

ISSN 2410-3950

Volumen 4, Número 11 – Abril –Junio 2017

Revista de Sistemas Experimentales

ECORFAN®

Indización



ECORFAN-Bolivia

- Google Scholar
- Research Gate
- REBID
- Mendeley
- RENIECYT

ECORFAN-Bolivia

Directorio

Principal

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD.

Director Regional

IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. BsC.

Director de la Revista

PERALTA-CASTRO, Enrique. MsC.

Relaciones Institucionales

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC.

Edición de Logística

IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. BsC.

Diseñador de Edición

SORIANO-VELASCO, Jesus. BsC.

Revista de Sistemas Experimentales, Volumen 4, Número 11, de Abril a Junio -2017, es una revista editada trimestralmente por ECORFAN-Bolivia. Loa 1179, Cd. Sucre. Chuquisaca, Bolivia. WEB:

www.ecorfan.org, revista@ecorfan.org.

Editora en Jefe: RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD, Co-Editor: IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. ISSN-2410-3950. Responsables de la última actualización de este número de la Unidad de Informática ECORFAN. ESCAMILLA-BOUCHÁN, Imelda. PhD, LUNA-SOTO, Vladimir. PhD, actualizado al 30 Junio del 2017

Las opiniones expresadas por los autores no reflejan necesariamente las opiniones del editor de la publicación.

Queda terminantemente prohibida la reproducción total o parcial de los contenidos e imágenes de la publicación sin permiso del Instituto Nacional del Derecho de Autor.

Consejo Editorial

ALEMÓN-MEDINA, Francisco Radamés. PhD
Instituto Nacional de Pediatría, Mexico

POSADA-GOMEZ, Ruben. PhD
InstitutNationalPolytechnique de la Lorraine, Francia

RUIZ-AGUILAR, Graciela. PhD
Universidad de Guanajuato, Mexico

RANGEL-VILLALOBOS, Hector. PhD
Universidad De Guadalajara, Mexico

SOTERO-SOLIS, Victor Erasmo. PhD
Universidad Nacional de la Amazonia Peruana, Peru

CORTES-SANCHEZ, Alejandro de Jesus. PhD
Secretaria de Salud, Mexico

HERNANDEZ-MARTÍNEZ, Rufina. PhD
University of California, USA

PALOS-PIZARRO, Isidro. PhD
Universidad Autonoma de Tamaulipas, Mexico

Consejo Arbitral

PNPI. PhD

Instituto Nacional de Neurologia y Neurocirugia, Mexico

DAJWZ. PhD

Federal University of MatoGrosso, Brazil

PRL. PhD

Universidad Tecnologica de Culiacan, Mexico

GTCC. PhD

Universidad Central de Venezuela, Venezuela

DFSNM. PhD

Universidad Autonoma de Coahuila, Mexico

RLR. PhD

Universidad Autonoma de Sonora, Mexico

ACG. PhD

Instituto Politécnico Nacional, México

PFC. PhD

Washington State University, U.S.

Presentación

ECORFAN, es una revista de investigación que publica artículos en las áreas de: Sistemas, Experimentales.

En Pro de la Investigación, Enseñando, y Entrenando los recursos humanos comprometidos con la Ciencia. El contenido de los artículos y opiniones que aparecen en cada número son de los autores y no necesariamente la opinión del Editor en Jefe.

Como primer capítulo tenemos, *Caracterización eléctrica de un sistema fotovoltaico de 3 kWp de potencia conectado a red eléctrica*, por MEJIAS-BRIZUELA, Nildia, RUIZ-HERRERA, Sandra, GALÁN-HERNÁNDEZ, Néstor y CORREA-FIERRO, Irving, con adscripción en la Universidad Politécnica de Sinaloa, como siguiente artículo tenemos, *Medición y análisis del proceso de combustión en un sistema schlieren en la región visible e infrarrojo cercano*, por GÓMEZ-VIEYRA, Armando¹, ALVAREZ-HERRERA, Cornelio², VERGARA-VÁZQUEZ, Karla Beatriz¹ y PÉREZ-SÁNCHEZ, Grethell Georgina¹ con adscripción en ¹Division de Ciencias Básicas e Ingeniería, Universidad Autónoma Metropolitana-Unidad Azcapotzalco, ²Universidad Autónoma de Chihuahua, como siguiente artículo tenemos *Secado de frutas y verduras con energía solar*, por HERNÁNDEZ-GÓMEZ, Víctor, OLVERA-GARCÍA, Omar, GUZMÁN-TINAJERO, Pedro, MORILLÓN-GÁLVEZ, David, con adscripción en la Universidad Nacional Autónoma de México, como siguiente artículo tenemos, *Cinética de secado de la hoja de naranja amarga (Citrus Aurantium), bajo condiciones controladas y en un secador solar directo con convección natural y forzada*, por CASTILLO-TÉLLEZ-Margarita, OVANDO-SIERRA, Juan Carlos, ANDRADE-DURÁN, Juan E y LEZAMA-ZÁRRAGA, Francisco, con adscripción en la Universidad Autónoma de Campeche, como siguiente artículo tenemos, *Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134^a*, por RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, CARBAJAL-SALAZAR, Emilio y RODRIGUEZ-CANDELARIO, Jordan, con adscripción en la Universidad Tecnológica de Puebla y como último capítulo tenemos, *Análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración real con refrigerante R-134a para la obtención de un COP óptimo de operación*, por RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, RODRIGUEZ-SERRANO, Lino Alberto y RANGEL-TLASECA, Dania, con adscripción en Universidad Tecnológica de Puebla.

Contenido

| Artículo | Pág. |
|---|-------|
| Caracterización eléctrica de un sistema fotovoltaico de 3 kWp de potencia conectado a red eléctrica MEJIAS-BRIZUELA, Nildia, RUIZ-HERRERA, Sandra, GALÁN-HERNÁNDEZ, Néstor y CORREA-FIERRO, Irving | 1-12 |
| Medición y análisis del proceso de combustión en un sistema schlieren en la región visible e infrarrojo cercano GÓMEZ-VIEYRA, Armando, ALVAREZ-HERRERA, Cornelio, VERGARA-VÁZQUEZ, Karla Beatriz y PÉREZ-SÁNCHEZ, Grethell Georgina | 13-21 |
| Secado de frutas y verduras con energía solar HERNÁNDEZ-GÓMEZ, Víctor, OLVERA-GARCÍA, Omar, GUZMÁN-TINAJERO, Pedro, MORILLÓN-GÁLVEZ, David | 22-33 |
| Cinética de secado de la hoja de naranja amarga (<i>Citrus Aurantium</i>), bajo condiciones controladas y en un secador solar directo con convección natural y forzada CASTILLO-TÉLLEZ-Margarita, OVANDO-SIERRA, Juan Carlos, ANDRADE-DURÁN, Juan E y LEZAMA-ZÁRRAGA, Francisco | 34-41 |
| Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, CARBAJAL-SALAZAR, Emilio y RODRIGUEZ-CANDELARIO, Jordan | 42-52 |
| Análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración real con refrigerante R-134a para la obtención de un COP óptimo de operación RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, RODRIGUEZ-SERRANO, Lino Alberto y RANGEL-TLASECA, Dania | 53-60 |

Instrucciones para Autores

Formato de Originalidad

Formato de Autorización

Caracterización eléctrica de un sistema fotovoltaico de 3 kWp de potencia conectado a red eléctrica

MEJIAS-BRIZUELA, Nildia†, RUIZ-HERRERA, Sandra, GALÁN-HERNÁNDEZ, Néstor y CORREA-FIERRO, Irving

Unidad Académica de Ingeniería en Energía, Universidad Politécnica de Sinaloa

Recibido Marzo 30, 2017; Aceptado Mayo 28, 2017

Resumen

Se presenta la caracterización eléctrica de un sistema fotovoltaico de 3 kWp conectado a la red eléctrica de baja tensión, a través de paneles solares fotovoltaicos monocristalinos de 250 Wp y fabricación mexicana, empleando un analizador fotovoltaico para la determinación de los parámetros eléctricos I_{sc} , V_{oc} , V_{pmp} , I_{pmp} y P_{max} bajo condiciones reales de irradiancia solar global y temperatura ambiente que permitan la elaboración de las curvas características I-V y P-V de los paneles solares fotovoltaicos en estudio, con el fin de establecer el desempeño de los mismos al compararlos con los datos de fabricación, a través del modelo matemático de un diodo. El estudio se complementa con la determinación teórica mediante programación en MATLAB® de la trayectoria solar, pérdidas por inclinación y orientación y estimación de la energía total anual producida. Los resultados arrojan pérdidas eléctricas en el sistema fotovoltaico debido a defectos presentados en los mismos con el paso del tiempo de vida útil.

Sistema fotovoltaico, Curva I-V, parámetros eléctricos, panel fotovoltaico monocristalino

Abstract

Electrical characterization of a photovoltaic system of 3 kWp connected to the low voltage electrical grid is presented through 250 Wp monocrystalline photovoltaic solar panels and Mexican manufacturing, using a photovoltaic analyzer to determine the electrical parameters I_{sc} , V_{oc} , V_{pmp} , I_{pmp} and P_{max} under conditions of global solar irradiance and ambient temperature that allow the elaboration of the characteristic curves IV and PV of the photovoltaic solar panels under study, in order to establish the performance of the same when comparing them with the data of Manufacturing, through the mathematical model of a diode. The study is complemented with the theoretical determination by MATLAB programming of the solar path, losses by inclination and orientation and estimation of the total annual energy produced. The results show electrical losses in the photovoltaic system due to defects presented in them with the passage of the life time.

Photovoltaic system, Curve I-V, electrical parameters, monocrystalline photovoltaic panel

Citación: MEJIAS-BRIZUELA, Nildia, RUIZ-HERRERA, Sandra, GALÁN-HERNÁNDEZ, Néstor y CORREA-FIERRO, Irving. Caracterización eléctrica de un sistema fotovoltaico de 3 kWp de potencia conectado a red eléctrica. Revista de Sistemas Experimentales. 2017, 4-11: 1- 12.

†Investigador contribuyendo como primer Autor.

Introducción

Una de las problemáticas que enfrenta el sector energético en México, son las tecnologías implementadas para su producción ya que generan gran cantidad de Gases de Efecto Invernadero (GEI), reportándose como el sector con más emisiones, 207 MtCO_{2e} según el último Inventario de Gases de Efecto Invernadero. De allí, el sector de energía eléctrica contribuyó con 126,607.66 GgCO_{2e}, ocupando el segundo lugar a nivel nacional de emisiones totales de GEI.

El gobierno a partir de la Reforma Energética y a través de la Secretaría de Energía (SENER, 2016) crea el Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional (PRODESEN), donde propone metas a partir de la generación de energías limpias para 2018 de 25 %, para 2021 de 30 % y para 2024 de 35 %.

También se prevé que la energía solar al 2029 tenga una capacidad de generación limpia de 1878 MW, dado que México es el tercer país en recibir alta radiación solar, por ser parte del cinturón de radiación solar terrestre (Huacuz, 2016).

La tecnología solar fotovoltaica, está contribuyendo con ello, mostrando desde 2015 a la fecha un crecimiento a través de la disminución considerable de costo de equipos; capacidad de fabricación de paneles solares fotovoltaicos (PSFV) con exportación a Estados Unidos y Latinoamérica (Centro de Estudios en Medio Ambiente y Energías Renovables, 2016) y la instalación de más de 56 MW en generación distribuida (SENER, 2016) conformada por productores de pequeña escala (domésticos y comerciales) cuya generación se puede intercambiar con la red eléctrica o vender a pequeños usuarios.

Cualquier edificio puede entonces ser una pequeña central de generación eléctrica, siempre y cuando cumpla los requerimientos de instalación de sistemas fotovoltaicos establecidos en la normativa oficial mexicana NOM-001-Sede-2012.

Sin embargo, esta tecnología es afectada por la intermitencia del flujo solar que recibe la tierra, plasmado en el ciclo día-noche, la variación en intensidad solar por estaciones del año y lugar geográfico, sombras, temperatura y acumulación de suciedad en la superficie del PSFV entre otros, afectando considerablemente sus propiedades eléctricas (voltaje, corriente, potencia) que repercuten en baja producción energética inyectada a red y finalmente en la inversión realizada y redituabilidad de la misma.

Por ello, la caracterización eléctrica de PSFV es fundamental, pues permite realizar estudios comparativos entre los parámetros eléctricos de fabricación y bajo condiciones normales de trabajo, el dimensionado de SFV ya que se puede predecir la cantidad de energía real generada ante cambios climatológicos, estudios de degradación e inferir problemas de carácter externo como sombras parciales o totales, contactos defectuosos, etc. (Chouder et al., 2012; Kaplanis y Kaplani, 2011; Makrides et al., 2012; Ransome y Woohlgemuth, 2006).

Lo expuesto deja claro que una instalación fotovoltaica será afectada por los parámetros físicos propios de la ubicación geográfica, por lo que es aconsejable dado el crecimiento de ventas que ya se observa en México, la caracterización eléctrica de las mismas a través de metodologías sencillas empleando equipos comerciales de bajo costo, modelos matemáticos alimentados con datos experimentales que informen el desempeño real de PSFV tanto de fabricación mexicana como extranjera.

Sin embargo, no solo los parámetros eléctricos son claves para la caracterización, parámetros como trayectorias solares propias del lugar, orientación, ángulo de inclinación, defectos de fabricación, acumulación de polvo, influyen también en la potencia máxima generada.

Por ello, el objetivo de este trabajo es la caracterización experimental de las propiedades eléctricas de PSFV monocristalinos de 250 Wp y fabricación mexicana que conforman una instalación conectada a la red eléctrica de baja tensión con potencia nominal de 3 kW en la localidad de Mazatlán, Sinaloa, complementado con algunas estimaciones teóricas de otros parámetros físicos.

Metodología a desarrollar

La metodología consta de dos partes, la primera de ella, corresponde a cálculos de geometría solar, estimación de las pérdidas por inclinación y orientación de PSFV y a la generación de energía anual del sistema fotovoltaico, debido a que se consideran parámetros que afectan las propiedades eléctricas de un generador fotovoltaico.

Mientras que, la segunda parte describe la determinación experimental de parámetros eléctricos de los PSFV bajo condiciones variables de irradiación solar para la obtención de las curvas de corriente-voltaje (I-V) y potencia-voltaje (P-V).

Geometría solar

Debido al papel clave que juega el sol en esta tecnología energética, es importante determinar la trayectoria que describe su comportamiento en una ubicación geográfica específica en las distintas épocas del año (solsticios verano-invierno y equinoccios primavera-otoño) o en cualquier día del año.

En lo particular, se determinó para el solsticio de verano (21 de junio de 2017) debido a que teóricamente es el día en el que se alcanza el máximo de horas sol, por lo tanto es una condición favorable para máxima producción energética fotovoltaica y para el solsticio de invierno (21 de diciembre de 2017) por ser teóricamente la condición más crítica para la producción energética, dado que es el día con menos horas sol del año.

La posición del sol para cualquier día y hora del año se puede describir por una serie de parámetros físicos, estimados de acuerdo a las ecuaciones matemáticas presentadas por Colorado et al., 2016, Mendez et al., 2015; Reda y Andreas, 2008 y se describen a continuación.

La declinación (δ) es la posición angular del sol al medio día respecto al plano ecuatorial y se calcula para el hemisferio norte por encontrarse México allí situado:

$$\delta = 23.45 \sin\left(\frac{2\pi(d_n+284)}{365}\right) \quad (1)$$

d_n representa el número de día en el año de trabajo. Así, 21 de junio representa el día 172 del año y 21 de diciembre el día 355.

La altura solar (h) es el ángulo formado por la posición del sol sobre la horizontal, varía según la época del año y se puede obtener por:

$$h = \sin^{-1}(\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega) \quad (2)$$

Donde ϕ corresponde a la Latitud propia del lugar de la instalación fotovoltaica con un valor de 23.26° , al ubicarse en Mazatlán, Sinaloa, México y ésta entre los paralelos $23^\circ 04' 25''$ y $23^\circ 50' 22''$ N.

ω es el ángulo horario, definido como el desplazamiento del sol positivo o negativo de Este a Oeste del meridiano local. Se puede medir asumiendo que el sol recorre 15° por hora.

Al medio día (12:00 hora solar) vale 0° (caso asumido en este trabajo). Se puede determinar de acuerdo a:

$$\omega = \frac{360(t-12)}{24}; \omega = 180^\circ - (15t_{sv}) \quad (3)$$

Donde t representa la hora solar y t_{sv} el tiempo solar verdadero.

El ángulo cenit (θ_z) es un ángulo complementario a la altura solar y se da entre la vertical del observador y la línea al sol, tomando valores de 0° a 90° . Se calcula con la siguiente ecuación:

$$\theta_z = \cos^{-1}(\cos \delta \cos \omega \cos \phi + \sin \delta \sin \phi) \quad (4)$$

Mientras que, el ángulo acimut (Z) es el que forma el hemisferio Norte con el Sur (definido así porque México se ubica allí), es decir, es una desviación al Este u Oeste del Sur. Por lo tanto, depende de valores locales como la latitud y declinación solar. Se puede calcular al amanecer (Orto), al ocaso o por hora. Al mediodía vale 0° ó 180° dependiendo de las variables locales mencionadas. Las ecuaciones son:

Para cualquier hora:

$$Z = \sin^{-1} \left(\frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos h} \right) \quad (5)$$

Para el Orto y el Ocaso:

$$Z = \sin^{-1}(\cos \delta * \sin \omega_0) \quad (6)$$

Donde ω_0 es el ángulo horario para el orto y el ocaso dado por:

$$\omega_0 = \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (7)$$

La duración del día solar también se determinó para cada uno de los solsticios de acuerdo a la ecuación:

$$D = \frac{2\omega_0}{15} \quad (8)$$

El ángulo de inclinación (β) de los PSFV es el ángulo que forma la superficie de cada uno de ellos respecto al plano horizontal. Puede determinarse mediante:

$$\beta = 180^\circ - (Altura solar) - 90^\circ \quad (9)$$

Sin embargo, para instalaciones fotovoltaicas fijas se puede utilizar un ángulo de inclinación igual a la Latitud de la localidad basado en algunas referencias bibliográficas (Maril, 2011).

Las ecuaciones matemáticas se programaron en MATLAB[®] para facilidad de cálculo y realización de gráficos.

Estimación de pérdidas de energía por inclinación y orientación

La orientación e inclinación de PSFV es algo de suma importancia para la instalación de un generador fotovoltaico, ya que de ello depende la captación de la mayor radiación solar y por tanto la maximización de la eficiencia de PSFV, principalmente cuando estas instalaciones son fijas (caso particular en este trabajo) donde es imposible mantener el panel totalmente perpendicular al sol, aun cuando el diseño se realice para que absorban la mayor cantidad posible de energía solar.

Como método de cálculo del porcentaje de pérdida eléctrica se empleó la ecuación diseñada por el Código Técnico de la Edificación de España (CTE, 2009) ya que el ámbito de aplicación cabe perfectamente para el caso de estudio, porque la instalación fotovoltaica se ubica en el techo plano de un edificio administrativo y es conectado a red eléctrica. Es de resaltar que México también cuenta con un Código de Edificación, en el que se mencionan las instalaciones fotovoltaicas, pero no especifica ningún cálculo relacionado con ellas.

Basado en el CTE, las pérdidas eléctricas independientemente el terreno de instalación se estiman en función del ángulo de inclinación (β), el ángulo acimut (Z) y la latitud (ϕ) a través de la siguiente ecuación:

$$\% \text{ Pérdidas} = 100[1.2 * 10^{-4}(\beta - \phi + 10)^2 + (3.5 * 10^{-5} * Z^2)] \text{ para } 15^\circ < \beta < 90^\circ \quad (7)$$

Se asumen valores de ϕ igual a 23.26° N, Z igual a 0° (por orientación al Sur de los PSFV que conforman el sistema fotovoltaico) y β igual 23.2° .

También se pueden estimar los límites de β máximo y mínimo, de acuerdo a corrección de la latitud del lugar. Se asume para ello, una latitud máxima de 41° N, se emplea la Figura 1 para determinar los ángulos para tal latitud y se establece un máximo de pérdidas eléctricas por inclinación del 10 % (debido a que la instalación fotovoltaica se encuentra en un terreno plano, descrito por el CTE como caso general).

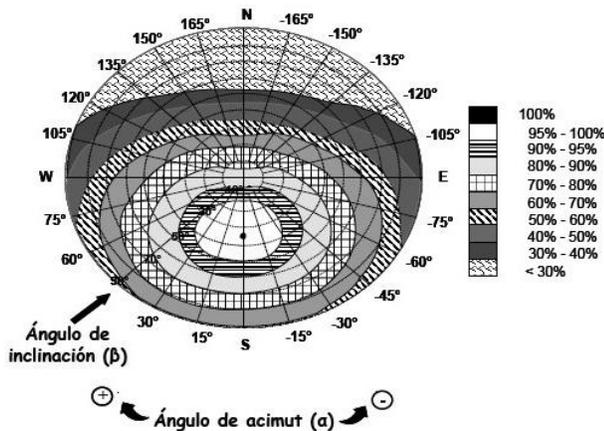


Figura 1 Porcentaje de energía respecto al máximo como consecuencia de las pérdidas por orientación e inclinación
Fuente: CTE de España

Mediante intersección del punto límite de pérdidas con la recta del ángulo acimut se obtienen los valores de $\beta_{\text{máx}}$ (60°) y $\beta_{\text{mín}}$ (7°).

Ello se sustituye en las siguientes ecuaciones:

$$\beta_{\text{max}} = \beta_{\text{max}(\phi=41^\circ)} - (41^\circ - \phi_{\text{localidad}}) \quad (8)$$

$$\beta_{\text{min}} = \beta_{\text{min}(\phi=41^\circ)} - (41^\circ - \phi_{\text{localidad}}) \quad (9)$$

Estimación de la producción total anual de energía

La estimación de la energía generada por un sistema fotovoltaico conectado a red (SFVR) ha sido ampliamente estudiada encontrando desde métodos y modelos para simulación hasta métodos simplificados de cálculo y actualmente cálculos en páginas Web (Abella, 2004; Gandolfo et al., 2011; Masa, 2014; PVGIS, 2016). En muchos casos, se reportan discrepancias entre la predicción teórica y la energía real inyectada a red, por la intermitencia de la fuente renovable, pero pueden considerarse una opción comparativa siempre y cuando no superen el 10 % de margen de error.

En este trabajo se presenta una metodología sencilla, ya que se estimó la energía total anual producida (en kWh y sin tomar en cuenta pérdidas por temperatura, suciedad, cableado, etc.) a partir de la ecuación de Wiginton, Nguyen y Pearce, 2010 que toma en cuenta la eficiencia del panel y la irradiación solar global diaria. La fórmula es:

$$E = I_{md} * 365 * e * A_{pv} \quad (10)$$

Donde I_{md} representa la media diaria de irradiación solar global en un plano horizontal (para Mazatlán, Sinaloa corresponde a un valor de $5.02 \text{ kWh/m}^2\text{d}$ de acuerdo a reportes de la Aeronáutica Nacional y Administración Espacial de los Estados Unidos de América (NASA, 2010); A_{pv} representa el área que se dispone para la instalación fotovoltaica respecto a la superficie total del terreno y e representa la eficiencia de los paneles solares fotovoltaicos.

A modo comparativo, se hizo el mismo cálculo considerando ahora un coeficiente que evalúa la calidad de una instalación fotovoltaica independientemente de la orientación e inclinación, conocido como *Performance Ratio* (*PR*) o rendimiento energético, que incluye pérdidas energéticas asociadas a la temperatura, eficiencia del cableado y la suciedad en la instalación, ajustando un factor por defecto de 0,8 que supone una disposición óptima del sistema y sin pérdidas por sombras. Se emplea la misma fórmula de Wiginton, multiplicándola ahora por este factor *PR* (Martín y Dominguez, 2015).

Determinación experimental de parámetros eléctricos (Curvas I-V, VP)

Los parámetros I-V (corriente-voltaje) son los que describen el comportamiento eléctrico en los terminales de un PSFV, determinados bajo Condiciones Estándares de Medida (Estándar Test Condition, STC) suministrados por el fabricante de los mismos y necesarios para el diseño del generador fotovoltaico. Fundamentales son: la corriente de cortocircuito, el voltaje de circuito abierto y la potencia máxima que entrega el panel. La Tabla 1 muestra los parámetros eléctricos que caracterizan los PSFV que conforman el generador fotovoltaico bajo STC ($I_r=1000 \text{ W/m}^2$, $T_{\text{celda}}= 25^\circ\text{C}$, Distribución espectral= AM 1,5 e Incidencia normal al panel).

| Parámetro | Valor |
|--|-------------|
| Voltaje en circuito abierto (V_{OC}) | 37.70 V |
| Corriente de Cortocircuito (I_{SC}) | 8.80 A |
| Potencia máxima en SCT ($P_{m\acute{a}x}$) | 250 W |
| Voltaje en el punto de máxima potencia (V_{pmp}) | 30.0 V |
| Corriente en el punto de máxima potencia (I_{pmp}) | 8.34 A |
| Temperatura de operación | -40° a 90°C |
| Eficiencia (e) | 15.40 % |
| Numero de celdas | 60 (6x10) |

Tabla 1 Parámetros eléctricos bajo condiciones STC de PSFV que conforman el generador fotovoltaico

Fuente: Fabricante

El generador fotovoltaico consta de 2 ramas fotovoltaicas compuestas cada una por 6 PSFV base Si monocristalino interconectados en serie, anclados a una estructura metálica fija, orientados al Sur y con ángulo de inclinación igual a latitud de la localidad 23.2° .

Los datos de la Tabla 1 sirven de referencia para las pruebas experimentales que se realizaron para determinar el desempeño de los PSFV durante el mes de mayo de 2017 bajo condiciones meteorológicas propias del lugar, relacionadas con la variación de irradiación solar y temperatura ambiente.

La irradiación solar se determinó mediante un piranómetro fotovoltaico portátil Kimo, los datos eléctricos mediante un analizador de paneles solares Prova 210 y la temperatura ambiente mediante una estación meteorológica Advantage Pro2. Las medidas se realizaron considerando solo las variaciones de irradiación solar durante la media mensual de horas sol pico presentes en la localidad (NASA, 2010), debido a que otros parámetros que pueden ser considerados para la caracterización eléctrica como el ángulo de inclinación es fijo y los efectos de sombra sobre la instalación es nulo, ya que por estar en el techo de un edificio no se presenta alrededor ningún obstáculo (árboles o montañas) que incidan negativamente sobre la captación solar.

El analizador de PSFV genera una resistencia inicial con el objetivo de bloquear el paso de corriente y disminuye en unos pocos segundos hasta ser nula, punto en el cual el PSFV se encuentra en cortocircuito. En este instante se mide el flujo de corriente desde su valor mínimo (cero) hasta la máxima corriente que genera a partir de la radiación solar que incide de forma instantánea, registrando al mismo tiempo el Voltaje y la Potencia. A partir de allí, se puede estimar las curvas características I-V y V-P.

Dichas curvas se obtienen empleando el modelo de un diodo, que describe el comportamiento de la celda solar fotovoltaica, a través de la siguiente ecuación:

$$I = I_1 - I_0 \left[\exp\left(\frac{V+IR_s}{mv_t}\right) - 1 \right] - \frac{V+IR_s}{R_p} \quad (10)$$

Donde I_1 es la corriente fotogenerada, I_0 es la corriente inversa de saturación del diodo, v_t es el voltaje térmico ($v_t = KT/e$, siendo K la constante de Boltzman, T la temperatura en grados Kelvin y e la carga del electrón), m es el factor de idealidad del diodo, R_s es la resistencia serie y R_p la resistencia paralelo.

