

## **SIMULACION DE UN SECADERO SOLAR TENDALERO TUNEL. CARACTERIZACION Y OPTIMIZACION#**

A. Iriarte<sup>1</sup>, C. Rodríguez, S. Bistoni, y M. Hall<sup>2</sup>  
Grupo de Energías Renovables Catamarca, INENCO – CONICET  
Facultad de Ciencias Agrarias, Universidad Nacional de Catamarca  
M. Quiroga N° 93, 4700 – Catamarca, Argentina. [iriarteadolfo@gmail.com](mailto:iriarteadolfo@gmail.com)

*Recibido 18/08/14, aceptado 29/09/14*

**RESUMEN:** El secadero solar tendalero túnel es una innovación respecto a los tendaleros tradicionales que usan los pequeños productores para secar sus productos agrícolas. Este tipo de secadero está constituido por un colector solar y una cámara de secado. En el presente trabajo se describe el modelo térmico del colector y el higrotérmico del secadero utilizando el software Día. La simulación numérica, mediante el SIMUSOL, permite realizar la caracterización y optimización del secadero. Se muestra la variación de la temperatura máxima del aire a la salida del colector para diferentes longitudes y su relación con el costo, como así también, la eficiencia térmica para diferentes configuraciones. Respecto al proceso de secado, se muestra la curva de secado para diferentes flujos máxicos de aire. Los resultados de la simulación muestran las distintas opciones para optimizar el sistema de secado en función de sus dimensiones y de su costo de construcción.

**Palabras Clave:** secadero convección forzada, optimización secadero, modelo de simulación secadero

### **INTRODUCCIÓN**

El secado de productos agrícolas, en especial las especies aromáticas, tienen un potencial importante para la comercialización en los mercados locales y de exportación. En particular, en Catamarca y el NOA, una gran cantidad de especies y producciones agrícolas tradicionales se pierden cuando la oferta es abundante y los precios son bajos, por lo que los productores no obtienen un retorno adecuado por su trabajo. En esta región la mayor parte de los productos se comercializan en fresco o secados con métodos tradicionales, tipo exposición directa en el suelo o sobre tendaleros de cañizo. Este tipo de secado no puede ser controlado y la calidad no es buena, lo que condiciona la venta de los mismos.

Los sistemas de secado solar deben estar correctamente diseñados para lograr rendimientos satisfactorios y una buena calidad de los productos. Hay parámetros básicos, tales como: dimensiones, temperatura, humedad relativa, velocidad de flujo de aire y características de los productos a secar, que deben tenerse en cuenta a la hora del diseño.

El desarrollo de un modelo de simulación es una herramienta muy útil para predecir el desempeño de los sistemas de aprovechamiento de energía solar. En el caso de los secaderos solares la simulación puede servir para optimizar las dimensiones, tanto para el colector como para el secadero y de ambos en conjunto.

Los secadores solares correctamente diseñados no sólo pueden cumplir con los requisitos específicos de secado de cultivos de interés, sino también aumentar la eficiencia energética y la conservación poscosecha, etapa importante en las prácticas agrícolas. Los modelos de simulación juegan un papel muy importante para resolver el problema del secado de productos agrícolas en forma eficiente y con un uso racional de energía.

Los numerosos ensayos realizados en distintos países, especialmente en el continente asiático y los realizados por nuestro grupo, han demostrado que para diferentes condiciones climáticas y distintos productos, tales como frutas, verduras, especies aromáticas y medicinales, se puede secar correctamente en el secadero solar tendalero túnel. Algunos de estos estudios discuten distintos prototipos y modelos de simulación sobre el proceso de secado y el comportamiento de secaderos solares, así como estudios experimentales de capa delgada de pimiento para pimentón (Vengaiyah P y Pandey J, 2007; Condori 2001, Iriarte et al. 2012). Kaymak Ertekin (2002) desarrolló un modelo que describe el mecanismo de secado de pimiento verde (variedad Charleston) y pimientos rojo, también ha investigado los efectos de las variables como la velocidad del aire y la temperatura.

Akpinar et al. (2003) y Tunde-Akintunde et al. (2005) han realizado investigaciones sobre el comportamiento higrotérmico de la capa delgada del secado de pimiento rojo en rodajas, en un secador de tipo convectivo con modelos matemáticos de una capa delgada. Hossain et al. (2005) describen el proceso de optimización de un secadero túnel para pimiento chile, en función

---

# Parcialmente financiada por UNCa, PFIP, INTA

<sup>1</sup> Investigador del CONICET

<sup>2</sup> Investigador del INTA

de los costos. Se advierte que hay poca información bibliográfica disponible sobre el proceso de secado en capa fina o monocapa en secaderos solares que funcionan en convección forzada (Kavak Akpinar et al., 2008).

El objetivo principal de este trabajo es estudiar mediante un modelo matemático las características del secado de productos agrícolas en capa fina o delgada en un secadero solar tendalero túnel en convección forzada. Se presenta el modelo térmico del sector colector y el higrotérmico del sector secadero, realizando la caracterización del comportamiento térmico del sector colector para diferentes dimensiones de la cámara de flujo de aire, determinándose la eficiencia en función de la relación diferencia de temperatura entre la entrada y salida con la radiación incidente ( $\Delta T_a/I$ ). Como una forma de optimizar el sistema, se analiza la variación del tiempo de secado para diferentes flujos de aire y el costo por unidad de agua extraída por día en función del área de colección.

## DESCRIPCIÓN DEL SECADERO SOLAR

El secadero consiste en un tendalero de 0,80 m de alto, 1,80 m de ancho y 10 m de largo, dividido en dos partes; una parte es el colector solar y la otra el secador, ambas están en el mismo plano.

El primer sector del colector (1,80 m x 5m), por donde entra el aire del exterior, tiene una lámina de plástico negro como placa colector. El segundo sector (1,80 m x 5 m) inicia donde termina el colector y se ubican las bandejas. Por debajo de estas, a 0,20 m se ha colocado un plástico negro para cerrar el canal de flujo. La primera cubierta del sistema colector – secador es semicircular de plástico transparente UV térmico. La segunda cubierta es plana y está 0,20 m de la placa colector. El aire circula por el canal que queda formado entre ésta cubierta y la placa. El sistema tendalero colector y tendalero secadero se muestra en la Fig. N° 1.

