

MODELO MATEMÁTICO DE UN COLECTOR SOLAR BAJO LAS CONDICIONES FÍSICAS Y METEOROLÓGICAS DE LA CIUDAD DE RIOBAMBA

Y. Llosas¹, A. Haro^{1,2}, U. Sánchez³, M. Audelo²

¹Universidad de Oriente, ²Escuela Superior Politécnica de Chimborazo,

³Universidad Nacional de Chimborazo

Resumen

Presentamos el diseño de un modelo matemático de colector solar bajo condiciones físicas y meteorológicas típicas de la ciudad de Riobamba, para uso en secadores solares de convección natural o forzada, el cual se adapta a las condiciones particulares de altitud respecto al nivel del mar, la posición geográfica y las condiciones meteorológicas. El colector solar diseñado es un colector indirecto de convección natural que usa cálculos termodinámicos y de transferencia de calor basados en variables meteorológicas como velocidad del viento, irradiación solar, flujos térmicos, latitud, humedad y temperatura del aire de la zona; mediante la utilización de un colector solar de placa plana, tomando en cuenta el calor absorbido, el calor útil y las pérdidas en las partes superior e inferior del colector solar. Para ello, se emplea las ecuaciones de transferencia de calor y se realiza el balance de energía que permite simular el comportamiento del aire dentro del colector; se ejecuta el cálculo teórico de la eficiencia del colector solar, determinándose el área de captación óptima y el área de paso (flujo de aire), con lo cual se puede optimizar las dimensiones para el colector (largo, ancho y alto).

Palabras claves: colector, modelo, Riobamba, eficiencia, parámetros meteorológicos

Abstract

We present the design of a mathematical model of solar collector in physical and meteorological conditions typical of the Riobamba, which is adapted to the conditions of altitude above sea level, geographic location and weather conditions. Collector Solar is an indirect dryer for natural convection using thermodynamic and heat transfer based on meteorological variables as wind speed, solar radiation, heat flux, latitude, humidity and air temperature in the zone. It is using a flat plate solar collector, taking into account the heat absorbed, the useful heat, and losses in the top and bottom of the solar collector, which is used for the heat transfer equation and is performed energy balance to simulate the behavior of air inside the collector, We do the theoretical calculation of the efficiency of solar collector, determining the optimum catchment area and the area of step (air flow), which can be optimized for the collector dimensions (length, width and height).

Keywords: manifold, model, Riobamba, efficiency, meteorological parameters

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, del 10% al 40% de los productos cosechados nunca llegan al consumidor. Este comportamiento se presenta principalmente en los países en vías de desarrollo debido a la descom-

posición y la contaminación del producto. Existe una diversa gama de tecnologías poscosecha aplicadas a la preservación de los alimentos percederos. Sin embargo, y siendo uno de los más antiguos, el método de secado es uno de los más prácticos pues extiende la vida útil del producto y garantiza las propiedades físicas, químicas y nutricionales de los alimentos.

El secado es un proceso de alto costo, que representa entre el 35% y 40% del costo total de producción. Entre los procesos de secado que se aplican en la actualidad se encuentran los métodos industriales, el secado solar y la combinación de ambos como una manera de reducir el consumo de energía y mejorar la calidad del producto. Como los colectores industriales no están al alcance de la mayoría de los pequeños agricultores, el empleo de energías alternativas renovables, de bajo costo y no contaminantes incrementa la viabilidad económica del proceso, al reducir sus costos de aplicación.

Los colectores solares son una alternativa para el secado en los países en desarrollo, donde el secado al aire libre es el método de conservación más utilizado por los pequeños agricultores. Teniendo en cuenta que un alto porcentaje de estos agricultores no tienen acceso a la red eléctrica, y que el uso de energías mediante combustibles fósiles no ha sido factible debido a los costos, una alternativa eficaz de secado de sus productos es el uso de energías renovables.

Varios tipos de colectores solares se han desarrollado y evaluado teniendo en cuenta su implementación en las regiones tropicales y subtropicales. Existen factores económicos, sociales, medioambientales y culturales que son relevantes dentro del diseño de las tecnologías de secado. Para los productores agrícolas de pequeña escala, solamente son significativas las actividades e inversiones que aumentan considerablemente sus ingresos, bien sea al reducir directamente los costos o al aumentar la productividad.

El diseño de colectores solares no es nuevo a latitudes medias; sin embargo, en nuestro caso no existe un modelo adaptado a las condiciones meteorológicas y físicas típicas de la ciudad de Riobamba, para que pueda ser usado en la construcción y el diseño de secadores solares, debido por un lado a la situación geográfica particular que presenta la ciudad y, por otro, a la complejidad de la dinámica superficial que depende de factores locales y cuya teoría en su mayor parte se ha desarrollado en otras latitudes. Además, hay que ser claros en que la falta de investigación básica en áreas de la matemática o la física no ha permitido que se desarrollen este tipo de investigaciones; las limitaciones de desarrollo tecnológico y económico han sido otra causa para que esto no suceda; y, lo que es más, de alguna manera la abundancia de recursos naturales en el país no ha permitido que se desarrollen en general las energías alternativas.

