

# Modelo estable de un absorbedor solar con lecho de rocas para secado por calentamiento de aire

*Model stable of a solar absorber of rocks bed for dried by air heating*

GERARDO CABRERA CIFUENTES\*  
CÉSAR A. MARÍN\*\*



Corte y montaje del colector solar de la prueba

## Resumen

El presente trabajo propone un modelo matemático estacionario para reseñar el comportamiento de la temperatura del aire a la salida de un colector solar con lecho de rocas en el absorbedor, descrita en relación con la geometría y radiación incidente en el colector. Se incluye el análisis de transferencia de calor de todas las partes que constituyen el colector, así como la determinación de eficiencia y simulación de las temperaturas de salida de este. Para la validación del modelo se construyó un colector y se realizaron tres pruebas en las que se midieron las temperaturas ambiente, de salida y entrada en el colector y la radiación solar incidente. El sistema fue simulado con los valores de radiación obtenidos en las pruebas realizadas. El

\* Profesor Asociado de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle. Grupo de Desarrollo y Difusión de Tecnologías Alternativas. gcabrera@univalle.edu.co

\*\* Ingeniero Mecánico, Universidad del Valle. ceauma@latinmail.com

modelo matemático propuesto es sencillo y depende de constantes propias del colector en estudio, las cuales fueron halladas experimentalmente.

**Palabras clave:** Colector solar, secado solar, calentamiento de aire, radiación solar, transferencia de calor, lecho de rocas.

### Abstract

The present work proposes a mathematical stationary model to describe the behavior of the air temperature to the exit of a solar collector with rock bed in the absorber, described in relation to the geometry and incidental radiation in the collector. The work includes the analysis of transfer of heat of all the parts that constitute the collector as well as the determination of efficiency and simulation of the temperatures of exit of this. In order to validate the model, a collector was constructed and were carried out three tests where were measured the ambient, exit and entrance temperature in the collector and the solar incident radiation. The system was simulated with the radiation values obtained in the tests realized. The mathematical model proposed is simple and it depends on constant characteristic of the collector in study, which was found experimentally.

**Key words:** Solar collector, solar drying, air heating, solar radiation, heat transfer, drying, rock bed.

### Introducción

La preservación de alimentos ha sido una práctica muy importante a lo largo de toda la historia humana, permite proveer en épocas de escasez y guardar en épocas de bonanza. Unas formas de preservación son el

secado y la refrigeración. Un contenido de humedad mínimo evita el desarrollo de microorganismos, la invasión de insectos y la germinación (Restrepo & Burbano 2005). Secarlos es muy fácil pues solo precisa de pocos grados de temperatura por encima de la atmosférica. Bajas temperaturas inhiben el crecimiento y suspenden los procesos vitales de los microorganismos.

Secado y refrigeración consumen energía cuya demanda va aumentando con el crecimiento de la población que necesita más comida. Las fuentes más tradicionales de energía se están agotando y su uso impacta a la naturaleza; se deben sustituir y ahorrar. El Sol es la principal fuente de energía y sostén de la vida terrestre, su radiación es intensa en las zonas tropicales donde es particularmente generosa la biodiversidad.

El secado de productos con el sol es un procedimiento antiguo, útil y sencillo, requiere pocos grados por encima de la temperatura ambiental (Inci & Dursun 2001) donde precisamente los colectores solares son más eficientes (Fonseca & Bergues 2002). Los secadores solares, por sencillos y funcionales son una alternativa ecológica simple de ahorro de energía. Los granos, por ejemplo, en su mayoría tienen temperaturas máximas de secado próximas a 60°C (Rodríguez 2005).

Los productos colocados sobre una superficie pierden humedad cuando el sol incide en ellos. El proceso se mejora al ubicarlos encima de un material absorbente a la radiación, como las rocas o suelo pavimentado. Se ha reportado aumento en el secado de café pintando la superficie donde se coloca con pintura con una absorbancia de 0.65 a 0.91 (Rodríguez & Abdala & Fernández 2003). Introducir los productos a secar en una cámara cubierta con un

plástico transparente a la radiación solar y opaco para las emisiones térmicas, aprovechando el efecto invernadero, se ha referenciado como una buena práctica (Vélez & Bustillos & Álvarez, 2002).

Hay secadores solares que primero calientan un gas (fluido caloportador) y después este fluido remueve la humedad en dos partes separadas: el captador o colector y la cámara de secado donde se coloca el producto a secar.

### Secadores con fluido caloportador

El colector puede ser plano o curvo, diseño que depende del cómo se necesita hacer la captación. Tienen una superficie de un material con una absorptancia ( $\alpha$ ) lo más alta posible. Colectores solares planos con lecho de rocas en el absorbedor (Figura 2) es una opción económica y eficiente. Se debe encontrar la geometría correcta en consonancia con eficiencia, materiales, temperaturas máximas de exposición y flujos de aire necesarios.

El mejoramiento del secado y de los secadores exige una buena descripción matemática del fenómeno. Se deben hacer modelos experimentales y formulaciones teóricas, preocupación de muchos investigadores del proceso de secado solar sobre todo de productos agrícolas (Bennamoun & Belhamri 2002) y para varios productos específicos como cebolla (Sarsavadiá 2006) y otros. También se han hecho estudios comparativos del desempeño de varios colectores de distinto diseño (plano, con aletas, y corrugados en v) (Karim & Hawlader. 2004).

La radiación solar es estacional, variable y además depende del clima. El análisis de colectores debe considerar la acumulación de energía térmica en el absorbedor

que amortigua variaciones de la temperatura de salida con respecto a las alteraciones de la radiación incidente. Un análisis en régimen transitorio es complicado pues solo se poseen datos promedios de radiación para todo el año, en un lugar específico, y no se puede predecir cómo será el comportamiento de la radiación para un día y hora cualquiera. Un modelo estable es más sencillo, como lo demuestra este trabajo, y es razonablemente válido, aceptable, útil y sencillo.

