

Centro de Investigación en Materiales Avanzados S.C. Maestría en Energías Renovables

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA CICLICO DE COLECCIÓN, TRANSPORTE Y DESCARGA DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA PARA UN DESHIDRATADOR SOLAR EN EL MUNICIPIO DE SAN JUAN DEL RÍO, QRO.

TESIS

Que como parte de los requisitos para obtener el grado de Maestro en Ciencias en Energías Renovables

> **Presentan:** Julio César Lemus Hernández Juan Carlos Rodríguez Gómez

Dirigido por: Dr. Antonino Pérez Hernández Dr. Juan Manuel Olivares Ramírez Dr. Ángel Marroquín de Jesús

Universidad Tecnológica de San Juan del Río San Juan del Río, Qro. Noviembre, 2015 México

RESUMEN

El presente trabajo de tesis tiene como principal propósito construir sistemas, que utilicen la energía solar térmica de manera eficiente, para la obtención de alimentos deshidratados confiables al consumo humano de calidad aceptable, deshidratados con un mínimo de consumo de energía convencional. Este trabajo describe el diseño, construcción y caracterización, de un prototipo de sistema de deshidratación de frutas y verduras. La efectividad fue basada en dos características: i) La construcción de un colector con tubos evacuados al alto vacío ii) Para funcionar con un fluido que sirva de receptor y transporte de la energía solar térmica, y iii) un deshidratador instalado al interior del edificio para tener mejor control de la inocuidad de los alimentos. Al realizar la caracterización del colector se comprobó que: el deshidratador puede alcanzar la temperatura de 59 °C, el estudio evidencio áreas de oportunidad para la mejora del dispositivo. Se comprobó la efectividad del sistema con unas muestras de piña logrando reducir su contenido de humedad a menos de 1%. El este prototipo ofrece información valiosa para realizar, estudios de escalamiento así como, la aplicación de la energía solar térmica a otros procesos de la industria química.

(Palabras clave: Sistema cíclico, tubos evacuados, deshidratador solar)

SUMMARY

This thesis has as main purpose to build systems using solar thermal energy efficiently to obtain dehydrated food with the minimum of conventional energy consumption and that the products can be obtained with acceptable quality and reliable for human consumption with a minimum use of conventional energy. This thesis describes the design, construction and characterization of a prototype for dehydration of fruits and vegetables. The effectiveness was based on three characteristics: i) the construction of a collector with evacuated tubes collectors, ii) a fluid as a receptor and transport of solar thermal energy, and iii) a cabinet dehydrator installed inside the building for better control of food safety. After characterizing the collector was found that the dehydrator can reach temperatures of 59 °C inside and can be improved with some modifications. The effectiveness of the system was checked by drying a sample of pineapple, it reduced its moisture content to less than 1%. We identified technical opportunities to improve energy performance. Furthermore, this prototype gives very important information capable to be used in the design of bigger systems or to be used as thermal energy source to other chemical engineering processes.

(Keywords: cyclic system, evacuated tubes, solar dehydrator)

DEDICATORIA

A Dios.

A Lulú, mi amada esposa.

A Emilio y Elena, mis siempre queridos hijos.

Julio Cesar Lemus Hernández

DEDICATORIA

A Dios

Con toda el alma por iluminarme y estar siempre conmigo en todo momento, por permitir desarrollarme y otorgarme vida y salud para culminar satisfactoriamente esta etapa de mi vida.

A mis Padres:

Francisco y Juanita por todo haber cimentado en mí la cultura y valores que me han fortalecido y permitido realizar mis sueños y proyectos para el bien de mi familia y de los demás

A mi Esposa:

Ma. Del Carmen que es el amor de mi vida y madre de mis hijos, me ha dado fuerza y ánimo de seguir adelante día a día y siempre está al pendiente en mi desarrollo personal y profesional

A mis hijos:

Mariana Itzel, Eduardo Daniel y José Christian por ser la razón de mi existir, brindarme su apoyo y por regalarme innumerables momentos de felicidad e inspiración para continuar luchando en la vida.

A mis hermanos:

Francisco Antonio, José Jaime, Genoveva, Ángeles y Verónica, por su apoyo incondicional que fortaleció mi fe para desarrollar y culminar mis estudios.

Juan Carlos Rodríguez Gómez

ÍNDICE

RESUMEN	i
SUMMARY	ii
DEDICATORIA	iii
DEDICATORIA	iv
ÍNDICE	v
ÍNDICE DE FIGURAS	vii
ÍNDICE DE TABLAS	ix
1. INTRODUCCIÓN	1
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
2.1 Antecedentes de la utilización de energía solar como promotor del desarrollo	3
2.2 Antecedentes de los deshidratadores solares	7
2.2 Sistemas con almacenamiento de energía	16
2.3 Tipos de colectores para sistemas de energía solar	19
2.4 Ingeniería de sistemas térmicos – solares	20
2.4.1 Importancia de la ingeniería para el diseño de sistemas térmicos	20
2.4.2 La Simulación dinámica de fluidos (CFD) en el diseño de sistemas térmicos	22
2.4.3 Los alimentos deshidratados como satisfactor de necesidades en la sociedad	25
2.5 Delimitación del problema	26
2.6 Justificación del trabajo	26
2.7 Hipótesis	27
2.8 Objetivo	27
2.9 Proceso de investigación	28
2.9.1. Desarrollo metodológico de la investigación	28
2.9.2 Cuadro de congruencia de la metodología de investigación	29
3. DESARROLLO DEL PROYECTO	31
3.1 Diseño conceptual del prototipo	31
3.2 Detalles del prototipo	31

3.3 El recurso de energía solar en San Juan del Río	
3.4 Diseño del colector	34
3.4.1 Determinación del ángulo de inclinación del colector	34
3.4.2 Evaluación de la potencia de colección de un tubo evacuado al vacío (E	TC) 35
3.4.3 Simulación de la transferencia de calor en un tubo evacuado	37
3.5 Diseño del sistema de transmisión de energía solar térmica.	
3.6 Diseño del gabinete de deshidratación	40
3.7 Diseño del sistema de medición y control de humedad	41
3.7.1 Medición de la temperatura	41
3.7.2 Control del ventilador	43
3.7.3 Medición y control de humedad	44
3.7.4 Visualización y registro de datos	45
3.8 Instalación del prototipo	48
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS	49
4.1 Simulación de un tubo colector al vacío	49
4.2 Construcción del colector	52
4.3 Sistema de transmisión	54
4.5 Construcción del deshidratador	55
4.6 Caracterización del colector	56
4.7. Caracterización del deshidratador	59
4.8 Estudio de desempeño termodinámico del sistema	64
4.9 Análisis termográfico	66
4.9.1 Análisis termográfico del colector	66
4.9.2 Análisis termográfico del deshidratador	71
5. CONCLUSIONES	79
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	81
AGRADECIMIENTOS	84

ÍNDICE DE FIGURAS

FIG. 1 PLANTA SOLAR INSTALADA EN EL DESIERTO DE MOJAVE CALIFORNIA. PROPIEDAD DE NRG ENERGY INC., GOOGLE INC.	Υ
BRIGHTSOURCE ENERGY. USA. (AP, 2014).	6
FIG. 2 PLANTA SOLAR DE LA FACULTAD DE MECÁNICA E INGENIERÍA DE LA UNAM. FUENTE: LABORATORIO DE MECÁNICA Y	
Energía UNAM (2014).	7
FIG. 3 CURVA DE SECADO CARACTERÍSTICA PARA UN ALIMENTO. FUENTE: (BELESSIOTIS & DELYANNIS, SOLAR DRYING, 2011)). 8
FIG. 4 CLASIFICACIÓN DE LOS DESHIDRATADORES SOLARES SEGÚN LA TRANSMISIÓN DE CALOR. FUENTE: CREACIÓN PROPIA A P	ARTIR
de Belessiotis et al. (2011).	10
FIG. 5 DIFERENTES TIPOS DE DESHIDRATADORES: DEL TIPO CABINA Y EFECTO INVERNADERO. FUENTE: (BELESSIOTIS & DELYAN	inis,
SOLAR DRYING, 2011).	12
FIG. 6 SISTEMA DE EFECTO INVERNADERO COMBINADO CON UN TIRO NATURAL DE AIRE POR EL INFERIOR. FUENTE: (BELESSIOT	ris &
Delyannis, Solar drying, 2011).	13
Fig. 7, Ejemplos de deshidratadores de efecto invernadero con convección forzada. Fuente: (Belessiotis &	
Delyannis, Solar drying, 2011).	14
FIG. 8 SECADOR CON COLECTOR TIPO TÚNEL. LA CUBIERTA ES DE POLIETILENO Y SU FORMA ES ESFÉRICA. FUENTE: (BELESSIOTI:	s &
Delyannis, Solar drying, 2011).	15
FIG. 9 SECADOR TIPO TÚNEL CON CUBIERTA TRANSPARENTE, FUNCIONA CON CONVECCIÓN FORZADA. FUENTE: (BALA K., MON	NDOL
M. , Biswas, Chowdury, & Janjai, 2003).	15
Fig. 10 Secador tipo túnel con cubierta transparente, funciona con convección forzada. Fuente: (Bala K.,	
Mondol M. , Biswas, Chowdury, & Janjai, 2003).	16
FIG. 11 SISTEMA SOLAR HIBRIDO CON ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA. FUENTE: (AMER B., HOSSAIN, & GOTTSCHA	LK,
2010).	18
Fig. 12 Secador con colector y circulación forzada. Fuente: Kait <i>et al.</i> (2007).	19
FIG. 13 DISCRETIZACIÓN DE UNA CABINA DE SECADO DE ALIMENTOS. A LA IZQUIERDA SE DIFERENCIA EL DOMINIO DEL AIRE Y S	SUS
elementos finitos de geometría triangular de mallado. En la imagen de la derecha, Distribución de	
velocidad en las cercanías del alimento (t = 60 minutos, T_0 = 289 K, U_0 = 0.85 kg _{h20} / kg _{wb} , u_0 = 1.5 m/s, T	T _{AIRE} =
318 K, U _τ = 20 %). Fuente: Curcio <i>et al.</i> (2008, pág. 546).	25
FIG. 14 SISTEMA CÍCLICO DE COLECCIÓN, TRANSPORTE Y DESCARGA DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA PARA DESHIDRATAR FRUTA.	32
FIG. 15 DISPONIBILIDAD DE ENERGÍA SOLAR INCIDENTE SOBRE UNA PLACA PLANA A DIFERENTES ÁNGULOS DE INCLINACIÓN Y	
ORIENTACIÓN. S E PRESENTAN LOS RESULTADOS PARA UNA ORIENTACIÓN HACIA EL SUR.	33
FIG. 16 DISEÑO PROPUESTO AL SISTEMA COLECTOR.	35
FIG. 17 CORRELACIÓN ENTRE LA RADIACIÓN REGISTRADA A DIFERENTES INSTANTES DEL DÍA Y LA POTENCIA DE COLECCIÓN DE	
energía solar por un tubo. Esta información fue medida en los días del 01 de Noviembre del 2013 y el 03	3 de
Noviembre del 2013.	36
FIG. 18 EN AZUL LA TEMPERATURA MEDIDA AL INTERIOR DEL TUBO EVACUADO UTILIZANDO UNA SONDA DE TERMOPAR TIPO K	EN
rojo se presentan los valores de radiación solar incidente en W/m^2 en ese mismo instante. Fuente:	
Elaboración propia con los datos de la estación meteorológica CEA de la UTSJR (15 de Febrero del 201	4).37
FIG. 19 ARREGLO DE LOS SERPENTINES DE COBRE EN LOS TUBOS EVACUADOS.	38
FIG. 20 BOMBA PERISTÁLTICA MARCA MASTER FLEX MOD. NO. 7523. CAPACIDAD DE FLUJO DE 50 A 2000 ML/MIN. FUEN	TE:
Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad Tecnológica de San Juan del Río (2014).	40
FIG. 21 DISEÑO DEL GABINETE DEL DESHIDRATADO, AL SISTEMA PROTOTIPO.	41
FIG. 22 CIRCUITO DE AMPLIFICACIÓN Y LINEARIZACIÓN DEL TERMOPAR CONECTADO A LA DAQ USB6008. FUENTE: (ANALOG	3
Devices, 2015) y National Instruments (2014).	43

Fig. 23 Circuito de control del ventilador y la DAQ NI USB-6008. Fuente: (<i>Micro Electronics</i>) y National	
INSTRUMENTS (2014).	43
FIG. 24 IMAGEN DEL SENSOR DE HUMEDAD HMZ-433A1. FUENTE: (ELECTRONICS COMPONENTS, 2014).	44
FIG. 25 VISTA DEL PANEL FRONTAL Y DIAGRAMA DE BLOQUES PARA EL GABINETE DESHIDRATADOR.	46
FIG. 26 DIAGRAMA GENERAL PARA LA VISUALIZACIÓN Y REGISTRO DE LAS TEMPERATURAS EN EL COLECTOR.	47
FIG. 27 LUGAR DE INSTALACIÓN DEL PROTOTIPO. EDIFICIO K. UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE SAN JUAN DEL RÍO (2014).	48
FIG. 28 A PARTIR DE DATOS EXPERIMENTALES SE REALIZA LA SIMULACIÓN, DEL PERFIL DE TEMPERATURAS ESPERADO EN UN TUI	BO
evacuado bajo la radiación solar promedio, usando el software ANSYS del perfil de temperaturas esper	ADO
EN UN TUBO EVACUADO BAJO LA RADIACIÓN SOLAR PROMEDIO.	49
Fig. 29 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 50 mL/min.	50
Fig. 30 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 60 mL/min.	50
Fig. 31 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 70 mL/min.	51
Fig. 32 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 80 mL/min.	51
Fig. 33 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 90 mL/min.	51
Fig. 34 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 100 mL/min.	52
Fig. 35 Colector solar para tubos evacuados y serpentín.	53
FIG. 36 INSTALACIÓN DEL COLECTOR CON LOS CUATRO TUBOS AL EXTERIOR.	53
FIG. 37 TUBERÍA PTFE Y AISLAMIENTO UTILIZADO. NOMACO DE 0.95 MM DI X 19 MM DE ESPESOR	54
Fig. 38 Calibración de las puntas de termopar utilizando un termómetro de precisión Pt-100 $\Omega.$	55
Fig. 39 Construcción del deshidratador solar y su instalación al interior del Laboratorio de Operaciones	
UNITARIAS DE LA UTSJR. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA (2014).	56
FIG. 40 PERFIL DE TEMPERATURAS EN LOS DIFERENTES TUBOS Y EVOLUCIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR A LO LARGO DE LA JORNA	DA.
	57
Fig. 41 Radiación solar en W/m^2 y potencia de calentamiento del colector en W a lo largo de una jornada de	
trabajo (13, 14 y 15 de Octubre 2015).	58
Fig. 42 Distribución de los 10 Cristalizadores dentro del gabinete.	59
FIG. 43 DISTRIBUCIÓN DE LA CANTIDAD DE AGUA EVAPORADA EN FUNCIÓN DE LA POSICIÓN DE LAS MUESTRAS EN LAS CHAROLA	AS DE
SECADO.	61
FIG. 44 REPRESENTACIÓN TRIDIMENSIONAL DE LA CANTIDAD DE AGUA EVAPORADA DENTRO DEL GABINETE DE SECADO.	61
FIG. 45 MUESTRAS DE PIÑA ANTES (A) Y DESPUÉS (B) DEL PROCESO DE SECADO. LA OPERACIÓN DURÓ 23 HORAS ALCANZANDO	C
MÁXIMOS DE 71 °C. COMPRENDIÓ DEL 13 AL 15 DE OCTUBRE DEL 2015.	62
FIG. 46 TEMPERATURAS ALCANZADAS EN EL DESHIDRATADOR. MASA INICIAL DE PIÑA DE 1730 KG.	63
FIG. 47 ETAPAS DEL SISTEMA PARA REALIZAR LOS BALANCES DE ENERGÍA.	64
FIG. 48 TERMOGRAFÍA EXTERIOR DE LOS TUBOS ABSORBEDORES.	67
Fig. 49 Termografía de los tubos absorbedores	68
FIG. 50 TERMOGRAFÍA DE LOS TUBOS ABSORBEDORES EN EL COLECTOR.	69
FIG. 51 TERMOGRAFÍA DE LAS SUPERFICIES EXTERNAS DE LOS TUBOS ABSORBEDORES.	69
FIG. 52 PERFIL DE TEMPERATURAS EXTERIORES EN LOS TUBOS ABSORBEDORES.	70
FIG. 53 TERMOGRAFÍA DEL INTERIOR DE LOS TUBOS ABSORBEDORES.	71
FIG. 54 TERMOGRAFÍA EXTERIOR DEL GABINETE DE SECADO.	72
Fig. 55 Mirilla del gabinete.	73
FIG. 56 TERMOGRAFÍA DEL COSTADO Y MARCOS DEL GABINETE.	74
FIG. 57 TERMOGRAFÍA DE FRUTAS AL INTERIOR DEL DESHIDRATADOR.	75

FIG. 58 TERMOGRAFÍA DE LAS PAREDES INTERIORES DEL GABINETE DE DESHIDRATACIÓN.