Se han planteado diversos modelos matemáticos descriptivos del proceso de secado de productos agrícolas en colectores solares como una forma de mejorar su opera-

ción. Sin embargo, estos no se aproximan al comportamiento real del colector solar porque simplifican los fenómenos gobernantes del proceso y no tienen en cuenta variables determinantes para un análisis más preciso. El presente trabajo tiene por objeto formular una modelación matemática versátil (que se programó en Mathcad y Matlab) capaz de analizar la transferencia simultánea de movimiento, calor y masa que ocurre en un colector solar.

OBJETIVO

Diseñar un modelo matemático de un colector solar que funcione bajo las condiciones físicas y meteorológicas de la ciudad de Riobamba.

DISEÑO DE COLECTOR SOLAR

El diseño, como tema, ha jugado un papel determinante en la ciencia y la técnica. La reducción de los recursos energéticos en los últimos 20 años y el incremento de la contaminación ambiental han incentivado la creación de diseños más eficientes en el campo de las energías renovables.

Aunque la práctica del secado con energía solar es muy antigua, los primeros trabajos, fundamentalmente de carácter práctico, se reportan desde 1940. El desarrollo teórico y experimental del tema se observa a partir de 1960, donde además se aprecia el avance en el diseño de los colectores solares.

En el proyecto de energías alternativas de la ESPOCH (2008) se han desarrollado algunos diseños, con la finalidad de secar frutas; sin embargo, no han tenido un sustento teórico lo suficientemente sólido, ni tampoco se ha verificado su eficiencia en forma rigurosa. Además, en ese proyecto se han estudiado diferentes tipos de energías alternativas y se ha creado una base de datos meteorológicos muy útiles para tal fin (2006).

También, en países como Perú se han

realizado trabajos importantes en este sentido, como el caso de “Calculation and construction of a solar dryer by natural convection for drying of non-traditional medicinal plants”, el cual presenta el diseño, el cálculo y la construcción de un colector solar indirecto por convección natural para el secado de plantas medicinales aromáticas no tradicionales; o el “Diseño y evaluación de un colector solar para secado industrial de tomate”, en el mismo sentido (2003). Además, se pueden tomar como referencia otros trabajos como el de “Construcción de un colector solar de frutas y verduras: una experiencia ciudadana”, de México (2009), o “Aplicación de la energía solar al secado de chile jalapeño” (2005), en Chile, donde se comercializa ampliamente este tipo de productos, entre otros. Para diseñar colectores solares se han empleado métodos analíticos y numéricos, que requieren metodologías complejas y extensas que deben ser utilizadas por personal de alta calificación. La aplicación de métodos gráficos simplifica el estudio y le proporciona dinamis-

mo y carácter práctico; sin embargo, limita la reproducción y el ajuste en otras condiciones diferentes, dificultando de esta manera la aplicación del modelo.

El Ecuador, por su particular posición geográfica y por ser una zona de convergencia de corrientes marinas y aéreas, se caracteriza por tener condiciones meteorológicas particulares; y si a eso se añade su relieve, se tiene que las condiciones físicas del suelo producen una serie de microclimas con condiciones dinámicas de la atmósfera, en general, complejas. Para diseñar colectores solares se usan métodos que soportan fundamentalmente dos elementos: los balances de energía y el uso de modelos del comportamiento térmico del sistema. Los algoritmos basados en el comportamiento térmico del sistema son los más empleados, por su facilidad y probada eficacia, y los datos se obtienen de evaluaciones de prototipos o mediante el análisis del

comportamiento del colector: para ello se emplea un modelo matemático y un programa de computación que posteriormente, únicamente con ajustar los parámetros de ingreso, podrían ser aplicados para otros fines, con las ventajas que esto conlleva en el diseño y la construcción de los colectores solares.

El diseño que utiliza la modelación matemática se ha empleado fundamentalmente en colectores solares y no en colectores. La eficacia de este procedimiento radica en la simplificación del modelo, y esto se presenta en forma de ecuaciones diferenciales cuya solución utiliza métodos numéricos y programas de computación con elevado grado de complejidad, pero que dan resultados altamente eficientes y que en nuestro país muy poco se han aplicado, por la dificultad de las condiciones físicas y meteorológicas. El presente trabajo es, así, el inicio de un proyecto más amplio que pretende el diseño completo de un secador, pero por ahora nos centramos en las características del colector.