Se propuso pues un modelo matemático estacionario, para describir el comportamiento de la temperatura del aire a la salida del colector y la temperatura de la superficie del lecho de rocas, en relación con la geometría y la radiación incidente. La validación del modelo se hizo tomando medidas reales de temperaturas de salida y comparándolas con las tendencias que sugiere el modelo. Éste es aplicable para determinar la longitud adecuada del colector solar para alcanzar una temperatura de salida dada con un

flujo de aire controlado y una radiación solar conocida.

### El colector solar

Un colector solar almacena y transfiere la energía radiante de sol a un fluido caloportador mediante los mecanismos de transferencia de calor. La gama de longitudes de onda que se aprovecha está comprendida entre  $0,3 \mu\text{m}$  y  $3,0 \mu\text{m}$ , que es una franja de radiación que llega a la superficie terrestre.

En la Figura 1 se puede apreciar las dos partes principales que componen un colector solar para calentamiento de aire con lecho de rocas. La energía solar incidente atraviesa una o varias capas de material transparente, antes de alcanzar el lecho de rocas (Figura 2) donde es convertida en calor. Este calor es transferido por convección hacia el aire que circula por el ducto del colector, pasa a la cámara de secado y se transfiere a la aplicación. El material transparente que sirve de cubierta permite la entrada de la radiación solar y minimiza las

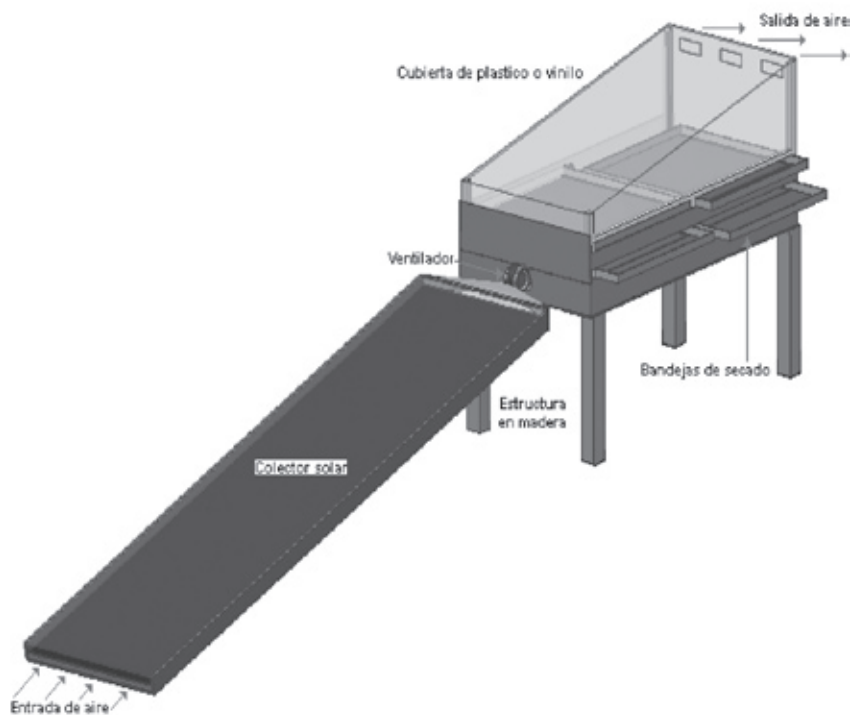


Figura 1. Configuración del colector solar de la prueba

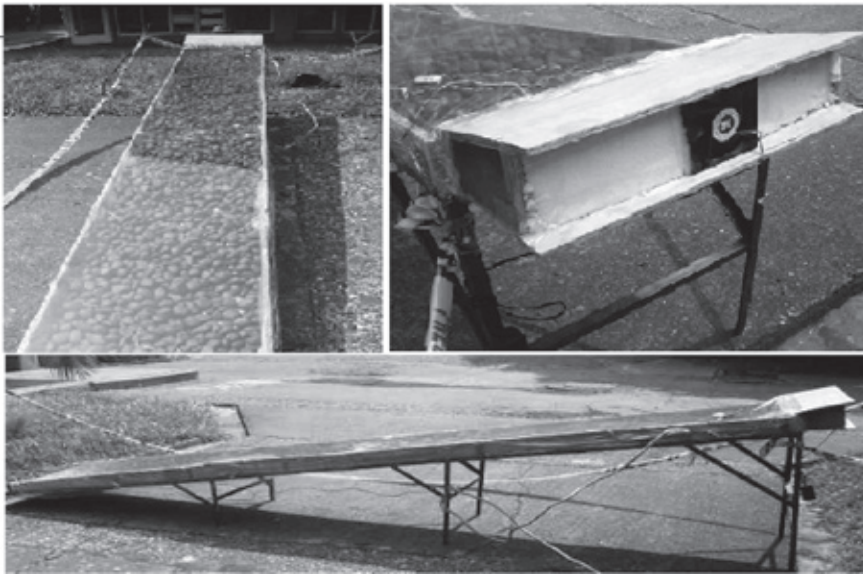


Figura 2. Corte y montaje del colector solar de la prueba

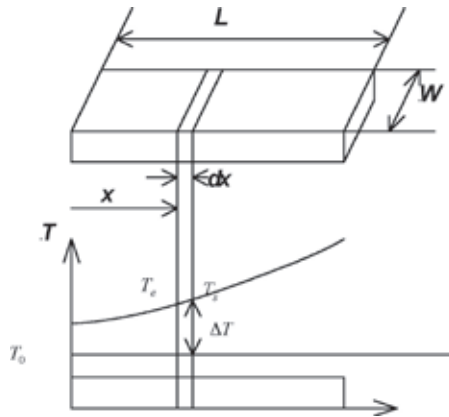


Figura 3. Balance de energía de un elemento diferencial en el interior del canal del colector.

