



# Evaluación energética de un deshidratador solar tipo túnel para frutas

## Energetic evaluation of a solar tunnel dryer for fruits

Santiago Marulanda-Meza <sup>1</sup>, Juan Carlos Burbano-Jaramillo <sup>2</sup>

<sup>1</sup>Ingeniero Mecánico, Colombia. Correo electrónico: [santiago.marulandam@gmail.com](mailto:santiago.marulandam@gmail.com)

<sup>2</sup>Grupo de investigación Genenergética, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia. Orcid: 0000-0002-4576-0041. Correo electrónico: [jburbano@utp.edu.co](mailto:jburbano@utp.edu.co)

Recibido: 5 agosto, 2020. Aceptado: 19 noviembre, 2020. Versión final: 2 enero, 2021.

### Resumen

El proceso de deshidratación permite manejar los productos agrícolas en temporadas posteriores a la cosecha, permitiendo conservarlos sin causar cambios significativos en las propiedades del producto. Este estudio se enfoca en realizar la evaluación energética a un deshidratador solar de frutas tipo túnel por convección natural ubicado en la región la vereda las Mangas, municipio Santa Rosa de Cabal, Departamento de Risaralda, para los procesos de secado de banano y tomates chonto como alimentos que registran altos índices de cultivo y producción en la zona. En tal virtud, identificadas en primera instancia las características constructivas del equipo, se prosiguió a efectuar la evaluación operativa que consistió en estudiar el dispositivo aplicando conceptos de transferencia de calor al colector, como también balance de masa y energía al proceso de secado. De este modo, dicho análisis permitió cuantificar el rendimiento térmico  $\eta_T$  cercano al 30%, el desempeño durante el proceso de deshidratado  $\eta_S$  con promedios de 11,2 %, 14,6 % y 18,3 % para los casos analizados: sin carga, con banano y con tomate respectivamente y la eficiencia global  $\eta_G$  del sistema, con promedios de 30,5 %, 33,2 % y 41,2 % para los mismos casos respectivamente. Algunas recomendaciones para mejorar el diseño del deshidratador y así su desempeño se sugieren en este trabajo.

**Palabras clave:** energía solar; secado; deshidratador; análisis energético; rendimiento térmico; radiación solar; eficiencia global de secado.

### Abstract

The dehydration process allows agricultural products to be handled in post-harvest seasons, managing to preserve them for longer without causing significant changes in the properties of the product. This study focuses on conducting the energetic evaluation of a solar tunnel dryer for fruits by natural convection, which is located in the village of Las Mangas, municipality of Santa Rosa de Cabal, Risaralda, for the drying processes of banana and tomatoes as foods that registers high rates of crop and production in the area. Then, identified in the first place the constructive characteristics of the device, it was continued to effectuate the operational evaluation that consisted in the study of the dryer applying heat transfer concepts to the collector chamber, as well as energy and mass balance to the drying process. Thus, this analysis allowed to quantify the thermal performance  $\eta_T$  about 30%, the efficiency during the dehydration process  $\eta_S$  with averages of 11.2%, 14.6% and 18.3% for the cases analyzed: without load, with banana and tomato respectively and the overall performance  $\eta_G$  of the system, with averages of 30.5%, 33.2% and 41.2% for the same cases respectively. Some recommendations to improve the dehydrator design and its performance are suggested in this work.

**Keywords:** solar energy; dehydration; energetic analysis; thermal performance; efficiency; solar radiation; overall drying efficiency.

ISSN impreso: 1657 - 4583. ISSN en línea: 2145 - 8456, **CC BY-ND 4.0** 

Como citar: S. Marulanda-Meza, J. C. Burbano-Jaramillo, "Evaluación energética de un deshidratador solar tipo túnel para frutas," *Rev. UIS Ing.*, vol. 20, no. 2, pp. 31-44, 2021, doi: [10.18273/revuin.v20n2-2021003](https://doi.org/10.18273/revuin.v20n2-2021003)

## 1. Introducción

La creciente incursión de la humanidad en el campo de las energías renovables a través de las últimas décadas, en respuesta a la necesidad de desarrollar nuevas formas de obtención de energía diferente a las tradicionales, ha demarcado la manera en que la industria agrícola enfoca su desarrollo y crecimiento en la actualidad, haciendo cada vez más de ésta una actividad sostenible. [1]

Colombia al caracterizarse por ser un país ubicado en la zona tropical dispone, durante gran parte del año, de una de las fuentes de energía alternativa más sustentables, en razón a que es gratuita, ilimitada y no impacta negativamente el medio ambiente; la energía solar. La ubicación geográfica de Colombia es favorable, en el sentido de que la mayor parte de la radiación recibida en todo el territorio es alta y se mantiene por varias horas en el día. Esto hace que Colombia disponga de un potencial positivo de energía solar [2]. Por tal motivo, ésta se ha convertido en una solución para las comunidades campesinas ubicadas en zonas rurales, debido a que su implementación por medio de un dispositivo ha permitido manejar los productos agrícolas en temporadas posteriores a la cosecha mediante la técnica de deshidratado. Entonces, el eliminar gran parte del contenido de agua del alimento, impide la proliferación de microorganismos como bacterias, levaduras y mohos, alcanzando de esta forma un grado de conservación sin llegar a causar cambios significativos en las propiedades características del producto. [1, 3].

La deshidratación de alimentos implica procesos de transferencia de calor hacia el producto, y por ende la eliminación de parte de su masa como contenido de humedad, lo cual implica que dichos procesos no siempre se encuentren favorecidos por las mismas condiciones operativas. Por consiguiente, caracterizar el proceso de deshidratación de diferentes tipos de frutas típicas de la región Las Mangas, vereda en la cual disponen de un equipo secador solar tipo túnel, mediante la realización de una evaluación energética al dispositivo, describirá el grado de eficiencia bajo el cual dichos procesos de secado son llevados a cabo [4]. Es de anotar que este tipo de dispositivos se han empleado con éxito con productos como el cacao [5]. Las dimensiones de dicho secador son 8 m de ancho, 20 m de largo y 3.5 m de alto, con una capacidad de carga de 1 000 kg de frutas o vegetales. En Colombia es muy tradicional que el secado de muchos productos agrícolas se realice en superficies como patios, tal vez por eso, el centro nacional de investigaciones del Café – CENICAFÉ, desarrolló también un secador tipo túnel para el secado de café pergamino de 20 m<sup>2</sup> de superficie, en el año 2006, su cubierta de plástico

agroplast [6]. Según el estudio se obtiene un tiempo de secado menor que en otros tipos de secadores, de hasta un día, resultado importante para el caficultor ya que, con esta tecnología, para una misma área, dispondría de mayor capacidad dinámica de secado (kg de café/semana). El secador utilizado en el caso del cacao tiene cubierta de policarbonato y el construido por CENICAFÉ es de plástico agroplast, en cambio el analizado en este trabajo presenta una cubierta de vidrio y es hecho para unas escalas mucho menores que los anteriores, es decir para darle solución a pequeños productores. Todas las características del secador aparecen detalladas en ítem 2, que describe las características del deshidratador solar.

Finalmente, el propósito de impactar de forma positiva sobre las familias que se encuentran radicadas en la vereda Las Mangas, municipio Santa Rosa de Cabal, tiene como finalidad proveer una respuesta relacionada a la caracterización del funcionamiento del dispositivo deshidratador y sus posibles mejoras.

## 2. Caracterización del deshidratador solar

Para el desarrollo del proyecto, la Figura 1 muestra el deshidratador solar que se encuentra ubicado en la sede de la escuela de agroecología Santa María, situada en la vereda Las Mangas.

