

## **DISEÑO, CONSTRUCCION Y EVALUACION DE UN SECADERO SOLAR COMPACTO**

Silvia Bistoni<sup>1</sup>, Adolfo Iriarte<sup>1,2</sup> y Víctor García<sup>1</sup>

- (1) Grupo de Energías Renovables Catamarca, INENCO – CONICET  
Facultad de Ciencias Agrarias, Universidad Nacional de Catamarca  
(2) Investigador del CONICET

### **DESIGN, CONSTRUCTION AND EVALUATION OF A SOLAR COMPACT DRYER**

#### **ABSTRACT**

The objective of the present work was to develop an indirect solar dryer with forced flow. For the design, a simulation model based on the electrical thermal analogy was used. The equivalent electric circuit was solved by the SIMUSOL software. The prototype was built with data obtained from the simulation. It consists of two modules, one on the top of the other and connected to each other at one of their ends. The upper part contains the solar radiation absorbing plate and the lower part is the drying chamber itself. From the simulation, a value of 5.5 m resulted for the length of the dryer and for a mass air flow an approximate value of  $0.18 \text{ kg s}^{-1}$ . In order to adjust the simulation model to the new dryer, trials without product loading were carried out. The maximum deviation between the experimental and simulated data was  $0.87 \text{ }^{\circ}\text{C}$  with a maximum relative error of 1.2 %. Carrots were used to evaluate the dryer. To determine the drying curves, two samples were placed in each tray, they were weighed every hour and the average per tray was considered. The time required for drying, from initial moisture content of 8.47 g of water/ g dry matter to a final moisture content of 6 % (dry base), was three and four days, depending on the location of the samples. The simulation allowed to predict the thermal behavior of the collector and to determine the optimal dimensions of the force dryer as well as the air flow within it. The solar compact dryer was suitable for obtaining dehydrated products because it allowed reducing drying time and improving product quality.

**KEYWORDS:** dryer, dehydrated carrot, SIMUSOL

#### **RESUMEN**

El objetivo del presente trabajo fue desarrollar un secadero solar indirecto con flujo forzado. Para determinar sus dimensiones se realizó una simulación numérica, mediante la analogía térmica eléctrica. Para la resolución del circuito eléctrico equivalente se utilizó el software SIMUSOL. Con los datos

obtenidos de la simulación se construyó el prototipo. Está formado por dos módulos uno sobre otro y conectados entre sí en uno de sus extremos. La parte superior contiene la placa absorbidora de radiación solar y la parte inferior es la cámara de secado propiamente dicha. De la simulación resultó para la longitud del secadero un valor de 5,5 m y para el flujo másico de aire un valor aproximado de  $0,18 \text{ kg s}^{-1}$ . Se realizaron ensayos sin carga de producto a fin de ajustar el modelo de simulación adaptado al nuevo diseño de secadero. La desviación máxima entre los datos experimentales y simulados fue de  $0,87 \text{ }^\circ\text{C}$  con un error relativo máximo del 1,2 %. Para la evaluación del secadero se utilizó zanahoria. Para determinar las curvas de secado se colocaron dos muestras por cada bandeja, se las pesó cada hora y se consideró el promedio por bandeja. El tiempo necesario para el secado, desde un contenido de humedad inicial de 8,47 g de agua/g materia seca a un contenido de humedad final de 6 % (bs) fue de tres y cuatro días, según la ubicación de las muestras. La simulación permitió predecir el comportamiento térmico del colector y determinar las dimensiones óptimas del secadero forzado como así también el flujo de aire dentro del mismo. El secadero compacto demostró ser apto para obtener productos deshidratados porque permitió reducir el tiempo de secado y mejorar la calidad del producto.

**PALABRAS-CLAVE:** secadero, deshidratado de zanahoria, SIMUSOL

## **INTRODUCCION**

El secado de alimentos expuestos al sol, en cachones y tendaleros, es una práctica utilizada en muchos países desde la antigüedad, especialmente por empresas familiares; a su vez los productos deshidratados constituyen una parte importante en las preparaciones alimenticias de los hogares rurales.

Una desventaja del método de secado convencional es que los productos suelen deteriorarse debido a las condiciones climáticas adversas y también contaminarse con polvo, insectos y excrementos de animales. Además, el tiempo de deshidratado es grande y el secado no es uniforme lo que implica que una parte del producto puede reabsorber humedad, reduciendo su calidad e iniciando un proceso de descomposición.

En la región del Noroeste Argentino, particularmente en la zona de la prepuna (valles calchaquies) y en la puna, los secadores solares tienen un potencial uso debido a la alta radiación solar diaria y baja humedad. En estas condiciones atmosféricas, el secado solar por convección natural puede ser utilizado eficazmente, siendo una propuesta adecuada para el sector rural y otras áreas en las que la electricidad es escasa y/o el suministro es irregular. Este tipo de secaderos no requieren ventiladores para impulsar el aire a través del

secadero (Forson et al., 2007) por lo que no requieren energía a partir de combustibles fósiles (Sharma et al., 1995). Son de bajo costo y pueden ser construido localmente Sin embargo, especialmente durante días nublados y cuando se tienen volúmenes grandes de producto, los sistemas con convección natural presentan limitaciones frente a los con convección forzada. Jain y Tiwari (2004) informaron que el coeficiente de transferencia de masa en el modo forzado es el doble que el de convección natural en la etapa inicial de secado. Si bien los sistemas con convección forzada presentan un gasto extra de energía por el consumo del ventilador, ésta es muy baja y pueden usarse paneles fotovoltaicos para proveer la energía (Hossain y Bala, 2007; Bala et al., 2005; Chen et al., 2005).

Dentro de la clasificación de secaderos con convección forzada y con cámara de secado con radiación directa, están los secaderos tendaleros solares que disponen de un colector y cámara de secado en un solo plano. Estos secaderos fueron ensayados con prototipos de 10 m y 16 m de longitud total y 1,80 m de ancho y se secaron tomate, pimiento para pimentón, zanahorias, entre otros productos (Iriarte et al. 2013, 2014, 2015). Una desventaja que presenta este tipo de secadero es que el producto recibe radiación solar directa, lo que provoca en algunos productos oxidación.

El objetivo del presente trabajo fue desarrollar un tendalero solar indirecto con flujo forzado. Para definir sus dimensiones se realizó una simulación numérica a partir de los secaderos tendaleros solares construidos por el equipo de investigación. Una vez construido el prototipo, se lo evaluó y simuló sin carga y posteriormente se lo utilizó para el secado de zanahoria.

## **MATERIALES Y MÉTODOS**

### *Diseño por simulación*

Para la construcción del modelo de simulación se hicieron las siguientes suposiciones:

- La temperatura es constante a lo ancho del colector. Se trabaja con un modelo unidimensional.
- La superficie de los laterales del colector, uniones de flujo y cámara de secado tienen solo pérdidas de calor de tipo convectiva. Las pérdidas conductivas, frente a las convectivas se consideran despreciables.
- El sistema no tiene pérdidas de aire por infiltraciones.
- La pérdida de carga en el flujo es despreciable.
- Las masas de las cubiertas transparentes de plástico se consideran despreciables, por lo que no existe acumulación de energía en las mismas.

- La transferencia de calor por conducción a lo largo de la longitud de la placa absorbidora se considera despreciable.
- Los intercambios radiativos entre placa - ambiente exterior y cubierta interior - ambiente exterior no se incluyen por ser pequeños al tener doble cubierta.
- El coeficiente convectivo exterior se tomó como  $hw = 2,8+3v$  donde  $v$  es la velocidad del viento (Duffie y Beckman, 1991).

Teniendo en cuenta estas suposiciones se establecieron los balances energéticos entre los elementos del colector: ecuaciones (1), (2) y (3). En la figura 1, se muestra un esquema de los intercambios energéticos.

