

## SIMULACION MEDIANTE SIMUSOL DE UN SECADOR SOLAR PASIVO DE PRODUCCION CONTINUA.

G. Durán<sup>1</sup>, M. Condorí

INENCO, Instituto UNSa-CONICET  
Universidad Nacional de Salta,  
Calle Buenos Aires 177, 4400, Salta, Argentina  
Fax: 54-387-4255489, Email:gduran@inenco.net, condori@inenco.net

*Recibido: 20-07-09 ; Aceptado:6-10-09.*

**RESUMEN.-** Se realiza un estudio analítico y computacional para determinar la velocidad y la temperatura del flujo de aire producido en el interior de un diseño de secador solar propuesto. En este estudio se considera la variación de la densidad del aire con la temperatura y la humedad absoluta. Así, se realiza una simulación computacional basada en la solución simultánea del balance energético y de flujo de aire, considerando la circulación de aire por diferencias de temperatura y presión, y la transferencia de vapor de agua desde el producto al ambiente por diferencias de humedad absoluta. Con tal fin, se presenta una simulación de un secador solar pasivo mediante SIMUSOL, resolviendo de forma simultánea el circuito de flujo por diferencias de temperatura, el circuito de flujo de masa por diferencias de presión, y un circuito que representa la difusión de agua desde el producto al ambiente.

**Palabras claves:** energía solar, chimenea solar.

## SIMULATION USING SIMUSOL OF A PASSIVE SOLAR DRYER IN CONTINUOUS PRODUCTION.

**ABSTRACT.-** In this work, an analytical and computational study to determine the velocity and temperature of the air flow produced inside the solar dryer is proposed. In this study is considered the density variation of air temperature and absolute humidity. Thus, a computer simulation is performed. This computer simulation is based on the simultaneous solution of energy balance and air flow, considering the movement of air temperature and pressure differentials, and transfer of water vapor from the product to the ambient absolute humidity differences. To this end, we present a simulation of a passive solar dryer with SIMUSOL, simultaneously solving the flow circuit by temperature differences, the circuit mass flow pressure differences, and a circuit that represents the diffusion of water from the product to the environment.

**Keywords:** solar energy, solar chimney.

### 1. INTRODUCCIÓN

La manera más confiable en la que un secador solar puede trabajar con convección natural, es mediante el uso de una chimenea solar, aprovechando el gradiente térmico que se produce en ella. Este sistema tiene un funcionamiento que se autorregula con la radiación solar, es económico en cuanto a su construcción, no necesita de sistemas complejos de control y es independiente de las fuentes externas de energía (Román, 1992; Condorí y Durán, 2004; Condorí y Durán 2007).

Según la ecuación de Bernoulli, en la chimenea la velocidad del flujo de aire es directamente proporcional a la diferencia de presión entre la columna de aire a la salida y la atmosférica, e inversamente proporcional a la densidad del aire. Es decir que se aumenta el tiraje de la chimenea incrementando su altura, esto mejora la diferencia de presión, o aumentando la temperatura de salida, lo cual

disminuye la densidad del aire.

Para el caso de un secador de 50 m<sup>2</sup> de planta, la altura requerida para una chimenea solar con un metro cuadrado de área transversal suele superar los seis metros. Al aumentar la carga de producto en el secador se necesita más altura en la chimenea, lo que implica un mayor costo en estructuras para resistir la fuerza del viento, la que también se incrementa con la altura. En consecuencia, la altura es un fuerte limitante del sistema, y es conveniente realizar esfuerzos para mejorar la eficiencia térmica de la chimenea, a fin de aumentar el caudal de salida.

La velocidad del flujo es función de la densidad del aire, que depende también de la temperatura y del contenido de humedad. En un secador, en días de baja radiación solar una chimenea produce baja extracción de aire húmedo, lo que favorece la formación de hongos sobre el producto, o si éste está parcialmente seco y la radiación es alta, se producen elevadas temperaturas que pueden llegar a quemar el producto. El flujo de aire también está limitado por la distribución del producto a secar, las pérdidas de presión

<sup>1</sup> Becario CONICET Tipo I

producidas por singularidades en la estructura del secador, y por la velocidad de evaporación requerida en la cámara de secado, directamente proporcional al flujo másico de aire.

En consecuencia, el correcto diseño de una chimenea solar para ser aplicada al secado de alimentos debe asegurar un tiraje adecuado teniendo en cuenta las condiciones habituales de radiación incidente, temperatura ambiente, temperatura y humedad de la cámara de secado, las pérdidas de presión que se producen en todo el sistema, las renovaciones de aire requeridas por el proceso de secado y la eficiencia térmica de la chimenea, la cual debe estar optimizada.

## 2. MODELO DE FLUJO MASICO DE AIRE

Para determinar una ecuación que describa el comportamiento del flujo másico del aire en el interior de la chimenea se ha seguido principalmente los lineamientos de Bansal (Bansal et al., 1993), y de Condori (Condori y Durán, 2005).