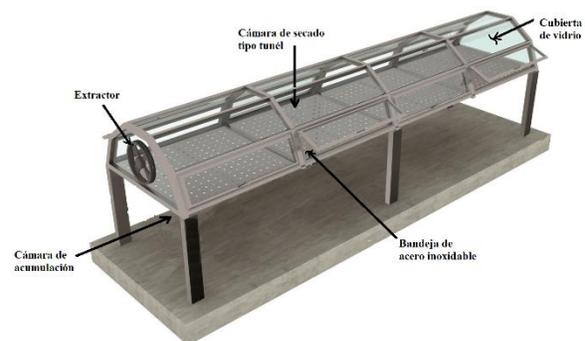


Figura 1. Deshidratador solar, escuela de agroecología Santa María. Fuente: elaboración propia, adaptado de [7].

En esencia, se destacan dos aspectos que caracterizan el funcionamiento del equipo, que son: la forma en cómo se captura y se transmite la energía al producto, y la manera en que se presenta la circulación de aire a través del equipo. En primer lugar, se define por emplear el modo mixto de secado solar, donde el flujo energético hacia los alimentos será producto tanto de la exposición directa a la radiación solar, como del aire caliente circulando sobre ellos; y en segundo lugar, dicho flujo de aire se

caracteriza por ser en convección forzada, pues en su configuración cuenta con un medio externo que inducirá el movimiento del fluido.

La Tabla 1 muestra algunas consideraciones de diseño e información técnica del deshidratador.

Tabla 1. Consideraciones de diseño e información técnica del deshidratador descripción

N	Parámetros	Descripción
1	Método de calentamiento	Directo e indirecto
2	Modo de circulación de aire	Convección natural
3	Número de cubiertas	1
4	Material de la cubierta	Vidrio [11]
5	Espesor de vidrio $x_v$	6 mm [11]
6	Área cubierta vidrio $A_c$	4,22 m <sup>2</sup>
7	Inclinación superficies laterales	30° y 65°
8	Suministro de provisiones	Compuertas laterales
9	Propiedades del vidrio:	
10	Emisividad	0,9 [15]
11	Transmisividad	0,8 [15]
12	Conductividad Térmica W/m.K	0,96 [15]d
13	Área total bandejas	2,6 m <sup>2</sup>
14	Material de las bandejas	Acero Inoxidable 304 [11]
15	Espesor de las bandejas	1 mm
16	Propiedades A. Inoxidable 304:	
17	Emisividad	0,05 [16]
18	Absortividad	0,4 [16]
19	Conductividad térmica W/m.K	15,6 [15]
20	Dimensiones superficiales laterales $A_L$	0,27 m x 3,48 m
21	Dimensiones superficiales superiores $A_s$	0,21 m x 3,72 m
22	Área sección de entrada $A_E$	0,06 m <sup>2</sup>

Fuente: elaboración propia.

Como se observa en la Figura 1, el deshidratador solar está compuesto por una cámara de acumulación y una cámara de secado, las cuales se encuentran posicionadas independientemente en función del flujo de aire que circula a través del dispositivo, pero acopladas en virtud de la eficiencia operativa de secado. Así mismo, como medio para hacer circular el aire se encuentra un extractor ubicado en uno de sus extremos, elemento que no entrará en consideración ya que el análisis energético busca excluir todo tipo de fuentes de energía diferentes a la solar. De allí que, se hable de la convección natural como mecanismo para que el aire atmosférico fluya al interior de la cámara de secado durante los procesos de deshidratado.

## 2.1. Cubierta

La construcción y disposición de la cubierta, la cual se encuentra soportada en perfilaría de aluminio, junto con la orientación del secador solar, benefician las condiciones operativas de este, puesto que facilitan el capturar de la energía solar térmica, tanto directa como difusa.

Por consiguiente, la cubierta se encuentra manufacturada en vidrio templado traslúcido de 6 mm de espesor, el cual cumple tres funciones en particular: Transmitir la radiación solar incidente con un mínimo de pérdidas hacia el interior donde se encuentran las bandejas o placas de absorción, reducir las pérdidas de calor por convección y radiación que se presentan desde éstas, y proteger los alimentos en proceso de secado [7, 8].

## 2.2. Cámara de secado

Desarrollada idealmente para implementar el método de desecación por convección de aire forzado, y caracterizada por su configuración en forma de túnel [7]. En su interior, van dispuestas las bandejas que se encuentran fabricadas en lámina perforada de acero inoxidable 304, aspecto que favorecerá el desempeño del equipo, y sobre las cuales se dispondrán las frutas a ser deshidratadas. Conocidas comúnmente en la literatura como placas de absorción, son uno de los componentes principales del secador solar, debido a que desempeñan tres funciones primordiales: Absorber la radiación solar incidente, convertirla posteriormente en energía térmica (calor), y finalmente transferirla hacia el flujo del fluido de trabajo (aire atmosférico) que se presenta a lo largo de la cámara de secado [7, 8].

## 2.3. Cámara de acumulación

En la parte inferior del deshidratador se encuentra la cámara de acumulación, cuyo perímetro está cubierto con plástico agroindustrial, y en la base piedras de río se hallan depositadas como material aislante. Así pues, la cámara de acumulación no solo cumplirá la función de impedir que se presenten pérdidas de calor hacia el ambiente, sino que también almacenará energía en este recinto para otorgar cierta autonomía al equipo en horas de decrecimiento de la radiación solar [8].

## 2.4. Orientación del deshidratador solar

El lugar donde se encuentra ubicado el dispositivo tiene una localización que se presenta como: latitud 4° 47' 23'' Norte, longitud 75° 38' 35'' Oeste, a una altitud de 1625 msnm. [7, 9].

En virtud de obtener un óptimo desempeño del sistema en función de su ubicación, el equipo se encuentra orientado hacia el noreste (NE); aspecto que favorecerá de igual forma la circulación del aire teniendo como referencia la dirección del viento que predomina en el lugar. [7, 10].

### 3. Análisis térmico de la cámara de secado

El balance de energía efectuado a la cámara de secado tiene como propósito definir las expresiones matemáticas que permitirán cuantificar el calor total ganado  $Q_E$  y perdido  $Q_S$  por dicho recinto, para de esta manera obtener la tasa de energía útil que gana la cámara de secado  $Q_U$  [9].

Si  $I_T$  es la intensidad de la radiación solar, en  $W/m^2$ , incidente sobre la superficie que abarca el área de la cubierta de vidrio  $A_C$ , en  $m^2$ , entonces la cantidad de radiación solar que recibe la cámara de secado está dado por la Ecuación (1): [9, 11].

$$Q_E = I_T A_C \quad (1)$$

Se debe considerar que, cuando la radiación solar incide sobre la superficie de vidrio, parte de esta es absorbida, otra fracción es reflejada y la porción restante es transmitida hacia el interior. Así, el coeficiente de transmisividad  $\tau_V$  indica el porcentaje de la radiación solar incidente que penetra la cubierta de vidrio y alcanza el interior de la cámara donde se encuentran dispuestas las bandejas o placas de absorción. La Ecuación (1) queda definida entonces como lo muestra la Ecuación (2): [11].

$$Q_E = \tau_V I_T A_C \quad (2)$$

A continuación, las pérdidas de calor  $Q_S$  desde la cámara de secado tienen como premisa la función que cumplen las bandejas de absorber la radiación solar incidente  $Q_E$  y convertirla posteriormente en energía térmica. De esta manera, entra en análisis las propiedades solares del acero inoxidable 304, donde el coeficiente de reflectividad  $\rho_b$  indica el porcentaje de  $Q_E$  que es reflejado por la superficie de las bandejas, de área  $A_b$ , en  $m^2$  [11].