Cubierta 1

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

Cubierta 2

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

Placa colectora

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

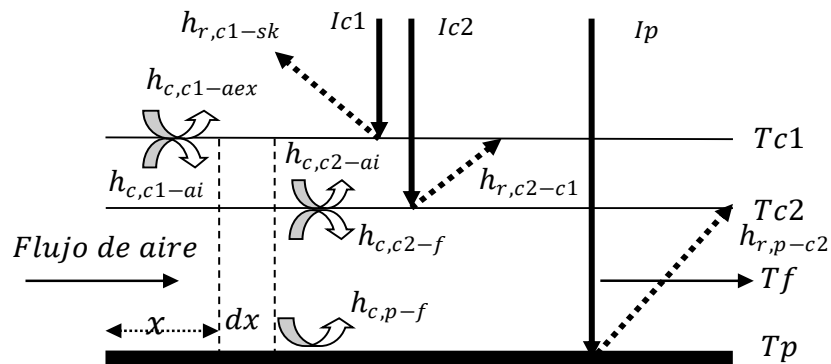


Figura N°1: Esquema del balance energético en el colector

Además se consideraron algunas condiciones requeridas para el diseño: la temperatura máxima del aire

sobre el producto debe ser menor a 75 °C y la velocidad del aire sobre el producto  $\geq 1 \text{ m s}^{-1}$ .

Teniendo en cuenta las ecuaciones del balance de energía y las suposiciones mencionadas anteriormente se construyó un circuito térmico – eléctrico para representar las pérdidas y ganancias del colector. Los intercambios energéticos son representados por resistencias eléctricas, capacitores, fuentes de tensión y fuentes de corriente. Los capacitores representan la acumulación térmica sensible y se calcula respecto a una temperatura de referencia. Las fuentes de tensión representan valores de temperaturas conocidos, constantes o variables con el tiempo. Las fuentes de corriente pueden ser de dos tipos:

- a) Fuentes de corrientes que representan un flujo de calor o un flujo de masa: se comportan como fuentes de potencia que generan una corriente entre dos nodos, por ejemplo:
  - Flujo de calor conductivo a través de una pared.
  - Flujo másico de aire convectivo natural o forzado.
  - Flujo másico de agua convectivo natural o forzado.
- b) Fuentes de corrientes exteriores al circuito que aportan una cantidad de potencia al mismo. La radiación solar incidente sobre una superficie es un ejemplo de este tipo de fuente de corriente y también un flujo de energía por unidad de tiempo que ingresa al sistema.

El circuito eléctrico se resolvió numéricamente mediante el software SIMUSOL (Saravia et al., 2000, Iriarte A., 2001, Bistoni et al, 2015)

#### *Construcción del prototipo*

Con los datos obtenidos de la simulación y teniendo en cuenta las condiciones de diseño requeridas, se construyó el prototipo que se instaló en el campo experimental del INTA, Sumalao. Se realizaron ensayos sin carga de producto.

La eficiencia global instantánea se calculó mediante la ecuación (4)

$$(4) \quad \eta = \frac{G C_p (T_s - T_e)}{I A}$$

donde, G es el flujo másico de aire [kg/s], Cp el calor específico del aire [J/kg°C], Ts y Te temperatura de salida y entrada del aire respectivamente [°C], I la irradiancia sobre superficie horizontal [W/m<sup>2</sup>] y A el área de colección [m<sup>2</sup>].

#### *Ensayo y simulación del nuevo prototipo*

El sistema se ensayó sin carga. Se tuvieron en cuenta los datos climáticos de los días del ensayo, los parámetros físicos del prototipo y la performance térmica del sistema.

Para la simulación, en una primera instancia, se compararon los valores medidos de las temperaturas del aire del nuevo prototipo con los valores obtenidos utilizando el modelo de simulación que se usó para el diseño del equipo. En base a estos resultados se confeccionó un nuevo modelo de simulación utilizando las mismas especificaciones técnicas que se habían utilizado anteriormente para cada elemento y se agregó debajo del colector el circuito correspondiente a la cámara de secado. Los resultados de la simulación de este nuevo diseño de colector - cámara de secado fueron comparados con los obtenidos durante los ensayos experimentales del nuevo prototipo.

#### *Secado de zanahoria*

Para la evaluación del secadero se utilizó zanahoria de la variedad Chantenay, adquiridas en un comercio local; se cortaron manualmente en rodajas circulares de aproximadamente 5 mm de espesor y no se las sometió a ningún tratamiento.

Para determinar el contenido inicial de humedad de la zanahoria se colocaron tres muestras en estufa a 104°C hasta obtener peso constante. Para determinar las curvas de secado se colocaron dos muestras por cada bandeja, se las pesó cada hora retirándolas del secadero y se consideró el promedio por bandeja.

Se calculó la eficiencia global del sistema para un secadero en convección forzada mediante la ecuación 5 (Augustus Leon et al., 2002):

$$(5) \quad \eta = \frac{W L_v}{I A t + P_f}$$

Donde:

$P_f$ : es la energía consumida por los ventiladores en kWh;

$W$ : es la masa de agua evaporada (kg) en el tiempo  $t$ ,

$L_v$ : calor latente de evaporación del agua ( $\text{kJ kg}^{-1}$ ),

$I$ : radiación solar por unidad de área de colección ( $\text{W m}^{-2}$ )

$A$ : es el área de colección ( $\text{m}^2$ )

$t$ : es el tiempo de secado (s).

Para la determinación de los modelos que ajustan las curvas de secado experimentales, se utilizaron las expresiones matemáticas que se muestran en la Tabla 1 (Seiedlou et al., 2010).

| Nombre Modelo     | Ecuación del modelo               |
|-------------------|-----------------------------------|
| Newton            | $MR = \exp(-k t)$                 |
| Page              | $MR = \exp(-k t^n)$               |
| Page modificado   | $MR = \exp[-(kt)^n]$              |
| Henderson – Pabis | $MR = a \exp(-k t)$               |
| Logarítmico       | $MR = a \exp(-k t) + c$           |
| Midilli et al.    | $MR = a \exp(-kt^n) + bt$         |
| Wang & Singh      | $MR = 1 + at + bt^2$              |
| Aghbashlo         | $MR = \exp[-k_1 t / (1 - k_2 t)]$ |

**Tabla N° 1: Modelos matemáticos empleados para describir la cinética de secado**

La relación de humedad se calculó mediante la ecuación (6)

$$(6) \quad MR = \frac{M_t}{M_0}$$

Donde,  $M_t$  es el contenido de humedad en el tiempo  $t$  en base seca [bs] y  $M_0$  contenido de humedad inicial en base seca.

El análisis de regresión se realizó con el software estadístico Infostat. El coeficiente  $R^2$  fue uno de los criterios para la selección de la mejor ecuación. Además, para determinar el mejor ajuste se utilizaron los índices estadísticos chi-cuadrado reducido ( $\chi^2$ ), desviación media (MBE) y la raíz del error cuadrático medio (RMSE). El modelo más adecuado para ajustar las curvas de secado se determinó considerando el valor más alto de  $R^2$  y los valores más bajos de  $\chi^2$  y RMSE. Por otro lado, se desecharon los modelos en que las variables no difieren significativamente de cero (coeficiente de confianza 0,95) y aquellos en que la correlación de los coeficientes estimados no fue superior a 0,80. Los índices estadísticos se calcularon con las ecuaciones (7) y (8):

$$\chi^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (MR_{pre,i} - MR_{exp,i})^2}{N - n} \quad (7)$$

$$MSE = \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (MR_{pre,i} - MR_{exp,i})^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

### *Instrumentos utilizados para mediciones experimentales*

Las mediciones de temperatura del aire de entrada y salida del secadero se midieron con termopares de cobre-constantán y se usaron HOBO 4 – canales de termopares tipo Logger, que permiten medir temperaturas en el rango de - 40 °C a 75 °C (precisión de  $\pm 0,5$  °C, resolución de 0,02 °C). Los sensores se ubicaron a lo largo del sistema en la dirección del flujo de aire. Los registros fueron cada 15 minutos durante el ensayo.

La radiación solar se midió con un piranómetro horizontal Kipp & Zonen ( $\pm 5$  %). Las variables meteorológicas se determinaron con la estación meteorológica instalada en el lugar de la experiencia. La velocidad del aire dentro del secadero fue medida con un anemómetro de hilo caliente TSI 8345 ( $\pm 0,05$  m s<sup>-1</sup>), en diferentes puntos en dirección transversal y a lo largo del colector y secadero. Para pesar las muestras se utilizó una balanza electrónica con apreciación 0,1g.

