVC Hidráulico para la conexión de la cámara de secado a los colectores solares, la tobera usada en el sistema se puede observar en la Figura III.13.

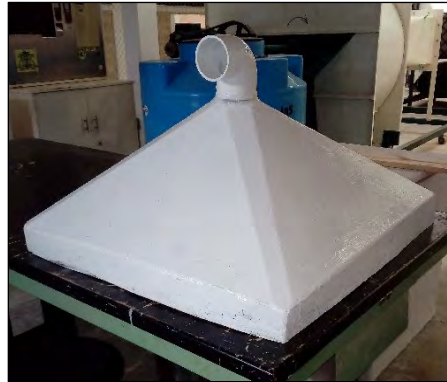


Figura III. 13. Tobera de fibra de vidrio del sistema de secado solar.

Después se construyó la base sobre la cual será soportada la cámara de secado. La base se construyó usando el material de Perfil Tubular Galvanizado PTG de 5.08 cm  $\times$  2.54 cm la cual tiene por dimensiones 96 cm  $\times$  88 cm  $\times$  115 cm, la base fue unida con soldadura para arco eléctrico como se muestra en la Figura III.14, se tomó en consideración el material a causa de las condiciones a las cuales es sometida como son el peso de la propia cámara y las condiciones exteriores.



Figura III. 14. Construcción de la base de la cámara de secado solar de PTG.

A continuación se construyeron las bandejas en las cuales se colocara el producto a secar, las bandejas fueron fabricadas con perfiles de aluminio para mosquiteros con una malla de fibra de vidrio, con dimensiones de 80 cm  $\times$  78 cm como se muestra en la Figura III.15. El material fue elegido por su resistencia térmica y a la corrosión, se determinó un espacio de 15 cm entre bandejas distancia apropiada que permite la remoción de humedad del producto. Como se mencionó anteriormente, el sistema aloja cuatro bandejas de secado las cuales se ilustran en la Figura III.16.

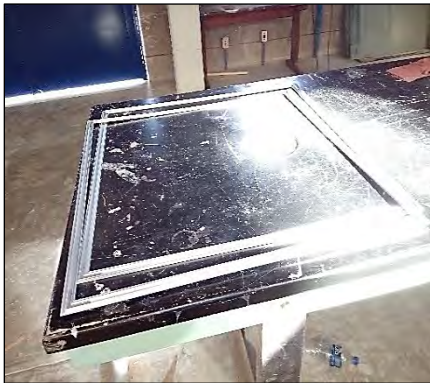


Figura III. 15. Bandejas para el secado solar construidas a partir de perfiles de aluminio.



Figura III. 16. Bandejas terminadas del sistema de secado solar.

Finalmente se integró el sistema de secado solar, como se mencionó anteriormente los colectores y la cámara de secado se conectaron con tuberías de PVC y codos de CPVC. En la Figura III.17 se presenta la instalación del sistema de secado completo, se muestra que la entrada de aire se encuentra en el colector solar (B) el cual se conectó en serie al colector solar (A) y este posteriormente se conectó a la cámara del secador.



Figura III. 17. Sistema experimental de secado solar para productos agrícolas.

Una vez integrado el secador solar experimental se procedió a realizar la instrumentación en el sistema.

### III.1.3. INSTRUMENTACIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

Se presenta los instrumentos usados que conforman la estación solarimétrica de la Universidad de Quintana Roo y la instrumentación del sistema de secado solar. La estación solarimétrica cuenta con varios sensores para medir variables de radiación solar. En el sistema de secado se instrumentó los colectores solares de placa plana y la cámara de secado mediante termopares para obtener la diferencia de temperatura en diferentes puntos del sistema y el medioambiente.

#### III.1.3.1. ESTACIÓN SOLARIMÉTRICA

Son necesarios varios parámetros de radiación para el diseño, el dimensionamiento, la evaluación del rendimiento del sistema de secado solar. Estos incluyen radiación solar global, radiación directa, radiación difusa. La estación solarimétrica de la Universidad de Quintana Roo está ubicada en la azotea del Taller de Ingeniería en esta, son monitoreadas estas variables en la Tabla 3 se las especificaciones de los sensores de la estación solarimétrica.

Tabla 3. Factores de los Sensores de la Estación Solarimétrica de la Universidad de Quintana Roo,

Factores de los sensores					
Radiación	Sensor	Marca	Modelo	No. Serie	Factor
Difusa	Piranómetro Blanco-Negro	Eppley	8-48	30991	$9.88 \times 10^{-6}$ V/Wm <sup>-2</sup>
Directa	Pirheliómetro	Eppley	NIP	36272E6	$8.04 \times 10^{-6}$ V/Wm <sup>-2</sup>
Global	Piranómetro	Kipp & Zonen	CM11	048603	$4.98 \times 10^{-6}$ V/Wm <sup>-2</sup>
Visual	Fotómetro	Li-Cor	Photometric	PH8107	Unidades: kLux per $\mu$ A.  +2.84.

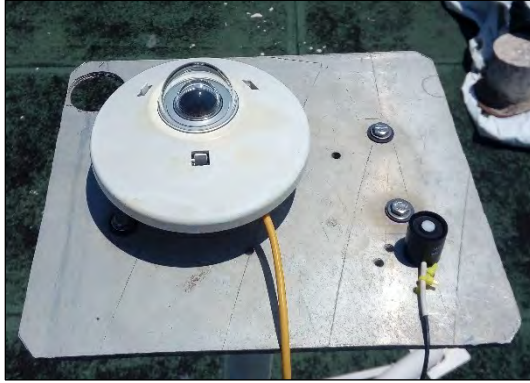


Figura III. 18. Piranómetro Kipp & Zonen CM11 se utiliza para medir la irradiancia solar global.

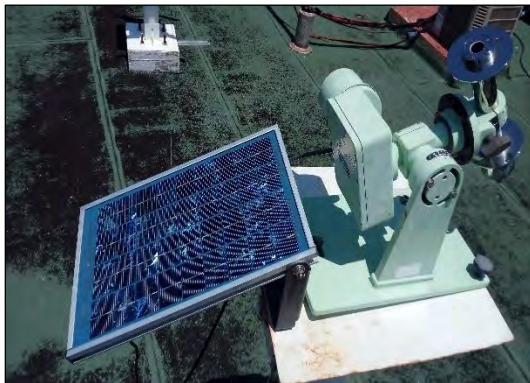


Figura III. 19. Pirheliómetro Eppley NIP se utiliza para medir la irradiancia solar directa.

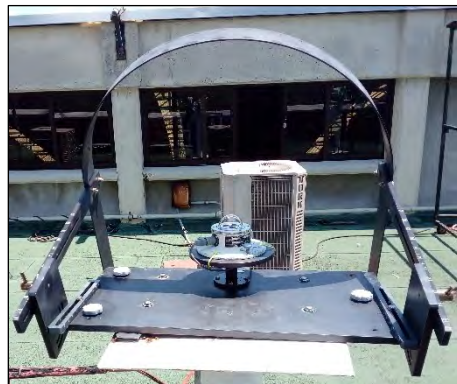


Figura III. 20. Piranómetro Blanco-Negro Eppley 8-48 se utiliza para medir la irradiancia solar difusa.

### III.1.3.2. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE SECADO SOLAR

Para determinar la eficiencia en el sistema de secado solar, es necesario conocer el flujo de calor a través del mismo, se propuso el uso de cables termopares en diferentes partes del equipo experimental con el objetivo de determinar el comportamiento de la temperatura a través del sistema, los termopares son adecuados para el intervalo de temperatura a medir. Se usó un alambre termopar aislado de tipo T solido 24 AWG de alta pureza, con incertidumbre de  $\pm 0.2$  °F.



Figura III. 21. Alambre termopar tipo T, usado para la evaluación del sistema de secado.

Como los termopares son de alta pureza consideró la incertidumbre de los termopares despreciable por lo que no fue requerida la calibración. Se colocaron 16 termopares, los cuales se distribuyeron en todo el sistema de secado solar, principalmente en los colectores solares de placa plana y posteriormente en la cámara de secado. En la figura III.21 y en la Figura III.22 se observa la instrumentación del sistema de secado solar, como ubicación y distribución de los termopares en el sistema.

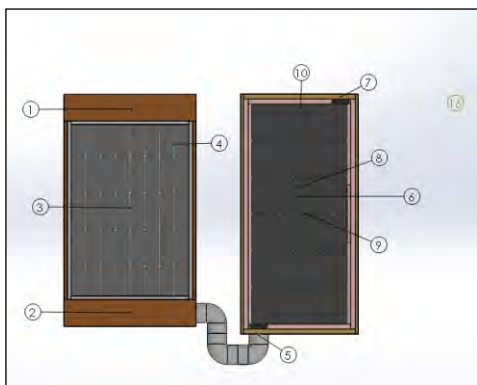


Figura III. 22. Caracterización de los colectores solares de placa plana.

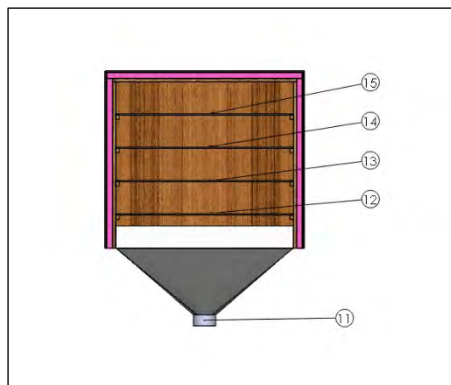


Figura III. 23. Caracterización de la cámara para secado solar de productos agrícolas.

Se instalaron los cables termopar en diferentes puntos del sistema de secado solar para poder observar la distribución de temperaturas y obtener el rendimiento térmico del sistema experimental. La nomenclatura que se utilizó en las pruebas para la evaluación de la eficiencia térmica del sistema de secado se muestra en la Tabla 4.

Tabla 4. Instrumentación del sistema experimental del sistema de secado.

T1	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura del aire en la entrada del colector (B)
T2	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura del aire en la salida del colector (B)
T3	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura entre el aislante y la placa de absorción (B)
T4	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura en el vidrio del colector (B)
T5	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura del aire en la entrada del colector (A)
T6	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura del aire en la parte media del colector (A)
T7	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura del aire en la salida del colector (A)
T8	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura en la placa de absorción del colector (A)
T9	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura entre el aislante y la placa de absorción (A)
T10	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura en el vidrio del colector (A)
T11	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura en la tobera del sistema de secado
T12	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura en la bandeja 1 de la cámara de secado
T13	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura en la bandeja 2 de la cámara de secado
T14	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura en la bandeja 3 de la cámara de secado
T15	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura en la bandeja 4 de la cámara de secado
T16	Termopar tipo T, solido 24 AWG	Temperatura del medioambiente

Para almacenar la información de las variables medidas, mencionadas anteriormente, se utilizó un sistema de adquisición de datos para el registro de las lecturas de los termopares en el sistema. Los termopares se conectaron a una tarjeta de adquisición 34902A de marca Agilent, que forma parte del adquisidor de datos Agilent 34970<sup>a</sup>. Dado que la memoria del Agilent 34970<sup>a</sup> es limitada, se conectó a una computadora a través de un cable de datos. Se utilizó el software BenchLink\_Data\_Logger\_3\_v4.3 para la comunicación PC-Adquisidor de datos. El equipo utilizado en la prueba para la evaluación del sistema de secado es mostrado en la Figura III.23.



Figura III. 24. Equipo marca Agilent modelo 34970A usado en la prueba para la evaluación del sistema de secado.

Se tomó lectura de los termopares en intervalos de 1 minuto, las pruebas se realizaron en el mes febrero del año 2018. Al ser un sistema solar térmico las condiciones ambientales fueron un factor importante en las pruebas, las cuales se realizaron aprovechando la mayor cantidad de energía solar en un horario de 10:00 a 16:00 como se muestra en la Figura III.24.

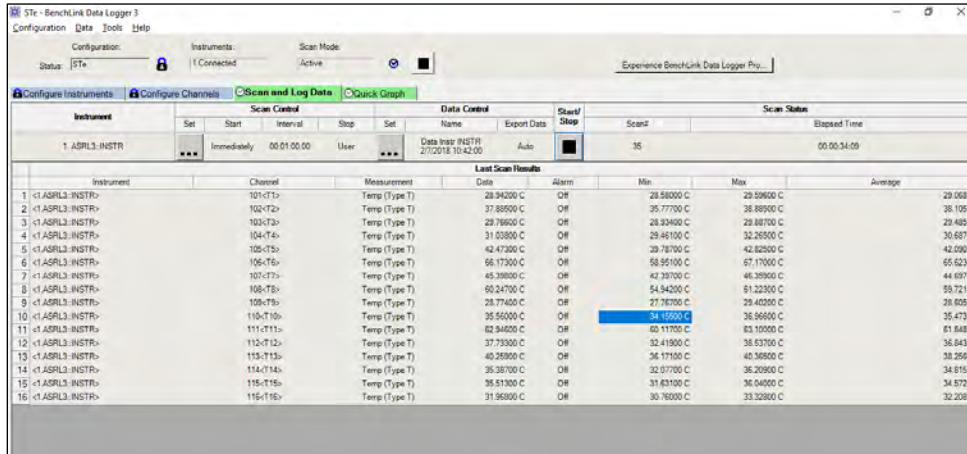


Figura III. 25. Software BenchLink usado en la evaluación del sistema de secado para la adquisición de datos.

La velocidad de entrada y salida en cada colector de placa plana se midió haciendo uso de un anemómetro de marca PROVA Instruments Inc. AMV-03 con No. Serie 920300 el cual se muestra en la Figura III.25, se tomaron lecturas cada hora, a causa de que al ser un sistema de secado activo cuenta con ventiladores de corriente directa en la entrada y salida de los colectores y es esperado que la velocidad del fluido sea constante.



Figura III. 26. Anemómetro PROVA empleado en la evaluación del sistema de secado solar.

Una vez realizada la instrumentación de los termopares distribuidos por todo el sistema de secado y a las variables proporcionadas por los sensores de la estación solarimétrica, el sistema de secado se encuentra listo para realizar las pruebas experimentales.

## **CAPÍTULO IV RESULTADOS EXPERIMENTALES**

En este capítulo se presentan los resultados de las pruebas realizadas en la instalación del sistema experimental de secado solar. Una vez instrumentado el sistema de secado fue posible monitorear la temperatura para la evaluación de la eficiencia térmica. Primero se determinó la eficiencia térmica de los colectores solares de placa plana, seguido de las pruebas para la evaluación del secador solar, se utilizó como producto a secar manzanas rojas por ser un producto que se encuentra comúnmente en el mercado además de ser usualmente empleado en los sistemas de secado, las pruebas se realizaron en las condiciones climáticas de Chetumal, Quintana Roo.

### **IV.1. EVALUACIÓN TÉRMICA DE LOS COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA**

En la evaluación se determinó el comportamiento de la eficiencia térmica de los colectores solares en función de la temperatura del fluido en la entrada del colector solar, de la temperatura ambiente y de la radiación solar que incide sobre el plano del colector solar. La prueba del rendimiento del colector solar se realizó en condiciones de estado estacionario, con una energía radiante constante que incide sobre la superficie del colector, una velocidad de flujo constante del fluido y una velocidad constante del viento a temperatura ambiente.

La prueba se realizó en el periodo del 6 al 9 de febrero del 2018 en la azotea del taller de ingenierías de la Universidad de Quintana Roo a las 10:00 hora local, las pruebas se realizaron para determinar la eficiencia térmica de los colectores solares a través del constante tiempo. Se monitorearon los termopares en intervalos de 1 minuto, a través del sistema de adquisición de datos (SAD). Como se mencionó anteriormente se usó alambre termopar aislado de tipo T y al ser termopares de alta pureza no fue requerida su calibración. La nomenclatura de los termopares se encuentra en la Tabla 4.

En las Figuras IV.9, IV.10, IV.11 se ilustra el comportamiento de la temperatura obtenida por los termopares en el colector solar de placa plana (A), y en las Figuras IV.4, IV.5, IV.6 se ilustra el comportamiento de la temperatura del colector solar de placa plana (B), como ya se mencionó anteriormente la evaluación térmica de los colectores se realizó en el periodo del 6 al 9 de febrero del 2018, pero por cuestiones climáticas no fue posible realizar la prueba el día 8 de Febrero del 2018.

Es importante mencionar que el objetivo principal del trabajo de tesis fue el diseño y construcción del secador solar y las pruebas de secado solo se realizaron para verificar el funcionamiento del sistema. Por tanto, las pruebas de secado pueden no ser adecuadas. En trabajos futuros se utilizará este secador para secar productos agrícolas, como la manzana roja y chicozapote. También se realizarán pruebas para comprobar si es viable el secado de mariscos como el camarón blanco *Litopenaeus vannamei*



En la Figura IV.1 se presenta el comportamiento de la irradiación solar global obtenida por el piranómetro Kipp & Zonen CM11 en el periodo de prueba, en la gráfica se aprecia la radiación solar obtenida en las condiciones presentadas en la prueba.

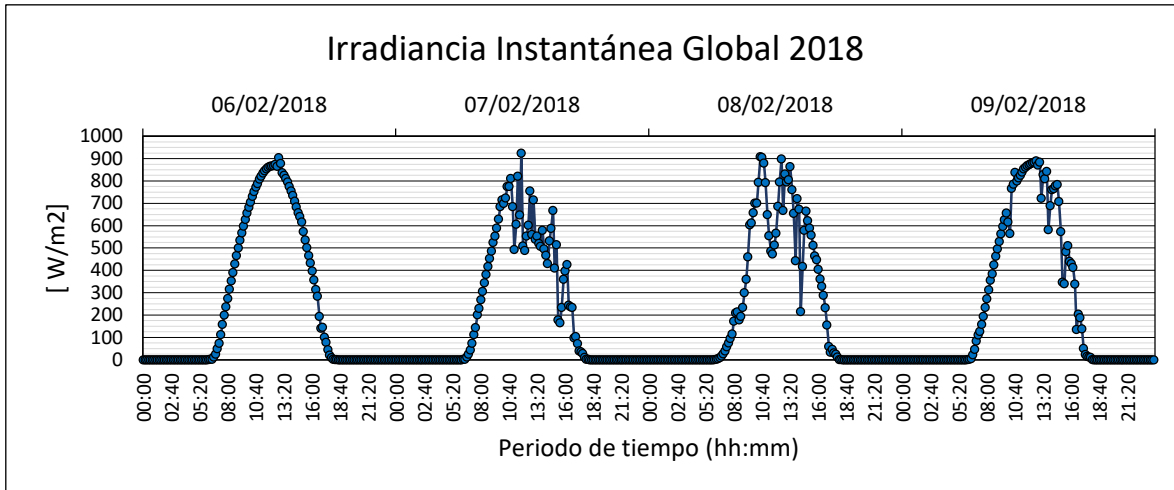


Figura IV. 1. Irradiación solar global obtenida a través de la estación solarimétrica.

Por problemas técnicos con el pirheliómetro Eppley NIP y el Piranómetro Blanco-Negro Eppley 8-48 no fue posible obtener la irradiación solar directa y difusa, a causa de esto se consideró los valores promediados de los años 2016 y 2017 promediando los valores de las fechas en la que fue evaluado el colector solar en este caso 6, 7 y 9 de Febrero. En la Figura IV.2 se observa la comparación de las componentes promediadas de la irradiación solar instantánea respecto a la irradiación solar global.

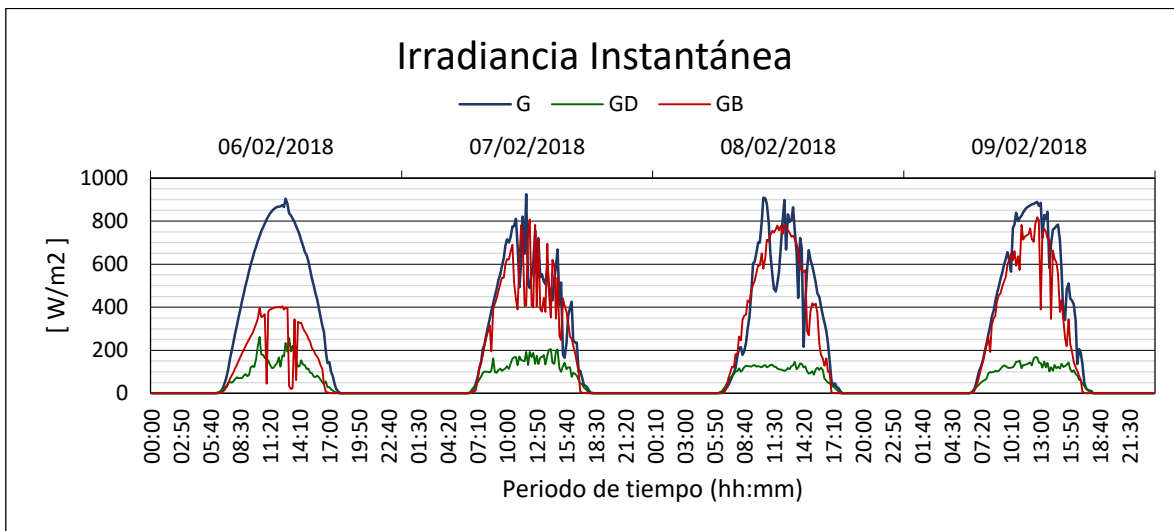


Figura IV. 2. Irradiación solar instantánea obtenida a través de los sensores de la estación solarimétrica.