Para el caso de un PSFV, su característica eléctrica depende del número de celdas solares en serie y en paralelo que tenga. Suponiendo que, todas son iguales la corriente generada por el PSFV sería la corriente de la celda multiplicada por el número de celdas en paralelo ($I_p = I_c * N_p$) y el voltaje sería igual al voltaje de la celda multiplicado por el número de celdas en serie ($V_p = V_c * N_s$), donde N_p y N_s son el número de celdas en paralelo y en serie respectivamente que contiene el PSFV empleado. Así, al combinar estas ecuaciones se obtiene la curva característica del PSFV formado por celdas iguales

$$I = N_p \left[I_1 - I_0 \left(\exp\left(\frac{V+IR_s}{\frac{N_s}{N_p}mv_t}\right) - 1 \right) - \frac{V+IR_s/N_p}{R_p} \right] \quad (11)$$

Esta ecuación muestra el mismo comportamiento que la característica I-V de la celda solar fotovoltaica, por ello en la práctica al hablar de la curva característica y parámetros fundamentales de un PSFV, se hace referencia a la ecuación (10) tomando en cuenta los parámetros significativos del mismo (I_{sc} , V_{oc} , $P_{m\acute{a}x}$, V_{pmp} , I_{pmp}).

Finalmente, se realiza un control para el tratamiento de los datos mediante programa desarrollado en MATLAB®, donde los datos medidos se introducen y el programa los traslada a Condiciones Estándar de Medida (SCT). Es decir, se corrigen los valores I_{sc} y V_{oc} a los niveles deseados de irradiancia y temperatura tomando en cuenta los valores de I_{sc} , V_{oc} , temperatura e irradiancia en condiciones experimentales, además de otros parámetros propios de fabricación como los coeficientes de temperatura α y β . Posteriormente se traslada toda la curva I-V hasta la I_{sc} y V_{oc} corregidas. La Figura 2 muestra el código de programación utilizado.

```

2 - clear all;
3 - k = (1.3806*10^(-23));
4 - q = (1.60217*10^(-19));
5 - Iscn=8.80;
6 - Vocn=37.7;
7 - Kv=-0.32;
8 - Ki=0.0037;
9 - Ns=60;
10 - T=25+273;
11 - Tn=25+273;
12 - Gn=1000;
13 - a=1.5;
14 - Eg=1.12;
15 - G=959;
16 - Vmpp=30.0;
17 - Imp=0.34;
18 - Rp=415.405;
19 - .
20 - Vcn= Ns * (k*Tn/q);
21 - Ion = Iscn / ((exp(Vocn/(a*Vcn))-1));
22 -
23 - Io = Ion * ((Tn/T)^3) * exp(((q*Eg/(a*k)) * ((1/Tn) - (1/T))));
24 - Rs=.221;
25 -
26 - %Ipvn = Iscn;
27 -
28 - Ipv = (Iscn + Ki*(T-Tn)) * (G/Gn);
29 -
30 - Vt = Ns*(k*T/q);
31 - I = zeros((Vocn*10),1);
32 - i=1;
33 - I(1,1)=0;
34 -
35 -
36 - for V=0:0.1:Vocn
37 - Id = Io*(exp((V+(I(1,1)*Rs))/(Vt*a))-3);
38 - I(i+1) = Ipv - Id;
39 - V(i)=V;
40 - P(i)=V*I(i);
41 - i=i+1;
42 - end
43 - V(i)-V(i-1);
44 - P(i) = P(i-1);
45 - plot(V(i), P);
46 - hold on;
47 -

```

Figura 2 Código de programación en MATLAB® para la obtención de las curvas características I-V de PSFV
Fuente: Elaboración propia

La eficiencia (η) de un dispositivo eléctrico es la manera común de definir la calidad del mismo. Para el caso del generador fotovoltaico, se calcula respecto a la relación entre la máxima potencia generada por el dispositivo y la cantidad de radiación solar incidente en el dispositivo completo, entendiéndose por dispositivo completo toda el área que conforma el PSFV (Fernández, 2009).

MEJIAS-BRIZUELA, Nildia, RUIZ-HERRERA, Sandra, GALÁN-HERNÁNDEZ, Néstor y CORREA-FIERRO, Irving. Caracterización eléctrica de un sistema fotovoltaico de 3 kWp de potencia conectado a red eléctrica. Revista de Sistemas Experimentales. 2017.

$$\eta_{\text{área total}} = \frac{P_{\text{máx}}}{A_{\text{total}} * E_{\text{total}}} \quad (12)$$

Resultados

Geometría solar

La Tabla 2 muestra el valor obtenido para cada uno de los parámetros solares determinados para los solsticios de verano e invierno 2017 respetivamente usando como hora base el mediodía solar en la localidad de la instalación fotovoltaica.

| Parámetro solar | Valor obtenido | |
|-----------------------------------|----------------------------------|--------------------|
| | Solsticio verano | Solsticio invierno |
| Declinación (δ) | 23.45° | -23.45° |
| Altura (h) | 89.2° | 43.3° |
| Cenit (θ) | 1.0° | 46.7° |
| Acimut (Z) | 0° (12:00) 64.3° E 64.3° O | |
| Ángulo de inclinación (β) | 0.7° | 46.7° |
| Duración del día | 13.5 h | 10.6 h |

Tabla 2 Parámetros solares determinados para los solsticios 2017 en la localidad de la instalación solar fotovoltaica

Fuente: *Elaboración propia*

De allí se desprende que la altura máxima del sol para el solsticio de verano al mediodía está casi en el cenit con una duración del día de casi 14 horas, un ángulo horario al amanecer mayor a 90° (100.7°) y el acimut del orto se produce entre el Este y el Noreste y el acimut del ocaso se produce más allá del Oeste. Mientras que, para el solsticio de invierno la altura máxima del sol al mediodía está muy alejado del cenit, el día no dura más de 12 horas con un ángulo horario menor a 90° (64.3°). En cuanto al ángulo de inclinación es de esperar cambie en invierno respecto al verano, pero para fines prácticos y debido a que la instalación fotovoltaica referida es fija, se utiliza para todo el año una inclinación de Latitud local, siendo β exactamente de 23.2° con orientación Sur.

Estos resultados conllevan a obtener el gráfico de recorrido o trayectoria solar para cada uno de los solsticios 2017, de color rojo para el solsticio de verano y de color azul para el solsticio de invierno.

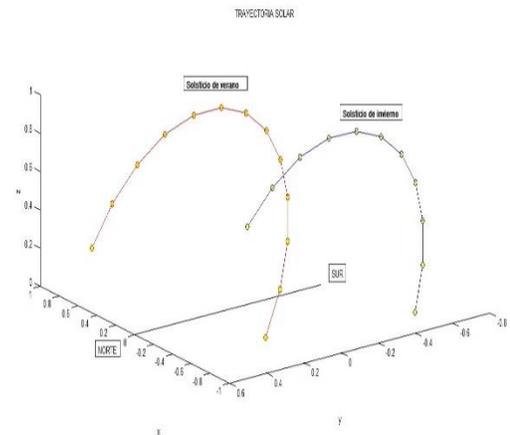


Gráfico 1. Trayectoria del sol para los solsticios (21 de junio y diciembre) de 2017 en la localidad de la instalación solar fotovoltaica. (Fuente: *Elaboración propia*).

Pérdidas por inclinación y orientación

De acuerdo a las ecuaciones planteadas, se presenta la Tabla 3 con los resultados obtenidos, donde se observa que existe poca diferencia entre el ángulo de inclinación máximo respecto al calculado en el apartado de trayectoria solar y existe coincidencia para el ángulo de inclinación mínimo dada la condición de la ecuación 8b, ya que la inclinación mínima deber ser de 5 grados. Mientras que, la cantidad de irradiación solar no aprovechada por el sistema fotovoltaico como consecuencia de no tener la inclinación óptima es de 1.2 %, lo que finalmente conlleva a decir que es relativamente insignificante y la inclinación basada en la latitud del lugar es aceptada como ideal para un aprovechamiento óptimo de la energía solar.

| | |
|--|-------|
| Inclinación máxima por corrección en la latitud del lugar de instalación | 42.3° |
| Inclinación mínima por corrección en la latitud del lugar de instalación | -7.7° |
| Porcentaje de pérdidas por inclinación y orientación | 1.2 % |

Tabla 3 Porcentaje de pérdidas por inclinación y orientación, así como inclinación máxima y mínima del sistema fotovoltaico instalado

Fuente: *Elaboración propia*

Estimación de la producción total anual de energía

La producción total anual de energía de la instalación fotovoltaica sin pérdidas para cada rama fotovoltaica es de 2,878.18 kWh, sumando un total de 5,756.35 kWh. Al corroborar el valor asumido de *PR*, que considera pérdidas energéticas asociadas a rendimientos de conversión DC/AC y al hecho de que el rendimiento de los PSFV en la realidad es inferior al indicado como potencia nominal debido a que la temperatura de operación siempre va a ser superior a 25°C, se tiene un estimación de la producción energética al año de 4,605.08 kWh.

Curvas I-V y V-P

Para el comportamiento eléctrico del sistema fotovoltaico se escogió un PSFV de cada rama instalada, después de haber comprobado que en campo es similar el comportamiento de los parámetros fundamentales (I_{SC} , V_{OC} , I_{mpm} y V_{mpm}) al exponerlos a condiciones de variación de irradiancia solar y temperatura ambiente. Al realizar las mediciones se observa que tanto el voltaje como la corriente en el punto de máxima potencia y por tanto la potencia máxima presentan variaciones respecto a los valores STC, tomando en cuenta el máximo valor de irradiancia solar recibida (959 W/m²).

| Parámetro | Valor obtenido a $I_{Máx}$ recibida |
|---------------|-------------------------------------|
| V_{OC} (V) | 33.76 |
| I_{SC} (A) | 7.97 |
| V_{pmp} (V) | 26.35 |
| I_{pmp} (A) | 7.82 |
| $P_{máx}$ (W) | 206,0 |

Tabla 4 Parámetros de PSFV obtenidos en campo a la máxima irradiancia solar experimentada, ángulo de inclinación fijo y temperatura ambiente promedio de 29°C

Fuente: *Elaboración propia*

De acuerdo a ello existe aproximadamente un 18 % de pérdida en la potencia neta de salida, debido a que la incidencia de radiación solar no es completamente perpendicular al sistema fotovoltaico por no encontrarse aún el verano o a que los PSFV estudiados están presentando actualmente problemas de coloración amarillenta en algunas celdas solares fotovoltaicas (concretamente en los fingers: líneas blancas más estrechas entre las celdas que transportan la electricidad hasta el busbar, que son las líneas perpendiculares a los fingers).

El Gráfico 2 y 3 muestran las curvas características I-V y P-V de PSFV a diferentes irradiancias solar recibidas, una vez obtenida la media de las mediciones realizadas en el tiempo de HSP estimado. De acuerdo a ello, se corrobora que la corriente es proporcional a la radiación solar incidente sobre el panel y el voltaje es aproximadamente constante. De igual manera, al ser la potencia de salida dependiente del voltaje y la corriente esta es proporcional también a la irradiancia solar recibida.

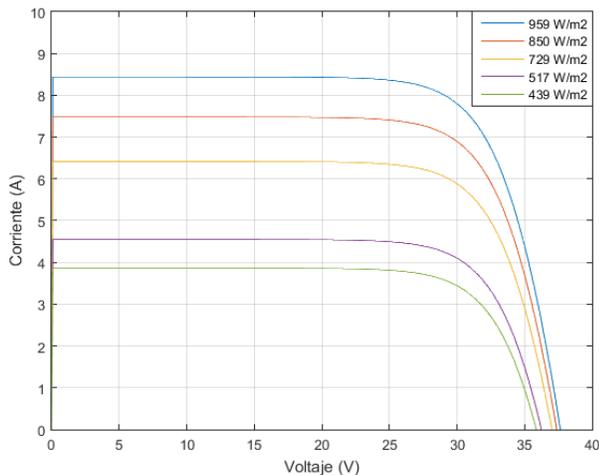


Gráfico 2 Curva I-V de PSFV respecto a diferentes valores de irradiancia solar a una temperatura ambiente promedio de 29°C y ángulo de inclinación fijo

Fuente: *Elaboración propia*

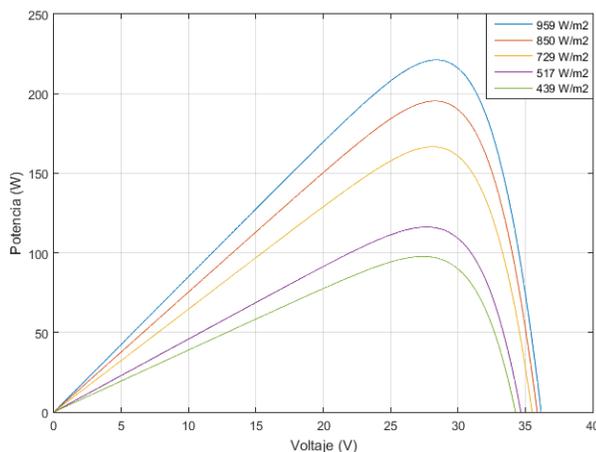


Gráfico 3 Curva P-V de PSFV respecto a diferentes valores de irradiancia solar a una temperatura ambiente promedio de 29°C y ángulo de inclinación fijo

Fuente: *Elaboración propia*

Agradecimiento

Los autores agradecen por su apoyo al Programa para el Desarrollo Profesional Docente para el tipo Superior (PRODEP) de la Dirección General de Educación Superior Universitaria de México, bajo la convocatoria de Apoyo a Nuevos Profesores de Tiempo Completo de Universidades Nacionales.

Conclusiones

Los parámetros eléctricos dan cuenta del rendimiento de PSFV y permiten la detección de problemas de funcionamiento, facilitan la comparación de sistemas con los parámetros facilitados por el fabricante y permiten la validación de modelos para estimar el rendimiento del sistema en la fase de diseño.

El estudio realizado muestra diferencias en lo experimental respecto a los valores reportados bajo Condiciones Estándar de Medidas, ya que la máxima irradiancia solar alcanzada fue de 959 W/m² y temperatura ambiente promedio mensual de 29°C, lo que conllevó a pérdidas, por no existir para el tiempo de medición una incidencia solar totalmente perpendicular, además de presentar los PSFV estudiados efectos de coloración. Las pérdidas tanto en V_{OC} , I_{SC} , I_{pmp} y V_{pmp} no superan el 10 %, mientras que para la potencia es del 18 %.

Las pérdidas por inclinación y orientación están dentro del 10 % ajustado al tipo de instalaciones del generador fotovoltaico.

Los parámetros de geometría solar contribuyen a la caracterización del sistema fotovoltaico ya que determinar el ángulo de inclinación óptimo (sobre todo para instalaciones fijas) es de suma importancia para el rendimiento de las propiedades eléctricas de los PSFV que conforman la instalación.

Los trabajos a futuro conllevan a realizar mediciones en campo durante el verano y el invierno, para tener un histórico anual; a realizar una caracterización de los PSFV a las temperaturas que experimenten los mismos; a estudiar pérdidas eléctricas de DC/AC por inclusión del inversor y la energía eléctrica inyectada a red y finalmente, a estudiar el comportamiento eléctrico por daños presentes a causa del tiempo de uso de los PSFV respecto al tiempo de vida útil.

Referencias

- Abella, M. A., Chenlo F. (2004). A model for energy production estimation of PV grid connected systems based on energetic losses and experimental data. *On site diagnosis*, 19, 2447-2450. Recuperado de:
- Aeronáutica Nacional y Administración Espacial. (2010). Insolation incident on a horizontal surface: 22-year monthly & anual average. Recuperado de: https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/global/text/global_radiation.
- Cayetano, F., Gonzales R., Katt A. y Cruz A. (2015). Sistema fotovoltaico para autoconsumo en uso residencial en Nanchital, Veracruz. *Rev. de Tecnología e Innovación*, 2(4), 717-728. Recuperado de: <http://www.ecorfan.org/bolivia/researchjournals>
- Centro de Estudios en Medio Ambiente y Energías Renovables (2016). Energía Solar en México. Recuperado de: <http://www.cemaer.org/energia-solar-en-mexico>.
- Chouder, A., Silvestre, S., Sadaoui N. y Rahmani, L. (2012). Modeling and simulation of a grid connected PV system based on the evaluation of main PV module parameters. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 20, 46–58. DOI: 10.1016/j.simpat.2011.08.011
- Colorado-Garrido, D., Herrera-Romero J., Canela-Nieves, F. y Escobedo-Trujillo B. (2016). Instalación y evaluación preliminar de un sistema fotovoltaico en zona costera. *Rev. de Investigación y Desarrollo*, 2(5), 32-41. Recuperado de: <http://www.ecorfan.org/spain/researchjournals>.
Coordenadas geográficas de Mazatlán-Sinaloa, longitud y latitud. (2017, Julio 9). Recuperado de: <http://www.verfotosde.org/mexico/coordenadasphp?Mazatlan&id=1799>.
- Fernández-Ferichola, J. (2009). Caracterización de módulos fotovoltaicos con dispositivo portátil (Tesis de maestría). Recuperado de <http://hdl.handle.net/10016/6037>
- Gandolfo, D.C., Molina M. G. y Patiño H. D. (2011). Estimación de la energía generada por sistemas fotovoltaicos mediante redes neuronales artificiales. En D. Pasquevich (Presidencia), Cuarto Congreso Nacional-Tercer Congreso Iberoamericano de Hidrógeno y Fuentes Sustentables de Energía HYFUSEN 2011 llevado a cabo en Mar del Plata Argentina.
- Huacuz, J. M. (2016). *Energías renovables en el IIE, punto de apoyo para la transición energética de México*. Ciudad de México, México: IIE. ISBN: 978-607-8182-07-7.
- Instituto Nacional de Ecología y Cambio Climático. (2017). Inventario Nacional de Emisiones de Gases y Compuestos de Efecto Invernadero. México. Ed. INECC. Recuperado de: <http://www.gob.mx/inecc/acciones-y-programas>
- Kaplanis S. y Kaplani, E. (2011). Energy performance and degradation over 20 years performance of BP c-Si PV modules. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 19(4), 1201–1211. DOI: 10.1016/j.simpat.2010.07.009.
- Makrides, G., Zinsser B., Norton M. y Georghiou G. E. (2012). Performance of photovoltaics under actual operating conditions. En V. Fthenakis (Ed.), *Third Generation Photovoltaics*. Estados Unidos de América: InTech. DOI: 10.5772/27386. ISBN: 978-953-51-0304-2.
- Maril, P. (2011). Instalación de sistemas para suministro de electricidad por energía solar [Material de clase]. Localidades. Buenos Aires, Argentina.

Martín-Ávila, A.M., Domínguez-Bravo. J. (2015). Desarrollo de un modelo geográfico para la evaluación del potencial fotovoltaico en entornos urbanos En J. De la Riva, P. Ibarra, R. Montorio, M. Rodríguez (Eds.), *Análisis espacial y representación geográfica: innovación y aplicación* (pp. 709-718). Zaragoza, España: Editorial Universidad de Zaragoza-AGE. ISBN: 978-84-92522-95-8.

Masa-Bote, D. (2014). Contribución a la integración de sistemas fotovoltaicos conectados a la red eléctrica: Recurso solar y predicción de generación (Tesis de maestría). Recuperado de: http://oa.upm.es/29110/1/DANIEL_MASA_BOTE.pdf

Mendez-Pérez I. y Gómez-Azpeitia G. (2015). Conceptos generales. En A. Tejeda-Martinez y G. Gómez-Aspeitia (Ed.), *Prontuario Solar de México* (pp.15-21). Colima, México: Editorial Universidad de Colima, Universidad Veracruzana. ISBN: 978-607-835645-4.

Ministerio de la Presidencia Española (2009). Sección HE 5 Contribución fotovoltaica mínima de energía eléctrica. En *Documento básico HE ahorro de energía del Real Decreto 314/2006: Código Técnico de la Edificación* (pp. 95,96). Madrid, España: Boletín Oficial del Estado. Recuperado de: <https://www.boe.es>.

PVGis Softwares and calculators. Recuperado de: <http://photovoltaic-software.com/pvgis.php>

Ransome, S. J., y Woohlgemuth J. H. (2002). kWh/kWp dependency on PV technology and balance of systems performance. En J. Benner (Ed.), *Conference Record of the 29th IEEE Photovoltaic Specialists Conference* (pp. 1420-1423). Nueva Orleans, Estados Unidos de América: IEEE. DOI:10.1109/PVSC.2002.1190875.

Reda, I. y Andreas, A. (2008). *Solar position algorithm for solar radiation applications* (Reporte Técnico 34302). Golden, Estados Unidos de América: NREL. Recuperado de <https://www.nrel.gov/docs/fy08osti/34302.pdf>

Secretaría de Energía. (2016). Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional 2017-2031 PRODESEN. México. SENER Recuperado de: <http://base.energia.gob.mx/prodesen/PRODESEN2017/PRODESEN-2017-2031.pdf>.

Secretaría de Energía. (2016). Reporte de Avance de Energías Limpias 2015. Boletín de prensa 090 publicado el 31 de julio de 2016 y actualizado el 20 de junio de 2017. Recuperado de: <http://www.gob.mx/sener/prensa>.

Wiginton, L.K., Nguyen, H. T., Pearce, J.M. (2010). Quantifying Solar Photovoltaic Potential on a Large Scale for Renewable Energy Regional Policy. *Computers, Environment and Urban Systems*, 34(4), 345-357. DOI: 10.1016/j.compenurbsys.2010.01.001.

Medición y análisis del proceso de combustión en un sistema schlieren en la región visible e infrarrojo cercano

GÓMEZ-VIEYRA, Armando†¹, ALVAREZ-HERRERA, Cornelio², VERGARA-VÁZQUEZ, Karla Beatriz¹ y PÉREZ-SÁNCHEZ, Grethell Georgina¹

¹Division de Ciencias Básicas e Ingeniería, Universidad Autónoma Metropolitana-Unidad Azcapotzalco

²Facultad de Ingeniería, Universidad Autónoma de Chihuahua

Recibido Marzo 30, 2017; Aceptado Mayo 28, 2017

Resumen

En este trabajo se presenta la implementación de un sistema Schlieren que emplea diferentes longitudes de onda. El objetivo es poder determinar los campos de temperatura y los procesos de absorción de luz por los compuestos generados en el proceso de combustión. Empleando un relevador óptico reflectivo tipo Z, una navaja, un arreglo óptico de iluminación y una cámara CMOS RGB se instrumenta un arreglo schlieren. Como fuentes de luz se emplearon nueve diodos emisores de luz en el visible y en el infrarrojo cercano, que se caracterizaron espectralmente. Empleando un programa diseñado en LabView se obtuvo un video de referencia y un video de los gradientes de temperatura. Realizando una integración numérica se obtiene la densidad de temperatura. Se analizó individualmente cada capa de detección de la cámara RGB, como la fuente luz está limitada en ancho de emisión espectral, claramente se observa su dominio sobre alguna de las capas de detección de la cámara. Sin embargo, se siguen detectando algunos fenómenos característicos en las capas no dominantes, que pueden deberse a interacciones no lineales con los compuestos generados en la reacción o al proceso de emisión de la combustión. La técnica de Schlieren aplicada con diferentes longitudes de onda revela más detalles sobre el proceso de combustión y absorción óptica en las flamas como predice la relación de Gladstone-Dale.

Schlieren, combustión, temperatura, espectroscopia

Citación: GÓMEZ-VIEYRA, Armando, ALVAREZ-HERRERA, Cornelio, VERGARA-VÁZQUEZ, Karla Beatriz y PÉREZ-SÁNCHEZ, Grethell Georgina. Medición y análisis del proceso de combustión en un sistema schlieren en la región visible e infrarrojo cercano. Revista de Sistemas Experimentales. 2017, 4-11: 13-21.

Abstract

In this work the implementation of a Schlieren system that uses different wavelengths is presented. The objective is to determine temperature fields and processes light absorption by the compounds generated in the combustion process. Using a Z-type reflective optical relay, a knife, an optical illumination arrangement and a CMOS RGB camera, a schlieren arrangement is implemented. As light sources, nine light emitting diodes were used in the visible and the near infrared, which were characterized spectrally. Using a program designed in LabView, a reference video and a video of the temperature gradients were obtained. Performing a numerical integration gives the temperature density. Each detection layer of the RGB camera was analyzed individually, as the light source is limited in spectral emission width, its domain is clearly observed on some of the detection layers of the camera. However, some characteristic phenomena continue to be detected in the non-dominant layers, which may be due to non-linear interactions with the compounds generated in the reaction or the combustion emission process. Schlieren technique applied with different wavelengths reveals more details about the combustion in flames and chemical absorption as predicted the Gladstone-Dale relation.

Schlieren, combustion, temperature, spectroscopy

†Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

La visualización de los procesos de combustión y los flujos de temperatura generados son de gran interés para la ciencia básica y aplicada. La medición de estos procesos se realiza comúnmente por procesos ópticos, que incluyen LDV (Laser Doppler Velocimetry) homogénea, la velocimetría Doppler de contraste de fase, la interferometría por desplazamiento lateral, interferometría holográfica, fotografía de moteado láser, schlieren, fotodeflección o una combinación de varias. Todos estos métodos son empleados ampliamente debido a que son técnicas de campo completo y se basan en el hecho de que cualquier fuente de calor en contacto con un fluido transparente, transferirá calor a este, habiendo diferencia de temperaturas, densidades y en consecuencia una diferencia en los índices de refracción. Las diferencias en los índices de refracción desviarán la dirección de un rayo de luz que pase a través del fluido transparente, ya que este último actúa como una lente.

La técnica de schlieren es una de las técnicas más antiguas y más ampliamente utilizadas para la medición de la temperatura y otras propiedades de los gases, que se remonta generalmente a Foucault (1859) y Toepler (1864). En los últimos años, la técnica schlieren se ha utilizado para cuantificar los campos de velocidad de un fluido, así como su gradiente de temperatura.

Donde la interpretación es descrita por la ecuación de Gladstone-Dale que conecta a la misma constante K de Gladstone-Dale con la longitud de onda utilizada en la medición y la variación local de los índices de refracción en la zona de medición. Sin embargo, hay información en las pruebas ópticas que no son estudiadas adecuadamente ya que se ha empleado únicamente la óptica física.

Esta información es la generación y proceso de transición en el proceso de combustión de gas licuado de petróleo (LP) o cualquier otro combustible. Tradicionalmente estos procesos se han estudiado empleando espectroscopía. La espectroscopía basa su funcionalidad en las interacciones de la radiación con la materia para obtener información sobre una muestra. La muestra se estimula aplicándole energía en forma de calor, energía eléctrica, luz, partículas o reacciones químicas. Con lo cual se puede evaluar procesos de generación, absorción, transmisión o reflexión de la energía radiante.

Basado en esta perspectiva, recientemente, se implementó un arreglo schlieren, con una cámara monocromática, donde se evalúan procesos de absorción en la región del visible. La mayor limitante que presentaba este trabajo era que no se podían identificar adecuadamente los procesos de absorción por los compuestos generados en la combustión y la generación de luz del proceso de combustión. Para solucionar esto se tuvo que implementar una cámara a color y extender el rango de análisis a la región del infrarrojo cercano.

Desarrollo

El sistema Schlieren, del alemán “schliere” que se traduce como inhomogeneidad, se refiere a los cambios de densidad en un fluido transparente, debido al contacto con una fuente de calor, esto involucra un cambio en la temperatura, una dirección de máximo crecimiento de ésta y una diferencia en los índices de refracción; por la naturaleza de la muestra, al pasar la luz a través de la llama de LP, los haces de luz transmitidos estarán desviados con respecto al eje de la luz incidente.

