

MODELO FÍSICO Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL BAJO SIMUSOL DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE CON ABSORBEDOR DE MALLAS METÁLICAS¹

G. Durán², M. Condorí,³

Instituto de Investigaciones en Energía no Convencional (INENCO, UNSa. – CONICET)

Universidad Nacional de Salta

Av. Bolivia 5150 – A4408FVY Salta, República Argentina

FAX 54 387 4255489 – e-mail: gonzalo.jose.duran@gmail.com

Recibido 18/08/14, aceptado 27/09/14

RESUMEN: Se presentan en este trabajo el modelo físico y la simulación computacional de un colector solar de aire con absorbedor poroso formado por capas de mallas metálicas de material desplegado liviano. El modelo físico es análogo al de un colector de paso simple de flujo, considerando el incremento del área efectiva de intercambio absorbedor - flujo por porosidad. El absorbedor es modelado como un intercambiador compacto, considerando la influencia del número de Stanton en la convección interna y el aporte de calor al absorbedor por conducción y por incidencia de radiación solar, además de considerar el área efectiva para el intercambio radiativo entre el absorbedor poroso y la cubierta. Se validó el modelo de colector mediante datos medidos en un prototipo. Se realizó una simulación bajo Simusol con entrada variable de datos ambientales y temperatura de flujo, controlando los resultados mediante la diferencia entre valores simulados y medidos. Los resultados obtenidos son satisfactorios, con un buen ajuste entre valores medidos y simulados, permitiendo recrear la curva de eficiencia del colector con buena precisión.

Palabras clave: Colector solar de aire, eficiencia térmica, simulación, absorbedor poroso, modelo físico, Simusol.

INTRODUCCIÓN:

El uso de aire como flujo portador de calor en un colector solar involucra varias ventajas, entre las cuales el costo de construcción y mantenimiento del prototipo es un factor de peso. Sin embargo presenta también varias desventajas, relacionadas en gran medida con las propiedades físicas del aire, ya que su baja capacidad calorífica y escasa conductividad térmica no favorecen el intercambio de calor. Debido a ello, las primeras medidas para incrementar la eficiencia térmica de un colector solar de aire son directas, y apuntan principalmente a incrementar la absorción de calor en el absorbedor y a minimizar las pérdidas de calor al exterior.

Las diversas estrategias para optimizar la cesión de calor desde el absorbedor al fluido se pueden englobar en dos tipos. En la primera, el aumento del área efectiva de contacto entre el flujo y el absorbedor lleva a mejorar la cesión de calor hacia el absorbedor; en tanto que en la segunda, la mejora en la transferencia de calor se logra mediante la ruptura de la capa límite de velocidad y el incremento subsiguiente de la turbulencia del flujo de aire. Ambos métodos llevan al diseño de absorbedores mejorados, ya sea mediante el empleo de obstáculos que favorezcan la turbulencia del flujo, o por el uso de aletas en el absorbedor, incrementando así el área de intercambio de calor, o como tercer alternativa, mediante el uso de absorbedores porosos, los cuales, al permitir la circulación del fluido por su interior permiten al mismo tiempo un mejor intercambio de calor, y favorecen la turbulencia del flujo.

Se presentan en este trabajo el modelo físico y la simulación computacional mediante Simusol de un colector de absorbedor poroso formado por varias capas de mallas de material desplegado liviano diseñado para proveer de aire caliente a sistemas de secado solar de gran escala. Su diseño ha sido aspectado con un criterio de optimización de la eficiencia térmica, manteniendo, en lo posible un costo relativamente económico que asegure un tiempo de amortización inferior a los cinco años. La construcción y los ensayos de caracterización del colector fueron realizados obre un prototipo ubicado en el predio experimental del INENCO, situado en la Sede Central de la Universidad Nacional de Salta. Se consideró en la construcción del prototipo el uso de mallas de material desplegado liviano como absorbedor, aislaciones térmicas de baja conductividad como lana de vidrio, y placas de policarbonato alveolar como cubierta selectiva. La construcción y caracterización del prototipo fueron presentadas en las Reuniones de Trabajo de ASADES 2011 y 2012, (Durán *et al*, 2011 y Durán *et al*, 2012).

MODELO DE CALENTADOR SOLAR DE AIRE CON ABSORBEDOR DE MALLAS METALICAS:

Como hipótesis del modelo, se establece que:

¹ Parcialmente financiado Proy. CIUNSa N° 1940

² Becario CONICET.

³ Personal Jerárquico INENCO - CONICET

- El modelo de colector de absorbedor poroso es cuasi estacionario, aunque se contempla la variación de las condiciones ambientales con el tiempo (estas son, temperatura ambiente, radiación solar, velocidad de viento)
- El flujo promedio es unidimensional, siendo normal al área transversal del colector en todos sus puntos.
- Se supone que el medio poroso se encuentra en equilibrio térmico local en la sección de longitud dx y ancho W .
- Los efectos de transitorios por acumulación de calor en cubierta, cuerpo y aislación del colector son despreciables.
- Las propiedades termofísicas de la matriz metálica, tales como su conductividad, k_m , capacidad calorífica, C_{pm} y su densidad, ρ_m se considerarán constantes.
- El fluido circulante no absorbe energía térmica por intercambio radiativo con las superficies internas del colector.

Para los balances de energía se consideró un elemento diferencial de longitud dz y ancho W , Figura 1, con las siguientes hipótesis:

- Se considerarán despreciables la acumulación de calor en el cuerpo del colector, cubierta, y aislación.
- Las temperaturas del absorbedor, del cuerpo del colector y de fluido son uniformes en cada elemento diferencial.
- Se considerará que el fluido no absorbe energía radiante.
- Se asumirán pérdidas de calor unidimensionales hacia el ambiente, en dirección perpendicular a la del flujo.
- Aunque el modelo es cuasi-estacionario, se considerarán variaciones temporales en las condiciones ambientales: temperatura ambiente, radiación solar global y velocidad de viento.

