

ESTUDIO DE FLUJOS DE AIRE EN COLECTORES SOLARES PASIVOS. TESTEO DE MODELOS EN ESCALA REAL Y COMPARACION DE RESULTADOS CON 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 EXTENSO

Una posibilidad interesante en el estudio de flujos de aire en colectores solares, es sin lugar a dudas el testeo de modelos en escala real y bajo condiciones de uso, de modo de estudiar los fenómenos intervinientes y determinar parámetros empíricos en forma precisa. Muchas veces realizar este tipo de ensayos resulta difícil sino imposible, por lo que se apea a modelos de reducidas dimensiones y a la teoría del análisis dimensional. Los datos obtenidos de ensayos y testeo de modelos reducidos algunas veces son difíciles de transferir a modelos de mayor tamaño, traduciéndose muy pocas veces en un simple cambio de escala, sobre todo si se utiliza el mismo fluido para ambos modelos.

En este trabajo se propone una forma de relacionar los datos obtenidos en modelos reducidos con modelos de tamaño real utilizando aire como fluido. Para lo cual se realizaron ensayos sobre un modelo a escala real y se compararon con datos obtenidos de un modelo de reducidas dimensiones.

RESULTADOS ESPERADOS Y MEDIDOS EN EL CASO DEL MODELO DE TAMAÑO REAL.

En el estudio del movimiento de fluidos, es común obtener correlaciones basándose en mediciones realizadas sobre modelos de tamaño reducido, todas las constantes empíricas se obtienen a partir de parámetros adimensionales calculados en base dichos datos medidos y utilizando la teoría del análisis dimensional estos resultados pueden ser aplicados a la escala real variando solo las dimensiones geométricas. La mayor parte de las veces para lograr resultados satisfactorios es preciso emplear en los modelos reducidos fluidos con propiedades físicas (densidad, viscosidad, etc.) distintas a las del fluido que será utilizado en el modelo de tamaño real, de forma de mantener constantes los números adimensionales intervinientes.

[#] Becario CONICET

* Investigador CONICET

** Investigador CONICET

En casos como el estudiado, donde se testearon un modelo de reducidas dimensiones y uno en escala real utilizando el mismo fluido en ambos casos, es decir manteniendo las propiedades del fluido y solo se variando la escala, es de esperar que los números adimensionales no se mantengan constantes.

Para determinar la velocidad del aire en el caso de termocirculación se empleó 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, β es el coeficiente de expansión volumétrica en grados Kelvin, T_e es la temperatura de entrada y T_s la temperatura de salida del colector.

De utilizarse modelos térmicos de testeo de reducidas dimensiones, donde la altura d es mucho menor que la escala real, es necesario incrementar las aberturas de los orificios de ventilación de forma de aumentar los caudales de aire^{[2][3]}. En este caso, si bien los números adimensionales no se mantienen constantes al cambiar la escala, el factor $a_v/a_c(d)^{1/2}$ debe mantenerse constante; donde a_v es el área media de ventanillas, a_c es el área colectora y d la altura o separación entre las ventanillas de entrada y salida, de modo de trasladar los resultados del cálculo de velocidades al modelo real^[2].

