

## **RESOLUCIÓN DE UN MODELO DE VENTILACIÓN POR MECANISMOS PASIVOS MEDIANTE EL USO DE SIMUSOL.**

**M. CONDORI, G. DURAN**

INENCO, Instituto de Investigación en Energía No Convencional. (UNSa-CONICET)  
Universidad Nacional de Salta,  
Avda. Bolivia 5150, A4408FVY, Salta, Argentina.  
Te: 54-387-4255424, Fax: 54-387-4255489, e-mail: condori@unsa.edu.ar

**RESUMEN:** Se presenta un modelo de ventilación que describe la circulación de aire producida por mecanismos pasivos. Se presentan las expresiones para las diferentes fuentes de flujo de aire y las resistencias al paso del mismo. Si bien la caída de presión depende del cuadrado del flujo másico de aire, se realiza una linealización del problema para tener analogía con las de las leyes de Kirchhoff. De esta forma, la hidrodinámica del sistema queda representada por un circuito de nodos de presiones que se resuelve aplicando la teoría de circuitos eléctricos. Debido a que el flujo másico de aire depende de la temperatura a través de la densidad, se requiere la resolución simultánea del circuito de presión con la del circuito térmico correspondientes al sistema bajo estudio. Se utiliza el programa SIMUSOL para dibujar los circuitos y para la resolución simultánea de ambos. Como caso de estudio, el modelo se aplica a un secador con chimenea solar.

**Palabras Claves:** ventilación, SIMUSOL, caídas de presión, flujo másico, chimenea solar.

### **INTRODUCCIÓN**

El término ventilación se refiere al flujo de aire a través de aberturas provistas a tal fin. La ventilación está influenciada directamente por la distribución de presión sobre la abertura y las características geométricas de la misma. La diferencia de presión entre el interior y el exterior de la abertura es el potencial para la ventilación, mientras que las características de la abertura determinan la resistencia al flujo de aire que se produce.

Las presiones sobre una abertura son dos, las inducidas por el viento y las que surgen por la diferencia de temperatura entre el interior y exterior. Las presiones inducidas por el viento dependen de la geometría de la abertura, su orientación con respecto a la dirección del viento, la velocidad del mismo y la naturaleza del terreno que la rodea. La presión debida a las fuerzas térmicas surge de la diferencia de densidad entre el aire interior y exterior; esto se conoce comúnmente como efecto chimenea y se produce si existen dos aberturas a diferentes alturas conectadas por un camino de flujo.

Existen además, sistemas diseñados especialmente para aprovechar este efecto. La chimenea solar propiamente dicha es un dispositivo solar térmico que procura ser eficiente en la captación de la radiación solar para aumentar la diferencia de temperatura entre el aire que sale de la chimenea y el aire ambiente. De esta forma, se mejora el flujo de aire producido por la chimenea ya que es proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de densidad del aire entre estos puntos, (Condori, 2001).

También, existen dispositivos mecánicos que producen ventilación utilizando la fuerza del viento, tal es el caso de los extractores eólicos. Estos generalmente se colocan en los techos para aprovechar también el efecto chimenea, ya que es allí donde se encuentra el aire más caliente. En el trabajo sólo se consideran mecanismos pasivos de producción de circulación de aire, por lo que no se incluirá en el análisis los extractores eléctricos.

Los mecanismos que gobiernan la ventilación natural son bien conocidos (Etheridge y Sandberg, 1996). Existen modelos con distintos grados de dificultad, la mayoría sólo considera los flujos de aire debido al viento y a las fuerzas térmicas. El más popular de estos métodos el de ASHRAE (1989). Sin embargo, son escasas las herramientas de diseño que sea sencillas de utilizar, y que integren todas las posibles fuentes de ventilación para obtener el flujo resultante.