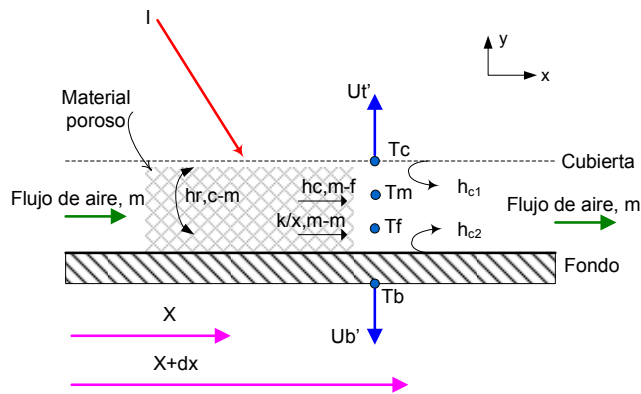


Figura 1: Esquema de corte longitudinal del colector modelado. Se muestran los coeficientes de transferencia.

i.- Balance de energía en la cubierta:

En el modelo de colector se considerará que la cubierta no absorbe energía solar. En la cubierta, de área A_c se presenta ganancia de energía por convección desde el fluido, y por el intercambio radiativo con el absorbedor. Al mismo tiempo, las pérdidas de calor son de tipo conductivo desde la cara interna de la cubierta hacia el ambiente, considerando la conductividad térmica de la cubierta k_c , y su espesor e_c . La cara exterior de la cubierta es sometida a las pérdidas de calor convectivas por la acción del viento, de coeficiente h_w , y a las pérdidas radiativas hacia el cielo abierto (a temperatura media constante, T_{cie}), originadas por la emisividad de la cubierta en infrarrojo, ε .

$$h_{c1}(T_f - T_c) + h_{r,int}(T_m - T_{cin}) - k_c \frac{\partial T_c}{\partial y} - h_w(T_{cex} - T_a) - h_{r,cie}(T_{cex} - T_{cie}) = 0 \quad (1)$$

En esta expresión, $h_{r,p-c}$ representa la transferencia de calor a la cubierta, a temperatura T_c , por emisión radiativa del absorbedor que se encuentra a temperatura T_p . La transferencia de calor convectiva por contacto con el fluido circulante, a temperatura T_f , es representada con el coeficiente convectivo h_1' del segundo término del lado izquierdo de la igualdad. Las pérdidas de calor al ambiente, a temperatura T_{amb} y al cielo, se representan en el término derecho de la ecuación. La acción del viento se representa mediante el coeficiente convectivo externo, h_w , y la pérdida de calor por emisión radiativa a cielo abierto mediante el coeficiente radiativo $h_{r,cie}$.

ii.- Balance de energía en fluido:

La absorción de energía por radiación electromagnética se considerará despreciable, lo mismo que la acumulación de calor. En consecuencia, se considera que la variación de temperatura de flujo en la dirección longitudinal depende del aporte de energía por convección originado por el contacto con el absorbedor, a temperatura T_m , y de la cesión de energía por medios convectivos debido al contacto del fluido con la cara interna de la cubierta, a temperatura T_{cin} .

$$\frac{m_f C_p}{w} \frac{\partial T_f}{\partial x} = h_{c2}(T_m - T_f) - h_{c1}(T_f - T_c) \quad (2)$$

iii.- Balance de energía en absorbedor:

Para un elemento diferencial de colector de longitud dx se considera que la temperatura de la cara interna del colector es la misma que la de la matriz metálica. También se tiene en cuenta el aporte de calor por conducción unidimensional en la dirección longitudinal, x , presente entre elementos adyacentes del absorbedor con longitud diferencial dx . La absorción de la porción de radiación solar transmitida a través de la cubierta se calcula teniendo en cuenta la absorción del absorbedor, α_{abs} .

$$m_m C_{pm} \frac{\partial T_m}{\partial t} = I(\tau_{cub} \alpha_{abs}) + k \frac{\partial T_m}{\partial x} - h_{c2}(T_m - T_f) - U_b(T_m - T_{amb}) \quad (3)$$

iv.- *Coefficientes de transferencia de calor:*

El coeficiente de pérdidas de desde el exterior del colector hacia el ambiente por acción de la velocidad del viento, v , es calculado en base a la expresión descrita en Sartori, *et. al*, 2006

$$h_w = 2.8 + 3v \quad (4)$$

En el cálculo del coeficiente de pérdida radiativa al cielo, se utiliza la expresión:

$$h_r = \sigma \epsilon_c (T_{c,ext}^2 + T_{amb}^2) (T_{c,ext} + T_{amb}) \quad (5)$$

El coeficiente de pérdidas de calor desde el absorbedor hacia el fondo del colector, U_b , se calcula como la suma de las resistencias térmicas de la conducción en el aislante, y de la acción del viento en la cara posterior del colector. Si se considera que el colector se encuentra ubicado al ras del suelo, la acción del viento va a ser menor, por lo que se considera que:

$$U_b^{-1} = (k_{ais}/l_{ais})^{-1} + (4/h_w)^{-1} \quad (6)$$

v.- *Intercambio de calor dentro del colector:*

El coeficiente de transferencia de calor por intercambio radiativo entre el absorbedor y la cubierta ha sido calculado en base a la correlación usual, dada en Incropera, *et al*, 1999.

$$h_{r,m-c} = \frac{\sigma (T_m^2 + T_c^2) (T_m + T_c)}{1/\epsilon_m + 1/\epsilon_c - 1} \quad (7)$$

Como se estableció anteriormente, un absorbedor de mallas metálicas puede ser considerado como un intercambiador de calor compacto. En su descripción, el coeficiente convectivo h representa el intercambio de energía del fluido con la matriz metálica y es definido por una relación entre el número adimensional de Stanton, St , que mide la relación entre el calor transferido a un fluido y su capacidad calorífica; y el coeficiente de transferencia de calor adimensional j_h , o factor de Colburn, de forma tal que:

$$j_h \propto St Pr^{2/3}, St = \frac{h}{GC_p} \quad (8)$$

En donde G representa el flujo de aire circulante, St representa el número adimensional de Stanton, Pr es el número de Prandtl, y h simboliza el coeficiente convectivo.

