

## **SIMULACION TÉRMICA DE UN ABSORBEDOR LINEAL MEDIANTE SIMUSOL**

M. Altamirano<sup>1</sup>, S. Flores Larsen<sup>2</sup>, A. Hernández, L. R. Saravia<sup>3</sup>.  
Instituto de Energías No Convencionales (INENCO) – Facultad de Ciencias Exactas – Universidad Nacional de Salta -  
Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET)  
– Avda. Bolivia 5150 C.P. 4400 – Salta  
Tel. 0387-4255424 – Fax 0387-4255389 e-mail: martinaltamirano@gmail.com

**RESUMEN:** El presente trabajo describe el modelo térmico de un absorbedor lineal para su simulación en estado estacionario mediante el programa SIMUSOL. El modelo se realizó tomando como punto de partida las medidas experimentales realizadas y las conclusiones obtenidas del monitoreo. Las variables de entrada fueron la potencia eléctrica entregada y la temperatura ambiente, mientras que las variables de ajuste fueron los coeficientes convectivos internos y externos. Los datos simulados y medidos presentan buenas correlaciones, con errores promedio por debajo del 10% para todas las series excepto las temperaturas superficiales exteriores, para las que el error alcanzó el 35%. El programa SIMUSOL es una herramienta útil para modelizar las transferencias de calor en el absorbedor.

**Palabras clave:** absorbedor lineal, simulación térmica, SIMUSOL.

### **INTRODUCCIÓN**

El grupo del INENCO ha comenzado a realizar estudios en el campo de los concentradores lineales del tipo Fresnel a partir del año 2005. Los resultados experimentales del primer prototipo de 8m<sup>2</sup> se presentaron en Gea et al. (2007), mientras que los resultados de un prototipo de 24m<sup>2</sup> se presentaron en Saravia et al., (2008). Actualmente se trabaja en un nuevo prototipo de 42 m<sup>2</sup> de espejos, cuyas características generales y performance se analizan en otros trabajos presentados en esta Reunión. En este tipo de sistemas es fundamental conocer el comportamiento térmico del absorbedor a fin de evaluar las pérdidas térmicas del mismo, su influencia en la eficiencia general del sistema y las posibles mejoras a introducirse (cambio de materiales, espesores, geometría, etc.).

A nivel internacional no se cuenta con demasiada información respecto de la determinación experimental y/o simulada de las pérdidas térmicas de este tipo de absorbedor. Entre las investigaciones más relevantes, se encuentra el trabajo de Dey (2004), en el cual se describe una metodología de diseño y cálculo de flujo de calor para un absorbedor lineal elevado orientado en la dirección Norte-Sur utilizando análisis de elementos finitos para optimizar el espaciamiento y tamaño de los conductos y la placa absorbedora (el diseño presupone conductos ubicados encima de una placa absorbedora). El estudio realizado tiene como premisa minimizar la diferencia de temperatura entre la superficie absorbedora y el fluido en el interior de los conductos. Los resultados obtenidos son aplicables a esta geometría particular y señalan que para obtener diferencias de temperaturas aceptables (menores a 20°C) el espesor de la placa absorbedora debe rondar los 6mm para conductos de 22mm de diámetro.

Para este mismo diseño de absorbedor, Reynolds et al. (2004) estudiaron experimentalmente las pérdidas de calor de la cavidad (de forma trapezoidal y con ventana de vidrio), simulando con CFD los patrones de flujo (laminar) de aire en el interior mediante el soft comercial FLUENT. Los autores encontraron que se producen dos zonas con flujos diferentes: en los dos tercios superiores de la cavidad el flujo es nulo (región conductiva), mientras que en el tercio inferior se forman dos celdas convectivas simétricas respecto del eje de principal (región convectiva). En el mismo trabajo, los autores comparan la pérdida de calor predicha mediante CFD con los valores experimentales, encontrando diferencias de hasta un 40%. Estas diferencias son atribuidas a errores de medición de la emisividad, de las temperaturas y errores en los coeficientes convectivos y conductivos.