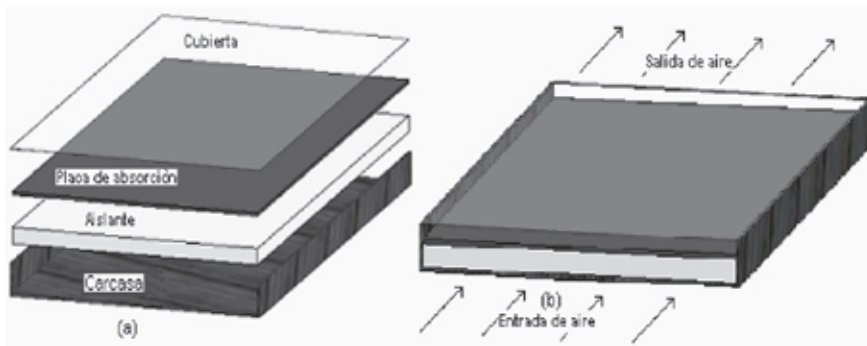


Figura 4. Corte en el interior del canal del colector.

pérdidas por radiación y convección hacia el medio ambiente por la parte superior, se seleccionó uno de fácil consecución y habilidad probada (Figura 5). El aislante térmico co-

locado en la carcasa del colector, parte posterior y lateral, disminuirá las pérdidas de calor por el fondo y los costados. El modelo se construyó con materiales autóctonos disponibles en la geografía campesina, como el fique o cabuya, con demostradas cualidades de barrera térmicas. (Cabrera & Muñoz, 2007). Todas las partes mencionadas se encuentran dentro de una caja que sirve como parte estructural del colector y que puede ser hecha de diversos materiales según sea la conveniencia.

**Modelo estacionario del funcionamiento del colector solar**

Para la obtención del modelo se partió de la termodinámica y la transferencia de calor. De la primera ley de la termodinámica:

$$\delta E_{entra} - \delta E_{sale} = dE_{sistema} \quad (1)$$

Que en el caso de flujos de energía se puede expresar así:

$$\begin{aligned} \dot{m}_e \left[ (h_e - h_s) + \frac{1}{2} (v_e^2 - v_s^2) + g(z_e - z_s) \right] \\ + \dot{Q}_e - \dot{Q}_s + \dot{W}_e - \dot{W}_s = \frac{d}{dt} [E] \end{aligned} \quad (2)$$

La ecuación anterior para el caso estacionario, sin entradas ni salidas de trabajo y con los niveles de entrada y salida relativamente iguales queda reducida a:

$$\begin{aligned} \dot{m}_e \left[ (h_e - h_s) + \frac{1}{2} (v_e^2 - v_s^2) \right] \\ + \dot{Q}_e - \dot{Q}_s = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

La sustancia que se emplea de caloportador es aire, las velocidades de entrada y salida son aproximadamente iguales y haciendo la diferencia entre el calor ganado y perdido es el calor útil:

$$\dot{m}_e [C_p (T_e - T_s)] + \dot{Q}_e - \dot{Q}_s = 0 \quad (4)$$

$$\dot{m}_e [C_p (T_e - T_s)] + \dot{Q}_U = 0 \quad (5)$$

Y por lo tanto, de acuerdo con todas estas suposiciones, la temperatura del aire a la salida del colector es:

$$T_s = \frac{Q_c - Q_s}{C_p m} + T_e \quad (6)$$

En las ecuaciones se puede suponer que  $Q_c$  viene de la radiación solar y  $Q_s$  sale por conducción y convección hacia el medio ambiente. Además se supone que el colector está térmicamente aislado, la caída de temperatura entre la parte superior e inferior de la placa es despreciable y el flujo térmico se puede considerar unidireccional, a través de las cubiertas y las paredes del fondo y laterales.

El calor útil es la diferencia entre el que incide por radiación y el que se escape o pérdidas. De la transferencia de calor:

$$q_U A = q_R A_R - q_P A_P = A_R I(\tau\alpha) - A_P U(T_C - T_o) \quad (7)$$

Las áreas de radiación y de pérdidas por convección son aproximadamente iguales:

$$Q_U = A [I(\tau\alpha) - U(T_C - T_o)] \quad (8)$$

Como evaluar la temperatura promedio de la superficie colector,  $T_C$ , es difícil y la temperatura media del aire calentado,  $T_m$ , siempre es menor a ella y serían iguales si la conductividad del material fuera infinita, se puede remplazar en la ecuación 10 introduciendo un factor de corrección  $F_c$ .

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (9)$$

$$Q_U = A [F_c I(\tau\alpha) - F_c U(T_m - T_o)] \quad (10)$$

Siendo el producto del factor de corrección por el coeficiente global de pérdidas un valor de coeficiente de pérdidas corregido:

$$U_c = F_c U \quad (11)$$

$$Q_U = A [F_c I(\tau\alpha) - U_c (T_m - T_o)] \quad (12)$$

Éste calor es el que va al aire para calentarlo desde la temperatura de entrada, igual a la de la atmósfera, hasta su temperatura de salida. La ecuación 16 es la conocida como ecuación de Bliss.

La eficiencia del colector será:

$$\eta = \frac{Q_U}{AI} = \frac{F_c \tau\alpha - U_c (T_m - T_o)}{I} \quad (13)$$

La ecuación 13 puede transformarse para incluir la temperatura de salida, así:

$$Q_U = A \left[ F_c I \tau\alpha - \frac{U_c}{2} (T_s - T_o) \right] \quad (14)$$

Para un colector dado los únicos valores de la ecuación 18 que no son constantes son:  $I$ , la energía de radiación que incide sobre el colector,  $T_o$  temperatura ambiente y  $T_s$  temperatura de salida del aire. Puede escribirse aprovechando las constantes:

$$Q_U = B_o I - B_l (T_s - T_o) \quad (15)$$

El calor útil calentará al aire al pasar por el colector

$$C_p m (T_s - T_o) = B_o I - B_l (T_s - T_o) \quad (16)$$

Al resolver para la diferencia de temperaturas y aprovechando las constantes que aparecen:

$$T_s - T_o = \frac{A}{C_p m} \left[ F_c I(\tau\alpha) - \frac{U_c}{2} (T_s - T_o) \right] \quad (17)$$

$$= K_o I - K_l (T_s - T_o)$$

Y para la temperatura de salida:

$$T_s = \frac{K_o I}{1 + K_l} + T_o \quad (17a)$$

Lo que indica que se guarda una relación directa entre la radiación  $I$ , la temperatura ambiental  $T_0$  y la temperatura de salida.

$$T_s = K_2 I + T_0 \quad (18)$$

Repitiendo el procedimiento pero usando la ecuación 10 se obtiene:

$$T_c = \frac{A(\tau\alpha) - C_p T_s + (AU + C_p \dot{m}) T_0}{AU} \quad (19)$$

$U$  es el coeficiente de pérdidas antes de ser corregido. La ecuación 19 expresada a través de las constantes propias:

$$T_c = A_0 I - A_1 T_s + A_2 T_0 \quad (19a)$$

Si se reemplaza la temperatura de salida en la ecuación anterior se llega a:

$$T_c = A_3 I + A_4 T_0 \quad (20)$$

Se supuso lo siguiente:

- Que el cielo es una fuente térmica equivalente a un cuerpo negro, en lo que respecta a la radiación infrarroja, a una temperatura del cielo equivalente.
- Que la radiación sobre las rocas en el colector es uniforme.

