

ESTUDIO Y MODELIZACION DE UN NUEVO DISEÑO DE CHIMENEA SOLAR¹

Migue Condori², Luis Mealla, Luis Saravia³
INENCO, Instituto UNSa-CONICET
Universidad Nacional de Salta,
Calle Buenos Aires 177, 4400, Salta, Argentina
Fax:54-387-4255489, Email:condori@unsa.edu.ar

RESUMEN: Se realiza un estudio analítico y computacional para determinar la velocidad y la temperatura del flujo de aire que se producen en el interior de un nuevo diseño de chimenea solar propuesto. En este estudio se considera la variación de la densidad del aire con la temperatura y la humedad absoluta. Se determinan los distintos coeficientes de convección utilizando las correlaciones con el número de Nusselt específico para cada situación. El modelo se valida con datos medidos en un prototipo de 2 m de alto.

Palabras clave: energía solar, chimenea solar.

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).

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

Para el caso de un secador de 50 m² de planta, la altura requerida para una chimenea solar con un metro cuadrado de área transversal suele superar los seis metros. Si debido al aumento de carga en el secador se necesita más altura, 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 una chimenea produce baja extracción de aire húmedo, lo que favorece la formación de hongos sobre el producto, o si éste está semi 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 y las singularidades en la estructura que producen pérdidas de presión, y por la velocidad de evaporación requerida en la cámara de secado, que es directamente proporcional al flujo másico de aire.

En resumen, 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.

En el presente trabajo, se plantea un modelo analítico con resolución computacional que puede aplicarse al diseño de chimeneas solares en general. Se plantea también, el estudio específico de un nuevo diseño de chimenea que pueda trabajar en forma eficiente aún en días con baja radiación solar mediante el uso de un extractor auxiliar del tipo eólico.

DESCRIPCIÓN DE LA CHIMENEA

En la figura 1 se muestra un esquema de la chimenea solar propuesta. Ésta consta de un conducto circular de chapa galvanizada, del tipo que se utiliza en los sistemas de circulación de aire. El conducto hace de absorbedor de la radiación solar, por lo que su cara exterior está pintada de negro mate. Otro cilindro de mayor diámetro, construido con policarbonato, se ubica concéntrico con el absorbedor y se tapan y sellan los extremos de forma tal que entre el absorbedor y la cubierta

¹ Parcialmente financiado por el CIUNSa y el CONICET

² Becario del CONICET

³ Investigador del CONICET

queda una cámara cerrada de aire. Una ventaja del sistema propuesto es que en el caso de ser necesario, se puede colocar fácilmente un extractor eólico de aire del mismo diámetro que el conducto interior, a la salida de la chimenea.

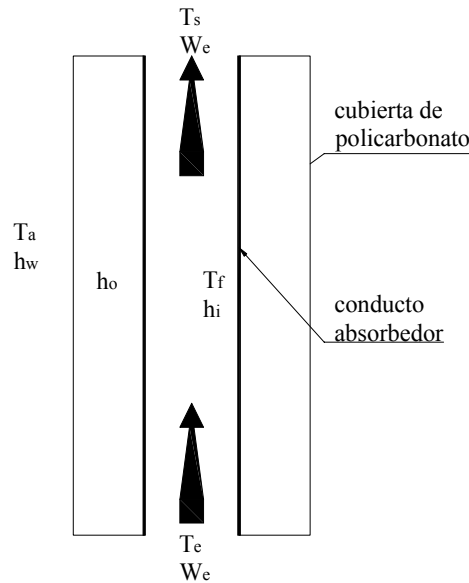


Figura 1: Esquema de la chimenea solar propuesta. Entre la cubierta y el absorbedor existe una cámara cerrada de aire.

MODELO MATEMÁTICO

El flujo másico de aire

Para la determinación de 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). El caudal de aire que fluye por un conducto evaluado en una posición determinada del mismo se define como:

$$Q_O = C_D A_T \left[\frac{2(P_a^0 - P_o)}{\rho_o} \right]^{1/2} \quad (1)$$

$$Q_H = C_D A_T \left[\frac{2(P_H - P_a^H)}{\rho_H} \right]^{1/2} \quad (2)$$

donde C_D es el coeficiente de descarga y A_T es el área transversal al flujo de aire. Para la velocidad del aire, se utilizó 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 ρ la densidad del aire. Los índices H y 0 indican que las propiedades del aire son evaluadas a la altura de salida de la chimenea y a la de entrada, respectivamente.