Análisis del proceso de transferencia de calor en un colector de placa plana

Ecuación de Balance Energético en colectores de placa plana [12].

$$Q_{\text{abs}} = Q_{\text{útil}} + Q_{\text{perd}} + \frac{du}{dt} \quad (1)$$

Q_{abs} (W): Calor total incidente absorbido por unidad de tiempo.

$Q_{\text{útil}}$ (W): Calor útil que se transfiere al fluido de trabajo.

Q_{perd} (W): Pérdidas de calor (alrededores) por radiación, convección y conducción.

du/dt (W): Rapidez del cambio de energía almacenada en el colector, que se puede considerar despreciable en principio, considerando que la misma cambia lentamente.

$$\frac{du}{dt} = 0 \quad (2)$$

$$Q_{\text{abs}} = IA_c (\tau\alpha) \quad (3)$$

I (W/m²): Radiación solar incidente.

A_c (m²): Área efectiva del colector.

τ : Transmitancia solar efectiva de la cubierta del colector.

α : Absorbancia de la placa absorbente del colector.

Análisis térmico del colector

El producto ($\tau\alpha$) es una propiedad del conjunto cubierta translúcida-superficie absorbedora, llamada transmisividad absorbida, que es el resultado de las sucesivas reflexiones que se producen entre ellas; así, τ es la transmisividad del recubrimiento en un determinado ángulo de incidencia, y α es la absorptividad angular de la superficie absorbedora, de toda la energía incidente que es absorbida por la placa, y $(1-\alpha)\tau$ es reflejado hacia la cubierta, siendo reflejada de nuevo hacia la superficie absorbedora $(1-\alpha)\tau\rho$, que generalizado nos da la ecuación 4.

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-\alpha)\rho} \quad (4)$$

ρ : Refractancia difusa, toma diferentes valores según el número de cubiertas que se utilicen para 1 cubierta $\rho = 0,16$, para 2 cubiertas $\rho = 0,24$, para 3 cubiertas $\rho = 0,29$, para 4 cubiertas $\rho = 0,3$ [14].

$$Q_{\text{útil}} = mC_p \frac{dT}{dt} \quad (5)$$

m (kg): Masa de aire.

C_p (J/kg°C): Capacidad calorífica del fluido.

dT/dt (°C/s): Rapidez del cambio de temperatura con respecto al tiempo.

$$Q_{\text{perd}} = UA(T_{\text{pm}} - T_a) \quad (6)$$

U_1 (W/m²°C): Coeficiente de pérdidas de calor por radiación, convección y conducción, T_{pm} (°C) temperatura media de la placa de absorción, y T_a temperatura del ambiente.

La temperatura media de la placa es función del diseño del colector, y a su vez, este depende de la radiación solar

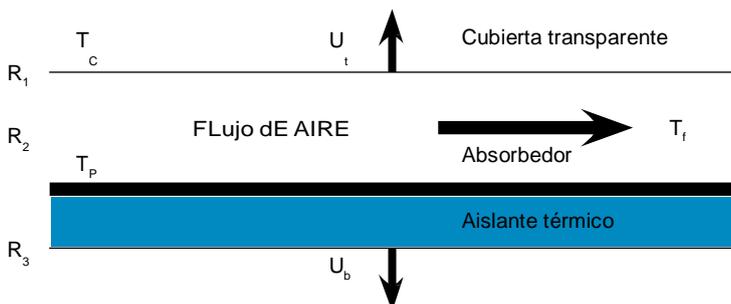


Figura 1. Representación de un colector plano y variables que intervienen.

incidente y la temperatura del fluido de trabajo al entrar al colector.

Considerando las ecuaciones 1, 3 y 6, tendremos:

$$Q_{\text{útil}} = A_c [S - U_1 (T_{\text{pm}} - T_a)] \quad (7)$$

Con S (W) energía absorbida $S = I(\tau\alpha)$. La placa absorbente debe estar bien aislada hacia abajo. La mayor parte de pérdidas al exterior se producen a través de la cubierta superior, cuyo balance de energía se puede expresar por la ecuación 8:

$$U_t(T_c - T_a) + h_r(T_r - T_c) + h_l(T_f - T_c) = 0 \quad (8)$$

Con temperatura (T_c) de la placa absorbente, (T_r) temperatura de la cubierta superior y (T_f) temperatura del fluido (figura 1), dadas en °C y h_l coeficiente convectivo entre el aire y la cubierta en W/m²°C [4].

Las resistencias equivalentes que representan la oposición a las pérdidas de calor por convección ($1/h_c$) y pérdidas por radiación ($1/h_r$) están representadas por R_1 y R_2 ; R_4 expresa la resistencia a pérdidas por convección y radiación; y R_3 la resistencia a la conducción por el aislante térmico en la parte inferior y lados del colector. R_4 es usualmente muy pequeña (despreciable) (figura 1).