## **RESULTADOS**

### *Simulación del colector en el prototipo de 10 m (5m de colector- 5 m cámara de secado)*

Mediante el modelo de simulación, resuelto por el software SIMUSOL, se ajustaron las temperaturas del aire a la salida del colector. En la figura 2 se grafican, en función del tiempo, las temperatura del aire a la salida del colector: experimental [Ta,Sc Exp] y simulada [Ta,Sc Simul], ambiente exterior [Ta,ext] y la irradiancia solar [Radi], para tres días de ensayo. Las irradiancias máximas sobre superficie horizontal para estos días fueron de 1039, 1019 y 1001 Wm<sup>-2</sup>. La desviación máxima entre los datos experimentales y simulados fue de 0,87 °C con un error relativo máximo del 1,2 % para los tres días de funcionamiento.

### *Diseño del nuevo prototipo*

Como el secadero a desarrollar es un secadero indirecto y su diseño basado en los secaderos tendaleros, se pensó construir la cámara de secado debajo del colector solar, es decir la longitud de la cámara de secado igual a la del colector solar. A tal fin se simuló el comportamiento de este último para diferentes longitudes en función de la temperatura de salida y la eficiencia instantánea máximas, figura 3.



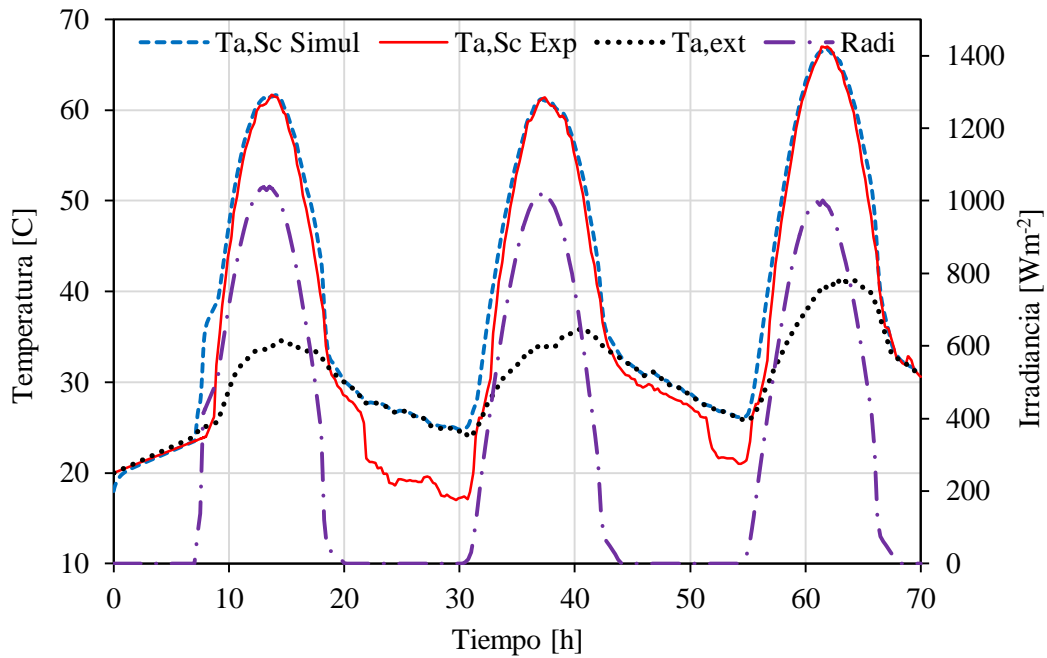


Figura N° 2: Ajuste del modelo en la temperatura del aire a la salida del colector en contraste con la temperatura ambiente e irradiancia experimental en función del tiempo

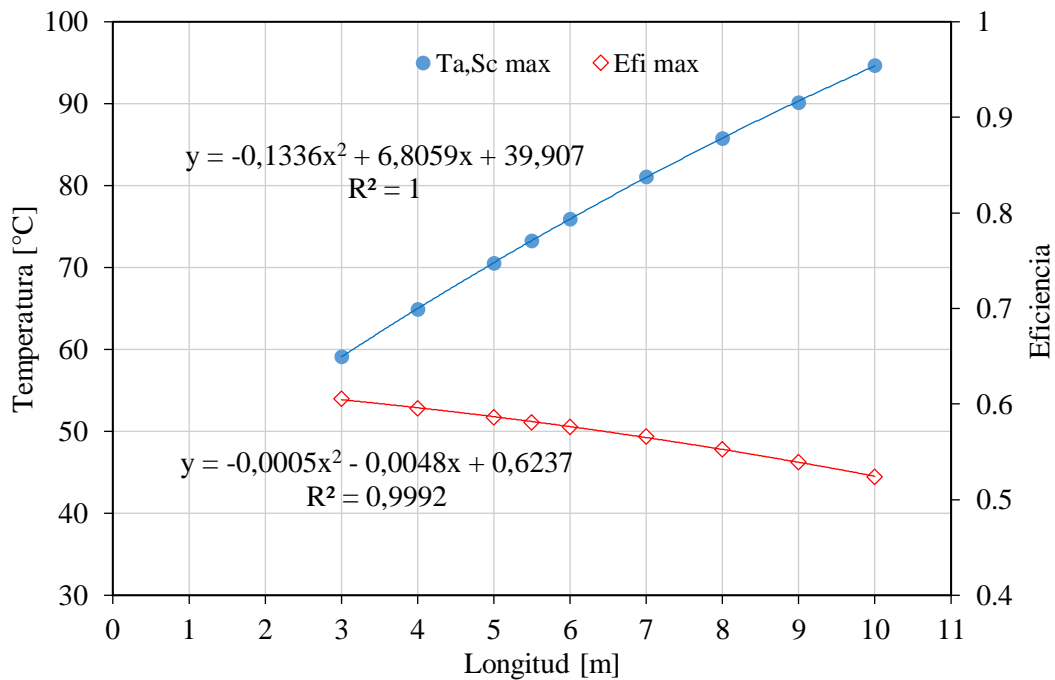


Figura N° 3: Relación entre la temperatura máxima del aire a la salida y la eficiencia máxima instantánea en función de la longitud del colector

La curva de ajuste de la temperatura en función de la longitud del colector es, ecuación 9:

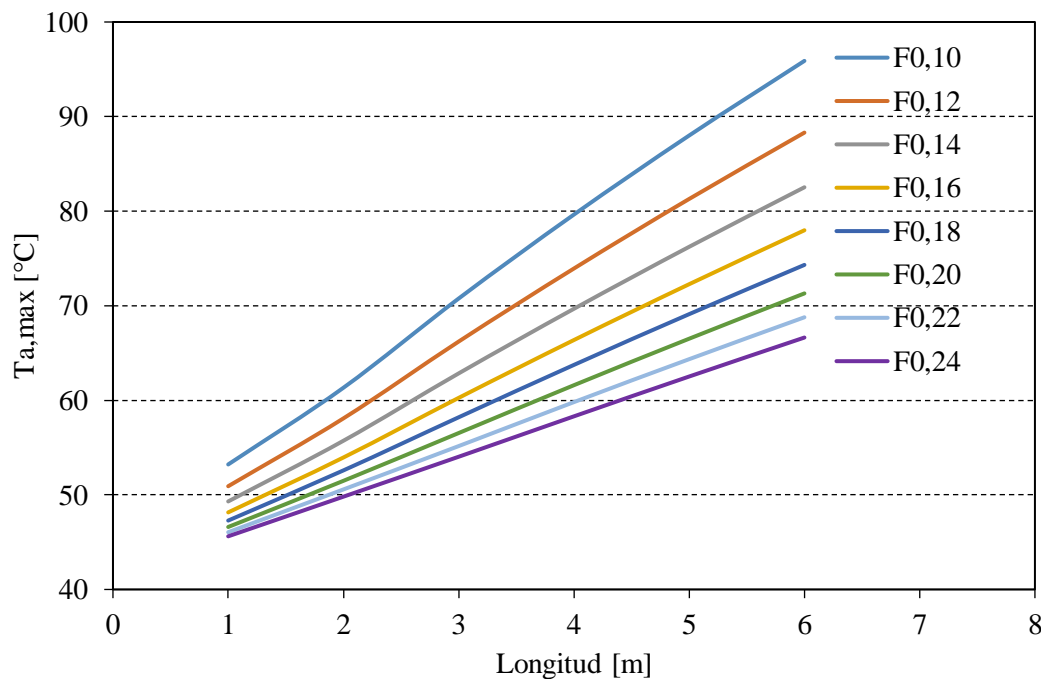
$$T_a, Sc (\text{máx}) = -0.1336 L^2 + 6.8059 L + 39.907 \quad (9)$$

Y para la eficiencia en función de la longitud del colector se tiene la ecuación 10:

$$\eta (\text{máx}) = -0.0005 L^2 - 0.0048 L + 0.6237 \quad (10)$$

A los efectos de analizar estos resultados, es necesario tener en cuenta las condiciones asumidas para el diseño del secadero. Si se considera que la temperatura máxima del aire requerida para no dañar la calidad del producto deshidratado debe ser  $\leq 75 \text{ }^\circ\text{C}$ , de acuerdo a la curva de ajuste de la temperatura en función de la longitud del colector, ec. (9), se obtiene que la longitud de colección óptima es de 5,8 m. Teniendo en cuenta aspectos constructivos y de costo, se elige 5,5 m para la longitud de la placa colectora y por lo tanto de la cámara de secado. Para esta longitud, la eficiencia instantánea máxima del colector, calculada con la ecuación (4) es de 58,2 %.