Para calcular la relación entre el coeficiente convectivo h y el número de Stanton es necesario definir a priori algunas cantidades. Una de las más importantes, en la descripción del absorbedor como intercambiador, es la porosidad P de la matriz metálica, definida como la razón de volumen de huecos en la matriz, V_{hue} , respecto al volumen del ducto por donde circula el flujo, V_{can} . La porosidad es calculada mediante:

$$P = (V_{can} - V_{hue}) / V_{can} \quad (9)$$

Usualmente es desconocido el volumen de huecos, por lo que se puede calcular indirectamente mediante la relación: $V_{hue} = M_m/\rho_m$, donde M_m es la masa de la matriz metálica, y ρ_m es su densidad.

El área efectiva de intercambio de calor entre el fluido y la matriz metálica, A , es definida mediante:

$$A = 4A_{tr}L(1 - P) / d_w \quad (10)$$

En esta relación, A_{tr} representa el área transversal del canal de circulación del fluido, L indica la longitud del canal, P la porosidad de la matriz metálica, y d_w es el diámetro del alambre.

De la misma manera, el área efectiva por unidad de volumen se calcula mediante la relación $a_v=A/V$.

El radio hidráulico del ducto se define como la relación entre el volumen de huecos de la matriz y su perímetro mojado. Diversos autores, como Varshey y Saini, 1998, sugieren que debe utilizarse el radio hidráulico del ducto como longitud característica en el cálculo de los números adimensionales.

$$r_h = \frac{Pd_w}{4(1-P)} \quad (11)$$

Entonces, el número de Reynolds para el lecho poroso es definido en función del radio hidráulico r_h , la viscosidad del flujo y el flujo relativo que circula por el ducto como:

$$\text{Re}_p = \frac{4r_h G_o}{\mu} \quad (12)$$

El flujo relativo para un lecho poroso, G_o , se calcula como función del flujo másico circulante, el área transversal del ducto y la porosidad de la matriz:

$$G_o = \frac{\dot{m}}{A_r P} \quad (13)$$

Takur, et al. (2003) definen una relación ente el factor de Colburn, j_h y el número de Reynolds, válida para lechos de porosidad $0.667 < P < 0.98$:

$$j_h = 0.8 \left[(1/nP)^{0.5} (p_t/d_w)^{0.25} \right]^{1.4} \text{Re}_p^{-0.61} \quad (14)$$

La ecuación (14) depende de un parámetro no definido hasta ahora, p_t la separación transversal entre los alambres que componen la malla metálica. En el caso de mallas de estructura romboidal, Figura 2, el paso transversal p_t se calcula en función del diámetro del alambre, d_w , y de la separación entre alambres en la malla mediante el método establecido en Tong y London, 1957, de acuerdo a la ecuación:

$$p_t = \frac{d_m - d_w}{2d_w} \quad (15)$$

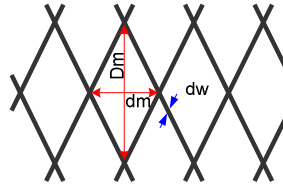


Figura 2: Esquema de malla. Se aprecia la diagonal mayor (Dm), diagonal menor (dm) y diámetro de alambre (dw).

Despejando de (1) y reemplazando en (7), el coeficiente convectivo interno es:

$$h = 0.8 G_o c_p \left[(1/nP)^{0.5} (p_t/d_w)^{0.25} \right]^{1/4} \text{Re}_p^{-0.61} \text{Pr}^{-2/3} \quad (16)$$

Por último, la eficiencia térmica del colector se calculará con el método usual, partiendo de la ganancia calor útil obtenida del colector:

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in})}{I} \quad (17)$$

IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO DE COLECTOR DE MATRIZ METÁLICA EN SIMUSOL.

Para la implementación computacional del modelo de colector de paso paralelo descrito en el apartado anterior se utilizó el software de simulación de circuitos térmicos Simusol. Simusol (Alia *et al*, 2012) requiere para su funcionamiento la definición de fuentes de temperatura, (análogas a las fuentes de voltaje), flujos de calor por radiación y por transporte de masa (similares a las fuentes de corriente eléctrica). Además, la definición de resistencias térmicas (conductivas, convectivas y radiativas), similares a las resistencias eléctricas, y almacenamiento de energía por calentamiento sensible (similar a capacitores). De esta manera, Simusol resuelve circuitos térmicos haciendo uso de la analogía entre los fenómenos de transferencia de energía por diferencia de temperaturas, y de transferencia de energía por diferencia de potencial eléctrico.

Para ello, utiliza como motor de cálculo una compilación modificada de Sceptre, un programa de simulación de circuitos eléctricos no lineales.

La simulación se realizó considerando un colector de dimensiones, materiales y método de construcción similar a la del colector de absorbedor poroso ensayado durante un lapso de diez meses en el predio del INENCO UNSa, cuyos resultados como ya se indicó, fueron reseñados en anteriores Reuniones de Trabajo de ASADES.

El colector simulado tiene por dimensiones 2.4 m de largo, 0.94 m de ancho, y 0.1 m de altura, medida desde el exterior. El cuerpo del colector, construido en chapa de acero galvanizada posee aislación, constituida por 5 cm de lana de vidrio, con cara aluminizada reforzada. Como cubierta se supuso una placa de policarbonato alveolar de 4 mm de espesor.

El absorbedor está constituido por 15 mallas de material desplegado liviano, cada una de dimensiones 0.9 m x 1 m. Al igual que en el colector construido, las mallas se suponen colocadas una a continuación de la otra hasta cubrir el largo del colector. De esta manera se forma una matriz de 0.05m de alto, con 5 niveles de malla metálica.