En la figura 1 se muestra un esquema de una chimenea solar. En ella, la caída de presión dinámica del flujo, evaluada en la entrada y salida de la chimenea se define como:

$$(P_o - P_{i0}) = C_1 \frac{1}{2} \rho_{i0} v_{i0}^2 A_T^2 \quad (1)$$

$$(P_{iH} - P_H) = C_2 \frac{1}{2} \rho_{iH} v_{iH}^2 A_T^2 \quad (2)$$

donde  $C_1$  y  $C_2$  son los coeficientes de descarga, y  $A_T$  es el área transversal al flujo de aire. La velocidad del aire  $v$  se calcula por la ecuación de Bernoulli evaluada a la entrada y a la salida de la chimenea.  $P$  es la presión de la columna de aire en el interior de la chimenea,  $P_a$  es la presión atmosférica y  $\rho$  es la densidad del aire. Los índices  $H$  y  $0$  indican que las propiedades antes mencionadas son evaluadas a la altura de salida de la chimenea y a la de entrada, respectivamente.

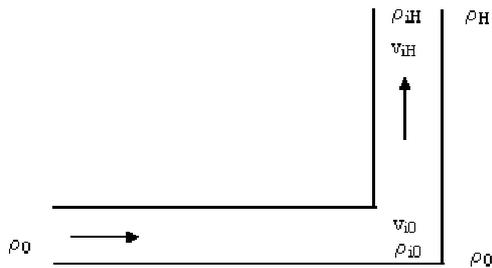


Fig. 1: Esquema de la chimenea solar propuesta.

Considerando estado estacionario, se determina la presión estática de la columna de aire por encima de un punto situado a la entrada de la chimenea y para otro punto exterior ubicado a la misma altura. Debido a que la densidad del aire cambia con la temperatura,  $\rho$  representa el valor medio de la densidad. Para el aire en el exterior se considera una temperatura uniforme  $T_a$ . La diferencia de estas presiones estáticas permite determinar la fuerza de ascensión:

$$P_o = P_H + \rho_a g H, \quad P_{i0} = P_{iH} + \rho_{iH} g H$$

$$(P_o - P_{i0}) + (P_{iH} - P_H) = g H (\rho_a - \rho_{iH}) \quad (3)$$

Despejando de las ecuaciones (1) y (2) las respectivas diferencias de presión y sustituyéndolas en la ecuación (3), se obtiene la siguiente expresión en función de los caudales.

$$C_1 \frac{1}{2} \rho_{i0} v_{i0}^2 + C_2 \frac{1}{2} \rho_{iH} v_{iH}^2 = g H (\rho_a - \rho_{iH}) \quad (4)$$

Debido a que en el interior de la chimenea existe un cambio de la densidad del aire con la posición, es adecuado tener en cuenta la ecuación de continuidad para el flujo másico

$$\dot{m} = \rho_{i0} A_T v_{i0} = \rho_{iH} A_T v_{iH} \quad (5)$$

Introduciendo la ecuación (5) en la (4), se obtiene finalmente la expresión para el flujo másico del aire.

$$\dot{m} = A_T \left[ \frac{2gH \rho_{i0} \rho_{iH} (\rho_a - \rho_{i0})}{C_2 \rho_{i0} + C_1 \rho_{iH}} \right]^{1/2} \quad (6)$$

En la ecuación (6), se ve claramente que la fuerza ascensional está dada por la raíz cuadrada de la diferencia de densidad del aire en el interior y el exterior, pero también es proporcional a la altura y al diámetro de la chimenea.

Si en la ecuación (6) se considera  $\rho_{i0} \approx \rho_{iH}$ , se obtiene una ecuación simplificada para el flujo que muestra explícitamente que la fuerza de elevación del aire es originada por la diferencia de densidad entre el aire a la salida de la chimenea y el ambiente.

$$\dot{m} = A_T \left[ \frac{2gH \rho_{i0} (\rho_a - \rho_{i0})}{C_T} \right]^{1/2} \quad (7)$$

En esta ecuación, se tiene en cuenta el grado de saturación del aire húmedo que se obtiene a partir de la humedad absoluta de entrada. En el interior de la chimenea ésta es constante, ya que el calentamiento del aire se produce en forma sensible.

### 2.1. La densidad del aire.

La densidad del aire se determina en función de la temperatura y la humedad absoluta. Si bien se suele considerar sólo la dependencia con la temperatura, el contenido de humedad del aire es de gran importancia en las aplicaciones de secado solar.

Específicamente, un aumento de la humedad del aire producirá una disminución de la densidad respecto a los valores para aire seco. En nuestro caso, la densidad del aire húmedo se calcula por la siguiente correlación (ASHRAE, 1989):

$$\rho_{i0} = \left[ \frac{R_a T_{i0}}{P_{i0}} (1 + 1,6078 W_{i0}) \right]^{-1} \quad (8)$$

Donde  $R_a = 287,055 \text{ J/Kg K}$  es la constante de los gases para aire seco,  $T$  es la temperatura absoluta del aire,  $P$  es la presión total del lugar y  $W_e$  es la humedad absoluta del aire que ingresa a la chimenea.

#### 4. USO DEL MODELO DE VENTILACION EN SIMUSOL

Sceptre, software de simulación de circuitos eléctricos permite la resolución de sistemas eléctricos transitorios lineales, esto es, circuitos que cumplan la Ley de Ohm y en los cuales se cumplan las Leyes de Kirchhoff. Como las expresiones que gobiernan la transferencia de energía por diferencia de temperatura son equivalentes a las que representan el flujo de calor en un circuito cerrado, se desarrolló SIMUSOL (Alía y Saravia, 2003), un software que permite la resolución transitoria de circuitos de flujo de calor y que utiliza a Sceptre como motor de cálculo. Los elementos necesarios para el diseño del circuito térmico (resistencias, flujos, acumuladores de calor, etc), se encuentran agrupados en plantillas integradas a Dia, un software de creación de diagramas utilizado por SIMUSOL para realizar el diseño gráfico de los circuitos a simular.