Para determinar el rango óptimo del flujo de aire dentro del colector se simuló el colector para distintas longitudes y para distintos flujos de aire. La figura 4 muestra las variaciones de la temperatura máxima dentro del colector en función de la longitud del mismo para distintos flujos de aire.

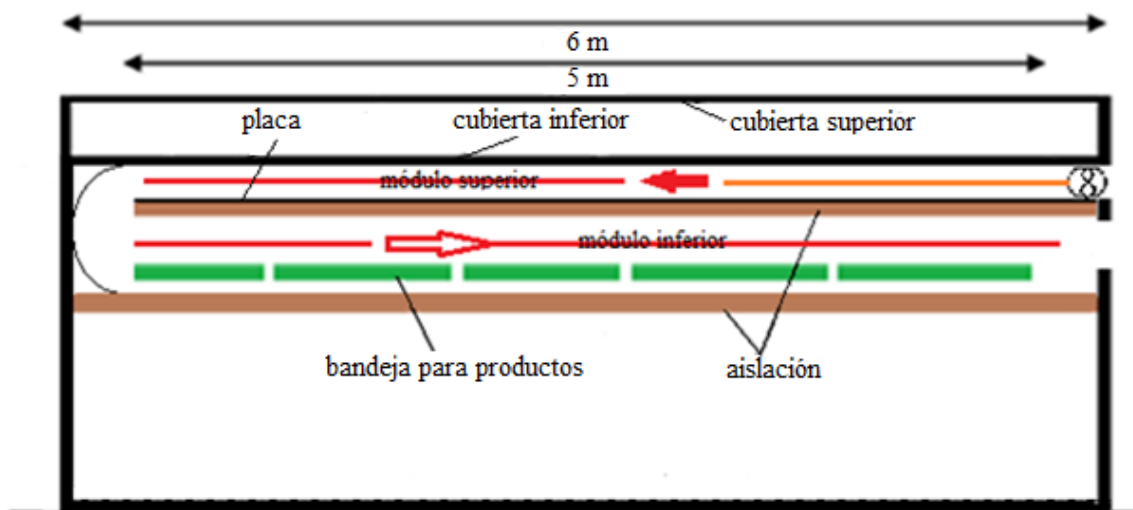


**Figura N° 4. Variación de la temperatura máxima del aire dentro del secadero en función de la longitud del colector para diferentes flujos de aire.**

Como se aprecia, para una longitud de placa de 5,5 m y una temperatura de 75 °C (temperatura máxima para no dañar producto), el flujo másico de aire dentro del colector está comprendido entre 0,17 - 0,18 kg s<sup>-1</sup>, valores que aseguran una velocidad del orden de 1 m s<sup>-1</sup> sobre el producto.

#### Descripción del secadero solar

A los efectos de cumplimentar con el objetivo propuesto y en base a las dimensiones para el diseño obtenidas por la simulación, se construyó el secadero tendalero solar compacto (STSC). El STSC puede clasificarse como secadero indirecto en convección forzada; está formado por dos módulos uno sobre otro y conectados entre sí en uno de sus extremos. La parte superior contiene la placa absorbadora de radiación solar y las cubiertas que la aíslan del exterior. La parte inferior es la cámara de secado, de igual longitud que la parte superior, y en donde se ubican las bandejas con el producto a deshidratar. En la figura 5 se muestra un esquema del secadero.



**Figura N° 5: Corte longitudinal del secadero solar compacto**

El secadero está ubicado en el campo experimental del Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA), Valle Viejo, Provincia de Catamarca (28,4732 S; 65,7307 O).

La placa absorbadora de 5,5 m de longitud y 1,8 m de ancho, está formado por una capa de lana de vidrio que posee una de sus caras aluminizada y está pintada de negro. Posee dos cubiertas: la inferior, plana, está a 10 cm de la placa colectora; la superior es una cubierta semicircular de altura máxima de 0,20 cm, cuyo eje es paralelo al flujo de aire y está en contacto con el exterior. La doble cubierta permite proteger al colector de los vientos de la zona y obtener mayor aislación en la parte superior. Ambas son de plástico LDT. El aire, con un flujo promedio de 0,17 Kg/s, es impulsado por tres ventiladores de 45 W cada uno, a través del ducto que forma la placa absorbadora y la cubierta inferior.

La cámara de secado es un conducto de 1,8 m de ancho y aproximadamente 0,13 m de alto, delimitada en la parte superior por la aislación de la placa colectora y en la inferior por la aislación ubicada debajo de las bandejas. Las 10 bandejas están a 5 cm de la aislación de la cámara y se colocan por ambos laterales. Éstos son cerrados mediante puertas rebatibles de placas cementicia de “super board” de 4 mm. En el suelo, debajo del secadero, se colocó un plástico negro para evitar el crecimiento del pasto. Desde las puertas de acceso a las bandejas hasta la superficie de tierra se cubrió con un plástico negro para protegerlo de los vientos. En la figura 6 se muestra el secadero construido.

El STSC se ensayó sin carga durante los meses de febrero y marzo. En la Tabla 2 se detallan, para tres días de funcionamiento, los datos climáticos, los parámetros físicos y la performance térmica del sistema. Se consideró por horas diurnas el período en que la irradiancia es menor de  $100 \text{ W m}^{-2}$  sobre superficie horizontal, es decir desde las 8 h hasta las 19 h y horas nocturnas a partir de las 19 h hasta la 8 h del otro día.



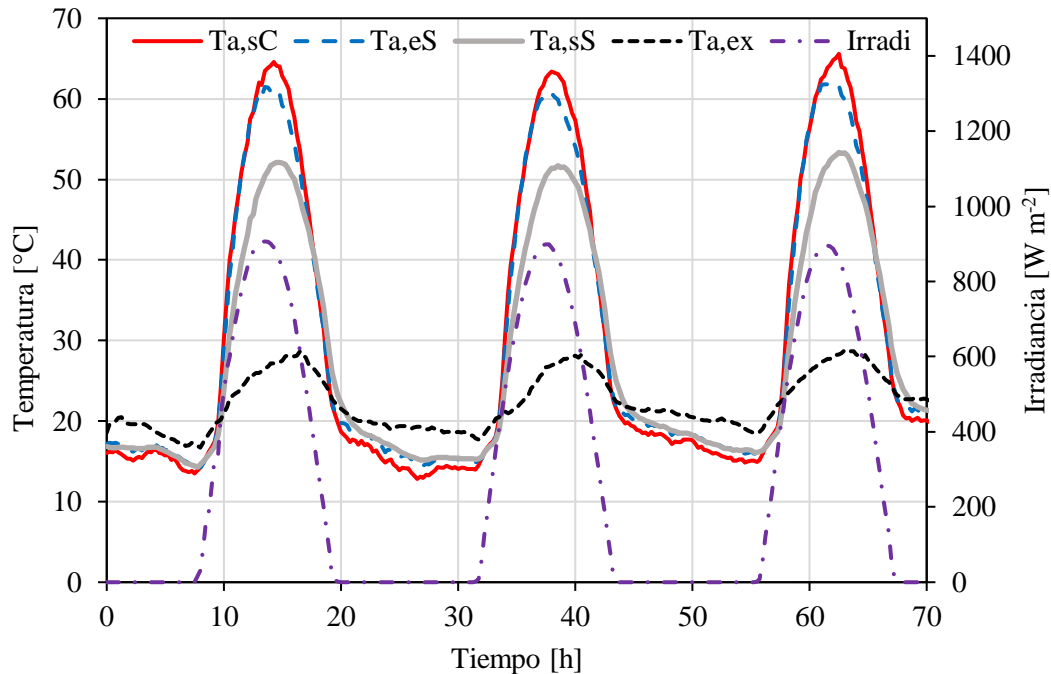
**Figura 6: Vista del secadero tendalero solar compacto**