A continuación se presenta un modelo de ventilación basado en las condiciones físicas de la relación flujo-presión. Para establecer las ecuaciones del modelo, además de las referencias mencionadas, se utilizó los resultados de los trabajos de Awbi (1994), Condori (2001), Krope y Goricanec (1991) y Mathews y Rousseau (1994), donde se considera el diseño de sistemas de ventilación natural y se presentan procedimientos para calcular el flujo másico de estos. En los dos últimos se propone el uso de redes de flujos, aplicando el simil eléctrico, utilizando métodos algebraicos para su resolución.

Este método puede ser utilizado en el diseño sistemas que utilizan circulación natural de aire. La forma en la que se presentan las relaciones son similares a las leyes de Kirchhoff. El flujo en cada nodo cumple con la ley de continuidad y cada circuito cerrado cumple con la conservación de la energía. Debido a que el flujo depende de la densidad del aire y ésta de la temperatura, se resuelven dos circuitos: uno térmico y otro de presiones. Si bien las ecuaciones son no lineales con respecto al flujo másico, se utiliza una linealización de las mismas y el SIMUSOL para la resolución simultánea de los circuitos.

## EL MODELO DE VENTILACIÓN

### Los nodos de presión

Una red de nodos de presión determina el estado hidrodinámico del sistema. Entre los nodos se produce una caída de presión si se encuentra una resistencia al flujo de aire, o un aumento de presión si se coloca una fuente de flujo másico. En forma general, la diferencia de presión entre dos nodos cualquiera de la red es determinada de acuerdo a la siguiente ecuación

$$\Delta p = p_o + \sum \Delta p^+ - \sum \Delta p^- \quad (1)$$

donde  $\Delta p$  es la diferencia de presión entre los dos nodos,  $p_o$  la presión estática de referencia,  $\sum \Delta p^+$  la suma de ganancias de presión. Como se dijo, para éstas se consideran las siguientes fuentes: el viento incidente, la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, la colocación de una chimenea solar o un extractor eólico. El término  $\sum \Delta p^-$  corresponde a la suma de caídas de presión por las resistencias al paso del flujo. Si bien la distribución de presión sobre una superficie generalmente no es uniforme, en el modelo se utilizarán valores promedios.

### Las caídas de presión

Las pérdidas de carga que sufre el aire al atravesar una serie de nodos de presión pueden ser de dos tipos: por roce en las paredes del conducto o por las singularidades constructivas del sistema. La caída de presión por roce puede ser determinada por la ecuación de Darcy-Weisbach:

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

donde  $P_D = \frac{1}{2} \rho v^2$  es la presión dinámica del fluido expresada en [Pa],  $L$  es la longitud del ducto,  $D$  su diámetro hidráulico,  $f$  el factor de pérdida,  $A_T$  el área transversal del ducto,  $\rho$  la densidad del aire y  $v$  la velocidad del fluido. La cantidad  $\dot{m} = \rho A_T v$  es el flujo másico del aire. El factor de pérdida suele ser una función implícita del número de Reynolds, sin embargo para las zonas de transición y turbulento se puede utilizar la siguiente ecuación aproximada:

$$f = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad (3)$$

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:

$$\Delta p_i = C_i P_D = \left[ \frac{C_i}{2\rho A_T^2} \dot{m} \right] \dot{m} \quad (4)$$

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. Este es un número adimensional que depende de la geometría de la singularidad y del número de Reynolds del flujo, y que se obtiene de bibliografías especializadas, (ASHRAE, 1989).

Un caso particular de singularidad se produce en una recuperación de presión estática por disminución de la velocidad, como sucede por ejemplo en un ensanchamiento brusco. En ese caso se utiliza la siguiente relación:

$$\Delta p_i = C_i (P_{Di-1} - P_{Di}) = \left[ \frac{C_i}{2\rho} \dot{m} \left( \frac{1}{A_{i-1}^2} - \frac{1}{A_i^2} \right) \right] \dot{m} \quad (5)$$

Las ecuaciones (2), (4) y (5) se han expresado en forma análoga a la ley de Ohm. En esta analogía el flujo másico corresponde a la corriente, la diferencia de presión a la diferencia de voltaje y el contenido de los corchetes a la resistencia, que a diferencia de la resistencia eléctrica es función del flujo.