75

Fig. 59 Termografía interior de las paredes.	76
Fig. 60 Termografía del disipador de calor.	76
Fig. 61 Termografía de los tubos del radiador.	77
Fig. 62 Termografía del disipador de calor en su parte inferior y superior.	78

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. TIPOS DE COLECTORES SOLARES. FUENTE: (KALOGIROU, 2009)	20
TABLA 2. CUADRO DE CONGRUENCIA DE LA INVESTIGACIÓN. FUENTE: CREACIÓN PROPIA (2014)	30
TABLA 3. PROPIEDADES DEL AISLANTE NOMACO.	39
TABLA 4. TIPOS DE SENSORES Y CARACTERÍSTICAS.	42
TABLA 5. VOLTAJE DE SALIDA EN FUNCIÓN AL %HR PARA EL HMZ-433A1. FUENTE: (ELECTRONICS COMPONENTS, 2014)	44
TABLA 6. POTENCIA TOTAL OBTENIDA PROMEDIO A LO LARGO DE LA PRUEBA DE DESEMPEÑO DEL COLECTOR. FUENTE: CREACIÓN	J
PROPIA (2014)	57
TABLA 7. RESULTADOS DE EVAPORACIÓN EN FUNCIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DENTRO DEL GABINETE DE SECADO	60
TABLA 8. BALANCE DE ENERGÍA EN LOS DIFERENTES ELEMENTOS DE PROCESO.	65
TABLA 9. CÁLCULO DE LOS PORCENTAJES DE ENERGÍA APROVECHADA EN EL SECADOR. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA (2014)	65

1. INTRODUCCIÓN

México cuenta con grandes reservas de Petróleo, la SENER (2013) estima un aproximado de 44.43 millones de barriles de petróleo crudo equivalentes. Sin embargo esto no evita que el precio de la gasolina, el diésel y el gas LP se incremente cada semana elevando los costos de las operaciones de la industria manufacturera, el transporte impacta en todo, ya que la generación de la energía eléctrica también depende del consumo de combustibles fósiles en su mayoría. Como medida a esta problemática, el poder ejecutivo a través de la SENER se propone al Congreso de la Unión la aprobación de una reforma energética. El objetivo es romper el monopolio de PEMEX y CFE permitiendo que empresas extranjeras participen en la administración e inversión de tecnología. En este sentido, la reforma energética contempla realizar inversiones para modernizar la tecnología para la exploración, extracción y refinación de petróleo, invertir en la petroquímica básica, gaseoductos, fertilizantes y aumentar la capacidad de producción de energía eléctrica de la CFE y sus líneas de transmisión. Respecto a las energías renovables se menciona muy poco, se propone realizar inversiones para el aprovechamiento de la energía solar y energía eólica. Manifestando que vemos, el uso de las energías renovables sigue siendo una estrategia no preponderante dentro del esquema energético del país.

Pero esta situación no debe desalentarnos, tenemos la opción de aprovechar la energía solar para producir alimentos, generar agua caliente para el aseo diario o calentar fluidos a temperaturas bajas y medias dentro de procesos industriales e incluso generar energía eléctrica mediante celdas fotovoltaicas favoreciendo así la economía de la sociedad.

Nuestro trabajo pretende comprobar una vez más la utilidad de construir sistemas que utilizan la energía solar térmica de manera eficiente para la obtención de alimentos deshidratados con un mínimo de consumo de energía convencional y que los productos se pueden obtener con una calidad aceptable y confiable para el consumo humano.

Nuestro sistema de deshidratación se basa en cuatro elementos principales: Un colector solar, un gabinete de deshidratación, un subsistema de transporte de la energía y finalmente, un subsistema de monitoreo y control de variables de proceso.

Cada uno de estos elementos y su interconexión resultó de un análisis de las necesidades expresadas que debería cubrir el prototipo; y estas se tradujeron a un lenguaje de ingeniería en términos de capacidad de producción, temperatura de operación, tiempos de secado, contenido de humedad, etcétera. Para hacer esta traducción consultamos las referencias técnicas especializadas, realizamos una serie de simulaciones con la técnica del elemento finito, se investigó sobre las alternativas tecnológicas para la colección y transporte de energía solar térmica, secadores solares y sistemas de control de variables de proceso.

Un punto importante en todo este trabajo fue la adecuación del diseño propuesto con los recursos financieros con los que contábamos para construir el prototipo. Esta fue una tarea que resultó no ser fácil pero al ver los resultados que obtuvimos considero que este punto se cumplió de manera óptima.

En estos momentos, el prototipo se encuentra instalado en el edificio K de la Universidad Tecnológica de San Juan del Río, opera con energía solar térmica, el colector está acoplado a un gabinete de secado en donde se monitorean la temperatura y humedad de la cámara de secado. Además, cuenta con un sistema de filtro de aire, registro de variables de manera automática.

Dentro de los resultados cuantitativos, podemos adelantar que se hicieron pruebas con piña rebanada, a la que inicialmente se les dio un tratamiento físico y químico previo, y alcanzó niveles finales de contenido de humedad que impiden el desarrollo de vida microbiológica. Se desarrolló un estudio de la eficiencia energética con el objetivo de ser comparado con otros sistemas reportados en la comunidad científica. Este prototipo se presenta como una alternativa para hacer frente a las necesidades de la sociedad en lo que se refiere a la provisión de alimentos y aprovechamiento de la energía solar a bajo costo.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 Antecedentes de la utilización de energía solar como promotor del desarrollo

Desde los inicios de la historia, el hombre, como todos los demás de los seres vivos han aprovechado la energía solar. No solo como fuente de vida, ha servido como soporte a plantas y es una base en la cadena alimenticia, nuestro desarrollo y evolución nos ha permitido el conocimiento e ingeniería para el aprovechamiento de esta fuente primaria: nuestro sol.

Juan Tonda (2002) en su obra titulada "El oro solar y otras fuentes de energía" describe la evolución de algunos sistemas y aplicaciones de la energía solar para cubrir necesidades de la sociedad. A continuación describen algunos de esos hechos:

Según la leyenda, Arquímedes (212 A.C.) utilizó espejos planos para destruir los barcos romanos que sitiaban Siracusa. También, se sabe que Euclides, ya predecía que es posible obtener temperaturas elevadas con la utilización de espejos cóncavos. Ingeniero francés Salomón de Caus durante el Renacimiento, el construyó una bomba de agua con un motor de su invención cuya fuerza motriz provenía de vapor calentado por los rayos solares.

En los s. XVII y XVIII se construyeron los primeros hornos solares; el ingeniero alemán E. W. Von Tschimhausen, diseño y construyó un horno solar con un espejo cóncavo parabólico de 1.6 m de diámetro para cocer el barro utilizando en la producción de objetos de cerámica. Además Jorge Luis Leclerc, conde de Buffon, y A. J. Fresnell y Villette también construyeron hornos solares.

Joseph Priestley en 1774, descubrió que al concentrar rayos solares sobre oxido de mercurio se obtenía oxigeno gaseoso. Además, construyó un horno solar con una lente de más de 1 m de diámetro que alcanzaba temperaturas de 1 700 °C, en él podía fundir el platino. También el naturalista suizo, Horace de Saussure construye el primer diseño de un colector solar plano que constaba de una caja perfectamente aislada y varias capas de vidrio para aprovechar el calor solar (Tonda, 2002).

En el siglo XIX, el clérigo escocés Robert Stirling construyó un motor de aire caliente, con un pistón que acoplado a un espejo parabólico, el cual iniciaba su movimiento cuando los rayos solares

se concentraban en el extremo exterior del pistón y se alcanzaba una temperatura adecuada. Además, el sueco John Ericsson en 1868 en la Cd. de New York diseñó un espejo rectangular de 2 m x 3.5 m de sección parabólica y sobre la línea focal de la parábola colocó un tubo por el que circulaba aire con el que podía hacer funcionar una máquina de vapor (Tonda, 2002).

En 1860, con el apoyo de Napoleón III, Augusto Mouchot construyó una planta para bombear agua mediante una caldera solar de 2.2 m de diámetro. En la exposición mundial de París, celebrada en 1878, se presentaron varios inventos en los que se puede nombrar: una estufa solar, motores solares, colectores y la integración de un motor solar a la prensa de una imprenta.

El científico francés Edmund Bequerel en 1839 descubrió el efecto fotovoltaico que convertía la energía solar a energía eléctrica en celdas electrolíticas, observó que al iluminar uno de los electrodos se producía un voltaje. Más tarde, Charles Fritts construyó las primeras celdas solares de selenio.

En 1905, Albert Einstein tomó el concepto del *cuanto* propuesto en 1900 por Max Planck, para explicar el efecto fotoeléctrico que dio pie al desarrollo de la mecánica cuántica. Dentro de este fenómeno, cuando la luz llega a metales como el cesio o el platino, los electrones pueden empezar a moverse, y si los fotones de los rayos de luz tienen frecuencias y energías apropiadas hacen saltar a los electrones de la superficie iluminada y se genera una corriente electica (Tonda, 2002).

Varios años más tarde, en 1954, Gordon Pearson, Darryl Chapín y Calvin Fuller, investigadores de la *Bell Telephone* desarrolla las primeras celdas solares basadas en el silicio con impurezas en lugar del selenio. Posteriormente fueron aplicadas en los satélites espaciales Vanguard y Skylab. Estas celdas solares tenían una eficiencia del 15 % y la principal desventaja era su elevado costo.

Chile uno de los países pioneros en la aplicación de la energía solar a mediana escala, se construyó una planta desalinizadora en el desierto de Atacama. El sistema tenía un área de captación de media hectárea; proporcionaba 20 mil litros de agua potable al día para una mina de nitrato de sodio y funcionó ininterrumpidamente de 1872 a 1912.

4

A principios del siglo XX, en 1913, Franck Shuman y C.V. Boys construyeron una máquina termo solar de 50 hp, que se usaba en la planta del Cairo para extraer agua del río Nilo e irrigar la zona.

A pesar de estas contribuciones, los combustibles fósiles han sido por mucho los más utilizados para el desarrollo de las tareas en la industria y sociedad, pero la carrera por desarrollar nuevos sistemas solares continuó.

En 1949 en Mont Louis, Félix Trombe se construyó el primer gran horno solar cerca de Odeillo, Francia. Aprovechaba la fachada de un edificio para formar un gran espejo parabólico para concentrar los rayos solares. En el foco se alcanzaban temperaturas de 4000 °C.

Recientemente, en la década de los 50's, en Natick, Massachusetts se construyó un espejo de grandes dimensiones que concentra los rayos solares en el foco de la parábola y que alcanza temperaturas de 4400 °C, suficiente para derretir el acero. En este espejo se hacen pruebas de calor para conocer la resistencia de diversos materiales destinados a proteger al ejército estadounidense.

Además, en Baristow, California está instalada una planta con 1800 espejos que concentran el calor del Sol en una torre central de 90 m de altura. Se emplea un fluido como el agua, el aceite o las sales fundidas como medio de transporte de energía térmica para producir vapor de agua y mover un turbogenerador de 10 MW.

En Francia se encuentra la central electro solar Themis, que genera 2.5 MW. Esta planta tiene 201 helióstatos o espejos de 53 m² orientados a una torre de 101 m que en la parte superior posee una caldera en la que se funden sales minerales, mismas que se aprovechan para generar vapor de potencia. Estas sales tienen la ventaja de almacenar grandes cantidades de calor por unidad de masa.

La planta Solar más grande del mundo se extiende en el desierto Estadounidense de Mojave, California; cuenta con 350 mil espejos controlados por computadora y con la capacidad de generar 400 Megavatios. La Figura 1 muestra una fotografía de la planta Solar de Mojave.



Fig. 1 Planta solar instalada en el Desierto de Mojave California. Propiedad de NRG Energy Inc., Google Inc. y BrightSource Energy. USA. (*AP, 2014*).

En México, la Universidad Nacional Autónoma de México tiene instalada una pequeña planta solar prototipo con colectores cilíndricos – parabólicos que siguen el movimiento del sol. La planta tiene una capacidad de 10 a 15 kW (Tonda, 2002); utiliza un ciclo cerrado de aceite como fluido térmico para calentar agua y producir vapor. La Figura 2 se presenta una fotografía de esta planta.

Es así como las tecnologías de aprovechamiento de la energía solar ha evolucionado en la historia existiendo dos grandes retos por resolver: 1) el costo elevado de los sistemas solares comparado con los costos de los sistemas que utilizan energéticos fósiles y, 2) el mantenimiento de los sistemas solares. Es necesario crear sistemas de almacenamiento de energía solar que sean poco costosos, sencillos, eficientes y duraderos.

Es importante hacer notar la gran tradición científica y tecnológica de los países europeos y de los Estados unidos de América en materia de Sistemas solares. En México nos estamos iniciando en el nicho de la investigación básica y aplicada de sistemas solares y según los ejemplos presentados estamos a siglos de experiencia tecnológica. Sin embargo, es posible crear sistemas solares a pequeña escala con aplicaciones concretas y eficientes que ofrezcan una alternativa a las operaciones cotidianas de una comunidad como lo son el calentamiento de agua, secado y conservación de alimentos, secado de materiales, acondicionamiento de interiores residenciales, cocción de alimentos, sistemas de refrigeración entre otros.



Fig. 2 Planta solar de la facultad de Mecánica e Ingeniería de la UNAM. Fuente: Laboratorio de Mecánica y Energía UNAM (2014).

2.2 Antecedentes de los deshidratadores solares

La deshidratación es uno de los métodos más importantes para la preservación de alimentos, y en este sentido, muchos procesos de deshidratación se han aplicado para disminuir el deterioro bioquímico, químico y biológico de los productos alimenticios. Además, la disminución del contenido de humedad permite su almacenamiento de manera segura por periodos largos de tiempo, así, el costo de transporte es menor debido a la drástica disminución de la masa y volumen de los productos secos (Belessiotis & Delyannis, 2010).

Las frutas y verduras deshidratadas se pueden utilizar como componentes de una gran variedad de productos tales como: pastas, helados, postres congelados, yogurt, y en una gran variedad de comidas y bebidas a lo largo del mundo.

El secado consiste en la remoción de humedad de un producto hasta un nivel especificado. Es una operación que demanda un alto consumo de energía debido al contenido inicial de agua. En términos generales podemos decir que los productos agrícolas contienen del orden de 25 % - 80 % de agua con una media de 70 %. El secado, al reducir el contenido de humedad provoca la desactivación de las enzimas, bacterias, levaduras y moho. La mayoría de los métodos de deshidratación se lleva a cabo mediante mecanismos convectivos (contacto de aire caliente con la superficie del producto). En este mecanismo el aire calienta el producto en su superficie, provocando la evaporación del líquido que es removido por el aire, propiciando un gradiente de humedad que permite su extracción. En este mecanismo se deberá tener en consideración las características, de producto a deshidratar, para evitar un daño que modifique sus piedades sensoriales y/o nutricionales por efecto de la temperatura.

En los reportes técnicos se explican series de experimentos en donde se analiza la velocidad de secado en función de la temperatura concluyendo que entre más alta sea la temperatura del aire mayor es la velocidad de secado en la etapa de velocidad constante, pero el efecto de la temperatura se hace insignificante durante el periodo de secado no lineal. De acuerdo con *El-Beltagy et al.* (2007), durante el periodo de secado constante se evapora el agua que satura la superficie de los materiales y su velocidad depende de la temperatura, del área expuesta y de las condiciones de flujo. Por su parte, en la etapa de secado no lineal el agua debe movilizarse por difusión desde el interior de los materiales hacia la superficie. A continuación, en la Figura 3 se presenta una curva de secado característica de un alimento y sus fases, tomada de Belessiotis *et al.* (2011).