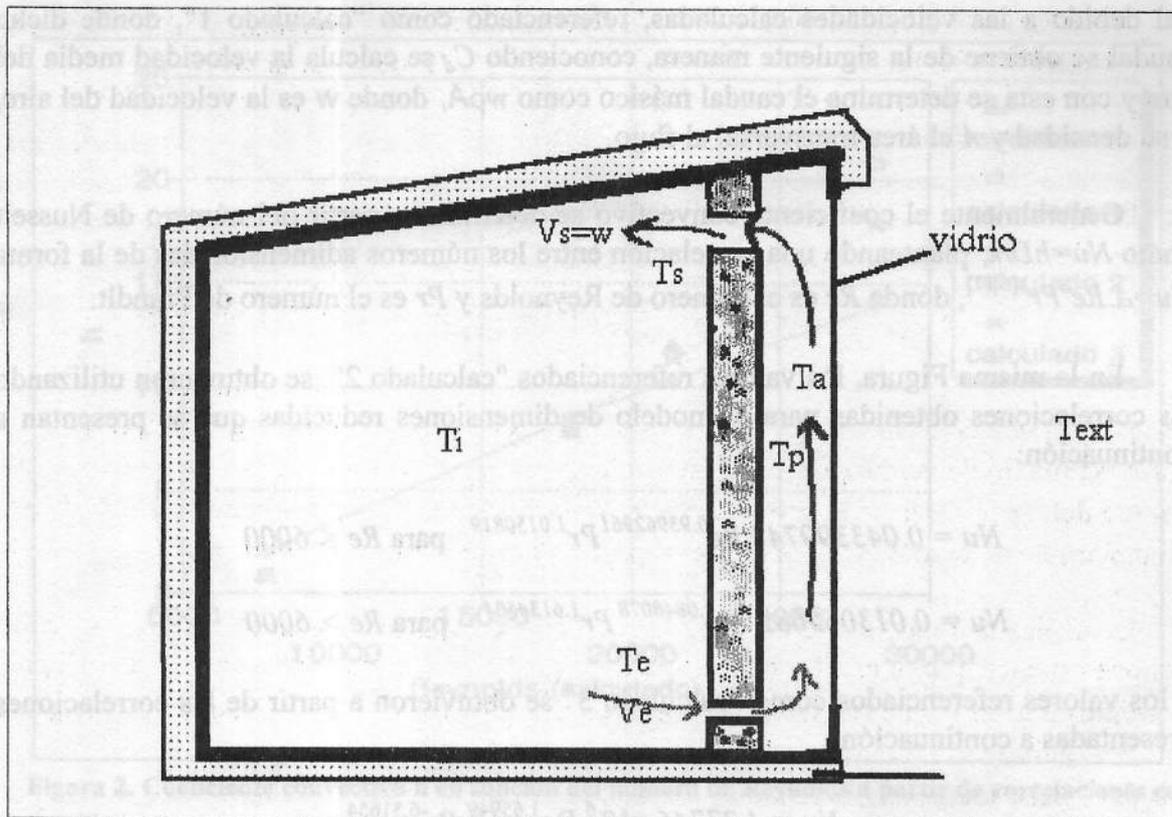
Es decir, si a_v , a_c y d son las áreas y la altura del modelo reducido, y A_v , A_c y D , son las dimensiones correspondientes al modelo de tamaño real, debe verificarse que:

$$A_v/A_c(D)^{1/2} = a_v/a_c(d)^{1/2} = \text{constante}$$

con esto se puede determinar el área de aberturas para ingreso y egreso de aire de un colector solar de tamaño real que mantenga aproximadamente las características del flujo del modelo de reducidas dimensiones testado.

Para realizar mediciones sobre un modelo de escala real bajo condiciones de uso, se acondicionó un prototipo de muro colector-acumulador del tipo Trombe ya existente, dotándolo de una entrada de aire exterior en la parte inferior de la cubierta vidriada y reduciendo las aberturas de salida de aire ya existentes a los valores requeridos, para realizar algunas experiencias de comprobación.

En este caso en particular se tiene que $a_v/a_c(d)^{1/2} = 0.0573709$. Con esto se determinó que el área de aberturas debía ser de alrededor de 0.1084 m^2 . Utilizando este modelo de tamaño real, de forma de tomar el aire del interior del recinto contiguo al colector y recircularlo por éste, a través de orificios de ventilación inferiores y cerrando la toma de aire exterior, cuidando de no tener corrientes de aire en el ambiente interior, como se muestra en el Esquema 1, se tiene un sistema similar en su funcionamiento al testado en laboratorio. Se determinó un factor de carga $C_a = 6.88$, sin poder hacer distinciones del tipo de flujo; nótese que el valor es muy cercano a los obtenidos para el modelo reducido.



Esquema 1. Esquema de funcionamiento del modelo utilizado, recirculando aire interior.

Los resultados obtenidos a partir del cálculo de velocidades son similares a los obtenidos para el modelo reducido, lográndose un buen ajuste respecto de los datos medidos en este caso a continuación se presentan algunos resultados.

El flujo de calor útil se calcula como^{[4][5]}:

$$Q_u = w \rho A C_p (T_s - T_e)$$

donde C_p es el calor específico, T_s la temperatura de salida del aire y T_e su temperatura de entrada. Además haciendo un balance energético se puede escribir este calor útil 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 las pérdidas de calor. Finalmente, el coeficiente convectivo se puede escribir como:

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

En la Figura 1 se ven datos obtenidos a partir de velocidades medias medidas, referenciadas como "medidas", también se pueden apreciar los datos obtenidos a partir del cau-

dal debido a las velocidades calculadas, referenciado como "calculado 1", donde dicho caudal se obtiene de la siguiente manera, conociendo C_d se calcula la velocidad media del aire y con esta se determina el caudal másico como $w\rho A$, donde w es la velocidad del aire, ρ su densidad y A el área transversal al flujo.