La idea es tratar de obtener una resistencia equivalente (Req). Esta resistencia es igual al inverso del coeficiente total de pérdidas de calor $Req = 1/U_r$. Podemos decir entonces que U_1 es la suma de varios coeficientes de pérdida de calor, que se puede expresar como el inverso de sus resistencias, así:

$$U_1 = U_t + U_b + U_e \quad (9)$$

Donde U_t es el coeficiente total de transferencia de calor para la parte superior del colector y es igual al inverso de la suma de las 2 primeras resistencias.

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad (10)$$

U_b y U_e son los coeficientes de pérdida de calor por conducción en el fondo y los lados, respectivamente, que tienen que ver con R_3 . Además, en estos coeficientes también tienen relación las dimensiones del colector, y el tipo y grosor del aislante utilizado, de manera que se escribe las relaciones [14]:

$$U_b + U_e = \frac{1}{R_3} \quad (11)$$

$$U_b = \frac{K_a}{1} \quad (12)$$

$$U_e = \frac{KMP}{1A_c} \quad (13)$$

K_a (W/m²°C): Conductividad térmica del aislante.

l (m): Espesor.

P (m): Perímetro del colector.

M (m): Altura del colector.

De la misma forma, si se realiza un balance en la cubierta, tendremos la ecuación 14:

$$S + U_b(T_c - T_f) + h_r(T_c - T_a) + h_l(T_c - T_a) = 0 \quad (14)$$

Con h_2 coeficiente convectivo entre el aire y la placa en W/m²C.

$$\left((T_c - T_f) = \frac{Sh - (T_c - T_f)(U_b h_r + U_b h_l + U_e h_r)}{(U_b h_r + h_l)(U_b h_l + h_r) - h_2^2} \right) \quad (15)$$

El balance en el fluido nos da la ecuación 16:

$$h_1(T_c - T_f) + h_2(T_p - T_f) = q_u \quad (16)$$

Con q_u ganancia de calor útil por unidad de área W/m².

De las relaciones dadas se puede establecer:

$$\left((T_c - T_f) = \frac{Sh - (T_c - T_f)(U_b h_r + U_b h_l + U_e h_r)}{(U_b h_r + h_l)(U_b h_l + h_r) - h_2^2} \right) \quad (17)$$

$$\left((T_c - T_f) = \frac{S(U_b h_r + h_l)(T_c - T_f)(U_b h_r + U_b h_l + U_e h_r)}{(U_b h_r + h_l)(U_b h_l + h_r) - h_2^2} \right) \quad (18)$$

Usando estas relaciones y asociándolas, se obtiene:

$$q_u = F^1(S - U_1(T_c - T_a)) \quad (19)$$

Con

$$F^1 = \frac{h_r h_l + U_b h_r + h_l h_r + h_l h_r}{(U_b h_r + h_l)(U_b h_l + h_r) - h_2^2} \quad (20)$$

$$U_1 = \frac{(U_b + U_t)(h_r h_l + h_l h_r + h_l h_r) + U_b U_t(h_r - h_2)}{h_1 h_r + U_t h_2 + h_2 h_r + h_1 h_2} \quad (21)$$

Como se ha expresado, el coeficiente global de pérdidas es función de otros coeficientes de pérdidas; en las partes superior e inferior (U_p , U_b), es necesario realizar un proceso interactivo para conocer dichos valores ya que en principio no se conocen las temperaturas superiores ni inferiores.

Cálculo de U_p coeficiente de transferencia de calor [4] por convección, utilizados en colectores solares planos.

$$U_p = \frac{N}{C} \left(\frac{T_{pm} - T_a}{N + f} e^{\frac{1}{h_w}} + \frac{\sigma(T_{pm} - T_a)(T_{pm}^2 - T_a^2)}{((\varepsilon_2 + 0.00059)(N)h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_1}{\varepsilon_1} - N} \right)^{-1} \quad (22)$$

Donde N es el número de capas del colector, ε_1 y ε_2 son emisividad de la cubierta y la superficie absorbadora, f , C y e se obtienen según las siguientes expresiones:

$$f = (1 + 0.089h_w + 0.1166h_w \varepsilon_2) \cdot (1 + 0.07866N) \quad (23)$$

$$C = 520(1 - 0,000051\beta^2) \quad (24)$$

$$e = 0,430 \left(\frac{T_{pm}}{1 - 100} \right) \quad (25)$$

β (°): Ángulo de inclinación del colector.

hw(W/m²°C): Pérdidas en el colector debido al viento.

$$h_w = 2,8 + 3v \quad (26)$$

Con v (m/s) velocidad del viento.