### Fuentes de Flujo

Las fuentes de flujo producen un aumento de presión que debe compensar o superar las caídas de presión para que se produzca el movimiento del fluido. Se considera que la ventilación natural es inducida de cuatro formas distintas: la fuerza del viento, las diferencias de temperatura entre el aire interior y el exterior, el uso de chimeneas solares y la operación de extractores eólicos.

Los factores que afectan la ventilación debido a la fuerza del viento incluyen a la velocidad, dirección y obstáculos tales como edificios y árboles. Además, debido a las fluctuaciones turbulentas del viento las diferencias de presión sobre las superficies varían con el tiempo. Sin embargo, en el modelo se considerará sólo la presión promedio del viento.

La siguiente ecuación se utiliza para determinar la cantidad de flujo másico que aporta el viento a través de una abertura de entrada:

$$\dot{m} = C_a \rho A_a \bar{v} \quad (6)$$

donde  $\dot{m}$  es el flujo másico de aire,  $A_a$  el área libre de la abertura de entrada,  $\bar{v}$  la velocidad media del viento,  $C_a$  el coeficiente de presión de las aberturas (0,5 a 0,6 para vientos perpendiculares y 0,25 a 0,35 para diagonales).

Las aberturas de entrada deben mirar directamente al viento predominante. Las posiciones para las aberturas de salida que favorecen la ventilación son: a) en la cara del edificio a sotavento directamente opuesto a la abertura de entrada, b) en el techo en un área de baja presión causado por una discontinuidad del flujo del viento, c) en un lado adyacente a la cara barlovento donde ocurran áreas de baja presión, d) ventiladores eólicos en techos, e) chimeneas.

El coeficiente de presión debido al viento sobre el techo de un edificio es función del ángulo del techo y varía a través de su superficie. El valor de  $C_a$  de muchos techos es aproximadamente  $-0,1$ .

La velocidad media de viento  $\bar{v}$  a la altura de la abertura se determina por:

$$\frac{\bar{v}}{v_{10}} = \left( \frac{h}{h_{ref}} \right)^a \quad (7)$$

donde  $v_{10}$  es la velocidad de viento que brinda el servicio meteorológico y que generalmente se mide a 10 m por encima del suelo en campo abierto,  $a$  depende de la topología del terreno y puede ser 0,15, 0,28 y 0,40 según el terreno va de campo a urbano.

Debido a la distorsión del flujo por obstáculos cercanos a la abertura, la velocidad obtenida de la ecuación (7) puede estar sobrestimada. Se puede utilizar la siguiente corrección para ventilación a través de dos ventanas opuestas:

$$\frac{v_i}{\bar{v}} = F(1 - 0,82a) \quad (8)$$

donde  $v_i$  es la velocidad del viento corregida a la entrada de la abertura. Para aberturas rectangulares el factor de corrección

$F$  está dado por  $F = 1,1 \left[ 1 + \left( \frac{A_i}{A_o} \right)^2 \right]^{-0,5}$ .  $A_i$  y  $A_o$  son las áreas de entrada y salida respectivamente.

Para el caso de flujo másico causado por efecto chimenea con aberturas a distintas alturas, el flujo causado por diferencia de temperatura entre el interior y el exterior puede ser calculado por:

$$\dot{m} = C_D \rho A \left[ 2g\Delta h (T_i - T_o) / T_i \right]^{0,5} \quad (9)$$

donde  $C_D$  es el coeficiente de descarga para la abertura,  $\Delta h$  la altura entre las aberturas,  $T_i$  la temperatura interna del ambiente y  $T_o$  la temperatura externa. Si existen dos aberturas, de forma tal que el flujo en el interior sea unidimensional y no ocurran mezclas, se puede utilizar un coeficiente de descarga  $C_D = 0,65$ .