Generalmente el coeficiente convectivo se determina a partir del número de Nusselt como $Nu = hD/k$, planteando una correlación entre los números adimensionales de la forma $Nu = A.Re^a.Pr^b$ ^{[6][7]}, donde Re es el numero de Reynolds y Pr es el número de Prandlt.

En la misma Figura, los valores referenciados "calculado 2" se obtuvieron utilizando las correlaciones obtenidas para el modelo de dimensiones reducidas que se presentan a continuación:

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

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

y los valores referenciados como "calculado 3" se obtuvieron a partir de las correlaciones presentadas a continuación:

$$Nu = 4.27746 \times 10^{-6} Re^{1.65949} Pr^{-6.51654}$$

$$Nu = 6.938387 \times 10^{-14} Re^{1.6948} Pr^{0.95594}$$

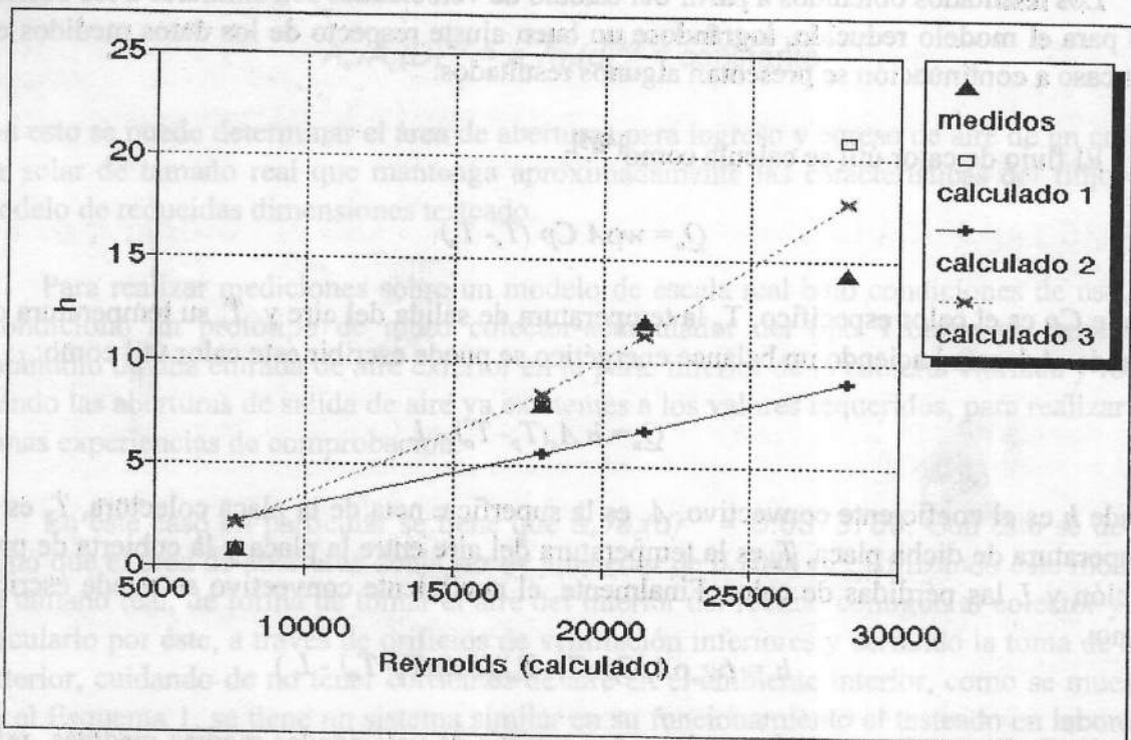


Figura 1. Coeficiente convectivo h en función del número de Reynolds.