En base a las ecuaciones 2 a 7 se calcularon los parámetros necesarios para definir el lecho poroso, y obtener el coeficiente convectivo interno según la ecuación 9. Los cálculos se muestran en la Tabla 1. En ella puede observarse que la porosidad presenta un valor elevado, superior a 0.9. Diversos autores (Tong, *et. al*, Thakur, *et. al*) indican que un valor óptimo de porosidad se encuentra en el rango $0.66 < P < 0.89$, por lo cual el uso de una cantidad menor de mallas metálicas, permitiría, en principio, incrementar la porosidad del absorbedor, y con ello su eficiencia térmica.

Peso (kg/m ²)	Diagonal mayor (m)	Diagonal menor (m)	Nervio (m)	Ancho (m)	Largo (m)	Espesor (m)	D_h alambre	p_t pasotr
1.5	0.02	0.01	0.0018	0.94	2.4	0.0016	0.00169	2.28
Porosidad	Área efectiva	Área especif	Coefficiente de áreas	Radio Hidr.	Flujo relativo	Reynolds poroso	Colburn j_h	h convec
0.945	3.396	30.11	1.505	0.0078	1.4847	2240.15	0.015478	59.32

Tabla 1: Constantes de definición del lecho poroso.

De forma similar a lo realizado en la simulación del colector de paso paralelo, se decidió partir el volumen del colector en tres volúmenes de control. Los volúmenes externos V_1 y V_3 se diseñaron con la mitad de la longitud del volumen central, V_2 . El ancho y alto de cada uno de los volúmenes es el mismo, e igual a las dimensiones correspondientes al prototipo.

La figura 3 muestra un esquema del circuito térmico para uno de los tres nodos de la simulación. En ella los círculos representan temperaturas de las diversas superficies, y se distinguieron los nodos de temperatura de flujo con círculos amarillos, y de temperatura de absorbedor, con círculos naranjas.

Tanto para el flujo de aire, como para el absorbedor, las temperaturas de los nodos de cálculo están influenciadas por las de los nodos vecinos. En el caso de la temperatura de flujo es establecida por hipótesis el principio de continuidad, por lo que el caudal de aire de las fuentes calor por convección, $J_{m\ air\ s1}$ y $J_{m\ air\ s2}$ deben ser iguales. En el caso del absorbedor, se considera el intercambio de energía entre nodos sucesivos por conducción, representado en las resistencias conductivas R_{c1} , R_{c2} , las cuales comparten valores de conductividad de la malla metálica, y área de sección del canal. Por claridad en el gráfico se representa el ingreso de radiación solar solo en el nodo central, mediante la fuente de calor por radiación $J_{rad\ sol}$, la que toma de valor el producto de la radiación transmitida por la cubierta y absorbida en el absorbedor.

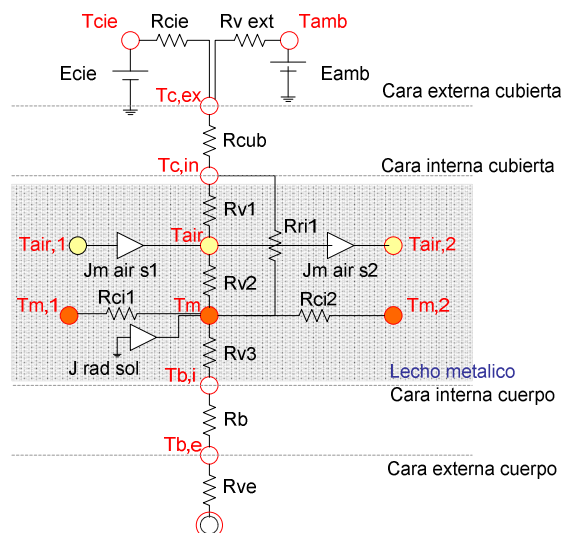


Figura 3: Circuito equivalente para un volumen de control de la simulación de colector con mallas.

Las pérdidas de calor hacia el exterior se discriminan en pérdidas al ambiente debido a la convección por viento, representadas por las resistencias convectivas $R_{v, ext}$, que simboliza la convección desde la cubierta hacia el ambiente, y por $R_{v, e}$, que representa la convección al ambiente por el resto del colector. Las temperaturas de cielo y ambiente se encuentran representadas mediante las fuentes de temperatura T_{cie} y T_{amb} . Además, las pérdidas por conducción en la cubierta y en la aislación del cuerpo del colector se simbolizan con las resistencias conductivas R_{cub} , y R_b , las que dependen del espesor y la conductividad de la cubierta y de la aislación del cuerpo del colector.

Las resistencias $R_{v,1}$ y $R_{v,2}$ representan el intercambio convectivo de calor entre matriz porosa y el flujo de aire. Ambas toman los mismos valores, y dependen del coeficiente convectivo determinado por la ecuación 9 (valor representado en la tabla 1). Diversos autores (Prasad, *et al*, 2009; Thakur, *et al*, 2003; Dhiman *et al*, 2011) coinciden en que el área de intercambio por convección en el interior del colector se encuentra determinada por el área efectiva, ecuación 10. El valor correspondiente a la geometría y dimensiones del ducto y matriz porosa ha sido calculado en la tabla 1. De igual manera, el intercambio radiativo interno entre la cubierta y el absorbedor es tabulado de acuerdo a la ecuación (7), considerando el área efectiva de intercambio y las propiedades de las superficies.

La tabla 2 describe resumidamente los valores de los distintos elementos del circuito Simusol para el colector, figura 3.