Fig. 3 Curva de secado característica para un alimento. Fuente: (Belessiotis & Delyannis, Solar drying, 2011).

Babalis et al. (2004) Reportan resultados sobre la difusividad de humedad en los duraznos como función de la velocidad de aire desde 1 hasta 3 m/s; concluyendo que se observaron máximos de coeficiente de difusión cuando la velocidad del aire es del orden de 1.5 m/s dentro de la cámara de secado. Así mismo, Azzzous *et al.* (2002) Considera el envejecimiento de los productos como factor importante en la difusividad de humedad durante el secado en láminas delgadas de uvas.

A pesar de que la operación de secado se viene realizando exponiendo los alimentos directamente al sol, no es del todo recomendado debido a que para empezar, el producto se coloca directamente sobre el piso o una superficie expuesta al sol donde existe contaminación con polvo, salpicaduras con la lluvia, conglomeración con insectos, etc.

De acuerdo con Gallali *et al.* (2000), una de las maneras que disponemos para realizar un estudio de la calidad de los productos de secado son los análisis químicos tales como: Humedad inicial y final, porcentaje de cenizas, azucares, ácido ascórbico (vitamina C), Acidez y evaluación sensorial. Y precisamente, para evitar el deterioro de los productos durante el secado, es factible realizar un pre-tratamiento. *El-Beltagy et al.* (2007) realizaron un estudio para determinar cuál solución de pre-tratamiento es más efectivo para el secado de la fresa. De manera general consiste en cortar la futa en hojuelas de 3 mm de espesor y sumergirlas durante dos minutos en cuatro soluciones a temperatura ambiente. La primera solución estuvo compuesta por 1 % de meta bisulfito de sodio y 1 % de ácido acético; la segunda en 1 % de ácido ascórbico y ácido cítrico al 1 %; la tercera en 1 % de ácido cítrico y finalmente la cuarta en 2 % de meta bisulfito de sodio, obteniendo como conclusiones que en función a la solución utilizada el producto puede estar con mayor acidez, con mayor sabor u olor o textura. También se ha utilizado el dióxido de azufre dentro de las alternativas de pre-tratamiento (Bala K., Mondol M., Biswas, Chowdury, & Janjai, 2003).

La actividad del agua α_w es de gran importancia para la preservación de los alimentos, representa una medida de la factibilidad de reproducción microbiológica y de liberación de toxinas propias de su metabolismo, desarrollo enzimático y no enzimático. Para cada alimento o producto agrícola existe un límite de actividad que por debajo del cual los microorganismos detienen su crecimiento (Belessiotis & Delyannis, Solar drying, 2011). La mayoría de las bacterias crecen con una actividad de agua de alrededor de α_w = 0.85, α_w = 0.61 para levaduras y α_w = 0.71 para hongos. En estos casos, la actividad del agua es acondicionada después de la etapa de secado con la adición de

9

algunas sustancias tales como azúcares, almidones, etc. La actividad del agua está definida por la siguiente ecuación:

$$\alpha_{w} = \left(\frac{p_{w}}{p_{w}^{*}}\right)_{T} = \varphi \qquad \qquad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde p_w es la presión parcial del agua en la solución y p_w^* es la presión parcial del agua pura a la misma temperatura.

2.2.1 Sistemas de Deshidratación

En lo que respecta a los sistemas de secado, se han probado muchos arreglos y no es sencillo clasificarlos, entre ellos la transferencia de masa y calor se realiza pon convección natural o convección forzada. En la Figura 4 se presenta una clasificación de los deshidratadores de acuerdo a la transmisión de calor y mecanismo de transporte de masa. En los casos de convección forzada la velocidad del aire es generada y controlada por un ventilador, la potencia para calentar el aire netamente con energía solar o sistemas híbridos.



Fig. 4 Clasificación de los deshidratadores solares según la transmisión de calor. Fuente: Creación propia a partir de Belessiotis et al. (2011).

Sin importar la configuración de los sistemas de secado, y en especial en los sistemas de convección forzada, los secadores se pueden describir en función de la operación de sus partes más importantes:

- 1. Un espacio para exponer los productos a secar como una cámara, un túnel, bandejas, etc.
- Un sistema de calentamiento de aire, por ejemplo colectores solares, calentadores de gas, etc.
- 3. Un sistema de circulación de aire por medio de ventiladores, etc.
- 4. Un sistema de medición y control de temperatura de aire, temperatura de la cámara, temperatura ambiente, humedad del producto, etc.
- Cuando se utiliza agua como medio de calentamiento es necesario un intercambiador de calor para la transferencia de energía y eventualmente un sistema de almacenamiento de energía.

A continuación se describen algunos sistemas solares de deshidratado de alimentos y productos agrícolas, aplicaciones, sus ventajas y desventajas:

Secadores solares pasivos.

Aún común en regiones de África, el mediterráneo, Asia. Su configuración es el de una "caja caliente" expuesta al sol, el calentamiento se realiza por convección natural y utiliza una cubierta transparente, su costo es bajo, fácil de instalar y su instalación se sugiere en lugares donde no hay disponibilidad de energía eléctrica.

Tipo cabina y efecto invernadero.

Constan de una cubierta transparente del lado sur y de una cubierta negra del lado norte. Por los lados este y oeste están abiertos para permitir la circulación de aire. El producto se distribuye en una rejilla. Estos secadores son baratos y de fácil instalación. Se pueden construir con estructuras de madera y cubiertas de malla para permitir el paso de aire en donde es requerido. Los secadores del tipo cabina son sencillos y baratos se sugieren para el secado de productos agrícolas, normalmente se construyen con áreas de secado de 1 a 2 m² y capacidades de 10 a 20 kg. La Figura 5 muestra varias opciones de este caso.

De cada uno de estos sistemas se han realizado estudios de eficiencia aunque han sido a pequeña escala.

Sistemas de secado pasivos con convección natural.

Se caracterizan por el acomodo de múltiples superficies de secado en posición y para vencer la resistencia al flujo del aire de ascenso se aplica el concepto de chimenea solar o con un ventilador. Ejemplos de ellos se presentan en la Figura 6. Son de fácil instalación y bajo costo. De estos sistemas también existen estudios para el diseño y estimación de la eficiencia de secado.



Fig. 5 Diferentes tipos de deshidratadores: del Tipo cabina y efecto invernadero. Fuente: (Belessiotis & Delyannis, Solar drying, 2011).

Secadores con convección forzada.

O secadores activos, se recomiendan para mayores demandas de secado. Requieren de un sistema de colección de energía solar o de cubiertas transparentes y muchas veces son sistemas híbridos auxiliados con recursos energéticos convencionales como hidrocarburos, biomasa, gas, etc.

Estos sistemas son más complicados en su instalación y operación que los sistemas activos debido a que necesitan ventiladores para lograr la circulación del aire. Belghit et al (997) citado en (Belessiotis & Delyannis, 2011) describe modelos matemáticos para la simulación de sistemas de este tipo. Ejemplos se presentan en la Figura 7.



Fig. 6 Sistema de efecto invernadero combinado con un tiro natural de aire por el inferior. Fuente: (Belessiotis & Delyannis, Solar drying, 2011).

En estos sistemas el aire viaja debajo del colector a una velocidad de 0.13 m/s. Este sistema de secado permite manejar granos en alturas de 1-2 m de profundidad.

Secadores con colector y efecto invernadero.

Consisten en un túnel con una cubierta transparente y un colector. Estos sistemas tiene la capacidad de manejar grandes cantidades de materiales. Un ejemplo de tipo túnel se muestra en la Figura 8, tiene dimensiones de 78 m de longitud, 4 m de ancho y 2.1 m de altura. Su inclinación es de 18 ° y una orientación siguiendo hacia el sur.

El fondo del túnel está constituido por una hoja de plástico negra. Se utiliza para secar frutas, vegetales, hierbas aromáticas como el laurel, y eneldo.



Fig. 7, Ejemplos de deshidratadores de efecto invernadero con convección forzada. Fuente: (Belessiotis & Delyannis, Solar drying, 2011).



Fig. 8 Secador con colector tipo túnel. La cubierta es de polietileno y su forma es esférica. Fuente: (Belessiotis & Delyannis, Solar drying, 2011).

Secadores tipo túnel

Son utilizados para secar grandes cantidades de material. Consisten en sistemas con cubiertas y paredes transparentes para permitir el paso de la radiación solar y efecto invernadero. El tunel también está construido con paredes transparentes. En su interior las charolas permiten poner en contacto el material con el aire caliente. Por su configuración permite fácilmente la carga y descarga de materiales. Ver la Figura 9.



Fig. 9 Secador tipo túnel con cubierta transparente, funciona con convección forzada. Fuente: (Bala K., Mondol M., Biswas, Chowdury, & Janjai, 2003).

La Figura 10 también representa un ejemplo de secador tipo túnel. En este caso, se utilizaron termopares tipo K para medir la temperatura a lo largo de la dirección de flujo dentro del secador, un piranometro para medir la radiación solar, se utilizaron termómetros digitales para determinar la humedad y temperatura ambiente y humedad. Se utilizó un anemómetro para medir la velocidad del aire a la salida del secador.



Fig. 10 Secador tipo túnel con cubierta transparente, funciona con convección forzada. Fuente: (Bala K., Mondol M., Biswas, Chowdury, & Janjai, 2003).

El peso y la pérdida de peso de los productos mediante una balanza electrónica. Cada una de estas variables se determinó a intervalos regulares de una hora. Las pruebas las realizaron con cargas de 150 kg de piña rebanada en finas hojuelas de 10 mm y tratadas con dióxido de azufre. La temperatura que alcanzó varió entre 34.1 °C y 64.0 °C.

Estos sistemas requieren de bajo capital y bajo costo de operación, útiles para grandes capacidades de producción, utilizan tecnología convencional, fácil adaptación a diferentes productos.

2.2 Sistemas con almacenamiento de energía

Como su nombre lo dice, permiten almacenar energía para su posterior recuperación. Los métodos más comunes de almacenamiento de energía se encuentran:

- a) Almacenamiento de energía en un fluido de trabajo. Utiliza el calor sensible de agua u otro medio. Requiere de un intercambiador de calor para recuperar la energía.
- b) Almacenamiento directo por irradiación.

Los sistemas híbridos combinan la radiación solar con una fuente auxiliar de energía. Su diseño permite operar con energía solar, con energía convencional o con ambos. En la mayoría de los casos los sistemas solares comúnmente operan a una capacidad del 50-60 % con energía solar.

Colectores para sistemas solares de secado.

Comúnmente se pueden utilizar colectores de placa plana o tubos evacuados dependiendo de los propósitos y dependiendo de la temperatura requerida. Requieren bajo costo de operación y no son tan sofisticados.

Un ejemplo de un sistema hibrido solar – combustible convencional es el que se presenta en la Figura 11. Está compuesto por un colector solar, una unidad de deshidratado, un tanque de almacenamiento de energía con agua y un sistema para suministrar energía térmica durante la noche o en días nublados. El sistema tiene capacidad de deshidratar 30 kg de plátano en rebanadas en 8 horas en los días soleados desde su contenido inicial de 82 % de humedad hasta un final de 18 % (Amer B., Hossain, & Gottschalk, 2010). Este sistema contiene un tanque de 500 l aislado con 50 mm de fibra de vidrio. Cuenta con una bomba de recirculación de agua de 20 L/h. Dado que los tubos de cobre pasan por encima de las charolas, éstas transfieren la energía al aire para secar el producto. El sistema está diseñado para trabajar en el día con energía solar y por la noche el tanque sirve de reservorio de energía durante la noche. Adicionalmente cuenta con una resistencia eléctrica dentro del tanque de 6 kW. El sistema cuenta con una tarjeta DAQ Almeno 5590 para registrar la temperatura ambiente, aire del colector, el aire para secado a diferentes puntos, temperatura de entrada y temperatura de salida y humedad relativa cada 10 minutos.



Fig. 11 Sistema solar hibrido con almacenamiento de energía térmica. Fuente: (Amer B., Hossain, & Gottschalk, 2010).

En este caso, el colector solar tiene dimensiones de 2.80 m x 1.80 m, con cubierta transparente, un intercambiador de calor y aislante térmico. Tiene la opción de ajustar su ángulo de inclinación. Reflectores de aluminio de 1.80 m x 0.80 m. Los autores reportan eficiencias del orden del 37.4 % con energía solar exclusivamente, 31.7 % utilizando un calentamiento de agua antes de que salga el sol, 25.3 % cuando se utiliza la energía auxiliar de 6 kW por 8 h cuando el clima no era favorable, Se registró una eficiencia del 36 % cuando se utilizaron los calentadores auxiliares durante la noche con una baja intensidad de energía solar al anochecer y en el siguiente día soleado. El tiempo de secado fue de 16 h. En sus conclusiones expresa que si se recicla el 65 % del aire las eficiencias pueden mejorar.

Por otro lado, Khail et al. (2007) han realizado estudios de deshidratación de frutas y vegetales. El colector tiene dimensiones de 1 m x 2 m x 0.002 m. Estudiaron el desempeño del colector y de la operación de secado a diferentes velocidades de aire. Se evaluó a eficiencia del colector y del gabinete de secado. Se obtuvo un eficiencia del 20 % de secado de uvas y del 33 % cuando se trataron duraznos. Su diseño se presenta en la Figura 12.



Fig. 12 Secador con colector y circulación forzada. Fuente: Kait et al. (2007).

De estos experimentos se obtuvieron que para las uvas se recomienda una temperatura de secado de 65 °C y velocidad de aire de 0.3 m/s y de 30 % HR dentro de la cámara de secado, para duraznos se obtuvo las mejores condiciones de temperatura a 60 °C, con una velocidad de aire de 0.30 m/s y 25% HR.

2.3 Tipos de colectores para sistemas de energía solar

En la actualidad existen una gran variedad de sistemas colectores de energía solar. Cada uno de ellos ofrece ventajas y desventajas respecto a los demás. Las principales características a considerar para su selección figuran las siguientes:

- 1. Costo.
- 2. Nivel de temperatura a operar en el sistema.
- 3. Potencia de energía a colectar.
- 4. Facilidad de operación y complejidad.
- 5. Nivel de automatización.

La Tabla 1 presenta un panorama general de los tipos de colectores en la actualidad. Muchos de ellos tienen aplicaciones específicas. Todos ellos se han estudiado ampliamente. Existen modelos matemáticos rigurosos que describen su comportamiento.

Movimiento	Tipo de colector	Absorbedor	Relación de concentración	Rango de temperatura, °C
Estacionario	Colector de Placa plana (FPC)	Plano	1	30 - 80
	Colector de tubos evacuados (ETC)	Plano	1	50 - 200
	Colector parabólico compuesto (CPC)	Tubular	1 - 5	60 - 240
			5 - 15	60 - 300
Seguimiento en un eje	Colector lineal Fresnel (LFC)	Tubular	10 - 40	60 - 250
	Colector cilíndrico (CTC)	Tubular	15 - 50	60 - 300
	Colector de tubo parabólico (PTC)	Tubular	10 - 85	60 - 400
Seguidor en dos ejes	Reflector de disco parabólico	Punto	600 - 2000	100 - 1500
	Colector de campo heliostáto	Punto	300 - 1500	150 - 2000

Tabla 1. Tipos de colectores solares. Fuente: (Kalogirou, 2009).

2.4 Ingeniería de sistemas térmicos – solares

2.4.1 Importancia de la ingeniería para el diseño de sistemas térmicos

El diseño es una capacidad intrínseca y extraordinaria del ser humano, además de ser una demostración de su creatividad. Es sin duda una actividad que, en la historia de la humanidad, ha representado innumerables alternativas de mejora en la calidad de vida. El diseño implica de inicio conocer los requerimientos del cliente y saber plantear el problema en un lenguaje de ingeniería. El ingeniero aplica las leyes, teorías y métodos, en este caso, de la transferencia de calor y transferencia de masa, para determinar las dimensiones que debe tener el secador y que represente una solución al problema planteado.