Los flujos más grandes por unidad de áreas de aberturas se obtiene cuando las entradas son iguales a las salidas. Cuando las aberturas no son iguales se utiliza en la ecuación el área promedio. Ventanas horizontales son generalmente mejores que las cuadradas o las verticales. Ellas producen flujo de aire en un más amplio rango de dirección de viento y son más beneficiosas en posiciones donde el patrón prevaleciente de viento cambia. Una estimación útil de la magnitud del efecto chimenea en un edificio es que la diferencia de presión inducida es del orden de  $0,04 \text{ Pa } (^{\circ}\text{C} \cdot \text{m})^{-1}$ .

A continuación se incorpora al modelo dos sistemas especialmente diseñados para producir la circulación del aire. El primero es una chimenea solar propiamente dicha y el segundo es el ventilador eólico. También cabe la posibilidad de combinar ambos sistemas en uno sólo. En el caso de una chimenea solar se utiliza una ecuación simplificada encontrada por uno de los autores en (Condorí, 2001).

$$\dot{m} = C_D A_T \left[ \rho_h g h (\rho_a - \rho_h) \right]^{0,5} \quad (10)$$

Finalmente, en el caso del extractor eólico la mayoría de los fabricantes proveen cartillas técnicas donde se considera una linealidad por segmentos entre la velocidad del viento y el caudal producido por el ventilador. Como el modelo utiliza velocidad media se considerará una sola relación lineal entre el flujo másico y la velocidad de viento.

$$r\&= b + kv \tag{11}$$

$k$  depende de la altura entre la boca de entrada y la salida del extractor y de la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. Como ejemplo se menciona que para un extractor de 40 cm de diámetro la curva provista por el fabricante es  $Q = 2400 + 80 v$  donde el caudal se obtiene en  $m^3 hr^{-1}$  y la velocidad debe estar expresada en  $km hr^{-1}$ .

### APLICACIÓN DEL MODELO A UN SECADOR SOLAR

A continuación se aplica el modelo a un secador solar compuesto de un colector solar, una cámara de secado, una chimenea solar y los elementos de transición. El ejemplo fue extraído de la referencia (Corvalan *et. al.*, 1999) y se han utilizados los mismos valores para las variables de entrada y para los coeficientes de caída de presión. La cámara de secado tiene 6 m de largo, 1,2 m de ancho y 0,3 de alto. El precalentador de aire: 1,2 m de ancho, 0,10 m de alto y 1,5 m de largo. La chimenea tiene 2,5 m de alto y 0,40 m de diámetro. Se tomo una radiación media de  $800 Wm^{-2}$  y una temperatura ambiente de  $25 ^\circ C$ .