El estudio de la flama y la visualización del proceso de combustión a través de emplear una fuente de luz de ancho de banda bien definido y un detector selectivo por ancho de banda, nos permite explorar propiedades estudiadas comúnmente por la espectroscopía.

El sistema experimental de schlieren implementado, Fig. 1, consta de un sistema de iluminación que se compone de un LED D, lente L1 con $f=19\text{mm}$ y apertura A, un par de espejos E1 y E2 en configuración oblicua en forma de Z, que coliman y vuelven a enfocar el haz de luz y finalmente el filtraje para obtener el mapa de gradientes (navaja N, lente L2 con $f=50\text{mm}$ y una cámara con sensor tipo CMOS de color Edmund EO2018C). El LED (D) se sustituye dependiendo de la longitud de onda que se desea evaluar. La lente L1, se posiciona a 38mm del LED, con lo cual forma una imagen puntual a 38mm, donde se coloca la apertura A con el objetivo de eliminar componentes indeseables y en consecuencia se deja pasar un haz de luz homogéneo.

Este haz se expande al ir propagándose, hasta llegar al espejo E1, el cual lo colima. El tubo de luz sigue viajando hasta llegar al espejo E2. El espacio entre ambos espejos es la zona donde se coloca la muestra a evaluar. La reflexión de haz en el espejo E2 provoca que forme una imagen puntual. La posición de esta imagen determina donde se coloca la navaja, con lo cual se producirá la función gradiente del campo, que será captado por el sensor CMOS con ayuda de la lente L2. Para realizar el desenvolvimiento de fase de los mapas de gradiente de temperatura, se emplea un programa escrito bajo la plataforma de Matlab (desarrollado en el CIO y en la UACH), que realiza un promedio de todos los fotogramas para cada LED y se hará una resta con el video de referencia para procesar las imágenes y obtener las temperaturas en campo completo de de la flama.

Los LEDs empleados en este sistema, son 6 en el visible (ver Tabla 1 y Fig. 2) y en el infrarrojo (Tabla 2 y Fig. 3). Como referencia se empleo siempre un led de luz blanca, su espectro se puede observar en la Fig 2.

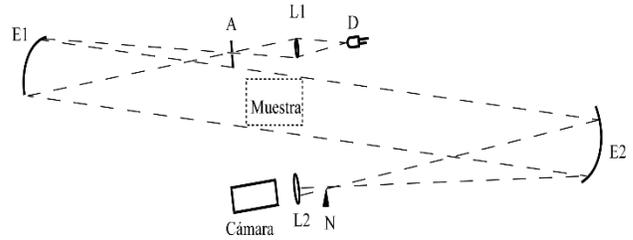


Figura 1 Sistema experimental de schlieren implementado

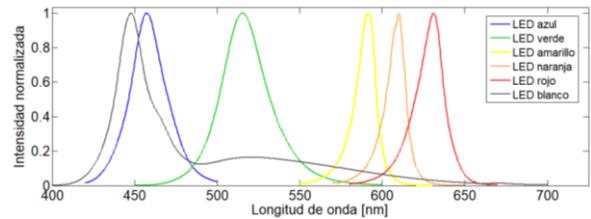


Figura 2 Espectro de emisión de los LEDs visibles empleados

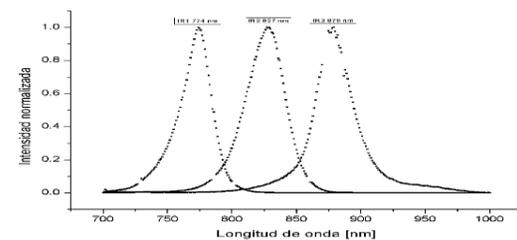


Figura 3 Espectro de emisión de los LEDs infrarrojos empleados

| Longitud de onda [nm] | Color |
|-----------------------|----------|
| 457 | Azul |
| 515 | Verde |
| 591 | Amarillo |
| 610 | Naranja |
| 630 | Rojo |

Tabla 1 Longitud de onda central de los LEDs visibles empleados y color

| Longitud de onda [nm] | LED |
|-----------------------|------|
| 774 | IRV1 |
| 827 | IRV2 |
| 879 | IRV3 |

Tabla 2 Longitud de onda central de los LEDs infrarrojos

Los LED son alimentados por una fuente de voltaje no comercial, basada en un circuito integrado LM317 y un Arduino como visualizador de ajuste de voltaje.

Una imagen de referencia y una del gradiente de temperatura, así como la flama típica obtenida se muestran en la Fig. 4. La cámara CMOS esta programada en un Interface de LabView. El procesamiento de los videos se realiza en Matlab.

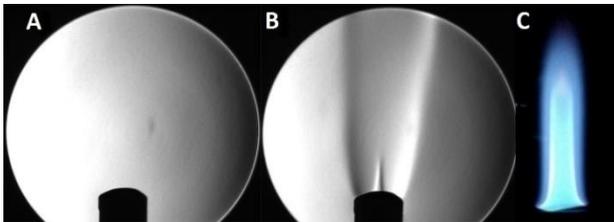


Figura 4. **A.** Fotograma de la captura de video sin ninguna alteración, **B.** Fotograma de la captura de video con la alteración de la flama, **C.** Fotografía real de la flama de gas LP

Una vez que se obtuvieron todos los gradientes para cada LED, se procesaron las imágenes con un algoritmo de integración numerica para calcular las densidades de temperatura de la flama de gas LP.

Resultados

La Fig. 5 muestra las imágenes desenvueltas normalizadas obtenidas de los LEDs visibles: blanco, azul, verde y rojo. En esta Figura se pueden observar las tres capas de detección procesadas independientemente y el promedio de estas.

La Fig. 6 muestra las imágenes desenvueltas normalizadas obtenidas de los LEDs visibles: amarillo, naranja y rojo. En esta Figura se pueden observar las tres capas de detección procesadas independientemente y el promedio de estas. Se ve claramente un dominio de detección de la capa roja de la cámara.

La Fig. 7 muestra las imágenes desenvueltas normalizadas obtenidas de los LEDs infrarrojos: IRV1, IRV2, IRV3 y un blanco usado como referencia. En esta Figura se pueden observar las tres capas de detección procesadas independientemente y el promedio de estas.

Discusión

Las Figs. 5, 6 y 7 presentan los mapas de gradientes normalizados, cuando la iluminación del sistema está limitada en ancho de banda. Por esta razón, las imágenes pertenecientes a iluminación del LED blanco, el cual emite con más componentes espectrales arrojaron una mejor resolución. Es claro que, al emitir en todo el rango espectral, todas las capas de la cámara detectarían componentes de refracción. Sin embargo, para el objetivo de este trabajo, esta iluminación no permite discriminar componentes espectrales de la emisión o absorción, pero es una excelente referencia respecto a los demás resultados.

Cuando la fuente LED está limitada, claramente se observa su dominio sobre alguna de las capas de detección de la cámara. Sin embargo, se siguen detectando algunos fenómenos característicos en las capas no dominantes.

Si se observa con detalle la Fig. 5, las capas RGB de la cámara, en realidad describe la presencia de algún fenómeno de emisión de luz debido al proceso de combustión de la flama.

Se debe resaltar que pueden existir fenómenos no lineales de emisión debido a los residuos de la combustión o a los productos químicos de la combustión.

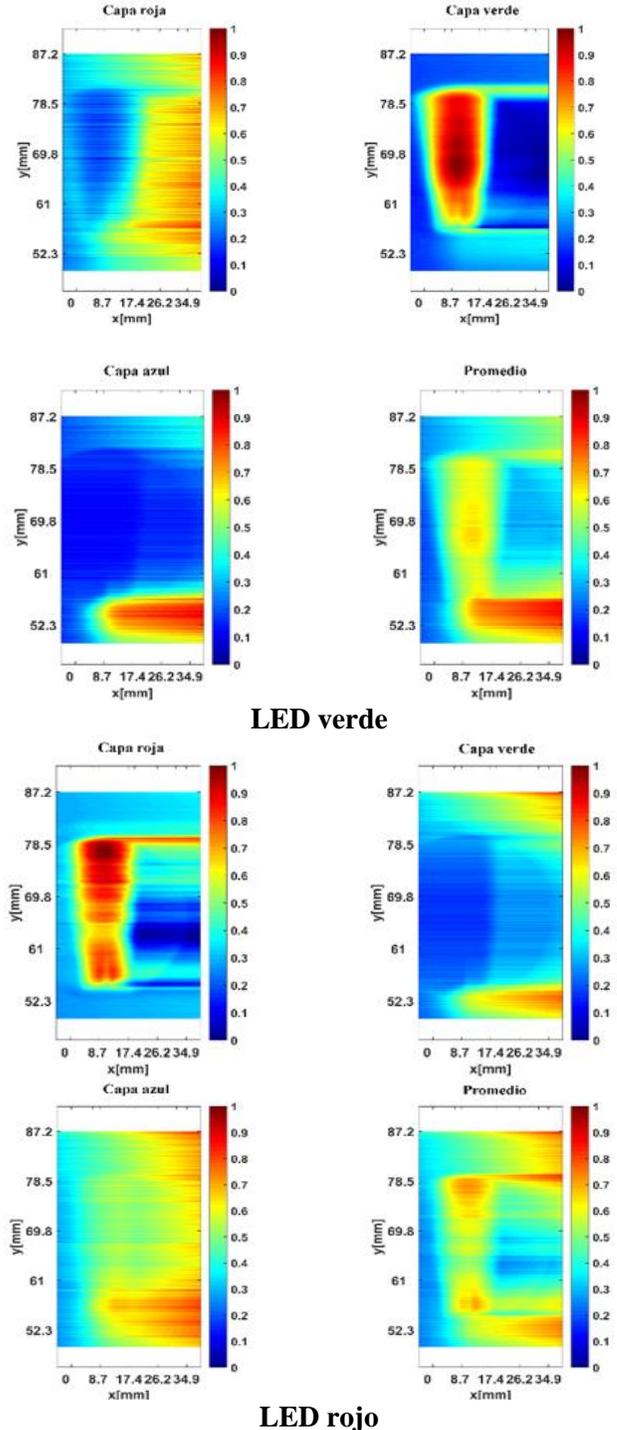
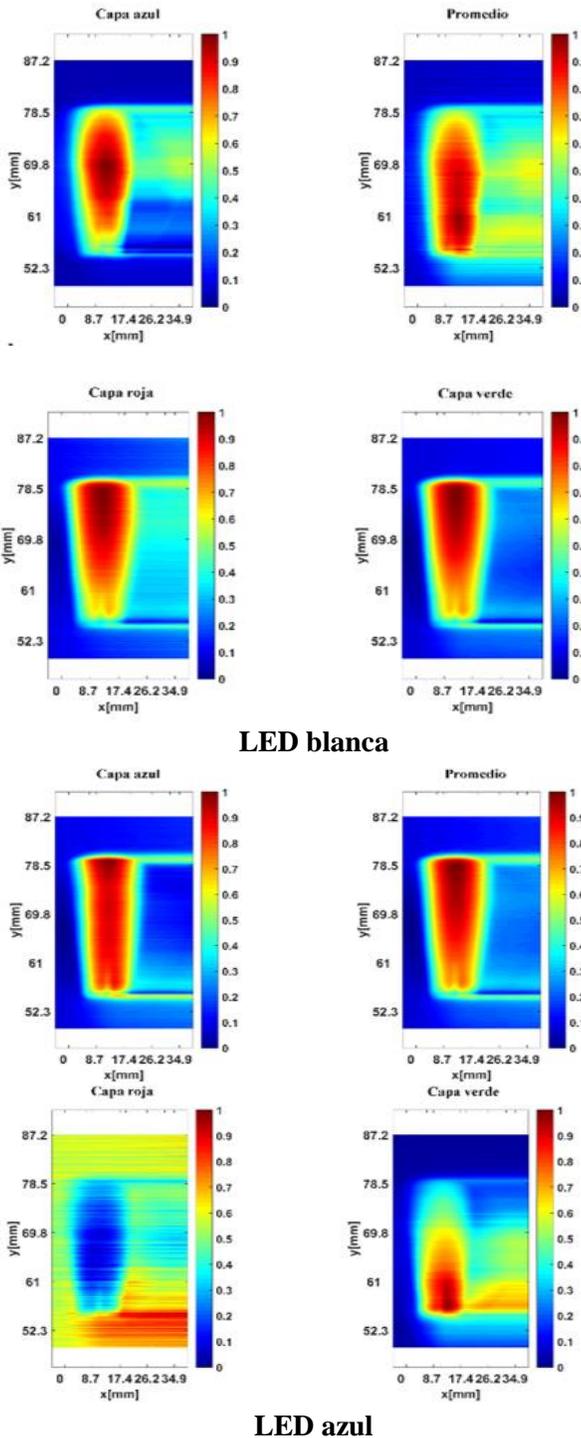
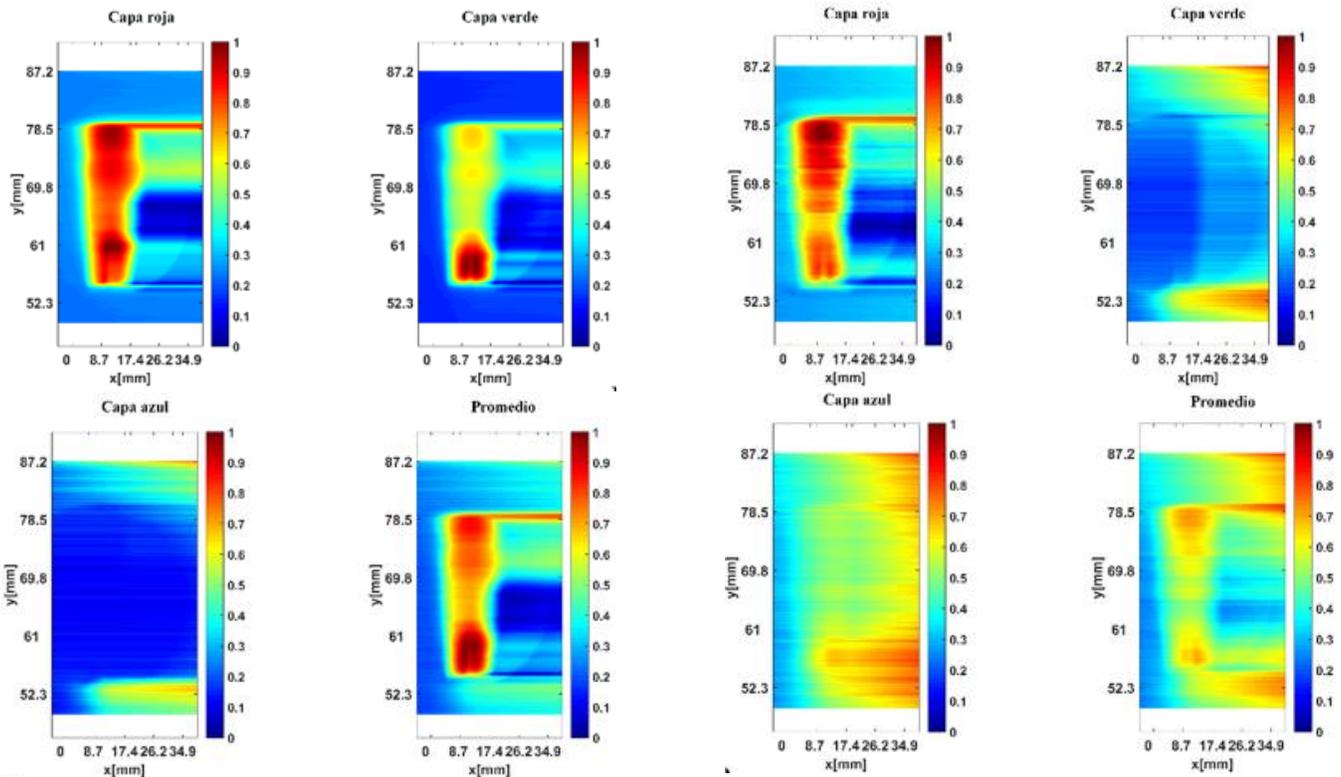


Figura 5 Mapas de temperatura normalizada desarrollada para los LEDs blanco, azul, verde y rojo



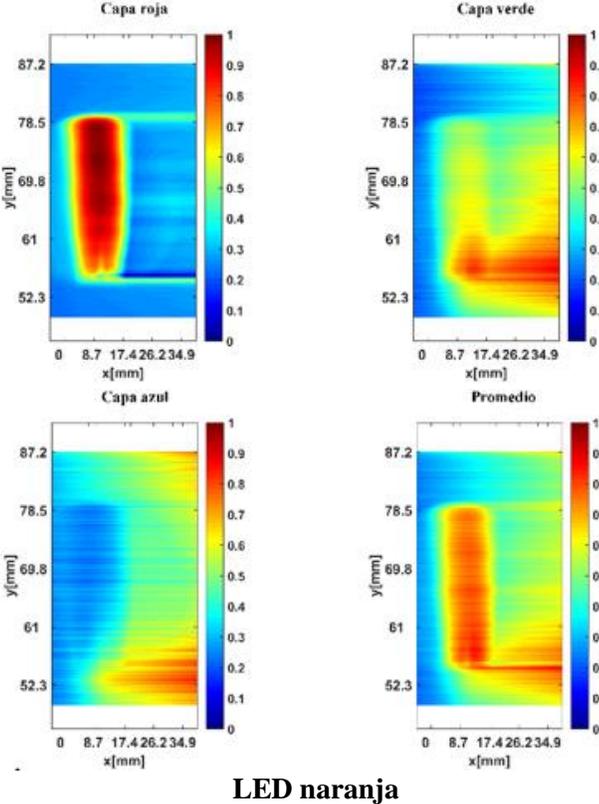
LED amarillo

LED rojo

Figura 6 Mapas de temperatura normalizada desenvuelta para los LEDs amarillo, naranja y rojo

Es importante observar que, al iluminar con el LED azul, la capa dominante será el pixel azul, sin embargo, en la capa roja y verde de detección también se observan remanentes. Al iluminar con los LEDs verde y rojo se observan efectos similares.

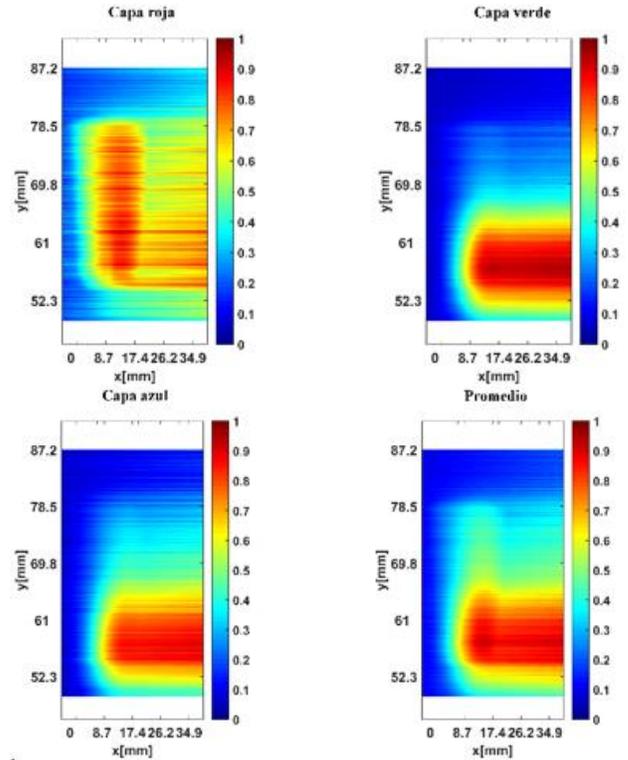
En la Fig. 6, donde se observan los resultados en las regiones próximas al rojo, es claramente visible que la capa del detector en verde, es sensible a las intensidades que no son perfectamente rojas. Lo cual implica una limitante, ya que no es posible discriminar adecuadamente los fenómenos buscados.



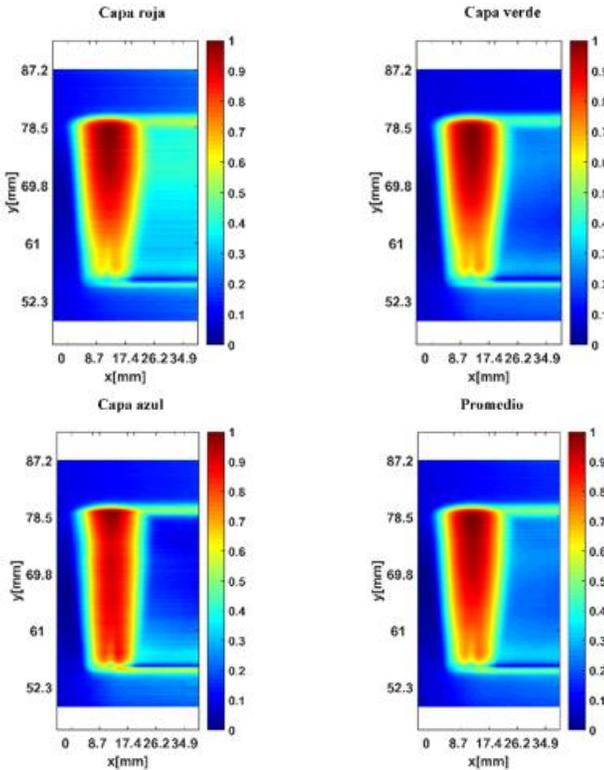
LED naranja

En la Figura 7, se observan los campos de temperatura normalizados obtenidos del sistema con iluminación en infrarroja, se puede observar que la mayor cantidad de información se encuentra en la capa roja de detección.

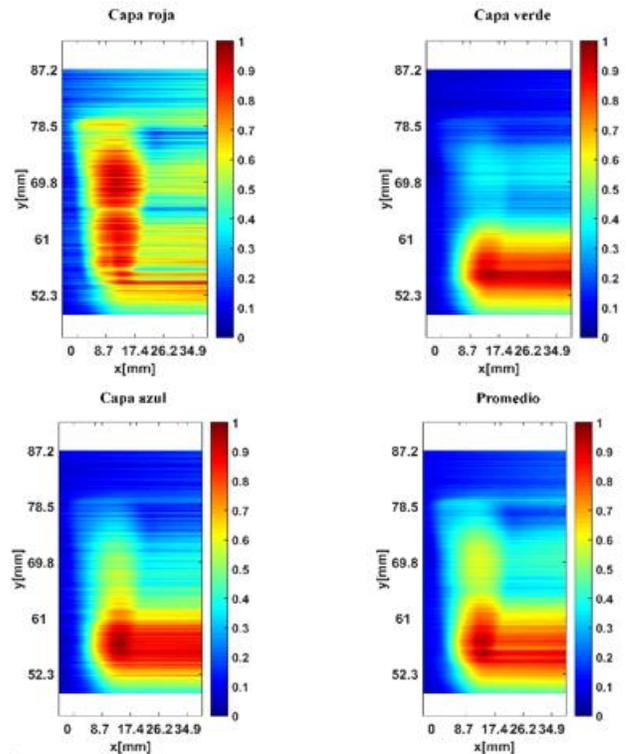
Sin embargo, también se observa información en las capas verde y azul, que es bastante similar a los resultados obtenidos con la iluminación con el LED rojo (ver Fig. 6). Esto asegura que lo que se observa son procesos de emisión de luz, de la combustión, sin embargo, también asegura que al propagarse se encuentran los efectos de refracción del aire por la temperatura.



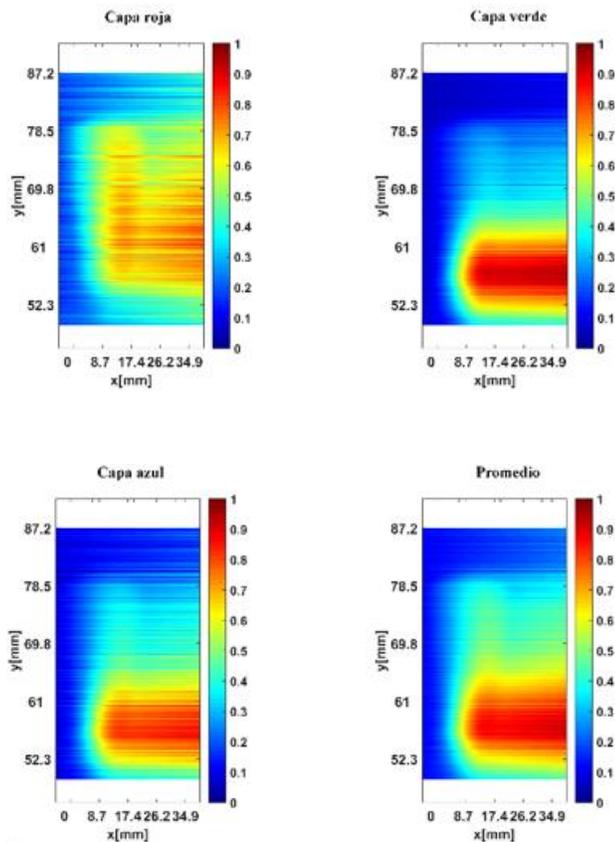
LED IR1



LED blanco



LED IR2



LED IR3

Figura 7 Mapas de temperatura normalizada desenvuelta para los LEDs blanco, IR1, IR2 e IR3

Cabe señalar que es necesario realizar la correlación de las imágenes y un análisis más profundo desde el punto de vista de la espectroscopía. La idea inicial era poder observar procesos de absorción, sin embargo, también se puede afirmar que se observan procesos de generación de componentes espectrales de la reacción misma.

Agradecimiento

Los autores agradecen al Departamento de Ciencias Básicas por el apoyo para la caracterización de las fuentes de luz.

Conclusiones

El sistema Schlieren funciona básicamente con la transmisión de la luz, en consecuencia, debe de ser la componente de intensidad más importante. La variación de la fuente de iluminación, de un LED de luz blanca a fuentes LED con distintos anchos de banda discretos y limitados, ha demostrado poder realizar análisis de temperatura, procesos de absorción por las moléculas existentes en la reacción y visualizar localmente la generación de componentes espectrales en un análisis de campo completo.

Es claro que se necesita trabajar la interpretación de estos resultados con respecto a los procesos de combustión y su relación con la espectroscopía existente para realizar una mejor interpretación de lo resultados obtenidos.

Referencias

Cisneros Martínez, J. A., Gómez Vieyra, A., Álvarez Herrera, C., Miranda Tello, J. R. (2016) Medición de la temperatura mediante un sistema schlieren monocromático para analizar procesos de combustión. *2do Congreso Iberoamericano de Instrumentación y Ciencias Aplicadas/SOMI XXXI Congreso de Instrumentación*, ISBN 2395-8499

Fomin, N. A. (1998). *Speckle Photography for Fluid Mechanics Measurements*. Germany: Springer.

Kreis, T. (2004). *Handbook of Holographic Interferometry: Optical and Digital Methods*. Germany: Wiley-VCH.

López, Y., Peña, G., Casillas, F., Rodríguez, M. (2016). Estudio de parámetros térmicos en dispositivos electrónicos mediante interferometría electrónica de patrones de moteado. *Revista de Energía Química y Física* 3, 47-51.

Martínez-González, A., Moreno-Hernández, D., Guerrero-Viramontes, J.A. (2013). Measurement of temperature and velocity fields in a convective fluid flow in air using schlieren images. *Appl. Opt.* 52, 5562–5569.

Martínez-González, A., Moreno-Hernández, D., León-Rodríguez, M., Carrillo-Delgado, C. (2016). Wide-range average temperature measurements of convective fluid flows by using a schlieren system. *Appl. Opt.* 55, 556-564.

