

ESTUDIO DE FLUJOS DE AIRE EN COLECTORES SOLARES PASIVOS. EMPLEO DE MODELOS DE REDUCIDAS DIMENSIONES

Alejandro Mermet[#] Carlos De Rosa*

Laboratorio de Ambiente Humano y Vivienda (LAHV)
INCIHUSA - CRICYT

Casilla de Correos 131 - CP. 5500, Mendoza

Tel: 061 - 288797 Fax: 061 - 287370

Graciela Lesino**

INENCO - UNSa

Buenos Aires 177 - CP.4400, Salta

RESUMEN

Basándose en datos obtenidos a partir de pruebas sobre modelos experimentales a escala y haciendo uso de las teorías del análisis dimensional, es posible determinar la magnitud de los fenómenos termodinámicos e hidrodinámicos intervinientes, la cantidad de calor arrastrado por el aire circulante, los caudales de aire y el rendimiento térmico de distintos sistemas. Para ello se construyó un modelo de testeo a escala reducida, de modo de realizar las primeras pruebas antes de pasar a la escala real.

En este caso se reemplazó la placa colectora por una chapa metálica calentada eléctricamente adosándole una resistencia, controlando la corriente circulante a través de ella, de forma de controlar y variar la potencia disipada en dicha placa. Se midieron entonces las velocidades del aire y las temperaturas del aire y de la placa calentadora. Con los datos obtenidos se lograron algunas correlaciones para determinar la velocidad del flujo y el coeficiente convectivo en base a las temperaturas del aire a la entrada y a la salida del colector.

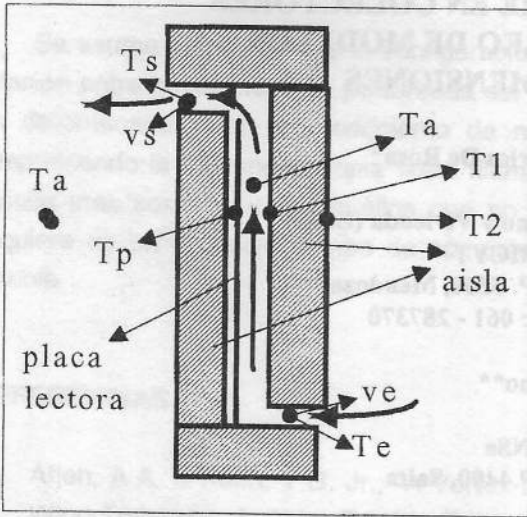
CARACTERISTICAS DEL MODELO TESTEADO

Se construyó un modelo de testeo a escala en el que, para simular la placa colectora, se diseñó una chapa metálica calentada eléctricamente adosándole una resistencia, controlando la corriente circulante a través de ella y la tensión con un potenciómetro; de esta forma se pudo controlar y variar la potencia disipada en dicha placa. El vidrio se reemplazó por una placa opaca aislante (5 cm de poliestireno expandido). La placa colectora se montó sobre un bastidor de madera aislado con 5 cm de poliestireno expandido en todo su contorno. Un esquema del modelo se presenta en el Esquema 1; en las Figuras 1 y 2 se puede observar el modelo montado sobre una ventana. Las características físicas del modelo de reducidas dimensiones se enumeran en la Tabla 1.

[#] Becario Perfeccionamiento CONICET.

* Investigador CONICET.

** Investigador CONICET.



Esquema 1. Modelo a escala. Distribución de magnitudes medidas.

altura de la placa colectora	D	0.70 m
ancho de placa colectora	a	0.35 m
área colectora neta	A_c	0.245 m ²
área media de ventanillas	A_v	0.0168 m ²
espesor de aislante	e	0.05 m
conductancia térmica de aislante	k	0.005 W/m°C

Tabla 1. Características del modelo a escala de reducidas dimensiones.



Figura 1. Vista posterior del modelo reducido. Cara interior del sistema.

