

EVALUACION DE BAJO COSTO DE VENTILACION NATURAL MEDIANTE EL METODO DE DECAIMIENTO DE LA TEMPERATURA.

Alejandro Hernández Graciela Lesino ¹

INENCO, Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional

Universidad Nacional de Salta - CONICET

Calle Buenos Aires N° 177. (4400) Salta.

TE/FAX (087)-255489

RESUMEN

Se presenta un modelo sencillo de evaluación del número de renovaciones de aire por decaimiento de temperatura, validado mediante mediciones realizadas en un prototipo de vivienda [1] que consta de dos locales con una puerta y una ventana cada uno. Se monitoreó simultáneamente ambos locales (uno abierto y el otro cerrado) durante un período de leves brisas.

Se analiza la dependencia del número de renovaciones de aire y de los coeficientes de transferencia con la temperatura efectiva de paredes (estimada mediante un balance de energía). El acuerdo entre valores de temperatura medidos y simulados es muy bueno, con un error de ajuste inferior a 0,4°C.

MODELO TEORICO

En la filosofía del símil eléctrico este modelo está representado por un capacitor asociado al aire interior, una resistencia entre el aire interior y las paredes interiores asociada a la transferencia de calor por convección y otra resistencia entre el aire interior y el exterior asociada a la tasa de renovaciones de aire por hora.

La ecuación diferencial correspondiente, en función de la temperatura efectiva de paredes T_p , del aire interior T_{int} y del aire exterior T_{ext} es:

$$m_a \frac{dT_{int}}{dt} = U A (T_p - T_{int}) + \frac{G m_a}{3.600} (T_{ext} - T_{int}) \quad (1)$$

m_a : masa térmica del aire ($\rho c_p V$) con V = volumen del local.

$U A$: Coeficiente de transferencia de calor efectivo entre el aire y las paredes, techo y piso, multiplicado por el área interior del local.

G : número de renovaciones de aire por hora.

APLICACION DEL METODO

Durante la noche previa al monitoreo se calefaccionaron ambos locales con sendas estufas eléctricas de 1200 W cada una. Al apagarlas a primera hora de la mañana, se registraron mediante un datalogger los valores de temperatura de cada local y del exterior a intervalos de 10 s.

Dado que en el protocolo de monitoreo no estaba planeado medir la temperatura superficial T_p (para lo cual se requerirían seis sensores más por local), se efectuó un balance de energía para un instante anterior al apagado de las estufas (puertas y ventanas cerradas) a fin de estimar el orden de su valor. Si Q es la potencia de la estufa, h el coeficiente convectivo, A el área interior por local y $G^* = G/3.600$, la ecuación de balance resulta:

$$Q = hA(T_{int} - T_p) + G^* (\rho c_p V) (T_{int} - T_{ext}) \quad (2)$$

De los datos medidos y asumidos se tiene que $T_p = T_{int} - 3,8^\circ\text{C}$. Dado que la temperatura del aire interior era por entonces $30,6^\circ\text{C}$, T_p es del orden de 27°C .

Aproximando las derivadas temporales mediante diferencias finitas, los coeficientes a determinar desde un ajuste por cuadrados mínimos son G y $\frac{hA}{(\rho c_p V)_a}$ del cual se puede obtener el valor de h .

¹Investigador de CONICET

RESULTADOS OBTENIDOS

En la figura 1 se presentan dos gráficos donde se analizan la dependencia de los coeficientes de ajuste y el error entre valores medidos y simulados al variar T_p dentro del rango de 25 a 30,5 °C. El gráfico superior corresponde al local abierto y el inferior al cerrado. En ambos casos el error permanece casi constante en todo el rango analizado, estando sus valores incluidos totalmente dentro del error experimental (0,5 °C) por lo que su influencia no reviste interés práctico.

Analizando el gráfico correspondiente al local cerrado, se observa que por debajo de 27 °C, la tasa de renovaciones de aire por hora resulta negativa (situación sin sentido físico) resultando divergente la serie temporal que describe la evolución de T_{int} . Esta temperatura coincide con el valor previamente estimado a partir del balance de energía con las estufas encendidas y representa el verdadero límite inferior de posible variación de T_p .

Si bien en el local abierto no aparece esta temperatura límite, es de esperar que su temperatura efectiva de pared sea similar a la del local cerrado ya que al momento de apagar las estufas ambas temperaturas interiores coincidían.

Circunscribiéndonos de aquí en más al nuevo rango de T_p (27 a 30,5 °C), la tendencia en ambos casos es de aumentar las renovaciones y disminuir el coeficiente de transferencia de calor a medida que se incrementa T_p . Esto se debe a que, al aumentar ésta, disminuye la transferencia de calor entre la pared y el aire interior y consecuentemente, para que cierre el balance, debe aumentar el número de renovaciones de aire por hora.

El valor de G para el local cerrado no puede ser inferior a 0,43 (valor determinado experimentalmente [2]), lo cual mueve el límite inferior a 27,5 °C.