$K_0$ ,  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  y  $A_4$  son constantes para un mismo colector, de las ecuaciones 18 a 20 se deduce la dependencia lineal entre los parámetros,  $T_0$ , y  $T_s$ , y  $T_c$  y se comprobó que las curvas guardan la tendencia de la relación entre los parámetros y están de acuerdo con los resultados experimentales lo que afirma al modelo.

### Función de temperatura

Se toma un elemento diferencial de aire en el interior del canal rectangular, Figuras 2, 3. Con un balance de energías involucradas (radiación solar, pérdidas de calor y aumento de entalpía del flujo de aire).

$$\dot{m} C_p (T_e - T_s) + \delta Q_R - \delta Q_p = \delta M C dT \quad (21)$$

En términos de flujos y para condiciones estables:

$$\dot{m} c (T_e - T_s) + (q_R'' - q_p'') w dx = 0 \quad (22)$$

$$-\dot{m} c \frac{dT}{dx} + [q_R'' - q_p''] w = 0 \quad (23)$$

Donde:  $\dot{m}$  representa el flujo másico de aire,  $C_p$  su calor específico,  $w$  el ancho del ducto,  $T$  la temperatura media del fluido a una distancia  $x$ ,  $q_R''$  es el flujo de radiación y  $q_p''$  las pérdidas de calor ambos por unidad de área, de la Figura 3.

De la ecuación 23 y 24.

$$-\dot{m} C_p \frac{dT}{dx} + w [F_c I \tau \alpha - U_c (T - T_0)] = 0 \quad (24)$$

Pero si  $\Delta T = T - T_0$ :

$$\frac{dT}{dx} = \frac{d\Delta T}{dx} \quad (25)$$

Haciendo los cambios en la ecuación y solucionándola se llega a:

$$\Delta T = T - T_0 = \frac{F_c I \tau \alpha}{U_c} \left[ 1 - C_p e^{\left( -\frac{w U_c x}{\dot{m} C_p} \right)} \right] \quad (26)$$

En la ecuación  $I_a = I \tau \alpha$  que se puede medir experimentalmente. Siendo  $\tau \alpha$  el producto transmitancia-absortancia ( $\tau \alpha$ ). La temperatura del aire a la salida del colector:

$$\Delta T = T_L - T_0 = \frac{F_c I \tau \alpha}{U_c} \left[ 1 - C_p e^{\left( -\frac{w U_c L}{\dot{m} C_p} \right)} \right] \quad (27)$$

Debido al calor acumulado en las rocas y a su valor de difusividad térmica es de esperarse un retraso entre las curvas de radiación y las

de temperatura de salida. De la ecuación 27:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{F_C I \tau \alpha}{m} e^{\left[ -\frac{w U_C}{m C_p} x \right]} \quad (28)$$

Y por lo tanto el calor utilizado hasta la distancia  $x$  es:

$$\overset{\circ}{Q}_{Ux} = \overset{\circ}{m} C_p \frac{dT}{dx} = C_p F_C I \tau \alpha e^{\left[ -\frac{w U_C}{m C_p} x \right]} \quad (29)$$

Y la función adimensional de calor absorbido es:

$$E_x = \frac{\overset{\circ}{Q}_{Ux}}{IA} = \frac{\overset{\circ}{m} C_p \frac{F_C \tau \alpha}{m} e^{\left[ -\frac{w U_C}{m C_p} x \right]}}{A} \quad (30)$$

$$= C_p \frac{F_C \tau \alpha}{A} e^{\left[ -\frac{w U_C}{m C_p} x \right]}$$

La temperatura del lecho de rocas  $T_{Cx}$  a partir de la ecuación del calor utilizado:

$$\overset{\circ}{Q}_{Ux} = -\overset{\circ}{m} C_p \frac{dT}{dx} \quad (31)$$

$$= w I \tau \alpha - w U (T_c - T_o)$$

Aprovechando la ecuación 28 y reemplazando en 31:

$$T_c = I \tau \alpha + U T_o + c_p \frac{F_C I \tau \alpha}{U w} e^{\left[ -\frac{w U_C}{m C_p} x \right]} \quad (32)$$

$A$  es el área expuesta del colector,  $F_c$  es el Factor de remoción de calor, se puede hallar en forma experimental y está dado por Márquez (Márquez, 1994). Adicionalmente se puede consultar los trabajos sobre el tema de Rodríguez (Rodríguez, 1999).

$$F = \frac{1 - e^{-U_o / GC_p}}{U_o / GC_p} \quad (33)$$

Donde  $U_o$  es el coeficiente global de pérdidas entre el fluido dentro del colector y el aire fuera de este. Se puede obtener experimentalmente midiendo las temperaturas de entrada y salida en el colector, la temperatura ambiente y el flujo de aire utilizando la siguiente ecuación [Incropera & De Witt 1996]:

$$\frac{T_s - T_o}{T_e - T_o} = e^{-U_o / GC_p} \quad (34)$$

Otras indicaciones y procedimientos se pueden hallar en los trabajos reportados de Santos y Queiroz (Santos & Queiroz, 2005), documentos del Servicio Nacional de Aprendizaje - Sena (Sena 1988) y Villalobos (Villalobos, 1995).