Merzkirch, W. (1987). *Flow Visualization*. United States of American: Academic Press.

Ojo, A. O., Fond, B., Van Wachem, G. M., Heyes, A. L., Beyrau, F. (2015) Thermographic laser Doppler velocimetry. *Opt. Lett.* 40, 4759-4762.

Ojo, A. O., Fond, B., Abram, C., Van Wachem, B. G. M., Heyes, A. L., Beyrau, F. (2017). Thermographic laser Doppler velocimetry using the phase-shifted luminescence of BAM:Eu²⁺ phosphor particles for thermometry. *Opt. Express* 25, 11833-11843.

Qi, C., Zheng, S., Zhou, H., (2017). Experimental investigation on gas-phase temperature of axisymmetric ethylene flames by large lateral shearing interferometry, *International Journal of Thermal Sciences* **115**, 104-111.

Schwär, F., Weinberg, M. (1975). Measurement of Velocity by Applying Schlieren Interferometry to Doppler-Shifted Laser Light. *Proc. Roy. Soc.* A345, 469-476.

Settles, G. S., Hargather, M. J. (2017). A review of recent developments in schlieren and shadowgraph techniques. *Meas. Sci. Technol.* 28, 42001, 1-26.

Singhal, G., Mainuddin, Rajesh, R., Beg, M. T., Tyagi, R. K., Dawar, A. L. (2015) Overview of Optical Techniques for Characterization of High-Power Infrared Gas Lasers. *IEEE Sensors Journal* 15, 4165-4173.

Ramírez-Granados, J.C., Gómez-Luna, B., Moreno-Martínez, J., Almazan-Acevedo, J. (2016). Simulación de defectos subsuperficiales con forma irregular y aleatoria para la inspección no-destructiva de objetos mediante Termografía Infrarroja. *Revista de Energía Química y Física* 3, 57- 63.

Valle-Hernández, J., Rojas-Ávila, A. Pacheco-Reyes, A., Castillo-Jiménez, V. (2016). Análisis térmico de un reactor termoquímico para la producción de hidrogeno con energía solar. *Revista de Aplicación Científica y Técnica* 2, 1-8.

Secado de frutas y verduras con energía solar

HERNÁNDEZ-GÓMEZ, Víctor*†, OLVERA-GARCÍA, Omar, GUZMÁN-TINAJERO, Pedro, MORILLÓN-GÁLVEZ, David

Universidad Nacional Autónoma de México, FES Cuautitlán, Estado de México y Cd. Universitaria, Ciudad de México, México

Recibido Enero 27, 2017; Aceptado Mayo 31, 2017

Resumen

El secado de productos alimenticios, es un método para la conservación de los mismos, ya que impide la proliferación de microorganismos evitando su putrefacción mediante la extracción del agua que contienen, proceso que en ocasiones se lleva a cabo evaporando el agua por adición de calor latente y su velocidad de secado esta en relación a la velocidad del suministro de calor latente. En este documento se presentan los resultados de secar frutas y verduras con energía solar. Se presenta brevemente una descripción del secador solar empleado, la instrumentación empleada y el proceso experimental que se llevó a cabo en cada una de las pruebas. Se incluyen gráficas del comportamiento de la cámara de secado y de la radiación solar recibida durante una de las pruebas. La energía solar puede ser empleada como una buena fuente de suministro de calor para la deshidratación de productos agrícolas como las verduras y frutas, reduciendo el costo de producción por los gastos de energía eléctrica o en su caso de quema de combustibles empleados para producir aire caliente. Esto a su vez, aporta una reducción en la emisión de gases de efecto invernadero, debido al origen de la energía.

Secado solar, deshidratado, colector solar

Abstract

The drying of foodstuffs is a method for the conservation of the same, since it prevents the proliferation of microorganisms avoiding their putrefaction by extracting the water they contain, a process that is sometimes carried out by evaporating the water by adding latent heat and its drying rate is in relation to the rate of latent heat supply. This paper presents the results of drying fruits and vegetables with solar energy. A description of the solar dryer used, the instrumentation used and the experimental process that was carried out in each of the tests is briefly presented. It includes graphs of the behavior of the drying chamber and of the solar radiation received during one of the tests. Solar energy can be used as a good source of heat supply for the dehydration of agricultural products such as vegetables and fruits, reducing the cost of production by the expenses of electric energy or in case of burning of fuels used to produce hot air. This in turn, contributes a reduction in the emission of greenhouse gases, due to the origin of the energy.

Solar drying, dehydrated, solar collector

Citación: HERNÁNDEZ-GÓMEZ, Víctor, OLVERA-GARCÍA, Omar, GUZMÁN-TINAJERO, Pedro, MORILLÓN-GÁLVEZ, David. Secado de frutas y verduras con energía solar. Revista de Sistemas Experimentales. 2017, 4-11: 22-33.

*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: vichugo@unam.mx)

†Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

En la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán, se encuentra el Laboratorio de Investigación en Energías Renovables, el cual ha estado trabajando en diferentes líneas de investigación, entre ellas la solar. Dentro de esta línea se tiene el proyecto de secado de frutas y verduras empleando a la energía solar, debido a que la conservación de alimentos es un factor importante en la industria alimenticia.

Los alimentos al contar con un contenido alto de humedad, generan hongos o mohos, levaduras y bacterias que hacen inservible a la comida, para evitar esto, normalmente se hace pasar aire caliente (incremento de calor latente) sobre el producto para retirar su humedad, pero debido a que ese aire se calienta con el empleo de resistencias eléctricas o procesos de combustión, incrementa el consumo de combustibles fósiles, así como la generación de gases de efecto invernadero por dicha quema de combustibles.

La energía solar se ha empleado desde la antigüedad para conseguir el mismo resultado sin afectar nuestro entorno, empleando dos tipos de secadores, el del tipo directo y el del tipo indirecto. El secador solar directo expone directamente el producto alimenticio al sol y no permite controlar ningún tipo de variable que interviene en el proceso, como es el flujo de aire, radiación solar, humedad del producto y la temperatura del aire de secado.

El secador solar indirecto, utiliza aire caliente para hacerlo pasar sobre el producto alimenticio, esto permite controlar las variables de secado del producto. El aire caliente que se utiliza se obtiene de un colector solar, el cual consiste en un panel aleteado pintado de negro, que capta los rayos del sol y transfiere ese calor al aire que se introduce a la cámara de secado.

Es necesario recalcar que después del secado, el alimento debe mantener, las propiedades naturales de aroma, sabor y una buena presencia del producto seco. Asimismo, deben minimizarse las pérdidas de los nutrientes y asegurar las medidas higiénicas y sanitarias que hagan al producto apto para el consumo humano.

Para secar los alimentos se debe de tener en cuenta la evaporación de la humedad desde la superficie de los alimentos y la emigración de la humedad del interior de los materiales a la superficie y la atmósfera. Este último considera, primero el contenido de humedad, estructura física y composición química de los alimentos, segundo la temperatura, humedad y volumen del aire circulante, tercero el tamaño de las piezas a secar. La pérdida de humedad es mayor a medida que disminuye el tamaño de la partes del alimento a secar.

Al iniciar el secado, los alimentos pierden humedad rápidamente, el movimiento del aire es más importante que la temperatura y la humedad de la atmósfera. Sin embargo, en la fase final de secado, cuando la humedad de los alimentos ha disminuido hasta alrededor del 30%, la eliminación del agua es lenta, requiriendo baja humedad del aire y las altas temperaturas del medio día para completar el proceso de secado.

En general, los procesos de secado solar tienen una duración de 1 a 3 días dependiendo de los rayos solares, el movimiento del aire, la humedad y por supuesto la característica del producto a secar.

Prototipo experimental: Secador solar

Para desarrollar el proyecto fue necesario diseñar y construir un secador solar del tipo indirecto, con apoyo de alumnos de la carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica como Mayra Fuentes Carreón, Salvador Martínez Sánchez, Paulino Rayón Ramírez, Guillermo Minero Castro y Alberto García Bautista. Se diseñó un prototipo que consistía en dos partes, la cámara de secado y el colector solar.

El colector solar es un panel de metal que tiene 2 m de longitud, por 1.14 m de ancho, con una altura de 0.15 m. Se utilizó como superficie absorbadora de calor lámina negra (pintada de negro mate) y para evitar pérdidas al exterior se colocó una placa de unicel de alta densidad.

La cámara de secado es un recipiente de 1.20 m de ancho por 0.80 m de longitud, con una altura de 0.70 m. Su interior se forró con unicel de alta densidad y se le colocaron ocho charolas que sirven para colocar el producto a secar. En la parte superior se diseñó una salida que permite liberar el aire caliente y húmedo, después de pasar por el producto. En la figura 1 se presenta el prototipo construido.



Figura 1 Secador solar empleado

Fuente: *Elaboración propia*

Metodología

Se realizaron diferentes pruebas experimentales con diferentes productos, apoyado por alumnos de la carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica e Ingeniería Agrícola. Las pruebas se realizaron manteniendo el producto de 4 a 13 horas dentro del secador, guardando el producto entre un día y otro para evitar que absorbiera la humedad del medio ambiente. Los productos utilizados para estas pruebas fueron fruta de temporada y verdura. Cabe hacer mención que no todas las pruebas se hicieron en forma simultánea ni se realizaron en forma consecutiva, sino en diferentes lapsos de tiempo.

El producto se cortó en rodajas o tiras (dependiendo del producto), posteriormente se pesó el producto antes y después de la prueba, considerando que la diferencia en peso fue la humedad evaporada. Después del tiempo de secado se retiraron las muestras y algunos de los productos fueron degustados por la comunidad de alumnos emitiendo sus comentarios sobre el color, sabor y textura.

Instrumentación

Se utilizaron como sensores de temperatura termopares tipo J, (Hierro (+)/Constantan (-) con tolerancia de ± 2.2 °C ó ± 0.75 %) los cuales fueron colocados con ayuda de cable acerado. Dentro de la cámara de secado se colocaron 6 termopares, 3 por cada cámara de secado.

En la placa colectora se colocaron 6 termopares, 2 en la parte inferior o entrada de la placa colectora, 2 en la parte media y 2 en la salida de la placa o parte superior. Para evitar que se midiera la temperatura radiante, a los termopares expuestos al sol en la placa colectora se les adaptó una cubierta de neopreno.

Los termopares fueron fijados en la parte posterior de la placa y unidos a un conector slim de 12 entradas ubicado en el inferior de la placa, esto con la finalidad de dar rapidez y certeza a la conexión y desconexión al equipo de adquisición de datos Fluke Net Daq 2640A. Para enviar la información al equipo de adquisición se hicieron cables de transmisión, los cuales tienen conectores slim con entradas tipo macho en un extremo, estos cables, se conectaron directamente al módulo de entrada universal.

Para el flujo de aire se colocó un flujómetro Fluke 922 (tolerancia de $\pm 2.5\%$) y para la humedad un medidor de humedad relativa y temperatura Fluke 971 (termómetro con tolerancia de $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sensor de humedad relativa de $\pm 2.5\%$). Para las condiciones ambientales, se utilizó la estación meteorológica WIZARD III 749210 (anemómetro con tolerancia de $\pm 5\%$, pluviómetro $\pm 4\%$ y termómetro $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$) y se añadió para medir la radiación solar un Piranómetro SPLITE2 de marca Kipp & Zonen (sensibilidad de 60 a 100 $\mu\text{V}/\text{W}/\text{m}^2$ y error direccional $< 10\text{ W}/\text{m}^2$).

Para cuantificar la pérdida de humedad del producto, se decidió pesar las muestras antes y después del secado, utilizando una balanza Scout Pro marca Ohaus (tolerancia de $\pm 3\text{ mg}$). En la figura 2 se presentan algunos de los equipos empleados.



Figura 2 Instrumentación
Fuente: Elaboración propia

Resultado del secado de productos

Mango

Se consideraron 2 kg de mango sin hueso y cascara, los cuales fueron cortados en rebanadas de 1.5 cm de espesor y se distribuyeron en tres charolas de la cámara de secado, con la finalidad de que el secado fuera uniforme. En la figura 3 se presenta una muestra del producto.



Figura 3 Rebanadas de mango para la prueba
Fuente: Elaboración propia

Después de 10 horas de exposición fue retirado de la cámara de secado y la báscula registró un peso total de 1208.7 g, es decir, se redujo su peso al 60 %. El producto final contaba con buenas características de color, sabor y textura.

Con la finalidad de reducir el tiempo de secado, se realizó una segunda prueba en la cual los 2 kg de mango se cortaron en tiras de 1 cm y se distribuyeron en 3 charolas. En esta prueba y por solicitud de los alumnos, a 500 g del producto se le agregó una mezcla de sal con chile. En la figura 4 se observa el producto a secar.



Figura 4 Tiras de mango para la prueba
Fuente: Elaboración propia

Después de 5 horas de secado fue retirado de la cámara de secado y pesó 1.250 g, es decir, se redujo al 62 % de su peso. El producto final contaba con buenas características de color, sabor y textura.

En la figura 5 se presenta el producto obtenido. Se realizó una última prueba en la cual se colocaron 329 g de mango en rebanadas pequeñas durante 8 horas de secado. Después de ese lapso las muestras pesaron 56.8 g, es decir, que el secador retiró el 82% de su peso.



Figura 5 Producto seco
Fuente: Elaboración propia

Manzana

1 kg de manzana sin centro (corazón) fue cortado en rebanadas de 8 mm de espesor, las cuales fueron sumergidas durante 5 minutos en una solución de 2 L de agua con un limón para evitar su oxidación. Las rebanadas fueron distribuidas en dos charolas. En la figura 6 se observa la manzana lista para la prueba.

Después de 4 horas fueron retiradas de la cámara de secado. Se observó que después del secado, el producto pesaba 409.7 g, es decir, el 40% de su peso original, presentando un aspecto de oxidación, contaba con buenas características de sabor y textura. En la figura 7 se presenta la manzana seca con poca oxidación.

Para corregir el problema de oxidación, se modificó la proporción de agua y limón, incrementando este último y se dejó remojando durante 10 minutos. Se volvió a colocar 1 kg en rebanadas de aproximadamente 8 mm de espesor en la cámara de secado.



Figura 6 Charolas con manzana
Fuente: Elaboración propia



Figura 7 Manzana seca con poca oxidación
Fuente: Elaboración propia

Después de 4 horas se retiró el producto y se observó que ya no contaba con humedad pesando 380 g, es decir, redujo su peso al 38 % presentando buenas características de color, sabor y textura. En la figura 8 se presenta el producto obtenido. Se realizó una última prueba en la cual se introdujeron 412 g de manzana en rebanadas pequeñas, previamente remojadas en una solución de bisulfito de sodio e hipoclorito de sodio.

Después de 4 horas de secado el producto pesó 58 g, equivalente al 14 % de su peso. En la figura 9 se observa el producto secado.

Piña

2 kg de piña sin cáscara fueron cortados en rebanadas de 10 mm de espesor, las cuales fueron distribuidas en 2 charolas de la cámara de secado. En la figura 10 se presenta la piña empleada en la prueba.



Figura 8 Manzana seca
Fuente: Elaboración propia



Figura 9 Manzana seca
Fuente: Elaboración propia



Figura 10 Piña para el secado
Fuente: *Elaboración propia*

Después de 13 horas de exposición (prueba realizada durante dos días) se observó que el producto tenía un peso de 1.104 kg, es decir que se redujo al 55 % de su peso, se observó que todavía contaba con humedad, pero con buenas características de color, sabor y textura.

Con la finalidad de reducir tiempos de secado e incrementar la reducción de humedad, se hicieron rebanadas más delgadas, es decir, de 5 mm de espesor y se retiró el centro (corazón) de la piña. Después de 8 horas se retiraron las charolas y el producto alcanzó un peso de 900 g, es decir, se redujo al 45 % de su peso original presentando buenas características de color, sabor y textura. En la figura 11 se presenta el producto deshidratado.



Figura 11 Piña seca
Fuente: *Elaboración propia*

Papa

Se cortaron 349 g de papa en rebanadas de 5 mm de grosor, las cuales fueron remojadas en una solución de hipoclorito de sodio y bisulfito de sodio. Después de 6 horas de secado, el producto registró un peso de casi 70 g, es decir, que perdió el 80 % de su peso en la prueba. El producto presentó buenas características de color, sabor y textura. En la figura 12 se presenta el producto antes de ingresar a la cámara de secado y en la figura 13 el producto obtenido.



Figura 12 Preparación de la papa
Fuente: *Elaboración propia*

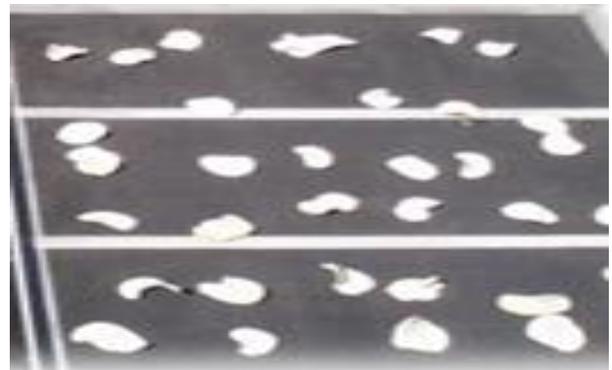


Figura 13 Papa seca
Fuente: *Elaboración propia*

Zanahoria

Se cortaron 66 g de zanahoria en rodajas de 4 mm de espesor, las cuales fueron sumergidas en la solución de bisulfito de sodio e hipoclorito de sodio para evitar su oxidación. Después de 6 horas de secado el producto resultante contó con un peso de 9 g, es decir, perdió el 86 % de su peso. El producto obtuvo buenas características de color, sabor y textura. En la figura 14 se presenta el producto a secar, así como el producto terminado.



Figura 14 Proceso de secado de la zanahoria
Fuente: Elaboración propia

Pepino

Se cortaron 409 g de pepino en rodajas de 3 mm de espesor. En la figura 15 se puede observar el producto a secar y en la figura 16 el producto seco. Después de 5 horas de secado, el producto presentó un peso de casi 49 g, es decir que perdió aproximadamente el 88 % de su peso, presentando buenas características de color, sabor y textura.



Figura 15 Pepino para la prueba
Fuente: Elaboración propia



Figura 16 Pepino deshidratado
Fuente: Elaboración propia

Naranja

Se cortaron 365 g de naranja en rodajas de 5 mm de espesor, las cuales fueron sumergidas en la solución de hipoclorito de sodio y bisulfito de sodio, para evitar su oxidación. Después de 6 horas de secado el producto pesó casi 131 g, es decir que perdió casi el 64 % de su peso.

La naranja, así como la piña son productos que contienen un alto contenido de humedad. El producto final presentó buenas características de color, sabor y textura. En la figura 17 se presentan las rodajas de naranja antes y después de la prueba.



Figura 17 Proceso de secado de la naranja
Fuente: Elaboración propia



Figura 18 Proceso de secado del plátano
Fuente: Elaboración propia

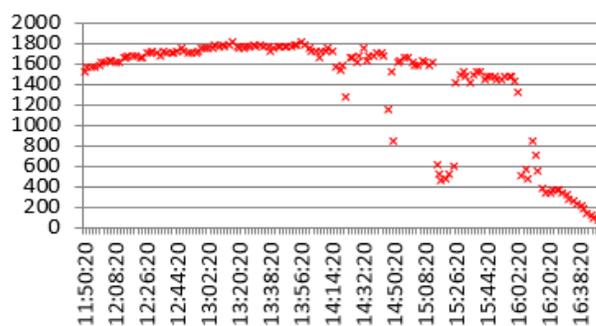
Plátano

Se cortaron 194 g de plátano en rodajas de 5 mm de espesor, los cuales fueron remojados en la solución de hipoclorito de sodio y bisulfito de sodio para evitar su oxidación. Después de 5 horas de secado el producto presentó un peso de casi 42 g, es decir, perdió casi el 79 % de su peso en el proceso. El producto final presentó buenas características de color, sabor y textura. En la figura 18 se presenta el plátano antes y después del secado.

VARIABLES DEL SECADO

En la figura 19 se presentan los valores de radiación solar de las últimas pruebas realizadas a las frutas y verduras, en las cuales el producto fue remojado en una solución de hipoclorito de sodio y bisulfito de sodio.

Radiación solar 23 de marzo W/m²



Radiación solar 24 de marzo W/m²

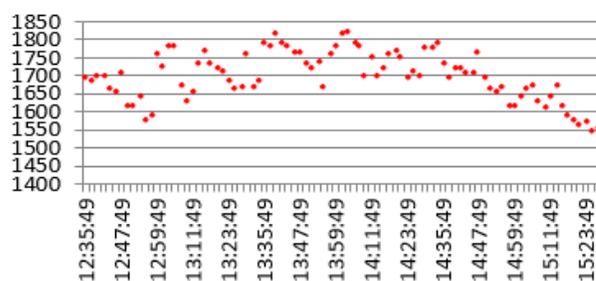


Figura 19 Radiación solar
Fuente: Elaboración propia

Se puede observar que durante la mayoría del tiempo de las pruebas, se obtuvieron valores altos de radiación solar, con excepción del final del primer día que presentó nubosidad. Esto ocasionó que se tuvieran valores de temperatura en el interior de la cámara de secado mayor a los 40 °C para el primer día y de 50 °C para el segundo día. En la figura 20 se puede observar los valores medidos en la cámara de secado y en el colector solar.

También se puede observar que al haber nubosidad, las temperaturas en el colector solar disminuyeron aunque las de la cámara de secado se mantuvieron casi constantes. En cuanto a la humedad relativa del aire, va incrementándose a medida que se va acumulando el vapor de agua y el aire lo va arrastrando durante su recorrido dentro del colector, dando niveles más altos de humedad en la cámara que en el colector, aparte que el vapor de agua evaporado del alimento ayuda a incrementar aún más la humedad en la salida de la cámara. Esto se puede observar en la figura 21.

El flujo de aire que se genera dentro del secador solar es por convección natural, el viento sólo interviene en las pérdidas del colector solar, en la parte del vidrio, y en la envolvente de la cámara de secado. Por lo cual, se considera que el viento no influyó en las pruebas realizadas. En la figura 22 se presenta las velocidades del viento alcanzadas durante la prueba.

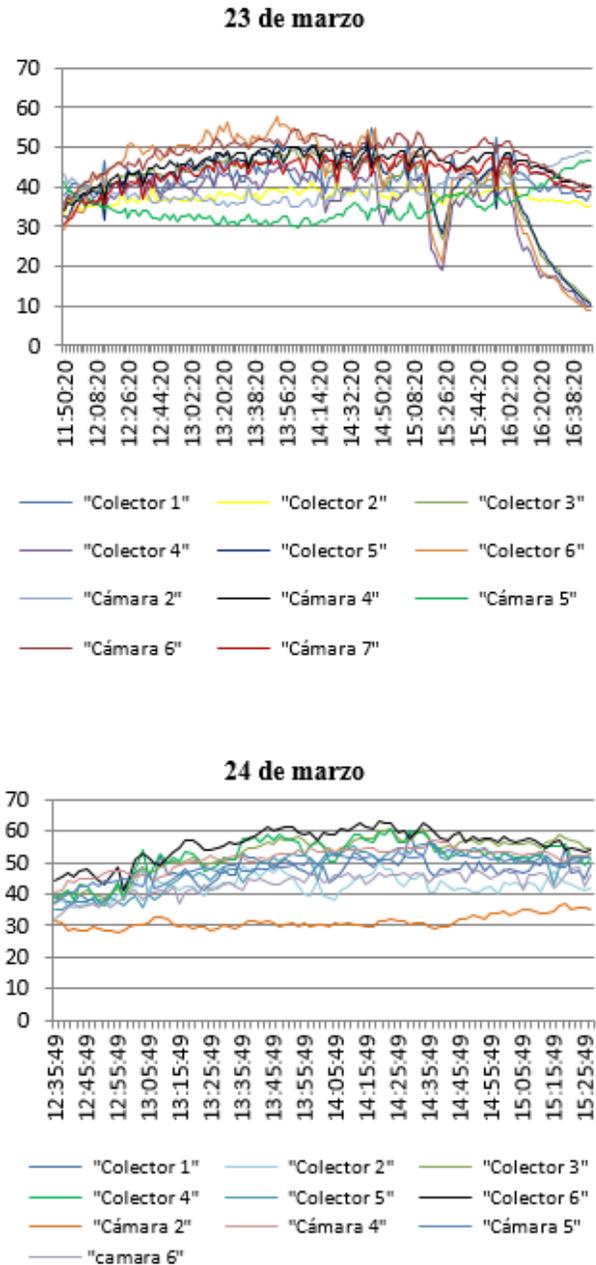


Figura 20 Temperaturas en el secador solar
Fuente: Elaboración propia

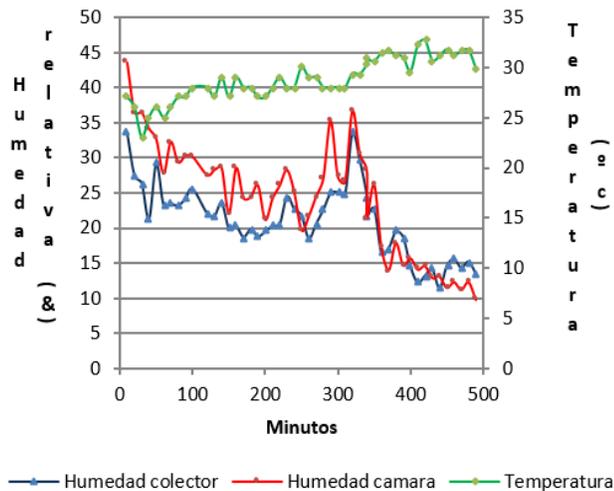


Figura 21.- Humedad en el secador solar

Fuente: Elaboración propia

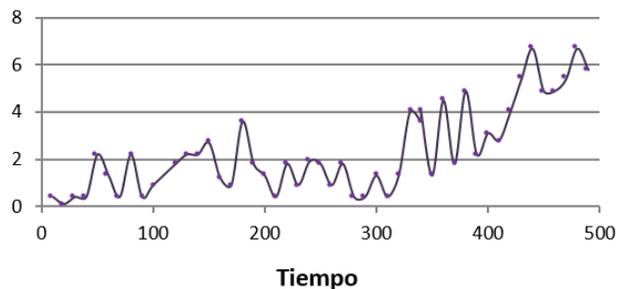


Figura 22 Velocidad del viento (m/s) vs tiempo (minutos)

Fuente: Elaboración propia

Conclusiones

En casi todas las pruebas se logró reducir más de la mitad del peso de cada producto, aún cuando existió nubosidad, ya que la cámara de secado continuó con el proceso de secado. En las pruebas realizadas, la velocidad del viento no influyó en el flujo de aire del interior del secador solar, el flujo de aire empleado en el interior fue el que se generó por convección natural.

Se continuarán realizando pruebas a otros productos con la finalidad de hacer eficiente el proceso de secado y más adelante obtener curvas de secado para cada producto.

Se puede colocar un extractor de aire a la salida de la cámara de secado, para acelerar la ganancia de calor latente del producto, así como el colocar carbón vegetal a la entrada del colector para reducir la humedad del aire de entrada. El empleo de la energía solar para deshidratar frutas y verduras, es una opción viable para reducir las emisiones de gases contaminantes provenientes de los procesos empleados para el calentamiento de aire con combustibles fósiles.

Agradecimientos

Se agradece al programa UNAM-DGAPA-PAPIME-PE101912 y UNAM-DGAPA-PAPIME-PE102015, por los apoyos brindados para la realización de las pruebas experimentales.