La principal característica que deben cumplir los circuitos de SIMUSOL es la linealidad de las expresiones gobernantes, y la conservación el flujo de potencial de forma análoga a las Leyes de Kirchhoff. Así, las posibilidades de SIMUSOL pueden ampliarse a distintos tipos de fenómenos físicos representados por expresiones equivalentes a las mencionadas. Así, SIMUSOL puede utilizarse en la resolución de problemas físicos de flujo de aire por diferencias de presión (Condorí y Durán, 2005; Durán y Condorí, 2006), y de flujo de masa por diferencias de humedad relativa (Saravia et al., 2007).

Para incorporar el modelo de ventilación a SIMUSOL se desarrolló una plantilla de elementos que representen de forma gráfica la cinemática del flujo de aire por diferencias de presión (Durán y Condorí, 2006), integrada al menú ofrecido por SIMUSOL bajo Dia.

#### 5. SIMULACIÓN DE UN SECADOR SOLAR TIPO

Se simuló un secador pasivo, compuesto por un precalentador de 24 m de largo, 1.8 m de ancho y 0.25 m de alto, una cámara de secado de 10m x 1.8m x 0.5m, un colector de piedra como elemento de transición ubicado a la salida de la cámara de secado y una chimenea solar de 3.75 m de alto y 0.6m de diámetro. La chimenea solar fue diseñada suponiendo un caño de chapa galvanizada pintada en negro mate, con una aislación cilíndrica de plástico de invernadero, formando una cavidad de 5cm de diámetro. Por ultimo, y como elemento auxiliar a la circulación del flujo de aire, se diseñó un extractor eólico de tipo veleta en el extremo superior de la chimenea (Condorí y Durán, 2004).

Se supuso que una carga de 180 kg de pimientón, distribuidos uniformemente en el interior de la cámara de secado, con una densidad constante de 10 kg de producto por metro cuadrado de superficie interna.

El sistema fue diseñado para secar la totalidad de la carga en un tiempo cercano a las 24 horas. Los valores de temperatura ambiente, radiación solar global y velocidad de viento se suponen variables en el tiempo, representando las condiciones ambientales de un día tipo de Marzo, en Salta Capital.



Fig. 2: Esquema del secador simulado. El grafico no tiene esta realizado a escala.

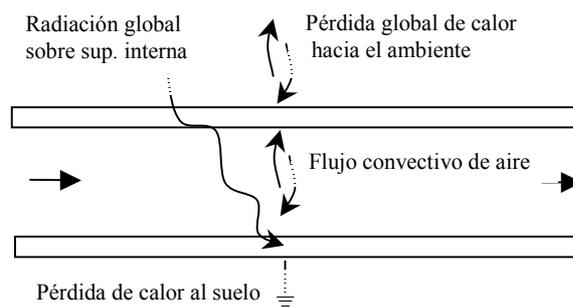


Fig. 3: Esquema simplificado de las transferencias de energía en el sistema.

La simulación se realizó considerando la interacción de los resultados obtenidos entre el circuito térmico, de presión y de humedad. Así, la salida de temperatura del circuito térmico modifica la densidad de flujo de aire del circuito de presión, y el flujo de masa resultante de la acción combinada de la chimenea solar y el extractor eólico ingresa al circuito de difusión de agua del producto. De esta forma, las variables del sistema simulado (temperatura, densidad, presión y contenido de humedad del aire) actúan como vínculo entre los distintos circuitos que describen el proceso de secado.

En la figura 3 se describe de forma simplificada el balance de energía empleado en un volumen de control cualquiera. El circuito térmico de la figura 4 detalla de forma completa el balance de energía asociado al secador, junto a algunos de los cuadros de datos más importantes. La tabla 1 describe de forma breve los elementos del circuito térmico. Así, la figura 5 y la tabla 2 detallan el circuito de flujo de aire por diferencias de presión, y sus elementos característicos.