En este trabajo se describe el modelo térmico del absorbedor lineal desarrollado en el INENCO, para lo cual se utiliza el programa SIMUSOL (Alía y Saravia, 2003), un soft para Linux de libre distribución. Dicho programa utiliza la analogía eléctrico-térmica y ha sido ya descrito en trabajos de investigación previos (Saravia et al. ,2007). El modelo se realizó tomando como punto de partida las medidas experimentales realizadas, descriptas en Altamirano, Hernández y Flores Larsen (2009). Tanto los datos experimentales como los simulados corresponden al estado estacionario. Las variables de entrada son la potencia entregada y la temperatura ambiente, mientras que las variables de ajuste son los coeficientes convectivos internos y externos. Se presentan los resultados de la simulación con SIMUSOL para distintas potencias de entrada y se los compara con los resultados experimentales. Se discuten los valores de los coeficientes de ajuste y se muestran los errores relativos porcentuales con que se realizó la simulación.

## DESCRIPCION DEL ABSORBEDOR

El absorbedor estudiado consta de una cavidad estanca de forma trapezoidal, aislada en toda su superficie excepto en la inferior, en donde se ubica una ventana transparente por la que ingresa la radiación solar. Esta radiación se absorbe en una superficie de alta absorbancia, ubicada en la parte superior de la cavidad, produciendo un aumento de temperatura del aire interior y de todas las superficies interiores del absorbedor. La transferencia de calor en el interior de la cavidad es compleja, incluyendo conducción, convección y radiación. A fin de modelizar esta transferencia, deberán realizarse algunas hipótesis que, basadas principalmente en resultados experimentales previos, permitan simplificar el modelo térmico.

En la Figura 1 se muestra un esquema del absorbedor simulado, con sus correspondientes dimensiones, y los puntos ingresados como “nodos” en SIMUSOL. Estos nodos coinciden en su gran mayoría con la ubicación de los sensores que se utilizaron en el monitoreo experimental. En el esquema de la Figura 1 se reemplazaron los caños por una placa plana, tal como se ingresó dicha superficie en SIMUSOL. El prototipo, de 1,4 metros de longitud, cuenta con aislación térmica en toda su envolvente, excepto en la ventana de mylar por donde ingresa la radiación solar. Tanto los extremos como los laterales y techo, están compuestos por una chapa de aluminio de alta reflectancia (en su interior) y una chapa galvanizada (en el exterior), entre las que se encuentra la aislación térmica (6 cm de lana cerámica y 6cm de fibra de vidrio). El prototipo cuenta con sendas tapas en los extremos para evitar pérdidas térmicas adicionales, con 6cm de aislación de lana cerámica.

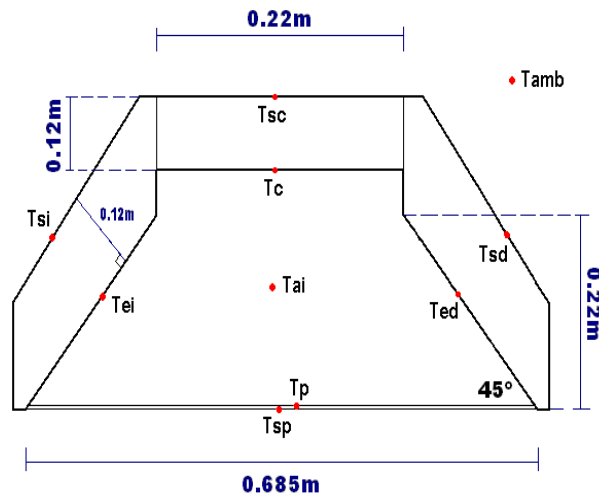


Figura 1. Esquema del prototipo del absorbedor. Los puntos rojos indican los nodos de temperatura incluidos en el modelo térmico de SIMUSOL.

## MODELO TÉRMICO CON SIMUSOL

El prototipo fue monitoreado para distintos valores de potencia de entrada (356W, 438W, 583W, 825W). El monitoreo y los resultados experimentales obtenidos se analizan en otro trabajo presentado a esta Reunión (Altamirano, Hernández y Flores Larsen, 2009). En el presente trabajo, se utilizan estos datos experimentales para validar el modelo térmico del absorbedor obtenido mediante SIMUSOL.

Para realizar el ajuste de los datos medidos y simulados se seleccionó el conjunto de medidas correspondiente a una potencia de entrada de 356W. Las variables de entrada del modelo fueron la potencia de entrada y la temperatura ambiente exterior (Tamb). Las variables ajustadas fueron las temperaturas superficiales externas e internas (laterales: Tsd, Tsi, Ted, Tei; techo: Tsc; mylar: Tp, Tsp), la temperatura de los caños (Tc) y la temperatura del aire en el interior de la cavidad (Tai). Las variables de ajuste fueron los coeficientes convectivos internos y externos. Una vez ajustados los datos medidos y simulados para una potencia de 356W, se simuló el modelo térmico obtenido para las restantes potencias de entrada con que se trabajó experimentalmente, a fin de verificar si el conjunto de coeficientes obtenidos permite describir el comportamiento térmico del prototipo en el rango de potencias monitoreado.