En las Figuras IV.3 y IV.4 se muestra la velocidad del viento y la temperatura ambiente registrada a través de la estación solarimétrica en la evaluación de los colectores solares de placa plana.

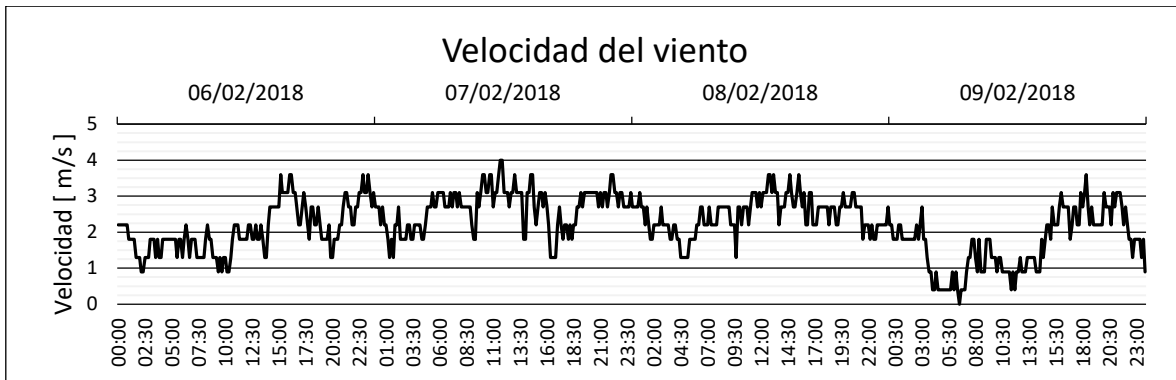


Figura IV. 3. Velocidad del viento registrada durante el periodo de prueba del colector solar.

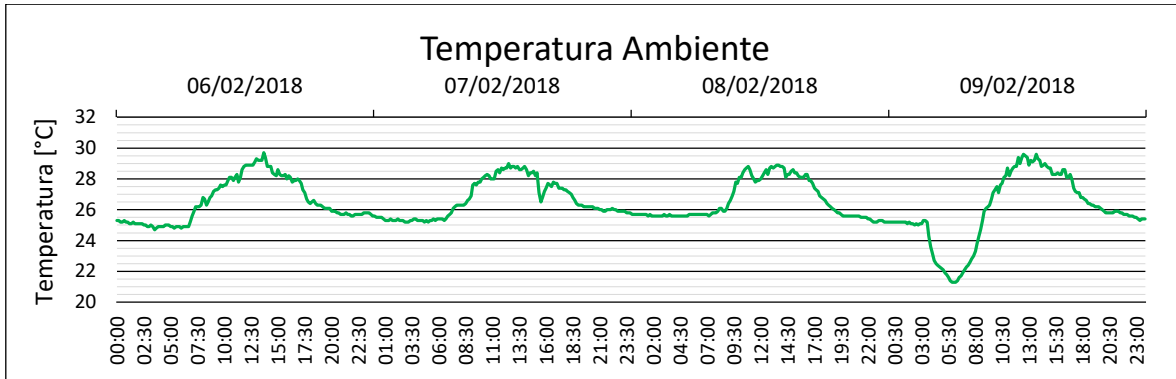


Figura IV. 4. Temperatura ambiente registrada durante el periodo de prueba del colector solar.

En la Figura VI.5 se muestra la velocidad del aire proporcionada por los ventiladores de los colectores solares de placa plana, esta se midió a través del anemómetro PROVA Instruments Inc. AMV-03, se tomaron lecturas de la velocidad del fluido en intervalos de una hora. Al ser un sistema de secado solar activo en el cual el fluido es proporcionado por los ventiladores, se consideró constante la velocidad del aire para el cálculo de la evaluación de los colectores.

Donde

- $V_{e1}$  Velocidad del aire en la entrada del colector solar (B)
- $V_{s1}$  Velocidad del aire en la salida del colector solar (B)
- $V_{e2}$  Velocidad del aire en la entrada del colector solar (A)
- $V_{s2}$  Velocidad del aire en la salida del colector solar (A)

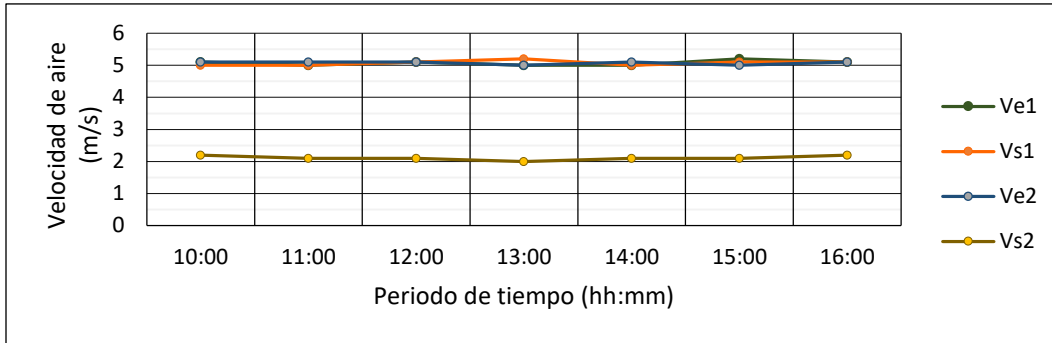


Figura IV. 5. Comportamiento de la velocidad del aire en la entrada y salida de los colectores solares.

Mediante la evaluación se obtuvo el comportamiento de la eficiencia térmica de los colectores solares, en función de la temperatura obtenida del colector solar, de la temperatura ambiente y de la radiación solar global. Se obtuvo como resultado la curva de la eficiencia térmica considerando las temperaturas del colector solar y las condiciones presentadas durante el periodo de evaluación. Para el cálculo de la eficiencia térmica del colector solar (A) se determinó el ángulo de incidencia solar, a través de los ángulos solares presentados en la prueba, por medio de la Ecuación (6), [26].

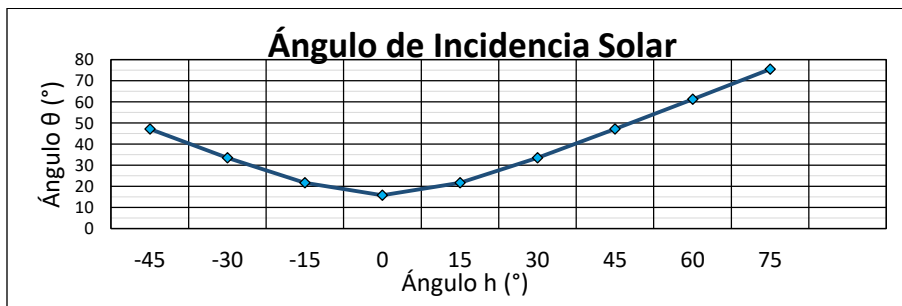


Figura IV. 6. Ángulo de incidencia solar respecto al ángulo horario.

Para determinar el ángulo de incidencia solar se tomó en consideración la ubicación del lugar y la fecha y tiempo en el que fue realizada la evaluación para el cálculo de los ángulos solares obtenidos. En la Figura IV.6 se puede observar el comportamiento del ángulo de incidencia solar durante la evaluación.

Se tomaron los valores promedio de los ángulos solares determinados en la evaluación del rendimiento térmico del colector, se determinaron los ángulos solares para obtener las componentes de la radiación térmica que actúan en el colector, de acuerdo a la sección II.4.1 se obtuvieron los siguientes valores:

$$\begin{aligned}
 \delta &= -15.816^\circ \\
 \Phi &= 51.26^\circ \\
 L &= 18.5^\circ \\
 \alpha &= 38.74^\circ \\
 Z &= 0^\circ
 \end{aligned}$$

Se determinó el ángulo de incidencia solar directa a través de la Ecuación (6), se consideró que la superficie del colector solar se orientó hacia el sur en el hemisferio norte con inclinación de 18.5 °. Se obtuvo el ángulo de incidencia efectiva de radiación difusa del cielo por la Ecuación (27), y el ángulo de incidencia de la radiación terrestre reflejada por la Ecuación (28) de acuerdo al ángulo de inclinación del colector  $\beta$  se obtuvo lo siguiente:

$$\begin{aligned}\theta_B &= 39.70^\circ \\ \theta_{e,D} &= 57.625^\circ \\ \theta_{e,G} &= 80.214^\circ\end{aligned}$$

Posteriormente obtuvieron las componentes de la radiación térmica que incide sobre el colector solar, para ello se consideró la radiación que incide sobre la cubierta de vidrio. Se calcularon los ángulos de refracción de acuerdo a la Ecuación (11), donde el índice de refracción para un vidrio claro de 4 mm es de 1.526 [16], se consiguió:

$$\begin{aligned}\theta_{B2} &= 23.627^\circ \\ \theta_{e,D2} &= 33.604^\circ \\ \theta_{e,G2} &= 40.224^\circ\end{aligned}$$

De acuerdo a la sección II.4.3 se obtuvieron las componentes paralelas y perpendiculares de la radiación solar para superficies lisas mediante las Ecuaciones (12.1) y (12.2).

Radiación Solar Directa	Radiación Solar Difusa	Radiación Solar Reflejada por la Tierra
$r_{  } = 1.846$	$r_{  } = 0.005$	$r_{  } = 13.918$
$r_{\perp} = 7.148$	$r_{\perp} = 9.449$	$r_{\perp} = 31.833$

Se obtuvo la transmitancia considerando las pérdidas por reflexión a partir de la Ecuación (14.1) y la transmitancia, considerando las pérdidas por absorción de acuerdo a las Ecuación (15), tomando en cuenta un coeficiente de extinción de 16  $m^{-1}$  para el vidrio claro de 4 mm de espesor.

Radiación Solar Directa	Radiación Solar Difusa	Radiación Solar Reflejada por la Tierra
$\tau_r = 49.654$	$\tau_r = 49.143$	$\tau_r = 25.634$
$\tau_{\alpha} = 53.356$	$\tau_{\alpha} = 53.058$	$\tau_{\alpha} = 52.689$

Se calcularon las componentes de la transmitancia del colector dada por la Ecuación (17).

$$\begin{aligned}\tau_B &= 0.807 \\ \tau_D &= 0.794 \\ \tau_G &= 0.411\end{aligned}$$

Se determinó las componentes de la reflectancia del colector solar por la Ecuación (19).

$$\begin{aligned}\rho_B &= 0.124 \\ \rho_D &= 0.132 \\ \rho_G &= 0.508\end{aligned}$$

Se obtuvieron las componentes de la absorptancia del colector solar, esta, se consideró como el producto de la absorptancia dependiente al ángulo y la absorptancia de la pintura aplicada sobre la placa de absorción la cual fue obtenido de la Tabla 2. Por lo tanto las componentes de la absorptancia dadas en la prueba del colector solar son:

$$\begin{aligned}\alpha_B &= 0.915 \\ \alpha_D &= 0.861 \\ \alpha_G &= 0.425\end{aligned}$$

Para el cálculo de Radiación solar absorbida por el colector solar fue necesario determinar el producto de la Transmitancia-Absorptancia para estimar el ángulo de incidencia modificado por la radiación Directa B, Difusa D y Reflejada del suelo G. Estos se determinaron con Ecuación (25).

$$\begin{aligned}(\tau\alpha)_B &= 0.747 \\ (\tau\alpha)_D &= 0.691 \\ (\tau\alpha)_G &= 0.177\end{aligned}$$

Fue necesario determinar el factor de inclinación, el cual se determinó con la Ecuación (23) considerando el valor promedio. También, se tomó en consideración las componentes de la radiación solar directa y difusa obtenidas de la estación solarimétrica de la universidad de Quintana Roo, se utilizó el valor promediado del mes de Febrero de los años 2016-2017.

$$\begin{aligned}R_B &= 1.229 \\ I_B &= 15 \text{ MJ/m}^2 \\ I_D &= 4.7 \text{ MJ/m}^2\end{aligned}$$

Una vez obtenido lo anterior, se determinó la radiación solar efectuada sobre el colector mediante la Ecuación (24), la cual presentan las diversas relaciones requeridas para determinar la energía útil recogida y la interacción de los diversos parámetros constructivos sobre el rendimiento de un colector.

$$S = 16.972 \text{ MJ/m}^2$$

La radiación solar absorbida también fue determinada a través de las mediciones de la irradiación solar y es dada por la Ecuación (26.1). Para ello fue necesario determinar la irradiación solar que incide en un plano inclinado  $G_t$  el cual se obtuvo a través de la Ecuación (25). En la Figura IV.7 se muestra la comparación de la irradiancia solar global que inciden en un plano horizontal y en un plano inclinado.

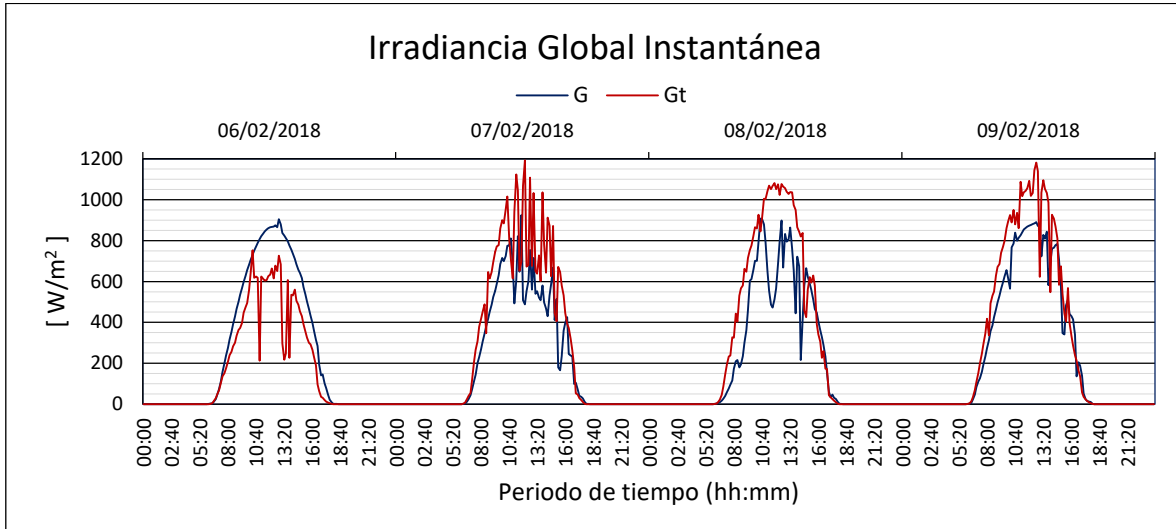


Figura IV. 7. Comportamiento de la irradiancia solar global instantánea incidente en un plano inclinado y la normal.

La radiación solar absorbida se determinó por la Ecuación (26.1), a través de la energía incidente en el colector, para el cálculo se tomó el valor para  $(\tau\alpha)$  de 0.75 para una cubierta de vidrio común [22]. En la Figura IV.8 se observa el comportamiento de la radiación solar absorbida en el periodo de prueba del colector solar.

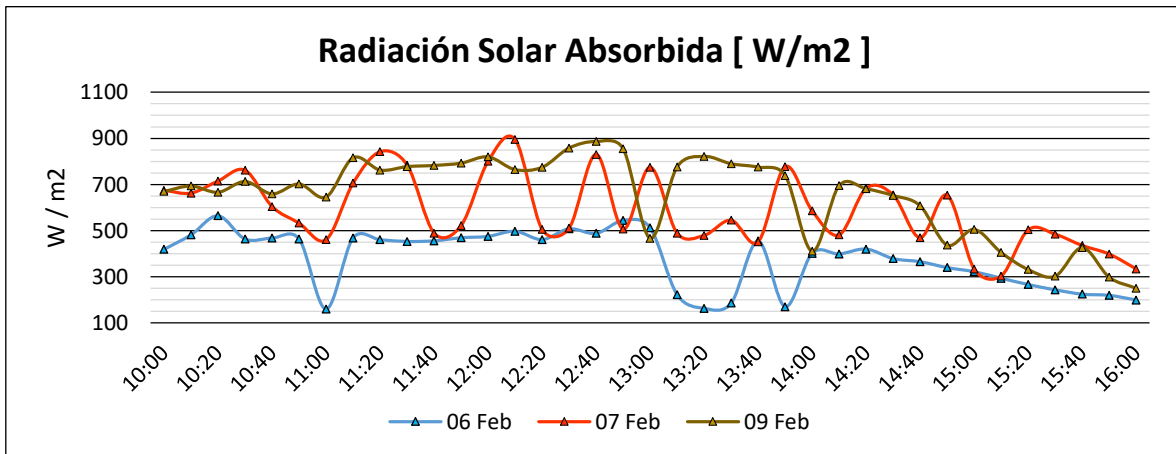


Figura IV. 8. Radiación solar absorbida obtenida durante la evaluación de los colectores solares.

#### IV.1.1. ANÁLISIS TÉRMICO DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA (A)

Se determinaron las pérdidas de energía en el colector solar por la Ecuación (33), considerando que el coeficiente global de pérdidas de calor  $U_L$  no es constante ya que depende de la temperatura del colector, los valores obtenidos se presentan en la Tabla 5.

El coeficiente global de pérdidas fue determinado a partir de la Ecuación (34). Se obtuvo el coeficiente de pérdidas de calor en la parte inferior del colector  $U_b$  a través de la Ecuación (44), en la cual se tomaron los valores del espesor y la conductividad del aislamiento térmico Foamular® 250 y el coeficiente de pérdidas de calor de la parte posterior hacia el exterior el cual se tomó como 0.6 W/mK. Seguido, se obtuvo el coeficiente de pérdidas de calor formado por los bordes del colector  $U_e$  a partir de la Ecuación (45), en la cual se tomó los valores del espesor y la conductividad del aislamiento térmico Foamular® 250 y el coeficiente de pérdidas de calor de los bordes hacia el exterior el cual se tomó como 2 W/mK [22].

Se obtuvo el coeficiente de pérdidas de calor en la parte superior del colector de acuerdo a la Ecuación (41), el cual se encuentra en función de la temperatura de la placa de absorción y la temperatura ambiente, se consideró para el coeficiente de transferencia de calor del viento una velocidad de fluido constante de 5 m/s, para el coeficiente de emisividad de la placa de absorción se tomó 0.96 para la pintura negra mate común y para el coeficiente de emisividad del vidrio 0.8 para el vidrio común, también se consideró la distancia entre la placa de absorción y el vidrio de 0.015 m.

Tabla 5. Resultados del cálculo de las pérdidas del colector solar durante su evaluación térmica.

Hrs	06/02/2018				07/02/2018				09/02/2018			
	$T_p$ (°C)	$T_a$ (°C)	$U_L$	$Q$ (W)	$T_p$ (°C)	$T_a$ (°C)	$U_L$	$Q$ (W)	$T_p$ (°C)	$T_a$ (°C)	$U_L$	$Q$ (W)
10:00	82.6	28.88	6.998	293.7	64.75	32.05	6.722	171.69	63.47	32.45	6.71	162.77
11:00	90.03	30.1	7.178	336.07	67.38	31.71	6.762	188.49	71.58	33.11	6.914	197.07
12:00	91.54	30.54	7.22	344.07	61.4	30.35	6.629	161.19	74.51	33.14	6.927	223.86
13:00	88.20	29.79	7.133	325.54	57.83	30.23	6.566	141.79	72.47	32.36	6.872	215.46
14:00	80.47	29.94	6.977	275.49	54.75	30.19	6.514	125.08	65.98	31.81	6.74	180.16
15:00	64.38	28.64	6.646	186.33	52.01	29.67	6.462	112.92	60.58	30.57	6.619	155.45
16:00	52.72	28.35	6.44	122.58	51.87	29.64	6.457	112.09	52.7	27.96	6.431	124.28

En las Figuras IV. 12, IV.13 y IV.14 se observa una gráfica donde es representado las pérdidas de calor y las temperaturas obtenidas durante la evaluación del colector solar. En las gráficas puede ser observado que las pérdidas del colector se encuentran en función de la temperatura obtenidas por la placa de absorción  $T_p$ .