$$Q_{S1} = \rho_b \tau_V I_T \quad (3)$$

Las pérdidas subsiguientes se definen como el flujo de energía que se presenta entre dos medios que se encuentran a diferentes temperaturas y separados entre sí (las bandejas y el ambiente). En consecuencia, manifestándose la combinación de los distintos mecanismos de transferencia de calor; conducción, convección y radiación, este flujo de calor se define: [11, 12].

$$Q_{S2} = U_L A_b (\bar{T}_b - T_{amb}) \quad (4)$$

Donde  $U_L$  es el coeficiente global de transferencia de calor con la unidad  $W/m^2 K$ , siendo  $T_{amb}$  la temperatura del aire ambiente que rodea al deshidratador, y  $\bar{T}_b$  corresponde al promedio de temperaturas a la que se encuentra la bandeja. Nótese que ambas  $T_{amb}$  y  $\bar{T}_b$  tienen que estar en  $K$  para la evaluación de  $Q_{S2}$  [12].

Finalmente, de las Ecuaciones (2), (3) y (4) se obtiene la tasa de energía útil  $Q_U$  (Ecuación 5) donde la igualdad  $1 - \rho_b = \alpha_b$  es válida para superficies opacas: [11].

$$Q_U = \tau_V \alpha_b I_T A_C - U_L A_b (\bar{T}_b - T_{amb}) \quad (5)$$

#### 3.1. Coeficiente global de transferencia de calor

Es el coeficiente que determina la resistencia térmica total que presenta el sistema al flujo de calor desde el interior de la cámara de secado hacia el exterior, siendo este un proceso en el que predomina la combinación de los mecanismos de transferencia de calor por convección y radiación entre las bandejas y la cubierta, y consecuentemente entre ésta y el medio ambiente [11, 12]. La Figura 2 muestra la red de resistencias térmicas para la cámara de secado tipo túnel.

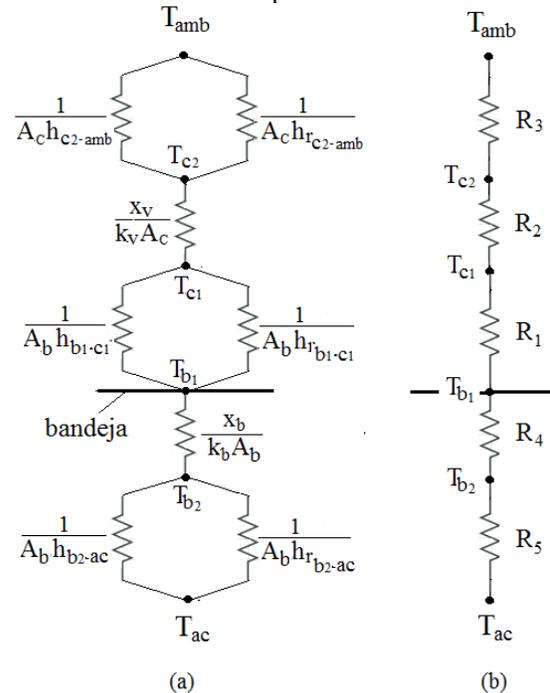


Figura 2. Red de resistencias térmicas para la cámara de secado tipo túnel: (a) En términos de resistencias por conducción, convección y radiación; (b) En términos de resistencias por cada superficie. Fuente: elaboración propia.

**3.2. Coeficiente de pérdida inferior  $U_{INF}$**

La disipación de energía que se presenta por la parte inferior del deshidratador (Figura 2), es producto de la conducción de calor a través de la bandeja, y posteriormente del efecto combinado de la convección y la radiación hacia la cámara de acumulación. Consecuentemente, son pérdidas que no se producen hacia la temperatura ambiente  $T_{amb}$ . Por lo tanto, el cálculo del coeficiente  $U_L$  queda definido como  $U_L \approx U_{SUP}$  [11].

**3.3. Coeficiente de pérdida superior  $U_{SUP}$**

La disipación de calor que se presenta por la parte superior del deshidratador, Figura 2, es aquella que mayor impacto tendrá sobre el desempeño del equipo, pues esta es producto del efecto combinado de la convección y la radiación hacia la cubierta de vidrio y subsiguientemente de ésta hacia el medio ambiente; estando presente la resistencia térmica del vidrio. Por lo tanto: [11, 12].

$$U_{SUP} = \frac{1}{\frac{1}{h_{b-c} + h_{r_{b-c}}} + \frac{A_b}{A_c} \left( \frac{1}{h_{c-amb} + h_{r_{c-amb}}} + \frac{x_v}{k_v} \right)} \quad (6)$$

Donde  $h_{b-c}$  es el coeficiente de convección natural entre la superficie de la bandeja y la cubierta de vidrio, y  $h_{r_{b-c}}$  es el coeficiente de radiación que se presenta entre las superficies que conforman la cámara de secado. Así mismo,  $h_{c-amb}$  es el coeficiente de convección entre la superficie de vidrio y el ambiente, al igual que el coeficiente de radiación  $h_{r_{c-amb}}$ ; nótese que la unidad de dichos coeficientes es  $W/m^2 K$ . Con  $x_v$  en  $m$  y  $k_v$  en  $W/m K$ , son el espesor y el coeficiente de conductividad térmica respectivamente del vidrio [11, 12].

**3.4. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor**

Para efecto de cálculos, es necesario distinguir y nombrar las diferentes superficies que componen la cámara de secado, como lo muestra la Figura 3, pues los modelos matemáticos varían según la disposición y geometría de estas mismas:

Seguidamente, se establecen las siguientes similitudes geométricas:

$$A_L = A_{2A} = A_{2E} \quad (7)$$

$$A_S = A_{2B} = A_{2C} = A_{2D} \quad (8)$$

Donde  $A_L$  y  $A_S$  son denominadas como áreas laterales y superiores respectivamente en  $m^2$ .

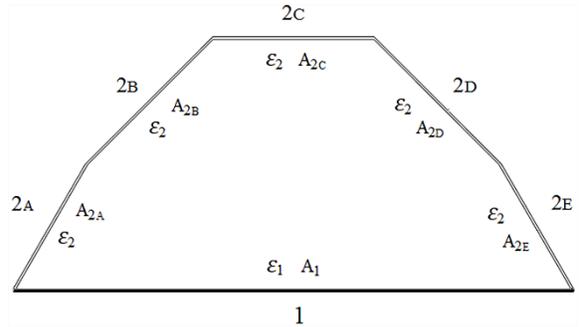


Figura 3. Vista frontal de la cámara de secado tipo túnel y denominación de cada superficie. Fuente: elaboración propia.

**3.4.1. Coeficiente de radiación entre la bandeja y la cubierta**

Para el recinto que cuenta con seis superficies, el principio de conservación de energía dictamina que toda la transferencia de calor por radiación que sale de la bandeja (superficie 1), debe ser interceptada por las demás superficies de la cámara que conforman la cubierta de vidrio (superficie 2). En consecuencia, se emplea el método de redes de resistencias térmicas correspondiente a la cámara de secado propuesto en la Figura 4: [13].