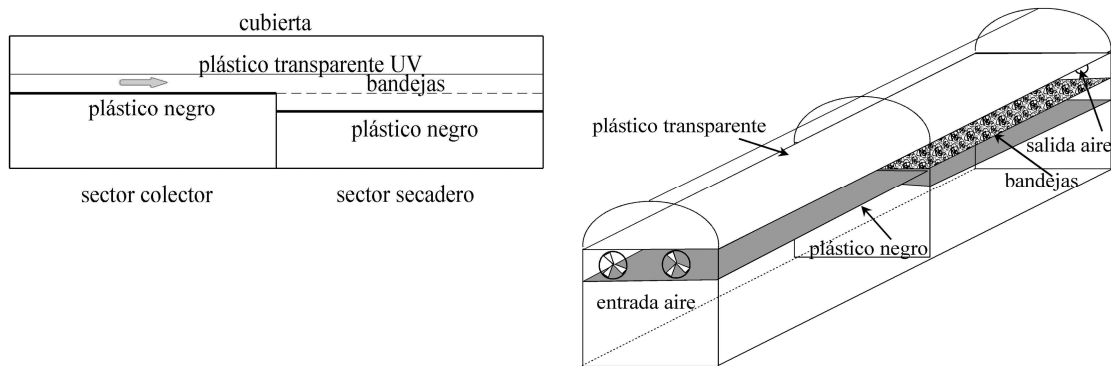


Figura. 1. Corte y vista del secadero tendalero túnel

En el piso del tendalero se colocó un plástico negro para evitar el crecimiento de pasto; sobre el mismo se pusieron piedras pintadas de negro para acumular parte del calor que gana el sistema en la parte inferior. Los laterales del túnel están cubiertos por plástico transparente. El producto se ubica sobre bandejas construidas con marco de madera y media sombra. La carga y descarga se realiza por los costados del módulo de secado, donde se disponen de tapas de madera que cierran el ingreso de las bandejas. El aire ambiente es forzado a circular mediante dos ventiladores axiales de 45 W cada uno, los que se ubicaron en la pared Este del colector, actuando como impulsores del aire.

## ANÁLISIS TEÓRICO

A los efectos del modelo higrotérmico del sistema de secado se consideran las siguientes suposiciones:

- La temperatura es constante a lo ancho del colector. Se trabaja con un modelo unidimensional.
- El producto ubicado en el túnel solar se seca con un espesor de capa única o capa delgada y el aire caliente pasa por encima. La temperatura de la cama del producto es la misma arriba y debajo del mismo.
- La superficie de los laterales tienen solo pérdidas de calor de tipo convectiva.
- La pérdida de carga dentro del sistema es despreciable.
- El colector no tiene pérdidas de aire por infiltraciones al ambiente exterior.
- Se considera despreciable la masa de las cubiertas transparentes de plástico, por lo que no existe acumulación de energía en las mismas.
- Se considera despreciable la transferencia de calor por conducción a lo largo de la longitud de la placa absorbidora.
- El coeficiente convectivo exterior se tomó como  $h_w = 2.8 + 3 \cdot V$  (Duffie y Beckman, 1991).
- Los coeficientes convectivos entre la placa absorbidora, cubiertas y laterales son fijos, calculados para cada velocidad de aire.
- El circuito que representa el intercambio higrotérmico considera la transferencia de vapor de agua desde la superficie del producto al aire circundante.

### Balance en el colector

\* Cubierta 1

$$h_{c,c1-ax}(T_{c1} - T_{aex}) + h_{r,c1-sk}(T_{c1} - T_{sk}) + h_{c1-ai}(T_{c1} - T_{ai}) - h_{r,c2-c1}(T_{c2} - T_{c1}) = I_{c1} \quad [1]$$

\* Cubierta 2

$$h_{c,c2-ai}(T_{c2} - T_{ai}) + h_{r,c2-c1}(T_{c2} - T_{c1}) + h_{c,c2-f}(T_{c2} - T_f) - h_{r,p-c2}(T_p - T_{c2}) = I_{c2} \quad [2]$$

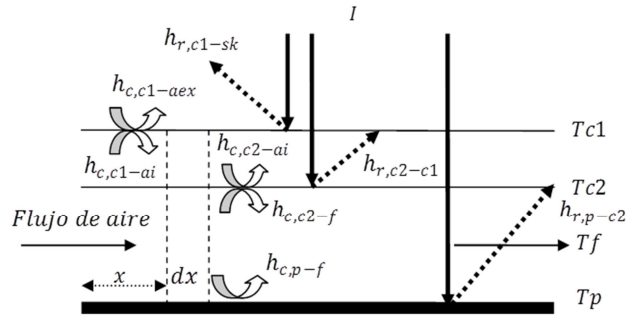


Figura 2. Esquema del balance en el colector

\* Placa colectorora

$$h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{r,p-c2}(T_p - T_{c2}) = I_{p0} \quad [3]$$

Se aclara que los intercambios radiativos entre placa y cubiertas con el cielo no se incluyen por ser demasiado pequeñas al tener doble cubierta. Según las mediciones experimentales realizadas sobre los plásticos especiales LDT la transmitancia de onda larga infrarroja es del orden del 40 % (Saravia et al, 1990).

\* Flujo de aire en el colector

$$B G C_{p,f} \frac{dT_f}{dx} = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + h_{c,c2-f}(T_{c2} - T_f) \quad [4]$$

### Balance en el secadero

Para el balance en el sector correspondiente al secadero se puede utilizar la Fig. 2, suponiendo que la placa es sustituida por la cama de producto a secar, que la representamos con  $p_o$

\* Cama de producto

$$\begin{aligned} & (m_{p0} C_{p,p0} + m_{p0} C_{p,w} M) \frac{\partial T_{p0}}{\partial t} - (m_{p0} C_{p,v} - m_{p0} C_{p,l}) T_{p0} \frac{\partial M}{\partial t} - m_{p0} L_{p0} \frac{\partial M}{\partial t} + h_{c,p0-f}(T_{p0} - T_f) + \\ & + h_{r,p0-c2}(T_p - T_{c2}) = S_3 \end{aligned} \quad [5]$$

\* Flujo de aire sobre cama de producto

El cambio de la entalpia del aire es igual al calor transferido por convección en el producto y el calor suministrado al aire para que se evapore el agua.

$$m_f v_f (C_{p,f} + C_{p,v} H) \frac{\partial T_f}{\partial t} = h_{c,c2-f}(T_{c2} - T_f) + h_{c,p0-f}(T_{p0} - T_f) \quad [6]$$

\* Intercambio de masa

La cantidad de agua perdida por el producto es igual a la cantidad de agua ganada por el aire

$$\rho_{p0} dx \frac{\partial M}{\partial t} dt = B G \frac{\partial H}{\partial x} dx dt \quad [7]$$

La ecuación de secado:

$$\frac{dM}{dt} = k(M - M_e) \quad [8]$$

## MODELO DE SIMULACIÓN

### Descripción del modelo

El modelo utilizado se basa en la analogía existente entre los procesos térmicos y los eléctricos. En primer lugar se identifican los nodos y se conectan con elementos eléctricos representativos de los distintos fenómenos térmicos. Los coeficientes de pérdidas de calor se calculan como resistencias térmicas y se representan por resistencias eléctricas: RD para las pérdidas conductivas, RV para las pérdidas convectivas y RR para las radiativas. Los flujos de calor (JQ) y los flujos asociados a flujos de masa (JM) se representan por fuentes de corriente. La acumulación de calor sensible se esquematiza mediante capacitores (C) y las fuentes de tensión (E) representan valores de temperatura conocidos. Para determinar el valor de la temperatura en un nodo se utiliza como termómetro una fuente de corriente (JT) de valor nulo entre el nodo y tierra. El valor de la temperatura se mide con la diferencia de potencial de la fuente (VJT).