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 ubicado a la misma altura pero en el exterior. Debido a que la densidad del aire cambia con la temperatura, $\bar{\rho}$ 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:

$$(P_a^0 - P_o) + (P_H - P_a^H) = g H (\rho_a - \bar{\rho}). \quad (3)$$

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.

$$Q_0^2 \rho_0 + Q_H^2 \rho_H = (C_D A_T)^2 2gH (\rho_a - \bar{\rho}). \quad (4)$$

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

$$m = \rho_0 Q_0 = \rho_H Q_H \quad (5)$$

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

$$m = C_D A_T \left[\frac{g H \rho_0 \rho_H (\rho_a - \bar{\rho})}{\bar{\rho}} \right]^{1/2} \quad (6)$$

En la ecuación (6), se ve claramente que la fuerza ascensional del aire depende con la raíz cuadrada del producto entre la altura de la chimenea y la diferencia de densidad del aire en el interior y el exterior; y que el flujo que se obtiene es directamente proporcional al diámetro de la chimenea. Para chapa lisa el coeficiente de descarga tiene valores cercano a la unidad. En consecuencia las variables de la ecuación son la altura y el diámetro de la chimenea y la diferencia de densidad del aire entre el interior y el exterior, evaluados en el punto de salida.

La Temperatura del Flujo de aire

Se plantea un balance de energía en el conducto de la chimenea que hace de absorbedor de la radiación solar. Se considera la superficie del absorbedor dividida en dos partes iguales con temperaturas distintas, una T_{PN} para la cara que se enfrenta al sol y otra T_{PS} para la que se encuentra sombreada. Sin embargo, se considera para ambas caras un único coeficiente medio h_i para la transferencia de calor por convección natural que se produce en el interior del conducto.

Considerando que la energía asociada a la radiación solar incidente se distribuye entre las pérdidas hacia el exterior, la transferencia de calor hacia el flujo de aire y el intercambio de radiación entre las dos caras, se tienen los siguientes balances:

$$(\tau \alpha_p) I = U_i (T_{PN} - T_a) + h_i (T_{PN} - T_f) + h_{ri} (T_{PN} - T_{PS}) \quad (7)$$

$$(\tau \alpha_p) I_d = U_i (T_{PS} - T_a) + h_i (T_{PS} - T_f) + h_{ri} (T_{PS} - T_{PN}) \quad (8)$$

donde τ es la transmitancia del policarbonato, α_p la absortancia del conducto, I la radiación total incidente sobre superficie vertical, I_d su componente difusa más la reflejada en el suelo, U_i un coeficiente de pérdidas global hacia el ambiente, T_a la temperatura ambiente y h_{ri} el coeficiente de pérdidas por radiación que depende de las temperaturas de las caras.

Sumando miembro a miembro las ecuaciones (7) y (8), se obtiene el balance de energía global para el absorbedor:

$$(\tau \alpha_p) \frac{(I + I_d)}{2} = U_i (\bar{T}_p - T_a) + h_i (\bar{T}_p - T_f) \quad (9)$$

donde \bar{T}_p es el valor medio entre las dos temperaturas de placas T_{PN} y T_{PS} , y el coeficiente global de pérdidas hacia el ambiente se determina sumado en serie las resistencias térmicas correspondientes a h_0 , para el espacio entre la placa y la cubierta y h_w debida a la acción del viento.

$$U_i = \frac{h_0 h_w}{h_0 + h_w} \quad (10)$$

De la ecuación (9) se puede determinar la temperatura media del absorbedor en función de la temperatura del flujo de aire.

$$\bar{T}_p = \left(\frac{1}{U_i + h_i} \right) \left[(\tau \alpha_p) \left(\frac{I + I_d}{2} \right) + U_i T_a + h_i T_f \right] \quad (11)$$

Para determinar la temperatura T_f del fluido, se plantea la ecuación de balance de energía para un elemento diferencial del flujo de aire, en donde se considera que éste es calentado por convección por las caras interna del conducto.

$$m C_p dT_f = h_i \frac{dA}{2} (T_{PN} - T_f) + h_i \frac{dA}{2} (T_{PS} - T_f) \quad (12)$$

Donde C_p es el calor específico del aire y $dA = \pi D dy$ es el diferencial de área correspondiente a la superficie externa del elemento de chimenea, siendo D el diámetro de la misma.

Reemplazando las ecuaciones (7) y (8) en la (12), y utilizando la (11), se obtiene la siguiente ecuación diferencial para el flujo de aire:

$$\frac{dT_f}{dy} = K_1 (K_2 - K_3 T_f) \quad (13)$$

$$K_1 = \frac{h_i \pi D}{m C_p} \quad (14)$$

$$K_2 = \frac{1}{U_t + h_i} \left[(\tau \alpha_p) \left(\frac{I + I_d}{2} \right) + U_t T_a \right] \quad (15)$$

$$K_3 = \frac{U_t}{U_t + h_i} \quad (16)$$

La ecuación (13) tiene la siguiente solución, donde se ha considerado conocida la temperatura T_e del fluido a la entrada de la chimenea.

$$T_f(y) = \frac{K_2}{K_3} - \left(\frac{K_2}{K_3} - T_e \right) \exp(-K_1 K_3 y) \quad (17)$$

Los Coeficientes de transferencia de calor por convección

Los coeficientes de transferencia por convección que se utiliza en el modelo son tres: h_w determinado por la acción del viento sobre la superficie exterior, h_o que corresponde a la convección natural que se produce entre la cubierta y la placa negra, y h_i debido a la transferencia térmica entre el conducto y el aire que hace por el interior de la chimenea.