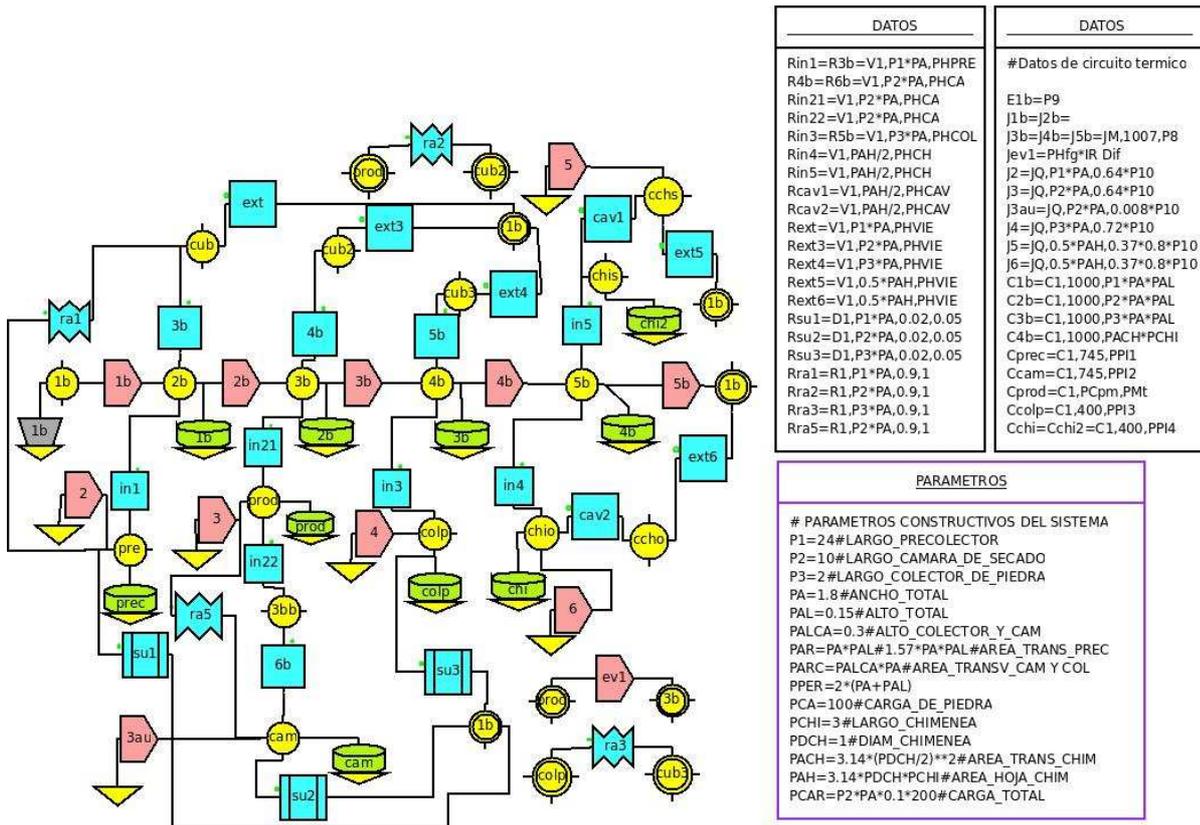


Fig. 4: Circuito térmico para el secador propuesto. Se indican los cuadros entrada de datos y parámetros constructivos.

Tabla 1: Elementos del circuito térmico.

ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
Resistencias convectivas in1,3b	Convección natural en el interior del precalentador.
Res. convectivas in21,in22,4b,6b	Convección natural en la cámara de secado.
Res. convectivas in3,5b	Convección natural en el interior del colector de piedra.
Res. convectivas in4,in5	Convección natural en el interior de la chimenea.
Res. convectivas cav1,cav2	Convección natural en la cavidad aislante de la chimenea.
Res. conductivas su1,su2,su3	Perdidas de calor hacia el suelo.
Res. conv. ext1,ext3,ext4,ext5,ext6	Perdidas de calor exteriores por acción del viento.
Res. radiativas ra1,ra2,ra3,ra5	Intercambio radiativo interno en precalentador, cámara, colector y chimenea.
Fuentes de calor J2,3,4,5,6	Radiación global disponible en interior del secador y en la chimenea.
Fuente de calor J1b,2b,3b,4b,5b	Flujo de aire por convección natural en el secador
Inercia térmica Ccolp	Masa de piedra del acumulador

Tabla 2: Elementos del circuito de flujo de aire por pérdida de carga.

ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
Res. R1, R6	Pérdidas de carga por singularidades.
Res. R2, R4, R7, R9	Pérdidas de carga por roce, de acuerdo a la ecuación de Darcy.
Res. R3	Incremento de presión por ensanchamiento desde el precalentador a la cámara de secado.
Res. R5	Pérdida de carga por producto, en cámara de secado.
Res. R8, R10	Pérdida de carga por singularidades dinámicas en la entrada y salida de la chimenea
Fuente de flujo J11	Flujo de aire efectos combinados de la chimenea solar y el extractor eólico
Fuente de presión 1	Presión atmosférica de referencia, 880 HPa.ñ

Para determinar los valores de las resistencias al flujo de aire por pérdida de carga del circuito de ventilación, figura 5, se siguieron los lineamientos dados en Durán y

Condori, 2006. Así, las pérdidas de carga en los distintos elementos del circuito están descritas por las siguientes expresiones:

La caída de presión por roce se determina por la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p = f \left( \frac{L}{D} \right) P_D = \left[ \frac{f}{2\rho A_T^2} \left( \frac{L}{D} \right) m \right] m \quad (9)$$

Las pérdidas de presión debidas a las singularidades constructivas del sistema, tales como aberturas, ensanchamiento, curvas, etc., se calculan multiplicando la presión dinámica en la singularidad por el coeficiente de pérdida correspondiente:

$$\Delta p_i = C_i P_D = \left[ \frac{C_i}{2\rho A_T^2} m \right] m \quad (10)$$

donde  $\Delta p_i$  es la caída de presión a través del i-esimo elemento o singularidad,  $C_i$  es el coeficiente de pérdida correspondiente a la singularidad. En un ensanchamiento brusco se produce un incremento de presión, descrito por:

$$\Delta p_i = C_i (P_{Di-1} - P_{Di}) = \left[ \frac{C_i}{2\rho} m \left( \frac{1}{A_{i-1}^2} - \frac{1}{A_i^2} \right) \right] m \quad (11)$$