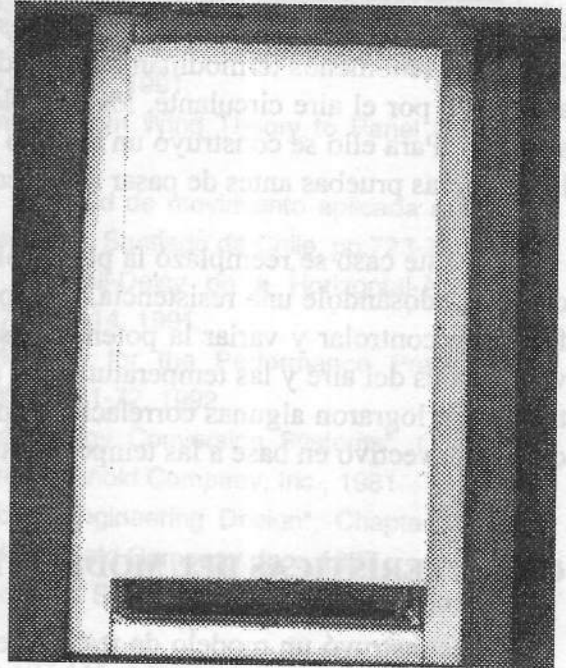


Figura 2. Vista frontal del modelo reducido. Cara exterior del sistema.

El funcionamiento de este calentador de aire se puede resumir de la siguiente forma: la placa colectora se calienta eléctricamente a una potencia conocida, el aire entre la placa y la cubierta aislante se calienta y, por efecto termosifón, se desplaza hacia arriba al disminuir su densidad y, finalmente, el aire caliente comienza a salir por el orificio superior succionando aire más fresco que ingresa por el orificio inferior. Con este modelo se realizaron mediciones en un recinto cerrado sin influencias de corrientes de aire y después se lo montó en una ventana para tratar de determinar la influencia del viento.

Se midieron la temperatura de la placa colectora T_p fijando los sensores a la placa mediante pegamentos de base epoxi que permitieran un buen contacto térmico a la vez que una segura fijación mecánica y, asimismo la temperatura y la velocidad de entrada y salida del aire T_e, v_e, T_s y v_s respectivamente, suspendiendo los sensores frente a los orificios o ventanillas de entrada y salida de aire, fijando sus cables de conexión sobre los bordes del orificio correspondiente. También se midió la temperatura del ambiente detrás del colector T_b , la temperatura del aire entre la placa colectora y la cubierta aislante T_a , y las temperaturas sobre ambas caras de dicha cubierta aislante T_1 y T_2 . La distribución de los sensores corresponde a la ubicación de las magnitudes medidas según puede verse en el Esquema 1.

DETERMINACIÓN DE VELOCIDADES DE AIRE

Para calcular la velocidad del aire se adoptó la ecuación^[1]:

$$w = C_D \frac{A_v}{A_c} \sqrt{gD(T_a - T_i)\beta}$$

donde C_D es una constante empírica que describe las pérdidas de carga en el sistema, A_v es el área promedio de ventanillas, A_c el área colectora neta, g la aceleración de la gravedad, D la altura del colector, T_a la temperatura del aire entre la placa colectora y la cubierta protectora, T_i es la temperatura del aire en el interior de la habitación y $\beta = 1/T_a$ es el coeficiente de expansión volumétrica en grados Kelvin. Esta ecuación puede reescribirse, planteándola para la diferencia de temperaturas entre la entrada T_e y la temperatura de salida del colector T_s , quedando de la forma^[1]:

$$w = C_d \frac{A_v}{A_c} \sqrt{gD(T_s - T_e)\beta}$$

donde C_d es el coeficiente de pérdidas de carga y, como primera aproximación, las temperaturas de entrada y salida pueden considerarse iguales a la temperatura exterior y la temperatura interior respectivamente.

En base a los datos obtenidos se determinó un valor para la constante empírica C_d considerándola como la pendiente de la recta:

$$y = C_d \cdot X$$

donde $X = A_v/A_c(gD(T_s - T_e)/T_a)^{1/2}$, cuyos valores son conocidos a partir de los valores de temperaturas medidos. Se observó que:

$$C_d = C_{ap} \quad \text{si } A_e/A_s \geq 1$$

$$C_d = C_{ap} \cdot (A_e/A_s) \quad \text{si } A_e/A_s < 1$$

donde A_e es el área de ventanillas de entrada de aire y A_s el área de salida.