| Datos climáticos                                                  |          |          |          |
|-------------------------------------------------------------------|----------|----------|----------|
|                                                                   | 1er. día | 2do. día | 3er. día |
| Radiación global sobre superficie horizontal [Mj/m <sup>2</sup> ] | 23,7     | 23,6     | 23,5     |
| Promedio temperatura ambiente horas diurnas [°C]                  | 24,3     | 24,0     | 25,3     |
| Promedio temperatura ambiente horas nocturna [°C]                 | 21,9     | 22,0     | 23,2     |
| Humedad relativa ambiente horas diurna [%]                        | 42,6     | 47,2     | 42,4     |
| Humedad relativa ambiente horas nocturna [%]                      | 50,1     | 52,5     | 48,1     |
| Parámetros físicos del colector y cámara de secado                |          |          |          |
| Área del colector [m <sup>2</sup> ]                               | 9,9      |          |          |
| Apertura solar [m <sup>2</sup> ]                                  | 9,9      |          |          |
| Inclinación del colector- secadero [°]                            | 0        |          |          |
| Flujo de aire [kg s <sup>-1</sup> ]                               | 0,17     |          |          |
| Superficie de bandeja [m <sup>2</sup> ]                           | 8,10     |          |          |
| Performance térmica del sistema                                   |          |          |          |
| Eficiencia global diaria de colección solar [%]                   | 61,03    | 61,38    | 61,19    |
| Promedio temperatura aire de salida nocturna colector [°C]        | 15,3     | 17,3     | 19,6     |
| Promedio humedad relativa aire salida diurna colector [%]         | 25,5     | 27,9     | 25,2     |
| Promedio humedad relativa aire salida nocturna colector [%]       | 63,6     | 60,6     | 55,8     |
| Máxima temperatura aire salida colector [°C]                      | 64,6     | 63,2     | 65,6     |
| Máxima temperatura aire salida secadero [°C]                      | 52,1     | 51,7     | 53,4     |
| Tiempo en que temperatura del aire esta 10 °C sobre ambiente (h)  | 8,3      | 8        | 7,8      |

**Tabla N°2: Resumen de datos climáticos, parámetros físicos y performance térmico del secadero**

Los datos climáticos son similares para los tres días de ensayo dentro de los márgenes de error de los instrumentos de medición utilizados. La eficiencia global diaria, en promedio para los tres días, fue del orden 61,2%. La humedad promedio del aire que sale del secadero durante la noche es demasiada alta, 60%. Esto se debe a la disminución de la temperatura del aire sobre la placa colectora por pérdida de radiación infrarroja; por lo que hay que estudiar detalladamente el comportamiento con carga debido a que los ventiladores funcionan durante la noche y podrían realizar un aporte importante de humedad.

En la figura 7 se muestran las temperaturas del aire a la salida del colector ( $T_{a,sC}$ ), entrada del recinto de secado ( $T_{a,eS}$ ), salida del secadero ( $T_{a,sS}$ ), la temperatura ambiente exterior ( $T_{a,ex}$ ) y la irradiancia solar, para tres días claros del mes de marzo, en función del tiempo y sin producto en el secadero.

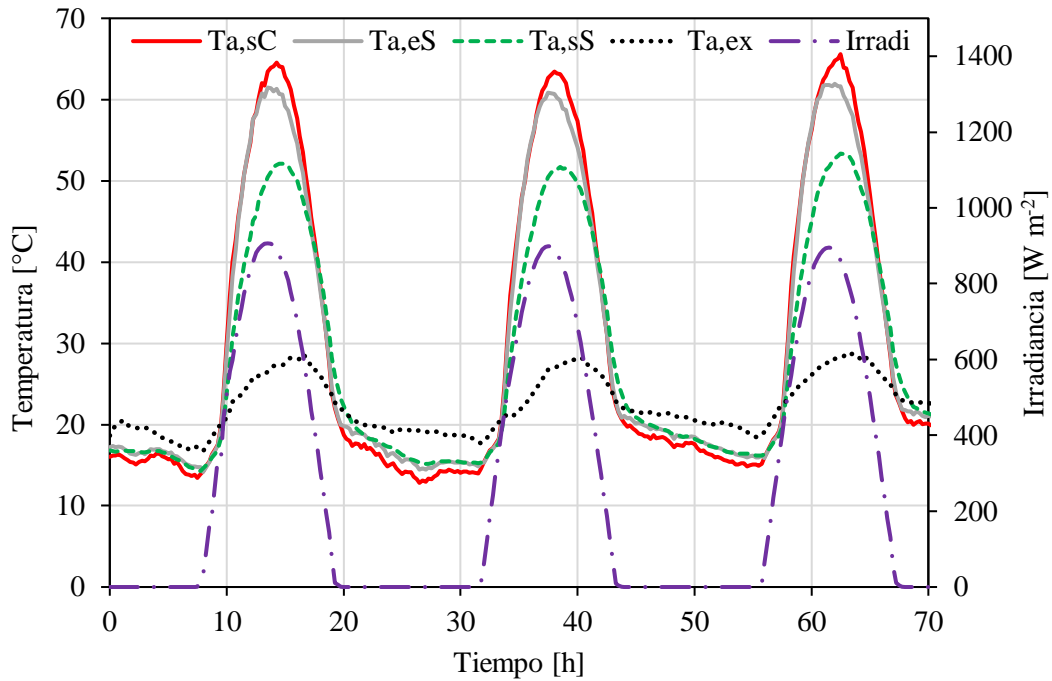


**Figura N°7: Variación de temperatura del aire y la irradiancia sobre superficie horizontal para tres días claros durante el ensayo**