Referencias bibliográficas

Askeland, D. R. (1998). *Ciencia e ingeniería de los materiales*. (3ª ed.). México: International Thompson Editores.

Beer, F., Russell, J. E. & Dewolf, J. T. (2004). *Mecánica de materiales*. (3ª ed.) México: McGraw Hill.

Chang, R. (2002). *Química General*. (7ª ed.). México: McGraw Hill.

Cruz Osnaya, A., Bonifacio Paz, H., Guzmán Tinajero, P., Hernández Gómez, V. H. y Morillón Gálvez, D. (2007). Diseño de un secador solar para uso agrícola en la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán – UNAM. *Memorias de la XXXI Semana Nacional de Energía Solar*. México: Asociación Nacional de Energía Solar.

Duffie, J. A. & Beckman W. A. (1980). *Solar Engineering of Thermal Processes*. USA: Wiley Interscience.

González Ortiz, G., Cruz Osnaya, A. y Hernández Gómez, V. H. (2008). Diseño y construcción de un secador solar para el laboratorio de investigación en energías renovables de la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán. *Memorias de la XXXII Semana Nacional de Energía Solar*. México: Asociación Nacional de Energía Solar.

Hernández Martínez, H., Hernández Gómez, V. H., Cruz Osnaya, A., González Ortiz, G. y Contreras Espinosa, J. J. (2009). Secado de productos mediante energía solar. *Memorias de la XXXIII Semana Nacional de Energía Solar*. México: Asociación Nacional de Energía Solar. ISBN 978-607-95019-2-2.

Hernández Gómez, V., Cruz Osnaya, A., González Ortiz, G., Contreras Espinosa, J. y Morillón Gálvez, D. (2010) Avance en los proyectos del Laboratorio de Investigación en Energías Renovables. *Memorias del VIII Congreso Internacional en Innovación y Desarrollo Tecnológico*. México: IIE. ISBN 978-607-95255-2-1.

Hernández Gómez, V., González Ortiz, G., Olvera García, O., Contreras Espinosa J., y Garibay Bermúdez, J. R. (2013). Resultados obtenidos en proyectos sobre energías renovables. *Memorias del X Congreso Internacional en Innovación y Desarrollo Tecnológico*. México: IIE. ISBN: 978-607-95255-4-5.

Hernández Gómez, V. H., González Ortiz, G., Olvera García, O., Contreras Espinosa J. J. y Garibay Bermúdez, J. R. (2012). Resultados obtenidos al realizar pruebas de secado de frutas empleando un secador solar indirecto. *Memorias de la XXXVI Semana Nacional de Energía Solar*. México: Asociación Nacional de Energía Solar. ISBN: 978-607-95019-5-2.

Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas*. (2ª ed.). Madrid: Ediciones del Castillo.

Mills, A. F. (1995). *Transferencia de calor*. EU: McGraw Hill.

Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos*. (6ª ed.). México: Pearson Educación.

Tudela, F. (1982). *Ecodiseño. Colección de ensayos*. México: Universidad Autónoma Metropolitana.

Cinética de secado de la hoja de naranja amarga (*Citrus Aurantium*), bajo condiciones controladas y en un secador solar directo con convección natural y forzada

CASTILLO-TÉLLEZ-Margarita*†, OVANDO-SIERRA, Juan Carlos, ANDRADE-DURÁN, Juan E y LEZAMA-ZÁRRAGA, Francisco

Facultad de Ingeniería, Universidad Autónoma de Campeche, Campus V, predio s/n por Av Humberto Lanz Cárdenas y Unidad Habitacional Ecológica ambiental, Col. Ex Hacienda Kalá, C.P. 24085, San Francisco de Campeche, Campeche, México².

Recibido Enero 27, 2017; Aceptado Mayo 31, 2017

Resumen

La naranja amarga es un árbol originario de Asia, la hoja de este árbol es utilizada ampliamente en muchos lugares del mundo tanto para el aprovechamiento de su valor alimenticio y medicinal, como para la elaboración de perfumes, agua de azahar, licores, confituras y aceite esencial. En Tabasco, Yucatán y Campeche se cultiva ampliamente esta variedad de naranja. En este trabajo se presentan las cinéticas de la deshidratación de las hojas de naranja amarga y la velocidad de secado utilizando un horno no convectivo a condiciones controladas de temperatura: 45 °C, 55 °C y 65 °C, obteniéndose tiempos de secado de 690, 460 y 330 minutos respectivamente y, un secador solar tipo gabinete con convección forzada y natural con tiempos de secado entre 400 y 310 minutos. La humedad inicial varió entre 80 % y 83 %, la humedad final se midió entre 6.45 % y 9 %. Las pruebas se realizaron en el Laboratorio de Secado Solar de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Campeche, localizada a 9°51'00" de LN y 90°31'59" de LO, con clima cálido húmedo, con humedad relativa promedio anual de 60 % y con valores de irradiación máximos promedio de 900 W/m². Los resultados obtenidos muestran la factibilidad técnica del secado solar de las hojas de naranja amarga, obteniendo un valor agregado y alentando su producción en México.

Secador solar directo, Secado con temperaturas controladas, Convección natural y forzada

Abstract

Bitter orange is a tree native to Asia, the leaf of this tree is widely used in many places of the world both for the use of its nutritional and medicinal value, as well as for the production of perfumes, orange blossom, liqueurs, jams and oil essential. In Tabasco, Yucatan and Campeche this orange variety is widely cultivated. In this work the kinetics of dehydration of bitter orange leaves and the drying rate using a non-convective oven at controlled temperature conditions are presented: 45 °C, 55 °C and 65 °C, yielding drying times of 690, 460 and 330 minutes respectively, and a cabinet-type solar dryer with forced and natural convection with drying times between 400 and 310 minutes. The initial humidity varied between 80 % and 83 %, the final humidity was measured between 6.45 % and 9 %. The tests were carried out in the Solar Drying Laboratory of the Facultad de Ingeniería of the Universidad Autónoma de Campeche, located at 9°51'00" of LN and 90°31'59" of LO, with warm humid climate, with annual average relative humidity of 60 % And with average maximum irradiance values of 900 W/ m². The results show the technical feasibility of solar drying of bitter orange leaves, obtaining an added value and encouraging its production in México.

Direct solar dryer, Drying with controlled temperatures, Natural and forced convection

Citación: CASTILLO-TÉLLEZ-Margarita, OVANDO-SIERRA, Juan Carlos, ANDRADE-DURÁN, Juan E y LEZAMA-ZÁRRAGA, Francisco. Cinética de secado de la hoja de naranja amarga (*Citrus Aurantium*), bajo condiciones controladas y en un secador solar directo con convección natural y forzada. Revista de Sistemas Experimentales. 2017. 4-11: 34-41.

*Correspondencia al Autor (Correo electrónico: mcastill@uacam.mx)

†Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

El Naranja Amargo (*Citrus aurantium*) actualmente se cultiva en países de clima subtropical a cálido; requiere de terrenos soleados, bien drenados, ligeramente ácidos y ricos en humus. Es un árbol de hoja perenne de 8-10 m de altura, y abundante follaje, tronco grueso, erecto; corteza suave, café, ramas verdes y espinas no muy puntiagudas de 2 a 8 cm de largo. Hojas elípticas o lanceoladas de color verde intenso, de aproximadamente 8 cm de largo y de 4 a 8 cm de ancho con el ápice agudo, sinuosas o crenadas, alternas, brillantes, con pequeña glándulas de aceite, peciolo alado, ancho, de 6 a 13 cm de longitud. Las flores muy aromáticas (conocidas popularmente como azahares), blancas o rosadas.

El naranja amargo es la especie más perfumada de las 15 que comprende el género *Citrus*. La cáscara, la flor, la hoja y la corteza de la fruta se utilizan en medicina tradicional y moderna (Jeff MJ, 2002). Es una hierba china que ha demostrado aumentar el metabolismo y mejorar la capacidad del cuerpo para quemar grasa y perder peso sin efectos secundarios negativos para el organismo (Moro Co, 200) y (Calapai, G, *et. al*, 1999).

La infusión preparada con las hojas se utiliza para el tratamiento de afecciones digestivas (cólicos, dispepsia, inapetencia, náuseas), además, es ampliamente utilizada en afecciones respiratorias (bronquitis, tos, resfrios), tanto las hojas como la flor son excelentes ansiolíticos naturales que la naturaleza puede brindar porque actúa sobre los órganos que se ven afectados por la ansiedad, relajan el cuerpo, y son muy útiles en casos de gastritis nerviosa, cólicos, diarrea, estreñimiento y dolores intestinales a nivel general (PROTEGE, Red de Protección Social, Ministerio de Salud, Gobierno de Chile, 2000).

Secado solar de la hoja de naranja amarga

Existe una importante cantidad de publicaciones de deshidratado de diferentes tipos de hojas como son ajeno, caléndula, tomillo, salvia, orégano, lavanda y menta, mencionando los que más abundan en la literatura (Banchemo Luján, *et al*, 2008). El proceso de secado consiste en la extracción del agua en exceso y para cada hierba existen valores preestablecidos de contenido de agua requeridos para su comercialización en seco, los cuales varían entre 9 % y 10 %.

Un correcto secado permite evitar la proliferación de microorganismos, evitar cambios de color y ennegrecimiento, lograr un producto homogéneo, de buen color y la conservación de esencias y sustancias antioxidantes. La pérdida de peso en el secado depende de la especie, del órgano y la época de recolección (Moré Eva, *et al*, 2013).

El secado de las plantas en general se realiza por exposición directa al sol. En el secado a cielo abierto, las ramas y hojas se colocan sobre una malla media sombra o plástico, sin encimarlas, se dejan hasta el atardecer y si no se han secado se recogen y guardan bajo techo, continuando al día siguiente, así hasta completar el proceso y una vez secas las hojas se separan de los tallos. Con baja humedad y capa delgada se puede hacer en un plazo de 9 a 10 horas, reduciendo su humedad del 80 % al 10 % (Oddore, B., 1999). Se han realizado estudios experimentales de secado en condiciones controladas con hojas de stevia, en los cuales se han encontrado resultados muy semejantes al secado solar de gabinete (Castillo *et. al*, 2006).

En la literatura se reporta un estudio del secado solar de hojas de naranja amarga (L. Ait Mohamed, *et al*, 2005), en el que se realizó la deshidratación de las hojas mediante un secador indirecto el cual funciona con un sistema de calefacción auxiliar y se impulsa el aire bajo condiciones controladas.

A partir de las curvas de secado experimentales obtenidas concluyen que el principal factor que influye en la cinética de secado es la temperatura del aire de secado.

En el presente trabajo se detalla en el apartado del estudio experimental los materiales utilizados y el método de trabajo llevado a cabo para la deshidratación de las hojas de naranja, se explica también la instrumentación de los secadores solares utilizados en la experimentación y aparatos de medición utilizados.

Se presenta en el apartado de resultados experimentales y discusión el comportamiento de los principales parámetros climatológicos que influyen en la deshidratación como son la temperatura ambiente, humedad relativa y radiación solar de un día soleado durante los días de prueba a manera de ejemplo; se muestra además, el estudio de las cinéticas de secado solar, contenido de humedad y velocidad de secado obtenidas en un secador directo tipo gabinete con y sin convección forzada, comparado con el deshidratado en un secador convencional con calentamiento eléctrico no convectivo a temperatura controlada en un rango entre 45 °C y 65 °C.

Finalmente, se concluye presentando los principales datos que experimentalmente nos llevan a determinar las condiciones y método de secado óptimo de la hoja de naranja amarga en función de las tecnologías evaluadas.

Estudio experimental

Se analiza experimentalmente el proceso de secado de la hoja de naranja agria (*Citrus Aurantium*) en un secador solar tipo gabinete y en un secador convencional con calentamiento eléctrico no convectivo a temperatura controlada en un rango entre 45 °C, 55 °C y 65 °C.

Materiales y Métodos

Materia prima. Se seleccionaron las hojas maduras de naranja agria, cultivadas en la ciudad de Campeche, Campeche. Se cortaron las ramas, se separaron las hojas y se seleccionaron para obtener un grupo homogéneo, basado en la madurez, color, frescura. Se lavaron y pesaron, se midió el ancho, largo y espesor.

Métodos. En este trabajo, se analiza experimentalmente el proceso de deshidratación de la hoja de naranja agria en un secador convencional no convectivo con calentamiento eléctrico y en un secador solar tipo gabinete.

Secador eléctrico no convectivo. Para la obtención de la cinética de secado, se utilizó un horno eléctrico marca Riossa sin convección de aire. Se registró la pérdida de peso mediante un software y se variaron las temperaturas de secado.

Secador solar directo tipo gabinete. Se empleó un secador solar de tipo directo construido en material plástico transparente con una superficie de tratamiento de 0.5 m². La cámara contiene una charola absorbadora de la radiación solar en donde se coloca el producto. Cuenta con perforaciones en las partes laterales, fondo y trasera, para permitir la circulación y extracción del aire húmedo caliente.

La superficie frontal tiene una pendiente de 20° para aprovechar la radiación solar incidente y permitir en su caso la condensación y escurrimiento del agua. Puede operar en convección natural o forzada, mediante un ventilador colocado en la parte trasera, de una potencia de 20 W, y permite una velocidad del aire máxima de 2 ms⁻¹. En este trabajo se utilizaron dos secadores solares, uno operando a convección natural y otro a convección forzada.

La figura 1 muestra los secadores solares tipo gabinetes utilizados.



Figura 1 Secador solar directo tipo gabinete

En cada secador se registró la temperatura interior, el peso y tamaño de las muestras, así como la irradiancia solar, la humedad relativa y la temperatura del aire.

Instrumentación

Humedad. Para la determinación de la humedad se utilizaron dos balanzas con analizador de humedad, marca, Ohaus MB45, respectivamente, con una precisión de $\pm 0.01\%$ mg. Se cortaron las hojas de las ramas y se colocó una muestra de aproximadamente 1.0 g y se procedió a su deshidratación, obteniéndose el valor de la humedad. Este procedimiento se realizó antes y después de realizar las diferentes cinéticas de secado.

Actividad de agua (aw). La actividad de agua es un parámetro que determina la estabilidad de los alimentos con respecto a la humedad ambiental. Se determinó la actividad de agua para la hoja fresca y posteriormente para la hoja seca. Se utilizó un equipo marca Rotronic Hygropalm de tipo portátil, con una precisión de $\pm 0.01\%$ mg.

Condiciones Climatológicas. Durante el período de pruebas se registraron los parámetros climatológicos en la estación meteorológica de la Facultad de Ingeniería de la UAC. Las características (datos del fabricante) son los mostrados en la Tabla 1:

| Variable | Descripción | Modelo | Error Máximo |
|----------------------|--------------------------|--------------|---|
| Radiación global | Piranómetro marca LI-COR | LI-200R | Azimet: $< \pm 1\%$ sobre 360° a 45° de elevación |
| Humedad relativa | NRG Systems | RH-5X | $\pm 3\%$ |
| Temperatura ambiente | NRG Systems | 110S | $\pm 1.1^\circ\text{C}$ |
| Dirección del viento | NRG Systems | Series #200P | $\pm 3^\circ$ |
| Anemómetro | Windsensor | P2546COPR | ± 0.3 m/s |

Tabla 1 Características y descripción de los instrumentos de medición de la estación meteorológica

Resultados experimentales y discusión

El estudio experimental se llevó a cabo en el Laboratorio de Secado Solar de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Campeche. El período de pruebas fue del 1 al 30 de abril del 2017.

En la Gráfica 1, se presentan las evoluciones de los parámetros climatológicos durante las pruebas del 4 de abril. La irradiancia global máxima alcanzada fue de 900 W/m^2 , siendo el intervalo de los valores máximos promedio entre 850 W/m^2 y 950 W/m^2 .

Los valores de la temperatura ambiente oscilaron entre 30°C y 36.3°C , siendo el promedio 33°C . Por otro lado, el valor mínimo que alcanzó la humedad relativa en el día fue 35% , el promedio mínimo en los días de prueba osciló entre 34% y 36% .

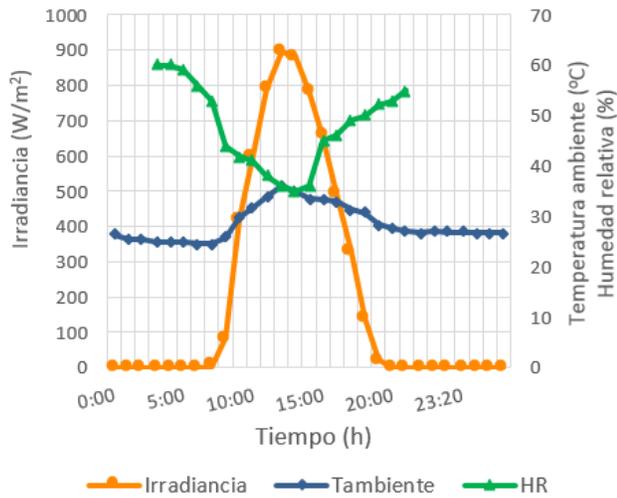


Gráfico 1 Irradiancia solar global, temperatura ambiente y humedad relativa el día 4 de abril del 2017

Secado no convectivo a temperatura controlada

Se llevaron a cabo las pruebas de deshidratación de las hojas de naranja agria obteniéndose las cinéticas de secado a temperaturas controladas de 45 °C, 55 °C y 65 °C, realizándose tres experimentos por cada una de ellas. Las hojas tratadas tuvieron un peso promedio de 1.52 g. En el horno se introdujeron 20 g. En la Tabla 2, se presentan las humedades iniciales y finales y actividad del agua de la hoja fresca y seca. Las humedades iniciales oscilaron muy poco, mientras que las finales fueron inferiores a las obtenidas en los productos comerciales entre, 8.7 % y 7.4 %. Los valores finales de la a_w indican que no hay posibilidad de crecimiento microbiano en el producto deshidratado obtenido.

| Temperatura | Humedad (%) | | A_w | |
|-------------|-------------|-------|---------|-------|
| | Inicial | Final | Inicial | Final |
| 45 °C | 80.50 | 7.46 | 0.891 | 0.265 |
| 55 °C | 80.68 | 8.57 | 0.890 | 0.201 |
| 65 °C | 82.74 | 8.70 | 0.762 | 0.289 |

Tabla 2 Humedades (%) y actividad del agua (a_w) para las tres temperaturas seleccionadas

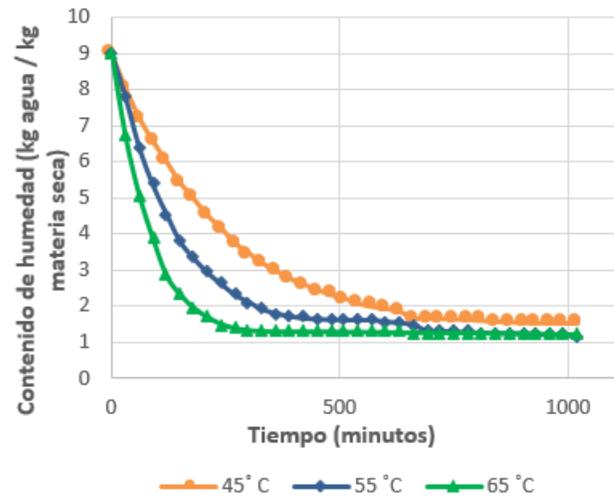


Gráfico 2 Variación del contenido de humedad respecto al tiempo de secado en condiciones controladas a 45 °C, 55 °C y 65 °C en el secador eléctrico

El Gráfico 2 muestra el comportamiento del contenido de humedad en base seca para las tres temperaturas establecidas, con tiempos de secado de 690 minutos para una temperatura de 45 °C, 460 minutos para 55 °C y finalmente 330 minutos para 65 °C.

La Gráfica 3, representa las evoluciones de la velocidad de secado en función del contenido de humedad para cada una de las temperaturas de secado. En el intervalo de 55 °C a 65 °C, se presentaron las velocidades más altas y a 65 °C, se obtuvo un periodo de velocidad decreciente, por otro lado, a 55 °C se observaron dos periodos de velocidad decreciente y finalmente, a 45 °C se observaron varios periodos de velocidad casi constante, los intervalos de contenido de humedad en base seca fueron: 7.8 y 4.5 para 55 °C y 3.89 para 65 °C.

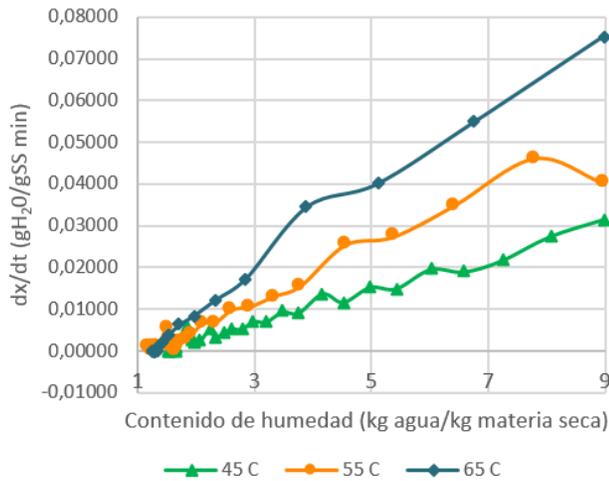


Gráfico 3 Variación de la velocidad de secado en función del contenido de humedad a diferentes temperaturas de secado; 45 °C, 55 °C y 65 °C en el secador eléctrico

Secado solar directo

En la Tabla 3 se muestran los valores de actividad del agua (a_w), humedad inicial y humedad final de dos pruebas realizadas a hojas frescas de hoja de naranja en el secador solar con convección natural y con convección forzada. Como se puede observar, existe poca variación tanto en los valores de humedad como de actividad del agua, resultando casi independientes del modo de funcionamiento del secador solar.

| Muestra | Humedad (%) | | Actividad de agua (a_w) | |
|-------------------------------|-------------|-------|-----------------------------|-------|
| | Inicial | Final | Inicial | Final |
| Secado con convección natural | 81.26 | 8.85 | 0.89 | 0.209 |
| Secado con convección forzada | 80.20 | 8.75 | 0.83 | 0.228 |

Tabla 3 Humedades (%) y actividad del agua (a_w) en secador solar con convección natural y forzada

El gráfico 4 muestra las temperaturas alcanzadas en el interior de las cámaras de secado de los secadores funcionando con convección natural y con convección forzada, así como la irradiancia durante el día mostrado como ejemplo (4 de abril del 2017).

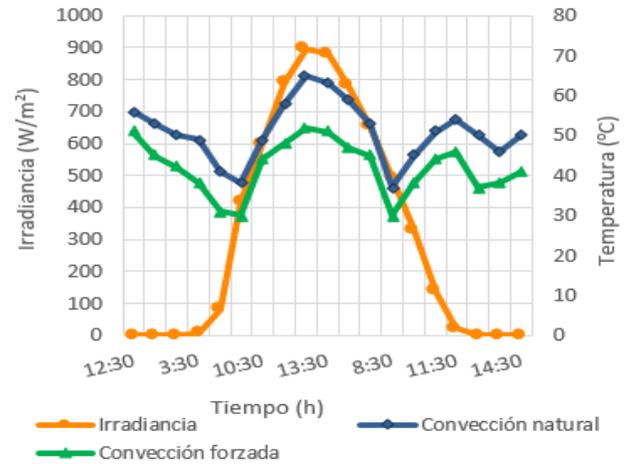


Gráfico 4 Comportamiento de la irradiancia solar y las temperaturas al interior de las cámaras de secado para los diferentes modos de funcionamiento

Como puede observarse en la grafica anterior, las temperaturas en la cámara de secado del secador con convección natural son más elevadas que las que presenta el secador con convección forzada, lo cual es normal debido a la poca convección que se da en el primer caso. La coincidencia de las temperaturas mayores en ambas cámaras de secado con la irradiancia solar obtenida en el día de prueba es clara. El Gráfico 5, presenta la evolución de la humedad en los secadores funcionando a convección natural y forzada.

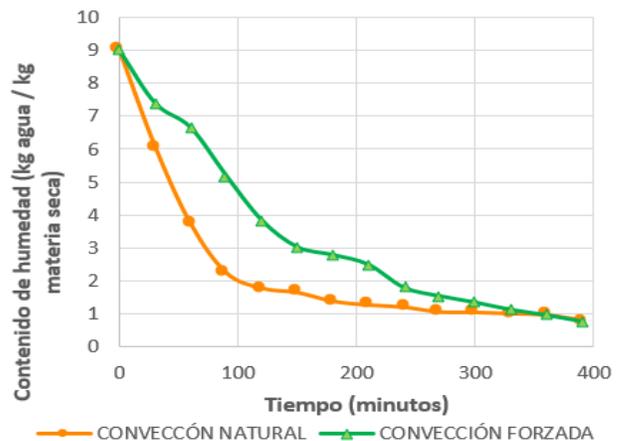
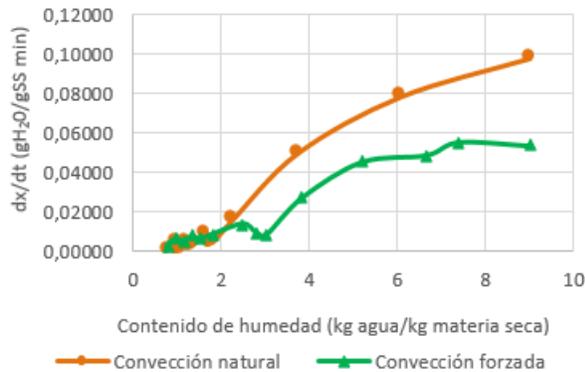


Gráfico 5 Variación del contenido de humedad en los secadores solares con convección natural y con convección forzada

Como se puede observar, la cinética a convección natural en este tipo de secadores es más rápida que la correspondiente a convección forzada, debido básicamente a que se obtiene una mayor temperatura, a causa de un menor intercambio térmico con el aire que se encuentra a una velocidad baja. En convección forzada se alcanza una temperatura menor debido a una mayor circulación del aire, provocando la homogenización térmica, resultando una temperatura menor que en el caso de la convección natural. Este efecto se puede observar en los tiempos correspondientes de secado, en donde se tiene para convección forzada 400 minutos y 310 minutos para la convección natural.

El Gráfico 6 presenta la variación de las velocidades de secado en cada uno de los secadores directos en función del contenido de humedad.



Gráfica 6 Variación de la velocidad de secado con respecto a la variación del contenido de humedad obtenido con los secadores solares con y sin convección forzada

En el caso del secador con convección natural no se observó ningún periodo de velocidad constante, la velocidad más alta fue la de convección natural con un tiempo de secado de 310 minutos. En el caso del secado eléctrico a 65 °C, se encontró la velocidad más alta en un tiempo de secado de 330 minutos.

Conclusiones

Las cinéticas de secado bajo condiciones controladas mostraron tiempos de deshidratación entre 5.5 horas y 8 horas, entre 45 °C y 65 °C, siendo lo óptimo 55 °C, con un tiempo de 6.0 h. Los tiempos de secado obtenidos en el gabinete solar con convección natural fue más corto, 5.1 h para convección natural y 6.6 h para convección forzada, por lo tanto, fueron similares a las condiciones controladas de 55 °C, debido a que en convección natural se pueden alcanzar temperaturas más altas o cercanas a los 55 °C.

Los resultados obtenidos en este trabajo muestran que es factible el secado solar de la hoja de naranja agria mediante el secado solar en gabinete, obteniendo una ventaja considerable sobre el secado en horno eléctrico debido a que se logra alcanzar un ahorro energético importante con poca inversión y mínimo mantenimiento, obteniendo un producto deshidratado de alta calidad, contribuyendo además al cuidado del medio ambiente.