En las Fig. 2 y Fig. 3 se muestran los esquemas en corte transversal de los diferentes elementos que constituyen el colector y la cámara de secado, mientras que en las Fig. 4 y Fig. 5 se muestran representaciones graficas de estos elementos dentro del SIMUSOL y la forma de interacción entre cada uno de ellos.

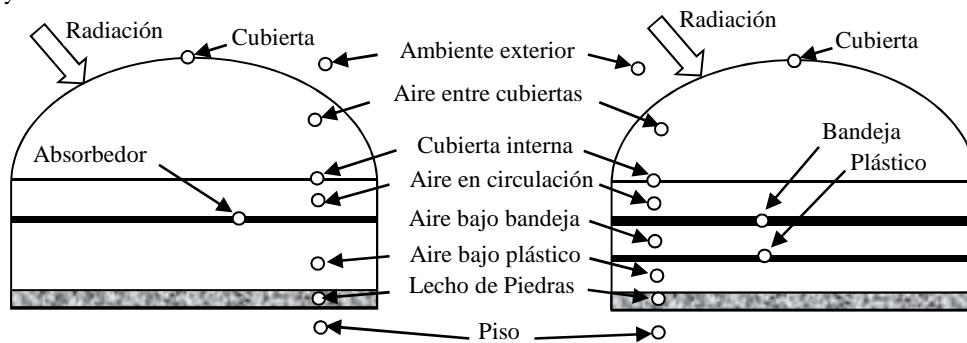


Figura 2: Esquema en corte transversal del colector

Figura 3: Esquema en corte transversal de cámara de secado

Para simular el proceso de secado con el programa SIMUSOL, tanto el colector como la cámara de secado se dividieron longitudinalmente en 3 partes iguales conectadas mediante fuentes de flujo (J1c, J2c y J3c, para el colector y J3s, J4s y J6s, para la cámara de secado). Por razones de espacio, en este trabajo solo se muestran en detalle las primeras partes de cada circuito, que representan las interacciones que se producen a las entradas de cada zona y se indican solo los elementos térmicos de la última parte de cada una de ellas. Los cuadros mediante los cuales se introducen los datos y las instrucciones necesarias para el funcionamiento del programa corresponden a los circuitos completos.

El colector conformado por un film de plástico negro de 150  $\mu$  (5c) como placa colectora y doble cubierta de plástico transparente en la parte superior, representadas por las cubiertas (2c) y (4c), Fig. 4. Entre la cubierta interna (2c) y la externa (4c) se encuentra una masa de aire (3c) que intercambia energía con ambas cubiertas mediante las resistencias convectivas (2c) y (3c), también con el exterior mediante (3ch). El aire que circula por el interior del colector está representado por el nodo (1c). Su temperatura a la entrada está dada por la fuente (E1) asociada a una tabla de datos meteorológicos. El intercambio térmico entre el aire de circulación y la cubierta interna del colector está indicado mediante la resistencia convectiva (1c) y hacia el ambiente exterior por los laterales, mediante (1ch).

La radiación solar que llega a las cubiertas y al absorbedor está representada por las fuentes (R1, RI y R3, asociadas a tablas con valores reales obtenidos experimentalmente). El intercambio radiativo entre la placa y la cubierta interna está dado por la resistencia (5cR). Similar intercambio se produce entre la cubierta exterior y el ambiente externo, representado por (4cR), considerándose además las pérdidas convectivas (4c).

Al calentarse el absorbedor, intercambia energía tanto con el aire que circula por su superficie superior como con el aire que se encuentra debajo del mismo mediante (1cv) y (5c) respectivamente. Esta masa de aire interactúa con el lecho de piedras por medio de (6cv), aunque también pierde por las paredes laterales hacia el ambiente (6c). Parte de la energía que llega al lecho de piedras es transferida hacia el piso del colector y desde este último una fracción se transfiere a la tierra, proceso representado por las resistencias conductivas (7c) y (8c). El aire que está contenido entre las cubiertas y bajo del absorbedor, el lecho de piedras y el suelo, transfieren una parte de la energía recibida, el resto se acumula provocando cambios en las temperaturas de cada uno de estos elementos. Para considerar esta situación se incorporan los acumuladores (1c), (3c), (6c), (7c), (8c) respectivamente.

En la Fig. 5 se muestra el modelo del circuito para la cámara de secado. Los principales elementos constitutivos de la misma son: el nodo (1cp) que representa la bandeja para carga del producto, el nodo (2ca) a la cubierta interna, el (4ca) a la cubierta externa, el (5ca) al cerramiento de plástico negro de la parte inferior, la cama de piedras (7ca), el suelo o piso de la cámara (8ca) y la tierra (9ca), además el ambiente exterior (A1). Entre estos elementos se intercalan algunos nodos, para estudiar el comportamiento del aire que está circulando sobre el producto (1ca), la masa de aire existente entre ambas cubiertas en la parte superior (3ca), entre la bandeja y el plástico negro (2cp), además del comprendido entre el plástico negro y el lecho de piedras (6cp) en la parte inferior. En este circuito se indican también las pérdidas hacia el exterior, mediante las resistencias convectivas (4ca), (3cah), (1cah) y (6cah).

De igual manera que con el colector se indican los intercambios térmicos mediante procesos convectivos, conductivos o radiativos entre los diferentes elementos. Se incluye también el aporte de energía por la radiación solar (R4) y (R4a) sobre las cubiertas exterior e interior y sobre el plástico negro (R6). La acumulación de energía en el aire, en el lecho de piedras y en el piso de la cámara, está considerada con la incorporación de los acumuladores (3ca), (1ca), (2ca), (6ca), (7ca) y (8ca). El aire caliente que sale del colector es introducido en la cámara de secado mediante la fuente (Cs) en el nodo (1cs), su desplazamiento a través del producto está dado por las fuentes (3s), (4s) y (6s).

El proceso de intercambio térmico y pérdida de humedad del producto están representados en dos circuitos independientes pero relacionados con el principal por intermedio de los nodos (1s2) y (WP). En la primera, el elemento producto representado por el nodo (P2) recibe energía proveniente de la radiación solar (Rp2) y también desde el aire caliente (1s2) que está circulando sobre la bandeja, mediante un proceso convectivo indicado con (Pa2), esto produce evaporación de la humedad superficial y cambios en su temperatura; como la masa del producto constituye un acumulador, se introduce el componente (P2).