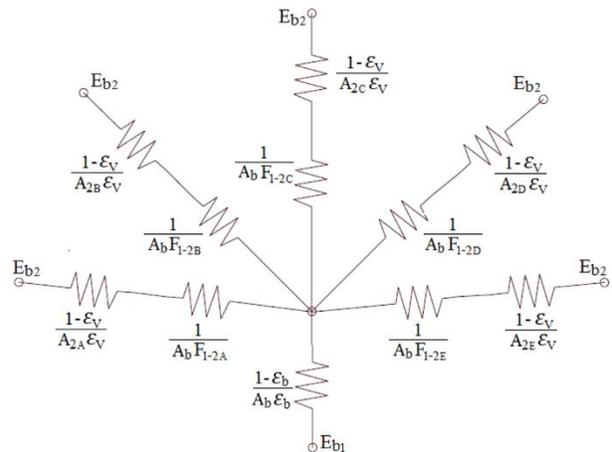


Figura 4. Red de resistencias térmicas para la transferencia neta de calor por radiación desde la bandeja (superficie 1) hacia las superficies que componen la cubierta (superficie 2). Fuente: elaboración propia.

Se evidencia entonces que, la red de la Figura 4 consta de seis resistencias superficiales y cinco del espacio, donde los distintos factores de forma ( $F_{1-2}$ ) dependerán de la configuración geométrica. Por ende, la determinación de

estos factores se hace con base en criterios como: La regla de la simetría, la regla de la suma, la regla de reciprocidad, el método de las cuerdas cruzadas y las Ecuaciones (7) y (8). Así: [11, 12].

$$h_{r_{b-c}} = \frac{\sigma (\bar{T}_b + \bar{T}_c) (\bar{T}_b^2 + \bar{T}_c^2)}{\left( \frac{1 - \varepsilon_b}{\varepsilon_b} + \frac{2}{F_{1-2A}} + \frac{2}{F_{1-2B}} + \frac{1}{F_{1-2C}} \right) + \dots} \quad (9)$$

$$\dots \frac{A_1}{\varepsilon_V} (1 - \varepsilon_V) \left( \frac{2}{A_L} + \frac{3}{A_S} \right)$$

Donde  $\bar{T}_c$  corresponde al promedio de temperaturas a la que se encuentra la cubierta de vidrio (superficie 2); con  $\varepsilon_b$  y  $\varepsilon_V$  las emisividades del acero inoxidable 304 y el vidrio respectivamente.

### 3.4.2. Coeficiente de radiación entre la cubierta y el ambiente

Definido por el intercambio de radiación entre la cubierta de la cámara de secado y el cielo, será independiente de la disposición que tenga cada superficie según muestra la Figura 3. Entonces: [11, 12].

$$h_{r_{c-amb}} = \varepsilon_V \sigma (\bar{T}_c^2 + T_{amb}^2) (\bar{T}_c + T_{amb}) \quad (10)$$

### 3.4.3. Coeficiente de convección entre la bandeja y la cubierta

A continuación, se expondrán las correlaciones y números adimensionales que rigen tanto la convección natural como forzada, ampliando la información de esta última en el siguiente numeral: [13].

$$Gr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\gamma^2} \quad (11)$$

Siendo  $Gr$  el número Grashof, donde la temperatura de la superficie  $T_s$ , del fluido  $T_\infty$  y la longitud característica  $L_c$  dependen de la sección o superficie de la cámara de secado que se esté analizando. Aceleración de la gravedad  $g$  en  $m/s^2$ , coeficiente de expansión volumétrica del fluido  $\beta$ , y  $\gamma$  viscosidad cinemática del aire en  $m^2/s$ .

$$Ra = Gr Pr \quad (12)$$

Número de Rayleigh  $Ra$ , definido como el producto entre los números  $Gr$  y Prandtl  $Pr$ . [13].

$$Nu = \frac{h L_c}{k_a} \quad (13)$$

Número de Nusselt  $Nu$ , correlación que relaciona los coeficientes de transferencia de calor por convección natural y forzada  $h$ . Entiéndase que, las propiedades del aire  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $Pr$  y  $k_a$  son evaluadas a la temperatura de película  $T_f = \frac{1}{2}(T_s - T_\infty)$  [13].

El número de Nusselt de igual forma estará sujeto tanto a la configuración geométrica de las superficies, como la orientación de cada una, Figura 3. Así, la correlación Nusselt para la convección natural sobre un área cuya cara superior se encuentra caliente, caso correspondiente a la bandeja de acero inoxidable, se estipula como: [16].

$$Nu = 0,54 Ra^{1/4} \quad \text{para } 10^4 \leq Ra \leq 10^7 \quad (14)$$

$$Nu = 0,15 Ra^{1/3} \quad \text{para } 10^7 \leq Ra \leq 10^{11} \quad (15)$$

Donde  $L_c$  es igual a  $A_b/p$ , siendo  $p$  el perímetro correspondiente a dicha área. En este orden de ideas, de las Ecuación (13)-(15) se obtendrá el valor de  $h_{b-c}$ .

### 3.4.4. Coeficiente de convección entre la cubierta y el ambiente

Como resultado de factores atmosféricos aleatorios producto de la geografía del lugar de estudio, es común que condiciones ambientales como la velocidad del viento no tengan un comportamiento constante durante el transcurso del día; motivo por el cual nace la necesidad de establecer expresiones matemáticas que describan la convección forzada en diferentes casos. En este contexto, la correlación Nusselt para la convección forzada sobre superficies rectangulares con distintas orientaciones, caso de la cubierta de vidrio (Figura 3), para el rango de número de Reynolds entre  $2 \times 10^4$  a  $9 \times 10^4$ , es: [11].

$$Nu = 0,86 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (16)$$

Donde  $L_c = (4 * A_s)/p$  con  $A_s$  el área en  $m^2$  de la superficie en análisis; y el número de Reynolds  $Re$ , se define como: [13].

$$Re = \frac{V L_c}{\gamma} \quad (17)$$

Siendo  $V$  la velocidad del viento en  $m/s$ . De presentarse la situación en que no se cumplan las condiciones que limitan la implementación de la correlación Nusselt descrita en la Ecuación (16), se establece entonces una expresión como alternativa al cálculo del coeficiente de convección válida para velocidades del viento  $V_a < 5 m/s$ : [11].

$$h_{c-amb} = 2,8 + 3,0 V_a \quad (18)$$

Finalmente y para efecto de cálculos, la Ecuación (16) se implementará individualmente para cada superficie que conforma la cubierta de vidrio, Figura 3, puesto que parámetros como la velocidad del viento y la longitud característica  $L_C$  variarán o tendrán distinto comportamiento según sea el caso. Acto seguido, de la correlación Nusselt, Ecuación (13), y de la Ecuación (18) de ser necesario, se obtendrán los valores de cinco coeficientes de convección, cuyo valor promedio  $\bar{h}_{c-amb}$  será la magnitud correspondiente para el cálculo de  $U_{SUP}$ , Ecuación (6).

#### 4. Balance de masa y energía al proceso de secado

El balance de masa y energía aplicado al proceso operativo del deshidratador solar, tiene como finalidad estimar el calor que gana el aire atmosférico  $Q_g$ , como fluido de trabajo, en su paso a través de la cámara de secado, desde la entrada hasta la salida. Luego, esta ganancia de energía se determina mediante la implementación de la primera ley de la termodinámica junto con una serie de supuestos y criterios, que eventualmente simplifican el modelo así: [9, 14].

$$Q_g = \dot{m}_a C_p (T_S - T_E) \quad (19)$$

Donde  $\dot{m}_a$  es el flujo másico de aire cuya unidad es  $kg_a/s$ ,  $C_p$  es el calor específico del aire en  $J/kg K$  evaluado a una temperatura promedio entre la entrada y la salida  $T_E$  y  $T_S$  respectivamente, expresadas en  $K$ . En consecuencia, la cantidad de flujo másico de aire es obtenida como: [14].

$$\dot{m}_a = \rho_E V_E A_E \quad (20)$$

Donde el subíndice  $E$  denota los estados a la entrada de la cámara, siendo  $V_E$  la velocidad del aire en  $m/s$  y  $A_E$  el área de la sección transversal expresada en  $m^2$ .