La analogía eléctrico-térmica del absorbedor prototipo realizada para SIMUSOL se muestra en la Figura 2. La potencia entregada al sistema (flujo de calor) se simula mediante una fuente de corriente  $J_{el}$  de intensidad 356W. La temperatura ambiente exterior se simula como un nodo a temperatura fija. Las superficies exteriores del absorbedor intercambian calor con el nodo aire por convección y por radiación. Para simplificar el modelo se incluyó un único nodo representativo de la temperatura del aire en la cavidad, el cual se conectó a los caños a través de una resistencia conductiva y a los laterales y las tapas a través de resistencias convectivas, cuyos coeficientes de  $k$  y  $h$  se detallan en los apartados siguientes. El intercambio radiante entre los caños y las superficies interiores de la cavidad se modelizó a través de resistencias radiativas. En el modelo se incluyeron capacitores para tener en cuenta la acumulación térmica en los distintos materiales (si bien cuando se analiza



lana de vidrio (conductividad térmica de 0.06W/mC). Las tapas de los extremos tienen 6cm de aislación de fibra cerámica (k=0.055). Para el mylar se consideró una conductividad térmica de 0.9W/mC.

*Resistencias radiativas:* las absortancias  $\alpha$  y emitancias  $\varepsilon$  utilizadas fueron 0.95 para los caños (pintados de negro) y 0.85 para el mylar. Debido a que los laterales son brillantes, se considera que el intercambio radiativo más importante se produce entre la superficie de los caños y el mylar, despreciando el intercambio con los laterales (que además de tener una muy baja emitancia,  $\varepsilon=0.04$ , tienen un factor de forma también muy bajo, del orden de 0.086). En cuanto al intercambio radiante entre la superficie negra y el mylar, se considera un factor de forma  $F_{1-2}=0.83$  (Incropera y DeWitt, 1999). Debido a que SIMUSOL realiza cálculos sólo para factores de forma iguales a la unidad, para superar este inconveniente se calculó una emitancia ficticia  $\varepsilon'_1$ , igualando la energía radiante intercambiada por la superficie absorbedora negra ( $\varepsilon_f=0.95$ ,  $A_f=0.22m^2$ ) y la superficie inferior del mylar ( $\varepsilon_2=0.85$ ,  $A_2=0.712m^2$ ,  $F_{1-2}=0.83$ ) a la energía radiante intercambiada por la superficie absorbedora negra ( $A_f=0.22m^2$ ) y la superficie inferior pero con factor de forma igual a la unidad y emitancia  $\varepsilon'_1$  a determinar a partir de la ecuación:

$$Q_{12} = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} = \varepsilon'_1 A_1 \sigma(T_2^4 - T_1^4) \quad (1)$$

Despejando  $\varepsilon'_1$  se encuentra:

$$\varepsilon'_1 = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1-\varepsilon_2)A_1}{\varepsilon_2 A_2}} \quad (2)$$

Para los valores considerados, la emitancia ficticia resulta ser  $\varepsilon'_1=0.761$ .

*Resistencias convectivas:* En el interior de la cavidad, mediciones del perfil de temperatura del aire realizadas previamente y presentadas en esta misma reunión (Altamirano et al., 2009), permiten concluir que existe una fracción de aire que se estratifica (aquella en contacto con los caños calientes) y una fracción que formaría loops convectivos (en la parte inferior, en contacto con el mylar). Este resultado es similar al encontrado por Reynolds et al. (2009).

Debido a esta estratificación en la parte superior y a las celdas convectivas en la parte inferior, los coeficientes convectivos internos se supusieron mayores para la superficie interior del Mylar. De la misma manera, debido a que existe una estratificación térmica del aire del local en contacto con el mylar, se tomó un coeficiente convectivo bajo para la superficie exterior del plástico. Para superficies horizontales con estratificación ASHRAE (1985) y LBNL (2008) proponen un coeficiente convectivo de 0.948W/m<sup>2</sup>C, mientras que para superficies horizontales con convección intensificada se propone un valor de 4.04W/m<sup>2</sup>C. Se tomaron estos valores como punto de partida y se los varió hasta encontrar el conjunto de coeficientes que mejor ajusta los datos experimentales. Este conjunto de datos se muestran en la Tabla 1.