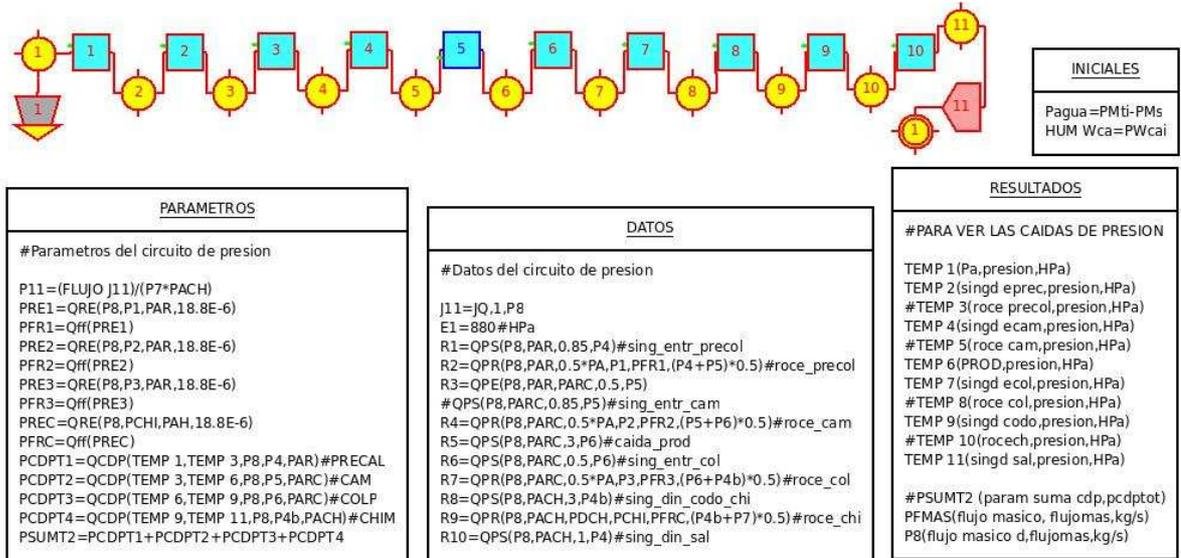


Fig. 5: Circuito de flujo por caída de presión. La resistencia R5 describe la caída de presión por carga de producto.

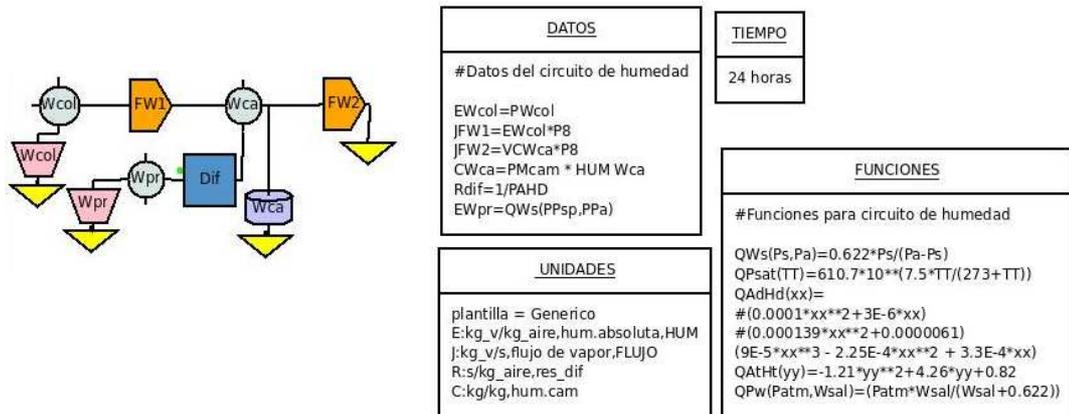


Fig. 6: Circuito de flujo de masa por diferencias de humedad absoluta.

Tabla 3: Elementos del circuito de evaporación de agua por diferencias de humedad absoluta.

ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
Fuentes de tensión genéricas Wcol, Wpr	Contenido de humedad del aire en el colector y del producto
Fuentes de corriente genéricas FW1, FW2	Flujo de vapor de agua por difusión
Resistencia genérica RDif	Resistencia asociada a la pérdida de agua del producto secado

En la tabla 3 se describen los elementos del circuito que representa la evaporación de agua en el producto. El circuito que simula esta evaporación es descrito en la figura 6.

En la simulación del producto secado se siguieron los lineamientos dados en Saravia, 2006. Así, cargando la curva de secado de una muestra de pimientón, se

pudo incorporar el producto a la simulación del secador. Las ecuaciones fundamentales del proceso de secado son:

La ecuación de la velocidad de secado:

$$R = hd * At * (Ws\{ps(Tp)\} - Wc) \quad (12)$$

Donde  $R = \Delta MI / \Delta t = Ms * \Delta X / \Delta t$  es la velocidad de secado en el producto. La segunda ecuación es el balance térmico del producto:

$$(Cps + CpaX) * Ms * (dTp/d\tau) - hfg * Ms * (dX/d\tau) = At * hc * (Tc - Tp) \quad (13)$$

En el lado derecho de la expresión se da la transferencia de calor desde el aire caliente al producto, del lado izquierdo, el primer término indica la acumulación de calor en el producto, y el segundo, la energía utilizada en el cambio de fase de la evaporación de agua.