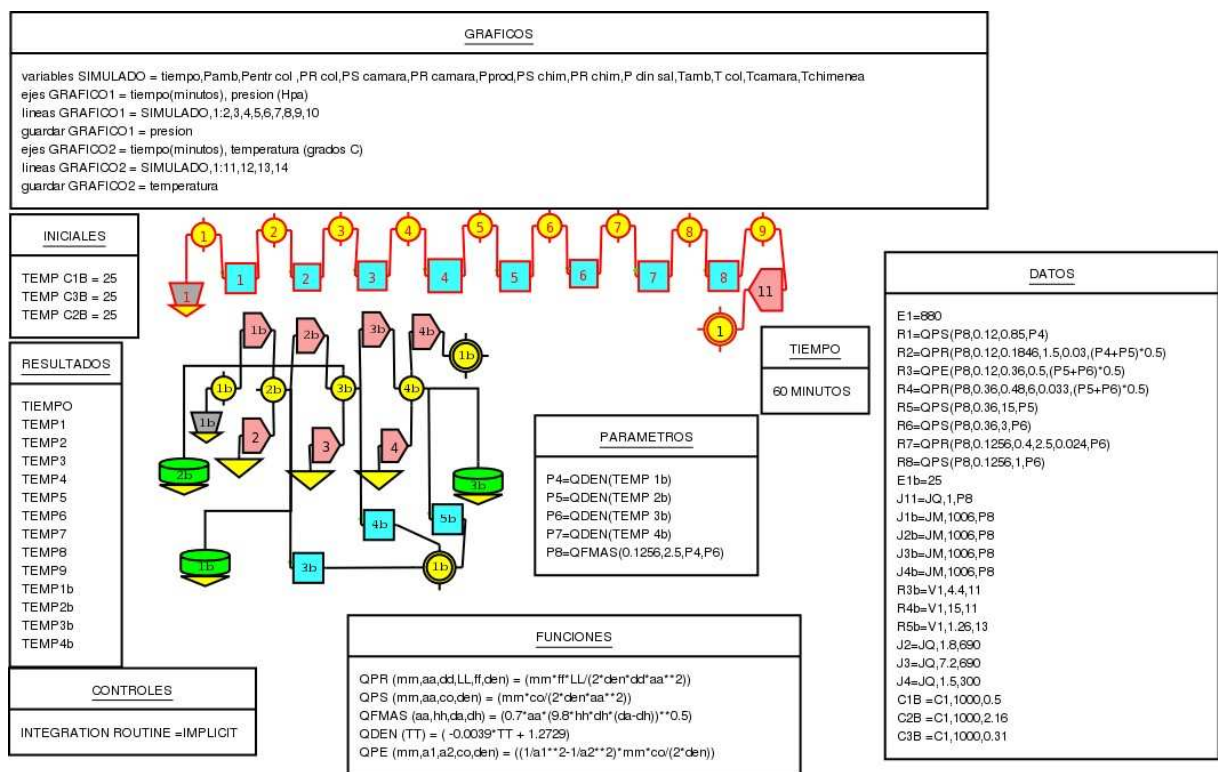


Figura 1: Esquema de los circuitos térmicos (bordes negro) y de presión (bordes rojos), con los correspondientes cuadros de datos.

La salida gráfica del DIA, interfase que utiliza el SIMUSOL para introducir los circuitos, se muestra en la figura 1. El circuito con ramales rojos es el circuito de presión y el circuito con ramales negros es el circuito térmico. En la Tabla 1 se detallan sus elementos. En el cuadro FUNCIONES, QPR y QPS se utilizan para calcular las caídas de presión por roce y por singularidad, respectivamente. Se utiliza QPE para la caída de presión debida al ensanchamiento brusco del colector a la cámara. La función QFMAS calcula el flujo másico del aire producido por la chimenea y QDEN la densidad del aire a través de una relación lineal para el rango de temperatura de 0 a 60 °C. En el cuadro PARAMETROS se definen parámetros que utilizan a QDEN y QFMAS. Por Ejemplo P4 es un parámetro que contiene la densidad del aire calculada con QDEN para el nodo de temperatura 1b; P8 es un parámetro que contiene el flujo másico del aire en la chimenea calculada en función del área transversal de la chimenea y de la densidad del aire en los nodos 3b y 4b. En el cuadro DATOS se definen los distintos elementos detallados en la Tabla 1. Por ejemplo, E1 define la presión atmosférica correspondiente a la provincia de Salta como presión de referencia. R1 define la resistencia correspondiente a la entrada del colector por la función QPS que a su vez depende del flujo másico, P8, que es constante a lo largo del circuito y de la densidad del aire que ingresa, P4. J11 es una fuente de flujo del tipo JQ, función propia del SIMUSOL, definida por P8. En el cuadro CONTROLES se especifica que los circuitos sean resueltos utilizando una rutina de integración implícita.