La metodología de diseño involucra varias etapas para la generación de un producto final. Una de estas etapas es la construcción de un prototipo que es la parte tangible de las etapas de conceptualización. Sin embargo, esta etapa es muy costosa sobre todo en el diseño de productos nuevos. Tradicionalmente en la Ingeniería Química se sigue una metodología empírica de diseño flexible a cada situación que incluye la recopilación de información y especificaciones de parte del cliente, su traducción a un lenguaje de ingeniería y el inicio de cálculos y generación de diseños preliminares, prueba de las hipótesis, evaluación económica y técnica de las opciones y definición de parámetros de diseño.

Actualmente se dispone de software aplicable al diseño de procesos químicos y de simulación de fenómenos de transferencia de masa, calor y cantidad de movimiento por lo que hacen factible la puesta a prueba de diseños sin invertir mayores recursos económicos, considerando que un prototipo físico da resultados experimentales más confiables que un modelo simulado. Es así que siempre es necesaria la comprobación experimental de los resultados estimados o calculados.

De este modo primero se obtiene un modelo funcional, enseguida se fragmenta, se generan conceptos, se evalúan, y finalmente se obtiene el concepto de diseño. En esta etapa se necesita conjugar la ciencia de la transferencia de calor y transferencia de masa, el conocimiento práctico y los métodos de producción. En esta etapa se toman las decisiones más impactantes al proyecto. Finalmente, el análisis y caracterización de los modelos de diseño permiten continuar en el círculo de desarrollo hacia mejores desempeños y probablemente abrir nuevas brechas de estudio en la búsqueda de mejores resultados y rendimientos.

Genrich Altshuller (2005) propone la ley de la idealidad explicando que un sistema tecnológico puede llevar una vida de desarrollo acercándose a la idealidad, esta ley se resume con la siguiente expresión:

$$I = \frac{\sum ED}{\sum EI + \sum C}$$
 Ecuación 2.2.

Dónde:

I = Sistema tecnológico ideal. $\sum ED$ = Suma de los efectos deseados. $\sum EI$ = Suma de los efectos indeseados. $\sum ED$ = Suma de los costos del sistema tecnológico.

Entre los efectos de un sistema tecnológico deseado podemos encontrar el llevar la transferencia de calor a mayor velocidad, aumentar la capacidad de captación de energía solar, mejorar la capacidad de secado, control de contaminación, disminución de la energía perdida, bajo índice de contaminación, bajo ruido de operación y bajo riesgo en su operación.

Por otro lado, dentro de los efectos indeseados mencionamos el aumento de la resistencia de transferencia de masa y de calor, alto consumo de energía, altos índices de contaminación y daño ambiental, riesgos de accidente u operaciones inseguras, etc. Finalmente, en cuanto al costo del sistema, se entiende que debe tener un costo asociado pero la idealidad indica a buscar opciones tecnológicas o diseños a menor costo total.

2.4.2 La Simulación dinámica de fluidos (CFD) en el diseño de sistemas térmicos

La dinámica de fluidos por computadora (CFD) es una técnica que está ganando interés por su aplicación en diferentes estudios de la ingeniería. Tiene la capacidad de predecir los patrones de flujo de gases, de partículas, temperatura, velocidad, tiempo de residencia y posición de impacto (Kuriakose & Anandharamakrishnan, 2010). Además, esta técnica ofrece ventajas sobre los métodos analíticos a la hora de resolver problemas de flujo de fluidos, sin mencionar la ganancia en tiempo a la hora de obtener resultados sin experimentación. De manera complementaria, CFD permite disminuir las asunciones, generalizaciones y aproximaciones asociadas necesarias en los métodos analíticos (Norton & Sun, 2006).

En los informes realizados por Nilnont *et al.* (2010) y Kuriakose *et al.* (2010), presentan resultados sobre aplicaciones de CFD dentro de la industria de alimentos. Enlistan las siguientes: Cálculo de coeficientes de transferencia, barreras térmicas de aire en cajas abiertas, sistemas de esterilización, simulación de fenómenos de transporte, modelación de secado en spray, en operaciones de mezclado, refrigeración, esterilización térmica, pasteurización de huevo, secado de alimentos, operaciones de cocimiento, procesos de calentamiento y enfriamiento, humidificación y muchas otras más. Las ecuaciones de fenómenos de transporte de Navier - Stokes pueden utilizarse para describir el flujo de cualquier fluido. CFD puede utilizar los modelos Eulerianos o Euleriano – Lagrangianos para simular sistemas en dos fases.

Las ecuaciones de Navier – Stokes aplican estas leyes en un fluido continuo relacionando el cambio de una propiedad deseada con la influencia de fuerzas externas. Se pueden resumir como:

- La ley de la conservación de la materia: Estipula que la masa que entra a un elemento de fluido debe estar balanceado exactamente con la masa que sale de él.
- La ley de la conservación del momentum (segunda ley de movimiento de Newton), estipula que la suma de las fuerzas externas que actúan sobre una partícula es igual a su velocidad de cambio de un momento lineal.
- La ley de la conservación de la energía (Primera ley de la Termodinámica): Estipula que la velocidad de cambio de la energía de un elemento de fluido es igual a la adición de calor o trabajo realizado por dicha partícula.

Las ecuaciones para la cuantificación de estas propiedades son:

La ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j) = 0 \qquad \qquad \text{Ecuación 2.3.}$$

La ecuación de momentum:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i \qquad \text{Ecuación 2.4.}$$

La ecuación de Energía:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_a T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j C_a T) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}\right) = s_T \qquad \text{Ecuación 2.5.}$$

Teniendo en cuenta que en CFD se maneja un dominio de flujo de volúmenes espaciales discretos, y de ese modo cuantificar los cambios en masa, momento y energía mientras se experimenta el cruce de un flujo sobre las fronteras del volumen discreto.

CFD considera tres diferentes maneras de modelar la continuidad de un fluido: por diferencias finitas (FD), elemento finito (FE) y volúmenes finitos (FV). Todas ellas ofrecen excelentes resultados de solución si se consideran grandes divisiones de mallado (Norton & Sun, 2006). En el mercado existen varios paquetes de software con la posibilidad de resolver problemas de CFD. Algunos de ellos son:

- ANSYS CFX (FV): Maneja sistemas turbulentos (sistemas Lagrangianos) y trazador de partículas. Puede acoplar sistemas multi fase y modelos de interface.
- PHOENICS (FV): Modelos de sistemas turbulentos de pared a distancia, sistemas de varios fluidos en régimen turbulento, modelo parcial de sólidos, modelos de radiación, cinética química, modelos de estrés mecánico y térmico.
- STAR-CD (FV): Grandes capacidades de mallado, solucionador de fenómenos químicos.
- STAR CCM (FV): Estado del arte en modelación en la interface.
- ANSYS-Fluent (FV): Mallado dinámico, mezclado químico y modelos de reacción, modelos de paredes delgadas.
- FIDAP (FE): Reología compleja y modelos electrodinámicos.
- POLYFLOW (FE): Modelados Integrales y diferenciales de fluidos Visco elásticos.

Amandou y Zomorodian (2010) realizaron un estudio de comparación entre datos experimentales de temperatura medidos contra las obtenidas en simulación con CFD. Permitió determinar el arreglo de las charolas dentro de la unidad de secado que favorece la uniformidad de temperaturas. Esa es otra ventaja de la simulación mediante CFD, permite predecir el grado de la falta de uniformidad en las velocidades de aire dentro de la cámara (Mathioulakis, Karathanos, & Belessiotis, 1998). En la Figura 13 se representa el mallado en 2D de la charola dentro de la cabina de secado.

La CFD tiene la capacidad de recibir condiciones como tomar en cuenta los fenómenos de envejecimiento y transporte de vapor de agua por difusión dentro del material deshidratado, el cual puede influenciar en la velocidad de secado.
Es así como la simulación dinámica de fluidos (CFD) ha tomado activamente relevancia en la simulación y diseño de sistemas de refrigeración, esterilización, ventilación, mezclado y secado. Existe software comercial para realizar el modelado de fenómenos físicos sofisticados con patrones de flujo turbulentos y de varias fases aplicadas en el diseño de equipo en la industria química y de alimentos ya que permite estudiar los fenómenos de transferencia de masa, calor y cantidad de *momentum*.



Fig. 13 Discretización de una cabina de secado de alimentos. A la izquierda Se diferencia el dominio del aire y sus elementos finitos de geometría triangular de mallado. En la imagen de la derecha, Distribución de velocidad en las cercanías del alimento (t = 60 minutos, T_0 = 289 K, U_0 = 0.85 kg_{H2O}/ kg_{wb}, u_0 = 1.5 m/s, T_{aire} = 318 K, U_t = 20 %). Fuente: Curcio *et al.* (2008, pág. 546).

2.4.3 Los alimentos deshidratados como satisfactor de necesidades en la sociedad

La deshidratación a través de la historia ha sido una de las técnicas más ampliamente utilizadas para la conservación de alimentos. Ya desde hace unos 400 000 años se secaban alimentos como frutas, granos, vegetales, carnes y pescados, aprendiendo mediante ensayo para conseguir alimento en época de escases. Para obtener alimentos secos se pueden utilizar métodos de deshidratación o combinación de los mismos, tales como secado solar, aire caliente, microondas, liofilización, atomización, deshidratación osmótica, entre otros (Marín *et al*, 2014). Desde punto de vista comercial una importante ventaja de utilizar esta técnica, es que al convertir un alimento fresco en uno deshidratado se añade valor agregado a la materia prima utilizada, además, se reducen los costos de transporte, distribución y almacenamiento debido a la reducción de peso y volumen del producto fresco.

Hoy en día, muchos alimentos deshidratados sirven de base para el desarrollo y formulaciones de nuevos productos ya que estos son fuente importante de proteínas, vitaminas, minerales, fibra dietética y antioxidantes, por esta razón son considerados como ingredientes en postres o platillos preparados.

2.5 Delimitación del problema

Este trabajo propone una alternativa de diseño de un deshidratador, adaptado al recurso de energía solar disponible, en el municipio de San Juan del Río, Qro. Dentro de las tareas de diseño se contempla la simulación del colector mediante el estudio de elementos finitos, caracterización de la potencia del colector, estudio de eficiencias termodinámicas, así como una evaluación de la humedad del producto obtenido. El secador deberá manejar capacidades de carga de 1 kg de fruta o verdura de la que se considera disponible en los periodos de mayor insolación. Una característica determinada es que el producto debe estar libre de contaminantes físicos, químicos o microbiológicos para ser considerado para consumo humano.

2.6 Justificación del trabajo

A lo largo de la historia humana, el conocimiento ha sido la base para el desarrollo económico de las distintas entidades. Es así como los países de primer mundo reconocen el gran papel que juega la capacidad de aprender, codificar, transferir y generar nuevos conocimientos e investigaciones aplicadas. Es decir, la dotación de recursos naturales, capital, mano de obra y capacidades técnicas no son suficientes para asegurar la prosperidad de las naciones. En relación a esto, López (2008, p.4) nos plantea lo siguiente:

"El conocimiento ha ocupado siempre un lugar central en el crecimiento económico y en la elevación progresiva del bienestar social. La capacidad de inventar e innovar, es decir, de crear nuevos

conocimientos y nuevas ideas que se materializan en productos, procedimientos y organizaciones, ha alimentado históricamente el desarrollo"

En este sentido, los avances tecnológicos han permitido el aprovechamiento de la energía solar como una alternativa a las fuentes de energía tradicional. Sin embargo, en México aún existen barreras para el aprovechamiento integral de este enorme recurso energético. Por un lado, es necesaria la promoción gubernamental, empresarial y social para impulsar con más fuerza el desarrollo de sistemas para el aprovechamiento de las energías renovables. Y por otro lado, nos afecta el desconocimiento y falta de habilidades de corte técnico para la adaptación y transferencia de estas tecnologías a las necesidades cotidianas de energía en la comunidad o en las entidades públicas y privadas.

El desarrollo y conclusión de este proyecto generará experiencia técnica en la adaptación de tecnologías sobre la colección, transmisión y utilización de energía solar térmica en procesos industriales. Aún más, nos permitirá contar con un prototipo que puede generar información de tipo técnico para el diseño de sistemas de mayor escala. El presente prototipo permitirá predecir la potencia de colección de energía solar bajo un determinado escenario, determinar las principales pérdidas de calor en cada uno de sus elementos, así como la estimación de eficiencias termodinámicas en las diferentes partes unidades del proceso.

Este proyecto ofrece la oportunidad a otras investigaciones de los fenómenos de transferencia de masa en la operación de secado por convección forzada y natural, transferencia de calor en sistemas de energías renovables, simulación de procesos por elementos finitos, y diferentes aplicaciones de la energía solar en procesos químicos como el de pasteurización de leche o calentamiento de fluidos de proceso.

2.7 Hipótesis

Es posible el diseño y construcción de un prototipo de deshidratador solar, adecuado a las condiciones climatológicas y de recurso solar disponible.

2.8 Objetivo

27

Diseñar y construir un prototipo de deshidratador solar de frutas y verduras adaptado a las condiciones climatológicas y de recurso solar del municipio de San Juan del Río e instalado al interior de un edificio para mejorar la calidad del producto.

Objetivos específicos:

- 1. Determinar el potencial de energía solar en San Juan del Río, Querétaro.
- 2. Reconocer las posibles tecnologías e identificar la más apropiada.
- 3. Uso de herramientas de simulación, al diseño y prueba de elementos.
- Determinar las especificaciones de diseño, para maximizar la colección, transporte y descarga de energía solar
- 5. Determinar las especificaciones de diseño para maximizar la colección, transporte y descarga de energía solar térmica útil para el deshidratado de frutas y verduras.
- 6. Construir e instalar los elementos del sistema de secado para su caracterización.
- 7. Caracterizar experimentalmente el sistema de deshidratación para determinar sus parámetros de operación y eficiencias.

2.9 Proceso de investigación

Por la naturaleza del estudio se trata de una investigación del tipo cuantitativo y descriptiva de un sistema de colección de energía solar, su conversión a energía solar térmica, transporte al secador donde será aprovechada para realizar el secado de frutas y verduras. Dado que el sistema consta de varios órganos, en este estudio se realizará una descripción de acuerdo a la primera ley de la Termodinámica.

2.9.1. Desarrollo metodológico de la investigación

Según Sampieri (2006), el propósito de las investigaciones científicas sea cual sea el área se basa en que existe una realidad por ser descubierta, construida e interpretada. Es así como este trabajo lejos de ser evidencia de nuevos conocimientos, lo considero como un trabajo descriptivo de un sistema que integra elementos comunes para generar experiencia de aplicación, alentando así el desarrollo de nuevos proyectos de diseño de sistemas termo-solares para procesos químicos o necesidades cotidianas de energía térmica en la sociedad. De manera general este trabajo sigue la siguiente secuencia:

- 1. Descripción del problema a resolver.
- 2. Investigación del estado del arte.
- 3. Definición de objetivos y alcance de la investigación.
- 4. Integración del equipo de trabajo.
- 5. Definición de hipótesis y diseños preliminares.
- 6. Simulación de sistemas individuales con CFD.
- 7. Construcción, integración del sistema, pruebas de arranque.
- 8. Medición de variables termodinámicas y estudio de desempeño.
- 9. Cálculos de eficiencias de sistema y evaluación de resultados.
- 10. Redacción de reporte y evaluación final de resultados.

Es importante mencionar que en todo momento se consideraron fuentes de información confiables y de la mayor actualidad posible para tener una referencia teórica aceptable.

2.9.2 Cuadro de congruencia de la metodología de investigación

A continuación se presenta la relación del título del trabajo, sus objetivos, las preguntas de investigación planteadas; así como la especificación de cuáles serán las variables independientes y cuáles serán las variables dependientes en este trabajo. Ver la Tabla 2.

Tabla 2. Cuadro de congruencia de la investigación.