En el circuito de pérdida de humedad, se considera la humedad inicial que posee tanto el producto como el aire que circula por el secadero y las variaciones en su contenido durante el proceso de secado a causa de la interacción entre ellos. Los valores iniciales son introducidos para el aire mediante la fuente (HP) asociada a una tabla con datos meteorológicos y para el producto mediante el valor de su peso húmedo.

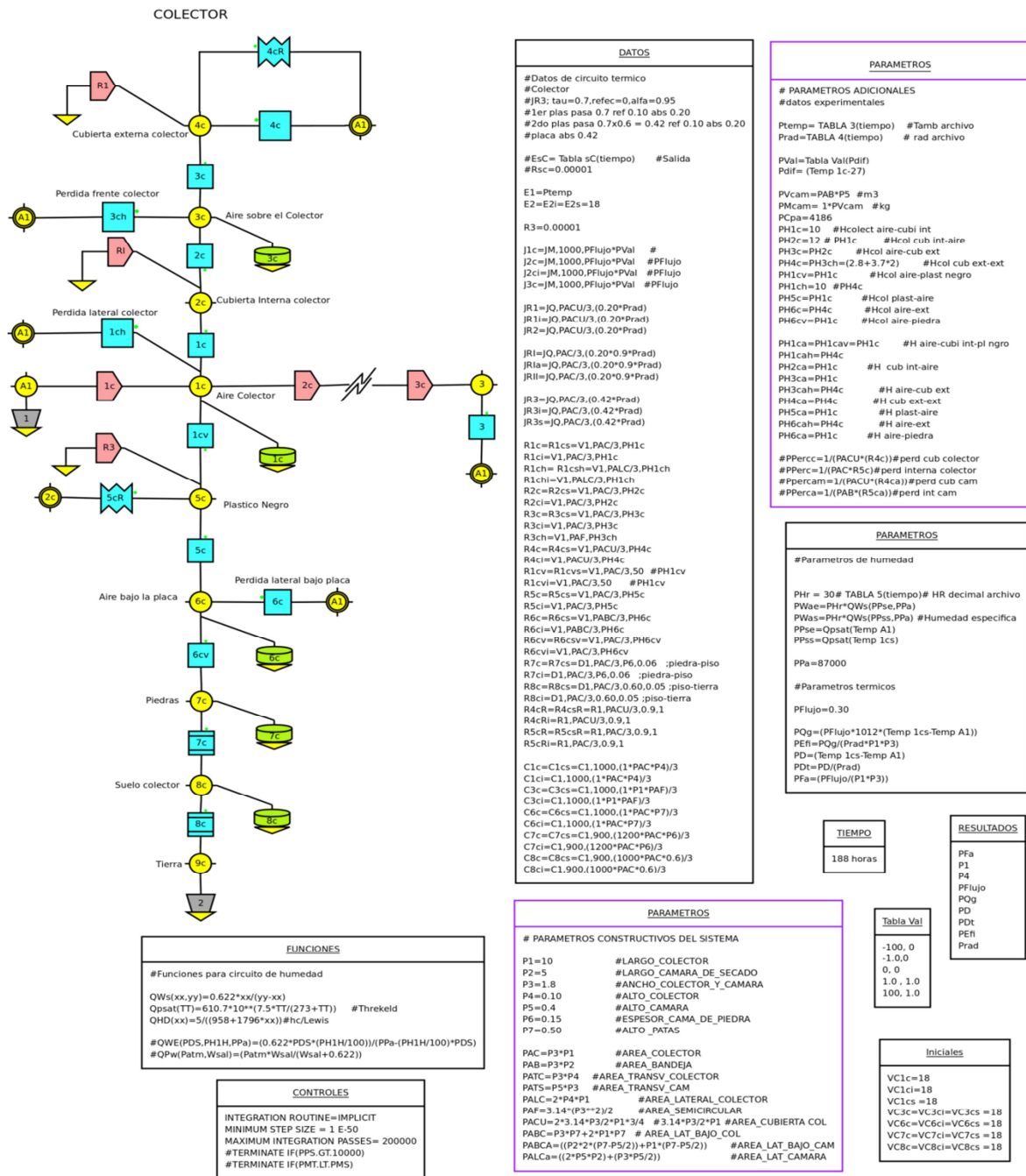


Figura 4. Circuito para simulación del colector, datos, parámetros, funciones y demás instrucciones para SIMUSOL

### Sistema de medición utilizado

Para la medición de la temperatura y la humedad en el interior del secadero se utilizaron Data Logger tipo HOBOS inalámbricos con sensores externos "smart sensor" que permite medir temperatura en el rango de -40 °C a 75 °C (precisión de ± 0,2°C, resolución de 0,02°C) y humedad relativa del aire entre 10 - 90 % (precisión de ± 2,5 %, resolución de 0,1 %). Los sensores para medir temperatura son termistores y para la medición de humedad son semiconductores HUM-RHPCB. Ambos están en una sola unidad contenidos por una funda de PVC modificado con una membrana de poliéster sulfona hidrofóbica (PES). También se usaron Data Logger tipo HOBOS U12 con sensores internos y externos; temperatura (± 0,5 °C) y humedad (±1%). Los sensores de temperatura y humedad del aire se ubicaron a lo largo del sistema en la dirección del flujo en tres puntos del colector y en tres del secadero. Los registros se tomaron cada 15 minutos, durante el proceso de secado.

La radiación solar exterior se midió con un piranómetro horizontal Kipp&Zonen (± 5 %), y sobre la cubierta 1, cubierta 2 y sobre la placa colectora con piranómetros LICOR 200SA (± 5 %), durante un día de secado. Las variables atmosféricas se

determinaron con una estación meteorológica instalada en el lugar de la experiencia. La velocidad del flujo de aire se midió con un "anemómetro de hilo caliente", marca TSI 1650 ( $\pm 0,05 \text{ m s}^{-1}$ ), en diferentes puntos en dirección longitudinalmente y transversalmente. Las muestras se pesaron con una balanza electrónica (Mettler  $\pm 0,1\text{g}$ ) y la pesada inicial y final de todo el producto con una balanza de plato ( $\pm 1 \text{ g}$ ). El peso seco del producto se obtuvo llevando una muestra a estufa a  $102 \text{ }^\circ\text{C}$  hasta obtener peso constante. La variación de peso del producto durante el secado se realizó mediante el pesaje periódico de muestras.