En estas dos ecuaciones los parámetros  $hd$  y  $hc$  se tienen que ajustar de forma experimental, mediante la curva del producto a secar. Como el área total de producto  $A_t$  multiplica ambos factores, se determinan los productos:

$$\begin{aligned} Ahd &= At * hd \\ Ahc &= At * hc \end{aligned} \quad (14)$$

En la determinación de los coeficientes  $Ahd$  y  $Ahc$  para pimienta se siguió a Condori, 1998. Los coeficientes se ingresaron a la simulación del producto mediante funciones del contenido de humedad,  $x$  que depende de la temperatura, de forma que:

$$Ahd(x) = 9x10^{-5} x^3 - 2.25x10^{-4} x^2 + 3.3x10^{-4} x \quad (15)$$

$$Ahc(x) = -1.21x^2 + 4.26x + 0.82 \quad (16)$$

## 6. RESULTADOS OBTENIDOS

En la figura 7 se detallan los valores de temperatura de flujo de aire obtenidos en la simulación. Los resultados obtenidos en la simulación corresponden a un tiempo de secado de 24 horas, iniciando el proceso a la 7:00 horas. Se aprecia un máximo de 23 °C en la temperatura ambiente, a hora 14:00. Además, el flujo de aire en la cámara de secado registra un incremento cercano a los 40 °C respecto a la temperatura ambiente.

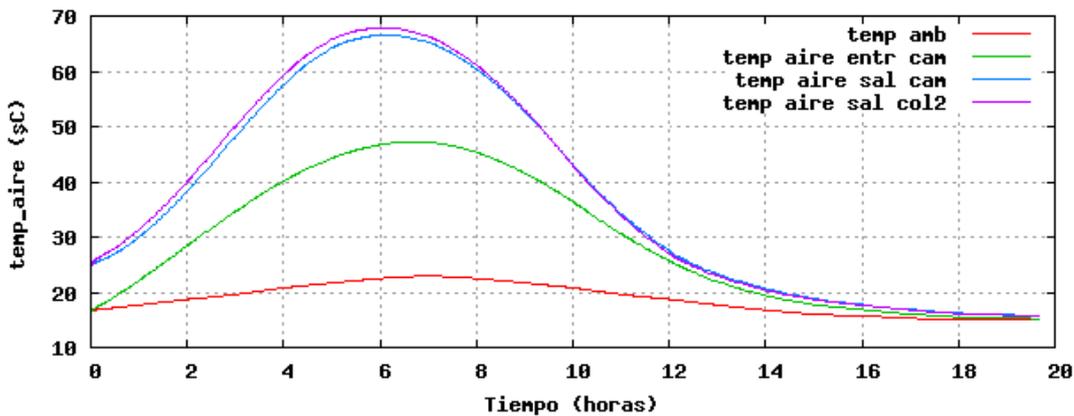


Fig. 7: Resultados de la simulación. Temperatura del flujo de aire en los distintos elementos del secador.

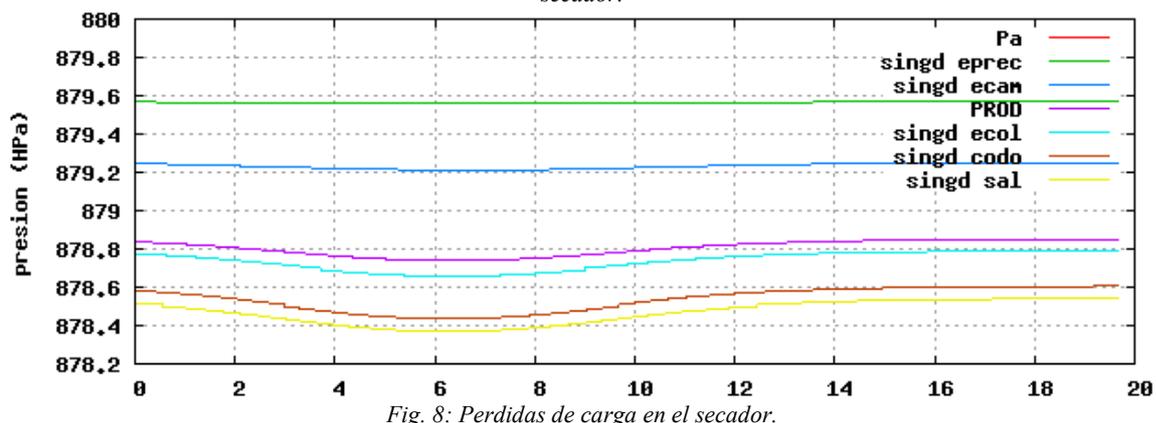


Fig. 8: Pérdidas de carga en el secador.

La figura 8 describe los resultados obtenidos en la simulación de las pérdidas de carga en el secador. En ella se observa que las mayores pérdidas de carga se producen en las singularidades dinámicas de la entrada de colector, en el desvío que sufre el flujo al ingresar a la chimenea, y por efectos del extractor eólico, a la salida de la misma. Puede notarse la importante pérdida de carga en la cámara de secado, debido a la carga de producto.