Las pérdidas que se producen en la parte inferior del colector U_b son debidas en su mayor parte a las características del aislante, y se puede expresar como [4]:

$$U_b = \frac{K_{ais}}{e_{ais}} \quad (27)$$

K_{ais} (W/m²°C): Conductividad térmica.

e_{ais} (m): Espesor del aislante.

Los coeficientes convectivos se pueden suponer iguales para el colector ($h_1 = h_2 = h$), que se obtendrá a partir del número de Nusselt:

$$h = N_v \frac{K_v}{D_h} \quad (28)$$

Con K_v conductividad térmica del aire (W/m²°C) y D_h longitud característica en el colector o diámetro hidráulico (m²), que en superficies paralelas coincide dos veces la distancia entre placas.

Para obtener el número de Nusselt N_v , según Duffie y Beckman [4], es posible utilizar la expresión:

$$R_e = \frac{\rho v D_h}{\mu} = \frac{m_a D_h}{D_h \mu} \quad (29)$$

Con ρ densidad del aire (kg/m³), m_a caudal másico del aire (kg/s), μ viscosidad dinámica del aire (kg/ms) y A_f sección transversal del colector por donde pasa el aire.

La temperatura media del fluido para la cual se evaluarán las propiedades del fluido se define [4] según la expresión:

$$T_{fm} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(y) dy = T_i + \frac{Q_u}{A_{C R L} F U_L} (1 - F^{11}) \quad (30)$$

Con F^{11} factor de flujo dado por la ecuación:

$$F^{11} = \frac{m_a c_p}{A_c U_L F^1} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c U_L F^1}{m_a c_p} \right) \right] \quad (31)$$

Existiendo una relación entre el factor de dispersión de calor, el factor de eficiencia del colector y el factor de flujo.

$$F_R = F^1 F^{11} \quad (32)$$

Con F_R factor de disipación de calor, definido como:

$$F_R = \frac{m_a c_{pa}}{A_c U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c U_L F^1}{m_a c_{pa}} \right) \right] \quad (33)$$

Combinando las expresiones dadas se puede obtener una relación para la temperatura media de la placa absorbadora:

$$T_{pm} = T_{fi} + \frac{Q_u}{A_{C R L} F U_L} (1 - F_R) \quad (34)$$

Con un proceso de interacción se puede partir de un cálculo inicial de estos valores para un $T_{pm} = T_i + 20$ aproximadamente, repitiendo el proceso hasta que converja; y una vez que se puede obtener el calor útil, podemos hallar la temperatura de salida T y la eficiencia, ecuaciones 35 y 36, respectivamente

$$T = T_a + \frac{Q_u}{m_a c_{pa}} \quad (35)$$

$$\eta_c = \frac{Q_u}{I \cdot A_c} \quad (36)$$

Propiedades físicas del aire

El comportamiento del aire varía según las condiciones de la zona, pudiéndose definir calor específico C_e (J/kg.K) [8] como:

$$C_e = 999,2 + 0,1434T + 1,101 \times 10^{10} T^2 - 6,7581 \times 10^{-8} T^3 \quad (37)$$

T: Temperatura ($^{\circ}$ K) del aire húmedo.

De la misma forma se aplica a la densidad ρ (kg / m³):

$$\rho = \left(\frac{P_o}{P} \right) \frac{353,44}{T + 273,15} \quad (39)$$

P_o : Presión a nivel del mar.

P: Presión en la ciudad de Riobamba, tabla I.

Viscosidad dinámica μ (N.s/m²)

$$\mu = 1,718 \times 10^{-5} + 4,62 \times 10^{-8} \times T_m \quad (39)$$

Conductividad térmica k_v (W/m.K)

$$k_v = 0,0244 + 0,7673 \times 10^{-4} \times T_m \quad (40)$$

Inclinación del colector solar

El ángulo de inclinación óptimo de las superficies captadoras de un sistema solar está determinado por muchos factores; entre ellos, la radiación incidente en el lugar donde va situada la instalación y el cielo solar, donde influye la sombra de objetos que no pueden ser eliminados, (como edificios, montañas, etc.).

La ubicación del colector en nuestro caso (hemisferio sur) debería estar hacia el norte, con una inclinación similar a la latitud para que los rayos del sol incidan perpendicularmente a la superficie y se tenga mejor aprovechamiento; pero por cuestiones de limpieza (para que el polvo que se acumula en la superficie tienda a resbalar, la lluvia no se acumule y, más

bien, sea la encargada de limpiar por sí sola la superficie), se les puede dar una inclinación de $\pm 10^{\circ}$ sin que esto afecte sensiblemente su funcionamiento [4,8].