Título	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA CICLICO DE COLECCIÓN, TRANSPORTE Y DESCARGA DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA PARA UN DESHIDRATADOR SOLAR ENEL MUNICIPIO DE SAN JUAN DEL RÍO, QRO.						
Objetivo:	Diseño y construcción de un prototipo de deshidratador para frutas y verduras mediante el aprovechamiento de la energía solar.						
Objetivos específicos	1. Determinar el potencial de energía solar en San juan del Río, Qro.	2. Reconocer las posibles tecnologías e identificar la más apropiada.	 Definición de objetivos y alcance de la investigación. Integración del equipo de trabajo. 	 Definición de hipótesis y diseños preliminares. Simulación de sistemas individuales con CFD. 	 7. Construcción, integración del sistema, pruebas de arranque. 8. Medición de variables termodinámicas y estudio de capacidad de desempeño 	 9. Cálculos de eficiencias de sistema y evaluación de resultados. 10. Redacción de reporte y evaluación final de resultados. 	
Preguntas de investigación	¿Cuáles son las alternativas para estimar la energía solar en San Juan del Río? ¿Cuáles son los horarios de radiación solar en SJR? ¿Cuál es el potencial anual de energía solar en SJR? ¿Cuáles son los meses de mayor capacidad de energía solar térmica?	¿Qué tecnologías están disponibles para el aprovechamiento de la energía solar térmica? ¿Cuáles proporcionan las temperaturas ideales para una unidad de deshidratación?	¿Cómo se puede simular el desempeño de un colector específico? ¿Cuál es la mejor condición para la operación del sistema de deshidratación?	¿Cuáles son las especificaciones de diseño para el colector de un deshidratador de alimentos? ¿Qué diseño debe tener el deshidratador para controlar los riesgos físicos, químicos y microbiológicos en el producto?	¿Cuáles son las alternativas para monitorear y registrar temperaturas en un fluido? ¿Cómo se determina la humedad de un ambiente cerrado?	¿Cuál es la eficiencia térmica del colector solar? ¿Cuáles son las partes que requieren especial atención para mejorar el sistema construido? ¿Cuáles son las pérdidas de calor en las líneas de transporte? ¿Cuál es la cantidad de humedad removida del alimento? ¿Cuál es la capacidad de secado de la unidad construida? ¿Cuál es la eficiencia global del sistema?	
Variables independientes	Colección, transporte y descarga de energía solar térmica en frutas y verduras						
Variable dependiente:	Sistema cíclico de Colección, Transporte y Descarga de Energía Solar Térmica para un deshidratador.						

3. DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1 Diseño conceptual del prototipo.

Con el fin de cumplir los objetivos planteados para este estudio y disminuir los costos asociados al tiempo de ejecución del proyecto, se comenzó definiendo las características generales con que debe contar el sistema de deshidratación, tales requisitos se describen a continuación. La (D) significa que es una característica demandante y (W) *wish* que se trata de una característica deseable en el prototipo:

- 1. Capacidad de secado de 1 kg de producto húmedo.(D)
- 2. Contenido final de humedad de 10 %.(D)
- 3. Tiempo de secado máximo de 20 h.(D)
- 4. Manejar tamaño de partícula grande y pequeña.(D)
- 5. Producto libre de contaminantes físicos, químicos y microbiológicos.(D)
- 6. Bajo consumo de energía convencional.(W)
- 7. Fácil mantenimiento.(W)
- 8. Fácil operación.(D)
- 9. Control automático.(D)
- 10. Número mínimo de componentes.(D)
- 11. Un solo operario.(W)
- 12. De fácil construcción.(W)
- 13. Materiales económicos.(W)
- 14. Control de velocidad de aire y temperatura (45 °C 65 °C) al interior de la cabina.(D)
- 15. Flujo uniforme de aire dentro de la cabina de secado.(D)
- 16. Seguridad en partes dinámicas, eléctricas y térmicas.(D)
- 17. Que no contamine.(W)
- 18. Que tenga buen a presentación.(W)

Éstos son los requerimientos especificados para el diseño.

3.2 Detalles del prototipo

El prototipo de deshidratador solar consiste en un sistema cíclico de agua que recibe, transporta y

descarga energía solar térmica, sus elementos principales son cuatro:

- 1. Un colector de energía solar térmica basado en tubos evacuados.
- 2. Un sistema de transmisión de energía térmica.
- 3. Un deshidratador hermético.
- 4. Un sistema de monitoreo de temperatura y control de humedad

Primeramente, la bomba hace circular agua hacia el colector, en su paso por el colector gana temperatura y se envía directamente al deshidratador. Del deshidratador llega a un pequeño recipiente abierto de 1 Litro aislado y abierto a la atmósfera para evitar cualquier sobre presión del sistema. Finalmente, la bomba se alimenta de este recipiente cerrando así el ciclo. El sistema de medición y control se instalará con los fines de tener control y registro de variables de flujos y temperaturas necesarias para este estudio. El deshidratador tipo cabina deberá estar instalado dentro de un edificio con los controles necesarios para evitar la entrada de polvo al deshidratador y mejor adaptación al ambiente de San Juan del Río. Un diagrama del proceso se muestra en la Figura 14.



Fig. 14 Sistema cíclico de colección, transporte y descarga de energía solar térmica para deshidratar fruta.

3.3 El recurso de energía solar en San Juan del Río

Con el fin de obtener predicciones de radiación solar y ser utilizadas para el diseño del sistema se utilizó el software Meteonorm 5.1 para generar las predicciones de variables de clima en formato

TMY2. Por sus siglas TMY significa Año Típico Meteorológico que en sus diferentes versiones genera un archivo de variables meteorológicas promedio de varios años de registro. En la Figura 15 se presentan los valores predichos de energía solar potencial incidente sobre una placa plana a diferentes ángulos de inclinación β y orientación γ .



Fig. 15 Disponibilidad de energía solar incidente sobre una placa plana a diferentes ángulos de inclinación y orientación. Se presentan los resultados para una orientación hacia el sur.

Es así como se predicen los valores máximos de potenciales de energía solar incidentes sobre una placa plana con 15° y 30° orientados hacia el sur. Los valores son de 2,059 KW-h/ m² año y 2,051 kW-h/m² año respectivamente. Esta información se utilizará para determinar el ángulo de inclinación, el diseño del colector y cabina de secado.

3.4 Diseño del colector

3.4.1 Determinación del ángulo de inclinación del colector

En la sección anterior se determinó que con una inclinación de 15° y 30° se predice obtener máximos de energía solar potencial. Además, de acuerdo con la regla empírica para determinar la inclinación de un colector solar para favorecer la captación de energía ya sea en verano o en invierno tenemos que:

 β verano = $\delta - \frac{1}{2} \delta$ = 20.39° - $\frac{1}{2}(20.39^{\circ}) = 10.2^{\circ}$

 β invierno = δ + $\frac{1}{2}\delta$ = 20.39° + $\frac{1}{2}(20.39^{\circ})$ = 30.6°

Donde δ significa la latitud del lugar.

Es así como se selecciona el ángulo de inclinación de 30° para el colector. De este modo el colector permitirá maximizar la colección de energía solar durante la temporada invernal.

La estructura del colector se construirá con perfil PTR de 2 plg y que tenga la capacidad de nivelarse con la horizontal. El ancho para poder soportar hasta siete tubos al vacío separados por 15 cm de centro a centro para evitar la sombra entre ellos. La base de los tubos tendrá un ángulo de inclinación de 30° sobre la horizontal y podrá girar en un eje siguiendo la trayectoria del sol. En la Figura 16 se muestra el diseño de la estructura del colector.



Fig. 16 Diseño propuesto al sistema colector. 3.4.2 Evaluación de la potencia de colección de un tubo evacuado al vacío (ETC)

Los sistemas de colección de tubos evacuados (ETCs) han demostrado que la combinación de una superficie selectiva y un espacio evacuado dan como resultado un desempeño excelente para la colección de energía solar a altas temperaturas. El vacío reduce las pérdidas de calor por conducción y convección al ambiente. Su geometría permite lograr excelentes niveles de colección en ángulos de incidencia bajos (Kalogirou, 2009).

Para evaluar la potencia real de colección en un tubo se realizó una prueba de desempeño experimental. Para esta prueba se utilizó un tubo evacuado de 180 cm de longitud y 58 mm de diámetro con la marca de Calentadores Bicentenario. Repetidamente se llenó el tubo con 2727 g de agua, siempre constante. Una vez lleno, el tubo se expone a la radiación solar con un ángulo de inclinación de 30° orientado al sur y monitoreando la temperatura del agua. Pasado un tiempo se vacía el tubo a un recipiente térmico aislado y se mide la temperatura promedio final del líquido. La potencia de colección se calcula utilizando la capacidad calorífica del agua y el tiempo de exposición al sol. Por otro lado, se utilizaron los registros de la Estación Meteorológica CEA ubicada en la UTSJR. La Figura 17 muestra la correlación entre la radiación solar total Gt [W/m²] promedio registrada y la potencia promedio de calentamiento de agua dentro del tubo.

Cabe resaltar que la radiación solar de 500 W/m² es muy fácil de obtener un día despejado entre las 10 horas y las 11 horas, y por la tarde entre 16 horas y 17 horas. La correlación obtenida entre la radiación solar presente y la potencia de calentamiento de un tubo evacuado es la siguiente:

$$W_{tubo}[W] = 0.0003G_t^{1.9126}$$
 Ecuación 3.1

Dónde W_{tubo} representa la potencia de colección de energía solar en W por cada tubo de evacuado y G_t la radiación solar en un instante en W/m². Esta ecuación se obtuvo con un factor de correlación cuadrado de 0.9246 que resulta aceptable.





Por otro lado, para comprobar la temperatura interior presente al interior de un tubo evacuado se utilizó un termómetro digital con sonda de termopar tipo K. Estando el tubo vacío se introdujo la soda hasta la mitad del tubo y éste se expuso a la radiación solar directa con un ángulo de inclinación de 30° orientado al sur. Se registraron continuamente las temperaturas. Es importante recalcar que aún con radiaciones relativamente bajas de energía solar (300 W/m² a las 8:50 am) la temperatura interior del tubo alcanzó los 100 °C y continuaba subiendo. Por razones de

seguridad y para no dañar la sonda o el mismo tubo se suspendió la prueba retirándolo de la radiación solar. La Figura 18 presenta el comportamiento de la temperatura interior del tubo conforme avanza el tiempo de exposición al sol.



Fig. 18 En azul la temperatura medida al interior del tubo evacuado utilizando una sonda de termopar tipo K. En rojo se presentan los valores de radiación solar incidente en W/m² en ese mismo instante. Fuente: Elaboración propia con los datos de la estación meteorológica CEA de la UTSJR (15 de Febrero del 2014).

3.4.3 Simulación de la transferencia de calor en un tubo evacuado

La idea propuesta para el colector consiste en la utilización de tubos evacuados conectados en serie. A cada tubo entra un serpentín de tubo de cobre de 3/8 de pulgada de diámetro externo. El diámetro de tubo de 3/8 de pulgada resultó ser el ideal al presentar la facilidad de poder realizarle la vuelta en U en el fondo del tubo y al mismo tiempo dar el tiempo de residencia para la transferencia de calor. A continuación se presenta el arreglo de serpentín y tubo para la simulación. Ver Figura 19.



Fig. 19 Arreglo de los serpentines de cobre en los tubos evacuados.

Comparando el resultado experimental de temperatura de salida con la obtenida a través de la simulación se puede apreciar que no existe diferencia significativa. Esto se debe principalmente a la necesidad de ajustes finos en la configuración para la simulación.

Es así como se define que la unidad de colección de energía solar térmica tendrá un arreglo de cuatro tubos evacuados con una capacidad máxima esperada de 110 W/tubo. Tendrá una capacidad promedio de colección de 440 W si la radiación es de 810 W/m². Este resultado se obtuvo con la Ecuación 3.1. Sustituyendo un valor de G_t igual a 810 W/m².

3.5 Diseño del sistema de transmisión de energía solar térmica.

Como se explicó en la al inicio de esta sección, el circuito cerrado tiene la función de transportar el agua entre las diferentes etapas del sistema. Para esta función y por la compatibilidad entre los diámetros de tubo serpentín del colector, se decidió utilizar *tubing* PTFE 3/8 de pulgada por sus propiedades (Parker, 2013):

- ✓ Resistencia térmica excepcional.
- ✓ Resistente a altas temperaturas (>260 °C).
- ✓ Químicamente inerte.
- ✓ Excelente resistencia a la corrosión.
- ✓ Auto lubricante.
- ✓ Cumple con los requerimientos de la FDA.
- ✓ Excelente flexibilidad.
- ✓ Se dispone una amplia gama de accesorios para conexiones.
- ✓ Está disponible en un diámetro de 3/8 de pulgada compatible con el diámetro seleccionado para el serpentín del colector.

Dado que existe una distancia aproximada de 7.5 m entre el colector y el deshidratador; y para disminuir las pérdidas de calor por conducción, convección en el transporte se decidió utilizar un aislante térmico de célula cerrada NOMACO por su bajo costo y baja conductividad térmica. Además, este aislante es ampliamente disponible para tubería de 3/8 de pulgada de diámetro externo. Se decide utilizar tramos de 2 m de longitud x 0.95 mm DI x 19 mm de espesor.

Las especificaciones del aislante se resumen en la Tabla 3.

Propiedad física	Especificación
Estructura	Célula cerrada
Conductividad térmica	0.040 W/m K
Rango de temperatura recomendado	-57 °C a 125 °C
Permeabilidad de vapor de agua	0.15 kg/m s Pa
Absorción de agua	3 % w/w
Resistencia al ozono	Excelente
Estabilidad térmica	5 % de encogimiento con 7 días a 93 °C
	6 % de encogimiento a 7 días a 104 °C
Flexibilidad	Excelente
Elongación	Excelente
Resistencia al ambiente y UV	Buena

Tabla 3. Propiedades del aislante NOMACO.

Para la el transporte de agua se utilizó una bomba peristáltica de velocidad de flujo variable Marca MasterFlex L/S Mod. 7523-40 de 10 a 600 RPM, 115 VCA. 2.3 A. con la capacidad de regular flujos desde 50 mL/min hasta 2000 mL/min. 127 v ca. Ver la Figura 20.



Fig. 20 Bomba peristáltica Marca Master Flex Mod. No. 7523. Capacidad de flujo de 50 a 2000 mL/min. Fuente: Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad Tecnológica de San Juan del Río (2014).

3.6 Diseño del gabinete de deshidratación.

Considerando la investigación realizada sobre tipos de deshidratadores y con los requerimientos del diseño conceptual; se decide que la mejor alternativa es la de un secador – deshidratador de charolas dentro de un gabinete aislado térmicamente.

Se evaluaron los materiales de construcción entre lámina de acero inoxidable y acrílico con estructura de aluminio; decidiéndonos por el de acrílico y aluminio por la facilidad para ensamblar diferentes materiales, fácilmente aislable, fácil de armar una estructura rígida y de poco peso. Sabiendo que el acrílico no es un excelente aislante del calor, puede soportar hasta 120 °C y mantener sus propiedades mecánicas. Para el prototipo es una ventaja el acrílico por su transparencia, será posible observar al interior del gabinete. Las dimensiones del gabinete son de 60 cm x 40 cm x 65 cm. Se construirá con perfil cuadrado de aluminio de 1 plg. El acrílico de 5 mm de espesor en color transparente. En la Figura 21 se presenta un boceto del gabinete a construir.

En el interior se contará con tres charolas construidas con marcos de perfil de aluminio y malla de alambre de acero inoxidable 304. El espaciado entre de malla es de 1 cm. Ver Figura 21.



Fig. 21 Diseño del gabinete del deshidratado, al sistema prototipo.

La entrada de aire limpio se logra con un sistema de ventilador y filtro de papel. La acción del ventilador encendido – apagado es controlada automáticamente la computadora de acuerdo a los valores de *Set Point* especificados para las variables de humedad y temperatura al interior de la cabina.

Para lograr la transferencia de calor desde el fluido hacia el interior se contará con un radiador de láminas colocado dentro del secador. El radiador recibe el flujo de agua proveniente del colector y su salida se envía al depósito. El gabinete contará con la medición y registro de la temperatura interior de la cabina y la humedad.

3.7 Diseño del sistema de medición y control de humedad

3.7.1 Medición de la temperatura

Uno de los parámetros físicos más medidos es la temperatura. Existen muchos tipos de sensores en el mercado. Un sensor se puede definir como aquel elemento que genera una señal como respuesta a la variación del parámetro que se está censando. Dentro de los sensores de temperatura más utilizados en la industria figuran los del tipo Termopar, RTD, Termistor y Semiconductor. En la Tabla 4 se enlistan los sensores más comunes y sus características.