Referencias

Banchero Luján, Carballo Sergio, Telesca Juan, 2008. Manual de secado solar de especies medicinales y aromáticas para predios familiares. Editado por la Unidad de Comunicación y Transferencia de Tecnología del INIA, Montevideo – Uruguay.

Calapai G, Firenzuoli F, Saitta A, *et al.* Antibiosity and cardiovascular toxic effects of *Citrus aurantium* extracts in the rat: a preliminary report. *Fitoterapia* 1999; 70:586–92.

Castillo Téllez Margarita, Castillo Téllez Beatríz, Ovando Sierra Juan C. Estudio experimental de la deshidratación de las hojas de stevia (*rebaudiana bertonii*), bajo condiciones controladas y con un secador solar del tipo gabinete. VI Congreso Iberoamericano de las Ciencias y Técnicas del Frío Coimbra-Portugal, 3-6 mayo, 2016.

Jeff MJ. (Pharm D). Therapeutic Research Facility. Natural Medicines Comprehensive Database, 4th edición, 2002.

L. Ait Mohamed, M. Kouhila A. Jamali, S. Lahsasni, N. Kechaou, M. Mahrouz, 2005. Single layer solar drying behaviour of *Citrus aurantium* eaves under forced convection. *Energy Conversion and Management* 46,1473–1483.

MHT, Medicamentos Herbarios Tradicionales. PROTEGE, red de protección social, Gobierno de Chile, Ministerio de Salud.

Moré Eva y Melero Roser. Transformación de plantas aromáticas y medicinales. Intradés (Innovación y transferencia para el desarrollo rural), Fundación Europea Fondo Social Europeo), Centre Tecnològic Forestal de Catalunya, Programa Emplea Verde, 2007-20013.

Moro CO y Basile G. Obesity and medicinal plants. *Fitoterapia* 2000; 71:73–82.

Oddore, B., How grow Stevia. 1999, Guarani Botanicals, INC. Pawcatuck, Connecticut, 1-30.

Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a

RANGEL-ROMERO, Carlos *†, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, CARBAJAL-SALAZAR, Emilio y RODRIGUEZ-CANDELARIO, Jordan

Universidad Tecnológica de Puebla

Recibido Enero 27, 2017; Aceptado Mayo 31, 2017

Resumen

En este trabajo se analizan las irreversibilidades generadas en el sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Para el estudio de las irreversibilidades se utilizó un flujo de agua de 0.5 L/s, 1.0 L/s y 1.1 L/s. El principio y metodologías de análisis de irreversibilidades están bien establecidos con el empleo de la primera y segunda ley de la termodinámica, con estas metodologías se pretende determinar el máximo rendimiento del sistema de refrigeración e identificar los sitios de degradación de energía. El análisis se efectuó a una misma carga térmica con diferentes flujos y el refrigerante empleado fue el R-134a. Este análisis de irreversibilidades del ciclo de refrigeración es realizada sobre el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión. Los resultados experimentales muestran que, para que el trabajo de compresión sea menor, depende de la densidad del refrigerante en la succión del compresor, la cual está ligada con la capacidad de absorción de calor por parte del refrigerante en el evaporador, lo que trae como consecuencia que las irreversibilidades disminuyan. Al comparar los resultados de los diferentes flujos de agua se obtiene la dirección para mejoras en el uso de la energía.

Irreversibilidad, R-134a, ciclo de refrigeración, trabajo de compresión

Abstract

This article discusses the irreversibilities which were generated by a mechanical vapor compression refrigeration system. For the study of the irreversibilities a water fluid of 0.5 L/s, 1.0 L/s and 1.1 L/s was used. The principle and analysis of irreversibilities methodologies are well established with the use of the first and second law of thermodynamics, these methodologies are intended to determine the maximum performance of the cooling system and identify degradation of energy sites. The analysis that was carried out had the same thermal load and the refrigerant was R-134a. This analysis of irreversibilities of the cycle of cooling was performed for the evaporator, compressor, condenser and valve of expansion. The experimental results showed that for a lower work of compression depends on the density of the refrigerant in the suction of the compressor, which is linked with the capacity of absorption of heat by refrigerant in the evaporator, this brings as consequence the reduction of the irreversibilities. When are compared the results of the different water flows, the direction for improvements in the use of energy is obtained.

Irreversibility, R-134a, refrigeration cycle, compression work

Citación: RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, CARBAJAL-SALAZAR, Emilio y RODRIGUEZ-CANDELARIO, Jordan. Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a. Revista de Sistemas Experimentales. 2017. 4-11: 42-52.

*Correspondencia al Autor (Correo electrónico: carlos.rangel@utpuebla.edu.mx;)

†Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

Hoy día, es necesario hacer frente al incesante aumento de consumo de energía debido a la escasez de fuentes y recursos no renovables. Es por ello que se hace necesario crear una cultura de ahorro energético que permita hacer uso de los recursos existentes de la mejor forma posible. El campo de la refrigeración no es ajeno a ello. Existen diversos parámetros que deben estar claros a la hora de realizar un diseño o evaluación de este tipo, por ejemplo, es fundamental conocer la situación y condiciones en su real dimensión, como pueden ser la cantidad a ahorrar y el volumen de los consumos, lo cual requiere una medición o evaluación objetiva de los procesos energéticos que intervengan, para así esbozar de manera más real, con respecto a ciclos de refrigeración ideales, las tecnologías o metodologías a emplear [10].

Los procesos termodinámicos en los sistemas de refrigeración liberan gran cantidad de calor al medio ambiente. En la transferencia de calor, entre el sistema y el entorno, tiene lugar una diferencia de temperatura finita, que es una fuente importante de irreversibilidad para el ciclo[3],[4]. La irreversibilidad hace que el rendimiento del sistema se degrade. Las pérdidas en el ciclo se necesitan evaluar considerando los procesos termodinámicos individuales que componen al ciclo.

En primer lugar, el análisis con la primera ley de la termodinámica sigue siendo el método más comúnmente utilizado, la cual solo se refiere a la conservación de la energía, y no da ninguna información sobre cómo, dónde y hasta qué punto el rendimiento del sistema se degrada. En segundo lugar, la segunda ley de la termodinámica es una herramienta en el diseño, optimización y evaluación del desempeño de los sistemas energéticos[6].

Con estas dos leyes, el principio y las metodologías de análisis de irreversibilidades están bien establecidos. En el presente trabajo se analizan las irreversibilidades originadas en el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión en el sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor. El análisis teórico se fundamenta en la aplicación de la primera y segunda ley de la termodinámica, dicho análisis se aplicó en el sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor experimental instalado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP) de la SEPI-ESIME IPN.

En este análisis se hicieron circular tres diferentes flujos de agua a través del evaporador, que son 0.5, 1.0 y 1.1 L/s, la duración de cada prueba experimental es de 2 horas. Durante la prueba experimental se encontró un punto de operación óptimo en el que se tiene la menor irreversibilidad en todo el sistema de refrigeración durante las dos horas de la prueba experimental.

Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración

A continuación se describe el procedimiento que se sigue para realizar el análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Para el ciclo real de refrigeración se realizan los cálculos de balance de energía, de flujo másico, de la potencia suministrada al compresor, del Coeficiente de Operación (COP) y las irreversibilidades generadas en el sistema[6],[7].

El COP se define como la carga térmica entre el flujo de energía suministrada en forma mecánica a través del compresor[2].

El COP es un parámetro útil para evaluar el comportamiento del sistema de refrigeración, porque representa el número de unidades de refrigeración que se logran por unidad de energía suministrada [5], [8].

Los ciclos reales de refrigeración por compresión mecánica de vapor difieren de los ciclos ideales debido a las irreversibilidades que se generan en los diferentes equipos del sistema. La fricción del refrigerante, al circular por los componentes del sistema de refrigeración, produce caídas de presión y las diferencias de temperaturas, entre el refrigerante y el medio con el que intercambia calor, producen irreversibilidades [10],[12].

Las irreversibilidades, aunque no se pueden evitar, se deben de reducir a un valor mínimo, porque traen como consecuencia la necesidad del suministro de una potencia adicional para lograr la refrigeración deseada, ya que mientras las irreversibilidades aumenten también sucede lo mismo con la potencia suministrada al compresor.

La carga térmica, que es el flujo de calor que el refrigerante absorbe en el evaporador, en este caso del agua que circula desde un depósito, se expresa de la siguiente manera:

$$Q_0 = mC_p\Delta T \quad (1)$$

Donde Q_0 es la carga térmica del agua a enfriar. El flujo másico del agua corresponde a m , C_p es el calor específico a presión constante del agua y ΔT es la diferencia de temperatura del agua a la entrada y la salida del evaporador.

El análisis termodinámico, correspondiente a los diferentes procesos que ocurren en el sistema de refrigeración real [5],[6], se indica a continuación, para ello se recurre al ciclo mostrado en la figura 1.

Proceso de compresión (etapa 1'-2)

En este proceso el refrigerante entra al compresor como vapor sobrecalentado y se comprime mediante el suministro de trabajo mecánico. El proceso es politrópico, donde la generación de entropía es causada por la fricción del refrigerante con los elementos mecánicos y por la transferencia de calor entre el refrigerante y el medio ambiente. Para el análisis termodinámico, se tiene:

Con la Primera ley:

$$Q_{1'-2} = m_r(h_2 - h_{1'}) + W_{1'-2} \quad (2)$$

Donde las entalpías a la entrada y la salida del compresor son $h_{1'}$ y h_2 , respectivamente. $W_{1'-2}$ es el trabajo suministrado por el motor eléctrico. Siendo $Q_{1'-2}$ la carga térmica generada en el compresor.

El trabajo de compresión W_c se determina por medio de las diferencias de entalpía en el compresor, esto es:

$$W_c = h_2 - h_{1'} \quad (3)$$

Con la Segunda ley:

$$S_{1'-2} = m_r(S_2 - S_{1'}) - \frac{Q_{1'-2}}{T_0} \quad (4)$$

Donde las entropías a la entrada y la salida del compresor son $S_{1'}$ y S_2 , respectivamente. Siendo $S_{1'-2}$ la entropía generada en el compresor. Aquí la irreversibilidad, I_{comp} , en el compresor se obtiene por medio de:

$$I_{comp} = S_{1'-2} \cdot T_0 \quad (5)$$

Proceso de condensación (etapa 2'-3)

El refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado y cambia de fase hasta alcanzar el estado de líquido subenfriado. La generación de entropía, que se presentan en el condensador, es causada por la transferencia de calor entre el refrigerante y el medio ambiente, así como también por la caída de presión del refrigerante. El cálculo de las irreversibilidades generadas se obtiene con las siguientes ecuaciones.

Con la Primera ley:

$$Q_{2'-3} = m_r(h_{2'} - h_3) \quad (6)$$

Las entalpías a la entrada y la salida del condensador son $h_{2'}$ y h_3 , respectivamente. $Q_{2'-3}$ es la carga térmica en el condensador.

Con la Segunda ley:

$$S_{2'-3} = m_r(S_{2'} - S_3) - \left(\frac{Q_{2'-3}}{T_0}\right) \quad (7)$$

Donde las entropías a la entrada y la salida del condensador son $S_{2'}$ y S_3 , respectivamente. Siendo $S_{2'-3}$ es la entropía generada en el condensador. La irreversibilidad en el condensador, I_{cond} , es:

$$I_{cond} = S_{2'-3} \cdot T_0 \quad (8)$$

Proceso de expansión (etapa 3'-4)

Este proceso ocurre a entalpía constante, por lo que, la entalpía de entrada es igual a la entalpía de salida. Las irreversibilidades en la válvula de expansión se hallan con las siguientes ecuaciones.

Con la Primera ley:

$$Q_{4-3'} = m_r(h_4 - h_{3'}) = 0 \quad (9)$$

Las entalpías a la entrada y la salida de la válvula de expansión son $h_{3'}$ y h_4 , respectivamente. $Q_{4-3'}$ es la carga térmica en la válvula de expansión.

Con la Segunda ley:

$$S_{4-3'} = m_r(S_4 - S_{3'}) \quad (10)$$

Donde las entropías a la entrada y la salida de la válvula de expansión son $S_{3'}$ y S_4 , respectivamente. $S_{4-3'}$ es la entropía generada en la válvula de expansión. La irreversibilidad en la válvula de expansión, I_V , es:

$$I_V = S_{4-3'} \cdot T_0 \quad (11)$$

Proceso de evaporación (etapa 4'-1)

En este proceso el refrigerante entra al evaporador como mezcla líquido-vapor a una baja temperatura y baja presión. Conforme el refrigerante absorbe calor, del flujo de agua, se evapora y sale del evaporador como vapor sobrecalentado.

La carga térmica en el evaporador queda como:

$$Q_{4'-1} = m_r(h_1 - h_{4'}) = Q_0 \quad (12)$$

Donde m_r es el flujo másico del refrigerante. Las entalpías a la entrada y la salida del evaporador son h_1 y $h_{4'}$, respectivamente. El efecto refrigerante, ER, se determina por medio de las diferencias de entalpía en el evaporador, esto es:

$$ER = h_1 - h_{4'} \quad (13)$$

El flujo de refrigerante que se requiere hacer circular para absorber el flujo de calor del agua, en el evaporador, se obtiene de:

$$m_r = \left[\frac{Q_0}{(h_1 - h_{4'})} \right] \quad (14)$$

Con la segunda ley aplicada en la transferencia de calor entre el refrigerante y el agua que circula en el evaporador, así como también de la caída de presión, se tiene:

$$S_{4'-1} = m_r(S_1 - S_{4'}) - \left(\frac{Q_{4'-1}}{T_R} \right) \quad (15)$$

Donde las entropías a la entrada y la salida del evaporador son S_1 y $S_{4'}$, respectivamente, T_R es la temperatura promedio del agua circulante y, la entropía generada en el evaporador es $S_{4'-1}$. Para la obtención de la irreversibilidad en el evaporador (I_e) se emplea la siguiente ecuación.

$$I_e = S_{4'-1} \cdot T_0 \quad (16)$$

Donde T_0 es la temperatura del medio ambiente. Con el cálculo de las irreversibilidades se puede apreciar que componente tiene la mayor irreversibilidad generada en el sistema de refrigeración, con lo que se hará el análisis del sistema variando el flujo de agua a enfriar. El análisis de la irreversibilidad total generada se hace comparando con la energía suministrada al motor eléctrico.

Una vez que se tienen calculadas las irreversibilidades generadas en los componentes del sistema de refrigeración, se hace un análisis del ciclo del refrigerante para observar su comportamiento. Para completar este análisis termodinámico, se presentan las siguientes consideraciones: El COP real se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$COP_{REAL} = \frac{Q_0}{P_{Eléctrica}} \quad (17)$$

La potencia eléctrica consumida se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P_{Eléctrica} = \sqrt{3} V I \cos \varphi \quad (18)$$

Siendo el voltaje y la corriente suministrados al motor V e I , respectivamente. El desfase entre ambos en la línea de alimentación está dada por φ . El procedimiento de análisis de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor, desarrollado antes, es útil porque sirve para poder determinar el comportamiento del ciclo de refrigeración, así como del funcionamiento de los dispositivos del sistema, ya que con este análisis se tienen las herramientas suficientes para poder tomar una decisión acerca del reemplazo de los dispositivos del sistema [6],[11]. También, mediante este análisis, se encuentra el punto óptimo de operación.

Desarrollo de la experimentación

En el diagrama de la figura 1 se muestran los componentes del sistema de refrigeración empleado. Para poner en funcionamiento el sistema se encienden dos motores eléctricos, uno en el compresor para que el refrigerante circule por los componentes y otro para una bomba que hace fluir agua a través del evaporador con retorno a un depósito.

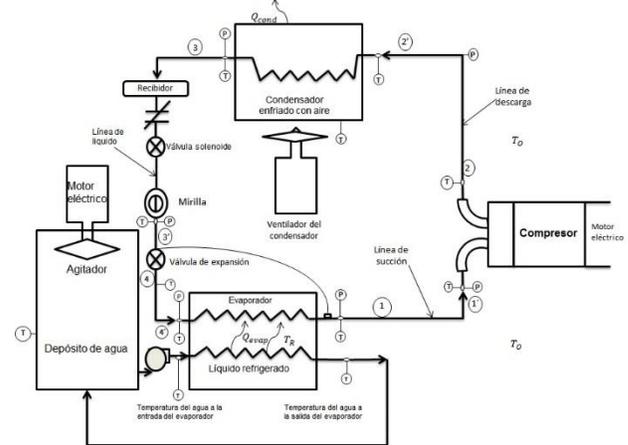


Figura 1 Componentes del sistema de refrigeración empleado

Con respecto al refrigerante para tener las lecturas de presión y temperatura se colocaron termopares a la entrada y salida de cada componente teniendo las siguientes características: Los termopares, elegidos por su capacidad de respuesta, son del tipo CO3-T Marca Omega de cobre constantan que tiene un rango de medición de temperatura de -185 a 298 °C, adecuado para registrar las temperaturas en el proceso de refrigeración.

Para medir la presión se emplearon 6 transductores de presión, 3 para el lado de baja presión y 3 para el lado de alta presión, para los de baja presión se usaron transductores de la marca Endress Hauser con rango de operación de 0-6 bar de presión absoluta, y para los de alta presión se usaron transductores de la misma marca pero con rango de 0-16 bar de presión absoluta.

El lado de baja presión comprende de la salida de la válvula de expansión hasta la entrada del compresor, y el lado de alta presión es de la descarga del compresor hasta la entrada de la válvula de expansión.

Los datos de presión y temperatura del refrigerante se concentran en un equipo de cómputo cada minuto durante las dos horas que abarca la experimentación, posteriormente se emplean las tablas termodinámicas [5] para obtener los datos de entropía, entalpía y volumen específico.

Con estos datos y las ecuaciones previamente establecidas se calculan las irreversibilidades. Con lo que respecta a la tubería del agua se cuenta con dos termómetros digitales, con una resolución de 0.01 °C y un rango de -20 a 120°C, para tomar datos a la entrada y salida del evaporador.

Cada experimento se repitió 3 veces para validar los resultados. El procedimiento que se siguió para cada prueba fue el que se indica a continuación:

1. Para iniciar cada experimento, se toma la temperatura del agua contenida en el depósito con un termómetro de mercurio con rango 0 a 50°C. El experimento se inicia cuando la temperatura del agua no sea mayor que la temperatura del medio ambiente, porque si la temperatura del agua es mayor a la del medio ambiente, no se estaría haciendo refrigeración mecánica sino refrigeración natural, al transmitir calor al medio ambiente. La temperatura del medio ambiente se tomó con un termómetro digital colocado fuera del sistema experimental.

2. Cuando se comprueba que la temperatura del agua a enfriar es menor o igual a la temperatura del medio ambiente, se procede a colocar los termómetros en el depósito de agua y a la salida del condensador, para tomar la temperatura del aire a la salida del condensador, ya que el programa de cómputo únicamente toma las lecturas directamente del refrigerante (presiones y temperaturas). También, se instala el multímetro y el voltímetro para tomar la lectura de la energía consumida por el motor eléctrico del compresor.

3. Se enciende el equipo de cómputo para que adquiera las lecturas de temperaturas y presiones del refrigerante, que son medidas por termopares y transductores de presión respectivamente. Al inicio de la prueba experimental, las lecturas de temperaturas deben ser iguales a la temperatura del medio ambiente, y las lecturas de las presiones deberán indicar que es mayor la del lado de alta que la del lado de baja. Con esto se comprueba que los instrumentos de medición se encuentran en buen estado.

4. Las lecturas de temperaturas y presiones las adquiere el equipo de cómputo cada 60 segundos y las promedia cada 5 minutos, agregándose en forma manual también las lecturas adicionales como son las temperaturas del agua a la entrada y salida del evaporador, la temperatura de agua en el depósito, las temperaturas del medio ambiente y a la salida del condensador y los valores de diferencia de potencial, corriente eléctrica, potencia activa y potencia aparente. Todos estos valores se almacenan en un archivo durante el desarrollo experimental.

Como ejemplo del comportamiento del sistema de refrigeración, a continuación se señalan los datos de una corrida.

La diferencia de temperaturas del refrigerante entre la entrada y la salida del evaporador es mayor que al final del experimento. Se observa que estos valores van disminuyendo; inician en 7.28 y 11.55 °C respectivamente, por lo que la diferencia es de 4.27 °C, y terminan en 0.45 y 2.73 °C y su diferencia es de 2.28 °C. En la succión del compresor el valor de la temperatura del refrigerante se encuentra entre 18.4 y 19 °C durante el experimento. La temperatura del refrigerante a la descarga del compresor disminuye ligeramente durante la duración del experimento; inició en 65°C y terminó en 62 °C.

La disminución de la temperatura entre la descarga del compresor y la entrada al condensador se debe a que el refrigerante transmite calor hacia el medio ambiente en la línea de descarga. La temperatura del refrigerante al salir del condensador continúa siendo mayor que la del medio ambiente y por esta razón disminuye la temperatura del refrigerante en la línea de líquido, el refrigerante entra a la válvula de expansión como líquido subenfriado a alta temperatura.

Los valores de temperatura del refrigerante, a la entrada de la válvula de expansión, fueron, al inicio de 35.7 °C y al final de 30.5 °C.

En el evaporador existe una caída de presión del refrigerante, cuyos valores fueron de 409-399 kPa, al inicio del experimento, y de 320-314 kPa, al final del experimento. Así, la caída de presión en el evaporador varió de 10 a 6 kPa. El mayor valor de la presión corresponde a la descarga del compresor y esto se debe a que el compresor es el equipo destinado a mantener la diferencia de presiones entre el evaporador y el condensador, además de compensar las diversas caídas de presión; aun así, se observa que esta presión disminuye durante el desarrollo del experimento, iniciando con un valor de 1401 kPa y terminando con un valor de 1363 kPa, aunque se llegan a presentar valores menores en etapas intermedias, que llegan hasta 1039 kPa.

La caída de presión del condensador se ubica entre 180 y 200 kPa. Es en la válvula de expansión en donde ocurre la mayor caída de presión; esta se sitúa entre 800 kPa y 830 kPa. Se observa que la presión en la descarga del compresor no se comporta de manera lineal, como en el caso de la descarga del condensador, y de la entrada de la válvula de expansión.

El comportamiento del refrigerante en el evaporador, presenta una ligera caída de presión, tanto en la entrada como en la salida del evaporador. Posteriormente, el refrigerante tiene una caída de presión adicional entre la salida del evaporador y la succión del compresor, que sigue la tendencia del comportamiento en el evaporador. Es en la succión del compresor en donde se presenta el menor valor de la presión del refrigerante. En el compresor la presión del refrigerante aumenta hasta un valor cercano a 1000 kPa, con respecto a la presión de succión del compresor.

Al inicio del experimento, la temperatura del agua fue de 20 °C, tanto en el depósito y en la entrada del evaporador. La diferencia de temperatura del agua entre la entrada y salida del evaporador al inicio del experimento fue de 1°C y posteriormente se mantuvo entre 2 y 2.5 °C.

La temperatura final del agua en el depósito fue de 12 °C, aunque salió del evaporador a 9.5 °C. Durante el experimento, la temperatura del medio ambiente varió de 23 a 26 °C.

Análisis de resultados

Es importante mencionar que para el análisis únicamente se toma en cuenta una carga térmica a 4.6 kW para los tres flujos de agua. Asimismo, el análisis de las irreversibilidades únicamente se realiza a los principales dispositivos que son el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión.

Para mostrar en qué punto se obtuvo el mayor valor de COP_{REAL} se aplicó la ecuación 17, y se denota en los siguientes gráficos con la letra A.

Al emplear la ecuación 16 que es la irreversibilidad generada en el evaporador y compararla con respecto a la ecuación 13 que es el efecto refrigerante se encuentra que, a menor efecto refrigerante hay una menor irreversibilidad como se observa en el gráfico 1, lo cual es más notorio cuando se emplea un flujo de agua a 1.1 L/s.

Cabe hacer notar que el COP_{REAL} máximo no coincide con el menor efecto refrigerante y por ende con la menor irreversibilidad.

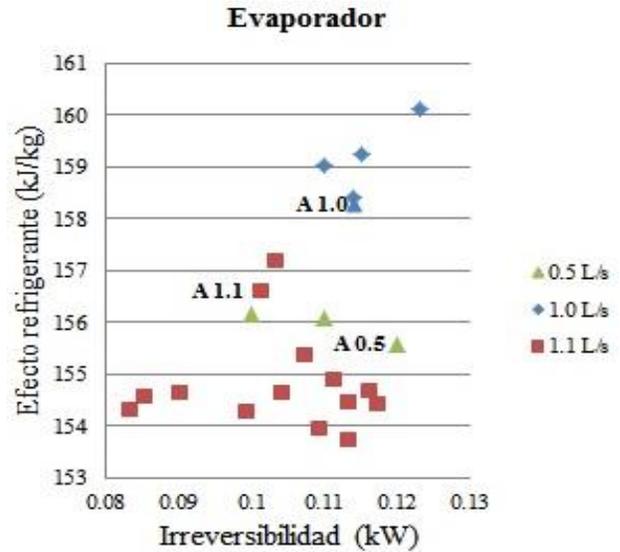


Gráfico 1 Irreversibilidad vs efecto refrigerante

Por otro lado, al graficar la ecuación 13 con respecto a la ecuación 14, se muestra que sí se aumenta el flujo del refrigerante se reduce el efecto refrigerante, como se observa en el gráfico 2. Al presentarse esta condición se consigue, en consecuencia, una menor irreversibilidad en el evaporador

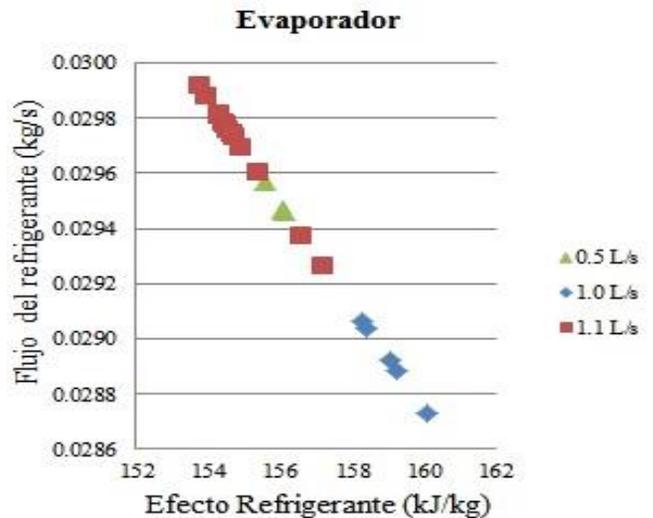


Gráfico 2 Flujo del refrigerante vs efecto refrigerante

Al graficar la ecuación 16 con respecto a la ecuación 17 se confirma que a menor efecto refrigerante menor irreversibilidad, aunque no se obtenga el máximo COP_{REAL} en el evaporador como lo muestra en el gráfico 3.