Elemento	Descripción
Fuente 1	fuelle de presión de referencia
R1	caída de presión por entrada al colector
R2	caída de presión por roce en colector
R3	caída de presión por entrada cámara de secado
R4	caída de presión por roce cámara de secado
R5	caída de presión en cámara de secado por el producto
R6	caída de presión por entrada chimenea
R7	caída de presión por roce chimenea
R8	caída de presión por salida chimenea
Fuente 11	fuelle de flujo por chimenea solar
Fuente temp 1	fuelle de temperatura ambiente
Fuente flujo2, 3, 4	flujo de calor por radiación en colector, cámara, chimenea
R3b, R4b, R5b	Pérdidas colector, cámara, chimenea
Flujo 1b,2b,3b,4b	Flujos de masa
C1b, C2b, C3b	Masas del aire en los recintos

Tabla 1: Descripción de los elementos incluidos en los circuitos de presión y temperatura de la figura 1.

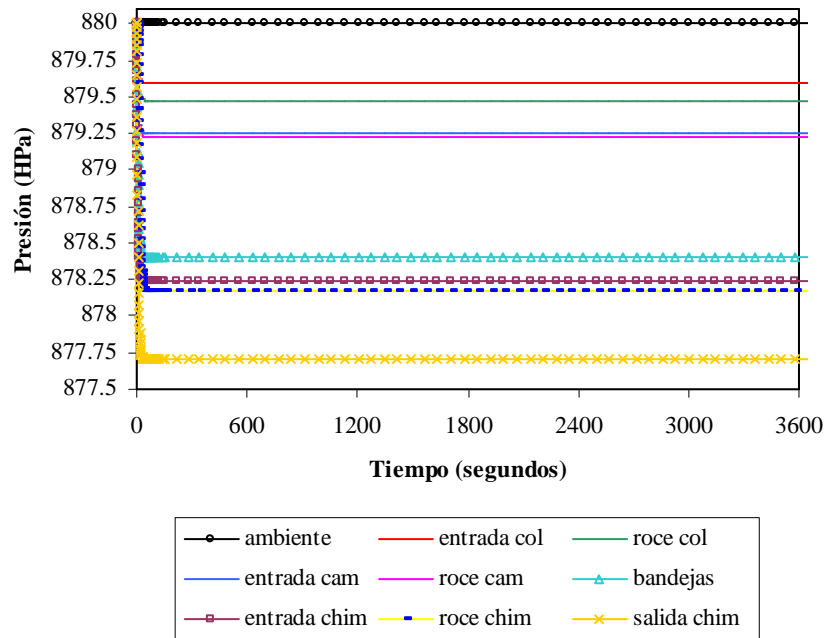


Figura2: Resultados del circuito de presión. Corresponde a las presiones absolutas de cada nodo del circuito.

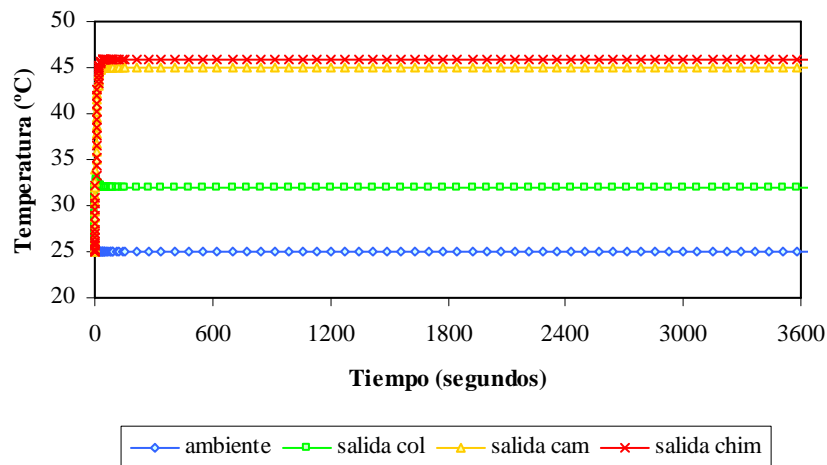


Figura 3: Resultados del circuito térmico. Corresponde a los nodos de temperatura de la figura 1.