Tipo de sensor	Termopar	RTD	Termistor	Semiconductor
Salida	No lineal, alta precisión y repetitividad	Lineal	No lineal	Lineal y precisión de 1 °C
Característica principal	Bajo voltaje de salida	Bajo costo	Alta sensibilidad	Salida lineal de 10 mV/K a 1µA/K
Desventaja	Requiere compensador de unión fría	Requiere excitación	Requiere excitación	Requiere excitación

Tabla 4. Tipos de sensores y características.

Basándonos en la tabla anterior y considerando que el sensor estará directamente en contacto con agua con temperatura máximas cercanas a 100 °C y deberá acoplarse fácilmente a un tubo de 3/8 de pulgada, se decide utilizar un termopar tipo K. El termopar tipo K tiene buena precisión y un precio accesible (Cervantes Anaya & García Carbajal, 2013). El termopar tipo K (Cromel – Alumel) tiene un intervalo de temperatura de – 200 °C a 1372 °C con un error de medición de ± 2.2 °C. La punta del termopar es fácilmente acoplable con accesorios y ponerse en contacto al fluido dentro del tubo.

Debido a que el termopar entrega una señal de voltaje muy bajo y su respuesta no es lineal, se necesita hacer una adecuación al voltaje, con el fin de hacerlo lo más lineal posible. Un circuito integrado capaz de hacer la ampliación y adecuación del termopar es el AD595 mostrado en el Apéndice A. Por su simplicidad y con el fin de reducir espacio en el circuito se decidió utilizarlo en el sistema de medición de temperatura. Este acondicionador ya está calibrado para un termopar tipo K, presenta una sensibilidad de 10 mV/°C. En la Figura 22 se presenta el circuito integrado AD595.

Este mismo acondicionador se instaló para cada punta de termopar instalada en el sistema de deshidratación. Se instalaron un total de cuatro. En el colector a la entrada y salida del fluido. En la cabina de secado se instalaron tres: A la entrada del radiador de calor, a la salida del radiador, al interior del gabinete de secado.



Fig. 22 Circuito de amplificación y linearización del termopar conectado a la DAQ USB6008. Fuente: (Analog *Devices*, 2015) y *National Instruments* (2014).

3.7.2 Control del ventilador

Es necesario implementar un sistema de control del ventilador que hace filtrar aire hacia la cabina de secado. Se optó por la utilización de un relevador por la baja frecuencia de trabajo y por su bajo costo y facilidad de aplicación. En la Figura 23 se puede observar el circuito que utiliza un transistor 2N222 como disparador del relevador. En las terminales de carga va conectado en serie el ventilador y una fuente 127 VCA. El relevador RAS-0510 de 5 V cd es accionado de acuerdo con la señal de control digital enviada por la DAQ NI USB6008 (Fernández Lara, 2010).



Fig. 23 Circuito de control del ventilador y la DAQ NI USB-6008. Fuente: (*Micro Electronics*) y National Instruments (2014).

3.7.3 Medición y control de humedad

La humedad es la cantidad de vapor de agua contenida en el aire. Se puede indicar como humedad absoluta (kg de agua/ kg de aire seco) o como humedad relativa (%HR) que significa un porcentaje de la máxima cantidad que puede mantener el aire respecto al máximo saturado (100 %HR). Este es un parámetro muy importante ya que dentro de la cabina, ya que al estar la fruta y verdura en un ambiente cerrado y caliente tiende a generarse vapor de agua desde el interior y superficie de la fruta y verdura. Esta humedad debe retirarse mediante el ingreso de aire exterior.

Si no se hace ingresar aire externo y no se retira aire húmedo el producto no llegaría a secarse por más tiempo que lo dejemos a temperatura elevada.

En el mercado de la instrumentación y control existen muchos dispositivos para monitorear la humedad. Algunos son analógicos y otros digitales, algunos incluyen otras funciones como la medición de temperatura y humedad simultaneas. Para este proyecto se decidió utilizar el dispositivo semiconductor HMZ-4334A. Tiene cuatro pines, 1) de alimentación de + 5 Vcd., 2) salida de % HR en voltaje, 3) GND y 4) Salida de temperatura. Ver Figura 24.



Fig. 24 Imagen del sensor de humedad HMZ-433A1. Fuente: (Electronics components, 2014).

La variación de la señal de salida de humedad y el voltaje de salida se muestra en la Tabla 5.

Tabla 5. Voltaje de salida en función al %HR para el HMZ-433A1. Fuente: (Electronics components, 2014).

Humedad (% HR)	20	30	40	50	60	70	80	90
Voltaje de salida (Pin 2)	0.66	0.99	1.32	1.65	1.98	2.31	2.64	2.97

3.7.4 Visualización y registro de datos.

LabView es un software que provee un medio ambiente de desarrollo de aplicaciones fácil de usar. Su programación es gráfica. Tiene la opción de realizar cualquier tipo de operaciones matemáticas y los resultados mostrarlos en un panel de visualización o generar un archivo par hoja de cálculo o procesador de textos. Cuenta además con una pantalla de paneles frontales personalizable con perillas, botones y diales pudiendo así simular paneles de control de instrumentos reales.

Para este proyecto se utilizó la tarjeta de adquisición de datos DAQ NI USB6008 cuyas características se resumen a continuación:

- ✓ Velocidad de 10 kS/s
- ✓ 8 entradas analógicas (12 bits, 10 kS/s)
- ✓ 2 Salidas analógicas (12 bits a 150 S/s),
- ✓ 12 E/S digitales
- ✓ Contador de 32 bits
- ✓ Energizado por bus.
- ✓ Compatible con LabView.

Para el registro de las temperaturas, flujo de fluido y humedad relativa se generaron dos programas diferentes. Ambos tienen la capacidad de sondear las variables cada 15 segundos, realiza un promedio de las variables y realiza un registro para ser editado y consultado como hoja de cálculo. La estructura del programa para el gabinete se muestra en la Figura 25 y para el colector en la Figura 26.



Fig. 25 Vista del panel frontal y diagrama de bloques para el gabinete deshidratador.



Fig. 26 Diagrama general para la visualización y registro de las temperaturas en el colector.

3.8 Instalación del prototipo

Se seleccionó el laboratorio de Operaciones Unitarias del edificio K de la UTSJR ya que cuenta con todos los servicios necesarios y que presenta la menor distancia entre el colector y el gabinete ubicado al interior. La Figura 27 muestra el lugar seleccionado.



Fig. 27 Lugar de instalación del prototipo. Edificio K. Universidad Tecnológica de San Juan del Río (2014).

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan el seguimiento a la construcción del prototipo del sistema de deshidratador. Y enseguida se muestran los resultados obtenidos así como una evaluación termodinámica de desempeño.

4.1 Simulación de un tubo colector al vacío.

Con el fin de conocer el perfil de temperaturas a lo largo del serpentín se realizó un análisis de la dinámica de fluidos por computadora (CFD) utilizando el *software* Ansys R15.5 con el modelo de simulación CFX. Se definieron las dimensiones del tubo evacuado, las dimensiones del serpentín de cobre y el flujo de agua dentro del tubo de 50 mL/min. Los resultados se muestran en la Figura 28.

Dado que la temperatura del fluido es importante, el colector contará con sensores de temperatura a la entrada del fluido al primer tubo y también a la salida para determinar el incremento de energía a través del colector.



Fig. 28 A partir de datos experimentales se realiza la simulación, del perfil de temperaturas esperado en un tubo evacuado bajo la radiación solar promedio, usando el software ANSYS del perfil de temperaturas esperado en un tubo evacuado bajo la radiación solar promedio. La herramienta de ANSYS para predicción de fenómenos de transferencia de calor es muy confiable, es un software robusto que permite variar condiciones de operación o diseño antes de tener los equipos construidos. Las Figuras 29, 30, 31, 32, 33 y 34 muestran la distribución de las temperaturas del sistema.



Fig. 29 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 50 mL/min.



Fig. 30 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 60 mL/min.



Fig. 31 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 70 mL/min.



Fig. 32 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 80 mL/min.



Fig. 33 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 90 mL/min.



Fig. 34 Simulación de un tubo ETC con un flujo de 100 mL/min.

Las gráficas que se muestran a la derecha de cada figura representan la distribución de temperaturas del sistema simulado. En estas gráficas se concluye que al aumentar la velocidad de flujo de agua se presentará una disminución de la temperatura del agua a la salida del serpentín. Por esta razón se construirá el colector con un sistema de serpentín en serie para que la temperatura ganada en cada tubo se sume llegando así al límite de la temperatura de ebullición que es determinada por la presión del sistema y que es de 100 °C.

4.2 Construcción del colector

Como se mencionó en la metodología, el colector fue construido con perfil PTR de 2 pulgadas. Tiene una capacidad para soportar 7 tubos evacuados de 58 mm de diámetro y 1.80 m de longitud. Se presenta en la Figura 35.

Tiene la capacidad de moverse en un eje para proyectos futuros realizar mediciones con seguidores solares. La cama de tubos puede elevarse con unos tornillos para ajustar de manera fina la distancia entre un reflector de lámina de acero inoxidable ubicado debajo que será instalado posteriormente. La Figura 36 muestra su instalación al exterior del edificio K.



Fig. 35 Colector solar para tubos evacuados y serpentín.



Fig. 36 Instalación del colector con los cuatro tubos al exterior.

4.3 Sistema de transmisión

Para el sistema de transmisión se utilizó tubería de PTFE de 3/8 de pulgada en diámetro externo aislada con tramos de aislante del tipo NOMACO de 2 m de longitud x 0.95 mm DI x 19 mm de espesor. En la Figura 37 se muestra el detalle de aislamiento de la tubería y la bomba peristáltica utilizada.



Fig. 37 Tubería PTFE y aislamiento utilizado. NOMACO de 0.95 mm DI x 19 mm de espesor

4.4 Sistema de medición de temperatura.

Como se mencionó en la metodología, se utilizaron cuatro puntas de termopar tipo K instaladas al interior de la tubería para sondear directamente la temperatura del fluido. Se requirió la utilización de un circuito amplificador y punta fría para dar el acondicionamiento de señal y poder ser registrada por la unidad USB 6008. La Figura 38 muestra los resultados de la curva de calibración para cada una de las puntas de termopar.



Fig. 38 Calibración de las puntas de termopar utilizando un termómetro de precisión Pt-100 Ω.

La calibración de los termopares tipo K se realizó introduciendo las puntas en un recipiente inicialmente con agua caliente, se fueron registrando las lecturas de voltaje en la salida del amplificador de cada termopar y la lectura de temperatura que proporcionaba el instrumento Pt – 100 Ω . Como se puede apreciar existe un comportamiento lineal entre la temperatura medida y el voltaje proporcionado por el acondicionador. Los coeficientes de correlación lineal cuadrado obtenidos fueron superiores a 0.9978. Existen pequeñas variaciones en la ganancia de cada termopar.

4.5 Construcción del deshidratador

Las fotografías de la Figura 39 muestran el detalle dela construcción del deshidratador y su instalación al interior del laboratorio de Operaciones Unitarias del Edificio K de la UTSJR.



Fig. 39 Construcción del deshidratador solar y su instalación al interior del Laboratorio de Operaciones Unitarias de la UTSJR. Fuente: Elaboración propia (2014).

El deshidratador cuenta con un sellado hermético, en su interior tiene instalado un radiador de serpentín con láminas de aluminio, un ventilador interno y un filtro de papel para asegurar que el aire que ingresa está libre de polvo. Las paredes están aisladas y una entrada de aire por la parte inferior. Al interior tiene instalado el sensor de temperatura y humedad. Cuenta con capacidad para secar alrededor de 1.5 kg de fruta (piña) rebanada en rodajas de 8 mm de espesor aproximadamente. También se percibe instrumentación exterior de Medición de temperaturas y transmisor de humedad mediante la NI USB 6008.

4.6 Caracterización del colector

Se realizaron pruebas con diferentes flujos observando con en todos los casos la estabilidad del sistema se alcanza aproximadamente 1 hora después de haber iniciado la corrida. Consultando los registros de radiación solar de la estación meteorológica CEA ese día y hora se observa que con una radiación de 478 W/m² incidente sobre los tubos es suficiente para iniciar el proceso de secado. La Figura 40 muestra la evolución de las temperaturas conforme avanza el día. Según la ecuación 3.1 obtenida, se estima que la radiación ganada por el fluido es de 40 W.



Fig. 40 Perfil de temperaturas en los diferentes tubos y evolución de la radiación solar a lo largo de la jornada.

Es observando el perfil de temperaturas de la gráfica se puede asegurar que con los cuatro tubos se está obteniendo vapor de agua en el interior del serpentín y se observan temperaturas de alrededor de 100 °C. El sistema en el interior del serpentín está ligeramente presurizado. En la Tabla 6 se muestran los cálculos de potencia recibida en el colector para la fecha de prueba.

Fecha	Hora	Gt (W/m²)	Watts/tubo	W total, W
01-abr-14	08:30	478	40.0	159.9
01-abr-14	10:40	780	102.0	407.9
01-abr-14	13:10	879	128.2	512.7
01-abr-14	15:40	585	58.8	235.3
01-abr-14	16:50	340	20.3	83.3

Tabla 6. Potencia total obtenida promedio a lo largo de la prueba de desempeño del colector. Fuente: Creación propia (2014). Además, La Figura 41 representa los resultados de una prueba de desempeño del deshidratador realizada los días 13, 14 y 15 de Octubre del 2015 se colocaron 1730 g de piña dentro del gabinete de deshidratador y se procedió a secar.







Fig. 41 Radiación solar en W/m² y potencia de calentamiento del colector en W a lo largo de una jornada de trabajo (13, 14 y 15 de Octubre 2015).

Los datos provienen de la estación meteorológica de la CEA instalada en el edificio I de la Universidad Tecnológica de San Juan del río y que pueden consultarse en la liga *http://www.wunderground.com/weatherstation/WXDailyHistory.asp?ID=IQUERETA29*.

Habiendo realizado la integración numérica de la radiación solar durante el periodo que duró la prueba se presentó un potencial de 49,968.1 kW/m². Si utilizamos la ecuación 1 obtenida anteriormente se estima que en el colector se recibieron 23,695.1 kJ de energía, que representa con un área media de 0.47 m² de colector equivalentes. Se expresan como equivalentes ya que los tubos evacuados tienen la capacidad de recibir la energía solar directa y difusa, y el área de colección no está perfectamente definida.

4.7. Caracterización del deshidratador

Inicialmente, para estimar las diferencias en la velocidad de evaporación como función de la posición dentro del deshidratador se realizó la siguiente prueba. Esta estimación se determinó al colocar dentro del gabinete diez cristalizadores con un diámetro medio de 7.56 cm y cada uno lleno con 100 g de agua. Se colocaron 5 cristalizadores en la charola inferior y cinco en la charola superior escalonados. La Figura 4.42 muestra la ubicación de los cristalizadores, y la Tabla 7 nos muestra los resultados obtenidos. Es evidente que se hace importante la distribución de las muestras para la operación de secado. Esta prueba se realizó el 25 de Agosto del 2014, inició a las 9:35 horas y concluyó a las 17: 35 horas.



Fig. 42 Distribución de los 10 Cristalizadores dentro del gabinete.

				-
CRISTALIZADOR	MASA INICIAL [g]	MASA FINAL [g]	AGUA EVAPORADA [g]	PÉRDIDA DE AGUA [%]
1	100	79.25	20.75	20.8%
2	100	65.9	34.1	34.1%
3	100	79.9	20.1	20.1%
4	100	67.4	32.6	32.6%
5	100	66.1	33.9	33.9%
6	100	75.6	24.4	24.4%
7	100	76.45	23.55	23.6%
8	100	70.85	29.15	29.2%
9	100	64.05	35.95	36.0%
10	100	65.25	34.75	34.8%

Tabla 7. Resultados de evaporación en función de la distribución dentro del gabinete de secado.

En las Figuras 43 y 44 se puede observarque las mejores condiciones para realizar la operación de secado se ubican en la parte alta (muestras 9 y 10 evaporando un 36 % y 34.8 % respectivamente de su masa inicial); consecuentemente las menores cantidades de agua evaporada se presentaron en la charola ubicada en la parte baja del gabinete (muestras 1 y 3 evaporando un 20.1 % y 20.8 % respectivamente). Este comportamiento puede tener varias explicaciones: En primer lugar, en la parte alta de la cabina se estén presentando temperaturas mayores debido a que el aire caliente se dirige hacia arriba por su menor densidad y a su vez el aire frío queda en la parte baja del babinete, favoreciendo así al aumento de la presión de vapor del agua superficial. En segundo lugar, la transferencia de masa también depende de la velocidad y turbulencia producida por el aire sobre la superficie de evaporación. A mayor velocidad se genera mayor turbulencia y así también mayor facilidad para la remoción de humedad de una superficie mojada, por tanto, en la parte alta tambíen se estén presentando mayores velocidades del aire sobre la superficie aún cuando el ventilador está ubicado en la parte baja del gabinete.