Elemento	Descripción	Valor
Ecie	Fuente de temperatura, representa Temp cielo	$T_{cielo} = T_{amb} - 10\text{ }^{\circ}\text{C}$
Eamb	Fuente de temperatura, representa la Temp ambiente	$T_{amb} =$ Lista de valores
Rcie	Intercambio radiativo a cielo abierto	$\epsilon = 0.8$
Rvext	Resistencia convectiva por viento (sobre la cubierta)	$Ec(6-15)$, $v =$ Lista valores
Rvext	Resistencia convectiva por viento (sobre el cuerpo)	$h = 5\text{ W/m}^2$
Rcub	Conducción de calor dentro de la cubierta	$k = 0.4\text{ W/m}^2\text{K}$, $x = 0.004\text{ m}$
Rb	Conducción de calor a través de la aislación del cuerpo	$k = 0.4\text{ W/m}^2\text{K}$, $x = 0.05\text{ m}$
Jrad sol	Flujo de calor por radiación solar hacia el absorbedor	$S = (\tau_{cub}\alpha_{abs})I$, $\tau_{cub} = \alpha_{ab} = 0.9$ $I =$ Lista de valores
Jm air s1	Flujo de calor por convección - canal superior	$m_1 =$ (lista valores)
Jm air s2	Flujo de calor por convección - canal superior	$m_1 =$ (lista valores)
Jm air i1	Flujo de calor por convección - canal inferior	$m_2 =$ (lista valores)
Jm air i2	Flujo de calor por convección - canal inferior	$m_2 =$ (lista valores)
Rv1	Resistencia convectiva canal sup. flujo - cubierta ($h1'$)	$h1'$ se obtiene de $Ec(6-17)$
Rv2	Resistencia convectiva canal sup. flujo - absorbedor ($h1$)	$h1 = h1'$
Rv3	Resistencia convectiva canal inf. flujo - absorbedor ($h2$)	$h2$ se obtiene de $Ec(6-17)$
Rv4	Resistencia convectiva canal inf. flujo - cuerpo col ($h2'$)	$h2 = h2'$
Rri1	Resistencia radiativa interna cubierta - absorbedor	$\epsilon_{cub} = 0.8$ $\epsilon_{abs} = 0.9$, $Ec(6-16)$
Rri2	Resistencia radiativa interna absorbedor - fondo	$\epsilon_{fondo} = 0.8$ $\epsilon_{abs} = 0.9$, $Ec(6-16)$

Tabla 2: Definición de elementos del circuito Simusol para colector de absorbedor poroso.

i. **Resultados obtenidos.** Simulación en días claros, en un lapso de una hora alrededor del mediodía solar.

A continuación se muestran los resultados de la simulación aplicando el modelo y circuito de Simusol al prototipo de colector de mallas metálicas descrito y ensayado en circuito cerrado en el capítulo 3. Para ello se tomaron como datos de entrada los valores medidos de temperatura ambiente, radiación solar sobre plano del colector, velocidad de viento, y temperatura de entrada del flujo de aire al colector. Además, las propiedades físicas de los materiales del colector han sido tabuladas según los materiales del colector ensayado.

Debido a que en el ensayo del colector se ha generado una gran cantidad de datos con días de distintas características de radiación, se decidió filtrar los mismos, separándolos en días claros, parcialmente nublados, y nublados. Para comprobar la exactitud de los resultados predichos por la simulación, se ha decidido comparar la curva de eficiencia del colector medido con los resultados simulados. Con ese fin, se realizó una primera simulación utilizando como entrada los datos del lote de días claros, filtrados en un lapso de una hora alrededor del mediodía solar.

La tabla 3 muestra el resumen de resultados obtenidos, promediando cada variable en el lapso medido. Como se puede observar, los resultados de temperatura de salida y eficiencia simulados siguen adecuadamente a los resultados medidos.

Las figuras 5 a 7 expresan gráficamente los valores del resumen listados en la tabla 3. En la figura 5 se describen los resultados de temperatura de entrada y salida, medidos y simulados. En ella la diferencia entre los resultados simulados y medidos en la salida es muy pequeña, siendo casi siempre menor a 1°C , con excepción del día 5/3/12, en la que crece a 3°C . Esta información se ve magnificada en la figura 6, donde se presentan los resultados de la diferencia ($T_{out s} - T_{out m}$).