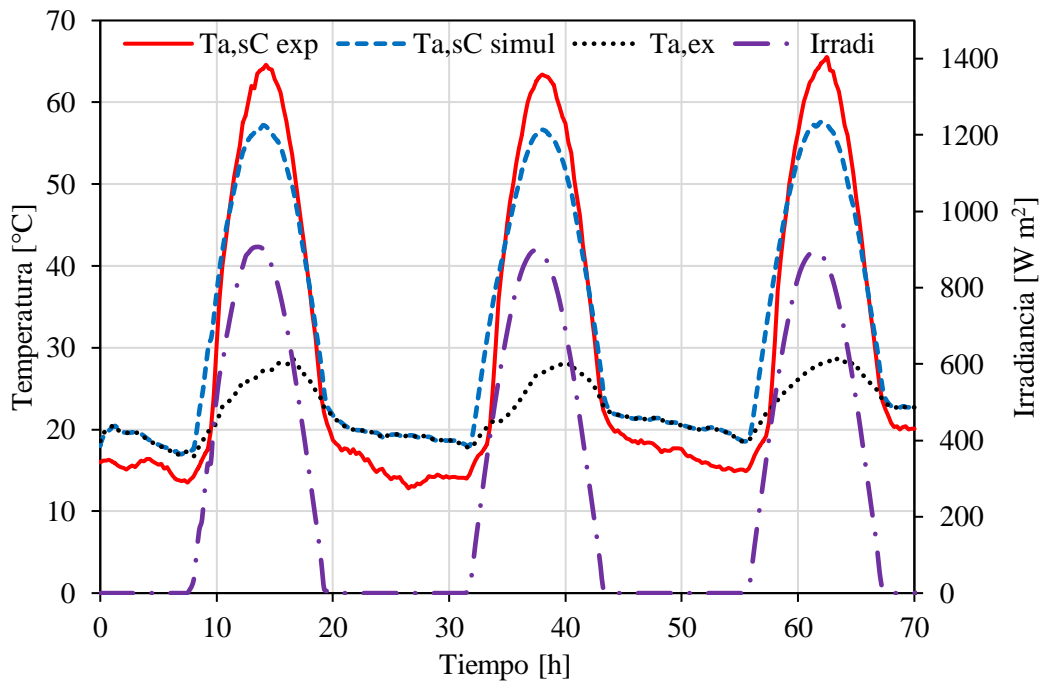
#### *Simulación del STSC*

Para corroborar la predicción realizada por el modelo desarrollado a partir del secadero tendalero de 10 m, respecto al sistema STSC construido, se utilizó el mismo circuito eléctrico-térmico pero utilizando los datos climáticos de los días en que se realizaron los ensayos experimentales. En la figura 8 se grafica la temperatura experimental del aire a la salida del colector, la temperatura obtenida por el modelo que se usó para el diseño del equipo,  $T_{a,sC}$  simul, la temperatura ambiente exterior y la irradiancia solar sobre superficie horizontal. Se advierte que hay una diferencia, en promedio para los tres días, del orden del 12 % entre la temperatura máxima del aire medida a la salida del colector y lo pronosticado por el modelo. Mientras que la diferencia medida y simulada de la temperatura promedio máxima a la salida de la cámara de secado, para los tres días de funcionamiento, figura 9, es del orden de un 3,4 %.

Otro aspecto a tener en cuenta al analizar los resultados del diseño frente al prototipo construido, es que cuando se realizó la simulación y ajuste del diseño, los plásticos de la cubierta ya tenían un año de colocados, mientras que en el prototipo construido son nuevos, lo que influye en los coeficientes de transmitancia de la radiación. También hay que tener en cuenta que los materiales constructivos no son exactamente iguales térmicamente.



**Figura N° 8:** Comparación de los resultados del modelo utilizado para el diseño con los obtenidos experimentalmente respecto a la temperatura del aire a la salida del colector.



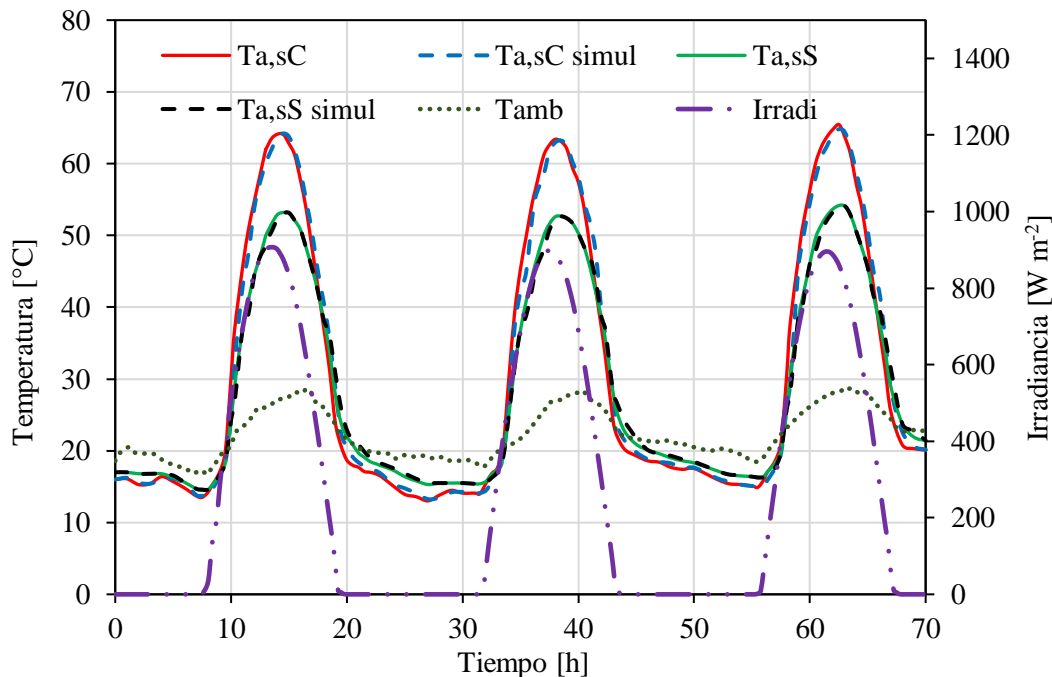
**Figura N°9:** Comparación de los resultados del modelo utilizado para el diseño con los obtenidos experimentalmente respecto a la temperatura del aire a la salida de la cámara de secado.

*Ajuste del modelo numérico de simulación*

El proceso de ajuste se realizó durante tres días claros y consecutivos. Se usó el modelo detallado en Iriarte y Bistoni (2016) ajustándose las temperaturas de salida del colector y secadero. Los parámetros de ajuste fueron coeficientes de transferencias convectivos en el colector y el producto absorbancia-transmitancia ( $\alpha\tau$ ) de las cubiertas, debido al por el deterioro de los plásticos durante un año.

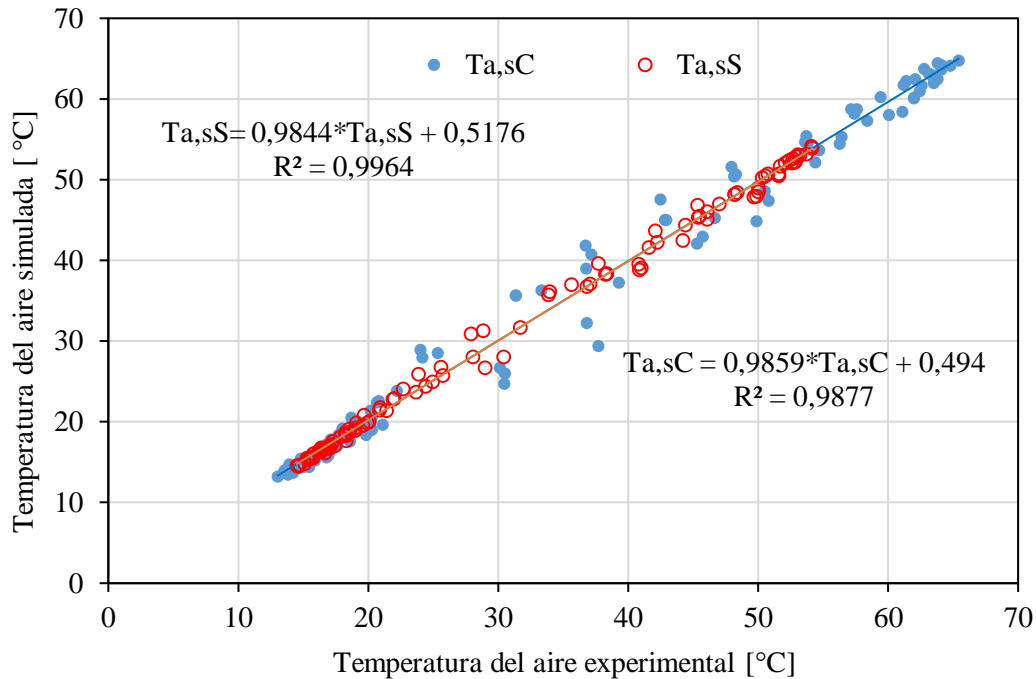
En la figura 10 se muestra el ajuste del modelo, observándose las temperaturas experimentales de salida del colector y salida del recinto de secado y los resultados de la simulación, como así también la temperatura ambiente exterior y la irradiancia sobre superficie horizontal. Para los tres días consecutivos se obtuvo, para la temperatura a la salida del colector y la simulada, una desviación promedio de aproximadamente 1,4 °C y un error relativo de 2,5 %. Mientras que para la temperatura a la salida del recinto de secado y su correspondiente simulada, fue del orden de 0,5 °C y un error relativo de 1,6%.

Los resultados del ajuste se aprecian también en la figura 11 donde se muestra la correlación que existe entre los valores de temperatura experimentales y simulados para las temperaturas de salida del colector y del recinto de secado, observándose una buena concordancia para las dos temperaturas.