RESULTADOS

Para el desarrollo del trabajo se procedió a establecer ciertos parámetros fundamentales bajo condiciones típicas de la ciudad de Riobamba; para ello se tomó como referencia una altura respecto al nivel del mar de 2750 m, Latitud: $1^{\circ} 39' 58''$ S Longitud: $78^{\circ} 39' 33''$ O, así como datos de presión atmosférica, temperatura ambiente, radiación solar, velocidad del viento, entre otros, tomados en la estación meteorológica de la ESPOCH, desde el año 2007 hasta la fecha.

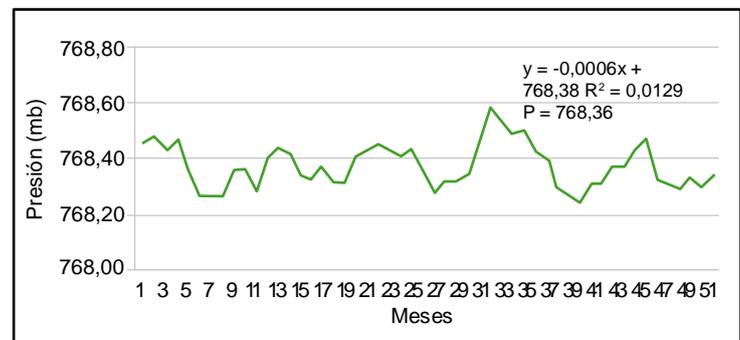


Figura 2. datos mensuales de presión atmosférica en la ciudad de Riobamba en el período 2007-2012

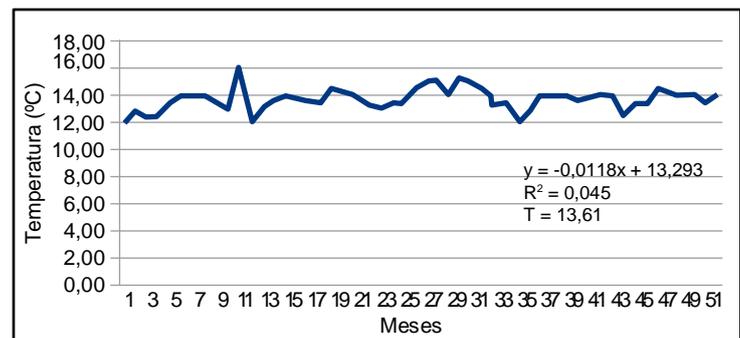


Figura 3. datos promedios mensuales de temperatura ambiente en la ciudad de Riobamba en el período 2007-2012

Usando estos datos se ha procedido a determinar parámetros necesarios para el funcionamiento del modelo.

Para la verificación de funcionamiento y comparación de resultados se ha tomado una serie de datos a nivel del mar en el aeropuerto de Guayaquil y otra en Riobamba, con flujos máxicos de referencia de 0,06 Kg/s y dimensiones del colector de 1m x 1m.

Hora	datos Guayaquil				datos riobamba			
	Velocidad m/s	Temperatura °C	Radiación W/m ²	Presión mb	Velocidad m/s	Temperatura °C	Radiación W/m ²	Presión mb
7:00	1,67	22	88,92	1140	0,3	10,9	84,1	768,3
8:00	1,67	23	215,78	1140	0,4	12,4	170,9	768,3
9:00	1,94	24	274,07	1140	1,1	13,9	297,3	768,4
10:00	1,94	25	220,32	1150	1,9	15	448,1	768,3
11:00	1,94	26	428,85	1140	1,4	17,9	1076,7	768,1
12:00	1,94	28	775,22	1130	2	19	1035,3	768,1
13:00	1,94	29	604,75	1120	6,2	18,2	349,3	768,2
14:00	2,22	29	550,13	1110	3,5	15,7	109,6	768
15:00	2,5	30	496,63	1110	1,7	16,8	216,3	768
16:00	2,5	29	323,87	1100	2,7	15,7	102,5	768
17:00	2,5	28	292,97	1110	0,9	14,6	90,7	768

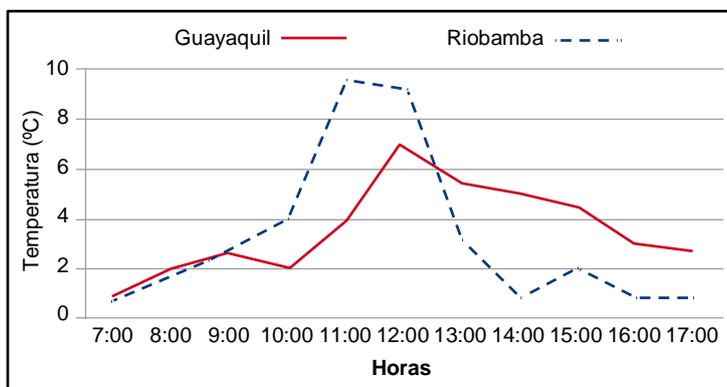


Figura 4. Incremento de temperatura en los datos procesados de Guayaquil y Riobamba