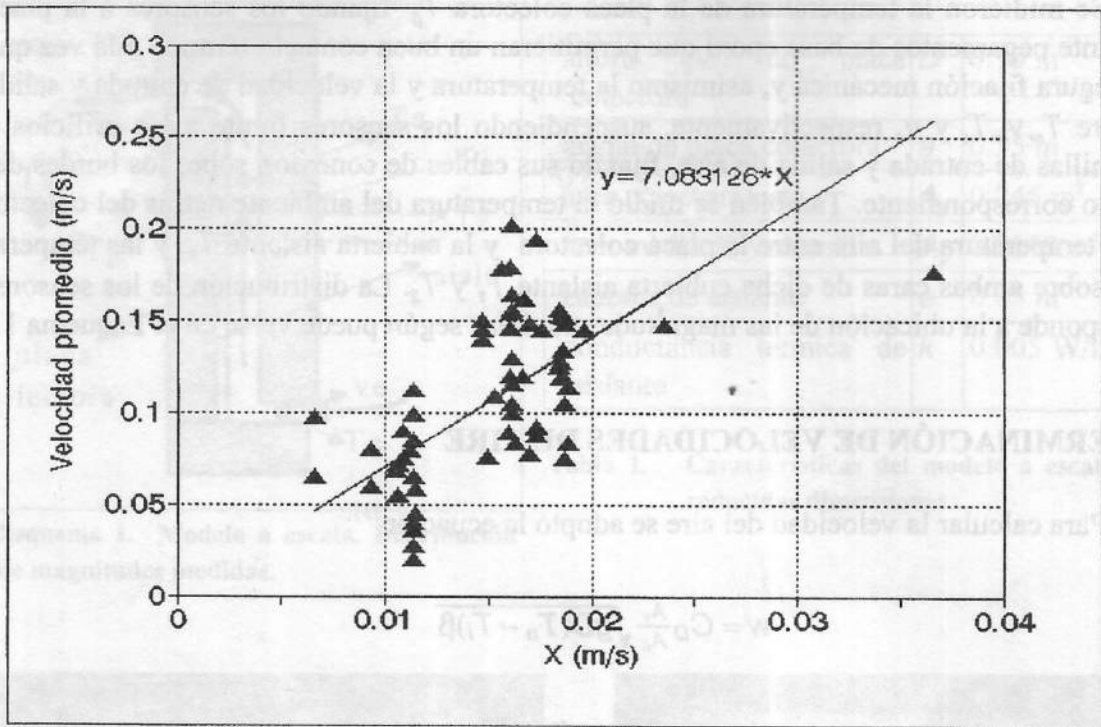


Figura 3. Velocidades promedio en el ducto medidas y obtenidas a partir de la recta de ajuste en función del parámetro $X = A_v/A_c(gD(T_s - T_a)/T_a)^{1/2}$

Considerando la velocidad en el ducto como el promedio entre la velocidad de entrada y salida, y la totalidad de los valores medidos (tomando cada uno individualmente), se tiene que $C_{ap} = 7.083126$. En la Figura 3 se representan los valores obtenidos a partir de las mediciones y los calculados con los valores propuestos. En la Figura 4 se ven los valores de la correlación obtenida considerando todos los promedios de las velocidades medias de cada serie de mediciones, en este caso $C_{ap} = 6.883745$.

Haciendo una distinción entre flujo laminar y turbulento, se obtuvieron los siguientes valores:

$$C_{ap} = 7.322013 \text{ para flujo laminar } (X < 0.0145)$$

$$C_{ap} = 5.610291 \text{ para flujo turbulento } (X > 0.0145)$$

Los valores obtenidos a partir de esta correlación contrastados con los valores medidos se muestran en la Figura 5.

DETERMINACIÓN DE COEFICIENTES CONVECTIVOS

A partir de los valores de velocidades medidas se determinó el número de Re . Se estimó el caudal másico como $w_m \rho A_f$, donde w_m es la velocidad medida del aire, ρ su densidad y A_f el área transversal al flujo y con estos valores se calculó el flujo de calor útil (Q_u) arrastrado^{[2][3][4]}:

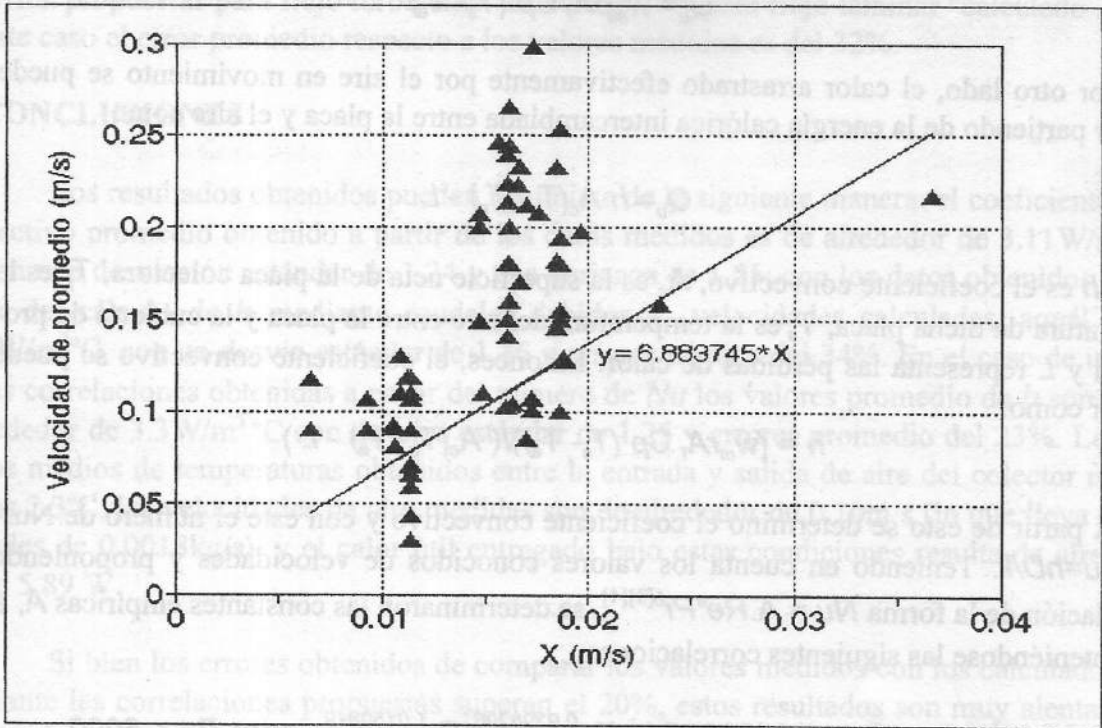


Figura 4. Velocidades medidas y velocidades obtenidas a partir de la regresión lineal propuesta en función de $X = A_v/A_c(gD(T_s - T_a)/T_a)^{1/2}$