## Metodología

### Construcción del colector de prueba

El colector solar de prueba está hecho de materiales conseguibles fácilmente en las zonas rurales. La placa absorbente son rocas esferoides, pintadas de negro. Su diámetro se determina de acuerdo con el criterio Biot para que la resistencia interna sea casi despreciable. Para esferas de radio  $R$  y conductividad térmica  $K$  [2]:

$$Bi = \frac{h_c R}{K} \ll 1 \quad (35)$$

Con los valores del coeficiente de convección  $h_c$  típicos entre el lecho y el aire dentro del colector y conductividad de las rocas  $k$ , un diámetro menor a 3.5 cm está bien.

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección en el lecho de rocas con  $L/D < 10$ , el  $Nu_D$  es mayor al valor del número de Nusselt asociado con la región completamente desarrollada, entonces se calculó a partir de la siguiente expresión (Incropera & Wits 1996):

$$Nu_D = Nu_\infty \left( 1 + \left( \frac{D_h}{L} \right)^{0.7} \right) \quad (36)$$

Donde  $Nu_\infty$  es el número de Nusselt para regiones completamente desarrollada. Para el valor de  $D_h$  o diámetro equivalente (sección transversal del ducto por donde circula el aire) es de 1.3 m y la longitud del colector;  $L$ , el valor de 3.8 m.

El aislante por la parte de abajo es madera y fique, las rocas del lecho del absorbedor están pintadas de negro mate, para mejorar la emisividad. Lleva además un recubrimiento de plástico por la parte de abajo y los lados como barrera de vapor. La cubierta es de vinilo calibre 100.

Para la selección de la cubierta se le realizaron pruebas en un espectrofotómetro a varios materiales vinilos y plásticos (Figura 5) los cuales son de fácil consecución en zonas rurales. Se tomó la mejor relación absorbancia – transmitancia que correspondió a vinilo calibre 100.

### Prueba

Se colocaron un conjunto de sensores de temperatura (Figura 15) y se utilizó un sistema de adquisición de datos, DAS-8000 Desing instruments y el software Proasis, DCS-win; con este se tomaron las temperaturas de entrada, salida y ambiente, además se empleó un piranómetro del laboratorio cámara ambiental WHO de la Universidad del Valle para medir la radiación incidente, ventiladores que ayudan a mantener el flujo de aire constante y un anemómetro para medir la velocidad del aire en el colector. Se utilizó la prueba ASHRAE STANDARD 93-77, útil para evaluar colectores solares.

**Tabla 1.** Parámetros del colector solar de prueba

Parámetros del colector solar de prueba	
Largo del colector	3,8 m
Ancho del colector	0,55 m
Altura del colector	0,01 m
Emitancia placa absorción (pintura negra mate)	0,9
Emitancia del vinilo calibre 100 en el infrarrojo	0,85
Espaciamiento promedio entre lecho de rocas y el vinilo	0,025 m
Ángulo de inclinación del colector	14° (3.2.1)
Espesor del aislante por lados	0,02 m
Espesor del aislante por el fondo	0,025 m
Conductividad térmica del aislante por el fondo [1]	0.04 W/mK
Conductividad térmica del aislante por los lados	0.04 W/mK
Velocidad del viento	1 m/s
Temperatura del aire ambiente = temperatura firmamento	

## 8. Resultados

Las Figuras 6, a 9 muestran los resultados obtenidos del comportamiento de las temperaturas de: lecho de rocas, entrada y salida del aire y de la atmósfera, para diferentes horas del día y tres ensayos diferentes. Adjuntas están sus correspondientes curvas de radiación.

De la observación de las curvas 6 a 12 se ve que se cumple aceptablemente con las relaciones predichas por las ecuaciones 18 y 20, lo que confirma la validez del modelo estable para el colector de lecho de rocas analizado.

Para el cálculo de las temperaturas: de salida  $T_s$  y la temperatura del aire a lo largo del colector  $T$ , se usaron las ecuaciones 26, 27 y 32, del modelo estacionario y estos datos se compararon con los obtenidos



experimentalmente que aparecen en los gráficos 6 a 12. Una conclusión importante es que el modelo cumple y por lo tanto la ecuación de temperatura del lecho de rocas (ecuación 32),  $T_c$ , deducida a partir de 26 a obtener la temperatura en función de  $x$ , también es válida.

El fluido elevó la temperatura en la medida que avanza a lo largo del canal dentro del ducto (dirección  $x$ ) del colector, tendiendo a igualarse con la temperatura de las rocas en una longitud infinita (Figura 13). El aumento sigue una pendiente decreciente, lo que sugiere un largo óptimo del colector a partir del cual el aumento de la temperatura de salida cesa y cualquier longitud subsiguiente no tiene objeto.

## 9. Conclusiones

Los resultados comprobaron que el modelo estable es ampliamente aceptable. La comparación de las curvas experimentales y las obtenidas con el modelo confirman que éste sirve aceptablemente para describir el comportamiento real. Las temperaturas  $T_s$  y  $T_c$  de salida del aire y del lecho de rocas se relacionan mediante un factor con la radiación  $I$  y la temperatura del aire atmosférico  $T_o$ .

Se hizo un análisis del colector solar con lecho de rocas en el absorbedor en términos de transferencia de calor, se logró determinar un modelo matemático que describe la relación de la temperatura a lo largo del colector en cuanto a la geometría y radiación incidente sobre este, se recurrió a un modelo matemático sencillo y práctico. Se pudo verificar que el modelo estuvo cerca del modelo experimental con una desviación promedio de temperatura en las pruebas de  $3,2\text{ }^\circ\text{C}$  y con un error relativo de  $8\%$ , lo cual lo hace utilizable para diseñar la geometría de colectores solares

con estas mismas características, para unos requerimientos específicos de operación.