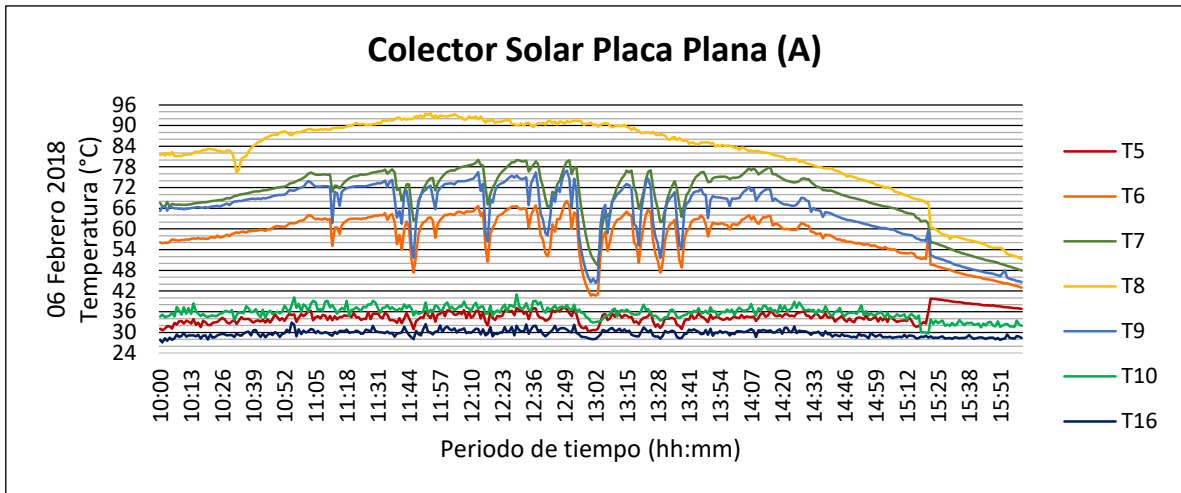


Figura IV. 9. Comportamiento de la temperatura obtenida por los termopares en el Colector Solar (A)

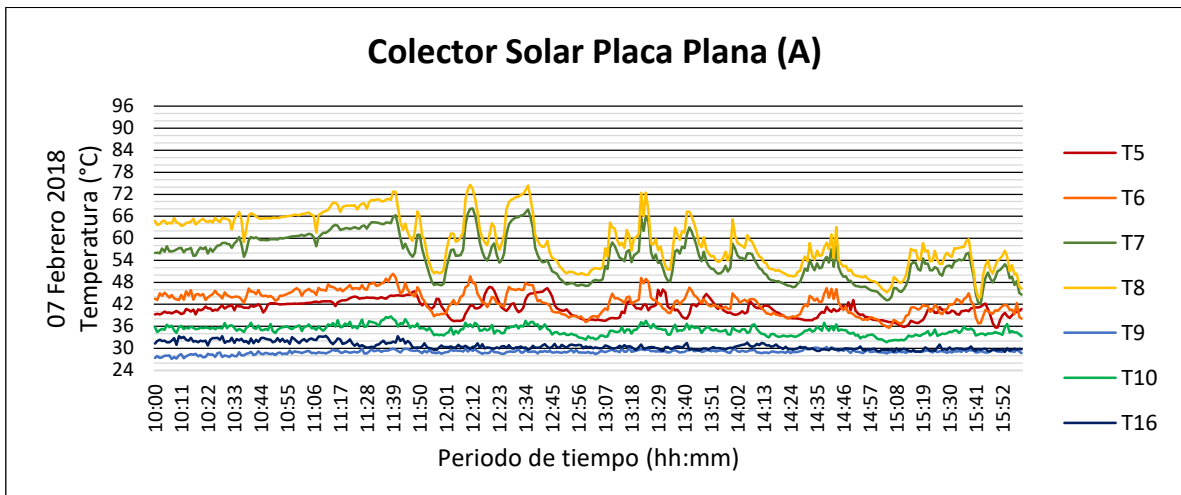


Figura IV. 10. Comportamiento de la temperatura obtenida por los termopares en el Colector Solar (A)

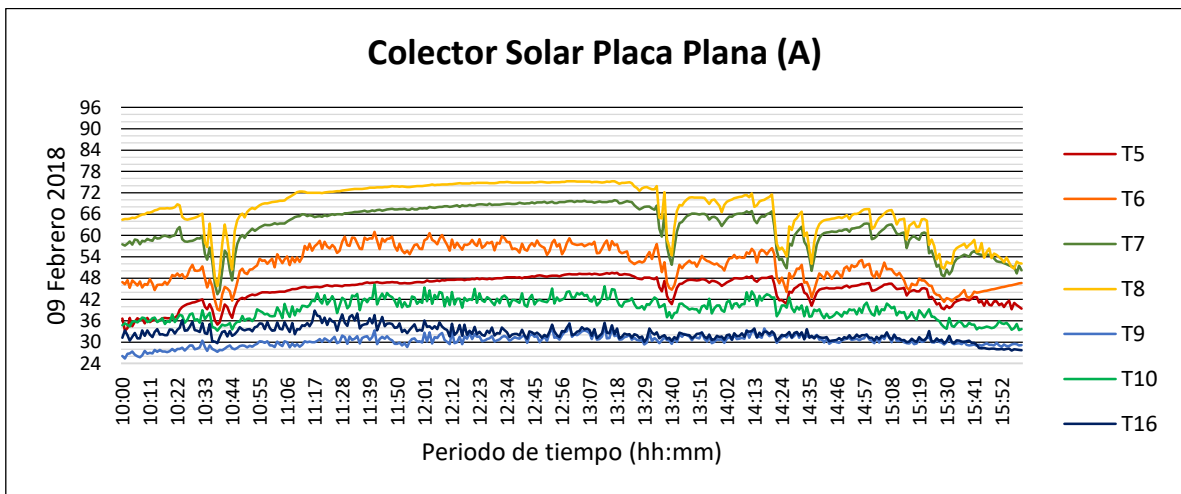


Figura IV. 11. Comportamiento de la temperatura obtenida por los termopares en el Colector Solar (A)



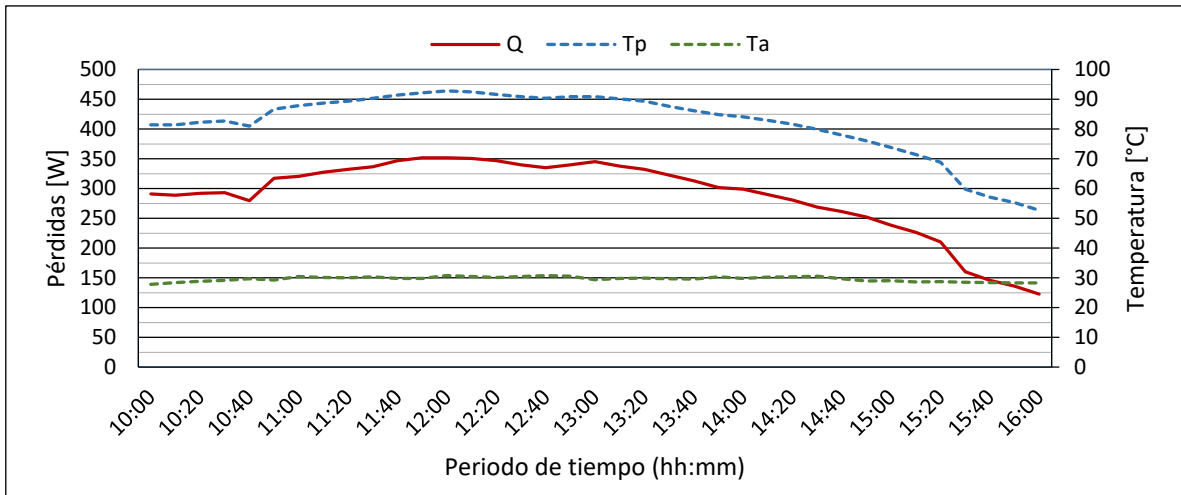


Figura IV. 12. Perdida térmica del colector solar en el día 06 Feb 2018

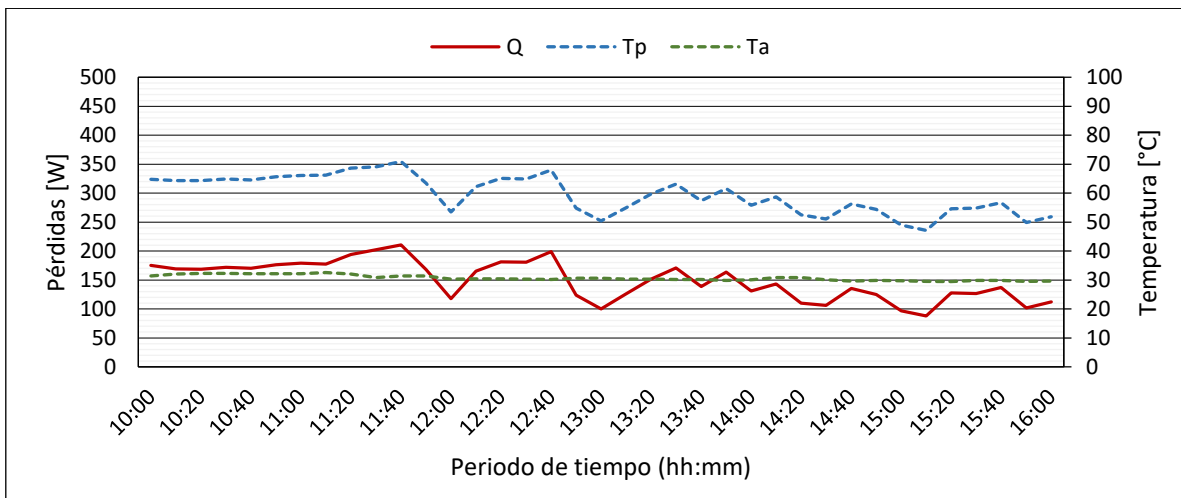


Figura IV. 13. Perdida térmica del colector solar en el día 07 Feb 2018.

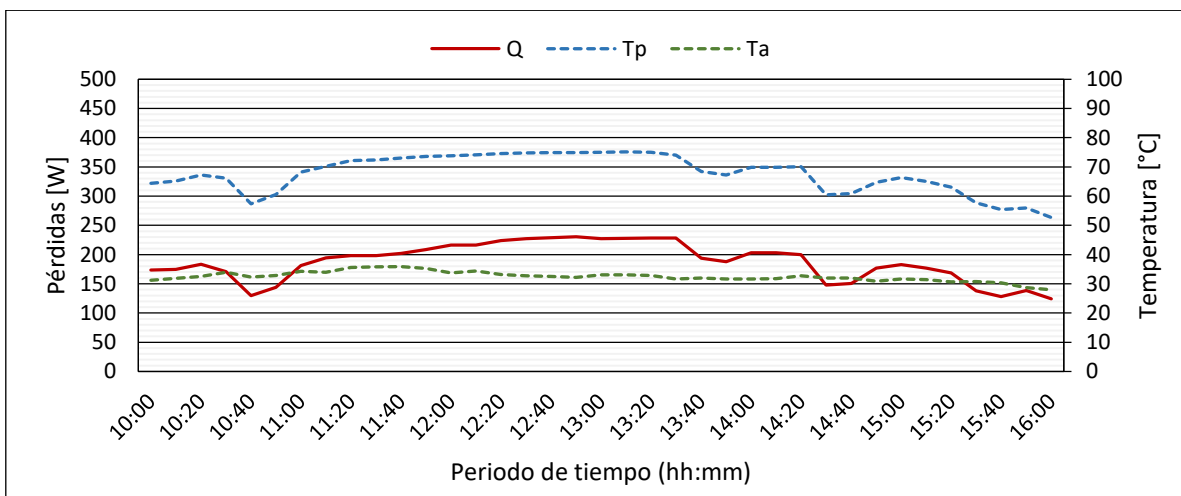


Figura IV. 14. Perdida térmica del colector solar en el día 07 Feb 2018.

Después, se determinó el factor de eficiencia para el colector solar  $F'$  de acuerdo a la sección II.4.7 por la Ecuación (53), el cual se encuentra en función de las temperaturas a las que opera el colector solar. Se utilizó la temperatura media entre la temperatura de la placa de absorción  $T_p$  y la temperatura entre el aislante y la placa de absorción  $T_b$  para determinar las propiedades del aire. Los valores obtenidos son dados en la Tabla 6.

Tabla 6. Resultados del cálculo del factor de eficiencia del colector solar durante su evaluación térmica.

Hrs	06 Febrero 2018				07 Febrero 2018				09 Febrero 2018			
	$h_{c,p-g}$	$h_{r,p-b}$	$h$	$F'$	$h_{c,p-g}$	$h_{r,p-b}$	$h$	$F'$	$h_{c,p-g}$	$h_{r,p-b}$	$h$	$F'$
10:00	16.339	8.824	22.068	0.759	16.745	6.852	21.607	0.763	16.750	6.795	21.584	0.763
11:00	16.258	9.244	22.152	0.755	16.723	6.975	21.646	0.762	16.698	7.153	21.706	0.758
12:00	16.222	9.347	22.151	0.754	16.744	6.776	21.567	0.765	16.676	7.276	21.742	0.758
13:00	16.322	8.925	22.091	0.756	16.756	6.663	21.522	0.766	16.676	7.227	21.718	0.760
14:00	16.343	8.759	22.045	0.760	16.767	6.567	21.485	0.767	16.705	6.996	21.636	0.762
15:00	16.552	7.712	21.808	0.766	16.777	6.473	21.448	0.768	16.733	6.784	21.559	0.765
16:00	16.651	7.006	21.582	0.770	16.771	6.471	21.441	0.769	16.771	6.497	21.454	0.769

Seguido, se determinó la eficiencia del colector solar de placa plana (A) el cual se encuentra en función de la temperatura del fluido en la entrada, de la temperatura ambiente y de la radiación solar que incide sobre el plano del colector solar. El rendimiento térmico del colector solar (A) se determinó a partir de la Ecuación (59).

Fue necesario determinar la energía útil recogida del colector solar por medio de la Ecuación (57), debido a el diseño del colector solar (A) no fue posible determinar el factor de remoción de calor  $F_R$  debido a que sus construcción se realizó con material reciclable no permitió el cálculo del mismo, es importante mencionar que el objetivo de este proyecto es construir un sistema de secado con un bajo costo de producción que puede ser utilizado en comunidades rurales. Por ello se consideró  $F_R = 0.75$  para un colector solar de aire común y  $(\tau\alpha) = 0.75$  para la cubierta de vidrio común [22].

Los resultados son mostrados a continuación, en las Figuras IV.15, IV.16, IV.17 puede ser observada la eficiencia térmica y las temperaturas alcanzadas a través de la prueba de la eficiencia térmica del colector solar.

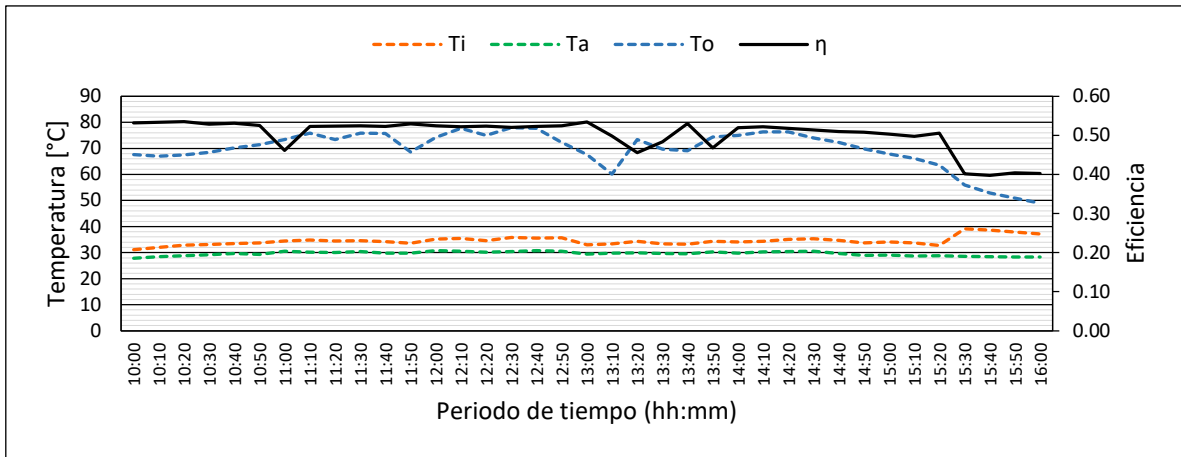


Figura IV. 15. Comportamiento de la eficiencia térmica del colector solar (A) en la prueba del 06 Febrero 2018.

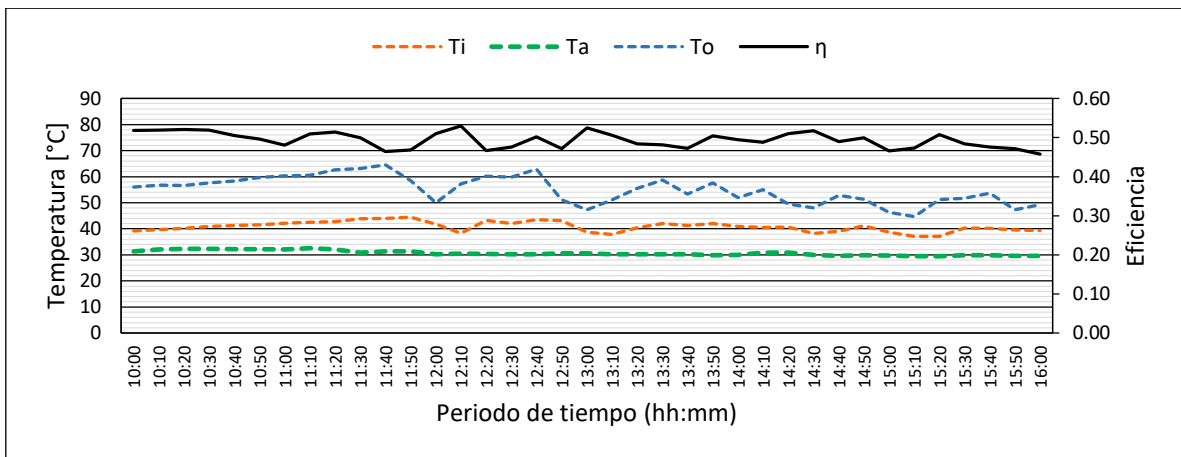


Figura IV. 16. Comportamiento de la eficiencia térmica del colector solar (A) en la prueba del 07 Febrero 2018.

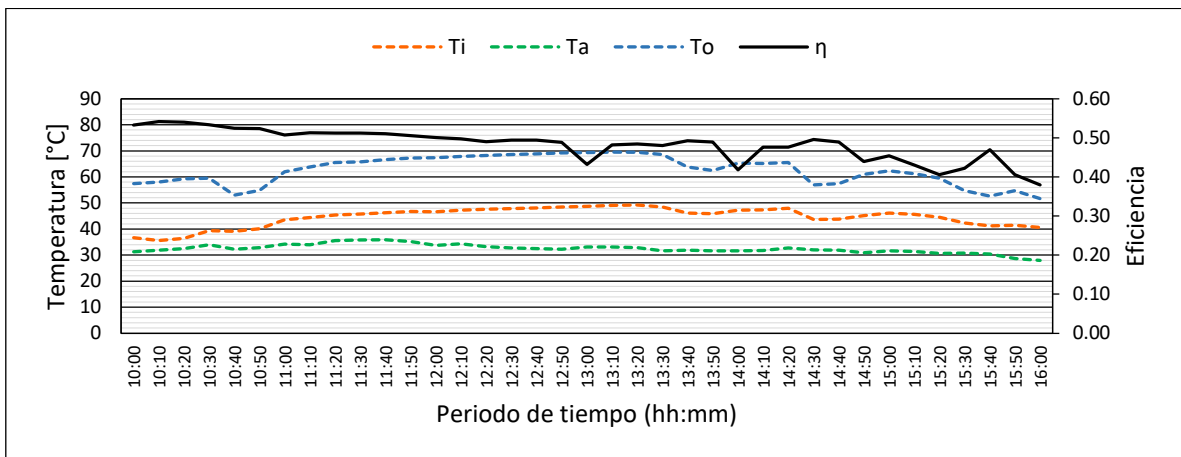


Figura IV. 17. Comportamiento de la eficiencia térmica del colector solar (A) en la prueba del 09 Febrero 2018.

Seguido, se determinó la eficiencia térmica del colector solar (A) utilizando la Ecuación (59), se obtuvo el rendimiento térmico del colector solar para la prueba de secado realizada el día **6 de Febrero de 2018**, la prueba se llevó a cabo en el periodo de 10:00 a 16:00 aprovechando la mayor cantidad de energía solar. La curva de eficiencia se presenta continuación en la Figura IV.18

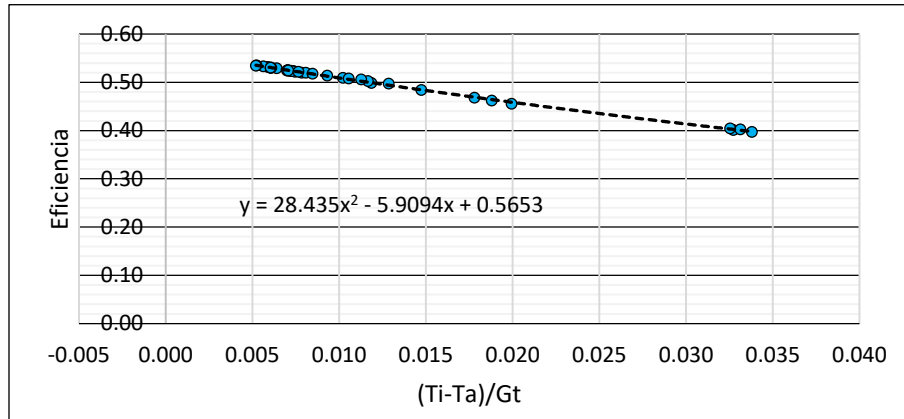


Figura IV. 18. Comportamiento de la eficiencia térmica respecto al cambio de temperatura del colector solar (A) el día 06 Febrero del 2018.

Para las pruebas realizadas en el colector solar (A) considerando el estándar ASHRAE 93-2003 la cual describe las mediciones y el análisis de los datos requeridos para la evaluación. El sistema se evaluó el día 6 de Febrero del 2018, se procuró que la prueba cumpliera la mayor cantidad de especificaciones de acuerdo a la norma. En la tabla 7 se muestran las condiciones de la prueba para la eficiencia térmica del colector solar.

Tabla 7. Condiciones registradas en la evaluación el 6 de Febrero del 2018 para el estado estable del estándar ASHRAE 93-2003 en pruebas al aire libre.