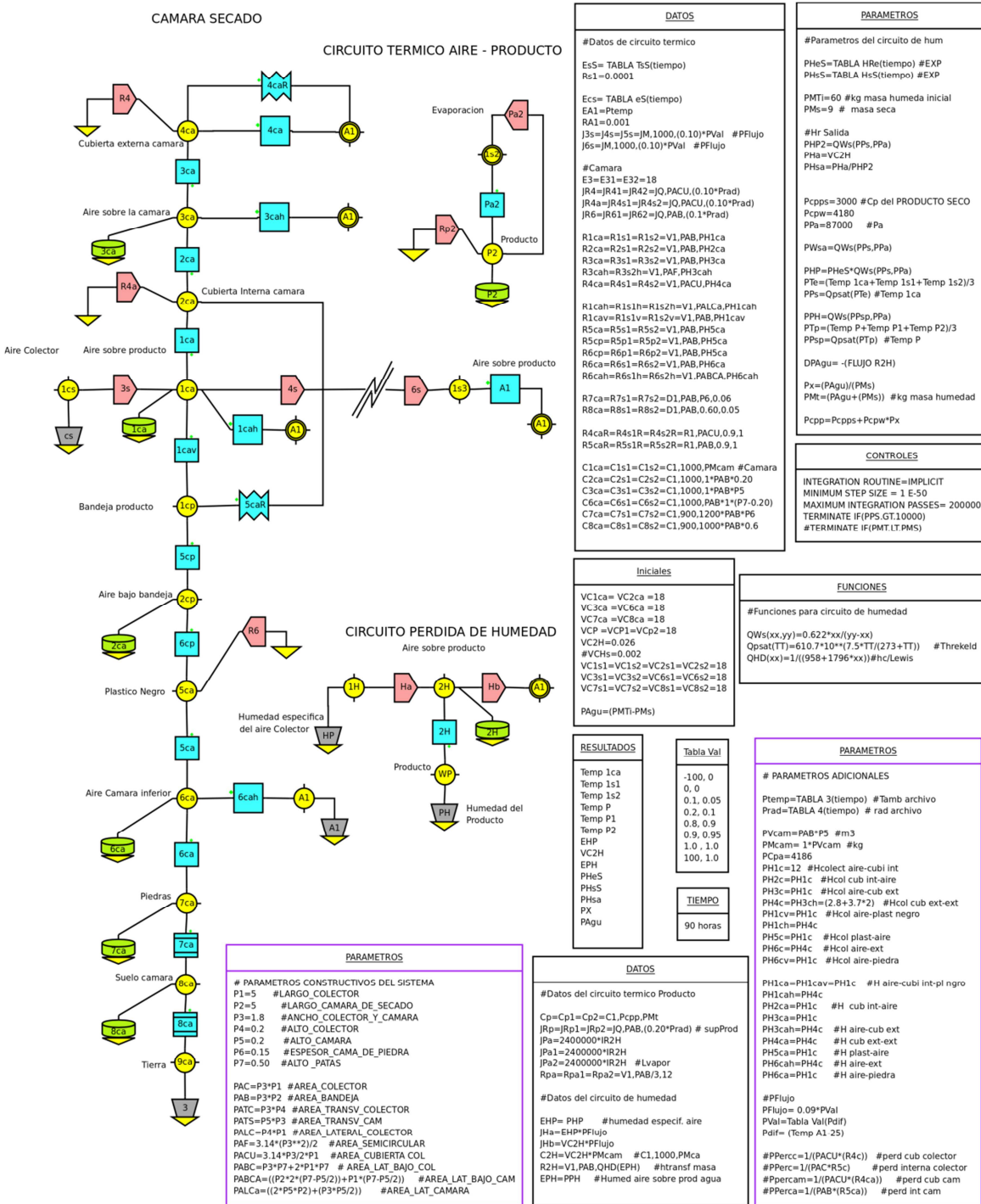


Figura 5. Circuito para simulación del colector, los datos, parámetros, funciones y demás instrucciones para SIMUSOL

### Ajuste y validación

El ajuste del modelo de SIMUSOL se realizó con datos experimentales correspondientes a dos periodos: uno del 5 al 7 de abril de 2012 sin carga y el otro del 8 al 10 de Abril, con una carga de manzanas cortadas en rodajas. En el primer periodo se realizó un ajuste del modelo en el sector colector y en el segundo periodo se validó el ajuste del colector y se realizó el ajuste de la zona del secadero. Se utilizaron como variables los coeficientes de absorción de la radiación en las cubiertas y la placa colector, teniendo en cuenta los datos medidos, como el flujo (velocidad promedio del aire medida en los tres nodos principales del aire) y la radiación obtenida experimentalmente sobre la placa colector. El ajuste se realizó comparando la



temperatura del aire a la salida del colector simulado y la experimental. Los parámetros que intervienen en los cálculos se ajustaron a la temperatura media entre la temperatura de entrada y salida del colector y del sector de secado, según corresponda.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los datos de la simulación se obtuvieron utilizando manzanas como producto dentro del secadero y en todos los casos se obtuvo un buen ajuste de la estimación de la temperatura de salida del aire tanto en el colector como en el secadero. El error cuadrático medio relativo promedio en ambos fue de 1,5 %. La correlación entre la temperatura simulada y la temperatura medida presenta una desviación de 1,4 °C. En el caso de la humedad, el error cuadrático medio relativo promedio, calculado en humedad específica, fue de 1,9 %, mientras la desviación entre la humedad relativa medida y la simulada fue del 2,5%.

### Análisis del colector

En la Fig. 6 se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo transcurrido durante un proceso de secado para diferentes longitudes de colector, manteniendo el ancho y alto de la cámara de flujo. Se advierte que incrementando la longitud de 5 a 10 m se puede obtener una variación de la temperatura del orden de 10°C, mientras que cuando pasamos de 10 a 15 m es del orden de 6 °C. A partir de allí, para cada aumento de longitud se obtiene una menor variación de temperatura. Esto se ve más claramente en la Fig. 7, donde se graficaron los valores máximos de temperatura en función de la longitud del colector.

En la misma figura se ha incluido el costo del secadero en función de la longitud del colector (paridad de 1U\$ de \$8,1), advirtiéndose que para valores de longitudes mayores a 15 m, el incremento de la temperatura máxima del colector, es cada vez menor, mientras los costos de construcción varían rápidamente. Esto indica que a partir de esa longitud la construcción resulta muy costosa, considerando que para esas dimensiones la temperatura máxima del secadero ha superado los 75 °C.