Para el cálculo del primero de estos coeficiente, se ha considerado un valor promedio sobre toda la superficie exterior, se utiliza la ecuación recomendada por McAdams (Duffie y Beckman, 1991).

$$h_w = 5.7 + 3.8 v \quad (18)$$

donde v es la velocidad media del viento expresada en ms^{-1} . Se adopta esta correlación debido a que tiene en cuenta el efecto de la transferencia de calor por radiación hacia el medio ambiente.

En el espacio entre la placa de policarbonato y la chapa del conducto se forma un recinto cerrado, con paredes a distintas temperaturas. El coeficiente h_o se obtiene del Nusselt para convección natural de una capa límite vertical. En este caso se utiliza la correlación propuesta por Berkovsky y Ppovlevikov (Bejan, 1995).

$$\overline{Nu}_H = 0,22 \left(\frac{\text{Pr}}{0,2 + \text{Pr}} Ra_H \right)^{0,28} \left(\frac{D}{H} \right)^{0,09} \quad (19)$$

Válida para $Ra_H < 10^{13}$ y $2 < \frac{H}{D} < 10$.

Para el tercer coeficiente, las dimensiones típicas de una chimenea solar tienen coeficiente geométrico H/D mayor que $Ra_H^{0,25}$, y la transferencia de calor en su interior puede ser calculada como convección natural turbulenta sobre una pared vertical. El coeficiente h_i se obtiene a partir del Nusselt dado por la correlación de Churchill y Chu (Bejan, 1995).

$$\overline{Nu}_H = \left(0,825 + 0,328 Ra_H^{1/6} \right)^2 \quad (20)$$

Esta correlación está ajustada para $\text{Pr} \cong 0,72$ y se ha considerando que el calentamiento para el flujo es uniforme.

En las ecuaciones (19) y (20), la altura de la chimenea H es la longitud característica que se utilizada para evaluar los números adimensionales correspondientes.

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):

$$\rho = \left[\frac{R_a T}{P} (1 + 1,6078 W_e) \right]^{-1} \quad (21)$$

Donde $R_a = 287,055 \text{ J/KgK}$ 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.

El sistema formado por las ecuaciones (6), (17) y (21) se resuelve por iteración, hasta la convergencia, para obtener las variables $T_f(y)$, $T_p(y)$. Las variables que deben ser conocidas en el problema son I , T_a , v , W_e , P y los parámetros geométricos de la chimenea.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se elaboró un programa de cálculo en Visual Basic utilizando una discretización centrada en volúmenes de control. A su vez, se construyó una chimenea para validar el modelo. Los parámetros utilizados corresponden a una chimenea de 2 m de alto, con un conducto interno de 0,15 m de diámetro. El cilindro exterior, construido con policarbonato, tiene un diámetro de 0,35 m, de forma tal que la separación entre la cubierta y el absorbedor es de 0,10 m en toda su longitud. Los datos de radiación, temperatura ambiente y velocidad de viento fueron medidos cada 5 minutos durante un lapso de 5 horas, y se ha considerado una presión ambiente de 88 kPa, y una humedad absoluta ambiente de 0,008 kg/kg, en la ciudad de Salta para ese día.

La figura 2 muestra los datos de radiación y temperatura ambiente utilizados como entrada para la simulación. Se observa en las medidas de temperatura una oscilación debida a la influencia de una antena radio emisora instalada en los predios de la universidad, y que introduce ruidos en el sistema de adquisición de datos a pesar de estar blindado. Sin embargo, claramente son oscilaciones sobre el valor medio por lo que la tendencia y el orden de los valores pueden ser considerados correctos.

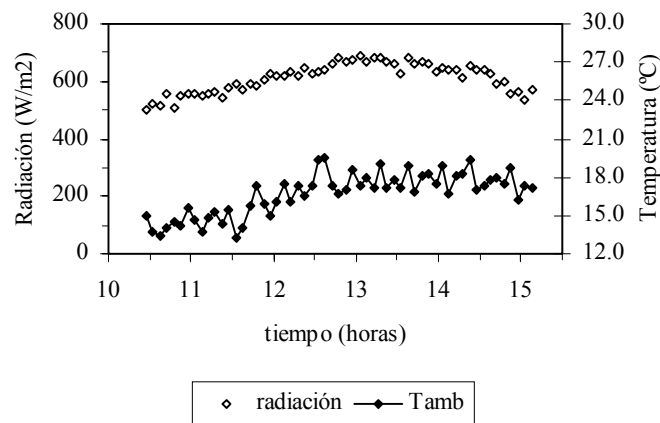


Figura 2: Datos de Radiación Solar y Temperatura ambiente medidos, utilizados en la simulación.