Variable	Variación máxima		Límite inferior	Límite superior	Cumple
Irradiancia total solar	-	± 32 W/m <sup>2</sup>	790 W/m <sup>2</sup>	-	
Fracción de radiación difusa	-	-	-	20%	<b>x</b>
Temperatura Ambiente	Rango < 30 °C	± 1.5 °C	-	-	<b>x</b>
Velocidad del viento	-	-	2.2 m/s	4.5 m/s	
Temperatura de entrada del fluido	35 – 65 °C	± 1 °C	-	-	
Ángulo de incidencia solar	-	± 2.5 °			<b>x</b>

Como se muestra en la Figura IV.21, el comportamiento de eficiencia térmica del colector solar de placa plana (A) durante la prueba de secado del día 6 de Febrero del 2018 se encuentra entre 53 – 40 %, se muestra que a mayor incremento en las temperaturas a las cuales es sometido el colector la eficiencia se reduce.

De manera similar, se determinó la eficiencia térmica del colector solar (A) haciendo uso de la Ecuación (59), para la prueba de secado realizada el día **7 de Febrero de 2018**, la prueba se llevó a cabo en el mismo periodo de 10:00 a 16:00 aprovechando la mayor cantidad de energía solar. La curva de eficiencia se presenta continuación en la Figura IV.19.

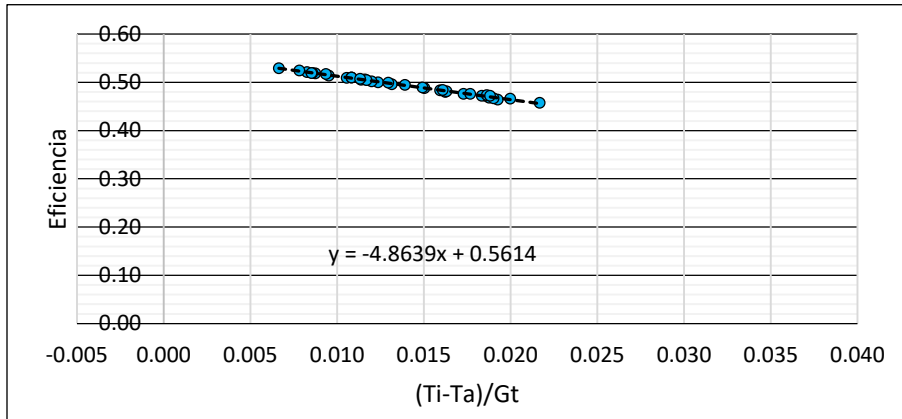


Figura IV. 19. Comportamiento de la eficiencia térmica respecto a la temperatura del colector solar (A) el día 07 Febrero del 2018.

También, se consideró para el rendimiento térmico el estándar ASHRAE 93-2003. El sistema se evaluó a partir del día 7 de Febrero del 2018, se procuró que la prueba cumpliera la mayor cantidad de especificaciones de acuerdo a la norma. En la tabla 8 se muestran las condiciones de la prueba para la eficiencia térmica del colector solar.

Tabla 8. Condiciones registradas en la evaluación el 7 de Febrero del 2018 para el estado estable del estándar ASHRAE 93-2003 en pruebas al aire libre.

Variable	Variación máxima		Límite inferior	Límite superior	Cumple
Irradiancia total solar	-	$\pm 32$ W/m <sup>2</sup>	790 W/m <sup>2</sup>	-	<b>x</b>
Fracción de radiación difusa	-	-	-	20%	<b>x</b>
Temperatura Ambiente	Rango < 30 °C	$\pm 1.5$ °C	-	-	<b>x</b>
Velocidad del viento	-	-	2.2 m/s	4.5 m/s	<b>x</b>
Temperatura de entrada del fluido	35 – 65 °C	$\pm 1$ °C	-	-	<b>x</b>
Ángulo de incidencia solar	-	$\pm 2.5$ °			<b>x</b>

De manera similar, en la Figura IV.22 se presenta el comportamiento de eficiencia térmica del colector solar durante la prueba de secado realizada el día 7 de Febrero del 2018, se obtuvo una eficiencia térmica entre 52 – 46 %, se muestra que a mayor incremento en las temperaturas a las cuales es sometido el colector la eficiencia se reduce.

De manera similar, se determinó la eficiencia térmica del colector solar (A) haciendo uso de la Ecuación (59), para la prueba de secado realizada el día **9 de Febrero de 2018**, la prueba se llevó a cabo en el mismo periodo de 10:00 a 16:00 aprovechando la mayor cantidad de energía solar. La curva de eficiencia se presenta continuación en la Figura IV.20.

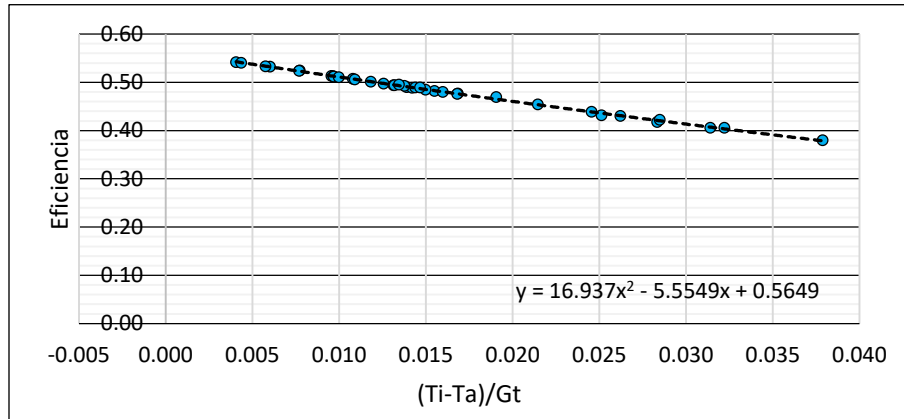


Figura IV. 20. Comportamiento de la eficiencia térmica respecto a la temperatura del colector solar (A) el día 09 Febrero del 2018.

También, se obtuvo el rendimiento térmico considerando el estándar ASHRAE 93-2003. Las pruebas de secado experimental para el rendimiento térmico del colector solar se realizaron el día 9 de Febrero del 2018, se procuró que la prueba cumpliera la mayor cantidad de especificaciones de acuerdo a la norma. En la tabla 9 se muestran las condiciones de la prueba para la eficiencia térmica del colector solar.

Tabla 9. Condiciones registradas en la evaluación el 9 de Febrero del 2018 para el estado estable del estándar ASHRAE 93-2003 en pruebas al aire libre.

Variable	Variación máxima	Límite inferior	Límite superior	Cumple	
Irradiancia total solar	-	$\pm 32$ W/m <sup>2</sup>	790 W/m <sup>2</sup>	-	<b>x</b>
Fracción de radiación difusa	-	-	-	20%	<b>x</b>
Temperatura Ambiente	Rango < 30 °C	$\pm 1.5$ °C	-	-	
Velocidad del viento	-	-	2.2 m/s	4.5 m/s	
Temperatura de entrada del fluido	35 – 65 °C	$\pm 1$ °C	-	-	<b>x</b>
Ángulo de incidencia solar	-	$\pm 2.5$ °			<b>x</b>

De manera similar, en la Figura IV.23 se presenta el comportamiento de eficiencia térmica del colector solar durante la prueba de secado realizada el día 9 de Febrero del 2018, se obtuvo una eficiencia térmica entre 54 – 38 %, se muestra que a mayor incremento en las temperaturas a las cuales es sometido el colector la eficiencia se reduce.

A continuación se muestran los resultados obtenidos durante las pruebas realizadas de la evaluación térmica del colector solar de placa plana (A), los resultados obtenidos durante la prueba de secado son presentados en la tabla 10.

Tabla 10. Resultados obtenidos en las pruebas de secado de manzanas *Red Delicious* realizadas en el sistema de secado solar el 6, 7 y 9 de Febrero del 2018.

06/02/2018					
Hora	$T_i$	$T_a$	$G_t$	$(T_i-T_a)/G_t$	$\eta$
10:00	32.71	28.88	635.82	0.006	0.53
11:00	34.36	30.10	548.22	0.009	0.51
12:00	35.37	30.54	661.07	0.007	0.52
13:00	33.59	29.79	379.85	0.013	0.50
14:00	34.55	29.94	512.31	0.009	0.52
15:00	36.03	28.64	348.94	0.022	0.45
16:00	37.17	28.35	266.13	0.033	0.40
07/02/2018					
Hora	$T_i$	$T_a$	$G_t$	$(T_i-T_a)/G_t$	$H$
10:00	40.47	32.05	878.20	0.010	0.51
11:00	43.25	31.71	845.74	0.014	0.49
12:00	42.00	30.35	900.00	0.014	0.49
13:00	40.38	30.23	781.77	0.014	0.50
14:00	40.06	30.19	784.35	0.013	0.50
15:00	38.80	29.67	546.73	0.017	0.48
16:00	39.30	29.64	445.58	0.022	0.46
09/02/2018					
Hora	$T_i$	$T_a$	$G_t$	$(T_i-T_a)/G_t$	$H$
10:00	37.87	32.45	912.16	0.006	0.53
11:00	45.37	35.11	1017.23	0.010	0.51
12:00	47.63	33.14	1102.03	0.013	0.49
13:00	47.93	32.36	971.12	0.017	0.48
14:00	45.86	31.81	774.46	0.019	0.47
15:00	43.51	30.57	504.33	0.026	0.43
16:00	40.60	27.96	333.53	0.038	0.38

En la tabla 10 se observan los resultados obtenidos en las pruebas de secado realizadas, se muestra que la eficiencia térmica del colector solar en las pruebas se encuentra entre 53 – 38 %. De acuerdo a las curvas de eficiencia obtenidas en las pruebas del colector, se observó que a la eficiencia del colector se encuentra en función de sus cambios de temperatura, a menor cambio la eficiencia térmica se incrementa y viceversa.

#### IV.1.2. ANÁLISIS TÉRMICO DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA (B)

Debido a que el colector solar de placa plana (B) no pudo ser caracterizado completamente, se consideró para el cálculo del rendimiento térmico del colector una velocidad y flujo del fluido como constantes. La prueba de rendimiento del colector solar se realizó en condiciones de estado estacionario, una velocidad de flujo constante del fluido y una velocidad constante del viento a temperatura ambiente. La ganancia de energía útil del colector se obtuvo a partir de la Ecuación (59) considerando las siguientes condiciones.

Donde

$v_s$	Velocidad del fluido	5	m / s
$\rho$	Densidad del fluido	1.1774	Kg / m <sup>3</sup>
$C_p$	Calor específico del fluido	1005.7	J / Kg K
$A_c$	Área del colector	0.7812	m <sup>2</sup>
$\dot{m}$	Flujo másico	0.052	Kg/s

Seguido se obtuvo la eficiencia térmica del colector solar (B) a partir de la Ecuación (58) tomando en consideración la ganancia de energía útil determinada. Se presentó los resultados obtenidos en las pruebas de la evaluación térmica del colector solar de placa plana (B) para el día **06 de Febrero del 2018**, los resultados obtenidos son mostrados en la Tabla 9.1.

TIME	$T_i$ (°C)	$T_o$ (°C)	$T_a$ (°C)	$Q_u$ (W)	$G_t$	$\eta$
10:00	28.96	34.04	28.88	267.57	635.82	0.54
11:00	30.03	35.84	30.10	305.42	548.22	0.84
12:00	30.78	36.99	30.54	326.64	661.07	0.63
13:00	30.68	36.00	29.79	279.78	379.85	-
14:00	31.11	37.28	29.94	324.46	512.31	0.81
15:00	30.69	36.19	28.64	289.07	348.94	-
16:00	30.47	35.46	28.35	262.69	266.13	-

Debido a que el colector solar (B) no pudo ser caracterizado completamente se determinó la eficiencia térmica de acuerdo a la Ecuación (60), esta se obtuvo mediante una aproximación polinomial de segundo orden.

Fue necesario determinar la curva de eficiencia del colector solar (B) con los datos previamente proporcionados, de acuerdo a la Tabla 9.1 dada por prueba realizada el 6 de Febrero 2018 se obtuvo la curva del rendimiento térmico representada en la Figura IV.27.



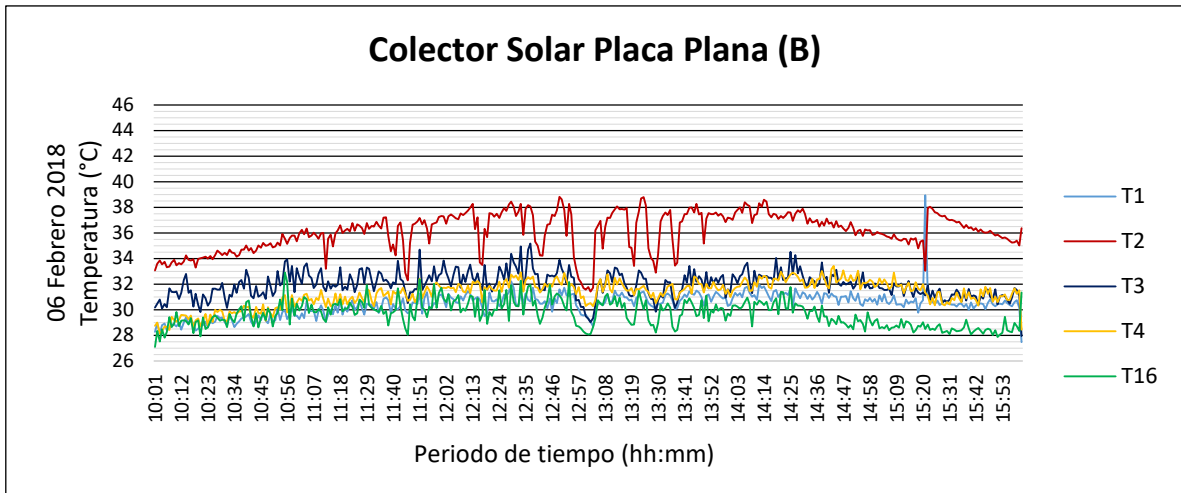


Figura IV. 21. Comportamiento de la temperatura obtenida en los termopares en el Colector Solar (B)

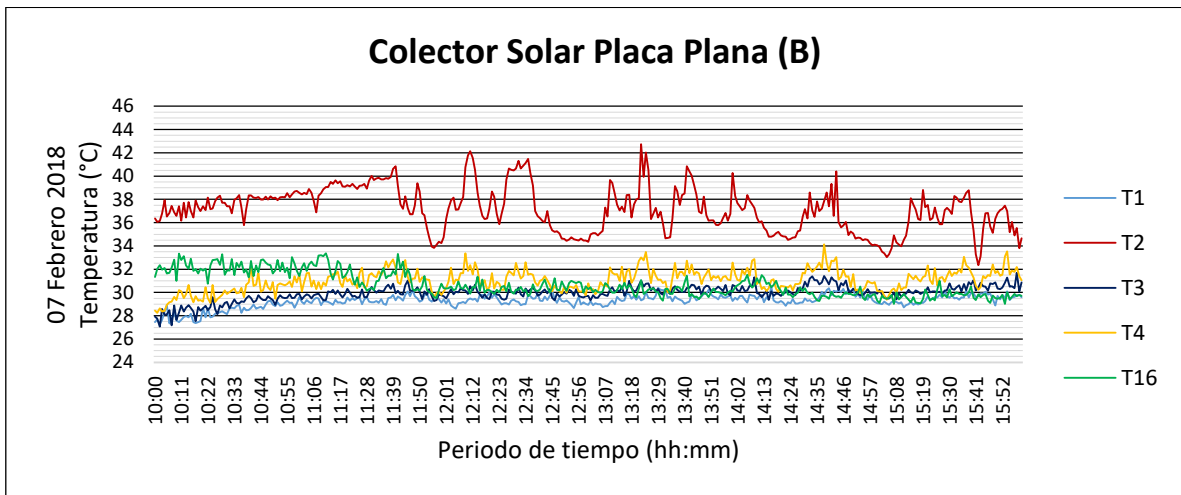


Figura IV. 22. Comportamiento de la temperatura obtenida en los termopares en el Colector Solar (B)

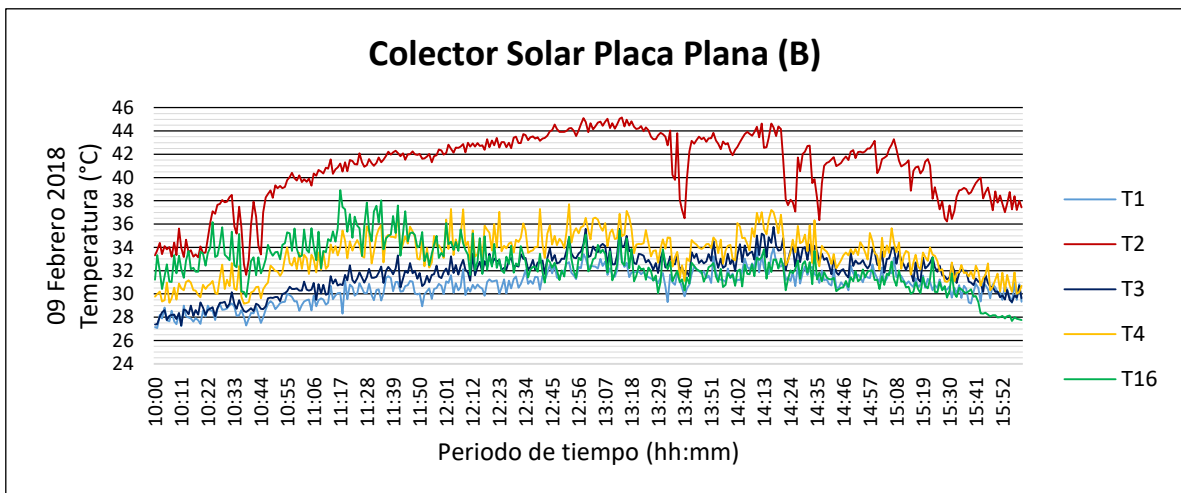


Figura IV. 23. Comportamiento de la temperatura obtenida en los termopares en el Colector Solar (B)

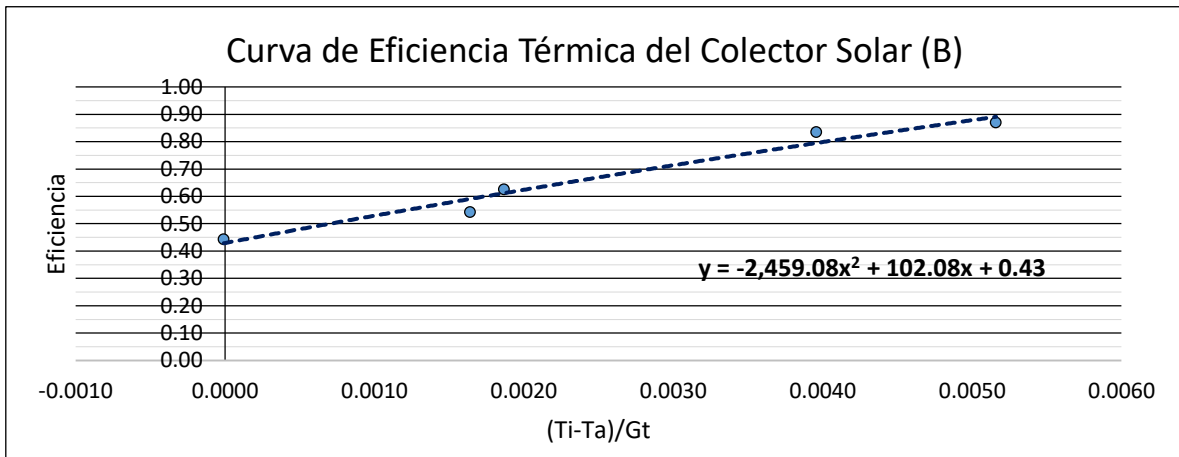


Figura IV. 24. Rendimiento térmico del colector solar (B) para el día 6 de Febrero del 2018.

De acuerdo a la gráfica ilustrada en la Figura IV.24 se obtuvo la ecuación la cual representa una aproximación polinomial de segundo orden del rendimiento térmico del colector solar, la ecuación obtenida fue sustituida en la Ecuación (61) respetando los valores propuestos de  $F_R$  y  $(\tau\alpha)$ . Los resultados obtenidos son representados en la Tabla 10.1.

TIME	$T_i$ (°C)	$T_o$ (°C)	$T_a$ (°C)	$G_t$	$(T_i - T_a)/G_t$	$\eta'$
10:00	28.96	34.04	28.88	635.82	0.0001	0.55
11:00	30.03	35.84	30.10	548.22	-0.0005	0.63
12:00	30.78	36.99	30.54	661.07	0.0004	0.53
13:00	30.68	36.00	29.79	379.85	0.0027	0.31
14:00	31.11	37.28	29.94	512.31	0.0023	0.34
15:00	30.69	36.19	28.64	348.94	0.0061	0.04
16:00	30.47	35.46	28.35	266.13	0.0079	0.00

También se determinó la eficiencia térmica del colector solar (B) para el día **07 de Febrero del 2018**, se tomó en consideración las mismas especificaciones de acuerdo a la prueba del 6 de Febrero del 2018 para el cálculo de la ganancia de energía útil del colector dada por la Ecuación (59). Siguiendo el análisis tomando en consideración las mismas condiciones que la prueba anterior, los resultados son ilustrados en la Tabla 9.2.