Los muros exteriores del local cerrado son ligeramente más conductores del calor (por sus materiales constructivos) que los del abierto [2]. Podemos suponer entonces que la temperatura efectiva de pared del local abierto fue un poco más alta que la del cerrado. Fijando de acuerdo a las consideraciones anteriores el valor de aquella en 28 °C y el de ésta en 27,5 °C, los resultados de la simulación se aprecian en la figura 2. Como se puede observar en ella, el ajuste para ambos locales es muy bueno.

Resolviendo la ecuación 1, las curvas de la figura 2 pueden aproximarse mediante la siguiente expresión:

$$T_{int}(t) = \left[T_{int}(t_0) - \left(\frac{\frac{hA}{(\rho c_p V)_a} T_p + G T_{ext}}{\frac{hA}{(\rho c_p V)_a} + G} \right) \right] e^{-\left(\frac{hA}{(\rho c_p V)_a} + G \right) (t-t_0)} + \left(\frac{\frac{hA}{(\rho c_p V)_a} T_p + G T_{ext}}{\frac{hA}{(\rho c_p V)_a} + G} \right) \quad (3)$$

donde t_0 es el tiempo inicial de la experiencia.

Los resultados de la simulación se presentan en la siguiente tabla.

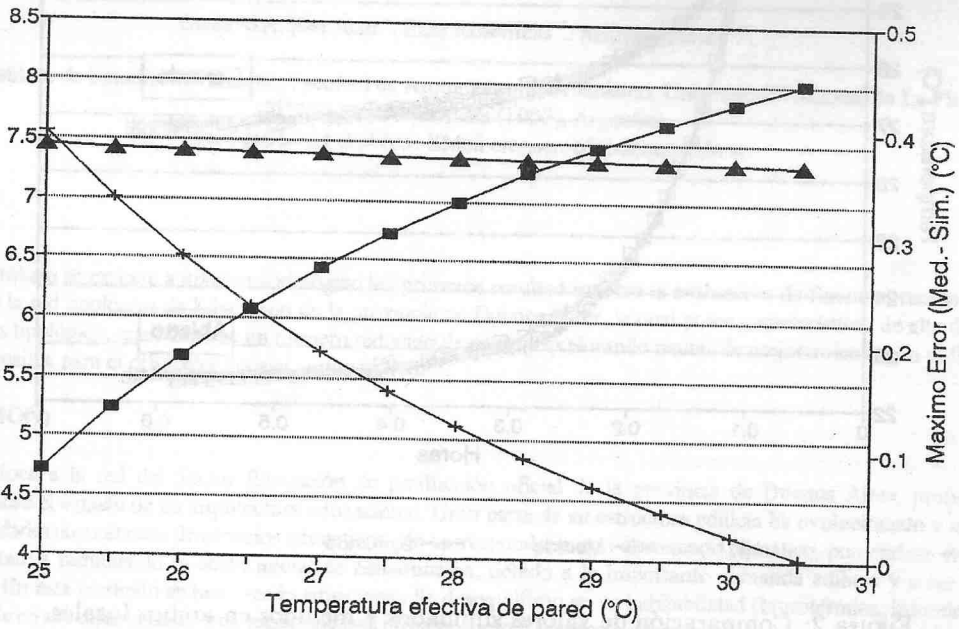
	Abierto	Cerrado
Renovaciones G	7	0,65
h A (W/°C)	39,9	62,8

Tabla 1: Resultados del ajuste por cuadrados mínimos

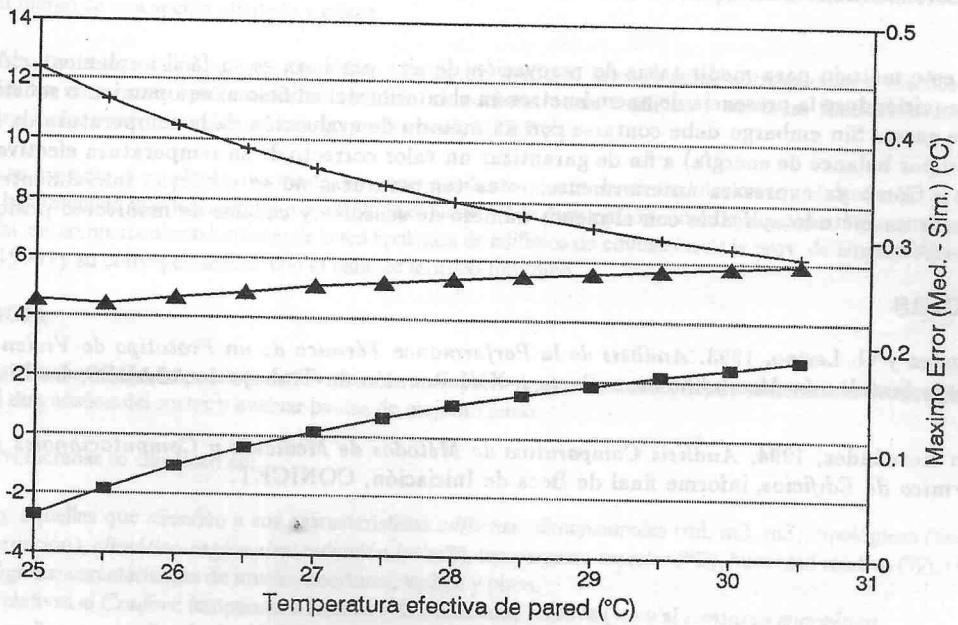
CONCLUSIONES

En el análisis de ventilación natural mediante el método de decaimiento de la temperatura, el enfriamiento del local abierto resultó muy rápido, posibilitando así, la aplicación de un modelo de cálculo simplificado que arrojó muy buenos resultados en cuanto al ajuste de los datos medidos, con tasas de renovación de aire por hora adecuadas a los valores normales pero con coeficientes de transferencia muy por debajo de lo esperado.