Habiendo comprobado la validez del modelo dentro de un razonable riesgo, se dibujó a partir de la ecuación 26 los perfiles de temperatura en función de la longitud del colector. De su análisis se concluyó que:

- Como el aire fluye en un área aproximada de  $0.033\text{ m}^2$  los flujos de aire mostrados son bajos, si se requiere aumentar el flujo de aire sin llevar a pérdidas en la temperatura de salida del colector se debe aumentar el ancho de este, o bien el largo, con un límite, (Figuras 13 y 14).
- La Figura 13, construida con la ecuación 26 del modelo sugiere que este colector solar no sería bueno de construirse de longitud mayor a  $7\text{ m}$ , ya que después de esta longitud el aumento de temperatura por cada metro de colector tiende a tener un  $70\%$  menos de incremento de temperatura que en los primeros metros de este.
- Se confirma la validez del modelo matemático con los resultados experimentales, quedando como producto de la investigación unas ecuaciones de diseño térmico para este tipo de dispositivo. Un manejo matemático sencillo permitirá determinar el coeficiente  $U_c$  a partir de varios ensayos sobre modelos reales.
- Si el modelo propuesto se ha cumplido para la temperatura de salida entonces las ecuaciones derivadas de ella usando los mismos supuestos también valen y pueden servir para obtener la temperatura superficial del lecho de rocas  $T_c$  en función de  $x$  (ecuación 32) y las dimensio-

nes del colector y pueden usarse para su dimensionamiento (ecuaciones 29 y 30).

- Con el modelo validado, puede servir para el diseño de los colectores planos con lecho de rocas, - de este tipo en que el área **A** aparece como el parámetro a encontrar. ⚙️

### Bibliografía

- [1] Restrepo, A. H., & Burbano, J. C. (2005). Disponibilidad térmica solar y su aplicación en el secado de granos. *Scientia et Técnica* (27)127 – 132.
- [2] Inci, T., & Dursun, P. (2001). Mathematical modelling of solar drying of apricots in thin layer. *Food Engineering* (55)209-216.
- [3] Fonseca, S. & Bergues, C. (2002). Estudio del la cinética del secado de granos en el prototipo de secador solar. *Análisis de los resultados. Tecnología química*22 (2)59-64.
- [4] Rodríguez, J. (2005). Calidad en el secado de granos. *Trigo* 2005.
- [5] Rodríguez, S., & Abdala, L., & Fernández, V., (2003). Estudio comparativo del secado solar del café en plazoletas tradicionales y enegrecidas. *Tecnología Química* 23(3)48-54.
- [6] Vélez, M. & Bustillos, A. E. & Álvarez, J (2002). Secador solar parabólico modificado para el control de la broca del café. *Avances técnicos Cenicafé* (306)
- [7] Bennamoun, L. & Behamri, A. (2002) Design and simulation of solar dryer for agriculture products. *Journal of food engineering* 59,259-266
- [8] Sarsavadia, P.N. (2006). Devenlopment of a solar-assisted dryer and evaluation of energy requieriment for drying of onion. *Renewable energy* 32, 2529-2547.
- [9] Karim, M. A. &Hawllader, M. N. (2004). Development of solar air collectors for drying applications. *Energy conversion & management* 45, 329-344.
- [10]Cabrera, G., & Muñoz, D., (2007). El fique como aislante térmico. *Biotecnología en el sector Agropecuario y Agroindustrial*5 (1), 9-16.
- [11]Marquez A., H., (1994). Colectores solares de placa plana, Universidad Autónoma de Colombia.
- [12] Rodríguez, H., & González, F., (1992). Manual de radiación solar en Colombia. Departamento de física Universidad Nacional de Colombia.
- [13]Incropera F. & De Witt D. (1996). Fundamentos de Transferencia de Calor. Pearson.
- [13a] Incropera F. & De Witt D. (1996). Fundamentos de Transferencia de Calor. Pearson.
- [14]Santos, B. & Queiroz, M., & Borges, T., (2005). A Solar collector design procedure for crop drying. *Brazilian Journal of Chemical Engineering* 22(02).
- [15]Servicio Nacional de Aprendizaje (SENA) Colombia (1988), Colector solar de placa plana. Servicio Nacional de Aprendizaje (SENA) 41.
- [16] Villalobos, J., (1995.) Notas sobre el curso de energía solar. Departamento de procesos tecnológicos e industriales, Tlaquepaque, Jalisco.
- [17] The American Society of Heating (1986.), Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc, Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors. The American Society of Heating.

## Figuras

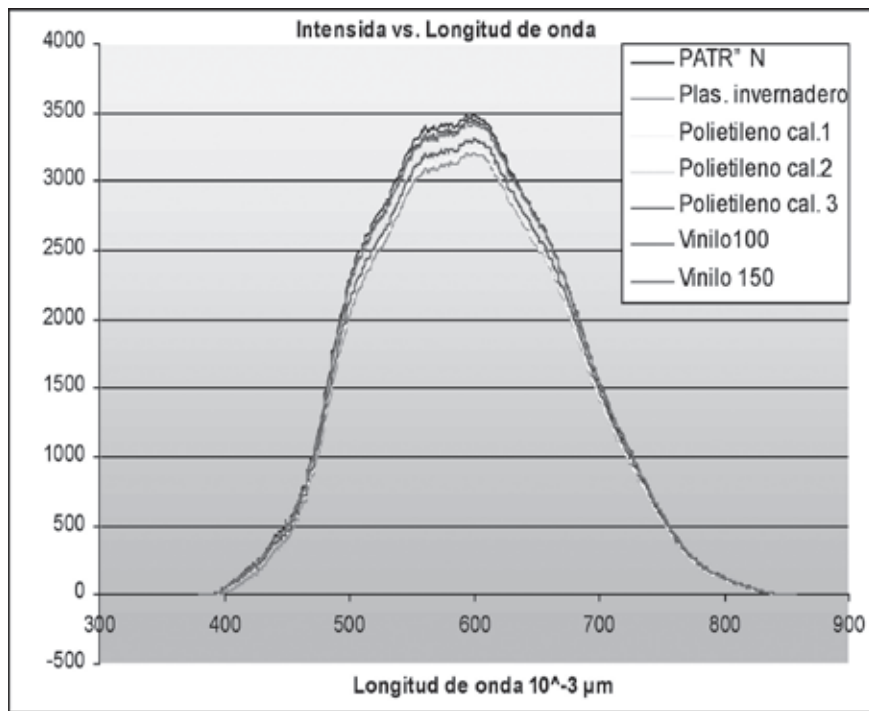


Figura 5. Diferentes materiales para la cubierta sometidos a una prueba con un espectrofotómetro.