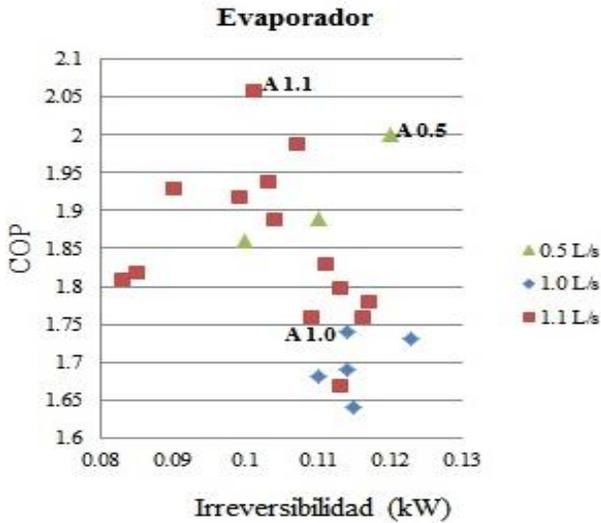


Gráfico 3 COP vs irreversibilidad del evaporador

Ahora, al graficar la ecuación 3 con respecto a la ecuación 14 se observa que, a mayor flujo de refrigerante es menor el trabajo de compresión como lo muestra el gráfico 4. Al conseguir un trabajo menor en el compresor se reducen las irreversibilidades, lo que se obtiene al graficar la ecuación 3 con respecto a la ecuación 5, lo cual se muestra el gráfico 5.

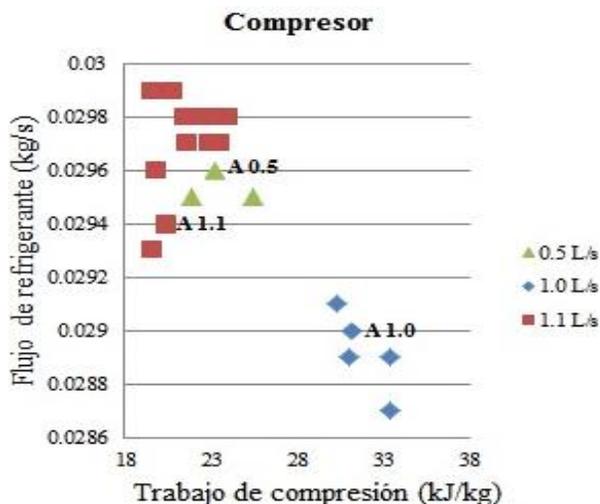


Gráfico 4 Flujo del refrigerante vs trabajo de compresión.

En el caso del compresor es esperado que la menor irreversibilidad corresponda con el máximo COP_{REAL} a consecuencia de la potencia suministrada al motor eléctrico, como se observa en el gráfico 6. También en este gráfico se muestra que el peor flujo, en términos de la irreversibilidad, es el de 1.0 L/s, con lo cual, al saber que en el compresor se concentra el mayor porcentaje de irreversibilidades generadas en el sistema, resulta que dicho flujo fue el peor en estas pruebas.

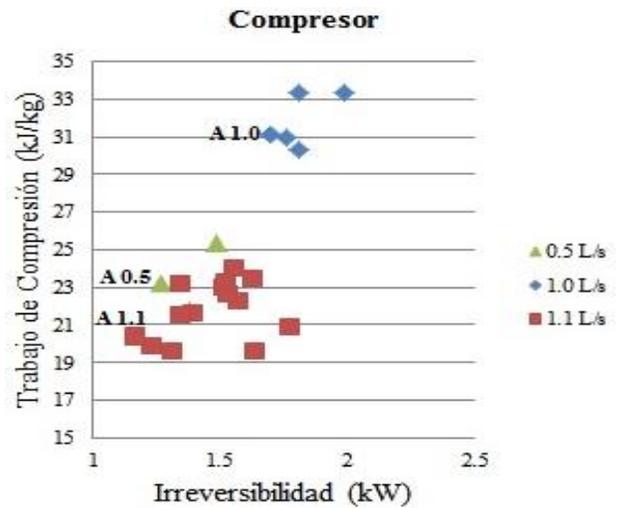


Gráfico 5 Flujo del refrigerante vs Irreversibilidad

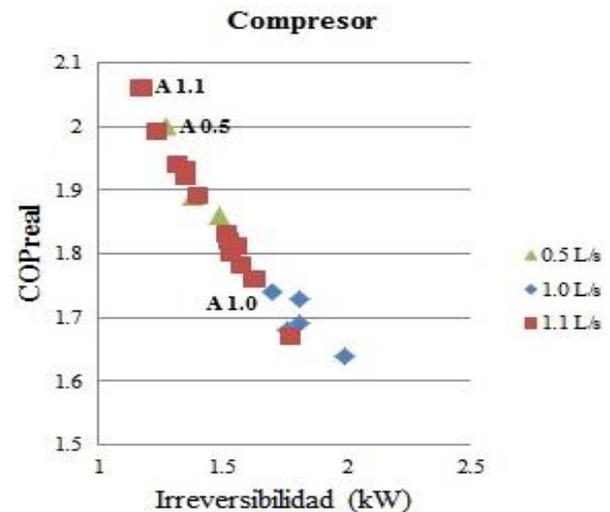


Gráfico 6 COP vs irreversibilidad del compresor.

Con respecto al cambio de fase en el condensador, para pasar de vapor sobrecalentado a líquido saturado se obtuvo que, a una menor temperatura de condensación se presente una mayor carga térmica, como lo muestra el gráfico 7. Esto es importante, porque se encontró que a menor carga térmica hay una menor irreversibilidad, como se observa en el gráfico 8.

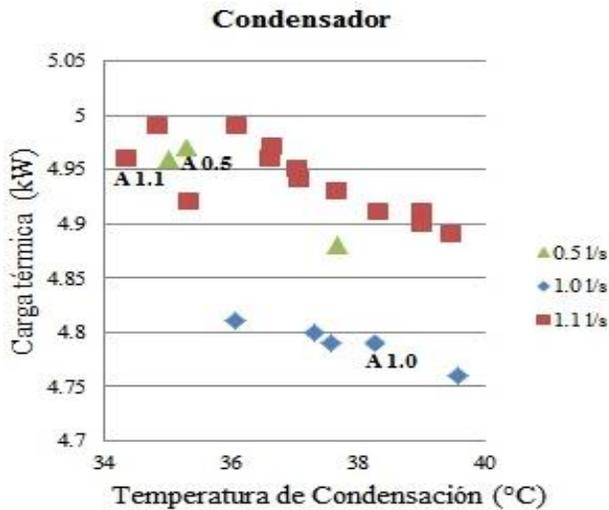


Gráfico 7 Carga térmica vs temperatura de condensación

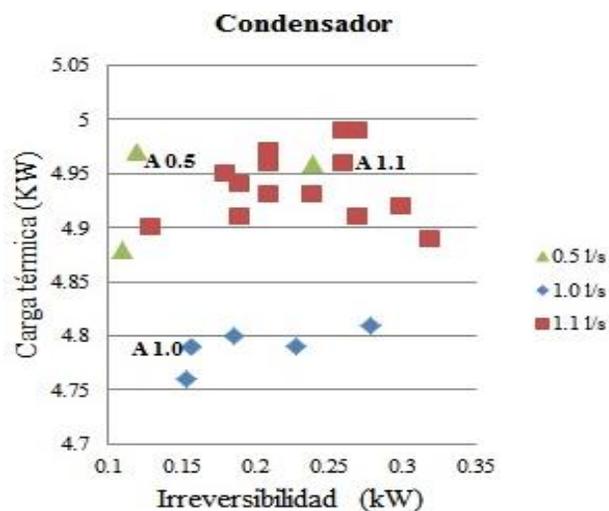
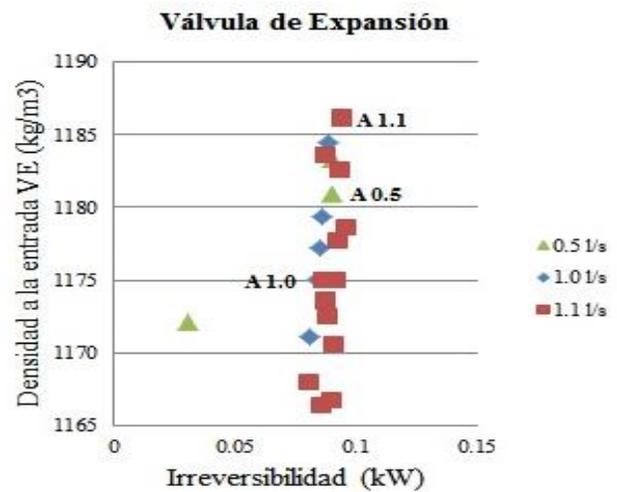


Gráfico 8 Carga térmica vs irreversibilidad del condensador

Con respecto a la válvula de expansión, lo que muestra el gráfico 9, indica que los valores de las irreversibilidades son los más pequeños con respecto a los demás componentes del sistema de refrigeración. Además, no se halló un comportamiento claro de este componente y por lo mismo la forma de cómo se podría reducir la irreversibilidad.

Conclusiones

A pesar de que en el compresor se presenta la mayor aportación de irreversibilidad del sistema, se considera importante en términos del ahorro de energía y económico, buscar la reducción de las irreversibilidades en los otros componentes, sobre todo en el condensador y el evaporador.



En el condensador es posible reducir la irreversibilidad con un menor calor de absorción en el cambio de fase. Mientras en el evaporador se conseguiría una reducción del efecto refrigerante. De los tres flujos de agua estudiados, el de 1.0 L/s, resultó con la peor irreversibilidad generada en el sistema, lo cual implica un mayor consumo de potencia. Esto obliga a que en los sistemas de refrigeración se deban determinar los rangos del flujo (o de la carga térmica en un espacio a enfriar) en los cuáles se pueda operar con menor consumo energético.

Referencias

- [1]. Ahmadi P., Dincer I., Rosen M. A. (2013). Thermodynamic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a new multigeneration energy system. *Energy Conversion and Management*, Vol. 76. pp. 282–300.
- [2]. Ahmed B., Zubair S.M. (2011). Performance degradation of a vapour compression refrigeration system under fouled conditions. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 34. pp. 1016-1027.
- [3]. Anand S., Tyagi S.K. (2012). Exergy analysis and experimental study of a vapor compression refrigeration cycle. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. Vol. 110. pp. 961–971.
- [4]. Ansari N., Yadav B., Kumar J. (2012). Theoretical exergy analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement of HFC-134a in simple vapour compression refrigeration system. *International Journal of Scientific Engineering Research*. Vol. 4 (8). pp. 137–144.
- [5]. ASHRAE Technical Committees and Task Groups. (1997). *ASHRAE Handbook fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Chapter 19.
- [6]. Bahman A., Groll E. (2016). Second-law analysis to improve the energy efficiency of environmental control unit. 16th International refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 11-14 2016.
- [7]. Chandrasekharan M. (2014). Exergy analysis of vapor compression refrigeration system using R12 and R134a as refrigerants. *International Journal of Students' Research in Technology & Management*. Vol. 2 (04). pp. 134-139.
- [8]. Fenga H., Chena L., Suna F., Wu. Ch. (2011). Heating load and COP optimisations for a universal steady flow endoreversible heat pump model. *International Journal of Ambient Energy* Vol. 32 (2). pp. 70–77.
- [9]. Nawaz Md., Mamoon Md., Ashar Md., Zafar A. (2015). Energy and exergy analysis of vapour compression refrigeration system with R12, R22, R134a. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* Volume 5, Issue 3 March 2015. pp. 210-216.
- [10]. Yadav P., Sharma A. (2015). Exergy analysis of R134a based vapour compression refrigeration tutor. *Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. National Conference on Advances in Engineering, Technology & Management (AETM'15). pp. 73- 77.
- [11]. Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtbas I. (2015). Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 60: pp. 26-37.
- Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtbas I. (2015). Irreversibility analysis of a two-evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Exergy*. Vol. 18, No. 3. pp. 340-355.

Análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración real con refrigerante R-134a para la obtención de un COP óptimo de operación

RANGEL-ROMERO, Carlos^{†*}, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, RODRIGUEZ-SERRANO, Lino Alberto y RANGEL-TLASECA, Dania

Universidad Tecnológica de Puebla

Recibido Enero 27, 2017; Aceptado Mayo 31, 2017

Resumen

En este trabajo se hace el análisis de un ciclo real de refrigeración por compresión mecánica de vapor con refrigerante R-134a a una misma carga térmica y a un flujo de agua de 0.5 l/s, 1.0 l/s y 1.1 l/s. Para este análisis se obtuvieron las temperaturas y presiones del refrigerante a la entrada y salida del evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. Con los datos obtenidos experimentalmente se calculan las otras variables que son la entropía, entalpía, volumen específico, densidad y velocidad del refrigerante. Con estas variables ya calculadas se grafican el ciclo real de refrigeración mediante un diagrama T-s, P-h, T-Densidad, T-Velocidad. Después con los cálculos realizados para los flujos de agua y a una misma carga térmica se obtiene el COP óptimo con el que se obtiene un ahorro de energía. También se hace la comparación de la carga térmica, el trabajo de compresión y la capacidad de absorción de calor del refrigerante.

COP, Ciclo real, Diagrama T-s, Entropía, Entalpía

Abstract

This article shows the analysis of a real refrigeration cycle by mechanical compression of steam with refrigerant R-134a to a same heat load and a water fluid of 0.5 l/s, 1.0 l/s and 1.1 l/s. In this analysis was obtained the temperatures and pressures of the refrigerant at input and output of the evaporator, compressor, condenser and valve of expansion. With data, obtained experimentally, the other variables where calculated such as the entropy, specific volume enthalpy, density and speed of the refrigerant. With these variables it was graphed the real cycle of cooling, by means of a T-s diagram, P-h, T-Density, T-Velocity. After the calculations were made for the fluid of water for a same thermal load it was got COP optimal with their energy savings. Also it was made the comparison of thermal load, the work of compression and absorption of heat from the refrigerant capacity.

COP, real Cycle, T-s Diagram, Entropy, Enthalpy

Citación: RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, RODRIGUEZ-SERRANO, Lino Alberto y RANGEL-TLASECA, Dania. Revista de Sistemas Experimentales. Análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración real con refrigerante R-134a para la obtención de un COP óptimo de operación. 2017. 4-11: 53-60.

*Correspondencia al Autor (Correo electrónico: carlos.rangel@utpuebla.edu.mx;)

†Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

La refrigeración, y en particular la que se realiza por medio de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor, son importantes en la vida moderna, ya que se aplican en todas las actividades de la sociedad, como por ejemplo en los sectores industrial, comercial y doméstico.

Los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor se basan en el aprovechamiento de las propiedades que tienen los refrigerantes de evaporarse a bajas temperaturas, a presión mayor que la atmosférica. Al evaporarse, el refrigerante absorbe calor de la sustancia o espacio a enfriar, para mantenerlos a temperatura menor a la del medio ambiente.[1] Los componentes básicos de este sistema de refrigeración son evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión.

Las características en términos generales de estos sistemas de refrigeración se resumen en dos. La primera es que utilizan como fluido de trabajo un refrigerante, que para nuestro estudio es el 134a. Y la energía requerida para hacer fluir el refrigerante a través de los componentes básicos es del tipo eléctrica.

Es por ello que la aplicación de la refrigeración está relacionada directamente con la demanda de la energía eléctrica y por esta razón es necesario comprender con claridad sobre este tema, para analizar cómo se comporta los equipos de refrigeración al consumir energía eléctrica.

En el presente trabajo se realiza la comparación del comportamiento del ciclo de refrigeración mediante los diagramas de Presión-Entalpía, Temperatura-Entropía, Temperatura-Densidad y Temperatura-Velocidad, a tres diferentes flujos de agua del espacio a enfriar que son, 0.5 L/s, 1.0 L/s y 1.1 L/s con la finalidad de encontrar el punto óptimo de operación del ciclo de refrigeración.

Este análisis se realiza a una misma carga térmica para tener un mejor punto de comparación.

Para la realización experimental se aplicó el sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor experimental instalado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP) de la SEPI-ESIME IPN.

Sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor

Para el análisis del comportamiento termodinámico del sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor se evalúa el efecto refrigerante, el trabajo de compresión, la potencia suministrada al compresor, el calor de condensación y el Coeficiente de Operación.

Para realizar este análisis primeramente se obtiene las presiones y temperaturas del refrigerante a las entradas y salidas del evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. Posteriormente con ayuda de las tablas termodinámicas se obtienen las siguientes propiedades para nuestro análisis termodinámico que son, densidad, volumen específico, velocidad, entalpía, entropía, del refrigerante [3]. Y posteriormente plasmarlos en diagramas para su comparación.

Para conocer el comportamiento termodinámico del sistema de refrigeración y además poder determinar el punto de operación óptimo del sistema, es necesario evaluar a cada componente y realizar un análisis energético para hacer un mejor uso de la energía. La contribución de este trabajo es proponer una metodología que permite hacer un análisis energético a los sistemas de refrigeración. En este análisis se calculan los valores de las propiedades en cada estado del sistema.

Carga de refrigeración

La carga térmica en este estudio, es el calor retirado en el evaporador al agua que circula a través de este y se expresa de la manera siguiente.

$$Q_O = mC_p \nabla T \quad (1)$$

En donde m es el flujo de agua que circula a través del evaporador, C_p es el calor específico del agua y ∇T es el decremento de temperatura del agua al retirarle la carga térmica.

Proceso de evaporación

El calor que absorbe el refrigerante por unidad de masa, se llama efecto refrigerante y se expresa de la siguiente manera.

$$q_O = h_{se} - h_{ee} \quad (2)$$

Donde q_O es el efecto refrigerante, h_{se} es la entalpía a la salida del evaporador, h_{ee} es la entalpía a la entrada del evaporador. El flujo de refrigerante que circula en el evaporador para una carga térmica dada, se expresa como.

$$m_r = \frac{Q_O}{q_O} \quad (3)$$

Proceso de compresión

La compresión del refrigerante es desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación. El trabajo de compresión es:

$$w_c = h_{sc} - h_{ec} \quad (4)$$

Donde h_{sc} es la entalpía en la salida del compresor y h_{ec} es la entalpía a la entrada del compresor.

La potencia del compresor es:

$$P_c = m_r w_c \quad (5)$$

Proceso de Condensación

El calor disipado en el proceso de condensación es el siguiente:

$$Q_{cond} = h_{scd} - h_{ecd} \quad (6)$$

Donde h_{scd} es la entalpía a la salida del condensador, h_{ecd} es la entalpía a la entrada del condensador.

Proceso de expansión

El refrigerante R-134a se expande desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación. Este proceso de expansión se realiza a entalpía constante.

Coefficiente de operación

El coeficiente de operación de Carnot es:

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_R}{T_O - T_R} \quad (7)$$

Donde T_R es la temperatura promedio del espacio a enfriar, T_O es la temperatura ambiente. Y para obtención del coeficiente de operación real:

$$COP_{REAL} = \frac{q_O}{w_c} \quad (8)$$

Descripción del sistema de refrigeración experimental

El sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor que se usó para desarrollar la experimentación se encuentra instalado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP), y se muestra en la figura 1.

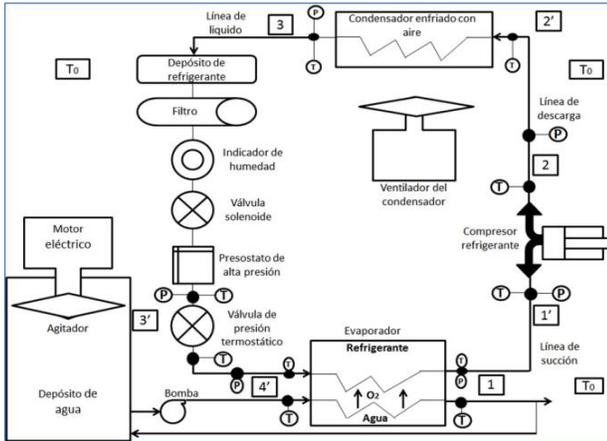


Figura 1 Componentes del sistema de refrigeración

Este sistema se instrumentó para hacer mediciones a la entrada y salida de los componentes del sistema. La instrumentación se compone de termopares tipo J y de transmisores de presión modelo PMC132-A32F1A2R Y 2T, con rango de 0-6 y 0-16 bar de presión absoluta y se encuentran instalados, tal y como se muestra en la figura 1.

Análisis de resultados

Para aplicar los modelos matemáticos antes mencionados a el sistema de refrigeración es necesario conocer los siguientes datos, que se muestran en la tabla 1.

| | P (MPa) | h (kJ/kg K) | T °C | S (kJ/kg K) |
|------------------------|---------|-------------|-------|-------------|
| Entrada al compresor | 0.285 | 415.161 | 18.49 | 1.793 |
| Salida del compresor | 1.223 | 440.352 | 62.71 | 1.763 |
| Entrada al condensador | 1.223 | 436.706 | 59.43 | 1.753 |
| Salida del condensador | 1.123 | 417.636 | 35.69 | 1.713 |
| Entrada a la VE | 1.060 | 244.681 | 32.09 | 1.153 |
| Salida de la VE | 0.331 | 244.681 | 2.63 | 1.162 |
| Entrada al evaporador | 0.331 | 246.231 | 3.93 | 1.167 |
| Salida del evaporador | 0.328 | 402.852 | 3.93 | 1.725 |

Tabla 1 Propiedades del ciclo Real

Con los datos de la tabla 1, se obtiene el diagrama de presión-entalpía del ciclo real de refrigeración, como se muestra en el gráfico 1, en el cual se observa el comportamiento el refrigerante cuando circula a través del sistema experimental de refrigeración. Con lo que respecta a la presión de condensación su valor varía de acuerdo a la temperatura ambiente y la presión de evaporación disminuye conforme la temperatura del espacio a enfriar disminuye también, y para tener un mejor COP sus valores deben ser lo más pequeño que sea permitido.

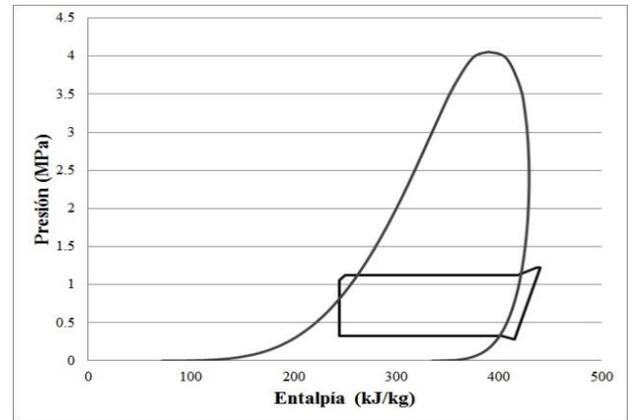


Gráfico 1 Diagrama Presión-Entalpía

En el gráfico 2 se muestra el comportamiento del refrigerante pero ahora en un diagrama temperatura-entropía, y en el cual se observa que en el compresor es donde se presenta la mayor pérdida de energía

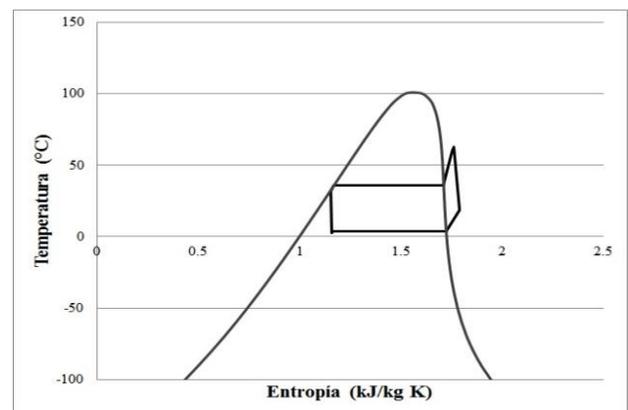


Gráfico 2 Diagrama Temperatura-Entropía

En el gráfico 3 muestra un comportamiento del refrigerante y se observa que en la parte del evaporación el refrigerante entra líquido y conforme absorbe calor del espacio a enfriar el refrigerante se convierte a vapor saturado, es decir, menos denso, y en el condensador el proceso es inverso, también en la válvula de expansión se observa como aumenta su densidad con respecto a la entrada y salida del componente.

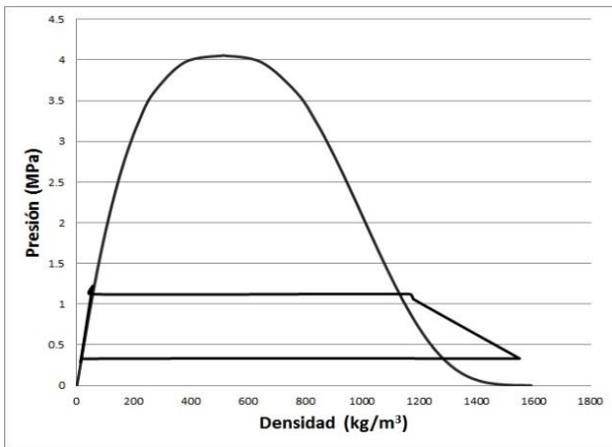


Gráfico 3 Diagrama Presión-Densidad

En la tabla 2 se muestran las propiedades para obtener los diagramas de exergía, con el fin de tener un mejor punto de comparación y así mostrar en que práctica se obtienen las mejores condiciones para tener un mejor COP y un mayor ahorro de energía.

| | P (MPa) | h (kJ/kg K) | Exergía (kJ/kg) | Densidad (kg/m³) |
|-----------------------------------|---------|-------------|-----------------|------------------|
| Entrada al compresor | 0.285 | 415.16 | -19.837 | 12.972 |
| Salida del compresor | 1.223 | 440.35 | 14.081 | 54.867 |
| Entrada al condensador | 1.223 | 436.70 | 13.680 | 55.951 |
| Salida del condensador | 1.123 | 417.63 | 5.658 | 46.463 |
| Entrada a laválvula de expansión | 1.060 | 244.68 | 0.189 | 1178.945 |
| Salida de la válvula de expansión | 0.331 | 244.68 | -2.473 | 1550.660 |
| Entrada al evaporador | 0.331 | 246.23 | -2.370 | 1545.323 |
| Salida del evaporador | 0.328 | 402.85 | -12.002 | 18.474 |

Tabla 2 Propiedades de exergía del ciclo real

En el gráfico 4 y en el gráfico 5 se muestra el comportamiento de las pérdidas de energía en los componentes, las mayores pérdidas de energía ocurren en el conjunto compresor-motor eléctrico, la magnitud de estas pérdidas son de alrededor del 45% de la exergía suministrada al sistema de refrigeración, estas pérdidas están asociadas con la eficiencia mecánica, eléctrica e isoentrópica.

Esta degradación de energía tan grande nos muestra que es necesario poner atención en la selección de este equipo debido a que si se eligen componentes con una eficiencia menor, la eficiencia exergética total de la planta disminuye considerablemente [4,5,6].

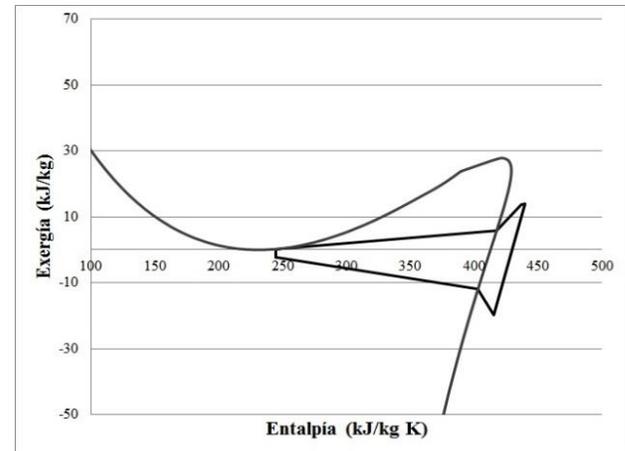


Gráfico 4 Diagrama Exergía-Entalpía

Las pérdidas en el condensador son de alrededor del 18%, esto es debido al grado de sobrecalentamiento alcanzado en la descarga del compresor lo que conduce a elevadas diferencias de temperaturas con lo que respecta a la temperatura de condensación y temperatura de evaporación. En el proceso de la válvula de expansión generalmente se considera un proceso disipativo, en este proceso las pérdidas de energía son las menores en el sistema de refrigeración [3,4,9].