Descripción	Simulación	Ejemplo
Temperatura salida colectores	32.03 °C	32 °C
Temperatura salida cámara	45.02 °C	45 °C
Caída presión entrada colector	0,41 Pa	0,4 Pa
Caída presión en colectores	0,12 Pa	0,115 Pa
Caída presión entrada cámara	0,22 Pa	0,24 Pa
Caída de presión en la cámara	0,02 Pa	0,02 Pa
Caída de presión en bandejas	0,82 Pa	0,76 Pa
Caída de presión entrada chimenea	0,17 Pa	0,15 Pa
Caída de presión en la chimenea	0,07 Pa	0,01 Pa

Tabla 2: Comparación entre la salida de la simulación y la obtenida en la bibliografía

En la Tabla 2 se muestra los resultados de la simulación juntamente con los de la referencia antes mencionada. Se observa un buen acuerdo y las diferencias se deben a que en la referencia se hace un cálculo teórico considerado en algunos casos valores aproximados y en otros valores constantes para algunas variables, como por ejemplo la densidad del aire. Las salidas de la simulación, pedidas en el cuadro GRAFICOS, se muestran en las figuras 2 y 3.

## CONCLUSIONES

Se presentó un modelo de ventilación integral y sencillo que puede ser utilizado en el diseño de sistemas que promueven la circulación natural del aire. Las ecuaciones del modelo propuesto se han expresado en forma análoga a las ecuaciones básicas que se utilizan en teoría de circuitos eléctricos, y cumplen con la ecuación de continuidad y conservación de la energía. El modelo también puede ser utilizado para diseñar y estudiar la hidrodinámica de sistemas térmicos. Esto requiere la construcción tanto del circuito térmico como del circuito de presiones del sistema bajo estudio. El SIMUSOL, que venía siendo utilizado para la resolución de circuitos térmicos, puede ser utilizado para la resolución simultánea de ambos circuitos, por lo que el modelo aquí presentado viene a enriquecer las prestaciones del SIMUSOL. Si bien el modelo se aplicó a un secador simple, su uso puede generalizarse fácilmente para sistemas más complejos como por ejemplo el estudio de la ventilación de edificios. Si bien el modelo se basa en los resultados de trabajos previos, su correcta validación requiere de la corroboración con datos experimentales, por lo que se encarará esta tarea en trabajos futuros.

## REFERENCIAS

- ASHRAE Handbook: Fundamentals. (1989). Chapter 23: Infiltration and Ventilation. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta.
- Awbi H.B. (1994). Design considerations for naturally ventilated buildings. *Renewable Energy*, 5, part II, 1081-1090.
- Condorí M., Mealla L. y Saravia L. (2001). Estudio y modelización de un nuevo diseño de chimenea solar. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 5, N° 1, 2.19-2.24.
- Corvalan R., Horn M, Roman R. y Saravia L. (1999). Ingeniería del Secado Solar. Subprograma VI: Nuevas Fuentes y Conservación de la Energía. Capítulo 8. CYTED-D.
- Etheridge D. y Sandberg M. (1996). Building ventilation: theory and measurement. *John Wiley & Sons Ltd. Chichester*.
- Krope J., Goricanec D. (1991). Analysis of pipe networks including pumps. *Energy and Buildings*, vol. 17, n 2, 141-145.
- Mathews E. H. y Rousseau P. G.(1994). A new integrated design tool for naturally ventilated buildings Part 1: Ventilation Model. *Building and Environment*, 29, 4, pp. 461-471.

## ABSTRACT:

A ventilation model describing the air movement due to passives mechanisms is presented. In the model, the expressions to different flow sources and resistances are presented. As well, the pressure differences depend on the square of the air mass flow; the problem is simplified to obtain similar equations to the Kirchhoff low. A pressure net represents the hydrodynamic of the system and it is solved using the theory of electric circuit. Due to the air mass flow depends on the temperature trough density, the simultaneous solution of the thermal and pressure circuits is required. The SIMUSOL is used to draw the circuits and to make the simultaneous solution of both. As an study case, the model is applied to the solar drier with a solar chimney.

**Keywords:** ventilation, SIMUSOL, difference of pressure, mass flow, solar chimney.