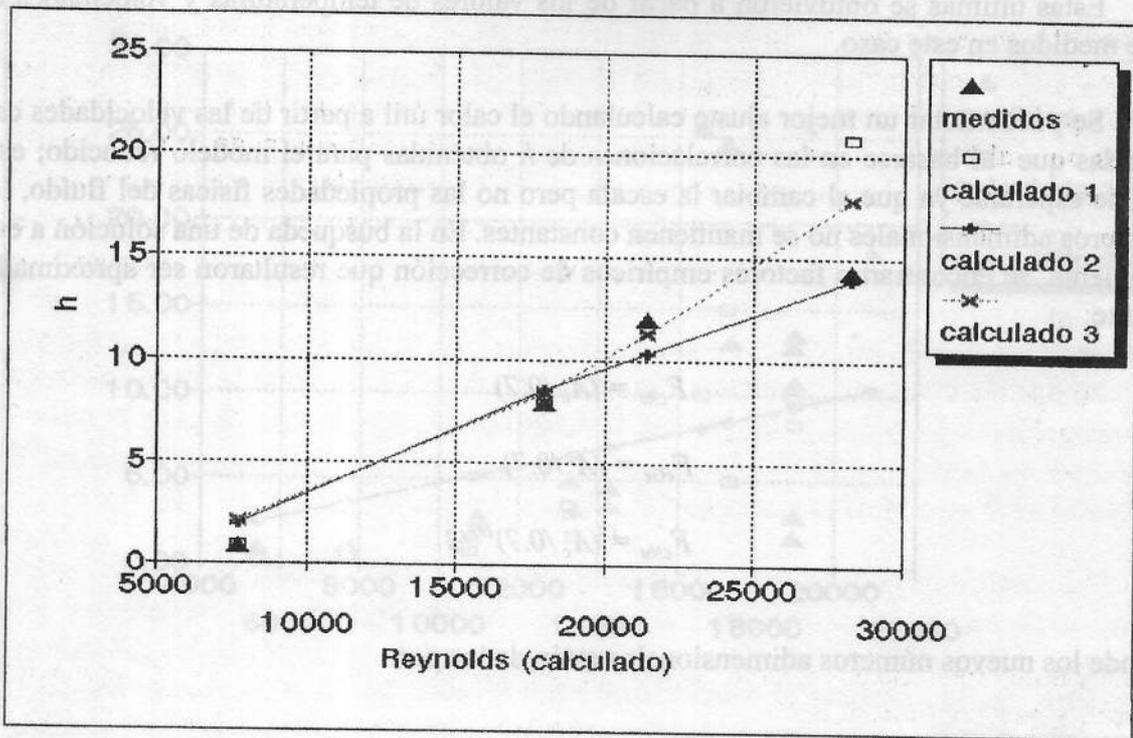
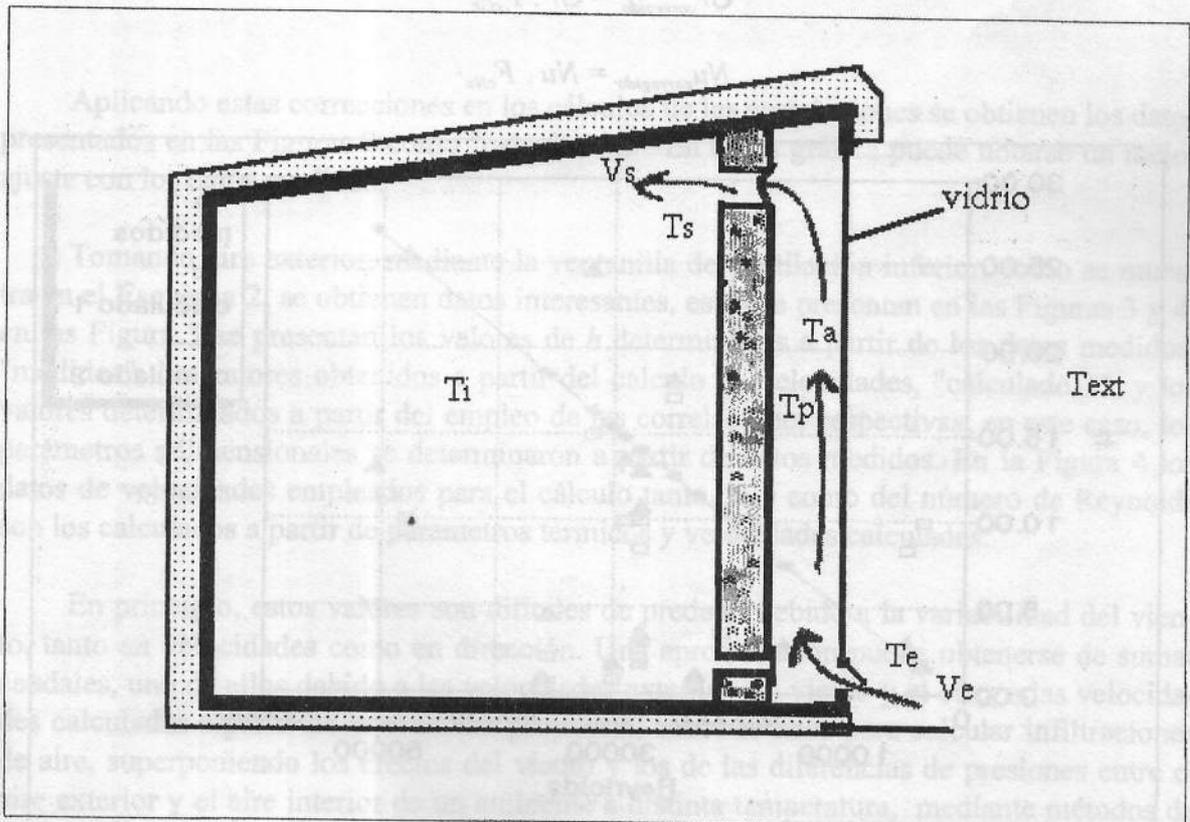