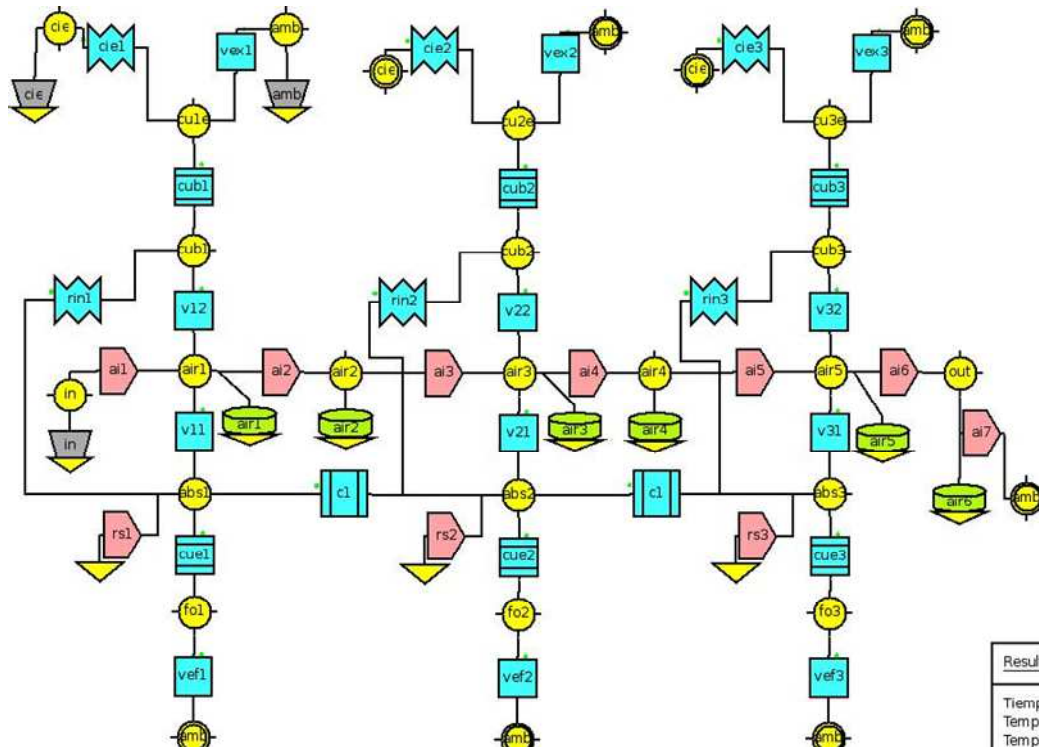


Figura 4: Circuito Simulol para colector con absorbedor de matriz metálica

fecha	Tin s (°C)	Tin m (°C)	Tout s (°C)	Tout m(°C)	Tos - Tom	Ef med	Ef sim	(Ti-Ta)G
08/09/11	32.7	33.3	53.4	53.5	-0.083	0.61	0.61	0.0142
10/09/11	36.2	36.3	58.7	58.7	-0.028	0.64	0.65	0.0086
11/09/11	36.4	36.5	55.3	55.3	-0.0535	0.57	0.56	0.0133
12/09/11	36.9	37.0	58.0	57.8	0.245	0.61	0.61	0.0108
13/09/11	37.5	37.7	57.8	57.5	0.211	0.61	0.62	0.0107
14/09/11	38.7	38.8	57.6	57.8	-0.226	0.58	0.58	0.0111
15/09/11	39.8	39.8	60.5	60.5	-0.0085	0.62	0.63	0.0096
20/09/11	34.69	34.79	56.589	56.685	-0.096	0.64	0.64	0.0110
21/09/11	37.1	37.1	58.7	58.9	-0.239	0.63	0.63	0.0110
22/09/11	38.0	38.1	60.2	60.3	-0.084	0.66	0.66	0.0113
25/09/11	37.7	37.9	58.4	58.4	-0.019	0.62	0.63	0.0116
26/09/11	39.3	39.5	59.6	60.1	-0.528	0.65	0.64	0.0115
17/10/11	34.6	34.7	56.5	56.8	-0.251	0.66	0.66	0.0064
18/10/11	38.2	38.4	59.1	58.8	0.287	0.62	0.62	0.0101
20/10/11	34.7	38.0	57.0	58.2	-1.163	0.62	0.62	0.0116
01/11/11	38.5	38.6	57.9	57.8	0.051	0.60	0.60	0.0120
02/11/11	40.0	40.1	59.4	59.3	0.07	0.60	0.61	0.0111
08/11/11	43.569	43.64	62.628	63.16	-0.532	0.63	0.61	0.0101
09/11/11	35.7	34.9	57.5	56.2	1.229	0.65	0.67	0.0103
20/12/11	44.94	45.21	62.631	62.82	-0.189	0.57	0.58	0.0147
21/12/11	52.1	52.2	67.9	67.8	0.039	0.50	0.51	0.0216
22/12/11	60.1	60.6	72.0	72.2	-0.199	0.38	0.38	0.0320
27/12/11	56.2	56.5	67.8	68.5	-0.7085	0.37	0.36	0.0314
18/01/12	38.6	38.6	58.0	57.6	0.4005	0.61	0.62	0.0117
28/02/12	42.5	42.6	63.2	62.7	0.532	0.60	0.61	0.0138
05/03/12	41.2	43.3	61.9	64.8	-2.8645	0.62	0.61	0.0146
12/03/12	42.7	43.0	64.0	63.7	0.33	0.60	0.62	0.0149
13/03/12	43.2	43.3	64.3	64.8	-0.4945	0.62	0.61	0.0147

Tabla 3: Resumen de resultados de simulación en mediodía de días claros, de 12:45 a 13:30. Se muestran valores de temperatura de entrada, temperatura de salida, medidos y simulados, y eficiencia

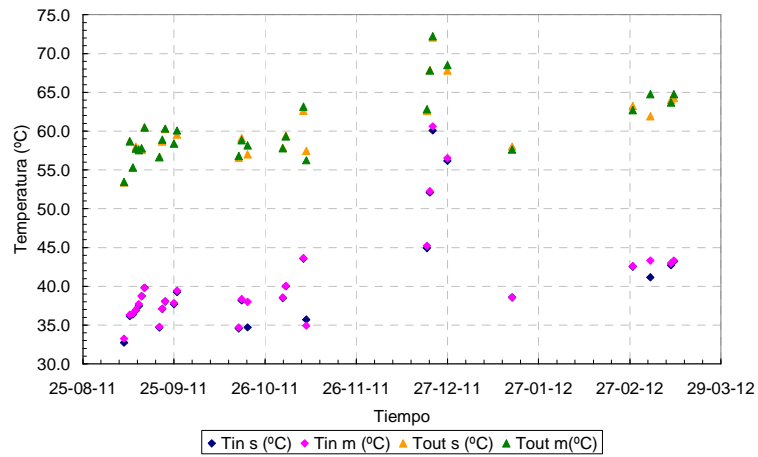


Figura 5: Resultados de simulación en día claro. Intervalo de 1h en mediodía solar.

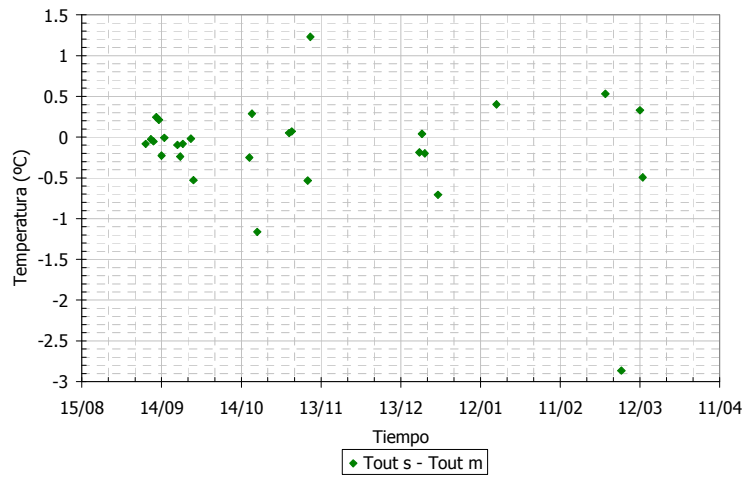


Figura 6: Resumen de resultados en mediodía de día claro. Diferencia entre temperatura de salida simulada y medida.