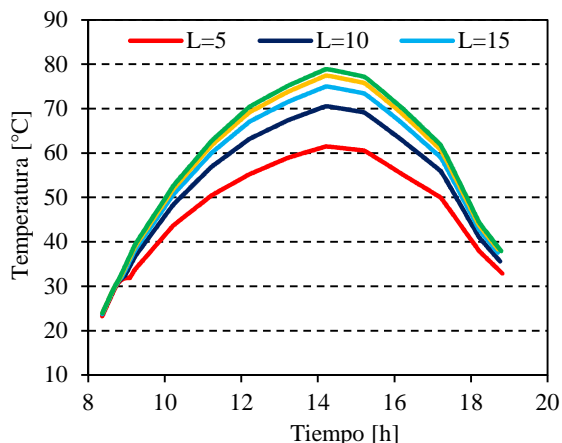


Figura 6. Temperatura del aire a la salida del colector para diferentes longitudes, en función del tiempo

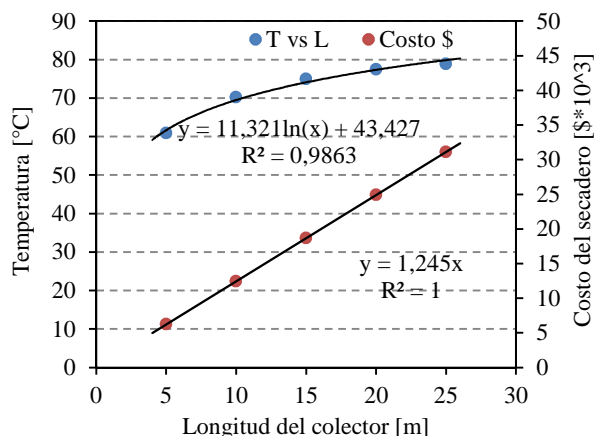


Figura 7. Correlación entre temperatura máxima colector y costo del secadero, en función de la longitud

En la Fig. 8 se muestran las curvas de eficiencia instantánea al medio día solar, según la norma ASHRAE para colectores solares de aire, para la longitud de 5 y 10 m y un flujo másico de 0,12 kg s<sup>-1</sup>.

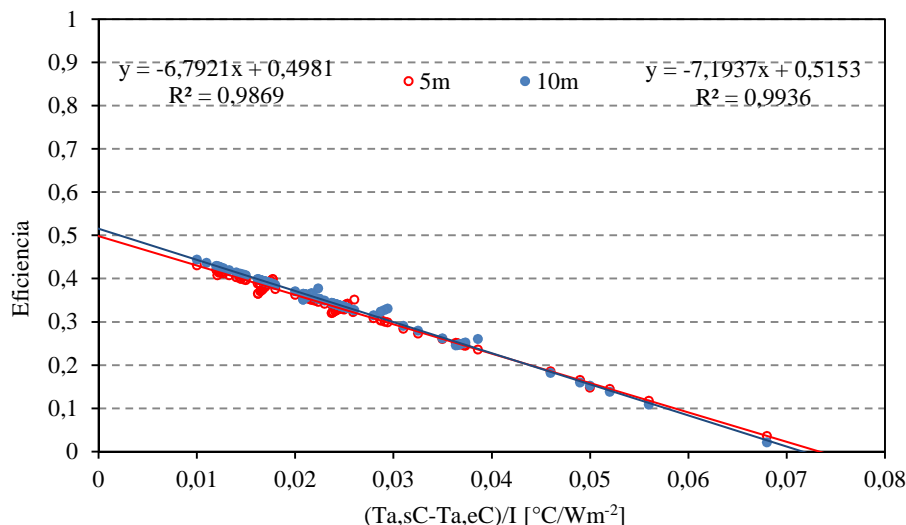


Figura 8. Eficiencia instantánea para L= 5m y L= 10m

Las ordenadas en el origen de ambas rectas corresponde al factor  $F_R(\alpha\tau)$ , eficiencia óptica del colector, mientras la pendiente es  $F_R(U_L)$  que significa la fracción de las pérdidas térmicas. La ecuación que representa la relación entre ellas es:

$$\eta = F_R(\alpha\tau) - F_R U_L \frac{(T_{a,sC} - T_{a,eC})}{I} \quad [9]$$

Siendo para  $L=5$  m;  $F_R(\alpha\tau)_{5m} = 0,498$ ;  $F_R(U_L)_{5m} = 6,79 \text{ Wm}^{-2}$   
 y para  $L=10$  m;  $F_R(\alpha\tau)_{10m} = 0,516$ ;  $F_R(U_L)_{10m} = 7,19 \text{ Wm}^{-2}$

Como se puede apreciar, ambas rectas tienen una diferencia del 6 % entre sus pendientes y un 3,6 % en la eficiencia óptica, para el doble de longitud. La correlación de ambas curvas supera el 98 %.

En la Fig. 9 se muestra la variación de la eficiencia del colector obtenida con la correlación de la Fig. 8, en función de la relación entre la diferencia de temperatura del aire a la entrada ( $T_{a,eC}$ ) y salida del colector solar ( $T_{a,sC}$ ) y la Irradiancia incidente sobre plano horizontal ( $I$ ), para diferentes configuraciones y flujos máscicos del mismo. En este caso, la altura del canal de flujo se mantuvo constante e igual a 0,20 m, mientras lo que se varía es la longitud del colector.

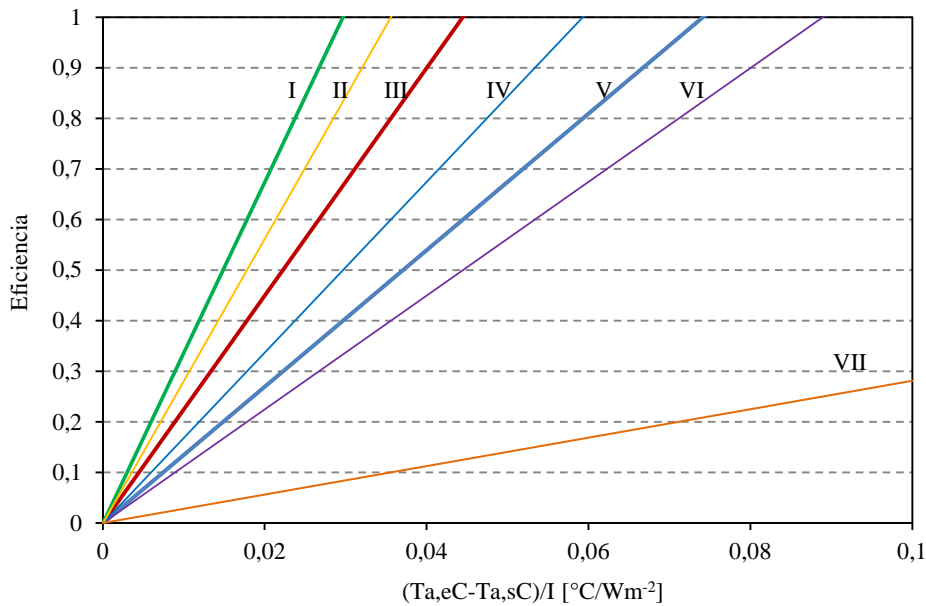


Figura 8. Eficiencia del colector en función de la relación  $\Delta T_a/I$

Las curvas que están identificadas con números romanos del I al VI corresponden a una longitud del colector de 5 m y un valor de flujo máscico  $G$ . Las curvas identificadas con IV y la VII coinciden para las longitudes de 5 y 10 m, pero para diferentes flujos. Se tomó la longitud de 10 m como máxima a considerar, teniendo en cuenta los resultados obtenidos en la Fig. 7. Como se detalla en la Tabla I cada recta corresponde a un flujo y una longitud determinada del colector. En la misma tabla se detallan las ecuaciones representativas de las mismas. Este conjunto de rectas nos permite determinar la eficiencia de un colector teniendo en cuenta la relación  $\Delta T/I$  para diferentes horas del día.