Figura 2. Coeficiente convectivo h en función del número de Reynolds a partir de correlaciones corregidas.



Esquema 2. Modelo con toma de aire desde el exterior

Estas últimas se obtuvieron a partir de los valores de temperaturas y velocidades de aire medidos en este caso.

Se puede notar un mejor ajuste calculando el calor útil a partir de las velocidades calculadas que al basarse en las correlaciones de h obtenidas para el modelo reducido; esto era de esperarse ya que al cambiar la escala pero no las propiedades físicas del fluido, los números adimensionales no se mantienen constantes. En la búsqueda de una solución a este problema, se encontraron factores empíricos de corrección que resultaron ser aproximadamente:

$$F_{cRe} = (A_c / 0.7)$$

$$F_{cGr} = (A_c / 0.7)$$

$$F_{cNu} = (A_c / 0.7)^{1/2} / 2$$

donde los nuevos números adimensionales están dados por:

$$Re_{\text{corregido}} = Re \cdot F_{cRe}$$

$$Gr_{\text{corregido}} = Gr \cdot F_{cGr}$$

$$Nu_{\text{corregido}} = Nu \cdot F_{cNu}$$

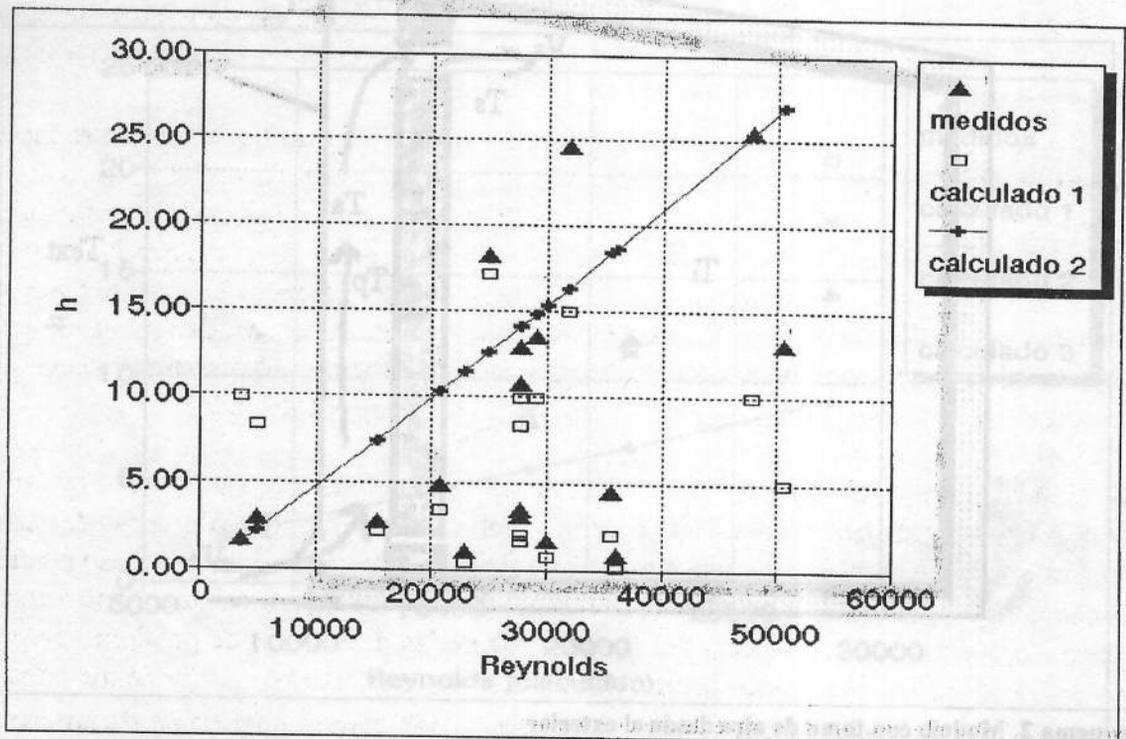


Figura 3. Coeficiente convectivo h en función del número de Reynolds a partir de datos medidos, tomando aire exterior a la entrada del colector.

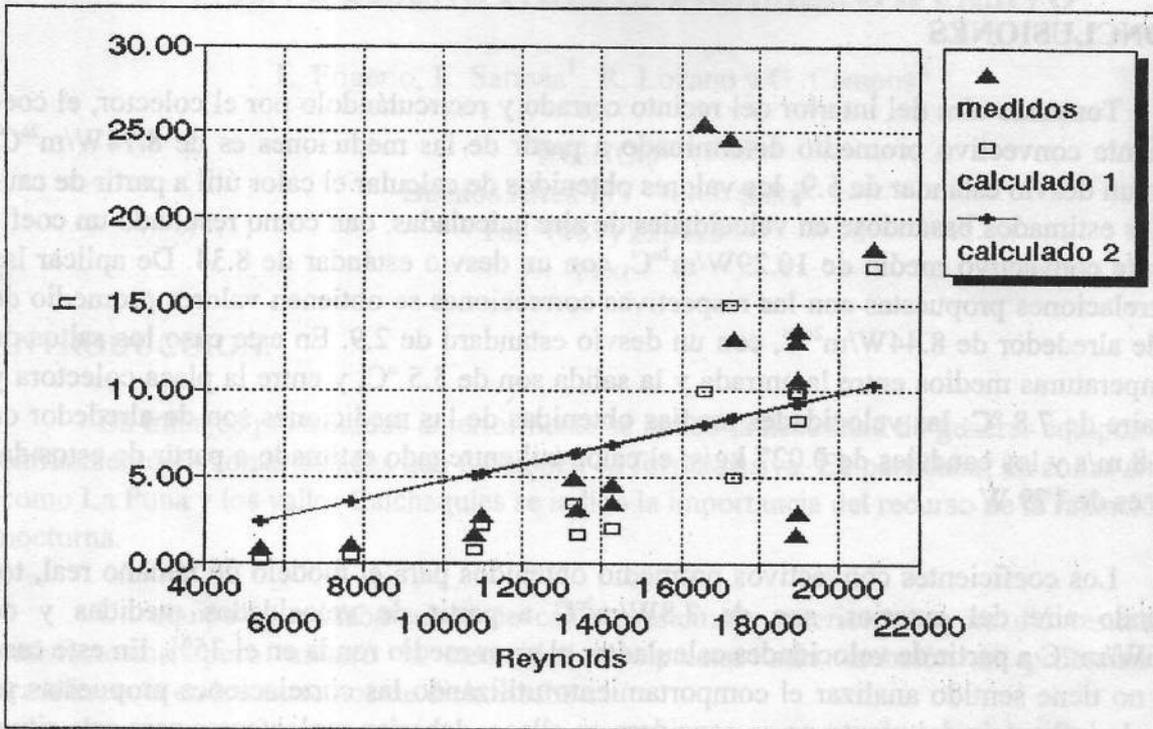


Figura 4. Coeficiente convectivo h en función del número de Reynolds a partir de velocidades calculadas, tomando aire exterior a la entrada del colector.

Aplicando estas correcciones en los cálculos de las correlaciones se obtienen los datos presentados en las Figuras 2 como "calculado 3". En dicha gráfica puede notarse un mejor ajuste con los datos medidos.