Este estudio nos deja ver claramente que la transferencia de masa a través de una superficie depende de la ubicación dentro del gabinete en dos variables: su ubicación en la charola alta o charola baja y también de su ubicación hacia el centro o hacia las esquinas. Este punto debe considerarse a la hora de trabajar con el material a secar.


Fig. 43 Distribución de la cantidad de agua evaporada en función de la posición de las muestras en las charolas de secado.



Fig. 44 Representación tridimensional de la cantidad de agua evaporada dentro del gabinete de secado.

Para la prueba de deshidratación se utilizó piña de temporada, se rebanó en rodajas de 0.8 cm aproximadamente. Las rebanadas se sometieron a un tratamiento térmico previo de escaldado para eliminar las enzimas que puedan provocar la fermentación y la eliminación de gases que están incluidos en los tejidos de la piña. Durante este tratamiento se le agregó ¼ de su peso de azúcar

para favorecer el sabor dulce del producto, el azúcar también le ayudará para su conservación. Estas rebanadas se pesaron y alcanzaron una masa de 1730 g en total. Para esta masa fue necesario utilizar dos de las tres charolas dentro del secador. Se distribuyeron uniformemente como se muestra la Figura 4.45.



Fig. 45 Muestras de piña antes (A) y después (B) del proceso de secado. La operación duró 23 horas alcanzando máximos de 71 °C. Comprendió del 13 al 15 de Octubre del 2015.

En estos resultados muestran que es necesario tres días de sol (aproximadamente 23.5 horas) para lograr la deshidratación de 1.730 kg de materia prima hasta niveles de humedad por debajo de 10 % que es el recomendado y conservar el alimento sin desarrollo de microorganismos. Por otro lado, el equipo construido alcanza temperaturas máximas de 71 °C lo que lo hace ideal para alimentos con altos contenido de humedad como lo es la piña. La temperatura de 71 °C elimina a su vez las bacterias presentes haciendo el producto libre de bacterias patógenas. El sabor resultó agradable, así también la textura, aroma y apariencia en general.

La Figura 46 muestra el perfil de temperaturas que puede alcanzar el deshidratador. La línea roja representa la temperatura de entradad del fluido a la unidad de secado. La línea azul la salida y la línea verde representa la temperatua al interior del deshidratador. La diferencia de temperatura entre la línea roja y la azúl proporciona la información requerida para estimar el calor cedido por el fluido caliente hacia el deshidratador a la temperatura indicada por la línea verde. El registro inició a las 8:43 horas y concluyó a las 18:25 horas.



Fig. 46 Temperaturas alcanzadas en el deshidratador. Masa inicial de piña de 1730 kg.

Los resultados obtenidos para este caso fueron los siguientes:

- Masa inicial total =1730.0 g
- Humedad inicial promedio = 67.98 % (Determinado por termo balanza Ohaus).
- Masa Final total = 263.0 g
- Humedad final = 6 % (Determinado por termo balanza Ohaus).
- \Rightarrow Masa perdida = 1467 g
- \Rightarrow % de Reducción de masa = 84.8 %
- ⇒ Temperatura máxima alcanzada al interior del deshidratador = 71 °C
- ⇒ Tiempo total de la operación = 23.5 horas (en tres días).
- \Rightarrow Flujo medio de agua = 150 mL/min.
- ⇒ Energía colectada = 23,695.1 kJ
- ⇒ Energía útil = 3,883 kJ (16.4 %)
- \Rightarrow Sabor: Agradable.
- \Rightarrow Textura: Suave.
- \Rightarrow Color: Agradable.
- ⇒ Aroma: Piña endulzada.

4.8 Estudio de desempeño termodinámico del sistema.

Los balances de energía son necesarios para realizar un estudio de desempeño del sistema, es necesario conocer el flujo y las temperaturas del fluido a la entrada y salida en cada unidad de proceso. La Figura 47 muestra las etapas para realizar el balance de energía.

Como se trata de un líquido básicamente recibiendo y cediendo calor sensible en todas las etapas, se puede utilizar la siguiente ecuación para el cambio de entalpía en las diferentes etapas del proceso:



 $\Delta H = \dot{m} * C_p * (T_{salida} - T_{entrada})$ Ecuación 4.2

Fig. 47 Etapas del sistema para realizar los balances de energía.

Para la condición de máximo desempeño: Flujo de 150 mL/min tenemos:

Como se puede apreciar, en el instante que se determinaron las mediciones de temperatura, el colector está recibiendo calor a una potencia de 378.12 W, y está cediendo 318.02 W en el secador lo que representa un 84.1 % de la energía total colectada. El sistema pierde un 15.9

% de la energía colectada en las líneas de transmisión, estos resultados se presentan en la Tabla 8 y 9.

Elemento del proceso	Flujo, mL/min	Tentrada, °C	Tsalida, °C	Flujo de calor , Watts
Bomba	150	64.2	64.2	0
Transporte a colector	150	64.2	61.9	-24.7
Colector	150	61.9	98.0	378.1
Transporte a secador	150	98.0	94.6	-35.4
secador	150	94.6	64.2	-318.0
Transporte a recipiente	150	64.2	64.2	0
Recipiente	150	64.2	64.2	0
Suma				0.00

Tabla 8. Balance de energía en los diferentes elementos de proceso.

Tabla 9. Cálculo de los porcentajes de energía aprovechada en el secador. Fuente: Elaboración propia (2014).

Elemento del proceso	ΔΗ, W	%
Colector	378.1	100.0%
Bomba	0	0.0%
Transporte a colector	-24.7	-6.5%
Transporte a secador	-35.4	-9.4%
secador	-318.0	-84.1%
Transporte a recipiente	0	0.0%
Recipiente	0	0.0%
Suma	0.00	0.0%

El número en azul representa los Watts de energía solar térmica recibidos por el colector. La bomba así como en el recipiente y en el transporte del secador al recipiente no se experimenta cambio significativo en su entalpía por lo que el fluido de trabajo no recibe ni pierde energía. Los números en rojo significan que el fluido de trabajo realizó una disipación de calor hacia su exterior.

4.9 Análisis termográfico.

La termografía es una técnica que permite calcular temperaturas superficiales a distancia, con exactitud y sin necesidad de contacto físico con el objeto a estudiar. La termografía permite captar la radiación infrarroja del espectro electromagnético utilizando cámaras termográficas o de termovisión. Conociendo los datos de las condiciones del entorno (humedad y temperatura del aire, distancia al objeto, radiación incidente, etc.) y la emisividad de las superficies radiadas se puede determinar la temperatura superficial de ese objeto. Esta técnica se utilizó para detectar las áreas de oportunidad del prototipo y proponer mejoras en el sistema.

4.9.1 Análisis termográfico del colector

El colector es el motor de este sistema de deshidratación, es la unidad encargada de proporcionar la energía térmica necesaria para realizar la operación de secado. Y como ya se esperaba, es la unidad que registra las más altas temperaturas y por lo tanto más pérdidas de energía al ambiente.

En la Figura 48 se muestran las termografías de la base del colector donde se pueden apreciar zonas en color amarillo claro en la parte inferior de la termografía, donde aparentemente estarían a 67 °C. Ese es un dato falso debido a que la cámara infrarroja se acondicionó para una emisividad de 0.92. Debido a que el suelo no tiene esta emisividad por lo cual se descarta esta temperatura en el suelo. En la fotografía térmica se muestran tres tubos absorbedores de calor. En la parte superior de la termografía que se considerará cómo el primer tubo absorbedor de calor, se realizó la termografía utilizando la herramienta de línea de temperatura la cual nos va a representar la temperatura máxima y mínima en esa línea de temperatura, en este caso 28.5 °C y 26.6 °C respectivamente.



Fig. 48 Termografía exterior de los tubos absorbedores.

En el primer absorbedor también se tomó la herramienta termográfica de superficie en la cual se representa mediante un rectángulo, la cámara termográfica emite el valor mínimo de 28.2 °C y máximo de 37.9 °C que están ubicados dentro del área del rectángulo. Para el segundo absorbedor de calor que se encuentra ubicado en la parte central de los dos absorbedores se tomó la herramienta de termografía puntual obteniendo un valor de 26.5 °C. Finalmente el tercer absorbedor de calor que se encuentra en la parte inferior de los tres absorbedores con la herramienta puntual se lee que la temperatura superficial fue de 31.0 °C.

En la Figura 49 se muestran dos temperaturas puntuales, en la parte superior la temperatura censada fue de 28.6 °C mientras que en la parte inferior la temperatura puntual fue de 38.5 °C. Este fenómeno se debe a la transferencia de calor por convección entre los tubos absorbedores y el medio ambiente. En este caso el aire que impacta sobre la superficie exterior de los tubos absorbedores hacen una absorción de calor más directa comparada con la parte inferior de los tubos absorbedores obteniendo un delta de temperatura de hasta 10.1 °C. Para corroborar esta teoría en la parte inferior izquierda se tomó un perfil de temperaturas lineal en el cual el mínimo fue de 27.5 °C y el máximo de 41.6 °C sobre el mismo tubo absorbedor. Es por este fenómeno evidenciado en la termografía que es necesario de sistemas de aislamiento. Este aislamiento lo provee el vacío en nuestro tubo absorbedor.

67



Fig. 49 Termografía de los tubos absorbedores

En la Figura 50 se muestra en el centro de la termografía un valor de temperatura de 44.3 °C, este valor de temperatura es en la superficie del absorbedor mas sin embargo no es la temperatura de trabajo del fluido térmico, para conocer un valor más cercano a la temperatura de trabajo del fluido se tomaron tres puntos. Estos tres puntos están ubicados en la superficie de entrada sobre la tubería de cobre por lo tanto serán valores más cercanos a la temperatura de fluido. De izquierda a derecha, las temperaturas fueron 49.7 °C, 86.6 °C y 89.3 °C, el incremento de temperatura se debe a que en el primer tubo absorbe una cantidad de calor de la radiación solar. Este fluido de trabajo pasa al segundo absorbedor donde aún puede absorber energía más sin embargo al pasar al tercer absorbedor de calor el incremento de temperatura ya no es tan alto comparado con el delta de temperatura de 56.9 °C obtenidos en la primera etapa de absorción de calor. Este fenómeno nos permite establecer que a este flujo si continuamos adicionando más absorbedores de calor ya no tendrán una absorción de calor eficiente como para sustentar técnica y económicamente los otros absorbedores de calor.



Fig. 50 Termografía de los tubos absorbedores en el colector.

En la Figura 51 que corresponde a una perspectiva de frente del colector de tubos y ubicándonos a la derecha, se trazó un estudio de perfil de temperatura en línea recta sobre un tubo absorbedor encontrando una máxima de temperatura de 31.5 °C y una mínima de 25.6 °C ubicada en la parte baja del tubo absorbedor. En ese tubo de vacío existe un delta de temperaturas de 5.9 °C para un mismo absorbedor de calor, esto nos permite visualizar que se encuentra a bajas temperaturas, esta baja temperatura similar a la temperatura ambiente nos permite evidenciar que no habrá grandes pérdidas de calor por conducción, convección y radiación dado que a la mitad del tubo absorbedor de calor se encuentra a 25.1 °C y la temperatura ambiente era muy similar.



Fig. 51 Termografía de las superficies externas de los tubos absorbedores.

En la Figura 52 Se presenta la termografía de un arreglo de cuatro tubos colectores. Nuevamente se presenta una temperatura superficial muy próxima a la temperatura ambiente, 22.2 °C y 25.2 °C en el primero y tercer tubo colector respectivamente. Al realizar un estudio de perfil de temperaturas en el segundo y cuarto tubo encontramos que existe un ligero incremento en las temperaturas mínimas y máximas, de 22.5 °C a 23.4 °C en la temperatura mínima y de 26.7 °C a 27.7 °C para la temperatura máxima. Estas mediciones demuestran que el aislamiento al vacío es muy bueno en los tubos al estar las temperaturas superficiales muy cercanas a la temperatura ambiente.



Fig. 52 Perfil de temperaturas exteriores en los tubos absorbedores.

Ahora, la Figura 53 nos presenta un detalle de la conexión del serpentín en cada tubo. La entrada al colector es por el tubo de la derecha, a su salida se introduce al siguiente y así subsecuentemente hasta salir por la extrema izquierda. Esta vez, las lecturas corresponden a las temperaturas de la superficie interior del tubo, en la superficie muy cercana al borde: En el tubo de entrada con 92.3 °C, 88.6 °C, 83.6 °C y finalmente en el tubo de salida de 103.2 °C. Estas lecturas nos revelan que la temperatura interior del tubo no es del todo homogénea, ya que en otra prueba se había medido temperaturas interiores de 180 °C a la mitad del tubo. Las temperaturas calientes para la transferencia de calor son menores al acercarse el fluido a la salida del tubo.



Fig. 53 Termografía del interior de los tubos absorbedores.

4.9.2 Análisis termográfico del deshidratador.

En términos energéticos la cabina de deshidratación es muy importante ya que proporciona el espacio para la transmisión de calor al alimento promoviendo así la transferencia de masa durante el deshidratado. Las variables relacionadas a la operación de la cabina de deshidratador son muchas y no fáciles de calcular. Como se mencionó en el marco teórico, en el deshidratador se presentan los fenómenos de transferencia de calor y transferencia de masa, mismos que son fuertemente influenciados por los mecanismos de transporte de movimiento, es decir, por los fenómenos que genera el movimiento de las corrientes de aire a través del filtro y en el interior del gabinete. A continuación se presentan y describen las termografías de esta unidad.

La Figura 54 muestra claramente las zonas calientes (región de abajo y marcos) y zonas frías del gabinete (centro). Primeramente, en la esquina superior izquierda se lee una temperatura de 38.0 °C, justo delante de la estructura de aluminio estimándose unos 15 grados por encima de la temperatura ambiente, lo cual se traduce en pérdidas de calor por convección y radiación hacia el ambiente. Más abajo se lee una temperatura superficial de 33.6 °C que corresponde a la temperatura del acrílico con una placa de poliestireno de 1 cm de espesor y dos placas de acrílico de 3.1 mm. Aunque esta es una temperatura menor a la anterior sigue siendo significante en términos de transferencia de calor, representa una diferencia de temperatura de 10 °C con el ambiente lo cual se traduce en pérdidas de calor por convección. En esa misma zona se escaneó un

área del frente encontrándose que la temperatura superficial varía entre 32.4 °C como mínimo y 33.0 °C como máximo. Al centro se ubica una mirilla circular sin aislante de poliestireno con el fin de poder observar al interior. Esta mirilla representa en términos energéticos una pérdida e calor al tener una temperatura superficial un tanto elevada de 35.9 °C. Finalmente, la parte de abajo es la zona más caliente al encontrarse ahí la conexión de entrada del fluido proveniente del colector y la salida de retorno. La temperatura que se sondea es de 40.7 °C, que representa un delta de temperatura con el ambiente de aproximadamente 17.7 °C y se pueden traducir a un flujo de calor considerable a la eficiencia de la unidad. Esta temperatura resulta alta ya que en esa zona (parte inferir del gabinete) se ubica el disipador de calor y nuevamente el marco de aluminio que sirve de estructura al gabinete.



Fig. 54 Termografía exterior del gabinete de secado.

La Figura 55 nos muestra el espectro termográfico de la superficie de la mirilla del deshidratador. Su diámetro es de 16 cm lo que representa una importante pérdida de calor al ambiente aunque para propósitos de este prototipo esa pérdida de energía se compensa con la posibilidad de poder observar el interior de las muestras durante la operación de secado. Las temperaturas que presenta se encentra entre 34.9 °C y 35.7 °C. Alrededor de 4 °C a 5 °C en promedio con el resto de las superficies con aislante térmico.



Fig. 55 Mirilla del gabinete.