En síntesis, la curva IV, que corresponde a una longitud  $L=5$  m y un flujo  $G=0,15 \text{ kg s}^{-1}$ , coincide con la de  $L=10$  m y  $G=0,30 \text{ kg s}^{-1}$ . Para pendientes menores a 16,9 (caso ecuación IV), coinciden las curvas entre ambas longitudes, pero para diferentes flujos.

Curva	$G$ [ $\text{kg s}^{-1}$ ]	$L$ [m]	Ecuaciones representativas de $\eta$
I	0,30	5	$\eta = 33,7x (T_{a,eC}-T_{a,sC})/I - 10^{(-06)}$
II	0,25	5	$\eta = 28,1 (T_{a,eC}-T_{a,sC})/I - 10^{(-07)}$
III	0,2	5	$\eta = 22,5 (T_{a,eC}-T_{a,sC})/I - 10^{(-07)}$
IV	0,15 0,30	5 10	$\eta = 16,9 (T_{a,eC}-T_{a,sC})/I - 10^{(-07)}$
V	0,12	5	$\eta = 13,5 (T_{a,eC}-T_{a,sC})/I - 10^{(-07)}$
VI	0,05	5	$\eta = 11,2 (T_{a,eC}-T_{a,sC})/I - 10^{(-06)}$
VII	0,05	10	$\eta = 2,8 (T_{a,eC}-T_{a,sC})/I$

Tabla 1. Ecuaciones características de la eficiencia para diferentes longitudes y flujos de aire

#### Análisis del secadero

La variación del peso respecto al peso inicial ( $P/P_0$ ) en función del tiempo, se muestra en la Fig. 10 para  $L=5$  m con diferentes flujos máscicos en el secadero, advirtiéndose que para flujos mayores de  $0,20 \text{ kg s}^{-1}$  la diferencia es muy pequeña



entre las distintas curvas. Por otra parte, la resistencia que representa la transferencia de masa entre el producto y el aire, pierde sensibilidad para un coeficiente convectivo mayor que  $20 \text{ Wm}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}$ .

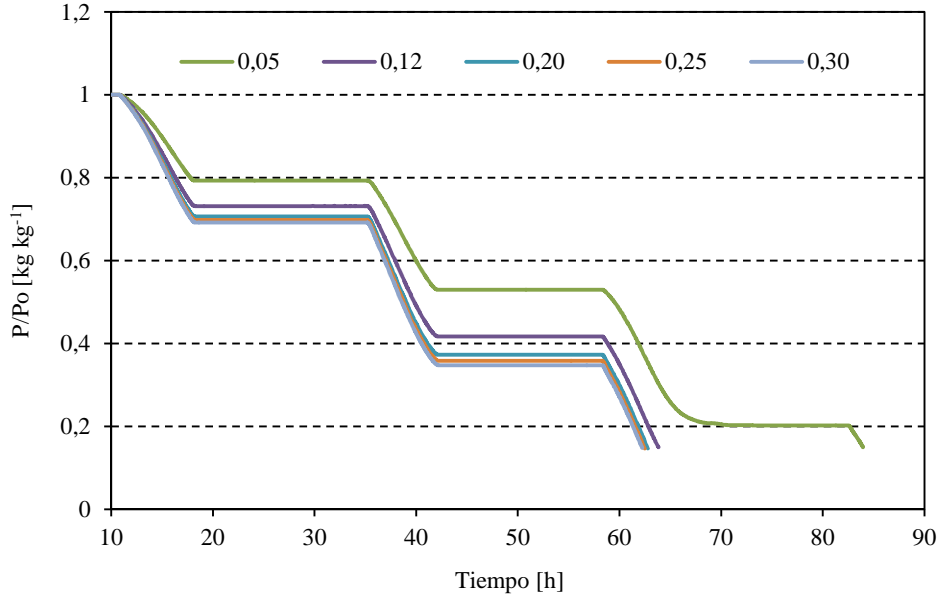


Figura 10. Curvas de secado para diferentes flujos

En la figura 11 se muestra la variación del costo de secado por kg de agua extraída durante el proceso. El análisis económico realizado incluye el costo de los materiales, mano de obra y de operación, para un proceso de secado. Este costo, que también se analiza en la Fig. 2, permite determinar los valores por unidad de agua extraída, medida en US\$/kg de agua.

Los resultados graficados en Fig. 11 fueron obtenidos para diferentes áreas de colección, correspondientes a distintas superficies en las cuales solo se varía la longitud, manteniendo el ancho constante (1,80 m). Se observa en la figura que el costo de secado ( $C_S$ ) disminuye a medida que aumenta el área de colección, siguiendo la expresión potencial negativa descrita por la ecuación [10], con un buen ajuste respecto a los diferentes puntos resultantes de la simulación.

$$C_S = 26,265 A_c^{-0,262} \quad R^2 = 0,9995 \quad [10]$$

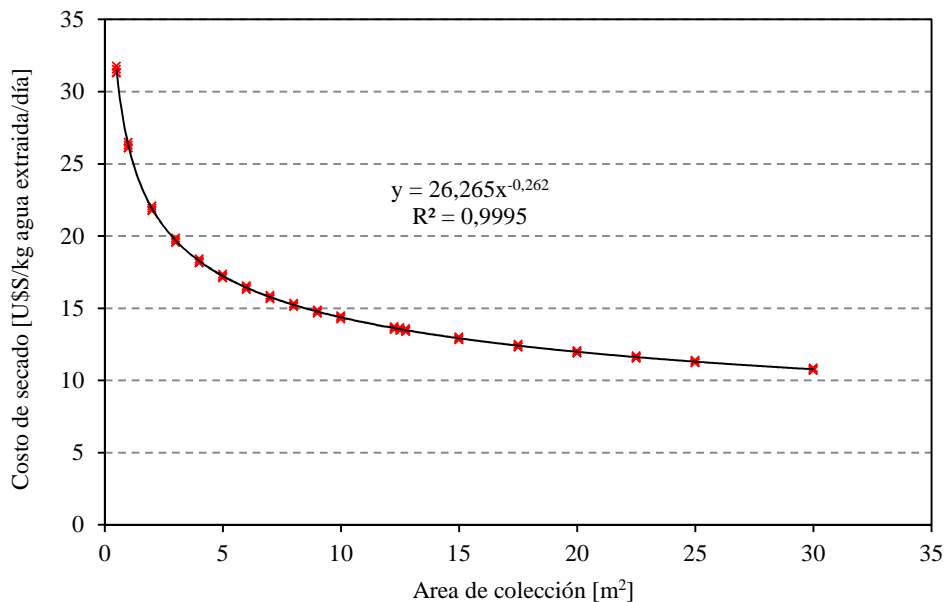


Figura 11. Variación del costo de secado en función del área de colección.