Tomando aire exterior, mediante la ventanilla de ventilación inferior, como se muestra en el Esquema 2, se obtienen datos interesantes, estos se presentan en las Figuras 3 y 4; en las Figura 3 se presentan los valores de h determinados a partir de los datos medidos, "medidos", los valores obtenidos a partir del cálculo de velocidades, "calculado 1", y los valores determinados a partir del empleo de las correlaciones respectivas; en este caso, los parámetros adimensionales se determinaron a partir de datos medidos. En la Figura 4 los datos de velocidades empleados para el cálculo tanto de h como del número de Reynolds son los calculados a partir de parámetros térmicos y velocidades calculadas.

En principio, estos valores son difíciles de predecir debido a la variabilidad del viento, tanto en velocidades como en dirección. Una aproximación puede obtenerse de sumar caudales, uno de ellos debido a las velocidades externas del viento y el otro, a las velocidades calculadas a partir de la ecuación propuesta, como se hace para calcular infiltraciones de aire, superponiendo los efectos del viento y los de las diferencias de presiones entre el aire exterior y el aire interior de un ambiente a distinta temperatura, mediante métodos de superposición empíricos [8]. Este efecto de superposición resulta interesante de aplicar en este caso.

CONCLUSIONES

Tomando aire del interior del recinto cerrado y recirculándolo por el colector, el coeficiente convectivo promedio determinado a partir de las mediciones es de $8.74\text{W/m}^2\text{C}$, con un desvío estándar de 5.9; los valores obtenidos de calcular el calor útil a partir de caudales estimados basándose en velocidades de aire calculadas, dan como resultado un coeficiente convectivo medio de $10.29\text{W/m}^2\text{C}$, con un desvío estándar de 8.34. De aplicar las correlaciones propuestas con las respectivas correcciones se obtienen valores promedio de h de alrededor de $8.44\text{W/m}^2\text{C}$, con un desvío estándar de 2.9. En este caso los saltos de temperaturas medios entre la entrada y la salida son de $5.5\text{ }^\circ\text{C}$, y entre la placa colectora y el aire de $7.8\text{ }^\circ\text{C}$; las velocidades medias obtenidas de las mediciones son de alrededor de 0.18 m/s y los caudales de 0.027 kg/s ; el calor útil entregado estimado a partir de estos datos es de 179 W .

Los coeficientes convectivos promedio obtenidos para el modelo de tamaño real, tomando aire del exterior, son de $7.8\text{W/m}^2\text{C}$ a partir de velocidades medidas y de $6.6\text{W/m}^2\text{C}$ a partir de velocidades calculadas; el error medio ronda en el 35%. En este caso ya no tiene sentido analizar el comportamiento utilizando las correlaciones propuestas ya que la influencia del viento no se considera en ellas y deberían replantearse para esta situación particular. Los saltos medios de temperatura entre el aire de entrada y el de salida, son de alrededor de $3.7\text{ }^\circ\text{C}$, con un salto máximo de $11\text{ }^\circ\text{C}$ y el salto de temperaturas promedio entre la placa colectora y el aire de $7.6\text{ }^\circ\text{C}$, las velocidades medias de 0.27 m/s ; los caudales obtenidos a partir de estas velocidades son de 0.039kg/s y el calor útil entregado por el colector de 149W .

REFERENCIAS

1. Norton, B.; Hobday, R. A.; Lo, S.; "Thermosyphoning Air Panels"; Advances in Solar Energy; ASES, Vol. 7, Karl Boër Editor; 1977.
2. 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.
3. 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.
4. Kreith, F.; Kreider, J.; "Principles of Solar Engineering"; Mc Graw - Hill, New York, USA, 1986.
5. Lippa, P.; Rispoli, F.; "Richiami di Fluidodinamica"; Corso Superiore sulle Fonti Energetiche Alternative. ENEA - Sogesta SpA, Urbino, Italia 1990-1991.
6. Duffie, J. A.; Beckman, W. A.; "Solar Engineering of Thermal Processes"; Wiley-Interscience Publications, USA, 1991.
7. Fanchiotti, A.; "Richiami di Trasmissione del Calore"; Corso Superiore sulle Fonti Energetiche Alternative. ENEA - Sogesta SpA, Urbino, Italia 1990-1991.
8. Walker, I, S; "Evaluating Models for Superposition of Wind and Stack Effect in Air Infiltration"; Building and Environment; Vol. 28. No. 2. Pergamon Press. UK. 1993.