Los resultados de la visualización de flujos de aire con líneas de humo en una maqueta del edificio indicaron que en algunas ocasiones el aire en movimiento dentro del local no toma contacto con toda el área interior, lo cual hace suponer que el área real de transferencia térmica entre las paredes y el aire es menor que la empleada en los cálculos. Por esto se han comparado en la tabla 1 los productos $h A$.



■ Renovac. + h.A/ro.cp.V ▲ Med.- Sim.



■ Renovac. + h.A/ro.cp.V ▲ Med.- Sim.

Figura 1: Variación de los coeficientes de ajuste con T_p

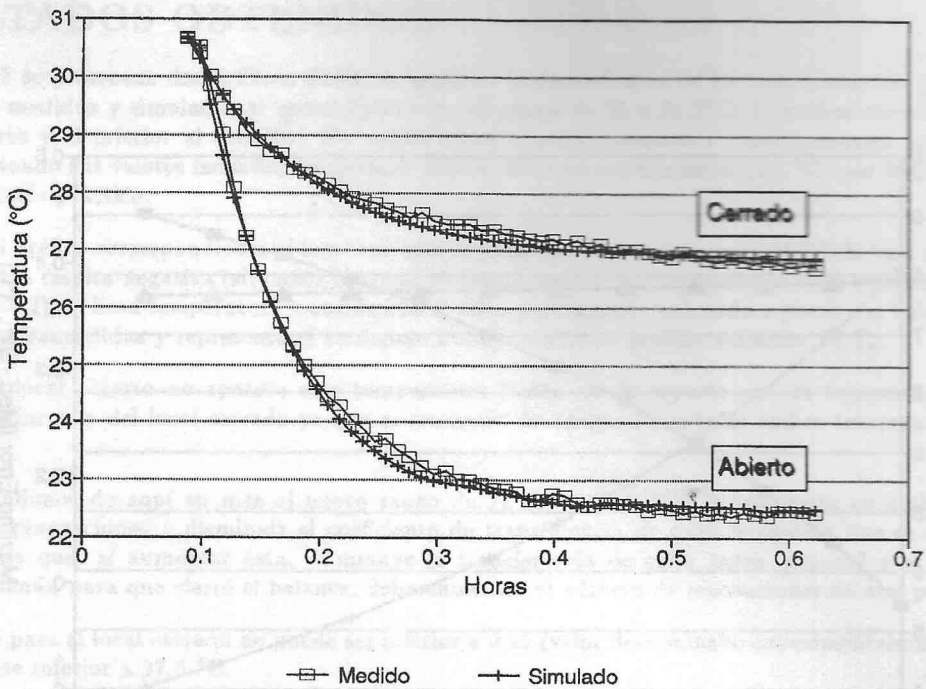


Figura 2: Comparación de valores simulados y medidos en ambos locales.

Queda entonces abierta la posibilidad de determinar, mediante visualización de flujos en maqueta, las áreas involucradas en la transferencia de calor por convección turbulenta dentro de recintos conectados con el exterior mediante aberturas.

Con este método se comprobó que la ventilación del edificio mejora en un orden de magnitud al abrir la puerta y la ventana. Este resultado corresponde a la situación más crítica en la que prácticamente no hubo viento en el exterior.

La ventaja de este método para medir tasas de renovación de aire por hora es su fácil implementación y rápida ejecución, no requiriéndose la presencia de anemómetros en el interior del edificio ni equipamiento sofisticado como analizadores de gases. Sin embargo debe contarse con un método de evaluación de la temperatura de las paredes (por medición o por balance de energía) a fin de garantizar un valor correcto de su temperatura efectiva, necesaria en los cálculos. Como ya expresara anteriormente, estas temperaturas no se midieron inicialmente porque se pretendía obtener un método aplicable con el menor número de sensores y canales de monitoreo posible.

Referencias

- [1] A. Hernández y G. Lesino, 1993. *Análisis de la Performance Térmica de un Prototipo de Vivienda Liviana: Monitoreo y Simulación Macrodinámica. Parte I.* XVI Reunión de Trabajo de ASADES, La Plata, Buenos Aires.
- [2] Alejandro Hernández, 1994, *Análisis Comparativo de Métodos de Medición y Computacionales Para el Balance Térmico de Edificios*, informe final de Beca de Iniciación, CONICET.