#### 5. Desempeño operacional del deshidratador solar

La evaluación operacional del secador solar contemplará el cálculo de un conjunto de parámetros que brindaran un panorama de su funcionamiento actual.

##### 5.1. Eficiencia térmica de la cámara de secado

La eficiencia térmica del colector solar se encuentra directamente relacionada con las características constructivas del equipo deshidratador, y esta se define

como la relación entre la tasa de energía útil que gana la cámara de secado  $Q_U$  y la radiación solar total incidente sobre esta durante el mismo periodo de tiempo: [11].

$$\eta_T = \frac{Q_U}{I_T A_c} \times 100 \quad (21)$$

##### 5.2. Eficiencia del sistema durante el proceso de secado

El concepto de eficiencia del sistema durante el proceso de secado está relacionado principalmente con las condiciones del entorno y del aire ambiente. Este hace referencia al parámetro que relaciona la ganancia de energía por parte del aire atmosférico  $Q_g$ , conocido también como la tasa de extracción de calor, y la radiación solar total incidente sobre la cámara de secado durante un periodo de tiempo en particular: [15].

$$\eta_S = \frac{Q_g}{I_T A_c} \times 100 \quad (22)$$

##### 5.3. Eficiencia global de secado

Es un indicador de la eficacia con que la tasa de energía útil que gana la cámara es usada por el aire en su flujo al interior del equipo durante el proceso de secado de un producto. Por ello, conocido igualmente como el potencial de secado para la evaporación y remoción del contenido de humedad de los alimentos, se empleará la siguiente expresión orientada a deshidratadores solares por convección natural: [15].

$$\eta_G = \frac{\dot{m}_w L_v}{I_T A_c} \times 100 \quad (23)$$

Donde  $\dot{m}_w$  es la tasa de flujo másico de humedad y  $L_v$  es el calor latente de vaporización del agua evaluada a la temperatura de saturación  $273,16 \leq T [K] \leq 338,72$ . Por ende,  $L_v$  en  $J/kg_w$  se define: [16].

$$L_v = 2502535,259 - 2385,76424 (T - 273,16) \quad (24)$$

Y  $\dot{m}_w$  se establece a partir del balance de masa que se lleva a cabo con base en la ganancia de vapor de agua por parte del aire en contacto con el alimento,  $kg_w/s$ : [15].

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (W_S - W_E) \quad (25)$$

Siendo entonces  $W_E$  y  $W_S$  la relación de humedad específica del aire en  $kg_w/kg_a$  a la entrada y la salida de la cámara respectivamente.

## 6. Procedimiento experimental y pruebas

El sistema se evaluó experimentalmente en tres casos particulares: Sin carga de alimento, con carga de banano y con carga de tomate. El estudio fue conducido durante el mes de Agosto donde cada experimento fue realizado entre las 8:30, efectuándose aquí la primera toma de datos, y posteriormente cada hora hasta alrededor de las 15:30. Este periodo de tiempo es elegido no solamente por registrar en promedio los mayores índices de brillo solar diarios, sino también porque el rendimiento durante el primer día es trascendental para el proceso de secado al ser una fase en donde gran cantidad del agua libre que contiene el alimento es eliminada; un comportamiento ineficaz en este período compromete significativamente la calidad del producto a deshidratar [7, 10].

Los valores de radiación solar son obtenidos de la información suministrada por la Red Hidroclimatológica de Risaralda, específicamente de las lecturas realizadas por la estación Mundo Nuevo cuya ubicación dista del lugar de estudio en cuatro kilómetros línea recta [10].

Las mediciones de temperatura son efectuadas con la sonda SureGrip Fluke 80PK-26. Adicional a esto, el termómetro digital Fluke 51 II se implementa como módulo que interpreta la señal de la sonda.

La medición de la velocidad del aire se realiza con el medidor de flujo de aire Fluke 922, haciendo uso de una sonda discreta. La especificación técnica para la velocidad del aire varía en un rango entre 1 a 80 m/s y una resolución de 0,001 m/s.

Para las mediciones de humedad relativa fue empleado el termohigrómetro HI 93640 de la marca HANNA Instruments, con resolución de 0,1% RH.

## 7. Resultados y discusión

La tendencia general en los perfiles de temperatura promedio obtenidos fueron los esperados, donde las Figuras 5, 6 y 7 muestran, para cada caso de estudio, como se presenta un incremento de 8:30 am a 11:30 am, en función de la radiación solar, para posteriormente comenzar a disminuir. De manera que, las temperaturas de las bandejas  $\bar{T}_b$  y del aire al interior de la cámara de secado  $\bar{T}_{int}$  registran tener los valores más altos que la cubierta de vidrio  $\bar{T}_c$  y el ambiente  $T_{amb}$ , siendo este último inclusive menor que los valores tomados en la cámara de acumulación  $\bar{T}_{ac}$ .

Así, las temperaturas máximas de 45,3 °C, 41,1 °C, 39,3 °C, 30,1 °C y 37,8 °C se registraron, sobre el transcurso del medio día cuando el sol está por lo general encima del

secador, para las bandejas, el interior de la cámara de secado, la cubierta de vidrio, el ambiente, y la cámara de acumulación respectivamente referente al análisis conducido sin carga de alimento, ver Figura 5. En el desarrollo de esta práctica, las condiciones meteorológicas fueron favorables, es decir, día soleado en ausencia de lluvia, registrándose en promedio una intensidad solar máxima  $I_T$  de 956  $W/m^2 K$ .

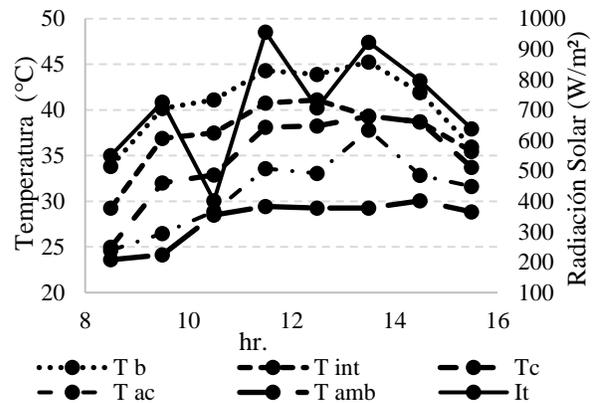


Figura 5. Radiación solar y variación de temperaturas en función de la hora del día durante el estudio sin carga de alimentos.

De particular interés es el nivel de influencia que tiene la radiación solar sobre cómo se desarrollan los perfiles de temperatura en los elementos del deshidratador solar. Lo anterior se evidencia en la Figura 6, correspondiente al estudio hecho con carga de banano, donde las condiciones meteorológicas presentaron, sin registrar lluvias, nubosidad durante el transcurso de las 11:30 am y 13:30, traduciéndose en una caída significativa de la intensidad solar en este periodo junto con una disminución considerable de las temperaturas, evidenciando el sensible efecto que éste tiene y por consiguiente su importancia en el desempeño del equipo.