Como se puede observar en la Figura 56, el marco de aluminio representa una importante pérdida de energía térmica. El marco está construido de tubo de aluminio de 1 pulgada de lado. La temperatura superficial en el marco es de 38.2 °C pero en la parte baja del gabinete está 2.3 °C más caliente, es decir: 40.5 °C. Esto es debido a que el disipador de calor ubicado al interior del gabinete le proporciona calor más directamente y en la parte alta con menos influencia del disipador es calentado por el aire circulante del interior del deshidratador. Claramente se observa que es uno de los principales aspectos a corregir y pensar en mejorar. Finalmente, en el costado del gabinete se realizó un escaneo de superficie encontrando presentando una temperatura mínima de 32.9 °C y una temperatura máxima de 34.5 °C.



Fig. 56 Termografía del costado y marcos del gabinete.

Desde afuera es imposible realizar una termografía de los frutos que se están procesando. Es así como se tuvo que abrir la puerta del deshidratador y rápidamente capturar el espectro infrarrojo emitido. El espectro se muestra en la Figura 57, primeramente, en color morado representan las temperaturas superficiales de la piña y es de 34.2 °C y 33.7 °C a la izquierda y derecha respectivamente. En cambio, sobre la malla se observa una temperatura de 50.3 °C, y un perfil de temperaturas entre 52.4 °C y 55.0 °C. La pared del fondo presenta una temperatura entre 49.3 °C como mínima y una máxima de 50.3 °C. Aquí se puede mencionar que aunque el ambiente esté a una temperatura elevada, los alimentos están a una temperatura menor debido al fenómeno de evaporación de agua en la superficie de la fruta, es una seña que en ese instante el alimento aún cuenta con agua en su interior y superficie.



Fig. 57 Termografía de frutas al interior del deshidratador.

Al igual que en la anterior, Figura 58 muestra una temperatura en la pared del fondo mínima de 43.5 °C y máxima de 44.8 °C. También se observa una lectura puntual de 44.8 °C en el fondo del gabinete. Esta imagen deja ver que en ese momento estaba instalada una charola de calentamiento, el disipador de calor colocado en la base del gabinete y aún debajo de él el sistema de filtración de aire y el ventilador que provoca la turbulencia en el interior del gabinete.

The second s	48.5 °C
min 43.5 max 45.8	
44,8	
and the second s	
the second s	
	28.2

Fig. 58 Termografía de las paredes interiores del gabinete de deshidratación.

Al igual que la anterior, la Figura 59 muestra temperaturas de la pared al interior de 43.0 °C a 45.6 °C y un valor puntual de 45.2 °C. Es importante hacer notar que la cámara termográfica

proporciona los espectros de radiación de infrarrojo y su conversión a una temperatura determinada es mediante la especificación de la emisividad de la superficie en cuestión.



Fig. 59 Termografía interior de las paredes.

En la Figura 60 se muestra la termografía de superficie sobre las aletas del disipador de calor. En el escaneo de superficie que se ubica al fondo se observa que la máxima temperatura de superficie es de 70.7 °C y una mínima de 67.6 °C. Por su parte, en el escaneo próximo a la cámara se observaron la temperatura máxima de 67.9 °C y una mínima de 62.9 °C. Ésta variación se debe a que el fluido caliente entra por la parte del fondo y conforme avanza va cediendo su calor al aire por medio de la convección.



Fig. 60 Termografía del disipador de calor.

La termografía de la Figura 61 es muy ilustrativa para comprender los fenómenos de transferencia de calor en el disipador. El disipador de calor consta de diez tubos de cobre de 3/8 de pulgada y de 11 pulgadas de longitud, cada tubo tiene aletas de aluminio delgado. En esta termografía se observa la variación de la temperatura superficial de los tubos al avanzar el agua de calentamiento. Algunos valores en la superficie de los tubos son de atrás hacia adelante: 87.6 °C, 85.5 °C, 86.0 °C y finalmente de 80.9 °C. Estos valores deben ser muy próximos a la temperatura del agua que circula en su interior.



Fig. 61 Termografía de los tubos del radiador.

En la Figura 62 presenta la termografía del disipador de calor pero ahora en su parte superior e inferior. Ésta termografía revela que las láminas están más calientes en la parte inferior (70.0 °C) que en su parte superior (de 61.8 °C a 63.0 °C). Ésta variación se debe a que en la superficie del disipador existe mayor turbulencia del aire y la parte inferior tiene menos aire circulante.



Fig. 62 Termografía del disipador de calor en su parte inferior y superior.

El análisis termográfico proporciona mucha información cualitativa y cuantitativa sobre la distribución de las temperaturas en superficies permitiendo de una manera muy sencilla la identificación y caracterización de sistemas térmicos y puntos de fuga de energía térmica. Su confiabilidad es alta al ofrecer al investigador muchos puntos de comparación y corroboración de resultados desde muchos puntos de vista.

Es así como se identifican los principales puntos de pérdida de calor como lo es el marco de aluminio, la falta de aislamiento térmico en las paredes del deshidratador y resaltando el gran desempeño del colector, que a pesar de que es una unidad que trabaja a altas temperaturas también es de los equipos que presenta las mejores eficiencias energéticas.

5. CONCLUSIONES

El ingenio del hombre, cambió su necesidad de adaptación a modificar el entorno, llevando esto a usar diversas fuentes de energía y tecnologías: la energía solar es en nuestro país una oportunidad de desarrollo.

Posteriormente con el fin de conocer el perfil de temperaturas a lo largo del serpentín se realizó un análisis de la dinámica de fluidos por computadora (CFD) utilizando el software Ansys con el modelo de simulación CFX. Se definieron las dimensiones del tubo evacuado, las dimensiones del serpentín de cobre y el flujo de agua dentro del tubo desde 50 mL hasta 200 mL, permitiendo así realizar las simulaciones y predecir los patrones de comportamiento.

El proyecto de Diseño y Construcción de un deshidratador de Frutas y Verduras se adaptó al recurso solar en San Juan del Río y con una capacidad para deshidratar 1 kg de fruta mínimo.

El diseño conceptual del prototipo definió las siguientes características:

Capacidad de 1 kg de producto húmedo, humedad final de 10 % máximo, secado den 20 horas de sol máximo, producto libre de contaminación física, bajo consumo de energía convencional, un número mínimo de piezas para la construcción, fácil operación y mantenimiento; así como se estéticamente presentable.

Una vez concluido el diseño, construcción y caracterización del sistema cíclico de deshidratación de frutas y verduras se puede concluir de la siguiente manera:

- Se determinó que el flujo de radiación solar promedio disponible para San Juan del Río es de 2059 KW-h/m² año siendo un recurso potencial considerable.
- 2. Los parámetros de operación se variaron desde 50 mL/min hasta 200 mL/min encontrándose la operación óptima en 150 mL/min con una temperatura máxima en el deshidratador de 71 °C y una mínima de 43 °C con el flujo mínimo.
- A flujos menores (50 mL/min 150 mL/min) el fluido presenta mayores cantidades de energía colectada reflejados en el delta de temperatura de 47 °C y 35 °C respectivamente. Se generaron temperaturas a la salida del colector de hasta 98 °C.

- 4. Con las pruebas realizadas se concluye que el sistema es capaz de reducir el 84.8% de la masa de una muestra de piña de 1730 g iniciales. La materia prima con un contenido inicial de 67.98 % de humedad llega a una humedad final de 6.0 % de humedad en 23.5 horas de operación.
- Se determinó que el 100 % de la energía colectada (378.12 W) se descarga el 84.1
 % en el deshidratador y se pierde un 15.9 % en las líneas de transmisión.
- 6. La eficiencia energética de deshidratación estimada es del orden del 16.4 %.
- 7. El análisis temográfico revela que hay fugas de calor por las aristas y por la parte inferior.
- 8. El prototipo presenta la suficiente robustez para emplearlo en prácticas de transferencia de calor y aprovechamiento de energía solar en las diferentes carreras de la UTSJR.

Trabajos a futuro:

- 1. Evaluar aislantes térmicos para disminuir pérdidas de transferencia de calor entre el deshidratador y colector solar. Representan el 16 % de la energía perdida.
- 2. Reubicar el radiador dentro del secador a un costado. Evita su ensuciamiento por goteo.
- 3. Realizar pruebas de secado de carne. Su valor comercial es más alto.
- 4. Publicación de resultados en revista indexada con factor de impacto.
- 5. Análisis de mercado para la comercialización del prototipo y del producto. Calcular el costo de un nuevo diseño.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AManlou, Y., & Zomorodian, A. (2010). Applying CFD for designing a new fruit cabinet dryer. *Journal of Food Engineering*, 8-15.
- Amer B., M. A., Hossain, M. A., & Gottschalk, K. (2010). Desingn and performance evaluation of a new hybrid solar dryer for banana. *Energy Conversion and Management*, 813 820.
- Analog Devices. (2015). AD595: Type K Thermocouple Amplifier with Cold Junction Compensation . Recuperado el 20115, de http://www.analog.com/en/mems-sensors/digital-temperaturesensors/ad595/products/product.html
- AP. (2014). Recuperado el 26 de Agosto de 2014, de http://www.jornada.unam.mx/ultimas/2014/02/14/la-planta-solar-mas-grande-delmundo-se-extiende-en-el-desierto-estadunidense-de-mojave-7634.html
- Azzouz, S., Guizani, A., Jomaa, W., & Beñghith, A. (2002). Moisture diffusivity and drying kinetic equation of convective drying of grapes. *Journal of Food Engineering*, 323 330.
- Bala K., B., Mondol M., R. A., Biswas, B. K., Chowdury, B. L., & Janjai, S. (2003). Solar drying of pineapple using solar tunnel. *Renewable*, 183 190.
- Belessiotis, V., & Delyannis, E. (2010). Solar Drying. 85, 1665 1691.
- Belessiotis, V., & Delyannis, E. (2011). Solar drying. Solar Energy, 1665 1691.
- CEA. (2014). Wheater Wunderground. Recuperado el 2014, de http://www.wunderground.com/personal-weatherstation/dashboard?ID=IQUERETA29#history/tdata/s20140401/e20140401/mdaily
- Cervantes Anaya, A. I., & García Carbajal, H. E. (2013). *Horno automático de precisión para el soldado de componentes electrónicos de montaje superficial.* D.F.: Instituto Politécnico Nacional.
- Coronado Maldonado, M., & Oropeza Motnerrubio, R. (2005). *TRIZ, La metodología más moderna para iventar e innovar tecnológicamente de manera sustentable*. D.F.: Panorama.
- Curcio, S., Aversa, M., Calabrò, V., & Iorio, G. (2008). Simulation of food drying: FEM analysis and experimental validation. *Journal of food engineering*, 541 553.

- El-Beltagy, A., Gamea G., A., & Amer Essa, A. H. (2007). Solar drying characteristics of strawberry. Journal of Food Engineering, 456 - 464.
- Electronics components. (2014). *HMZ-433A1.* Obtenido de http://www.docstoc.com/docs/38839622/PRODUCT-SPECIFICATIONS-HMZ-435C-Humidity-module-specifications
- Exteriores, S. d. (s.f.). *Querétaro*. Obtenido de http://www.sre.gob.mx/coordinacionpolitica/images/stories/documentos_gobiernos/ftqu e.pdf
- Fernández Lara, S. (2010). *Consideraciones para el diseño del sistema de control para el secado de madera*. Veracrúz: Universidad Veracruzana.
- Fito Maupoey, P., & et al. (2001). Introducción al secado por aire caliente. Valencia: Reproval. S. L. .
- Kalogirou, S. A. (2009). *Solar energy Engineering: Processes and systems.* Burlington: Academic Press.
- Kavak Akpinar, E. (2006). Determination of suitable thin layer drying curve model for some vegetalbes and fruits. *Journal of Food Engineering*, 75 84.
- Khalil, E. J., Al-Juamily, Abdul Jabbar, N. K., & Tadahmun, A. Y. (2007). Testing of the performance of a fruit and vegetable solar drying system in Iraq. *Desalination*, 163 170.
- Kuriakose, R., & Anandharamakrishnan, C. (2010). Computational fluid dynamics (CFD) applications in spray drying of food products. *Trends in Food Science & Technology*, 383 398.
- Marín B., E., Lemus M., R., Flores M., V., & Vega G., A. (2014). La rehidratación de alimentos deshidratados. *Revista Chilena de Nutrición*, 527 538.
- Mathioulakis, E., Karathanos, V. T., & Belessiotis, V. G. (1998). Simulation or Air Movement in a Dryer by Computational Fluid Dynamics: Applicationn for the Drying of Fruits. *Journal of Food Engineering*, 183 200.
- Micro Electronics. (s.f.). *The 2N222*. Obtenido de http://pdf.datasheetcatalog.com/datasheet/MicroElectronics/mXrurvs.pdf
- Moaveni, S. (1999). Finite Element Analysis. New Jersey: Prentice Hall.
- Nandwani, S. S. (2005). *Energía solar, Conceptos básicos y su utilización*. Universidad Nacional de Costa Rica., Heredia.
- Nilnont, W., & all, e. (2010). Finite element simulation for coffee (Cofea arabiga). *Food and Bioproducts Processing*, 258 - 268.

- Norton, T., & Sun, D. W. (2006). Coputational fluid dynamics (CFD) an efective and efficient design and análysis tool for the food industry: A review. *Trends ind Food Science & Technology*, 600 - 620.
- Orrego, C. E. (2010). *Procesamiento de Alimentos*. Obtenido de http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/manizales/4070035/html/descripcion.html
- Parikh, D. M. (2014). Solids drying: Basics and Applications. Chemical Engineering, 42-45.
- Parker. (2013). Fluoropolymer Hose & Fittings Products. PARKER.
- Praene, J. P., Garde, F., & Lucas, F. (2005). Dinamic modeling and elements of validation of solar evacuated tube collectors. *Building Simulation*, 953 960.
- Sampieri Hernández, R., Fernandez Collado, C., & Slocum J., W. (2006). *Metodología de la investigación.* D. F.: Mc GrawHill.
- Santamarta, J. (2004). Las energías renovables son el futuro. World Watch.
- Secretaría de Desarrollo Sustentable del Estado de Querétaro. (25 de Febrero de 2013). *Calidad del Aire*. Recuperado el 12 de Julio de 2013, de http://calidaddelaire.queretaro.gob.mx/contenido.aspx?q=fhHPSp4GXlQb5RwPYA+4m1Yd drRYf3ff
- Secretaría de Energía. (2012). Balance Nacional de Energía. D.F.
- SENER. (2013). *Prospectiva de Petróleo Crudo y Petrolíferos 2013 2027.* Distrito Federal: Secretaría de Energía.
- Stamatios J., B., & Vassilios G., B. (2004). Influence of the drying conditions on the drying constants and moisture diffusivity during the thin - layer drying of figs. *Journal of food engineering*, 449 - 458.
- Tonda, J. (2002). El oro solar y otras fuentes de Energía. D.F.: Fondo de Cultura Económica.
- Universidad Nacional Autónoma de México. (2014). *Planta Solar*. Recuperado el Agosto de 2014, de Laboratorio de Investigación UNAM: http://www.iingen.unam.mx/esmx/Investigacion/Laboratorios/Paginas/PlantaSolar.aspx
- Yahya M., G., Yahya S., A., & Faiz K., B. (2000). Preservation of fruits and vegetables using solar drier: a comparative study of natural and solar drying, III; chemical analysis and sensory evaluation data of the dried samples (grapes, figs, tomatoes and onions). *Renewable* energy, 203 - 212.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a al **Centro de Investigación en Materiales Avanzados y al Sistema de Universidades Tecnológicas** por la organización e impartición del programa de Maestría en Ciencias en Energías Renovable para beneficio de los estudiantes de las Universidades Tecnológicas y de México.

Al **CONCYTEQ** por apoyar en el financiamiento de este proyecto.

Al Dr. Antonino Pérez Hernández por su valiosa contribución y dirección de esta tesis.

Al M. en C. Jaime Hernández Rivera por todo el apoyo y facilidades otorgadas realizar este trabajo.

Al Dr. Juan Manuel Olivares Ramírez por su dirección en todo este proceso de titulación.

Al Dr. Ángel Marroquín de Jesús por sus comentarios y dirección de este trabajo de tesis.

A todas las personas que de alguna forma nos apoyaron para concluir este proyecto de maestría y tesis.

Juan Carlos Rodríguez Gómez

Julio César Lemus Hernández.