TIME	T <sub>i</sub> (°C)	T <sub>o</sub> (°C)	T <sub>a</sub> (°C)	Q <sub>u</sub> (W)	G <sub>t</sub>	η
10:00	28.13	37.28	32.05	481.13	878.20	0.71
11:00	29.31	38.85	31.71	501.47	845.74	0.80
12:00	29.37	37.56	30.35	430.71	900.00	0.65
13:00	29.42	37.07	30.23	402.35	781.77	0.70
14:00	29.59	36.44	30.19	359.96	784.35	0.61
15:00	29.45	35.74	29.67	330.85	546.73	0.77
16:00	29.65	35.89	29.64	328.19	445.58	0.94

De manera similar se determinó la eficiencia térmica de acuerdo a la Ecuación (60), la cual se obtuvo mediante una aproximación polinomial de segundo orden. Fue necesario determinar la curva de eficiencia del colector solar (B) con los datos previamente proporcionados de la tabla 9.2 obtenida a través de la prueba del día 7 de Febrero del 2018, se obtuvo la curva del rendimiento térmico representada en la Figura IV.25.

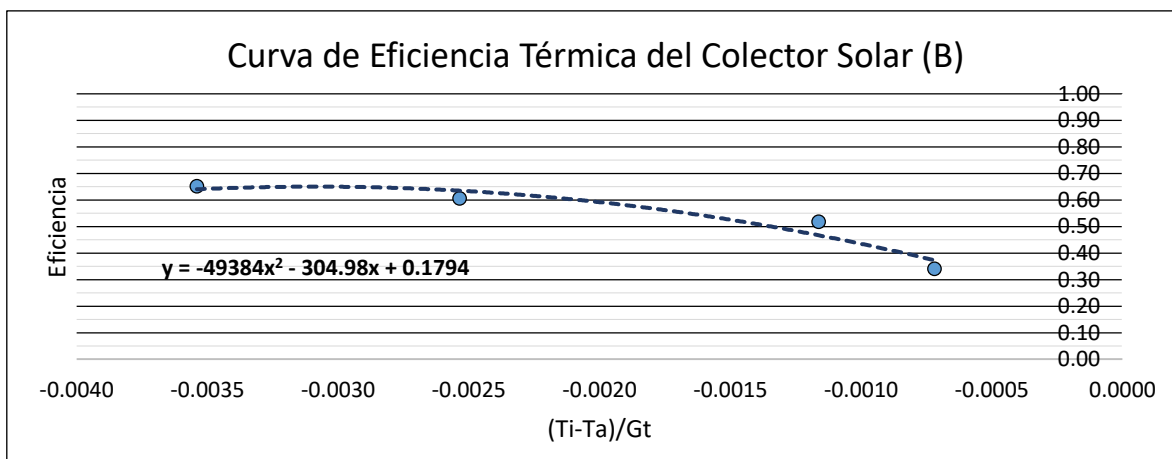


Figura IV. 25. Rendimiento térmico del colector solar (B) para el día 7 de Febrero del 2018.

De acuerdo a la gráfica ilustrada en la Figura IV.25 se obtuvo la ecuación la cual representa una aproximación polinomial de segundo orden del rendimiento térmico del colector solar, la ecuación obtenida fue sustituida en la Ecuación (61) respetando los valores propuestos de  $F_R$  y  $(\tau\alpha)$ . Los resultados obtenidos son representados en la Tabla 10.2.

TIME	$T_i$ (°C)	$T_o$ (°C)	$T_a$ (°C)	$G_t$	$(T_i - T_a)/G_t$	$\eta'$
10:00	28.13	37.28	32.05	878.20	-0.0045	0.19
11:00	29.31	38.85	31.71	845.74	-0.0030	0.15
12:00	29.37	37.56	30.35	900.00	-0.0011	0.28
13:00	29.42	37.07	30.23	781.77	-0.0011	0.30
14:00	29.59	36.44	30.19	784.35	-0.0008	0.39
15:00	29.45	35.74	29.67	546.73	-0.0004	0.45
16:00	29.65	35.89	29.64	445.58	0.0000	0.57

Después se determinó la eficiencia térmica del colector solar (B) para el día **09 de Febrero del 2018**, se tomó en consideración las mismas especificaciones de acuerdo a las pruebas anteriores para el cálculo de la ganancia de energía útil del colector dada por la Ecuación (59). Siguiendo el análisis tomando en consideración las mismas condiciones que la prueba anterior, los resultados son ilustrados en la Tabla 9.3.

TIME	T <sub>i</sub> (°C)	T <sub>o</sub> (°C)	T <sub>a</sub> (°C)	Q <sub>u</sub> (W)	G <sub>t</sub>	η
10:00	28.07	34.97	32.45	362.66	912.16	0.51
11:00	29.95	40.89	35.11	575.26	1017.23	0.73
12:00	30.86	42.88	33.14	632.09	1102.03	0.74
13:00	31.81	43.52	32.36	615.98	971.12	0.84
14:00	31.77	41.96	31.81	536.25	774.46	0.94
15:00	30.91	40.14	30.57	485.43	504.33	-
16:00	30.11	37.85	27.96	407.02	333.53	-

De manera similar se determinó la eficiencia térmica de acuerdo a la Ecuación (60), la cual se obtuvo mediante una aproximación polinomial de segundo orden. Fue necesario determinar la curva de eficiencia del colector solar (B) con los datos previamente proporcionados de la tabla 9.3 obtenida a través de la prueba del día 9 de Febrero del 2018, se obtuvo la curva del rendimiento térmico representada en la Figura IV.26.

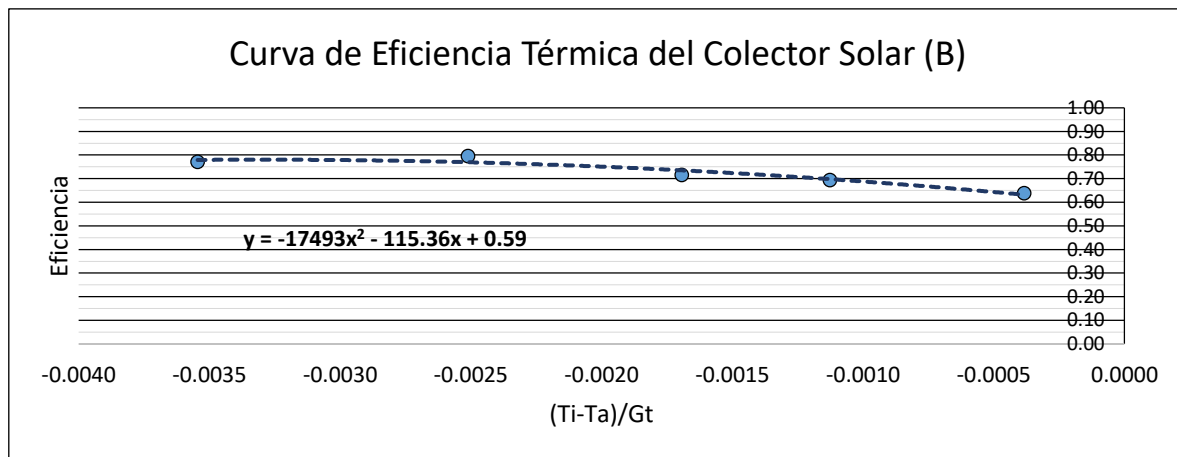


Figura IV. 26. Rendimiento térmico del colector solar (B) para el día 7 de Febrero del 2018.

De acuerdo a la gráfica ilustrada en la Figura IV.26 se obtuvo la ecuación la cual representa una aproximación polinomial de segundo orden del rendimiento térmico del colector solar, la ecuación obtenida fue sustituida en la Ecuación (61) respetando los valores propuestos de  $F_R$  y  $(\tau\alpha)$ . Los resultados obtenidos son representados en la Tabla 10.3.

TIME	$T_i$ (°C)	$T_o$ (°C)	$T_a$ (°C)	$G_t$	$(T_i - T_a)/G_t$	$\eta'$
10:00	28.07	34.97	32.45	912.16	-0.0048	0.42
11:00	29.95	40.89	35.11	1017.23	-0.0051	0.43
12:00	30.86	42.88	33.14	1102.03	-0.0021	0.42
13:00	31.81	43.52	32.36	971.12	-0.0006	0.50
14:00	31.77	41.96	31.81	774.46	0.0000	0.56
15:00	30.91	40.14	30.57	504.33	0.0009	0.72
16:00	30.11	37.85	27.96	333.53	0.0065	-

## IV.2. EVALUACIÓN TÉRMICA DE LA CÁMARA DE SECADO SOLAR

Se evaluó el comportamiento del rendimiento térmico del sistema de secado solar experimental, El equipo es un sistema de secado solar activo de tipo indirecto sobre el cual se realizó la prueba de secado de manzanas red delicious los días 7 y 9 de Febrero del 2018 en la ciudad de Chetumal, Quintana Roo. En la evaluación térmica se determinó el comportamiento del sistema de secado para el producto de manzanas bajo condiciones externas dadas durante el periodo de evaluación.

El sistema fue monitoreado en intervalos de 1 minuto, con ayuda del equipo marca Agilent modelo 34970A en conjunto de una computadora para la adquisición de los datos, ya mencionado anteriormente. El aire empleado en el sistema de secado es proporcionado por los colectores solares de placa plana, en la evaluación del sistema de secado se utilizaron ambos colectores conectados en serie para disminuir el periodo de secado y aumentar la eficiencia del sistema. A continuación en la Figura IV.27 se ilustró el comportamiento de la temperatura ambiente obtenida en el periodo de la evaluación del sistema de secado. También es presentado el comportamiento de la humedad relativa obtenida durante la evaluación en la Figura IV.28.

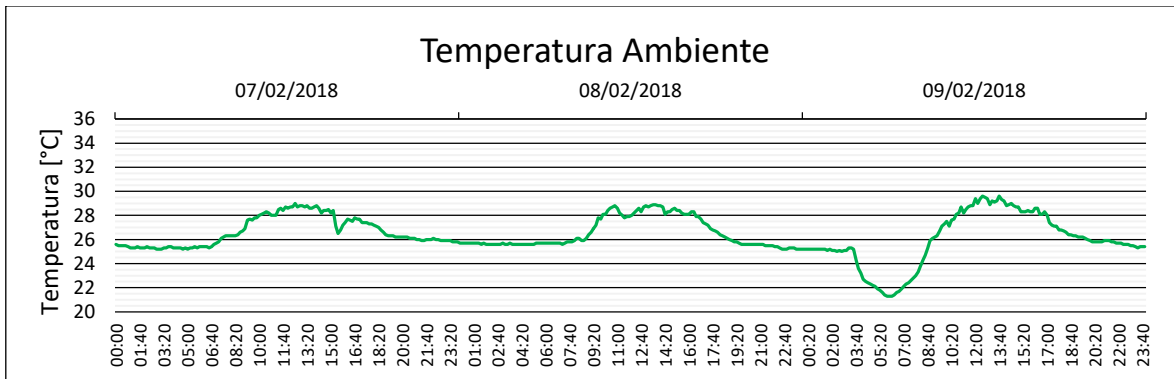


Figura IV. 27. Temperatura ambiente registrada durante el periodo de la evaluación térmica del sistema se secado solar.

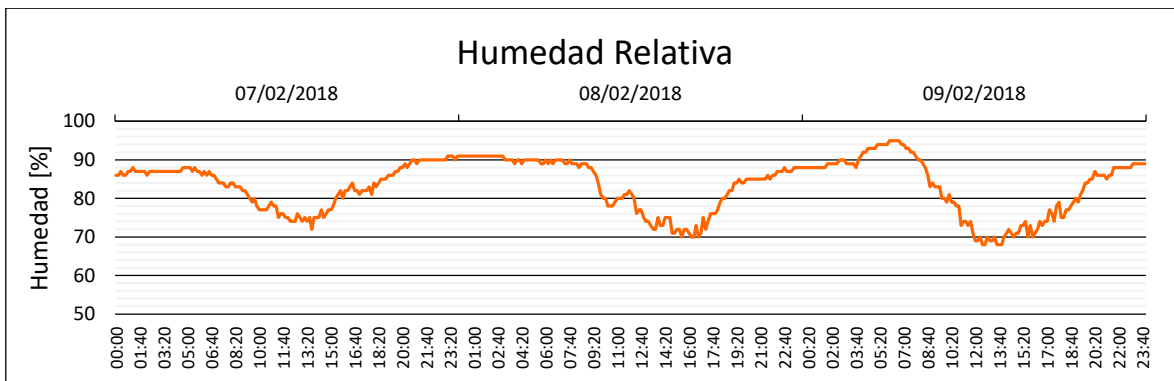


Figura IV. 28. Humedad relativa registrada durante el periodo de la evaluación térmica del sistema se secado solar.

En seguida, se presentan el comportamiento las temperaturas obtenidas en la cámara de secado solar durante la evaluación térmica del sistema de secado, la clasificación de los termopares empleados en la caracterización del sistema de secado es mostrado en la Tabla 4. En la Figura IV. 29 puede ser observado la conducta de las temperaturas registradas en la cámara de secado durante la prueba que se realizó el día 7 de Febrero del 2018, también en la Figura IV. 30 puede ser observado la conducta de las temperaturas registradas en la cámara de secado durante la prueba que se realizó el día 9 de Febrero del 2018.

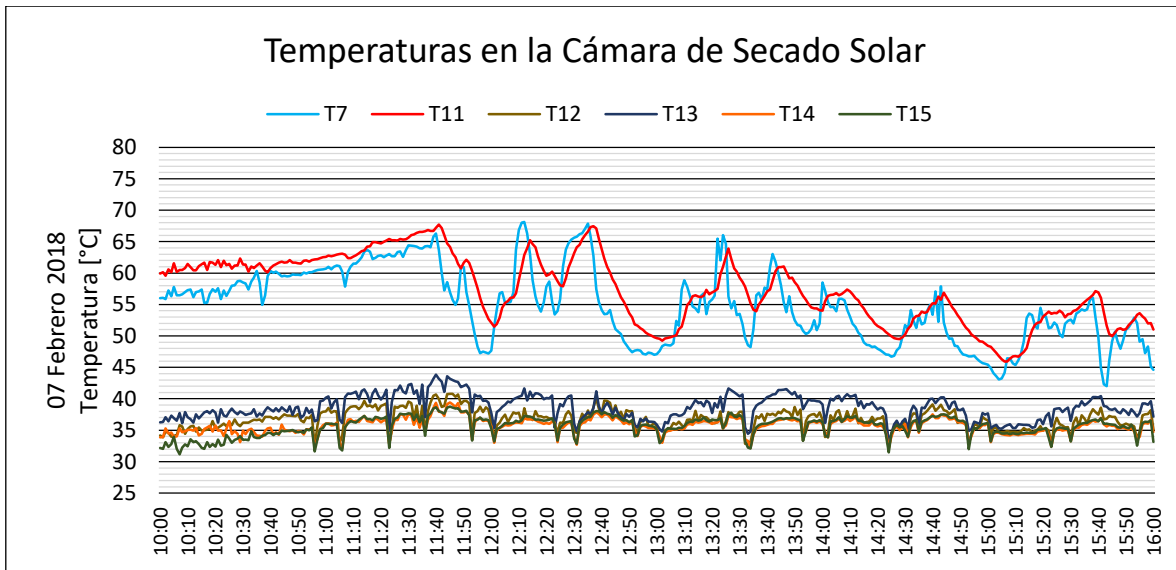


Figura IV. 29. Comportamiento de la temperatura en la cámara de secado solar del día 7 de Febrero del 2018.

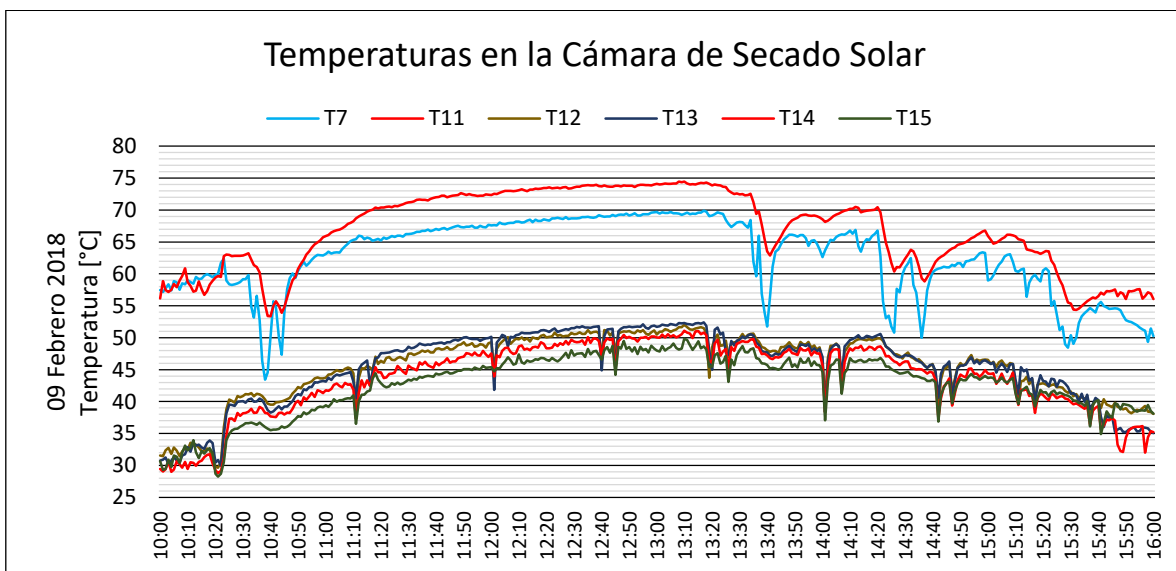


Figura IV. 30. Comportamiento de la temperatura en la cámara de secado solar del día 9 de Febrero del 2018.



La irradiación solar obtenida a través de la estación solarimétrica son mostrados en las Figuras IV.1 y IV.2 de acuerdo al periodo que fue evaluado el sistema de secado solar. La irradiación solar fue registrada a través por el piranómetro Kipp & Zonen CM11 de la estación solarimétrica, con un rango entre 160 – 920 Wm<sup>-2</sup> durante las pruebas del sistema de secado.

#### **IV.2.1. PROCEDIMIENTO PARA LA PRUEBA DE SECADO**

El producto fue adquirido en el comercio local de la ciudad de Chetumal, Quintana Roo, para determinar el comportamiento térmico del sistema de secado el producto fue sometido por un pretratamiento, el cual consistió en lavado y rebanado de las manzanas. Se cortó las manzanas en rebanadas de con un espesor entre 3 – 2 mm para reducir el tiempo del secado. Se determinó el contenido humedad de la manzana mediante el método gravimétrico, para ello se utilizó una báscula de la marca OHAUS con balance de 3 barras No. Serie 3247-11.

Se obtuvo el valor de la masa del producto seco tras someter unas muestras a un secado a temperatura constante mediante el método gravimétrico a través de un horno eléctrico de marca Felisa, En la Figura IV.31 se muestra el horno eléctrico empleado para la prueba del peso seco de la manzana *red delicious*. El secado se llevó acabo el día 5 de Febrero del 2018, se colocaron dos muestras y se secaron en intervalos de tiempo de 40 min a 95 °C como se muestra en la Figura IV.32.



Figura IV. 31. Horno eléctrico empleado para obtener la masa del producto seco.

Figura IV. 32. Temperatura usada en el horno eléctrico para las muestras para el producto seco. Figura IV. 33. Horno eléctrico empleado para obtener la masa del producto seco.

Figura IV. 34. Temperatura usada en el horno eléctrico para las muestras para el producto seco.

Figura IV. 35. Temperatura usada en el horno eléctrico para las muestras para el producto seco. Figura IV. 36. Horno eléctrico empleado para obtener la masa del producto seco.

Figura IV. 37. Temperatura usada en el horno eléctrico para las muestras para el producto seco. Figura IV. 38. Horno eléctrico empleado para obtener la masa del producto seco.



Figura IV. 39. Temperatura usada en el horno eléctrico para las muestras para el producto seco.

Los Figura IV. 40. Temperatura usada en el horno eléctrico para las muestras para el producto seco.

Figura IV. 41. Temperatura usada en el horno eléctrico para las muestras para el producto seco.

Figura IV. 42. Temperatura usada en el horno eléctrico para las muestras para el producto seco.

resultados obtenidos mediante el método gravimétrico en el horno eléctrico son mostrados en la Tabla 11. Se utilizó la báscula OHAUS No. Serie 3247.11 para determinar las pérdidas del peso durante la prueba. La pérdida de peso de las muestras obtenidas durante la prueba de secado son mostrados en la Figura IV. 33.

Secado de Manzana en el Horno Eléctrico					05/02/2018
Hrs	M1 (Gr)	M2 (Gr)	Hr (%)	T. Amb. °C	T. Int °C
12:00	4.9	7	68.8	27	95
12:40	1.6	3.5	71.4	27	95
13:20	0.8	2	71.3	29	95
14:00	0.9	1.2	71.1	28	95
14:40	0.9	1.2	68.1	28	95

15:20	0.8	1.1	68	29	95
16:00	0.8	1.1	70.8	28	95

Tabla II. Resultados obtenidos de la prueba en el horno eléctrico para el peso seco de las muestras de la manzana roja.