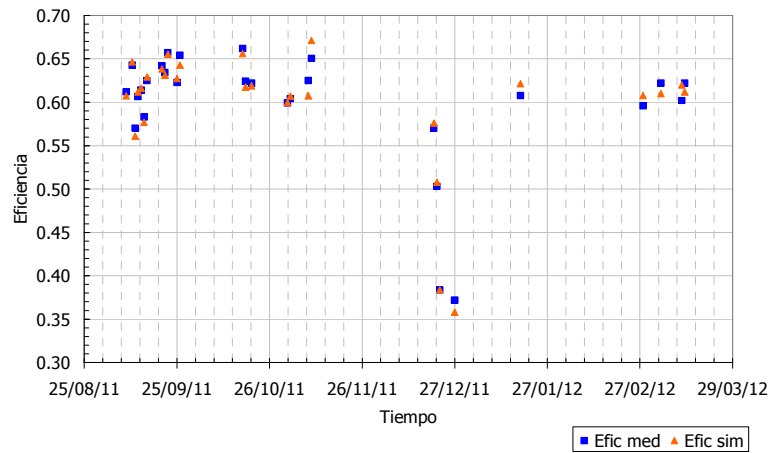


Figura 7: Resumen de resultados en mediodía de día claro. Eficiencia

La Figura 7 muestra los resultados simulados del cálculo de eficiencia, en base a la ecuación (17). De acuerdo a los resultados obtenidos, la diferencia entre los valores medios medidos y simulados es muy pequeña, siendo menor al 10% para todo el lote de datos.

La Figura 8 muestra los resultados de eficiencia simulada y medida en función de $(T_i - T_a)/G$. Para este calculo se construyó la curva de eficiencia simulada considerando la diferencia entre la temperatura de flujo simulado a la salida del colector, respecto a la temperatura de entrada. De forma análoga se construyó la curva de eficiencia medida, en base a la diferencia entre los resultados medidos de temperatura. De la misma forma que en la Figura 7, la Figura 8 muestra que el ajuste de los resultados simulados respecto a los resultados medidos es muy bueno, conservando la pendiente y la ordenada al origen hasta la segunda cifra significativa.

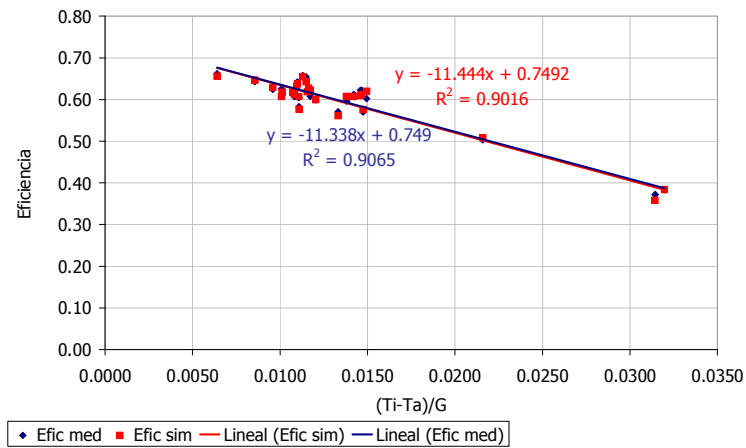


Figura 8: Resumen de resultado en mediodía de día claro. Eficiencia vs dT/G.

Resultados de simulación de un día claro.

El análisis de los resultados obtenidos para el lote de días claros muestra que existe una correspondencia muy aceptable entre los resultados simulados mediante la aplicación del modelo de absorbedor poroso y los resultados medidos. Sin embargo, en el análisis del lote completo de datos se presentan los valores máximos, mínimos y medios correspondientes a cada día, perdiéndose en el ínterin la información horaria. Es por ello que se presentan en las Figuras 9, 10 y 11 los resultados simulados correspondientes a uno de los días del lote de días claros representado en el apartado anterior, para el intervalo de 8:30 a 16:30 (Hora Solar).

Los valores de temperatura ambiente y radiación solar sobre plano de colector se presentan en la Figura 9. La Figura 10 muestra los resultados de temperatura de flujo de aire, medidos y simulados en la entrada, centro y salida del colector. Puede observarse un ajuste muy bueno, con diferencias máximas de 1 °C entre valores medidos y simulados en la entrada y salida del colector. De igual forma, la Figura 11 representa los valores de $Q_{util} = mCp(T_{sal} - T_{en})$ medidos y simulados, presentándose un ajuste muy bueno, con diferencias en valores realmente pequeñas.

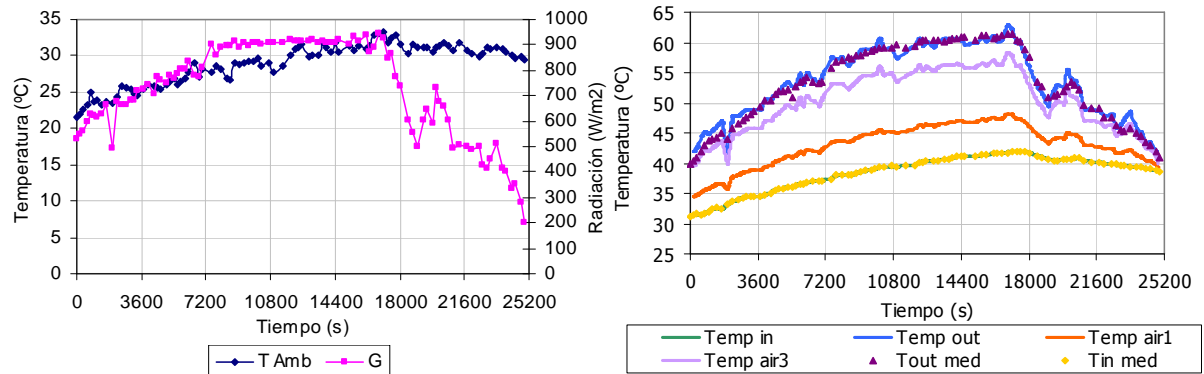


Figura 9: Datos ambientales para día claro (13-11-12). Figura 10: Temperatura de entrada y salida