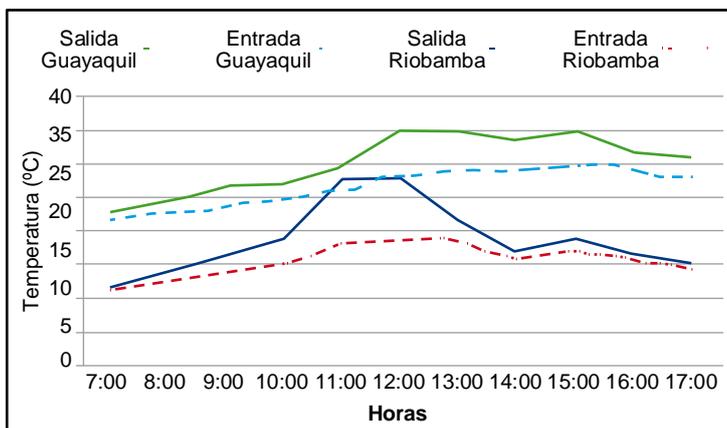


Figura 5. Temperatura de salida y entrada del modelo de simulación del colector con datos de ingreso de Guayaquil y Riobamba

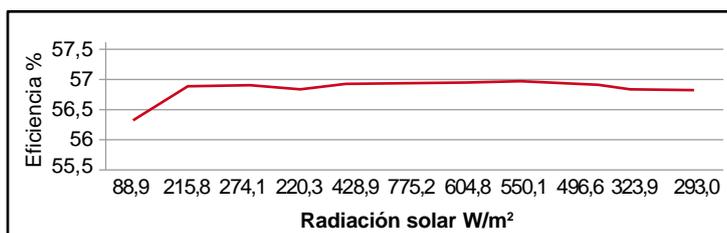


Figura 6. Resultados de eficiencia de salida del colector respecto a la radiación solar ingresada con los datos de Guayaquil

CONCLUSIONES

- El modelo no presenta diferencias significativas entre los resultados procesados de las medidas hechas en la ciudad de Guayaquil (nivel del mar) y la ciudad de Riobamba (2700 metros sobre el nivel del mar), pero sí frente a los resultados de Badajoz (España).
- La diferencia de temperatura llega hasta 9,47 °C en la ciudad de Riobamba y 6,81 °C en Guayaquil, observándose un mayor gradiente en Riobamba a lo largo del día; sin embargo, se nota mayor estabilidad en Guayaquil que en Riobamba.
- Comparando con resultados similares hechos en la ciudad de Badajoz, se puede notar una mayor eficiencia en Riobamba y Guayaquil, dadas las variaciones de inclinación solar.
- La temperatura alcanza entre 34,81 °C y 21,09 °C en las ciudades de Guayaquil y Riobamba, respectivamente, en las pruebas realizadas, condición que debe tomarse en cuenta en el diseño de secadores para mejorar el proceso de secado y la eficiencia.
- La dirección del colector en nuestro caso (hemisferio sur) debe estar hacia el norte con una inclinación similar a la latitud, para que los rayos del sol incidan perpendicularmente a la superficie y se tenga mejor aprovecha-

miento; pero por cuestiones de limpieza del polvo (que se acumula en la superficie) y de la lluvia (para que no se acumule y, más bien, sea la encargada de limpiar la superficie) se le ha dado una inclinación de $\pm 10^\circ$ sin que esto afecte sensiblemente su funcionamiento, dado que la ecuación definida en la teoría [1] es inaplicable en nuestro caso.

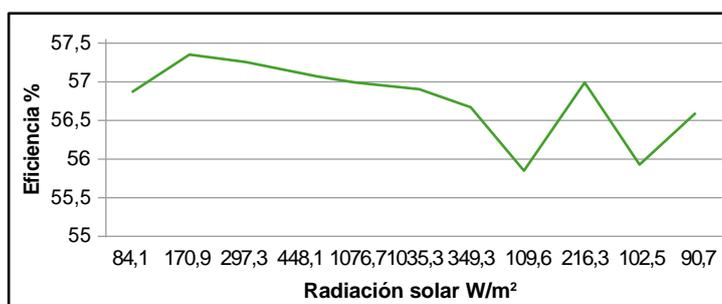


Figura 7. Resultados de eficiencia de salida del colector respecto a la radiación ingresada con datos de Riobamba