La figura 9 muestra los resultados de flujo de aire en la cámara de secado, a lo largo del día. Se observa también un valor constante de flujo de 0,3 kg/s, utilizado como mínimo flujo de diseño en la simulación. Puede observarse que el flujo de aire permite asegurar un buen funcionamiento del sistema diseñado a lo largo del proceso de secado.

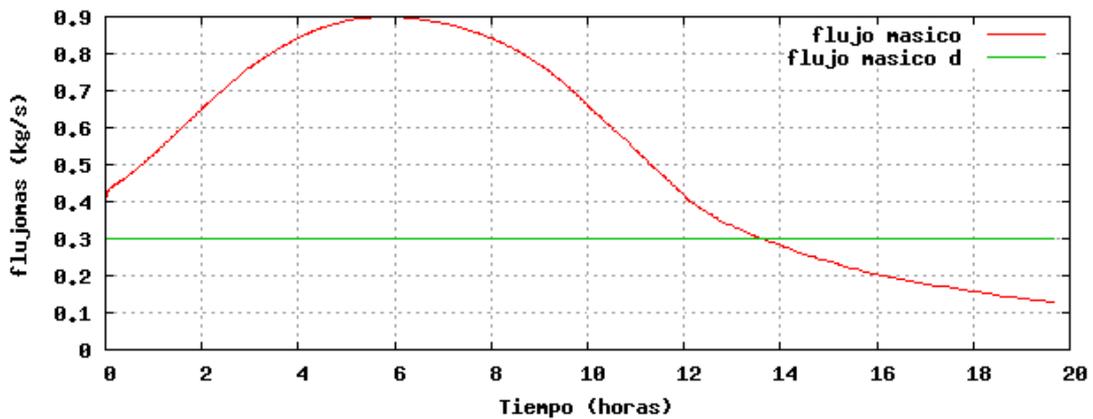


Fig. 9: Flujo de aire en el interior de la cámara de secado. Flujo de diseño.

La temperatura del producto simulado se describe en la figura 10. En ella se observa un máximo de 43 °C a la 15:00, que decrece junto a la radiación solar. En la figura 11 se describe la evolución de la curva de peso del producto. Al

cabo de 20 horas el peso del producto disminuye al 22 % de su valor inicial, cercano al peso seco de la carga total. Así, el secador diseñado es capaz de secar de forma adecuada 180 kg de pimienta en un tiempo estimado de 24 horas.

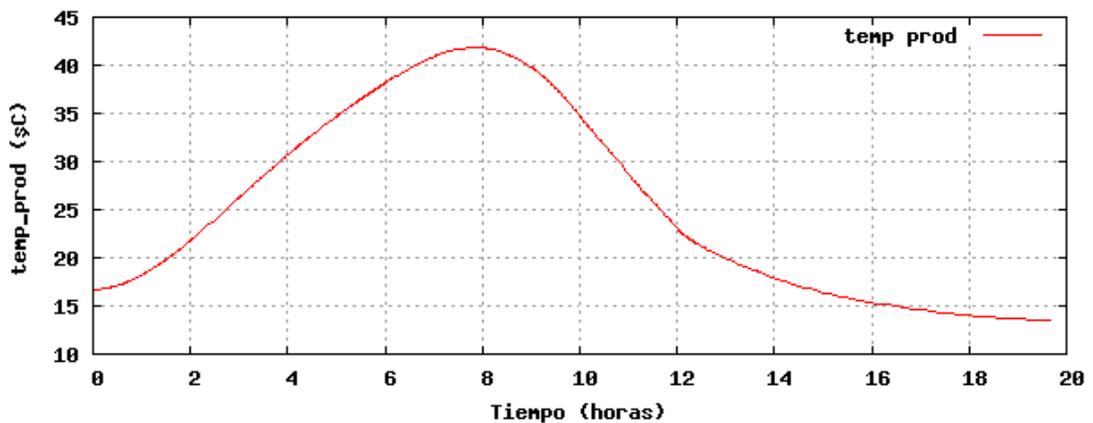


Fig. 10: Temperatura de producto simulado.

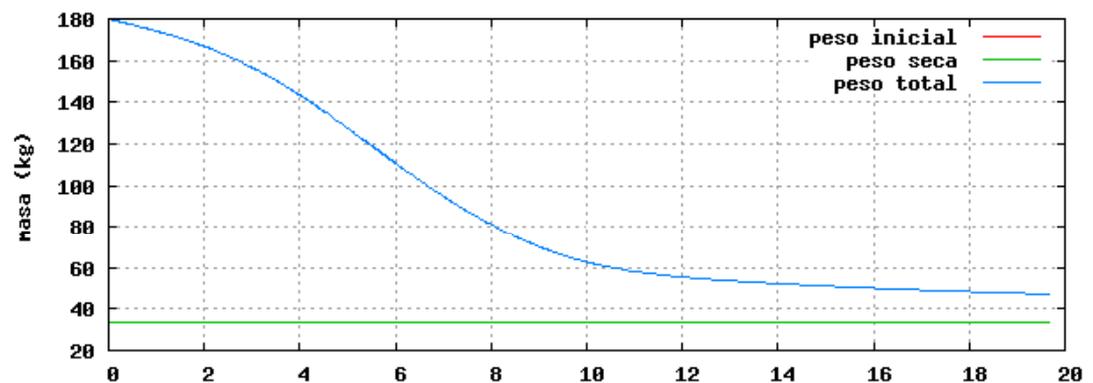


Fig. 11: Curva de peso del producto.