De ahí que, las temperaturas máximas de 38,8 °C, 36,8 °C, 33,3 °C, 26,6 °C y 31,7 °C se registraron, sobre las 15:30 sin existir gran diferencia frente a aquellas obtenidas a las 10:30, en esta prueba con respecto a las mencionadas en el caso anterior. Durante este ensayo con carga de alimento donde se ocupó parcialmente las bandejas con producto, la disminución en la temperatura de éstas frente a lo registrado en el estudio sin carga es un comportamiento esperado, queriendo esto significar la ganancia de energía que pasa a adquirir directamente los bananos en el proceso de secado; situación que incide en el rendimiento del equipo como se expondrá más adelante a partir de las Tablas 2 a 4. Se registra en promedio una intensidad solar máxima de 823  $W/m^2 K$ .

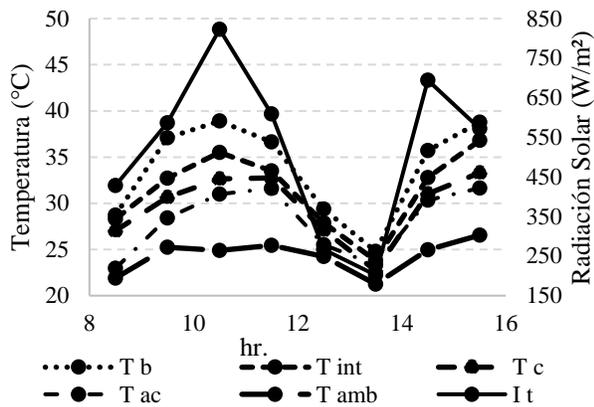


Figura 6. Radiación solar y variación de temperaturas en función de la hora del día durante el proceso de secado de bananos.

Del mismo modo, el estudio correspondiente al secado solar de tomates arroja los resultados presentados en la Figura 7, prueba que ilustra el comportamiento típico del deshidratador en cuanto a perfiles de temperatura se refiere. Sin embargo, para este caso, las condiciones climatológicas no fueron favorables, en razón a que el cielo comenzó a presentarse parcialmente nublado a partir de las 11:30 para seguidamente, y durante el resto de la práctica, manifestarse paulatinamente lloviznas. Así, con una intensidad solar claramente inferior a la obtenida en las pruebas anteriores, con valor promedio más alto de  $458,3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , las temperaturas máximas de  $34,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $31,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $28,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $28,3 \text{ }^\circ\text{C}$  se registraron, sobre las 10:30 y 11:30, en esta prueba frente a aquellas mencionadas en los dos casos anteriores.

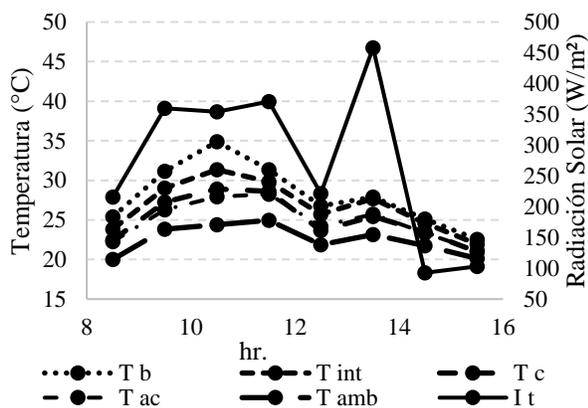


Figura 7. Radiación solar y variación de temperaturas en función de la hora del día durante el proceso de secado de tomates.

De las Figuras 1, 2 y 3 se valida entonces que, la hipótesis planteada acerca de las pérdidas de energía que presenta el equipo por la parte inferior, no se presentan en ningún momento hacia una temperatura ambiente; sino que hacia una temperatura de la cámara de acumulación, obteniendo en promedio una diferencia entre ambos perfiles  $\bar{T}_{ac} - T_{amb}$  de  $3,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $3,8 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $2,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , que corresponde respectivamente a los tres análisis experimentales ejecutados. Por lo que sigue, este tipo de pérdidas de calor junto con aquellas que se manifiestan por los bordes, pueden ser mejoradas por medio de un correcto aislamiento para así evitar un impacto significativo en el análisis térmico de la cámara de secado [11].

En este orden de ideas, el cálculo de la eficiencia térmica del colector solar se determina estrictamente a partir de un análisis comprensivo de las características constructivas y estructurales del equipo deshidratador, pues el flujo de calor desde y hacia éste dependerá en gran medida de dichas consideraciones enlistadas en la Tabla 1. Por ende, y con base en los resultados experimentales presentados en las Tablas 2, 3 y 4 pertenecientes a los estudios conducidos en el secador solar sin carga, con banano y con tomate respectivamente, la eficiencia térmica  $\eta_T$  obtenida a partir de la Ecuación (21) fue ligeramente mayor a los valores reportados por la literatura. Así, el rendimiento térmico promedio de  $29,2 \%$ ,  $29,8 \%$  y  $29,4 \%$  fueron los presentados por la cámara de secado respectivamente para cada prueba, sin que existiesen fluctuaciones considerables durante lo transcurrido en las fases de estudio.

Entonces, estos resultados se justifican en virtud de que la cubierta de vidrio posee múltiples orientaciones que permiten que gran parte del tiempo la radiación solar sea perpendicular sobre sus superficies, garantizando de esta forma un flujo de calor uniforme desde la mañana hasta la tarde. También, lo anterior se debe al particular comportamiento que presentan tanto la radiación solar como el delta de temperatura  $\bar{T}_b - T_{amb}$ , estando la eficiencia térmica expresada en función de ambos parámetros que gobiernan la ganancia y pérdidas de energía en el sistema respectivamente. Por consiguiente, se tiene que si la intensidad solar aumenta, el delta  $\bar{T}_b - T_{amb}$  de igual forma lo hace; pero cuando los niveles de radiación disminuyen, el valor en la diferencia de  $\bar{T}_b - T_{amb}$  también lo hace significativamente, patrón que influye finalmente en que el rendimiento térmico conserve valores estables sin presentar picos ni altibajos [7].

Tabla 2. Datos experimentales obtenidos del deshidratador solar correspondientes al estudio sin carga de alimentos

Hora de registro	$I_T$ (°C)	$\bar{T}_b - T_{amb}$ (°C)	$\eta_T$ (%)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	$T_S - T_E$ (°C)	$\eta_S$ (%)	$W_S - W_E$ (kgw/kga)	$\dot{m}_w$ (kgw/s)	$\eta_G$ (%)
8:30	550	10,2	29,1	0,043	3,6	6,7	0,003	0,0001	12,7
9:30	726	16,0	28,8	0,049	8,9	14,4	0,008	0,0004	31,7
10:30	402,3	12,6	27,4	0,044	6,7	17,7	0,008	0,0003	48,5
11:30	956	14,9	29,6	0,108	4,3	11,5	0,005	0,0006	33,9
12:30	707,3	14,7	29,0	0,067	7,0	15,9	0,010	0,0007	55,5
13:30	923	16,0	29,1	0,052	6,5	8,7	0,007	0,0004	22,8
14:30	796	11,9	29,8	0,058	4,9	8,5	0,005	0,0003	22,1
15:30	638	7,1	30,9	0,042	3,7	5,8	0,004	0,0002	16,7

Fuente: elaboración propia.

Con respecto al hecho de que se ocupó parcialmente las bandejas con producto, tanto el área  $A_b$  como el delta de temperatura  $\bar{T}_b - T_{amb}$  verán su valor reducido por el espacio que ocupan propiamente los alimentos; comportamiento que se evidencia en las Tablas 3 y 4, frente a los presentados en la Tabla 1. Por tal motivo, las mediciones de eficiencia térmica obtenidas fueron mayores al ser parámetros que rigen proporcionalmente el tránsito de flujo energético hacia el ambiente.