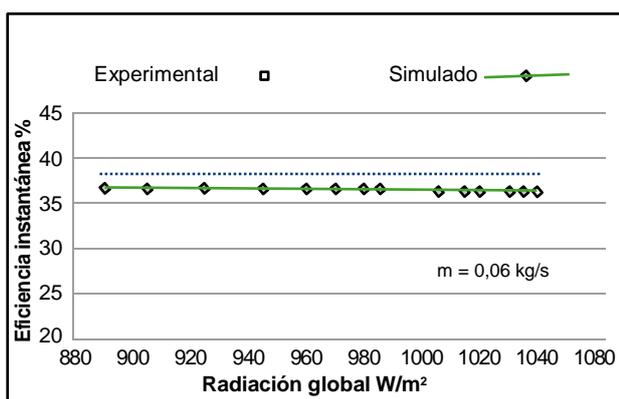


Figura 8. Resultados de eficiencia de salida del colector respecto a la radiación ingresada con los datos de Badajoz (España)

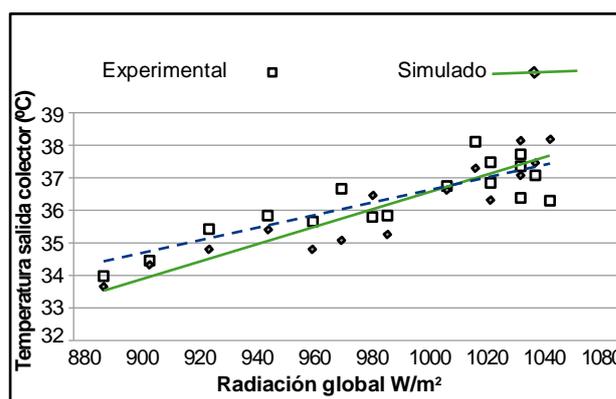


Figura 9. datos de temperatura de salida del colector respecto a la radiación incidente en la ciudad de Badajoz (España)

Bibliografía complementaria

1. Pareja M. Radiación solar y su aprovechamiento energético. Barcelona, España: Marcombo S.A.; 2010.
2. Creus A. Energía termosolar. Cataluña, España: Cano pina S. L.; 2010.
3. Fernández J. Compendio de energía solar. Madrid, España: ed. Mundi-prensa; 2010.
4. Montero I. "Modelo y construcción de un secador solar híbrido para residuos biomásicos". [Tesis de Doctorado]. España. Universidad de Extremadura; 2005.
5. Castañeda A, González A, Guzmán R, Ibarra O. 2012. Desarrollo de un horno solar para el secado de plantas y vegetales usando control difuso. Acta Universitaria. Universidad de Guanajuato, Vol. 23.
6. Zomorodian A & Moradi M. 2010. "Mathematical Modeling of Forced Convection Yhin Layer Solar Drying for Cuminumcyminum". Journal Agroindustry Science and Technologic, 12: 401-408.
7. Leal A, Ramírez A, Vásquez L. Experiencias prácticas en la explotación del secador solar multi-propósito. Cuba: CIES, Editorial Universitaria; 2010.
8. Andrade J., Ochoa P. Reducción del consumo de energía eléctrica residencial, mediante la aplicación de sistemas termo-solares para el calentamiento de agua sanitaria en viviendas domiciliarias en el cantón Cuenca. [Tesis]. Universidad de Cuenca; 2013.
9. Bergues R, Abdala J, Griñán P. Concepción y evaluación de un secador solar de gramos con cubierta de polietileno. Universidad de Oriente, Cuba; 2010.
10. Miranda-Zamora W, Teixeira A. Principios matemáticos del proceso térmico de alimento. Madrid, España: A. Madrid Vicente Ediciones; 2012.
11. Hii CL, Jangam SV, Ong SP, Mujumdar AS. Solar Drying: Fundamentals, Applications and Innovations; 2012.
12. Sivipaucar C, Cuero H, Huancahuari E, Llantoy V, Valderrama A. Calculation and construction of a solar dryer by natural convection for drying of nontraditional medicinal plants. Centro de investigaciones en termofluidos CEDIT.

13. Picard A, Davis RS, Gläser M, Fujii K. 2008. Revised formula for the density of moist air (CIPM-2007). *Metrología*. 45: 149-155.
14. Martínez-Rodríguez C, Ferrer-Tevar J, Heras-Celemín M. [Internet] 2013. Tendencias de investigación y desarrollo para eficiencia y gestión energética aplicados a la industria y agricultura. *Dyna Energía y Sostenibilidad*. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.6036/ES6915>.
16. Socorro-Picó M, Valero-Verdú S, Senabre-Blanes C. [Internet] 2014. Análisis económico-técnico de instalaciones fotovoltaicas para viviendas. *Dyna Energía y Sostenibilidad*. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.6036/ES7256>.