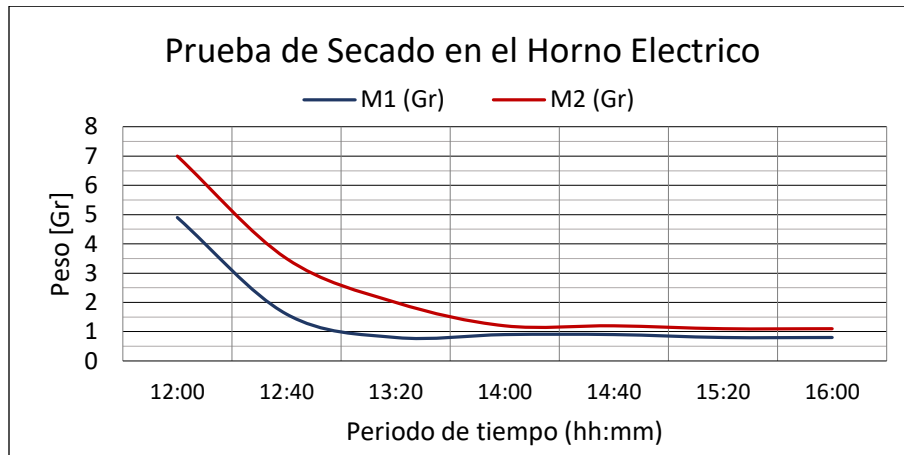


Figura IV. 43. Comportamiento de la pérdida de peso de las muestras en la prueba del horno eléctrico.

A continuación se realizó la prueba de secado en el sistema de secado solar experimental, el cual fue realizado los días 7 y 9 de Febrero del 2018 en la ciudad de Chetumal, Quintana Roo en la azotea del taller de ingeniería ubicado en la universidad de Quintana Roo.

Para determinar el comportamiento térmico del sistema de secado solar, se efectuó una prueba de secado en manzanas red delicious, las cuales fueron limpiadas y cortadas manualmente en forma de rodajas con un espesor de entre 2 – 3 mm. Se colocaron 6 muestras en las bandejas 1, 2 y 4 el peso inicial de las muestras fue de entre 5 – 7.7 gr.

La humedad relativa fue obtenida a través de # durante la evaluación del sistema de secado, el comportamiento de la humedad relativa del ambiente respecto a la de la cámara de secado es mostrado en las Figuras IV.34 y IV.35. Antes de iniciar con el secado, el secador fue colocado en funcionamiento media hora antes para estabilizar la temperatura y humedad en la cámara a la cual fueron sometidas las muestras.

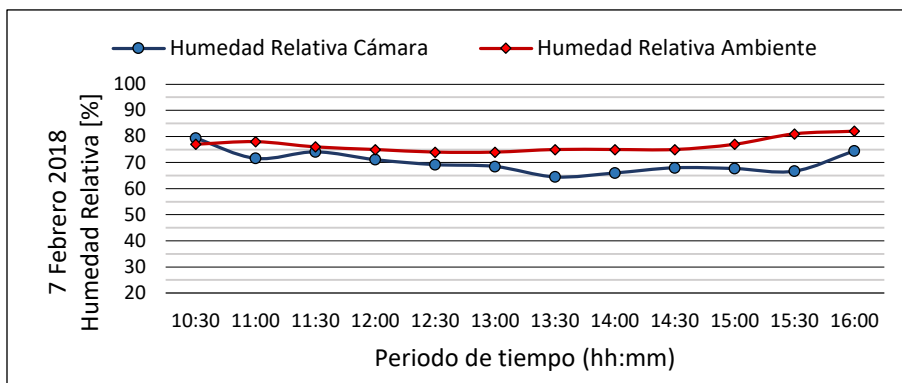


Figura IV. 44. Comportamiento de la humedad relativa en la evaluación del sistema de secado solar para el día 7 de Febrero 2018.

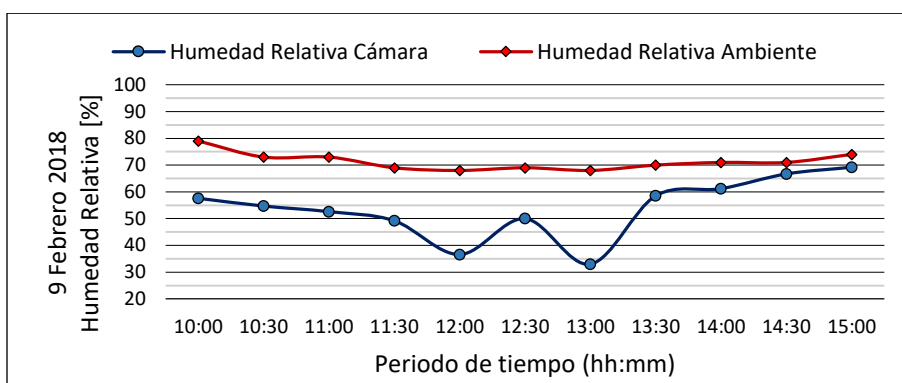


Figura IV. 45. Comportamiento de la humedad relativa en la evaluación del sistema de secado solar para el día 7 de Febrero 2018.

Seguido, se presentan los datos obtenidos durante la prueba de secado que fue realizada en el sistema de secado, son mostrados en la Tabla 12.

Tabla II. Resultados obtenidos en la prueba de secado del sistema de secado experimental para la manzana red delicious.

Prueba de Secado en la Cámara de Secado Solar								
07/02/2018	Bandeja 1		Bandeja 2		Bandeja 4		Hc (%)	T Amb °C
	m1 (Gr)	m2 (Gr)	m3 (Gr)	m4 (Gr)	m5 (Gr)	m6 (Gr)		
10:30	6.4	5.2	7.7	5.1	6.1	5.5	79.4	32.14
11:00	5.2	4.6	6.9	4.7	5	5.5	71.6	30.76
11:30	4.8	4.2	6.5	4.3	4.6	5.2	74.1	31.83
12:00	4.3	3.8	6.1	4	4.3	4.8	71.1	31.33
12:30	3.8	3.5	5.7	3.7	4	4.5	69.2	31.42
13:00	2.9	3.4	5.3	3.5	3.8	4.2	70.5	30.24
13:30	2.6	3.2	4.8	3.5	3.2	3.9	64.5	30.81
14:00	2.4	2.8	4.5	2.8	3.1	3.6	66	31.06
14:30	2	2.5	4.2	2.5	2.9	3.2	68	30.35

15:00	1.7	2.3	3.9	2.2	2.6	2.9	67.7	30.41
15:30	1.5	1.9	3.6	2	2.5	2.9	66.7	30.02
16:00	1.3	1.9	3.3	1.9	2.4	2.8	74.5	29.29
09/02/2018	m1 (Gr)	m2 (Gr)	m3 (Gr)	m4 (Gr)	m5 (Gr)	m6 (Gr)	Hc (%)	T Amb °C
10:00	1.3	1.9	3.3	1.9	2.4	2.8	57.6	31.86
10:30	1.2	1.9	3.2	1.8	2.2	2.6	54.7	32.23
11:00	1.1	1.8	3	1.6	1.8	2.2	52.6	32.82
11:30	0.7	1.6	2.5	1	1.3	1.6	49.2	33.70
12:00	0.6	1.1	1.7	0.7	1	1.3	36.6	35.25
12:30	0.6	0.8	1.4	0.6	0.9	1	50	33.36
13:00	0.5	0.7	1.1	0.5	0.8	0.8	33	33.46
13:30	0.5	0.7	1	0.5	0.8	0.7	58.5	31.17
14:00	0.5	0.7	1	0.5	0.8	0.6	61.2	30.29
14:30	0.5	0.6	1	0.5	0.7	0.6	66.7	33.11
15:00	0.5	0.6	1	0.5	0.7	0.6	69.2	31.26

Se obtuvo la masa de agua removida de acuerdo a los resultados obtenidos en la prueba de secado a través de la Ecuación (62). En la Figura IV.36 se ilustra la pérdida de humedad de las muestras usadas en la prueba del secador solar respecto al tiempo.

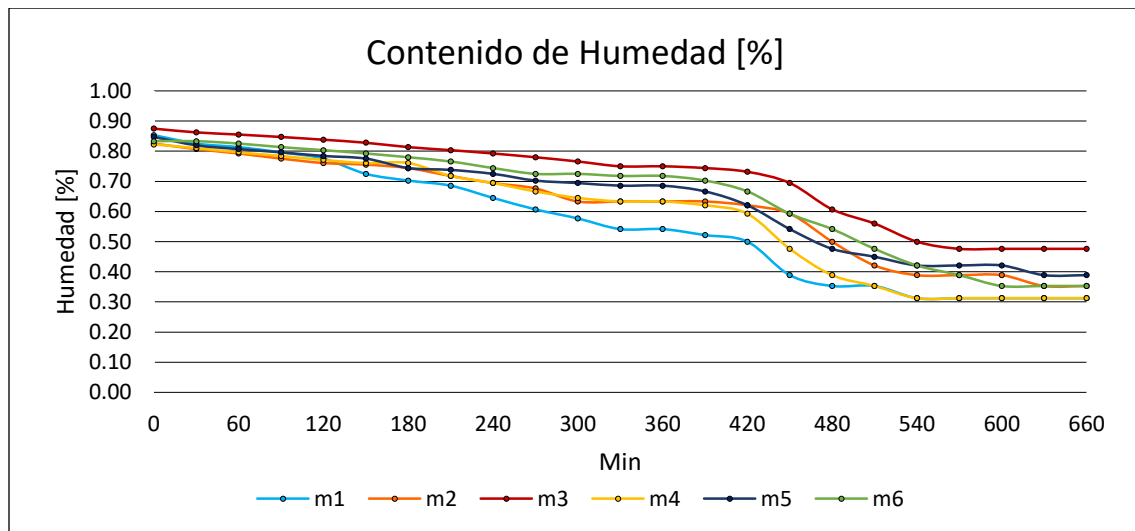


Figura IV. 46. Comportamiento de la pérdida de humedad de las muestras de manzana durante la evaluación del secador solar.

En grafica de la Figura IV.36 se presentó la pérdida de humedad del producto respecto al periodo de tiempo, en la gráfica es observado que la humedad de las muestras se reduce entre 30 – 40 %, de acuerdo a al contenido de humedad inicial que presentaron las muestras.

## **CAPÍTULO V SIMULACIÓN TÉRMICA DE LOS COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA**

En este capítulo es presentada la simulación en dinámica de fluidos computacional (CFD) de los colectores solares de placa plana usados en el sistema de secado solar para productos agrícolas, las simulaciones se realizaron utilizando el software SolidWorks 2017. Se diseñó los colectores solares de placa plana del sistema de secado para el calentamiento de aire operando con convección forzada, posteriormente se realizó la simulación (CFD) para los colectores solares del sistema.

### **V.1. SIMULACIÓN CFD DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA (A)**

El diseño el modelo del colector solar de placa plana (A) a partir del software SolidWorks, el cual fue empleado en la simulación CFD para conocer los parámetros del colector solar del sistema de secado. La simulación permitió obtener el comportamiento en un instante dado del colector solar en ciertas condiciones iniciales. En la simulación se analizó los ductos del colector solar, la cual es constituida por la placa de absorción con una configuración en serpentín de acuerdo al diseño mencionado en la sección III.1.1.1. La simulación CFD se llevó a cabo a través del software SolidWorks con el módulo Flow Simulation la cual permite simular y analizar los parámetros del rendimiento del colector.

En la simulación del colector solar se consideró las condiciones en las que fue evaluado el colector anteriormente considerando los mismos parámetros iniciales. Las dimensiones de la placa de absorción que se usó en la simulación fue de 115.8 cm × 51.6 cm con un diámetro de 7.2 cm y un espesor de 1 mm de acuerdo al colector solar del sistema de secado y se eligió el material de la placa el perfil de Aluminio 6061. Se tomó los valores promedio de las condiciones sometidas de la evaluación térmica del colector solar para la simulación.

$$T_a = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_i = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_p = 40 \text{ }^\circ\text{C} \quad V_s = 5 \text{ ms}^{-1} \quad G_t = 500 \text{ Wm}^{-2}$$

Para la simulación se consideró para el movimiento del aire un ventilador CC de eje acial de 12 V, la irradiación solar propuesta para la simulación solo fue efectuada en la parte superior de la placa de absorción y las pérdidas por convección y radiación no fueron consideradas. A continuación se presentan los resultados obtenidos en la simulación CFD de la placa de absorción del colector solar (A), en la Figura V.1 se presenta el comportamiento del aire y la distribución de la temperatura a través del aire por los ductos de la placa de absorción y en la Figura V.2 se presenta el comportamiento de la velocidad del aire a través de los ductos de la placa de absorción con las condiciones propuestas.

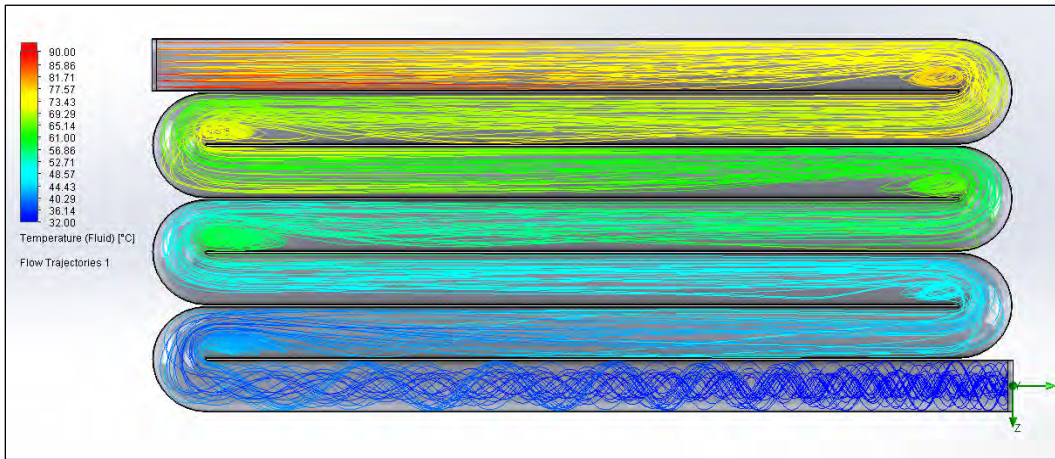


Figura V. 1. Simulación CFD del comportamiento de la temperatura del fluido a través del serpentín del colector solar (A).

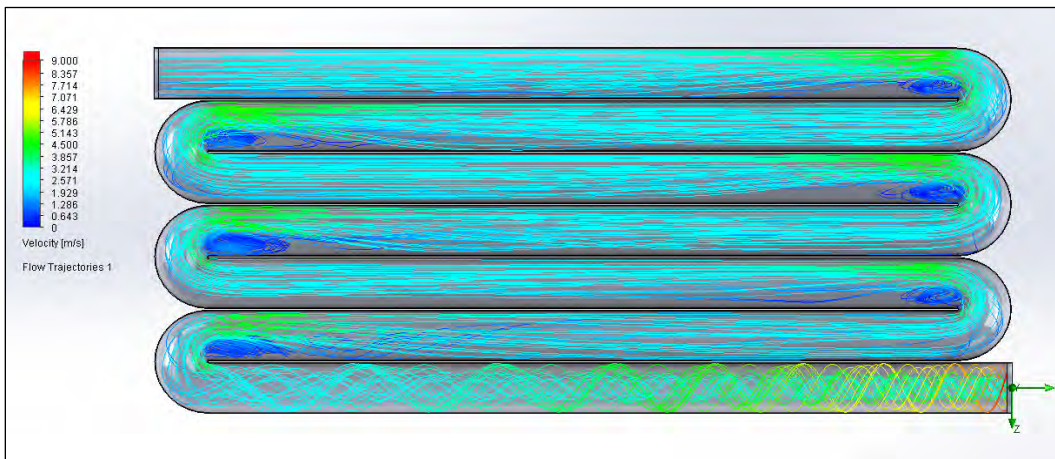


Figura V. 2. Simulación CFD del comportamiento de la velocidad del fluido a través del serpentín del colector solar (A).

En la Figura V.1 se observa la temperatura en °C distribuida a través del aire por los ductos del colector solar, las temperaturas obtenidas están entre los 32 – 90 °C aproximadamente y en la Figura V.2 se ilustra el comportamiento de la velocidad del aire en la tubería del colector, la velocidad del aire obtenidas en la simulación se encuentran entre 2.2 – 9 ms<sup>-1</sup>.

A continuación se muestran las temperaturas y velocidades del aire obtenidas durante la simulación a través de la tubería de la placa de absorción, en la Figura V.3 es ilustrado el comportamiento de la temperatura del aire en el serpentín del colector a distintos niveles de altura, el análisis se realizó a 5, 20, 35, 50, y 65 mm dentro del serpentín; en la Figura V.4 también puede ser observado el comportamiento de la velocidad del fluido del colector a los mismos niveles de altura en el serpentín del colector solar.

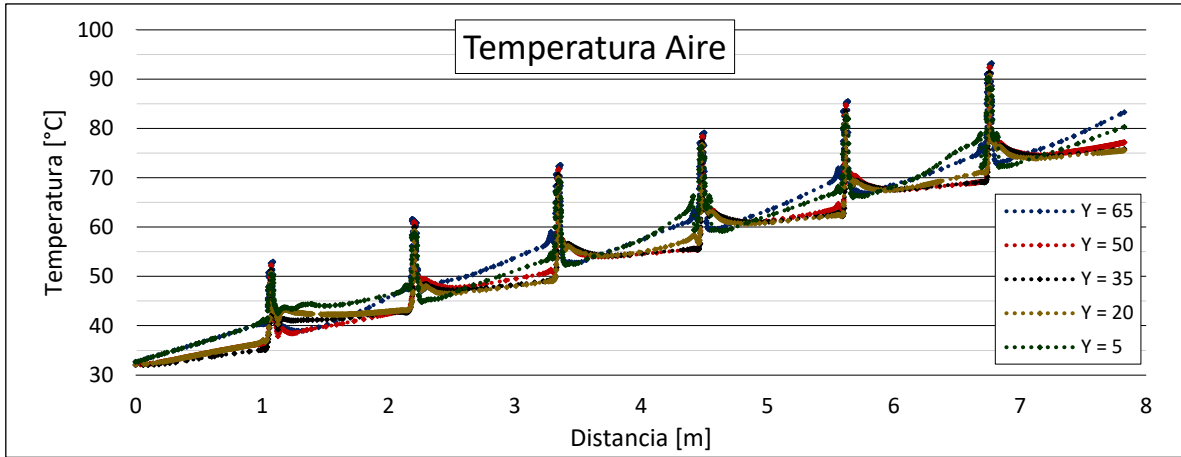


Figura V. 3. Comportamiento de la temperatura del fluido obtenido en la simulación CFD del colector solar (A).

En la Figura V.3 se observa la gráfica que representa el comportamiento de la temperatura del aire a través de la tubería del colector solar a diferentes niveles dentro del serpentín, donde el eje de las abscisas representa la distancia recorrida por el fluido en metros y el eje de las ordenadas representa la temperatura del fluido en °C. En la Figura puede ser apreciado los cambios de temperatura, los picos en la gráfica son causados por la turbulencia generada en las curvas del colector las cuales pueden ser observadas en la Figura V.1.

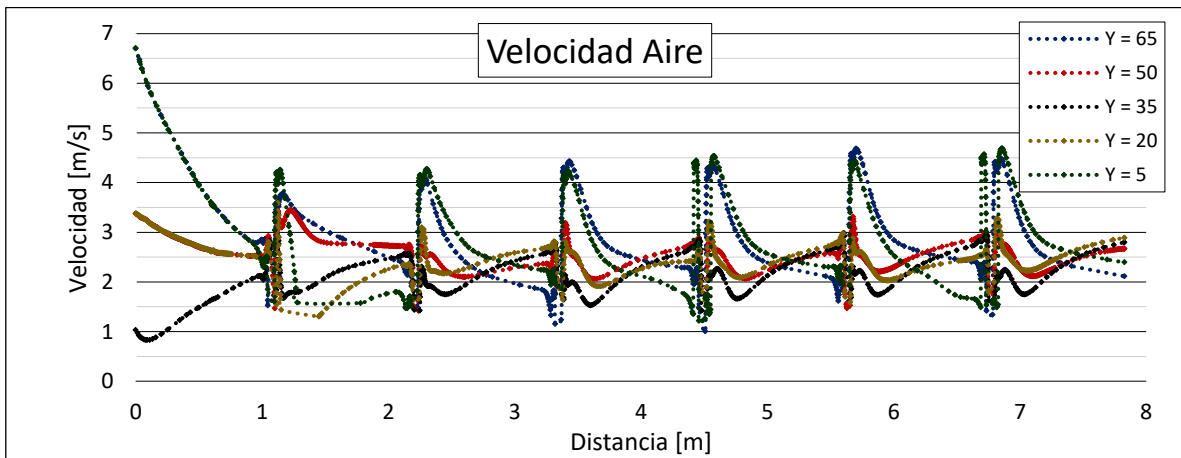


Figura V. 4. Comportamiento de la velocidad del fluido obtenido en la simulación CFD del colector solar (A).

En la Figura V.4 también es observado la gráfica en la es mostrado el comportamiento de la velocidad del aire a través del serpentín del colector en los diferentes niveles de altura, de una manera similar a la gráfica anterior, el eje de las abscisas representa la distancia recorrida por el fluido en metros y el eje de las ordenadas representa la velocidad del fluido en  $\text{ms}^{-1}$ . De la misma forma, en el grafico es observada las perturbaciones causadas por las curvas del serpentín del colector solar.



Igual se presentó los cambios de temperatura obtenidos en la placa de absorción por la irradiación solar incidente propuesta en la simulación; para el análisis se consideró que la irradiación solar incidente se efectuó únicamente en la parte superior de la placa de absorción, el análisis se realizó sin considerar las pérdidas convectivas a una irradiación solar  $G_t = 500 \text{ Wm}^{-2}$  y una temperatura inicial de la placa de absorción  $T_p = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Los resultados obtenidos son mostrados en la Figura V.5.