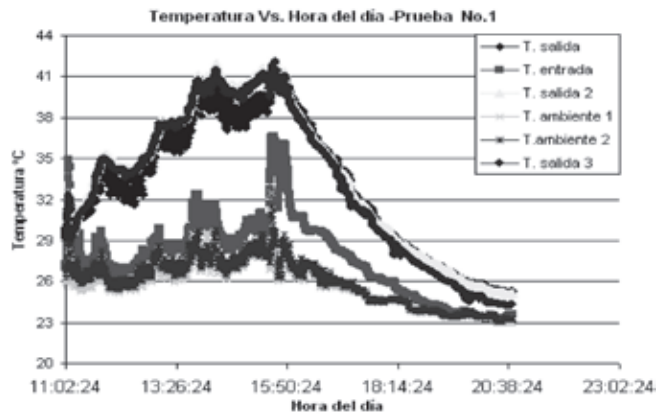


Figura 6. a) Temperatura versus Hora del día prueba 1

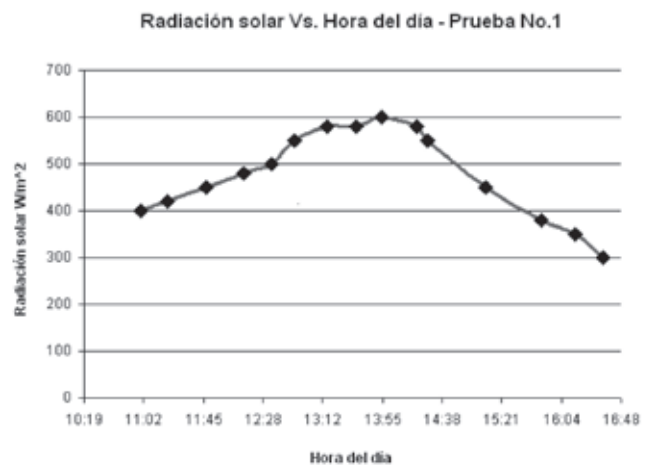


Figura 6. b) Radiación versus Hora del día prueba 1

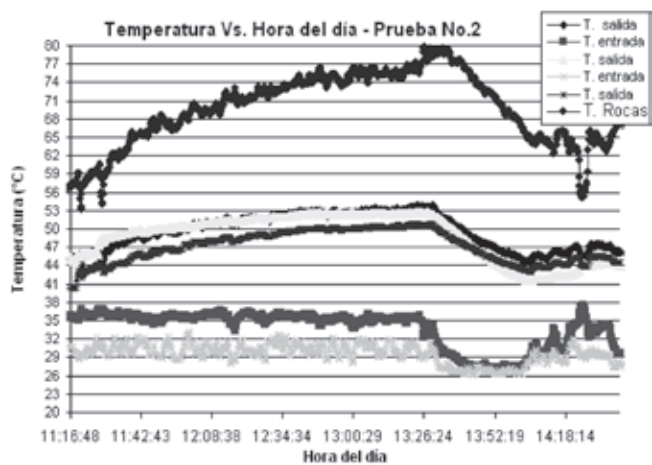


Figura 7. a) Temperatura versus Hora del día prueba 2

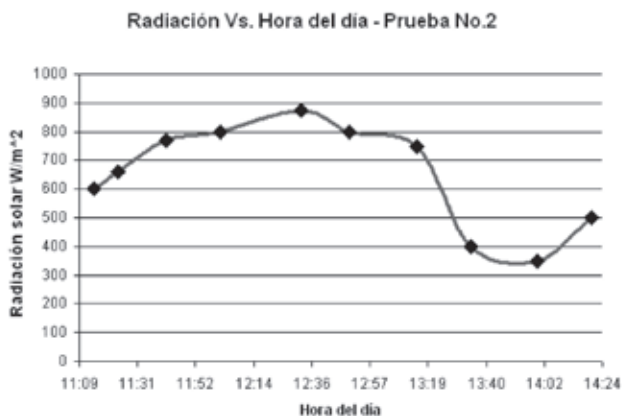


Figura 7. b) Radiación versus Hora del día prueba 2

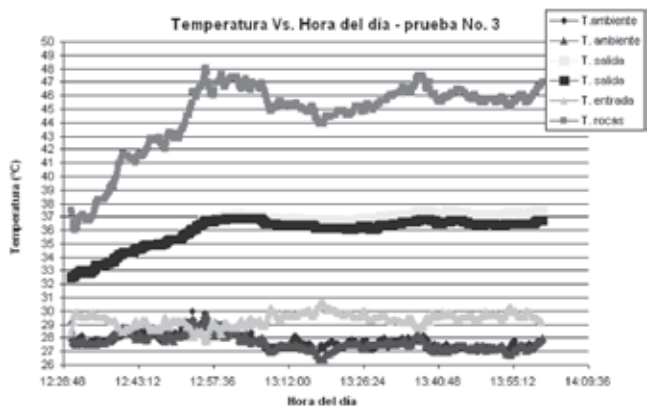


Figura 8. a) Temperatura versus Hora del día prueba 3

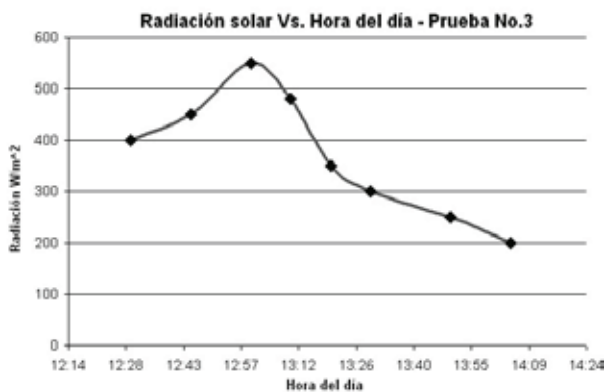


Figura 8. b) Radiación versus Hora del día prueba 3

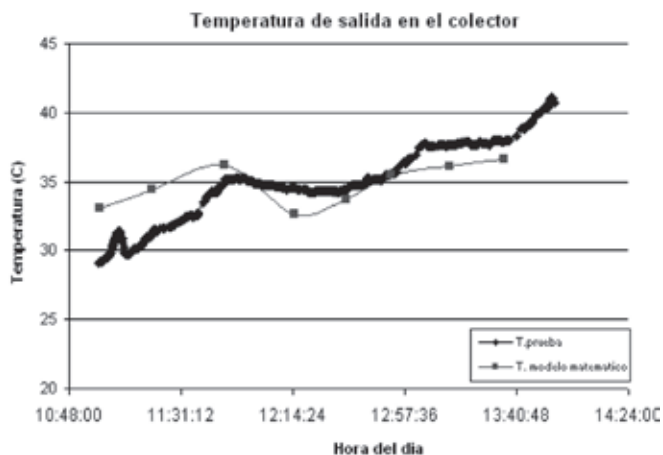


Figura 9. Temperatura a la salida del colector de la prueba, comparada con la predicha por el modelo Prueba 1