Tabla 3. Datos experimentales obtenidos del deshidratador solar correspondientes al estudio con carga de banano

Hora de registro	$I_T$ (°C)	$\bar{T}_b - T_{amb}$ (°C)	$\eta_T$ (%)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	$T_S - T_E$ (°C)	$\eta_S$ (%)	$W_S - W_E$ (kgw/kga)	$\dot{m}_w$ (kgw/s)	$\eta_G$ (%)
8:30	428	6,8	30,6	0,041	5,4	12,4	0,008	0,0003	42,6
9:30	586,7	11,8	29,1	0,071	7,1	20,5	0,007	0,0005	48,9
10:30	823	14,0	29,7	0,048	8,4	11,6	0,008	0,0004	25,7
11:30	609	11,2	29,5	0,054	6,1	12,9	0,003	0,0002	15,0
12:30	267	5,1	29,8	0,049	4,3	18,7	0,004	0,0002	43,2
13:30	202	3,6	30,1	0,085	1,8	18,0	0,002	0,0001	39,3
14:30	694,3	10,8	29,9	0,062	5,3	11,2	0,005	0,0003	23,1
15:30	572,3	12,2	29,4	0,039	7,3	11,8	0,007	0,0003	27,6

Fuente: elaboración propia.

Adicionalmente, a partir de los resultados expuestos en las Tablas 2, 3 y 4, es positivo el balance operacional que muestra el equipo en las primeras cuatro horas de registro, al ser éste periodo el más representativo en cuanto al secado del producto se refiere.

Lo anterior se justifica debido a que, gracias al incremento característico que presentan los perfiles de temperatura en el espacio comprendido entre las 8:30 y 11:30 (Figuras 5, 6 y 7), se desarrolla en promedio los mayores índices diferenciales de temperatura del aire

entre la entrada y la salida  $T_S - T_E$ , siendo 5,9 °C, 6,8 °C y 4,3 °C respectivamente a cada caso de estudio. Este parámetro incide trascendentalmente en el cálculo de la eficiencia del sistema durante el proceso de secado  $\eta_S$ , Ecuación (22), con eficiencias máximas obtenidas de 17,7 %, 20,5 % y 24 % durante esta misma etapa específica. Es de particular interés observar que, el flujo másico de aire  $\dot{m}_a$  a pesar de guardar proporción en el uso de la Ecuación (22), data en promedio de las menores magnitudes con respecto al periodo restante comprendido entre las 12:30 y 15:30, no dejando de ser así el factor dominante por lo que mayores velocidades del viento al interior de la cámara de secado significaría [7, 14].

Tabla 4. Datos experimentales obtenidos del deshidratador solar correspondientes al estudio con carga de tomate

Hora de registro	$I_T$ (°C)	$\bar{T}_b - T_{amb}$ (°C)	$\eta_T$ (%)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	$T_S - T_E$ (°C)	$\eta_S$ (%)	$W_S - W_E$ (kgw/kga)	$\dot{m}_w$ (kgw/s)	$\eta_G$ (%)
8:30	215,7	5,4	29,0	0,077	2,5	21,2	0,002	0,0002	49,4
9:30	359,7	7,3	29,4	0,043	4,5	12,7	0,004	0,0002	29,2
10:30	354	10,5	28,0	0,041	5,0	13,6	0,005	0,0002	31,9
11:30	370,7	6,4	30,0	0,072	5,2	24,0	0,005	0,0003	52,5
12:30	221,7	4,9	29,6	0,049	3,1	16,2	0,003	0,0001	35,8
13:30	458,3	4,7	31,2	0,054	4,0	11,3	0,002	0,0001	16,1
14:30	92,7	3,4	28,6	0,039	2,8	28,2	0,002	0,0001	57,9
15:30	103	2,4	29,8	0,091	0,9	19,0	0,001	0,0001	56,4

Fuente: elaboración propia.

A continuación, el examen detallado de la eficiencia global de secado  $\eta_G$ , Ecuación (23), como indicador del potencial que presenta el equipo para deshidratar alimentos, significó no solamente un grado de complejidad relativo en la obtención de los parámetros involucrados para su cálculo sino también de incertidumbre en los resultados consecuentemente obtenidos; lo anterior en virtud de conocer sus características y cualidades, o su estado en los procesos efectuados, Tablas 2 a 4.

En primera instancia, con lo que se refiere a la estimación de la cantidad de agua evaporada dentro de la cámara de secado, traducido como una ganancia de humedad por parte del aire en su paso a través del equipo desde la entrada hasta la salida, implicó efectuar mediciones de humedad relativa en ambos puntos  $\phi_E$  y  $\phi_S$  respectivamente, para así, y por criterio del postulado de estado, conocer  $W_E(T_E, \phi_E)$  y  $W_S(T_S, \phi_S)$ .

Idealmente, se esperarían obtener por consiguiente resultados donde  $\phi_S > \phi_E$ , situación que no siempre se presentó durante las horas de registro ya sea porque: los

altos niveles de vegetación presentes no solamente alrededor del secador solar, sino también en el lugar de estudio en general por estar ubicado en zonas montañosas, especialmente cuando es común que se presenten ráfagas de viento típico de este tipo de topografías; presencia de nubosidad, caso registrado durante las 11:30 y 13:30 en el estudio de banano, acompañado de un descenso en la temperatura ambiente y por ende incrementando los niveles de humedad en el aire; cielo nublado y precipitaciones, fenómenos registrados a partir de las 11:30 en la prueba de secado de tomate; lecturas de velocidad del viento bajas y no continuas o sostenidas que conllevan a niveles de flujo másico de aire leves con respecto al volumen y longitud del deshidratador, induciendo a puntos muertos o de estancamiento de humedad.

Bajo lo anteriormente expuesto, las Tablas 2 a 4 presentan los resultados de la eficiencia global de secado, con promedios de 30,5 %, 33,2 % y 41,2 % respectivamente. [9, 14, 15].

## 8. Conclusiones

Los productos utilizados para el estudio, análisis y caracterización energética de un deshidratador solar tipo túnel para el secado de alimentos por convección natural, fueron el banano y el tomate chonto por su alto volumen de producción y por ser catalogados como aquellos de mayor rentabilidad para la región.

En virtud de mostrar el rendimiento del dispositivo durante los distintos procesos operativos que tomaron lugar en la elaboración de este trabajo, ha sido mostrada la trascendencia de describir las características constructivas y el funcionamiento del deshidratador solar, al ser aspectos que influyen directamente en los modelos matemáticos presentados. Por esta razón, parámetros como la disposición e inclinación de la cubierta, las propiedades térmicas y espesor del vidrio, el espacio de aire que existe entre las bandejas de absorción y la cubierta, las propiedades térmicas de las bandejas, y el diseño de las secciones transversales a la entrada y salida del equipo tendrán efecto en la variación del coeficiente global de transferencia de calor  $U_L$ , en el flujo másico de aire  $\dot{m}_a$  y consecuentemente en la tasa de extracción de humedad  $\dot{m}_w$ ; incidiendo de esta forma en la eficiencia térmica, de secado y global del equipo respectivamente. De ahí que, la literatura consultada referente a secadores solares hace énfasis principalmente en criterios de diseño y optimización de sistemas para mejores resultados operacionales y propiedades como la absorción y emisión [17].