**Figura N°10. Ajuste de temperaturas experimentales y las obtenidas por la simulación numérica**





**Figura N° 11: Desviación entre datos experimentales y simulados**

#### *Secado de zanahoria*

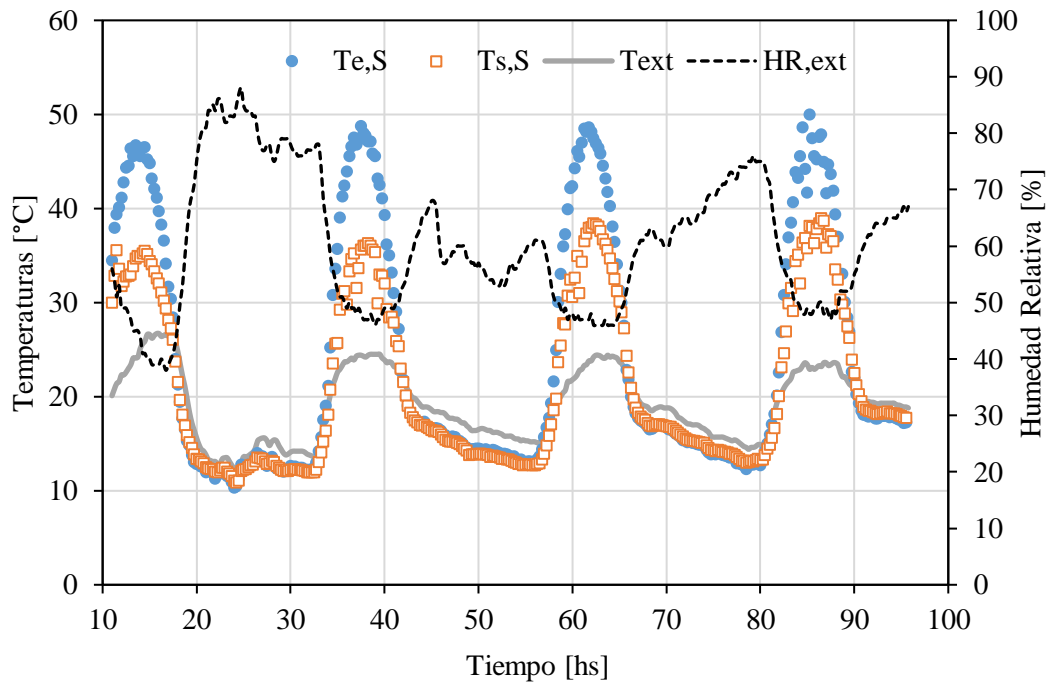
El secado se realizó durante el mes de mayo. Se colocaron 46 kg de zanahoria cortadas en rodajas y distribuidas en 10 bandejas, cinco del lado N (identificadas con números pares) y cinco del lado Sur (identificadas con números impares), obteniendo 4,9 kg de zanahoria deshidratada, figura 12. Los ventiladores funcionaron durante la noche.

Durante la experiencia de secado la temperatura del aire exterior,  $T_{ext}$ , varió en el primer día entre 10,1 °C y 26,4 °C a las 15,45 h; el segundo día entre 14 °C y 24,5 °C a las 14,30 h, el tercer día entre 16 °C y 24,4 °C y entre 16 °C y 23,4 °C el cuarto día. La irradiación fue aproximadamente de 12 MJ m<sup>-2</sup> para los cuatro días de secado, valor aceptable para el mes de mayo. Como se advierte en la figura 13 el valor máximo de la temperatura del aire a la entrada del secadero,  $T_{e,S}$ , fue en promedio de 48 °C. En los dos primeros días la variación de temperatura del aire entre entrada,  $T_{e,S}$ , y salida del secadero,  $T_{s,S}$ , fue de 11,85 °C y 12,5 °C, respectivamente y en el tercero y cuarto día esta variación fue de 10,17 °C y 9,70 °C respectivamente. Si bien es de esperar que por enfriamiento evaporativo haya una disminución en la temperatura del aire cuando circula sobre el producto, se considera que es necesario disminuir la variación de la temperatura del aire entre entrada y salida del secadero.



**Figura N°12: Carga de zanahoria cortada en rodajas**

La humedad relativa ambiente exterior,  $HR_{ext}$ , estuvo en promedio a 28 % durante las horas de sol, mientras que durante la noche del primer día alcanzó un valor promedio de 80 %, durante la segunda noche 60 % y durante la tercera noche un valor promedio de 65 %.

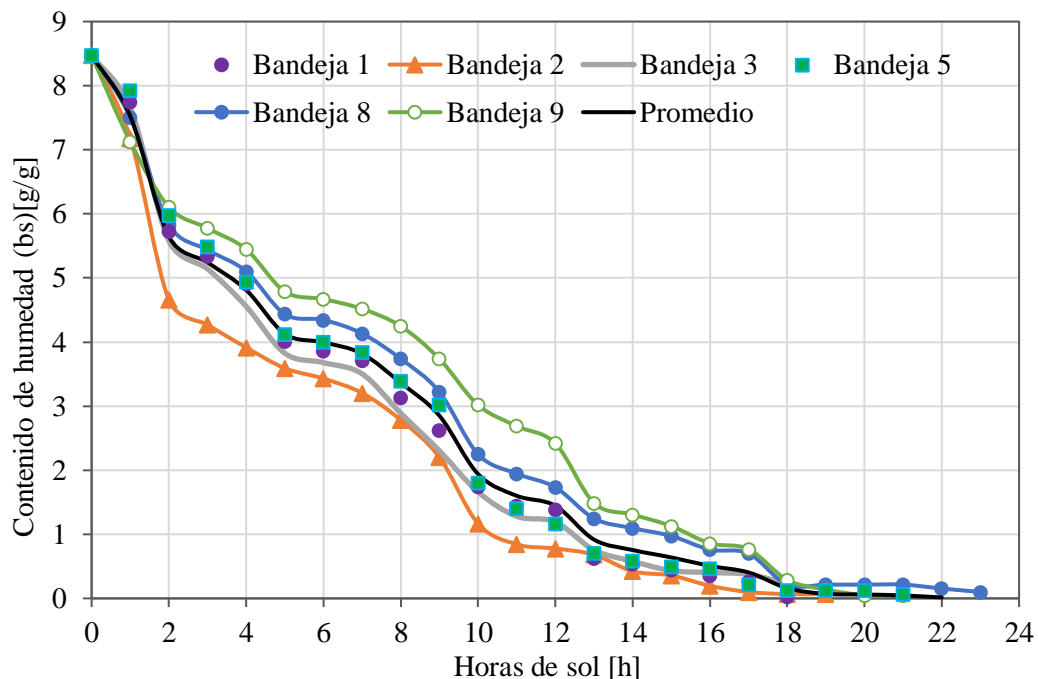


**Figura N°13: Temperaturas del aire exterior, entrada y salida de secadero y humedad relativa exterior**

Las curvas del secado de zanahoria, excluyendo la noche, para las muestras colocadas en las bandejas 1,2, 3, 5, 8, 9 y la curva de secado promedio se muestran en la figura 14.

El tiempo necesario para el secado, desde un contenido de humedad inicial de 8,47 g de agua/g materia seca a un contenido de humedad final de 6 % (bs) fue de tres y cuatro días, según la ubicación de las muestras. Si se excluyen las horas de noche, el tiempo de secado para bandeja 1 fue 18 h y entre 21 y 23 h para las bandejas 8 y 9. Esta diferencia en los tiempos de secado para las bandejas ubicadas próximas a la entrada al secadero y a la salida, se debe principalmente a la diferencia de temperatura del aire entre entrada y salida del secadero, observada en la figura N° 13.

Para el ajuste del modelo matemático se consideró la relación de humedad (MR) para el promedio de las 10 bandejas. En la Tabla N°3 se muestran los modelos que cumplieron los criterios fijados anteriormente. En todos los casos los valores de  $R^2$  variaron entre 0,976 y 0,986 y los de  $\chi^2$ , RMSE y MBE entre 0,00138 y 0,00211 y entre 0,03485 y 0,04502 respectivamente.