### 7. CONCLUSIONES

El modelo de ventilación presentado permite estudiar la variación del flujo másico de aire por cambios de presión dinámica en sistemas de circulación natural donde se conserve el flujo de aire, como ser una chimenea solar. De acuerdo al modelo desarrollado, la fuerza ascensional del aire en la chimenea solar está dada por la raíz cuadrada de la diferencia de densidad del aire en el interior y el exterior,

pero también es proporcional a la altura y al diámetro de la chimenea.

La incorporación del modelo de flujo a SIMUSOL permite realizar un estudio preliminar de un sistema de ventilación donde se conserve el flujo de aire. En especial, puede aplicarse al prediseño de secadores solares pasivos, ya que permite considerar la acción de fuentes pasivas de flujo, como chimeneas solares, fuentes de flujo activas, como

extractores eólicos; y la pérdida de carga en las distintas secciones del sistema.

Se simuló un secador pasivo destinado a la producción de pimientón para pimentón. El sistema está compuesto por un precalentador de 24 m de largo, 1.8 m de ancho y 0.25 m de alto, una cámara de secado de 10m x 1.8m x 0.5m y un colector de piedra a la salida de la cámara de secado. Una chimenea solar de 3.75 m de alto y 0.6m de diámetro provee al secador de flujo por convección natural, y por lo tanto, autoregulable con las horas de radiación diarias.

En la simulación realizada los circuitos de temperatura, presión y evaporación de agua están vinculados entre si a través del flujo de aire y se contempla de forma sencilla la cinética de secado al permitir el ingreso de agua por evaporación al flujo de aire. Además, los valores de radiación, temperatura ambiente, y velocidad de viento fueron ingresados mediante correlaciones obtenidas en base a datos medidos en la localidad de Salta. De igual forma, los coeficientes  $A_{hd}$ , y  $A_{hc}$  utilizados fueron obtenidos en una determinación experimental de la curva de secado de pimientón.

Los resultados obtenidos indican que el secador solar propuesto es capaz de secar una carga de 180 kg de pimientón para pimentón, en condiciones ambientales similares a las de un día de Marzo en la localidad de Salta. Así, en un tiempo cercano a 24 horas se tiene un porcentaje final de peso aproximado al 24 % del peso inicial.

Actualmente se está construyendo un secador con las dimensiones mencionadas, y se espera presentar en trabajos futuros los resultados obtenidos, como así también una validación experimental del modelo propuesto.

#### NOMENCLATURA

$C_D$	Coefficiente de descarga
$m_a$	flujo de aire
$W$	humedad absoluta del aire en el secador
$W_a$	humedad absoluta ambiente
$q_f$	calor latente de evaporación
$H_{pd}$	coeficiente global de pérdida de masa de agua del producto
$T$	temperatura del aire en el secador
$T_p$	temperatura del producto
$T_a$	temperatura ambiente

$I$	intensidad de radiación solar
$At$	área total ocupada por producto
$W_s$	humedad de saturación de aire
$W_c$	humedad absoluta en cámara de secado
$C_{ps}$	calor específico de la masa seca de producto
$C_{pa}$	calor específico de la masa de agua líquida
$M_s$	masa seca de producto
$h_{fg}$	calor de cambio de fase de agua
$X = M_i/M_s$	humedad del producto

#### REFERENCIAS

- Alía D, Saravia L. (2003). Simulación de distintos sistemas físicos con SIMUSOL. *Avancen en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 7, pp 14-52.
- ASHRAE FUNDAMENTALS (1989). *Psychrometrics*, cap. 6.
- Bansal N K., Mathur R. y Bhandari M. S. (1993) Solar chimney for enhanced stack ventilation. *Building and Environment*, 28, 3, 373-377.
- Bejan A. (1995) *Convection heat transfer*, 2a Edición, pp. 194. Wiley Interscience, Ney York.
- Condorí M., Durán G. (2004). Sistema Chimenea – Concentrador Solar para producir convección natural de aire en un secador doméstico. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. 8, N° 1, 2-49 2-56.
- Condorí M., Durán G. (2005). Resolución de un modelo de ventilación pasivo mediante el uso de SIMUSOL. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 9, N° 1, 2.19-2.24.
- Condorí M., Durán G. (2006). Determinación del flujo de aire en secadores solares pasivos utilizando un modelo de ventilación resuelto con SIMUSOL. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 10, N° 1, 2.9-2.17.
- Condorí M., L. Saravia. The Performance of Forced Convection Greenhouse Driers. *Renewable Energy*, 13, N°4, pp.453-469, Elsevier Science, Great Britain, 1998.
- Duffie J. A. Y Beckman W. A. (1991) *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2ª. Edición, pp. 174. Wiley Interscience, New York.
- Roman R. (1992). Circulación de aire. En *Ingeniería del Secado Solar*, Corvalan, R, Horn M., Roman R. y Saravia L. (Editores), cap. 8.
- Saravia L., Alía D., Sanchez B. El diseño de secadores solares usando las curvas de secado del producto. *Energías Renovables y Ambiente*, 19, 2006, pp 15-24.