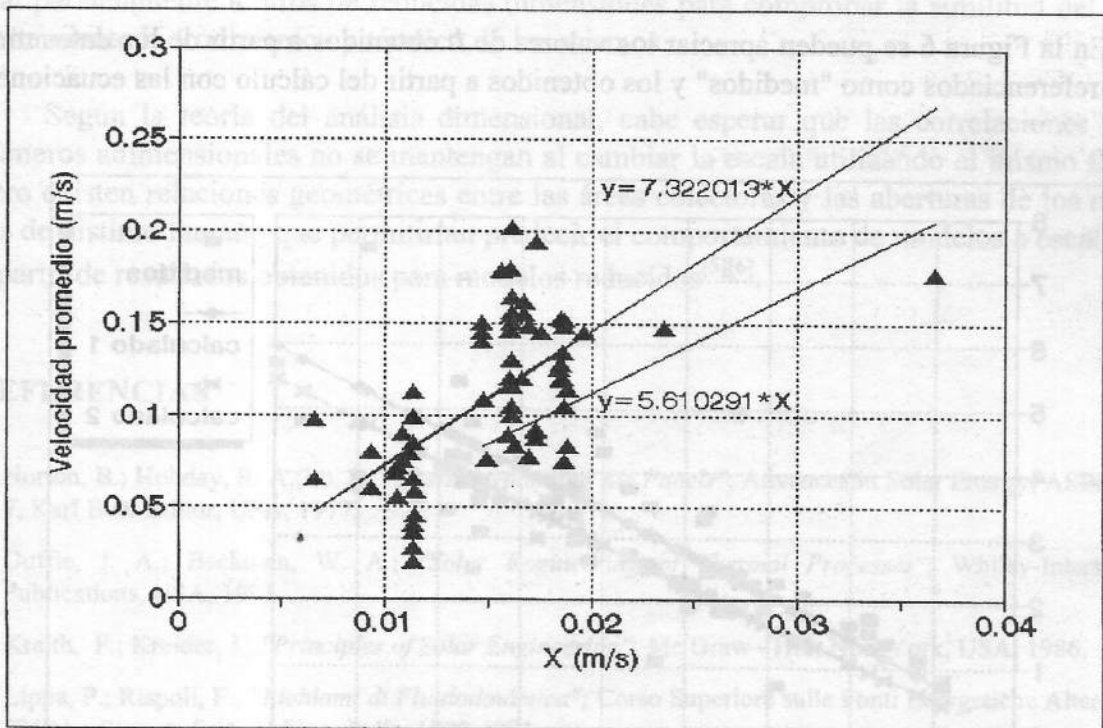


Figura 5. Velocidades promedio medidas y obtenidas a partir de las rectas propuestas para flujo laminar y turbulento en función de $X = A_v/A_c(gD(T_s - T_a)/T_a)^{1/2}$

$$Q_u = w_m \rho A_f C_p (T_s - T_e)$$

Por otro lado, el calor arrastrado efectivamente por el aire en movimiento se puede obtener partiendo de la energía calórica intercambiada entre la placa y el aire como:

$$Q_u = h A_c (T_p - T_a) - L$$

donde h es el coeficiente convectivo, A_c es la superficie neta de la placa colectora, T_p es la temperatura de dicha placa, T_a es la temperatura del aire entre la placa y la cubierta de protección y L representa las pérdidas de calor. Entonces, el coeficiente convectivo se puede escribir como:

$$h = (w_m r A_f C_p (T_s - T_e)) / (A_c (T_p - T_a) - L)$$

A partir de esto se determinó el coeficiente convectivo y con este el número de Nusselt $Nu = hD/k$. Teniendo en cuenta los valores conocidos de velocidades y proponiendo una relación de la forma $Nu = A.Re^a Pr^b$, se determinaron las constantes empíricas A , a y b , obteniéndose las siguientes correlaciones:

$$Nu = 0.043399744 Re^{0.93962961} Pr^{1.0150819} \quad \text{para } Re < 6000$$

$$Nu = 0.013065682 Re^{1.0848078} Pr^{1.6134504} \quad \text{para } Re > 6000$$

En la Figura 6 se pueden apreciar los valores de h obtenidos a partir de los datos medidos referenciados como "medidos" y los obtenidos a partir del cálculo con las ecuaciones