En base a todos los resultados obtenidos y particularmente al análisis de esta última figura se corrobora que la longitud más conveniente para este tipo de secadero corresponde a un colector de 10 m y sector de secado de igual longitud, esto es un área total de  $36 \text{ m}^2$ .

## CONCLUSIONES

El modelo obtenido con el software SIMUSOL puede ser utilizado para predecir el comportamiento térmico del colector

estudiado, bajo diferentes condiciones de temperatura exterior y radiación solar.

Las curvas representativas de la eficiencia instantánea para 5 y 10 m de longitud del colector, solo muestran una diferencia del 6 % entre las pendientes y un 3,6 % entre las eficiencias ópticas. La longitud adecuada para el colector esta entre 10 a 15 m, dependiendo del tipo de producto, fundamentalmente por los niveles de temperaturas máximas admisibles. Los costos de los materiales afectan significativamente cuando se modifican las dimensiones del secadero, especialmente a partir de los 15 m de longitud. La radiación solar y la velocidad de aire son factores que influyen fuertemente en la geometría del secadero, así como en costo.

La altura del canal de flujo podría disminuirse hasta 0,15 m, para incrementar la velocidad del aire en el mismo y sobre el producto. Sin embargo, hay que tener en cuenta el tipo de producto, especialmente el tamaño, para evitar problemas cuando se ingresa la bandeja al secadero.

## NOMENCLATURA

$A_C$ = área de colección [m <sup>2</sup> ]	$T_{c1}$ = temperatura cubierta 1 [°C]
$B$ = ancho del colector/secadero [m]	$P$ = peso instantáneo del producto [kg]
$C_{p,f}$ = calor específico del fluido (aire) [J kg <sup>-2</sup> ]	$P_o$ = peso inicial del producto [kg]
$C_{p,L}$ = calor específico del líquido [J kg <sup>-2</sup> ]	$T_{c2}$ = temperatura cubierta 2 [°C]
$C_{p,p_o}$ = calor específico del producto [J kg <sup>-2</sup> ]	$T_f$ = temperatura fluido [°C]
$C_{p,v}$ = calor específico del vapor de agua [J kg <sup>-2</sup> ]	$T_p$ = temperatura placa colector [°C]
$C_{p,w}$ = calor específico del agua [J kg <sup>-2</sup> ]	$T_{p_o}$ = temperatura producto [°C]
$G$ = flujo másico del fluido (aire) [kg m <sup>-2</sup> ]	$T_{sk}$ = temperatura de cielo [°C]
$L_p$ = calor latente del producto [J kg <sup>-2</sup> ]	$v_f$ = velocidad del fluido [m s <sup>-1</sup> ]
$H$ = relación de humedad [kg kg <sup>-1</sup> ]	$h_{c,c1-ai}$ = coef. convectivo entre C <sub>1</sub> y aire entre C <sub>1</sub> y C <sub>2</sub>
$I$ = Irradiancia solar [W m <sup>-2</sup> ]	$h_{c,c2-f}$ = coef. convectivo entre C <sub>2</sub> y aire dentro colector
$I_{c1}$ = Irradiancia solar absorbida por C1 [W m <sup>-2</sup> ]	$h_{c,c1-aex}$ = coef. convectivo entre C <sub>1</sub> y aire exterior
$I_{c2}$ = Irradiancia solar absorbida por C2 [W m <sup>-2</sup> ]	$h_{c,c2-ai}$ = coef. convectivo entre C <sub>1</sub> y aire entre C <sub>1</sub> y C <sub>2</sub>
$I_{p_o}$ = Irradiancia solar absorbida por el producto [W m <sup>-2</sup> ]	$h_{c,p-f}$ = coef. convectivo entre la placa y el aire colector
$k$ = constante de secado [s <sup>-1</sup> ]	$h_{r,c1-sk}$ = coef. convectivo entre C <sub>1</sub> y cielo
$m_{p_o}$ = masa del producto [kg]	$h_{r,c2-c1}$ = coef. radiativo entre C <sub>2</sub> y C <sub>1</sub>
$m_f$ = masa del fluido [kg]	$h_{r,p-c2}$ = coef. radiativo entre placa y C <sub>1</sub>
$M$ = contenido de humedad [%]	$\rho_{p_o}$ = densidad inicial del producto [kg m <sup>3</sup> ]
$M_e$ = contenido humedad en equilibrio [%]	Los coef. convectivos y radiativos están en [W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$T_{aex}$ = temperatura del aire ambiente [°C]	
$T_{ai}$ = temperatura del aire interior cubierta 1 y 2 [°C]	

## REFERENCIAS

- Akpınar E., Bicer Y., Yildiz C. Thin layer drying of red pepper. J. Food Eng 2003; 59(1): 99 -104.
- Condori M, Echazu R, Saravia L. Solar drying of sweet pepper and garlic using the tunnel greenhouse drier. Renew Energy 2001;22(4): 447-60.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991). Solar Engineering of Thermal Processes, 2ª edición, Wiley Interscience, New York.
- Hossain M., Woods J., Bala B. Optimisation of solar tunnel drier for drying of chilli without color loss. Renewable Energy 30 (2005) 729-742
- Iriarte A., Bistoni S., Luque V., García V., Rodríguez C. y Brizuela L. Caracterización del secado de pimiento para pimentón en un tendalero solar activo tipo túnel. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, pp. 895-899. Vol. 16, 2012.
- Kaymak-Ertekin F. Drying and rehydrating kinetics of green and red peppers. J Food Sci 2002; 67:168-75.
- Kavak Akpınar E., Bicer Y. Mathematical modelling of thin layer drying process of long green pepper in solar dryer and under open sun. Energy Conversion and Management 49 (2008), 1367-1375.
- Saravia L., Echazú R. y Zunino L. (1990). Características ópticas de materiales de cubiertas de invernaderos. Actas 14va. Reunión de ASADES, pp. 323 - 330.
- Tunde-Akintunde T, Afolabi T, Akintunde B. Influence of drying methods on drying of bell-pepper (Capsicum annum). J Food Eng 2005; 68:439-42.
- Vengaiyah P, Pandey J. Dehydration kinetics of sweet pepper (Capsicum annum L). J Food Eng. 2007; 81(2): 282-6.

**ABSTRACT:** The solar tunnel drier is an innovation over traditional mats used by small farmers to dry their products. This type of drier consists of a plastic - covered flat plate solar collector and a drying tunnel. In this paper the thermal model of the collector and the hygrothermal model of the drier are described using software "Dia". The numerical simulation by SIMUSOL allows the characterization and optimization of the drier. The variation of the maximum temperature of the air leaving the collector versus different lengths and cost of drying are shown, and the thermal efficiency for different configurations is presented. Regarding the drying process, the drying curve is shown for different mass flows. The results of the simulation show the various options that are available to optimize the drying system as a function of their dimensions and cost.

**Key Words:** forced convection drying, dryer optimization, drying simulation model