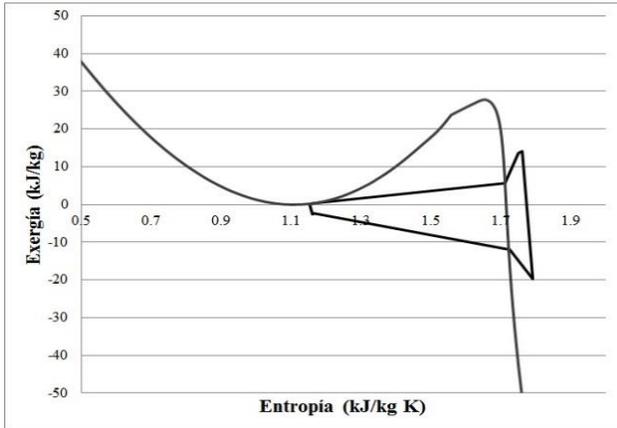


Gráfico 5 Diagrama Exergía-Entropía

Con lo que respecta al evaporador las pérdidas de energía están asociadas con el proceso de la transferencia de calor entre el refrigerante y del espacio a enfriar y su promedio de pérdida es de alrededor del 14%. Asimismo, se tiene que solamente se aprovecha el 18% de la exergía suministrada a la planta. Este análisis comprende a un flujo de agua a 0.5 L/s y a una carga térmica de 4.6 kW.

En la tabla 3 se muestran el comportamiento del evaporador a los 3 diferentes flujos de agua, y donde se encuentra el mejor comportamiento para el evaporador es a un flujo de agua de 1.1 L/s a los 120 minutos de la segunda corrida experimental, pero no es donde se presenta el mayor efecto refrigerante, ya que este se presentó a un flujo de 1.0 L/s a los 80 minutos, es importante tomar en cuenta estos dos puntos para la selección del COP óptimo.

Con lo que respecta a las propiedades termodinámicas del compresor que se ilustran en la tabla 4, en este componente si coincide el COP máximo con la menor potencia suministrada al compresor, que es a un flujo de 1.1 L/s y a los 120 minutos de la segunda corrida experimental.

| Tiempo en el Evaporador (minutos) | COPreal | Irreversibilidad (kW) | Efecto Refrigerante (kJ/kg) | Densidad a la entrada (kg/m ³) | Densidad a la Salida (kg/m ³) | Flujo Refrigerante (kg/s) | Potencia Suministrada (kW) | Flujo de agua (L/s) |
|-----------------------------------|---------|-----------------------|-----------------------------|--|---|---------------------------|----------------------------|---------------------|
| 45 | 1.862 | 0.0089 | 154.266 | 1557.549 | 18.860 | 0.0298 | 2.471 | 0.5 |
| 100 | 1.996 | 0.0100 | 155.607 | 1573.698 | 16.583 | 0.0298 | 2.305 | 0.5 |
| 110 | 1.893 | 0.0099 | 156.118 | 1578.514 | 16.303 | 0.0298 | 2.430 | 0.5 |
| 95 | 2.037 | 0.0037 | 156.630 | 1545.264 | 18.455 | 0.0294 | 2.259 | 1 |
| 15 | 1.686 | 0.0092 | 158.299 | 1557.995 | 20.527 | 0.0294 | 2.728 | 1 |
| 35 | 1.742 | 0.0100 | 156.475 | 1562.924 | 19.077 | 0.0294 | 2.641 | 1 |
| 45 | 1.684 | 0.0093 | 159.067 | 1573.791 | 18.561 | 0.0289 | 2.732 | 1 |
| 55 | 1.637 | 0.0096 | 159.250 | 1576.306 | 18.060 | 0.0289 | 2.810 | 1 |
| 80 | 1.730 | 0.0107 | 160.147 | 1585.250 | 16.687 | 0.0287 | 2.659 | 1 |
| 15 | 1.761 | 0.0097 | 153.853 | 1553.798 | 20.255 | 0.0299 | 2.612 | 1.1 |
| 20 | 1.670 | 0.0101 | 153.782 | 1560.167 | 19.774 | 0.0299 | 2.754 | 1.1 |
| 40 | 1.782 | 0.0107 | 153.785 | 1560.053 | 18.548 | 0.0299 | 2.582 | 1.1 |
| 45 | 1.756 | 0.0110 | 153.369 | 1557.735 | 18.283 | 0.0300 | 2.620 | 1.1 |
| 50 | 1.825 | 0.0100 | 154.796 | 1562.597 | 18.192 | 0.0297 | 2.520 | 1.1 |
| 65 | 1.801 | 0.0071 | 154.266 | 1557.549 | 18.860 | 0.0298 | 2.554 | 1.1 |
| 80 | 1.894 | 0.0094 | 154.650 | 1574.247 | 17.283 | 0.0297 | 2.429 | 1.1 |
| 85 | 1.862 | 0.0090 | 154.324 | 1575.176 | 17.190 | 0.0293 | 2.366 | 1.1 |
| 90 | 1.944 | 0.0094 | 157.233 | 1569.011 | 16.909 | 0.0293 | 2.366 | 1.1 |
| 120 | 2.058 | 0.0092 | 155.658 | 1581.575 | 15.936 | 0.0296 | 2.235 | 1.1 |
| 5 | 1.868 | 0.0059 | 155.646 | 1517.248 | 22.500 | 0.0296 | 2.462 | 1.1 |
| 30 | 1.809 | 0.0067 | 154.344 | 1544.519 | 20.248 | 0.0298 | 2.542 | 1.1 |
| 45 | 1.817 | 0.0071 | 154.608 | 1549.980 | 19.483 | 0.0298 | 2.532 | 1.1 |
| 70 | 1.926 | 0.0077 | 154.652 | 1564.299 | 18.126 | 0.0297 | 2.389 | 1.1 |
| 120 | 1.992 | 0.0096 | 155.418 | 1579.874 | 15.887 | 0.0296 | 2.309 | 1.1 |

Tabla 3 Propiedades termodinámicas del evaporador

| Tiempo en el Compresor (minutos) | COPreal | Irreversibilidad (kW) | Densidad a la entrada (kg/m ³) | Densidad a la Salida (kg/m ³) | Flujo Refrigerante (kg/s) | Potencia Suministrada (kW) | Flujo de agua (L/s) |
|----------------------------------|---------|-----------------------|--|---|---------------------------|----------------------------|---------------------|
| 45 | 1.862 | 0.117 | 14.491 | 61.983 | 0.0298 | 2.471 | 0.5 |
| 100 | 1.996 | 0.111 | 13.054 | 60.102 | 0.0298 | 2.305 | 0.5 |
| 110 | 1.893 | 0.120 | 12.790 | 62.800 | 0.0298 | 2.430 | 0.5 |
| 95 | 2.037 | 0.094 | 12.972 | 54.855 | 0.0294 | 2.259 | 1 |
| 15 | 1.686 | 0.143 | 17.349 | 73.393 | 0.0294 | 2.728 | 1 |
| 35 | 1.742 | 0.132 | 15.320 | 70.684 | 0.0294 | 2.641 | 1 |
| 45 | 1.684 | 0.144 | 16.245 | 74.757 | 0.0289 | 2.732 | 1 |
| 55 | 1.637 | 0.149 | 15.774 | 70.640 | 0.0289 | 2.810 | 1 |
| 80 | 1.730 | 0.140 | 14.845 | 65.757 | 0.0287 | 2.659 | 1 |
| 15 | 1.761 | 0.142 | 16.261 | 76.974 | 0.0299 | 2.612 | 1.1 |
| 20 | 1.670 | 0.154 | 16.222 | 76.424 | 0.0299 | 2.754 | 1.1 |
| 40 | 1.782 | 0.137 | 15.309 | 71.780 | 0.0299 | 2.582 | 1.1 |
| 45 | 1.756 | 0.141 | 15.120 | 66.470 | 0.0300 | 2.620 | 1.1 |
| 50 | 1.825 | 0.132 | 14.774 | 66.393 | 0.0297 | 2.520 | 1.1 |
| 65 | 1.801 | 0.135 | 14.491 | 61.983 | 0.0298 | 2.554 | 1.1 |
| 80 | 1.894 | 0.123 | 14.282 | 65.683 | 0.0297 | 2.429 | 1.1 |
| 85 | 1.862 | 0.124 | 13.799 | 67.311 | 0.0293 | 2.366 | 1.1 |
| 90 | 1.944 | 0.123 | 13.501 | 47.930 | 0.0293 | 2.366 | 1.1 |
| 120 | 2.058 | 0.101 | 12.560 | 64.240 | 0.0296 | 2.235 | 1.1 |
| 5 | 1.868 | 0.125 | 16.335 | 70.725 | 0.0296 | 2.462 | 1.1 |
| 30 | 1.809 | 0.125 | 15.295 | 62.474 | 0.0298 | 2.542 | 1.1 |
| 45 | 1.817 | 0.124 | 15.029 | 69.023 | 0.0298 | 2.532 | 1.1 |
| 70 | 1.926 | 0.112 | 13.978 | 65.828 | 0.0297 | 2.389 | 1.1 |
| 120 | 1.992 | 0.106 | 12.653 | 64.504 | 0.0296 | 2.309 | 1.1 |

Tabla 4 Propiedades termodinámicas del Compresor

Para el condensador, la tabla 5 muestra el comportamiento y nos ilustra que donde se presenta la menor pérdida de energía, que es a los 90 minutos de la segunda corrida y a un flujo 1.1 L/s, no coincide con el COP máximo que es a los 120 minutos.

| Tiempo en el Condensador (minutos) | COPreal | Irreversibilidad (kW) | Densidad a la entrada (kg/m ³) | Densidad a la Salida (kg/m ³) | Flujo Refrigerante (kg/s) | Potencia Suministrada (kW) | Flujo de agua (L/s) |
|------------------------------------|---------|-----------------------|--|---|---------------------------|----------------------------|---------------------|
| 45 | 1.862 | 0.037 | 63.591 | 1154.9 | 0.0298 | 2.471 | 0.5 |
| 100 | 1.996 | 0.035 | 61.069 | 1163.2 | 0.0298 | 2.305 | 0.5 |
| 110 | 1.893 | 0.036 | 64.818 | 1163.2 | 0.0298 | 2.430 | 0.5 |
| 95 | 2.037 | 0.032 | 55.951 | 1163.2 | 0.0294 | 2.259 | 1 |
| 15 | 1.686 | 0.041 | 75.295 | 1146.5 | 0.0294 | 2.728 | 1 |
| 35 | 1.742 | 0.041 | 72.211 | 1146.5 | 0.0294 | 2.641 | 1 |
| 45 | 1.684 | 0.041 | 76.653 | 1154.9 | 0.0289 | 2.732 | 1 |
| 55 | 1.637 | 0.040 | 72.117 | 1154.9 | 0.0289 | 2.810 | 1 |
| 80 | 1.730 | 0.037 | 67.568 | 1154.9 | 0.0287 | 2.659 | 1 |
| 15 | 1.761 | 0.042 | 79.052 | 1146.5 | 0.0299 | 2.612 | 1.1 |
| 20 | 1.670 | 0.043 | 78.365 | 1146.5 | 0.0299 | 2.754 | 1.1 |
| 40 | 1.782 | 0.041 | 73.676 | 1154.9 | 0.0299 | 2.582 | 1.1 |
| 45 | 1.756 | 0.039 | 68.575 | 1154.9 | 0.0300 | 2.620 | 1.1 |
| 50 | 1.825 | 0.039 | 67.955 | 1154.9 | 0.0297 | 2.520 | 1.1 |
| 65 | 1.801 | 0.037 | 63.591 | 1154.9 | 0.0298 | 2.554 | 1.1 |
| 80 | 1.894 | 0.038 | 66.971 | 1154.9 | 0.0297 | 2.429 | 1.1 |
| 85 | 1.862 | 0.039 | 69.101 | 1154.9 | 0.0293 | 2.366 | 1.1 |
| 90 | 1.944 | 0.031 | 48.784 | 1163.2 | 0.0293 | 2.366 | 1.1 |
| 120 | 2.058 | 0.037 | 65.905 | 1163.2 | 0.0296 | 2.235 | 1.1 |
| 5 | 1.868 | 0.038 | 72.365 | 1137.9 | 0.0296 | 2.462 | 1.1 |
| 30 | 1.809 | 0.039 | 67.974 | 1146.5 | 0.0298 | 2.542 | 1.1 |
| 45 | 1.817 | 0.039 | 70.462 | 1146.5 | 0.0298 | 2.532 | 1.1 |
| 70 | 1.926 | 0.039 | 67.187 | 1154.9 | 0.0297 | 2.389 | 1.1 |
| 120 | 1.992 | 0.037 | 65.863 | 1163.2 | 0.0296 | 2.309 | 1.1 |

Tabla 5 Propiedades termodinámicas del Condensador

Y en la tabla 6 se muestra que el comportamiento óptimo de la válvula de expansión se presentó a un flujo de 1.0 L/s a un tiempo de 45 minutos de la segunda corrida experimental.

| Tiempo en la Válvula de Expansión (minutos) | COPreal | Irreversibilidad (kW) | Densidad a la entrada (kg/m ³) | Densidad a la Salida (kg/m ³) | Flujo Refrigerante (kg/s) | Potencia Suministrada (kW) | Flujo de agua (L/s) |
|---|---------|-----------------------|--|---|---------------------------|----------------------------|---------------------|
| 45 | 1.862 | 0.0106 | 1172.060 | 1563.757 | 0.0298 | 2.471 | 0.5 |
| 100 | 1.996 | 0.0114 | 1180.880 | 1578.892 | 0.0298 | 2.305 | 0.5 |
| 110 | 1.893 | 0.0118 | 1183.329 | 1584.174 | 0.0298 | 2.430 | 0.5 |
| 95 | 2.037 | 0.0089 | 1178.940 | 1550.603 | 0.0294 | 2.259 | 1 |
| 15 | 1.686 | 0.0039 | 1171.138 | 1553.943 | 0.0294 | 2.728 | 1 |
| 35 | 1.742 | 0.0087 | 1175.020 | 1565.822 | 0.0294 | 2.641 | 1 |
| 45 | 1.684 | 0.0038 | 1177.180 | 1568.702 | 0.0289 | 2.732 | 1 |
| 55 | 1.637 | 0.0041 | 1179.340 | 1571.693 | 0.0289 | 2.810 | 1 |
| 80 | 1.730 | 0.0036 | 1184.475 | 1579.684 | 0.0287 | 2.659 | 1 |
| 15 | 1.761 | 0.0107 | 1166.359 | 1558.525 | 0.0299 | 2.612 | 1.1 |
| 20 | 1.670 | 0.0104 | 1166.724 | 1564.177 | 0.0299 | 2.754 | 1.1 |
| 40 | 1.782 | 0.0128 | 1172.460 | 1567.510 | 0.0299 | 2.582 | 1.1 |
| 45 | 1.756 | 0.0142 | 1173.540 | 1567.195 | 0.0300 | 2.620 | 1.1 |
| 50 | 1.825 | 0.0113 | 1174.580 | 1568.031 | 0.0297 | 2.520 | 1.1 |
| 65 | 1.801 | 0.0118 | 1172.060 | 1563.757 | 0.0298 | 2.554 | 1.1 |
| 80 | 1.894 | 0.0127 | 1177.620 | 1581.114 | 0.0297 | 2.429 | 1.1 |
| 85 | 1.862 | 0.0126 | 1178.540 | 1584.099 | 0.0293 | 2.366 | 1.1 |
| 90 | 1.944 | 0.0103 | 1183.527 | 1573.028 | 0.0293 | 2.366 | 1.1 |
| 120 | 2.058 | 0.0126 | 1186.173 | 1587.720 | 0.0296 | 2.235 | 1.1 |
| 5 | 1.868 | 0.0068 | 1164.213 | 1519.186 | 0.0296 | 2.462 | 1.1 |
| 30 | 1.809 | 0.0095 | 1167.822 | 1549.483 | 0.0298 | 2.542 | 1.1 |
| 45 | 1.817 | 0.0098 | 1170.531 | 1555.015 | 0.0298 | 2.532 | 1.1 |
| 70 | 1.926 | 0.0100 | 1173.420 | 1568.533 | 0.0297 | 2.389 | 1.1 |
| 120 | 1.992 | 0.0117 | 1182.579 | 1585.497 | 0.0296 | 2.309 | 1.1 |

Tabla 6 Propiedades termodinámicas de la Válvula de Expansión

Con este tipo de análisis se muestra que los parámetros afectan directamente a la eficiencia y con base a estos se pueden elegir de una manera más adecuada los componentes del sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor [10,11].

Es importante mencionar que como la eficiencia es baja existe la posibilidad de hacer la refrigeración regenerativa, es decir, que la compresión se pueda realizar en dos etapas y con enfriamiento intermedio. Y también se muestra que con una mínima variación en las eficiencias mecánicas y eléctricas afectan a la eficiencia exergética.

Conclusiones

De los resultados experimentales obtenidos y de la aplicación de la metodología desarrollada para evaluar al ciclo real de refrigeración se llega a los siguientes puntos.

La presión de condensación tiende a mantenerse constante, a causa de que la temperatura ambiente no varió de manera sensible durante la experimentación.

Las pérdidas de energía totales del sistema de refrigeración se situaron en los rangos del 85 y 97% de la energía suministrada al compresor a través del motor eléctrico durante las dos horas de la experimentación, lo anterior indica que la refrigeración, al menos en el sistema experimental analizado, se realiza con un 10% de la energía suministrada.

Se encontró un punto de operación óptimo durante los análisis a los tres diferentes flujos pero a la misma carga térmica, este se evalúa a través del COP real y los comportamientos termodinámicos de cada componente.

Al evaluar las pérdidas de energía por cada componente se tiene información valiosa porque indica en cuales componentes se debe poner mayor atención para disminuir las pérdidas, que en este caso es el compresor con un 48%, mientras que el condensador es de 27%, el evaporador es de 9% y la válvula de expansión es de 4%.

Referencias

- [1]. Ahmadi P., Dincer I., Rosen M. A. (2013). Thermodynamic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a new multigeneration energy system. *Energy Conversion and Management*, Vol. 76. pp. 282–300.
- [2]. Ahmed B., Zubair S.M. (2011). Performance degradation of a vapour compression refrigeration system under fouled conditions. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 34. pp. 1016-1027.
- [3]. Anand S., Tyagi S.K. (2012). Exergy analysis and experimental study of a vapor compression refrigeration cycle. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. Vol. 110. pp. 961–971.
- [4]. Ansari N., Yadav B., Kumar J. (2012). Theoretical exergy analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement of HFC-134a in simple vapour compression refrigeration system. *International Journal of Scientific Engineering Research*. Vol. 4 (8). pp. 137–144.
- [5]. Bahman A., Groll E. (2016). Second-law analysis to improve the energy efficiency of environmental control unit. 16th International refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 11-14 2016.
- [6]. Chandrasekharan M. (2014). Exergy analysis of vapor compression refrigeration system using R12 and R134a as refrigerants. *International Journal of Students' Research in Technology & Management*. Vol. 2 (04). pp. 134-139.
- [7]. Fenga H., Chena L., Suna F., Wu. Ch. (2011). Heating load and COP optimisations for a universal steady flow endoreversible heat pump model. *International Journal of Ambient Energy* Vol. 32 (2). pp. 70–77.
- [8]. Nawaz Md., Mamoon Md., Ashar Md., Zafar A. (2015). Energy and exergy analysis of vapour compression refrigeration system with R12, R22, R134a. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* Volume 5, Issue 3 March 2015. pp. 210-216.
- [9]. Yadav P., Sharma A. (2015). Exergy analysis of R134a based vapour compression refrigeration tutor. *Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. National Conference on Advances in Engineering, Technology & Management (AETM'15). pp. 73- 77.
- [10]. Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtbas I. (2015). Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 60:pp. 26-37.
- [11]. Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtbas I. (2015). Irreversibility analysis of a two-evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Exergy*. Vol. 18, No. 3. pp. 340-355.

[Título en Times New Roman y Negritas No.14]

Apellidos en Mayusculas -1er Nombre de Autor †, Apellidos en Mayusculas -2do Nombre de Autor
Correo institucional en Times New Roman No.10 y Cursiva

(Indicar Fecha de Envío:Mes,Dia, Año); Aceptado(Indicar Fecha de Aceptación: Uso Exclusivo de ECORFAN)

Resumen

Titulo

Objetivos, metodología

Contribución

(150-200 palabras)

Abstract

Title

Objectives, methodology

Contribution

(150-200 words)

Keyword

**Indicar (3-5) palabras clave en Times New Roman
y Negritas No.11**

Cita: Apellidos en Mayúsculas -1er Nombre de Autor †, Apellidos en Mayusculas -2do Nombre de Autor. Titulo del Paper.
Título de la Revista. 2015, 1-1: 1-11 – [Todo en Times New Roman No.10]

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

Texto redactado en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

Explicación del tema en general y explicar porque es importante.

¿Cuál es su valor agregado respecto de las demás técnicas?

Enfocar claramente cada una de sus características

Explicar con claridad el problema a solucionar y la hipótesis central.

Explicación de las secciones del artículo

Desarrollo de Secciones y Apartados del Artículo con numeración subsecuente

[Título en Times New Roman No.12, espacio sencillo y Negrita]

Desarrollo de Artículos en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

Inclusión de Gráficos, Figuras y Tablas-Editables

En el *contenido del artículo* todo gráfico, tabla y figura debe ser editable en formatos que permitan modificar tamaño, tipo y número de letra, a efectos de edición, estas deberán estar en alta calidad, no pixeladas y deben ser notables aun reduciendo la imagen a escala.

[Indicando el título en la parte inferior con Times New Roman No.10 y Negrita]

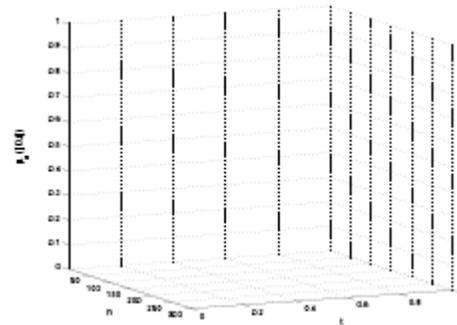


Grafico 1 Titulo y Fuente (en cursiva).

No deberán ser imágenes- todo debe ser editable.

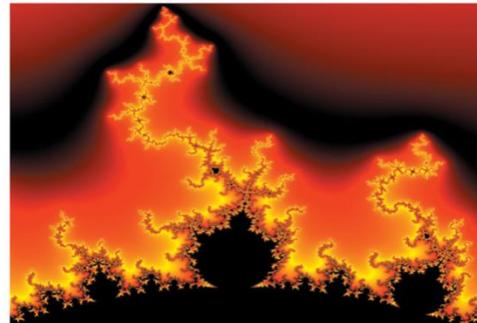


Figura 1 Titulo y Fuente (en cursiva).

No deberán ser imágenes- todo debe ser editable.

| | | | | |
|--|--|--|--|--|
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

Tabla 1 Titulo y Fuente (en cursiva).

No deberán ser imágenes- todo debe ser editable.

Cada artículo deberá presentar de manera separada en **3 Carpetas**: a) Figuras, b) Gráficos y c) Tablas en formato .JPG, indicando el número en Negrita y el Titulo secuencial.

Para el uso de Ecuaciones, señalar de la siguiente forma:

$$Y_{ij} = \alpha + \sum_{h=1}^r \beta_h X_{hij} + u_j + e_{ij} \quad (1)$$

Deberán ser editables y con numeración alineada en el extremo derecho.

Metodología a desarrollar

Dar el significado de las variables en redacción lineal y es importante la comparación de los criterios usados

Resultados

Los resultados deberán ser por sección del artículo.

Anexos

Tablas y fuentes adecuadas.

Agradecimiento

Indicar si fueron financiados por alguna Institución, Universidad o Empresa.

Conclusiones

Explicar con claridad los resultados obtenidos y las posibilidades de mejora.

Referencias

Utilizar sistema APA. **No** deben estar numerados, tampoco con viñetas, sin embargo en caso necesario de numerar será porque se hace referencia o mención en alguna parte del artículo.

Ficha Técnica

Cada artículo deberá presentar un documento Word (.docx):

Nombre de la Revista

Título del Artículo

Abstract

Keywords

Secciones del Artículo, por ejemplo:

1. *Introducción*
2. *Descripción del método*
3. *Análisis a partir de la regresión por curva de demanda*
4. *Resultados*
5. *Agradecimiento*
6. *Conclusiones*
7. *Referencias*

Nombre de Autor (es)

Correo Electrónico de Correspondencia al Autor

Referencia

Formato de Originalidad



Sucre, Chuquisaca ____ de ____ del 20 ____

Entiendo y acepto que los resultados de la dictaminación son inapelables por lo que deberán firmar los autores antes de iniciar el proceso de revisión por pares con la reivindicación de ORIGINALIDAD de la siguiente Obra.

Artículo (Article):

Firma (Signature):

Nombre (Name)

Formato de Autorización



Sucre, Chuquisaca ____ de ____ del 20 ____

Entiendo y acepto que los resultados de la dictaminación son inapelables. En caso de ser aceptado para su publicación, autorizo a ECORFAN-Bolivia a difundir mi trabajo en las redes electrónicas, reimpresiones, colecciones de artículos, antologías y cualquier otro medio utilizado por él para alcanzar un mayor auditorio.

I understand and accept that the results of evaluation are inappealable. If my article is accepted for publication, I authorize ECORFAN-Bolivia to reproduce it in electronic data bases, reprints, anthologies or any other media in order to reach a wider audience.

Artículo (Article):

Firma (Signature)

Nombre (Name)

Revista de Sistemas Experimentales

"Caracterización eléctrica de un sistema fotovoltaico de 3 kWp de potencia conectado a red eléctrica"

MEJIAS-BRIZUELA, Nildia, RUIZ-HERRERA, Sandra, GALÁN-HERNÁNDEZ, Néstor y CORREA-FIERRO, Irving
Universidad Politécnica de Sinaloa

"Medición y análisis del proceso de combustión en un sistema schlieren en la región visible e infrarrojo cercano"

GÓMEZ-VIEYRA, Armando¹, ALVAREZ-HERRERA, Cornelio², VERGARA-VÁZQUEZ, Karla Beatriz¹ y PÉREZ-SÁNCHEZ, Grethell Georgina¹

¹*Division de Ciencias Básicas e Ingeniería, Universidad Autónoma Metropolitana-Unidad Azcapotzalco*

²*Universidad Autónoma de Chihuahua*

"Secado de frutas y verduras con energía solar"

HERNÁNDEZ-GÓMEZ, Víctor, OLVERA-GARCÍA, Omar, GUZMÁN-TINAJERO, Pedro, MORILLÓN-GÁLVEZ, David

Universidad Nacional Autónoma de México

"Cinética de secado de la hoja de naranja amarga (*Citrus Aurantium*), bajo condiciones controladas y en un secador solar directo con convección natural y forzada"

CASTILLO-TÉLLEZ-Margarita, OVANDO-SIERRA, Juan Carlos, ANDRADE-DURÁN, Juan E y LEZAMA-ZÁRRAGA, Francisco

Universidad Autónoma de Campeche

"Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a"

RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, CARBAJAL-SALAZAR, Emilio y RODRIGUEZ-CANDELARIO, Jordan

Universidad Tecnológica de Puebla

"Análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración real con refrigerante R-134a para la obtención de un COP óptimo de operación"

RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, RODRIGUEZ-SERRANO, Lino Alberto y RANGEL-TLASECA, Dania

Universidad Tecnológica de Puebla