Al analizar térmicamente el colector solar o cámara de secado, se encuentra que su diseño en general favorece los mecanismos de transferencia de calor que se manifiestan al interior más no al exterior de ésta, independientemente de que en conjunto definan el coeficiente global de transferencia de calor  $U_L$ . Esto debido a que, en primer lugar, los coeficientes de convección natural  $h_{b-c}$  y de radiación  $h_{r_{b-c}}$  al interior del recinto se verán beneficiados por el efecto invernadero que allí se presenta gracias a las consideraciones de diseño previamente discutidas, obteniendo en promedio valores inferiores de flujo energético ( $W/m^2 K$ ) por parte de estos hacia el exterior. Caso contrario sucede con los coeficientes  $h_{c-amb}$  y  $h_{r_{c-amb}}$ , al registrar, en promedio, las mayores tasas de flujo calórico ( $W/m^2 K$ ) hacia el exterior con motivo de la interacción del equipo con factores que caracterizan el medio circundante, fundamentalmente como lo es la exposición directa a la velocidad del viento. En relación a esto, la estimación del rendimiento térmico muestra resultados comprensivos en la medida en que: no se hace uso del extractor de aire; en ningún momento se alcanzan temperaturas superiores a 60 °C, llegando a ser perjudiciales para el secado de productos agrícolas; no se tiene en consideración las pérdidas de calor por la parte inferior y los bordes del deshidratador, las cuales se pueden reducir resultando en valores más pequeños de  $U_L$ .

Luego, el papel principal que juega el no emplearse el extractor de aire con el cual cuenta el equipo deshidratador, incide de forma directa e impacta negativamente en los criterios utilizados al momento de realizar balance de masa y energía al proceso de secado; hecho que se refleja en los niveles pobres de la eficiencia del sistema durante el proceso de secado  $\eta_S$ . Por consiguiente, la omisión de este elemento para el cual no fue diseñado el secador en cuanto a su estructura se refiere, evidentemente incurriría a que se presentasen factores como: el flujo de aire al interior de la cámara de secado puede no ser ni constante ni uniforme a través de todas las superficies que conforman el recinto cerrado, lo que resulta en los niveles bajos de energía útil que gana el aire atmosférico  $Q_g$  obtenidos; las fugas de aire desde y hacia el interior de la cámara pueden introducir diferencias en las lecturas realizadas de temperatura a la salida del dispositivo ( $T_S - T_E$ ) (valores máximos de 8,9°C, 8,4°C y 5,2°C, para los casos expuestos en las Tablas 2, 3 y 4 respectivamente); la circulación del aire producto del gradiente entre densidades no se ve beneficiado por la configuración horizontal (con 0° de inclinación) del dispositivo.

En consecuencia, no es recomendable llevar a cabo procesos de secado de productos agrícolas sin el uso del extractor, en la medida en que estos tomarían más días de lo admisible expuestos a condiciones ambientales fluctuantes.

La velocidad del viento sigue siendo un parámetro que afecta por igual la medición de la eficiencia global de secado  $\eta_G$ , al ser esta la responsable de conducir el agua evaporada de los alimentos hacia el exterior. Una inadecuada circulación de flujo másico de agua  $\dot{m}_w$  induce a estancamientos de humedad en el interior, retrasando el proceso de secado. Claramente afectado por las condiciones ambientales y topográficas del lugar, por ejemplo la humedad relativa, los valores obtenidos de la eficiencia global de secado  $\eta_G$  (promedios de 30,5 %, 33,2 % y 41,2 % para los casos expuestos en las Tablas 2, 3 y 4 respectivamente) son mayores que la eficiencia del sistema durante el proceso de secado  $\eta_S$  (promedios de 11,2 %, 14,6 % y 18,3 % para los casos expuestos en las Tablas 2,3 y 4 respectivamente) no solamente por las condiciones ambientales, sino también porque es un indicador que involucra tanto la eficiencia térmica como la del proceso de secado, viéndose entonces favorecida por el contexto que define a la primera.

Finalmente, el modelo matemático desarrollado para la realización de este estudio, depende de la construcción y características del secador y de ahí que se puedan plantear trabajos futuros de optimización del equipo a partir de los cambios que se sugieren y que se pueden modificar con dicho modelo que sirve de punto de partida y sobre él se podrían parametrizar aspectos de diseño e inclusive algunas condiciones ambientales.

## Referencias

- [1] B. Van Campen, D. Guidi, y G. Best, *Energía solar fotovoltaica para la agricultura y el desarrollo rural sostenible*. Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación, FAO, Roma, 2000.
- [2] J. Gómez-Ramírez, J. D. Murcia-Murcia, I. Cabeza-Rojas, “La energía solar fotovoltaica en Colombia: potenciales, antecedentes y perspectivas”, trabajo de grado, Universidad Santo Tomás, 2018.
- [3] N. N. Potter, H. J. Hotchkiss, *Ciencia de los alimentos*, 5ta ed. Zaragoza, España: Acribia, 1999.
- [4] A.G.M.B. Mustayen, S. Mekhilef, R. Saidur, “Performance study of different solar dryers: A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 34, pp. 463-470, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.03.020
- [5] I. López Cerino, E. Chávez García, “Eficacia de secador solar tipo túnel con cacao (*Theobroma Cacao* L.) en Tabasco”, *Revista mexicana de ciencias agrícolas*, vol. 9, no. 21, pp. 4395-4405, 2018, doi: 10.29312/remexca.v0i21.1528
- [6] C. E. Oliveros, C. A. Ramirez, J. R. Sanz, A. Peñuela, “Secador solar de túnel para café pergamino”, *Avances Técnicos CENICAFÉ*, vol. 353, pp. 1-8, 2006.
- [7] L. Morales, P. Adiola, “Evaluación de secador solar tipo túnel para deshidratado de Banano (*Musa paradisiaca*)”, proyecto de maestría, Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia, 2015.
- [8] R. Bakari, R. J. A. Minja, K. N. Njau, “Effect of glass thickness on performance of flat plate solar collectors for fruits drying”, *Journal of Energy*, vol. 2014, pp. 1-8, 2014, doi: 10.1155/2014/247287
- [9] B. O. Bolaji, A. P. Olalusi, “Performance evaluation of a mixed-mode solar dryer”, *AU Journal of Technology*, vol. 11, no. 4, pp. 225-231, 2008.
- [10] REDH, “Condiciones meteorológicas actuales, estaciones Mundo Nuevo”, Base de datos de la Red Hidroclimatológica [En línea]. Disponible en: <http://redhidro.org/home/>
- [11] J. A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed. Hoboken, NY, USA: Jhon Wiley and Sons, 2013.
- [12] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th Edition. Hoboken, NY, USA: Jhon Wiley and Sons, 2011.
- [13] Y. A. Cengel, *Transferencia de Calor y Masa: Un enfoque práctico*, 3ra ed. Mexico: McGraw Hill, 2006.
- [14] Y. A. Cengel, M. Boles, *Termodinámica*, 7ma ed. Mexico: Mc Graw Hill, 1997.
- [15] F. Altobelli, M. Condorí, G. Duran, C. Martinez, “Solar dryer efficiency considering the total drying potential. Application of this potential as a resource indicator in north-western Argentina”, *Solar Energy*, vol. 105, pp. 742-759, 2014, doi: 10.1016/j.solener.2014.04.029
- [16] ASAE, *Psychrometric data*, ASAE Standards D271.2, 1998.

[17] H. J. Henninger, *Solar absorptance and Thermal Emittance of Some Common Spacecraft Thermal-Control Coatings*. National Aeronautics and Space Administration, Washington DC, 1984.