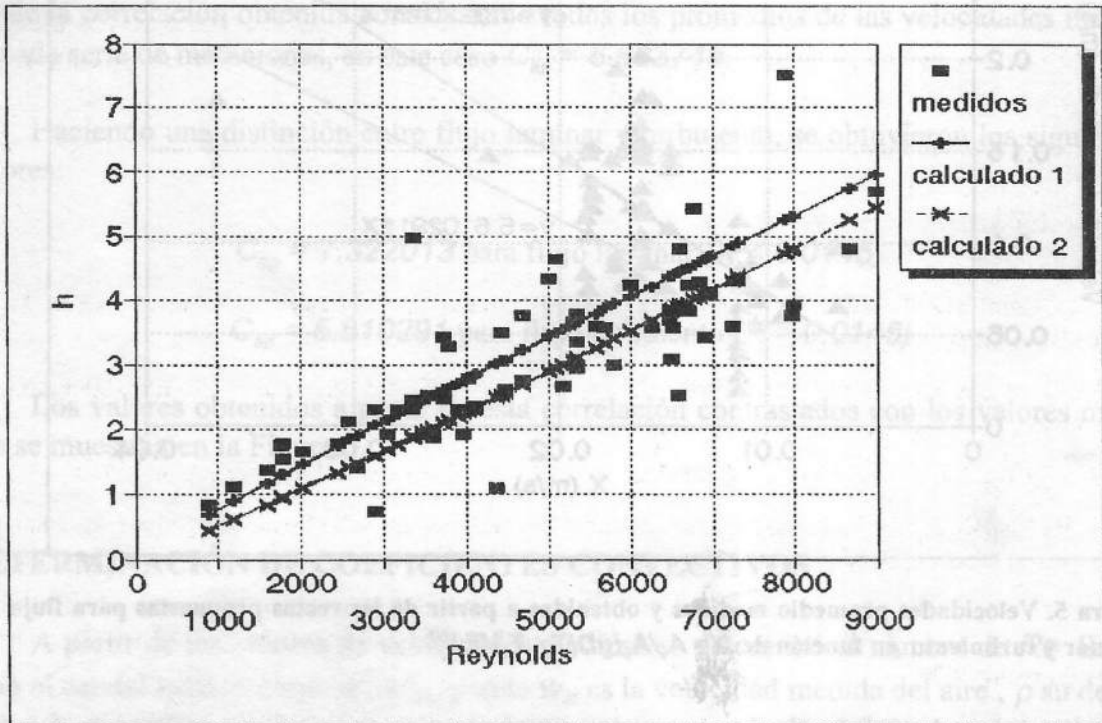


Figura 6 Coeficiente convectivo h ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) en función del número de Reynolds obtenido a partir de resultados medidos y calculados con las correlaciones propuestas.

arriba propuestas para flujo turbulento "calculado 1" y para flujo laminar "calculado 2". En este caso el error promedio respecto a los valores medidos es del 32%.

CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos pueden resumirse de la siguiente manera: el coeficiente convectivo promedio obtenido a partir de los datos medidos es de alrededor de $3.11 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, con una desviación estándar de 1.24 y una varianza de 1.55; con los datos obtenidos a partir del cálculo de h mediante caudales debidos a velocidades calculadas, aquél es de $3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, con un desvío estándar de 1.36 y errores medios del 34%. En el caso de utilizar las correlaciones obtenidas a partir del número de Nu los valores promedio de h son de alrededor de $3.3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ con desvíos estándar de 1.25 y errores promedio del 23%. Los saltos medios de temperaturas obtenidos entre la entrada y salida de aire del colector rondan los 2.3°C , las velocidades de aire medidas son de alrededor de 0.10 m/s (lo que lleva a caudales de 0.0018 kg/s), y el calor útil entregado bajo estas condiciones resulta de alrededor de 5.89 W .

Si bien los errores obtenidos de comparar los valores medidos con los calculados mediante las correlaciones propuestas superan el 20%, estos resultados son muy alentadores, fijando un punto de partida para las investigaciones tendientes a la culminación de este proyecto. La notable dispersión de los datos medidos nos han llevado a poner a punto los sistemas de medición para minimizar errores, y a realizar mediciones en modelos de tamaño real paralelamente a otros de reducidas dimensiones para comprobar la similitud del comportamiento hidrodinámico y térmico de los mismos.

Según la teoría del análisis dimensional, cabe esperar que las correlaciones y los números adimensionales no se mantengan al cambiar la escala utilizando el mismo fluido, pero existen relaciones geométricas entre las áreas colectoras y las aberturas de los modelos de distinto tamaño que permitirían predecir el comportamiento de modelos a escala real a partir de resultados obtenidos para modelos reducidos^{[5][6]}.

REFERENCIAS

1. Norton, B.; Hobday, R. A.; Lo, S.; "Thermosyphoning Air Panels"; Advances in Solar Energy; ASES, Vol. 7, Karl Boër Editor, USA, 1977.
2. Duffie, J. A.; Beckman, W. A.; "Solar Engineering of Thermal Processes"; Wiley-Interscience Publications, USA, 1991.
3. Kreith, F.; Kreider, J.; "Principles of Solar Engineering"; Mc Graw - Hill, New York, USA, 1986.
4. Lippa, P.; Rispoli, F.; "Richiami di Fluidodinamica"; Corso Superiore sulle Fonti Energetiche Alternative. ENEA - Sogesta SpA, Urbino, Italia, 1990-1991.
5. Grimmer, D. P.; "Theoretical Considerations in the use of Small Passive-solar Test-boxes to Model the Thermal Performance of Passively Solar Heated Buildings Designs"; Solar Energy; Vol. 22 n° 4; Pergamon Press, England, 1979.
6. Grimmer, D. P.; Mc Farland, R. D.; Balcomb, J. D.; "Initial Experimental Tests on the Use of Small Passive-solar Test-boxes to Model the Thermal Performance of Passively Solar-heated Buildings Designs"; Solar Energy; Vol. 22 n° 4; Pergamon Press, England, 1979.