**Figura N°14: Curvas de secado por bandejas**

| <b>Modelos</b>     | <b>R<sup>2</sup></b> | <b><math>\chi^2</math></b> | <b>RMSE</b>    |
|--------------------|----------------------|----------------------------|----------------|
| Newton             | 0,976                | 0,00211                    | 0,04505        |
| Henderson y Pabis  | 0,976                | 0,00221                    | 0,04502        |
| Wang & Singh       | 0,977                | 0,00215                    | 0,04439        |
| <b>Logarítmico</b> | <b>0,986</b>         | <b>0,00138</b>             | <b>0,03485</b> |

**Tabla N°3: Resultados del análisis estadístico**

Los coeficientes obtenidos a partir del ajuste logarítmico  $MR = a \cdot \exp(-kt) + c$  se muestran en la Tabla 4:

| <b>k</b>      | <b>a</b>      | <b>c</b>       |
|---------------|---------------|----------------|
| 0,113 ± 0,010 | 1,071 ± 0,032 | -0,102 ± 0,034 |

**Tabla N° 4: Coeficientes del modelo Logarítmico**

Como la eficiencia de secado varía significativamente con el contenido de humedad del producto, se calculó la eficiencia del global del secadero para el primer día y el segundo día de secado dando los valores de 32 % y 26 % respectivamente. El producto deshidratado presentó una buena calidad sensorial.

## CONCLUSIONES

La modelización de un sistema es un instrumento interesante para diseñar prototipos a partir de los datos obtenidos e inferir sus comportamientos. El software SIMUSOL permitió predecir el comportamiento térmico del colector y determinar las dimensiones óptimas del colector del secadero forzado como así también el flujo de aire dentro del mismo. Los resultados de la simulación cumplen con las condiciones impuestas para el diseño: temperatura máxima del aire sobre el producto debe ser menor a 75 °C y velocidad del aire sobre producto  $\geq 1 \text{ m s}^{-1}$ .

El secadero es de una construcción sencilla, de bajo costo y mano de obra no especializada. Se utilizan materiales que se pueden obtener en el mercado local. La capacidad de carga es razonable, especialmente para los medianos productores. Estas cualidades del secadero facilitan su transferencia y adopción. En zonas donde no se dispone de energía eléctrica, los ventiladores pueden ser accionados por módulo fotovoltaico.

Los resultados experimentales obtenidos, para el secadero en vacío, son óptimos, destacándose la eficiencia global del colector durante los tres días de ensayo. Si bien los niveles de temperatura sobre las bandejas son aceptables, es conveniente mejorar el diseño a fin de aumentar la velocidad de circulación sobre el producto en la cámara de secado. Como el recorrido del aire desde los ventiladores del colector hasta la salida del secadero es de 12 m, conviene incorporar dos ventiladores - extractores más a la salida. Además, será ventajoso considerar la incorporación de un sistema de calentamiento auxiliar para evitar el aumento de humedad dentro del secadero durante la noche.

En cuanto al proceso de secado se destaca que el secadero compacto demostró ser apto para obtener productos deshidratados porque permitió reducir el tiempo de secado y mejorar la calidad del producto final.

El modelo de secado logarítmico, se considera adecuado para describir el comportamiento del secado de la zanahoria cortada en rebanadas por tener el valor más alto de  $R^2$  y los valores más bajos de RMSE y  $\chi^2$ .

Se advierte que como la temperatura y humedad del aire en un proceso de secado con energía solar, son variables dependientes de las condiciones meteorológicas, es necesario un sistema de control que permita encender y apagar los ventiladores cuando las condiciones lo requieran.

## NOMENCLATURA

|                                                                    |                                                         |
|--------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|
| $A_c$ = área de colección [ $m^2$ ]                                | $T_{c1}$ = temperatura cubierta 1 [ $^{\circ}C$ ]       |
| $B$ = ancho del colector [m]                                       | $T_{c2}$ = temperatura cubierta 2 [ $^{\circ}C$ ]       |
| $C_{p,f}$ = calor específico del fluido (aire) [ $J\ kg^{-2}$ ]    | $T_f$ = temperatura fluido [ $^{\circ}C$ ]              |
| $C_{p,L}$ = calor específico del líquido [ $J\ kg^{-2}$ ]          | $T_p$ = temperatura placa colector [ $^{\circ}C$ ]      |
| $C_{p,V}$ = calor específico del vapor de agua [ $J\ kg^{-2}$ ]    | $T_{sk}$ = temperatura de cielo [ $^{\circ}C$ ]         |
| $C_{p,w}$ = calor específico del agua [ $J\ kg^{-2}$ ]             | $v_f$ = velocidad del fluido [ $m\ s^{-1}$ ]            |
| $G$ = flujo másico del fluido (aire) [ $kg\ m^{-2}$ ]              | $h_{c,c1-ai}$ = coef. convectivo entre $C_1$ y aire     |
| $I_p$ = Irradiancia solar absorbida placa [ $W\ m^{-2}$ ]          | $h_{c,c2-f}$ = coef. convectivo entre $C_2$ y el fluido |
| $I_{c1}$ = Irradiancia solar absorbida $C_1$ [ $W\ m^{-2}$ ]       | $h_{c,c1-aex}$ = coef. convectivo entre $C_1$ y aire ex |
| $I_{c2}$ = Irradiancia solar absorbida $C_2$ [ $W\ m^{-2}$ ]       | $h_{c,c2-ai}$ = coef. convectivo entre $C_2$ y aire     |
| $v_i$ = velocidad del aire sobre la bandeja [ $m\ s^{-1}$ ]        | $h_{c,p-f}$ = coef. convectivo entre placa y el aire    |
| $m_f$ = masa del fluido [kg]                                       | $h_{r,c1-sk}$ = coef. radiativo entre $C_1$ y cielo     |
| $T_{aex}$ = temperatura del aire ambiente [ $^{\circ}C$ ]          | $h_{r,c2-c1}$ = coef. radiativo entre $C_2$ y $C_1$     |
| $T_{ai}$ = temperatura del aire entre cubierta 1-2 [ $^{\circ}C$ ] | $h_{r,p-c2}$ = coef. radiativo entre placa y $C_2$      |

\*Los coeficientes convectivos y radiativos están en [ $W\ m^{-2}\ ^{\circ}C^{-1}$ ]

## BIBLIOGRAFÍA

- Bala, B.K., Ashraf, M.A., Uddin, M.A., Janjai, S., (2005): Experimental and neural network prediction of the performance of a solar tunnel drier for drying jackfruit bulbs and leather. *Journal of Food Process Engineering* 28, 552–566.
- Bistoni S., Iriarte A., Fagonde V. y Rodríguez M. I.(2015):Secadero solar con estantes.Revista del CIZAS, Vol. 16, N° 1-2, pág. 22-34.
- Duffie J. A. y Beckman W. A., (1991): *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2ª edition, Wiley Interscience, New York.
- Chen, H.H., Hernandez, C.E., Huang, T.Z., (2005): A study of the drying effect on lemon slices using a closed-type solar dryer. *Solar Energy* 78, 97–103.
- Forson, F.K., Nazha, M.A.A., Rajakaruna, H., (2007):Modelling and experimental studies on a mixed-mode natural convection solar cropdryer. *Solar Energy* 81, 346–357.
- Jain, D., Tiwari, G.N., (2004): Effect of greenhouse on crop drying under natural and forced convection. I: Evaluation of convective mass transfer coefficient. *Energy Conversion and Management* 45, 765–783.
- Hossain, M.A., Bala, B.K., (2007): Drying of hot chilli using solar tunnel drier. *Solar Energy* 81, 85–92.
- Iriarte A., (2001): Acondicionamiento término solar de invernaderos para la producción agrícola intensiva. Tesis Doctoral, Universidad Nacional de Salta.
- Iriarte A., Bistoni S., García V., Luque V., (2013): Evaluación de un secadero solar tendalero túnel: estudio de secado de manzanas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 17, 21-28.
- Iriarte A., Rodríguez C., Bistoni S., Hall M., (2014): Simulación de un secadero solar tendalero túnel: Caracterización y optimización. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 18, 825 – 834.
- Iriarte A., García V. y Bistoni S., (2015): Ensayos y simulación de un nuevo tendalero solar activo tipo túnel. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 19, 02.29-02.38,
- Saravia L. y Saravia D., 2000. Simulación de sistemas solares térmicos con un programa de cálculo de circuitos eléctricos de libre disponibilidad. *Avances Energías Renovables*, 4, 8.17 - 8.23.
- Sharma, V.K., Colangelo, A., Spagna, G., (1995): Experimental investigation of different solar driers suitable for fruits and vegetable drying. *Renewable Energy* 6, 413–424.