La figura 3 muestra la temperatura a la salida de la chimenea medida y simulada. Se observa en promedio un salto de temperatura de 10 °C respecto a la temperatura ambiente. Como el perfil de temperatura no está desarrollado existe también una dispersión de los datos medidos, el cual se toma como un promedio entre la temperatura del absorbedor y el aire en el centro del conducto. En términos generales se observa un ajuste correcto tanto en tendencia como en magnitud.

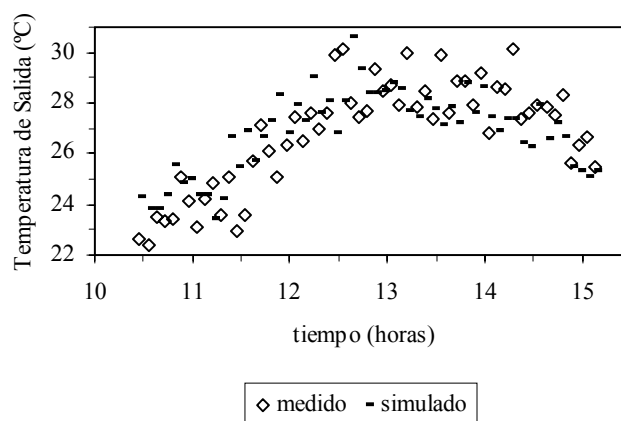


Figura 3: Temperatura a la salida de la chimenea. Comparación entre la simulación y los datos medidos.

La figura 4 muestra una comparación entre los datos medidos y simulados de la velocidad del aire en el interior de la chimenea. Los datos medidos son puntuales y corresponde al centro del conducto, mientras que para los simulados se ha considerado una velocidad media. En el conducto el comportamiento del aire es el de un flujo turbulento no desarrollado, por lo que para realizar una real comparación sería necesario tener una medida volumétrica del flujo de aire. Sin embargo, los

datos simulados se ajustan en promedio a los datos medidos, y se encuentran dentro del orden de magnitud, alrededor de los 0.6 m/s, con un seguimiento en el tiempo en general bueno.

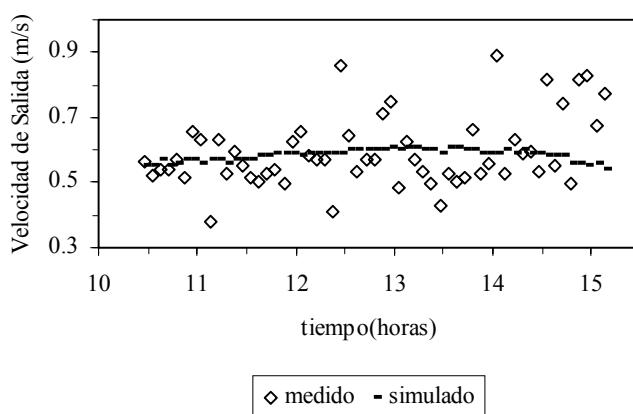


Figura 4: Velocidad del flujo de aire a la salida de la chimenea. Comparación de los datos simulados y medidos.

CONCLUSIONES

Se ha desarrollado un modelo para describir el comportamiento de un nuevo diseño de chimenea solar. El mismo ha sido validado con datos experimentales de un prototipo de 2 m de alto y 0,15 m de diámetro.

Con el prototipo se consiguió un caudal de aire de 40 m³/h, y de acuerdo a la simulación, con una chimenea de 0,4 m de diámetro se obtendrá un caudal de 180 m³/h, comparable a un pequeño extractor eléctrico de baño. Con este caudal se puede manejar un pequeño secadero para una carga útil de 10 kg de producto fresco.

Se obtiene una mejora del tiraje utilizando un extractor eólico el cual se coloca directamente a la salida de la chimenea. Como la pérdidas de cargas son mínimas, el caudal se suma y permite además el funcionamiento del sistema aún en horarios nocturnos.

NOMENCLATURA

C_D	Coefficiente de descarga
\dot{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

REFERENCIAS

- 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.
- 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.

ABSTRACT.- An analytic and computational study is performed to determine the velocity and temperature of the air flow that is produced into a new design of solar chimney. In this study the changes of the air density with the temperature and the absolute humidity of the air are considered. In the model, the different convection coefficients are determined using correlations with the Nussel number for each situation. The model validation is performed using measured record in a prototype chimney of 2 m height.

Keyword: solar energy, solar chimney.