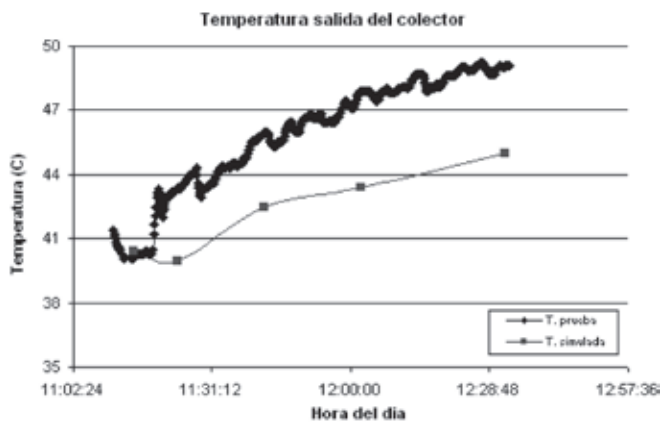


Figura 10. Temperatura a la salida del colector de la prueba, comparada con la predicha por el modelo. Prueba 2.

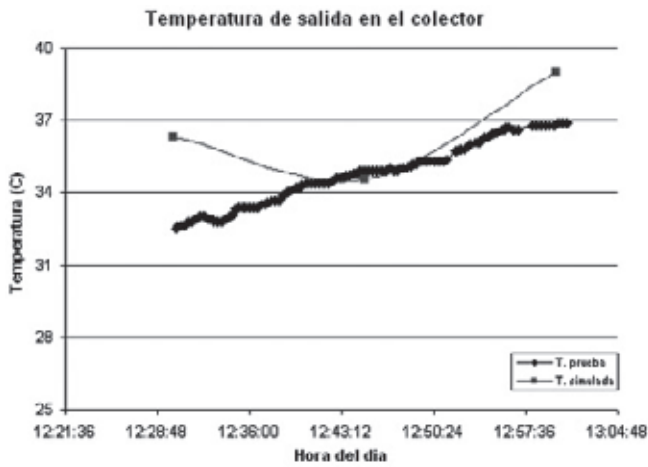


Figura 11. Temperatura a la salida del colector de la prueba, comparada con la predicha por el modelo. Prueba 3.

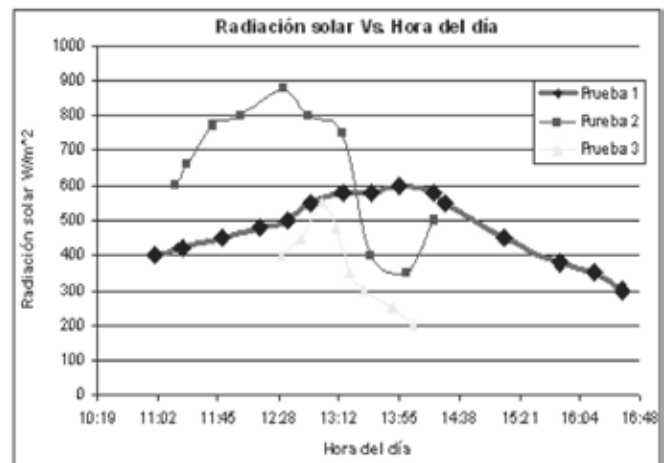


Figura 12. Radiación solar para diferentes horas del día.

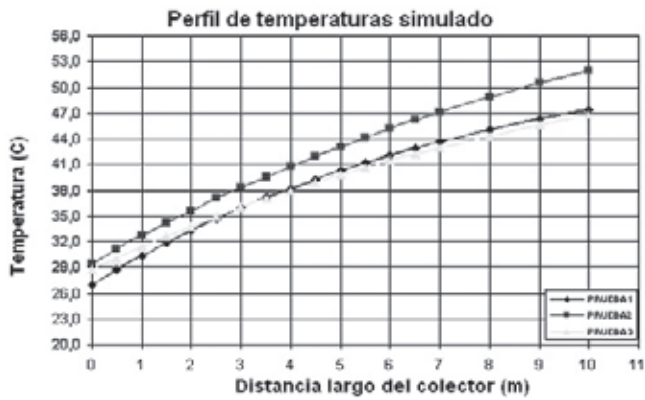


Figura 13. Temperatura a la salida del colector para diferentes longitudes del colector versus L (largo del colector).

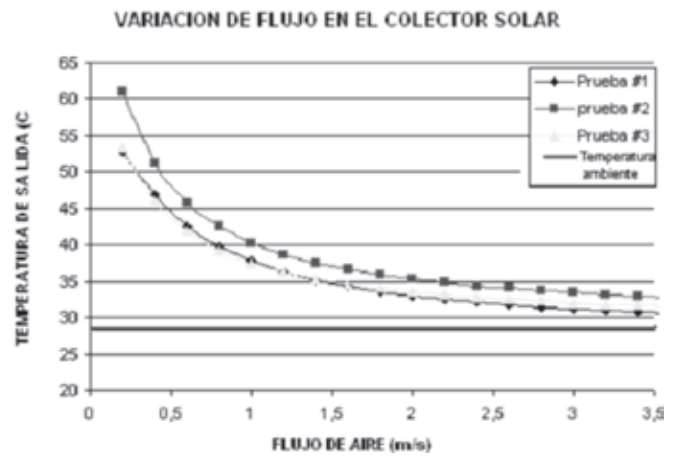


Figura 14. Radiación solar I en las tres pruebas.



Figura 15. Ubicación de los sensores de temperatura en las tres pruebas.