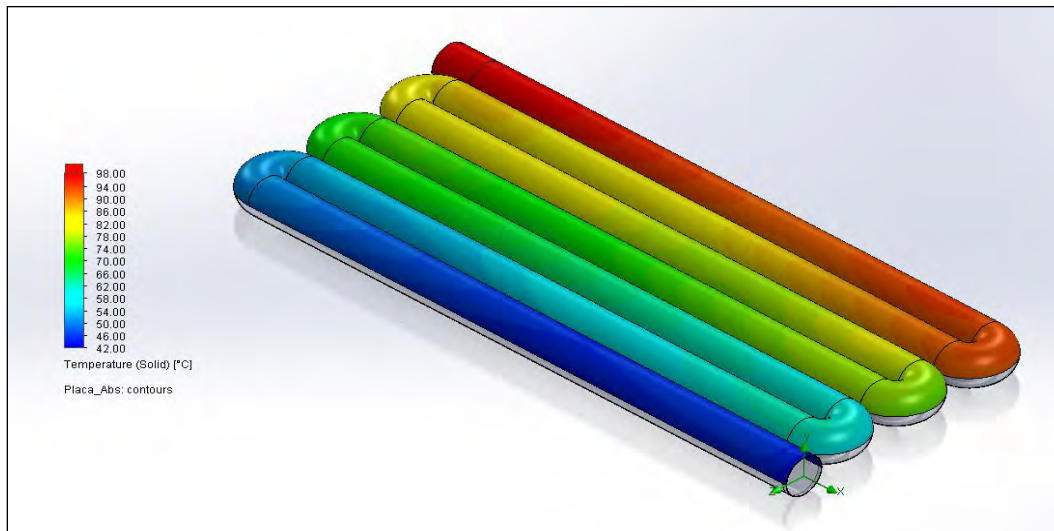


Figura V. 5. Temperatura de la placa de absorción obtenida por la simulación del colector solar.

A continuación se presentan los resultados obtenidos en la salida del serpentín del colector solar, en la Figura V.6 se presentan las temperaturas del aire obtenidas durante la simulación en la salida del serpentín del colector solar.

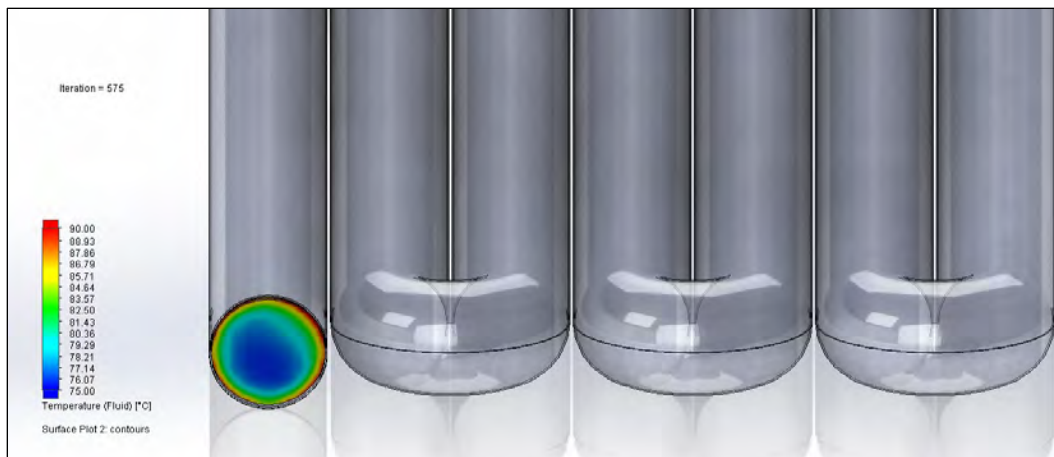


Figura V. 6. Temperatura del aire obtenida a la salida de la tubería del colector solar en la simulación CFD.

También se presentó la velocidad del aire obtenida por la simulación en la salida del serpentín del colector solar, en la Figura V.7 se observa la velocidad del aire en la parte final del serpentín.

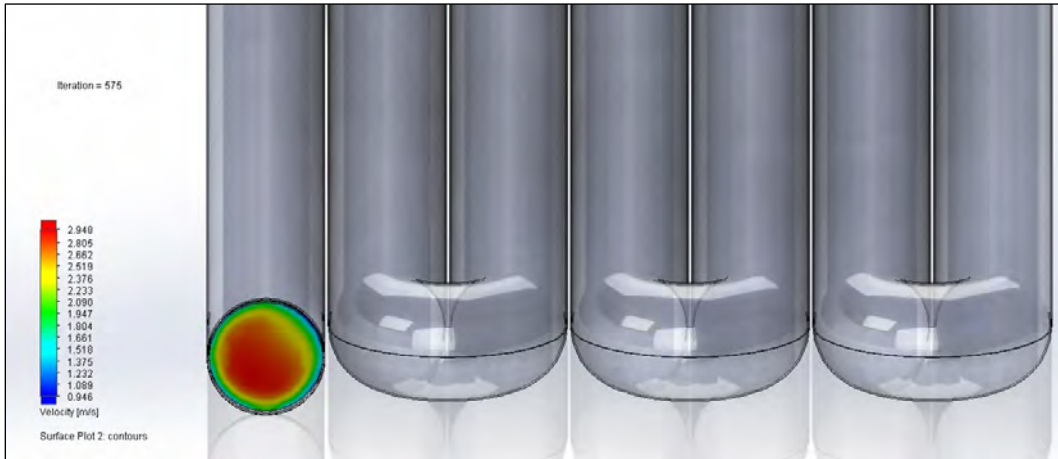


Figura V. 7. Velocidad del aire obtenida a la salida de la tubería del colector solar en la simulación CFD.

Los valores promediados obtenidos en la salida del serpentín del colector solar, son ilustrados en la Tabla 13, mostrada a continuación.

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence	Delta	Criteria
SG Min Temperature (Fluid)	[°C]	75.58	75.56	75.55	75.58	100	Yes	1.69E-02	8.67E-01
SG Av Temperature (Fluid)	[°C]	80.20	80.21	80.17	80.25	100	Yes	8.30E-02	9.73E-01
SG Max Temperature (Fluid)	[°C]	95.68	95.80	95.63	95.95	100	Yes	1.51E-01	1.17E+00
SG Min Velocity	[m/s]	0.39	0.38	0.36	0.39	56.2	Yes	2.78E-02	1.57E-02
SG Av Velocity	[m/s]	2.44	2.45	2.44	2.45	100	Yes	1.17E-03	6.72E-02
SG Max Velocity	[m/s]	2.96	2.97	2.96	2.97	100	Yes	5.61E-03	1.06E-01

Tabla 13. Resultados obtenidos en la simulación CFD para la salida del serpentín del colector solar (A).

## V.2. SIMULACIÓN CFD DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA (B)

Se diseñó el modelo del colector solar de placa plana (B) a partir del software SolidWorks, el cual fue empleado en la simulación CFD para conocer los parámetros del colector solar del sistema de secado. La simulación permitió obtener el comportamiento en un instante dado del colector solar en ciertas condiciones iniciales. Para la simulación se tomó en consideración el diseño original del colector solar (B) el cual es descrito en la sección III.1.1.2. La simulación CFD se llevó a cabo a través del software SolidWorks con la herramienta Flow Simulation la cual permite simular y analizar los parámetros del rendimiento del colector.

En la simulación del colector solar se consideró las condiciones en las que fue evaluado el colector anteriormente considerando los mismos parámetros iniciales. Se respetó el diseño y las dimensiones del colector solar descrito en la sección III.1.1.2 y el material elegido para la placa de absorción fue el perfil de Aluminio 6061. Se tomó los valores promedio de las condiciones sometidas de la evaluación térmica del colector solar para la simulación.

$$T_a = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_i = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_p = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad V_s = 5 \text{ ms}^{-1} \quad G_t = 500 \text{ Wm}^{-2}$$

De manera similar al colector solar (A), se consideró para el movimiento del aire un ventilador CC de eje acial de 12 V, la irradiación solar propuesta para la simulación solo fue efectuada en la parte superior de la placa de absorción y las pérdidas por convección y radiación no fueron consideradas. A continuación se presentan los resultados obtenidos en la simulación CFD para el colector solar de placa plana (B), en la Figura V.8 se presenta el comportamiento del aire y la distribución de la temperatura a través de los tubos que conforman la placa de absorción y en la Figura V.9 se presenta el comportamiento de la velocidad del aire a través de los ductos del colector solar obtenidos bajo el mismo análisis.

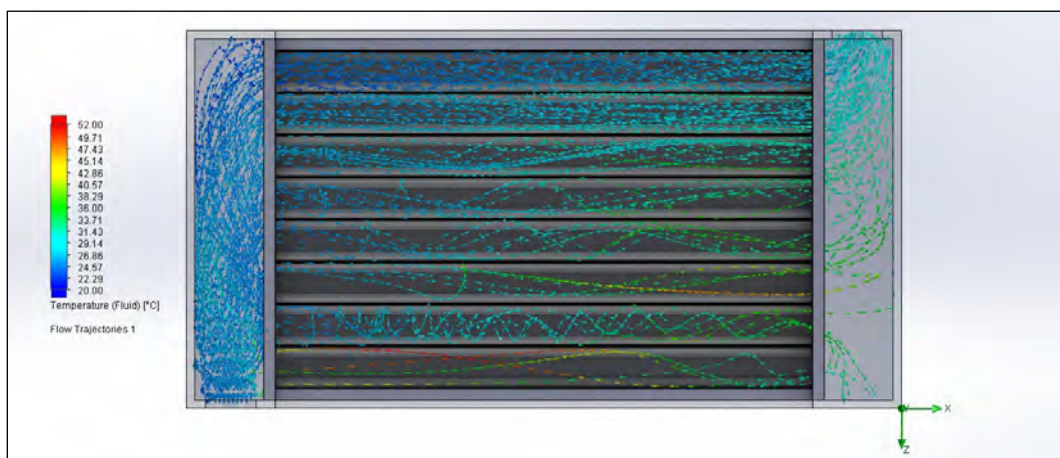


Figura V. 8. Simulación CFD del comportamiento de la temperatura del fluido a través de la placa de absorción del colector solar (B).

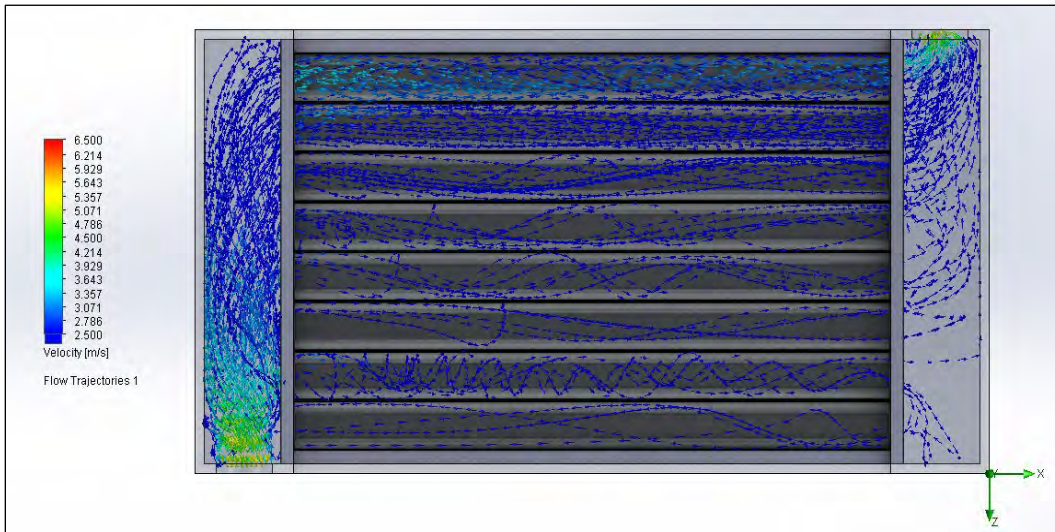


Figura V. 9. Simulación CFD del comportamiento de la velocidad del fluido a través de la placa de absorción del colector solar (B).

En la Figura V.8 se observa el comportamiento de la temperatura obtenida en la simulación CFD en °C distribuida a través del aire por los ductos del colector solar, las temperaturas obtenidas están entre los 32 – 52 °C aproximadamente y en la Figura V.9 se ilustra el comportamiento de la velocidad del aire en la tubería del colector, la velocidad del aire obtenidas en la simulación se encuentran entre 2.5 – 5 ms<sup>-1</sup>.

A continuación se muestran los resultados obtenidos durante la simulación del colector solar (B), se obtuvo las temperaturas y velocidades del aire que circulan a través de la tubería de la placa de absorción, en las Figura V.10, V.11 y V.12 es ilustrado el comportamiento de la temperatura del aire a través de los tubos del colector solar, el análisis se realizó de manera similar al colector solar (A), considerando un análisis dentro de los ductos con una altura de 5, 35 y 65 mm. También puede ser observado el comportamiento de la velocidad del fluido del colector a bajo las mismas condiciones iniciales propuestas para el colector solar (B), En la Figura V.13, V.14 y V.15 considerando el mismo análisis dentro de los ductos a una altura de 5, 35, 65 mm.

En las figuras mostradas a continuación se ilustra el comportamiento de la temperatura y la velocidad del aire en el colector solar. En las gráficas se observó este comportamiento donde el eje de las abscisas representa la distancia recorrida por el fluido a través de los tubos del colector en metros y el eje de las ordenadas representa la temperatura del fluido en °C para las Figuras V.10, V.11 y V.12. En las Figuras V.13, V.14 y V.15 son mostradas las gráficas en las cuales de manera similar a la gráfica anterior, el eje de las abscisas representa la distancia recorrida por el fluido en metros y el eje de las ordenadas representa la velocidad del fluido en ms<sup>-1</sup>. El orden de los tubos del colector solar se consideró iniciando a partir de la entrada del colector como el tubo 1 siguiendo la sucesión hasta el último tubo 8 que se encuentra en la salida.

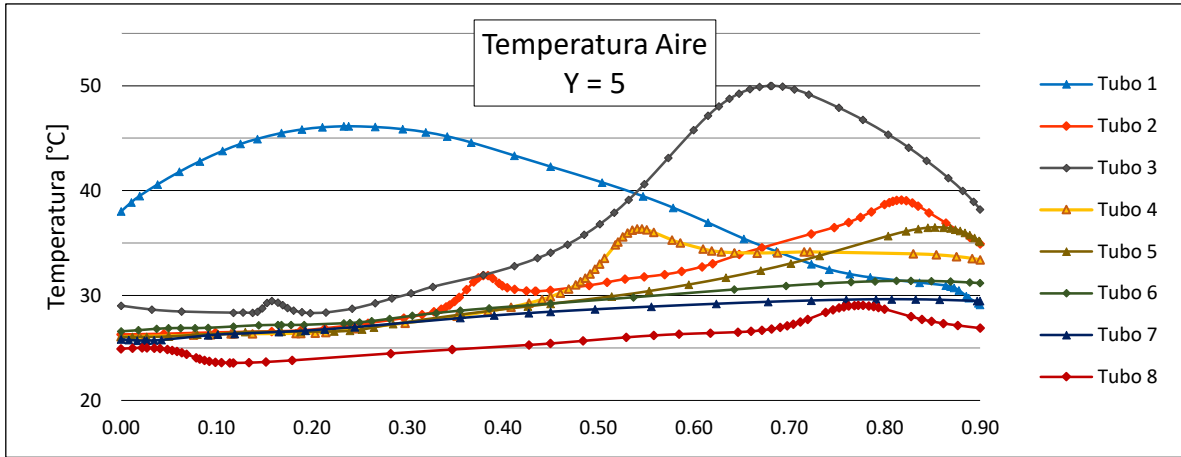


Figura V. 10. Temperatura del aire en el colector solar (B) obtenido a partir de la simulación CFD, altura de 5 mm.

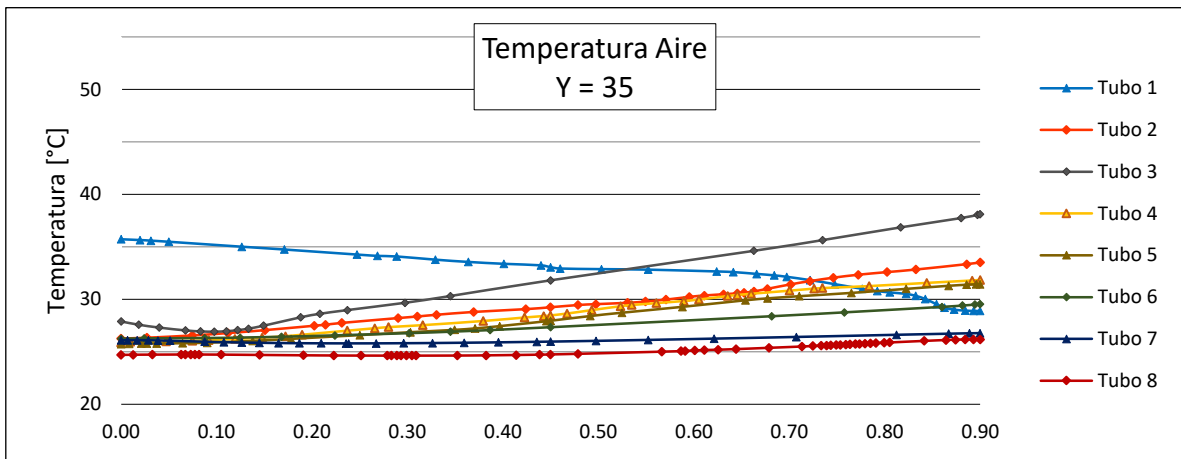


Figura V. 11. Temperatura del aire en el colector solar (B) obtenido a partir de la simulación CFD, altura de 35 mm.

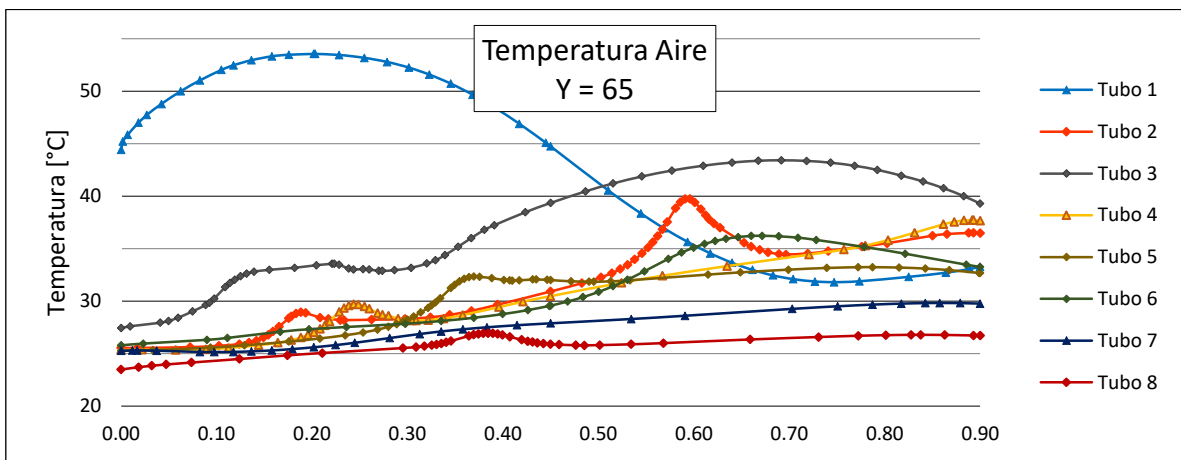


Figura V. 12. Temperatura del aire en el colector solar (B) obtenido a partir de la simulación CFD, altura de 65 mm.

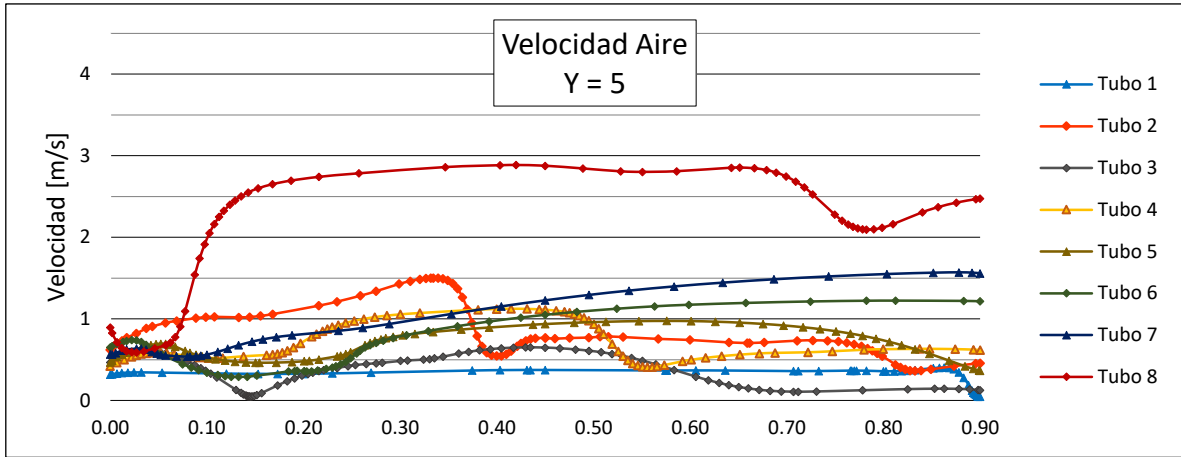


Figura V. 13. Velocidad del aire en el colector solar (B) obtenido a partir de la simulación CFD, altura de 5 mm.