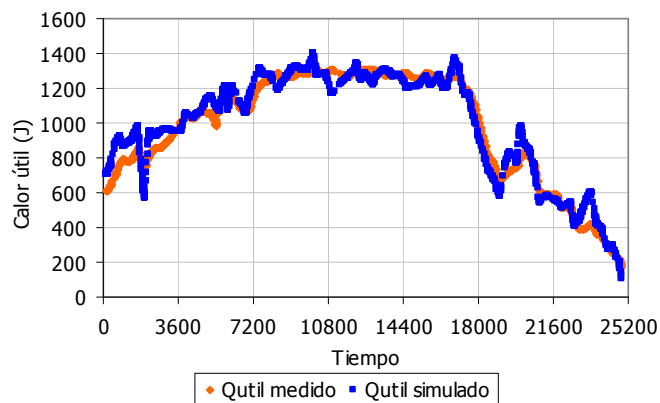


Figura 11: Comparación de resultados de calor útil (Q_u), medido y simulado

CONCLUSIONES:

Se realizó un modelo físico y una simulación computacional de un colector de absorbedor poroso formado por mallas de material desplegado liviano. En el diseño del modelo físico de colector se siguieron los estudios de optimización en la transferencia de calor en absorbedores porosos metálicos realizados por diversos Takur *et al.*, y Prasad *et al.* El modelo físico del colector poroso es análogo al de un colector de paso simple de flujo, pero se considera la porosidad del absorbedor. Así, se contempla el incremento del área efectiva de intercambio de calor entre el absorbedor y el flujo originado por la circulación de aire por a través del absorbedor. Este modelo considera el aporte de calor entre nodos del absorbedor por conducción en el mismo, y por incidencia de radiación solar. Además, al representar el intercambio de calor convectivo hacia el flujo, es considerado el absorbedor como un intercambiador compacto, por lo cual el coeficiente convectivo interno, derivado del número adimensional de Stanton, está directamente influenciado por la porosidad del medio. También se toma en cuenta el intercambio radiativo entre el medio poroso y la cubierta, considerando nuevamente la porosidad del medio a través del área efectiva. Las pérdidas de calor al medio se consideran de forma análoga al modelo de colector plano clásico en la literatura: pérdidas convectivas por viento al ambiente, intercambio radiativo desde la cubierta al cielo abierto, y pérdidas por conducción al ambiente en los laterales y fondo del colector.

Se validó el modelo de colector con absorbedor poroso utilizando datos experimentales medidos anteriormente en un prototipo de colector con absorbedor poroso formado por 26 mallas de material desplegado liviano, cuerpo de chapa galvanizada con aislación de 3.5 cm de lana de vidrio y cubierta de policarbonato alveolar de 4 mm de espesor. Las dimensiones del prototipo simulado son de 2.4 m de largo, 0.96 m de ancho y 0.1 m de alto. La validación del modelo físico se ha realizado mediante una simulación bajo Simusol, que considera la entrada variable de datos ambientales, y de temperatura de flujo en la entrada del colector, controlando los resultados obtenidos mediante la comparación entre los valores simulados y medidos de temperatura de flujo en la salida. Los resultados de la simulación son muy satisfactorios, obteniendo un muy buen ajuste entre valores medidos y simulados, permitiendo recrear la curva de eficiencia del colector con muy buen ajuste.

REFERENCIAS:

- Durán G., Blanc A., Albeza F., Condorí M. (2012) "Ensayo Estacional En Circuito Cerrado De Un Colector Solar De Aire Con Absorbedor Poroso." Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 16. 387 – 396
- Durán G., Blanc A., Albeza F., Condorí M. (2011) "Diseño, Construcción Y Ensayos En Circuito Cerrado De Un Colector Solar De Aire Con Matriz Porosa" Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 15. 721 – 729
- Sartori. E., (2006) "Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces". Solar Energy Vol 80, Issue 9, September 2006, Pages 1063–1071
- Incropera F., De Witt D (1999). Fundamentals of Heat Transfer. McGraw Hill
- Varshney L, Saini. JS (1998). "Heat transfer and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct packed with wire mesh screen matrices". Solar Energy 62 (4) 256-262.
- Thakur N, Saini J (2003) "Heat transfer and friction factor correlations for packed bed solar air heater for a low porosity system". Solar Energy 74 319-329
- Tong LS, London AI, (1957). "Heat transfer and flow friction characteristics of woven-screen and crossed-rod matrices". Trans. ASME 79, 1558-1570
- Prasad SB, Saini JS (2009) "Investigation of heat transfer and friction factor characteristics of packed bed solar air heater using wire mesh as packing bed material". Solar Energy 83 773-783.
- Thakur NS, Saini JS (2003) "Heat transfer and friction factor correlations for packed bed solar air heater for a low porosity system". Solar Energy 74 319-329
- Dhiman P, Thakur NS, Kumar A (2011) "An analytical model to predict the thermal performance of a novell parallel flow packed bed solar air heater". Applied Energy 88 2157-2167.
- Alia. D, Saravia L., Saravia, D. (2012). Simusol: Simulating thermal systems using Sceptre and Dia. Journal of Free Software and Free Knowledge. N° 1.

Abstract: The developingo of the physical model and computacional simulation of a solar air heater with porous metal mesh absorber are presented. The physical model made is analogo to a flat plate solar air heater model, considering the increase on heat exchange area due to porosity on the absorber. In this model, the absorber is treated as a compact heat exchanger, taking into account the Stanton number on the internal convection, the thermal conduction on the metal meshand the radiative heat transference between the absorber and the cover. To validate the model, a computational simulation of a prototype of solar air heater with porous absorber was carried out. The simulation was made with Simusol, considering variable data entry of ambient temperature, air flow temperature and solar radiation, and taking into account the difference between simulated air flow temperature and measured air flow temperature. The results obtained are quite well, showing a very good match between simulated and measured data.

Keywords: Solar air collector, termal efficiency, computacional simulation, porous absorber, physical model, Simusol.