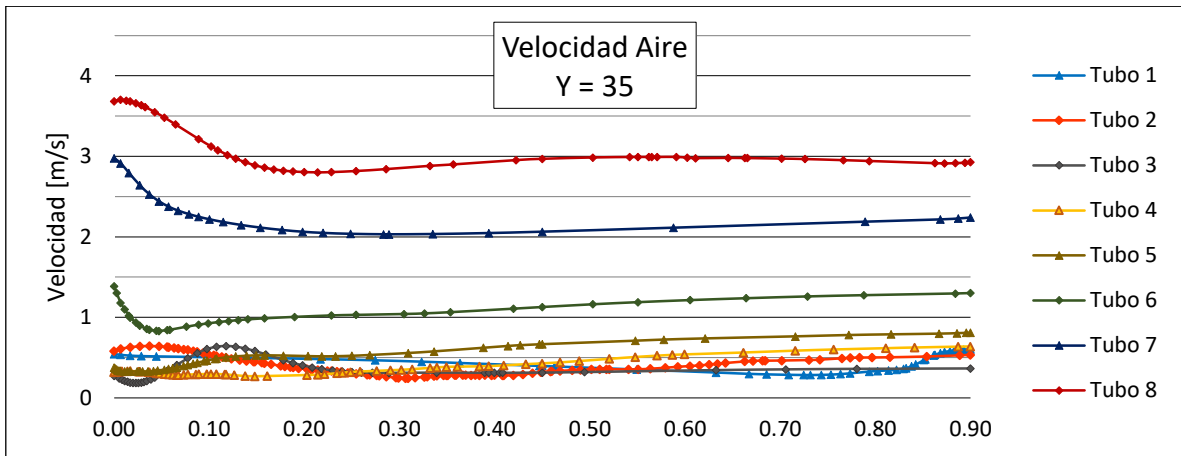


Figura V. 14. Velocidad del aire en el colector solar (B) obtenido a partir de la simulación CFD, altura de 35 mm.

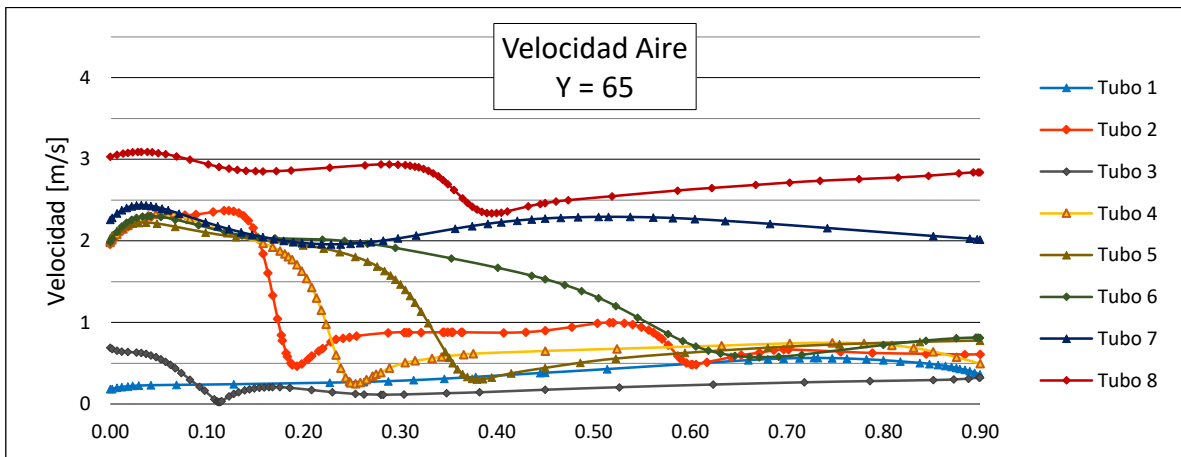


Figura V. 15. Velocidad del aire en el colector solar (B) obtenido a partir de la simulación CFD, altura de 65 mm.

También se presentó los cambios de temperatura obtenidos en la placa de absorción por la irradiancia solar incidente propuesta en la simulación; para el análisis se consideró que la irradiancia solar incidente se efectuó únicamente en la parte superior de la placa de absorción de manera similar al colector solar (A), el análisis se realizó sin considerar las pérdidas convectivas a una irradiancia solar  $G_t = 500 \text{ Wm}^{-2}$  y una temperatura inicial de la placa de absorción  $T_p = 30 \text{ °C}$ . Los resultados obtenidos son mostrados a continuación.

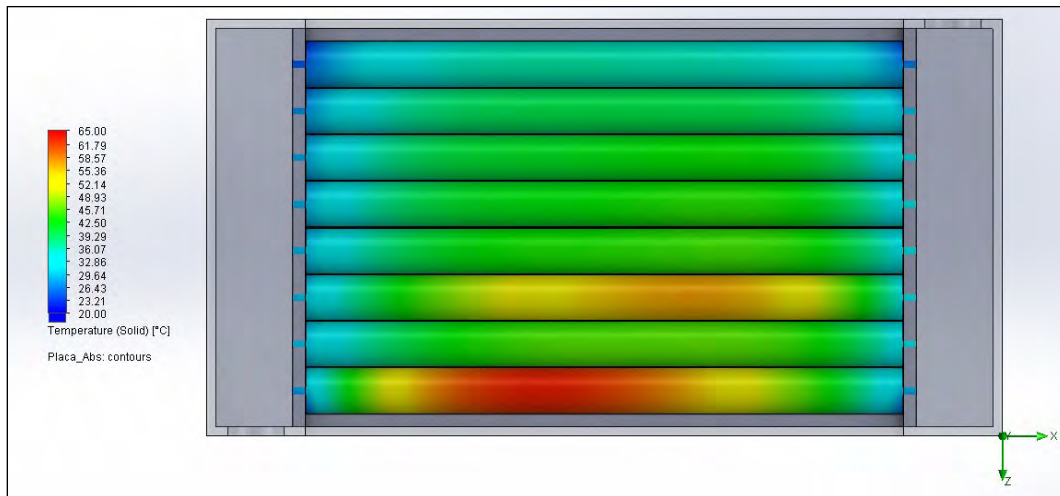


Figura V. 16. Temperatura obtenida en la placa de absorción del colector solar (B) obtenida a través de la simulación.

En la Figura V.16 se observó el comportamiento de la temperatura de la placa de absorción en la simulación, en la figura es observado el aumento de temperatura en los tubos que conforman la placa de absorción, la cual de acuerdo a la Figura V.9 se puede determinar que en los tubos donde se tiene el menor flujo de aire son los tubos con una mayor temperatura. Las temperaturas obtenidas en la simulación CFD en la placa de absorción están entre 20 – 65 °C de acuerdo a la Figura V.16.

A continuación se presentan los resultados obtenidos de la simulación CFD en la salida del colector solar, en la Figura V.17 es mostrado las temperaturas obtenidas a partir de la simulación en el colector solar (B), en esta se observó que las temperaturas obtenidas son entre 25 – 32 °C aproximadamente.

También en la Figura V.18 se observó la velocidad obtenidas a partir de la simulación CFD en el colector solar (B), en la cual se determinó que las velocidades conseguidas se encuentran entre 2 - 6.5  $\text{ms}^{-1}$  aproximadamente.

Los resultados obtenidos a través de la simulación en la salida del colector solar son mostrados en la Tabla 14.



Figura V. 17. Temperatura del aire obtenida a la salida de la tubería del colector solar (B) en la simulación CFD.



Figura V. 18. Velocidad del aire obtenida a la salida de la tubería del colector solar (B) en la simulación CFD.

Goal Name	Unit	Value	Average d Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence	Delta	Criteria
SG Min Temperature (Fluid)	[°C]	25.73	25.70	25.48	25.89	100	Yes	0.03	0.24
SG Av Temperature (Fluid)	[°C]	28.66	28.68	28.65	28.70	100	Yes	0.01	0.07
SG Max Temperature (Fluid)	[°C]	32.00	31.97	31.75	32.00	100	Yes	0.03	0.08
SG Min Velocity	[m/s]	0.10	0.36	0.00	1.61	19.1	Yes	0.31	0.06
SG Av Velocity	[m/s]	5.50	5.50	5.50	5.51	100	Yes	0.00	0.13
SG Max Velocity	[m/s]	6.20	6.20	6.18	6.22	100	Yes	0.00	0.15

Tabla 14. Resultados obtenidos en la simulación CFD en la salida del colector solar (B).



## CAPÍTULO VI CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó el estudio de un sistema de secado solar activo de tipo indirecto para el secado de productos agrícolas bajo las condiciones de ambiente en la ciudad de Chetumal, Quintana Roo. Con base a los resultados previos presentados en los capítulos anteriores se puede concluir lo siguiente:

De las evaluaciones térmicas realizadas en el colector solar (A) de acuerdo a la sección IV.1.1, se obtuvieron los rendimientos térmicos del colector los cuales se encuentra entre 40 – 53 % en la prueba realizada el día 6 de Febrero del 2018, 52 – 46 % para el día 7 de Febrero del 2018 y 54 – 38 % para el día 9 de Febrero del 2018.

Para la evaluación del secador solar se realizaron pruebas de secado en el cual se utilizó la manzana roja *red delicious* para la verificación del funcionamiento del sistema. En la primera etapa de secado experimental se obtuvo el valor de la masa del producto seco mediante el secado a temperatura constante en horno eléctrico, se colocaron dos muestras M1 con una masa inicial de 4.9 g y M2 con una masa inicial de 7 g, las muestras se secaron a una temperatura constante de 95 °C en intervalos de 40 min, mediante el método gravimétrico se obtuvo una reducción de 4.1 g en la muestra M1 y 5.9 g en la muestra M2.

En la segunda etapa, se realizaron las pruebas de secado en el secador solar, las pruebas se realizaron los días 7 y 9 de Febrero del 2018. De manera similar, se realizó el secado solar de las muestras empleando el método gravimétrico de manzanas de acuerdo a la sección IV.2.1, en la pruebas realizadas se observa que en la primera bandeja las muestras sufrieron una pérdida entre 5 – 3 g, en la segunda bandeja entre 4 – 3 g y en la bandeja 4 entre 3.5 – 2.5 g, la humedad de las muestras se redujo entre 30 – 40 % de su contenido inicial.

Se concluyó que al ser un sistema de secado dependiente de la energía solar requiere condiciones óptimas de ambiente para poder operar con un rendimiento óptimo. Se verificó el funcionamiento del sistema de secado el cual requiere de una mayor capacidad para el secado de la manzana roja, ya que no se logró obtener los resultados deseados es necesario realizar modificaciones en el sistema de secado para obtener el secado deseado.

# NOMENCLATURA

## Subíndices

B	Directa
D	Difusa
G	Reflejada por el suelo
n	Normal
t	Radiación sobre una superficie inclinada

## Símbolos

$A_c$	Área total de colector	( $m^2$ )
$C_1$	Coefficiente de primer orden de la eficiencia del colector	( $W/m^2 K$ )
$C_2$	Coefficiente de segundo orden de la eficiencia del colector	( $W/m^2 K$ )
$C_p$	Calor específico del fluido	( $J/Kg K$ )
$E$	Potencia emisiva	( $W/m^2-\mu m$ )
$F'$	Factor de eficiencia del colectores	(%)
$F_R$	Factor de remoción de calor del colector	(%)
$g$	Constante gravitacional	( $m/s^2$ )
$G$	Irradiancia solar	( $W/m^2$ )
$H$	Altura de la cámara de secado	( $m$ )
$h_L$	Profundidad entre bandejas de secado	( $m$ )
$h$	Ángulo horario	(grados)
$h_c$	Coefficiente de transferencia de calor por convección	( $W/m^2 K$ )
$h_r$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación	( $W/m^2 K$ )
$h_w$	Coefficiente de transferencia de calor del aire	( $W/m^2 K$ )
$I$	Irradiación solar	( $J/m^2$ )
$k$	Conductividad térmica del fluido.	( $W/m^2 K$ )
$k_b$	Conductividad térmica del aislamiento posterior	( $W/m^2 K$ )
$k_e$	Conductividad térmica del aislamiento de los bordes.	( $W/m^2 K$ )
$L$	Longitud característica del colector.	( $m$ )
$L$	Latitud local	(grados)
$L'$	Distancia entre la cubierta de vidrio y la placa de absorción	( $m$ )
$L_a$	Calor latente de evaporación del agua	( $J/Kg$ )
$L_r$	Calor latente de evaporación del producto	( $J/kg$ )
$M$	Masa de humedad evaporada por segundo	( $Kg/s$ )
$M_w$	Masa de agua removida	( $Kg$ )
$M_p$	Masa del producto	( $Kg$ )
$M_i$	Contenido inicial de humedad	(%)
$M_f$	Contenido final de humedad	(%)
$\dot{m}$	Flujo másico del fluido	( $Kg/s$ )
$N$	Días en meses	
$n$	Índice de refracción	
$N_g$	Numero de cubiertas de vidrio	
$Nu$	Número de Nusselt	
$P_a$	Presión atmosférica	( $N/m^2$ )
$P_B$	Caída de presión a través del producto en el estante	Pa
$Pr$	Numero de Prandtl	
$P_T$	Presión total a través del sistema	Pa
$Q$	Razón (energía por unidad de tiempo) de transferencia de calor	( $W$ )
$R$	relación de radiación total en plano inclinado a plano horizontal	
$r_1$	Componente perpendicular de la radiación para superficies lisas	
$r_{11}$	Componente paralelo de la radiación para superficies lisas	
$Ra$	Número de Rayleigh	
$R_a'$	Constante de gas específica del aire	( $J/kg K$ )
$R_c$	Tasa de secado constante	
$S$	Radiación solar absorbida por unidad de área	( $J/m^2$ )
$t$	Días	
$T$	Temperatura en el cuerpo absoluta	( $^{\circ}C$ )
$T_a$	Temperatura ambiente	( $^{\circ}C$ )
$T_b$	Temperatura entre el aislante y la placa de absorción	
$T_f$	Temperatura del aire dejando el secado	( $^{\circ}C$ )
$T_g$	Temperatura de la cubierta del colector	( $^{\circ}C$ )
$T_i$	Temperatura en la entrada del colector	( $^{\circ}C$ )
$T_o$	Temperatura en la salida del colector	( $^{\circ}C$ )
$T_p$	Temperatura de la superficie absorbente	( $^{\circ}C$ )
$t_b$	Espesor del aislamiento posterior	( $m$ )
$t_e$	Espesor del aislamiento de los bordes.	( $m$ )
$u$	Velocidad del aire superficial	( $m/s$ )

$U_b$	Coefficiente de pérdidas de calor inferior	( W/m <sup>2</sup> K )
$U_e$	Coefficiente de pérdida de calor formado en los bordes	( W/m <sup>2</sup> K )
$U_L$	Coefficiente global de pérdidas del colector	( W/m <sup>2</sup> K )
$U_t$	Coefficiente de pérdidas de calor superior	( W/m <sup>2</sup> K )
$V$	Viscosidad cinética del fluido	( m <sup>2</sup> /s )
$V_a$	Volumen de aire requerido en la cámara de secado	( m <sup>3</sup> )
$V_s$	Velocidad del aire	( m/s )
$W_c$	Contenido de humedad crítica	( % )
$W_f$	Contenido de humedad final en base húmeda	( % )
$W_o$	Contenido de humedad inicial en base húmeda	( % )
$Z$	Ángulo solar azimutal	( grados )
$Z_s$	Ángulo azimutal de superficie	( grados )

### Griego

$\alpha$	Ángulo de altitud solar	( grados )
$\alpha$	Absortancia solar	
$\alpha_n$	Absortancia de la placa de absorción	
$\tau$	Transmitancia solar	
$\rho$	Reflectancia solar	
$\theta$	Ángulo de incidencia solar	( grados )
$\theta_2$	Ángulo de refracción	( grados )
$\theta_e$	Ángulo de incidencia efectiva	( grados )
$\beta$	Pendiente del colector	( grados )
$\beta'$	Coefficiente volumétrico de expansión para un gas ideal 1/T.	( 1/°C )
$\delta$	Ángulo de declinación solar	( grados )
$\phi$	Ángulo cenital solar	( grados )
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	( W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
$\varepsilon$	Exergía específica	( J/kg )
$\varepsilon_p$	Emisividad de la placa de absorción	
$\varepsilon_g$	Emisividad de la cubierta de vidrio	
$\eta$	Eficiencia térmica del colector	( % )
$\eta_d$	Eficiencia de la cámara de secado	( % )

## REFERENCIAS

- [1] G. S. A.-N. V. H. C.-F. D. L. C.-C. Roberto Parra\*, «Renewable energy research progress in Mexico: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, nº 32, p. 140–153, 2014.
- [2] S. S. A.A. El-Sebaili \*, «Solar drying of agricultural products: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, nº 16, p. 37 – 43, 2012.
- [3] E. D. V. Belessiotis\*, «Solar drying,» *Solar Energy*, nº 85, p. 1665–1691, 2011.
- [4] A. H. JOACHIM MÜLLER, «DRYING OF MEDICINAL PLANTS,» de *DRYING OF MEDICINAL PLANTS*, University of Hohenheim, Institute of Agricultural Engineering, D-70593 Stuttgart, p. CHAPTER 17.
- [5] S. Sevik, «Experimental investigation of a new design solar-heat pump dryer under the different climatic conditions and drying behavior of selected products,» *Solar Energy*, nº 105, p. 190–205, 2014.
- [6] H. K. A. D. Fevzi Gulcimen, «Drying of sweet basil with solar air collectors,» *Renewable Energy*, nº 93, p. 77e86, 2016.
- [7] M. M. A. H. M. S. M. Fatouh\*, «Herbs drying using a heat pump dryer,» *Energy Conversion and Management*, nº 47, p. 2629–2643, 2006.
- [8] A. G. Finck-Pastrana, «NOPAL (*Opuntia Lasiantha*) DRYING USING AN INDIRECT SOLAR DRYER,» *Energy Procedia*, nº 57, p. 2984 – 2993, 2014.
- [9] A. M. F. V. Alejandro Reyes\*, «Mushrooms dehydration in a hybrid-solar dryer, using a phase change material,» *Energy Conversion and Management*, nº 83, p. 241–248, 2014.
- [10] I. T. S.N. Karaaslan\*, «Development of a drying model for combined microwave–fan-assisted convection drying of spinach,» *BIOSYSTEMS ENGINEERING*, nº 100, p. 44 – 52, 2008.
- [11] Á. C.-T. David Gudiño-Ayala\*, «Pineapple drying using a new solar hybrid dryer,» *Energy Procedia*, nº 57, p. 1642 – 1650, 2014.
- [12] A. B. D. M. M. H. B. Samira Chouicha, «SOLAR DRYING OF SLICED POTATOES AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION,» *Energy Procedia*, nº 36, p. 1276 – 1285, 2013.
- [13] A. I. M. A. B. S. B. I. A. B. Abdelghani Koukouch, «Thermophysical characterization and mathematical modeling of convective solar drying of raw olive pomace,» *Energy Conversion and Management*, nº 99, p. 221–230, 2015.
- [14] J. B. S. K. P. S. H. D. J. K. A.O. Dissa\*, «Modelling and experimental validation of thin layer indirect solar drying of mango slices,» *Renewable Energy*, nº 34, p. 1000 – 1008, 2009.

- [15] J. A. a. K. A. S.K. Amedorme, «Design and Construction of Forced Convection Indirect Solar Dryer for Drying Moringa Leaves,» *Scholars Journal of Engineering and Technology (SJET)*, vol. 1, n° ISSN 2321-435X, pp. 91-97, 2013.
- [16] A. G. R. K. b. B.M. Ramani, «Performance of a double pass solar air collector,» *Solar Energy*, n° 84, p. 1929–1937, 2010.
- [17] H. N. A. R. E. Z. Aušra Cipliene\*, «Usage of hybrid solar collector system in drying technologies of medical plants,» *Energy Conversion and Management*, n° 93, p. 399–405, 2015.
- [18] S. H. A. B. D. C. Billal Ameria \*, «Comparative approach to the performance of direct and indirect solar drying of sludge from sewage plants, experimental and theoretical evaluation,» *Solar Energy*, n° 159, p. 722 – 732, 2018.
- [19] B. P. T. S. Y. M. a. W. W. S. Thongsana, «Development of solar collector combined with thermoelectric module for solar drying technology,» *Energy Procedia*, n° 138, p. 1196–1201, 2017.
- [20] M. M. A. A. O. A. Mohamed A. Eltawil\*, «Energy analysis of hybrid solar tunnel dryer with PV system and solar collector for drying mint (*MenthaViridis*),» *Journal of Cleaner Production*, n° 181, pp. 352 - 364, 2018.
- [21] M. M. A. A. O. A. Mohamed A. Eltawil \*, «Solar PV powered mixed-mode tunnel dryer for drying potato chips,» *Renewable Energy*, n° 116, pp. 594 - 605, 2018.
- [22] S. Kalogirou, *Solar energy engineering : processes and systems*, ELSEVIER, BOOK AID International, Sabre Foundation, 2009.
- [23] B. N. O.V. Ekechukwu\*, «Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology,» *Energy Conversion & Management*, n° 40, pp. 615 - 655, 1999.
- [24] S. V. J. S. P. O. A. S. M. Ching Lik Hii, *Solar Drying: Fundamentals, Applications and Innovations*, Editors, 2012.
- [25] S. K. S. P. K. Mahesh Kumar\*, «Progress in solar dryers for drying various commodities,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 55, pp. 346 - 360, 2016.