	Superficie negra (conductos) (W/m <sup>2</sup> K)	Laterales y tapas (W/m <sup>2</sup> K)	Superficie inferior (Mylar) (W/m <sup>2</sup> K)
Interior	conductiva	2,5	6
Exterior	10	5	2

Tabla 1. Coeficientes convectivos interiores y exteriores utilizados en la simulación con SIMUSOL.

## RESULTADOS DE LA SIMULACION CON SIMUSOL

Los resultados de la simulación con SIMUSOL se muestran en las Figuras 3 y 4 para las distintas potencias de entrada con que se monitoreó el prototipo. La Figura 3 muestra los resultados experimentales y simulados para la temperatura de los conductos, el plástico mylar, el aire interior de la cavidad, los laterales interiores y exteriores y el lado exterior del techo. Se observa que SIMUSOL reproduce adecuadamente la relación lineal existente entre las temperaturas y la potencia entregada (con pendientes diferentes según si las superficies son internas o externas). La diferencia entre valores medidos y simulados se incrementa ligeramente al aumentar la potencia, siendo los valores máximos del orden de los 7.7°C para el mylar, 7.5°C para los conductos, 4.4°C para el aire interior y 5.7°C para las temperaturas superficiales interiores. Las series con mayor error corresponden a las temperaturas superficiales exteriores, obteniéndose en cambio con muy buena aproximación la temperatura del aire en la cavidad, las temperaturas de las superficies interiores (incluido el Mylar) y la temperatura de los conductos.

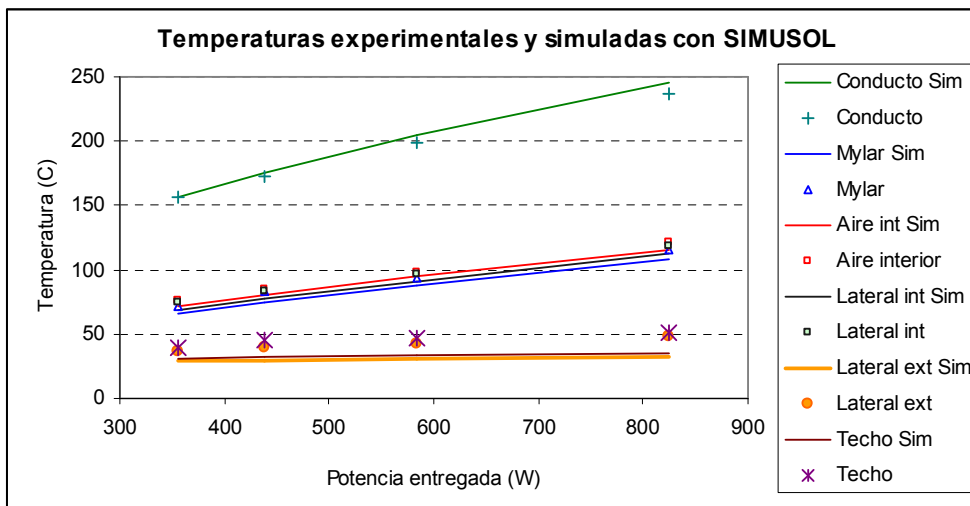


Figura 3. Temperatura experimental (marcadores) y simulada (líneas) mediante SIMUSOL, para el conducto, el plástico mylar, el aire interior de la cavidad, los laterales interiores y exteriores y el lado exterior del techo.

El error relativo porcentual puede calcularse a partir de la temperatura simulada con SIMUSOL ( $T_{simulada}$ ) y la correspondiente temperatura medida ( $T_{medida}$ ) mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Error relativo (\%)} = (T_{simulada} - T_{medida}) \times 100\% / T_{medida} \quad (3)$$

La Figura 4 muestra el error relativo porcentual de los datos simulados con SIMUSOL en función de la potencia de entrada. Se observa que las series con mayor error corresponden a las temperaturas superficiales exteriores (laterales y techo), con errores que llegan al 35%, mientras que el resto de las series se mantienen con errores porcentuales menores al 10% en todo el rango de potencias evaluado. La serie con menor error porcentual corresponde a la temperatura del aire interior.

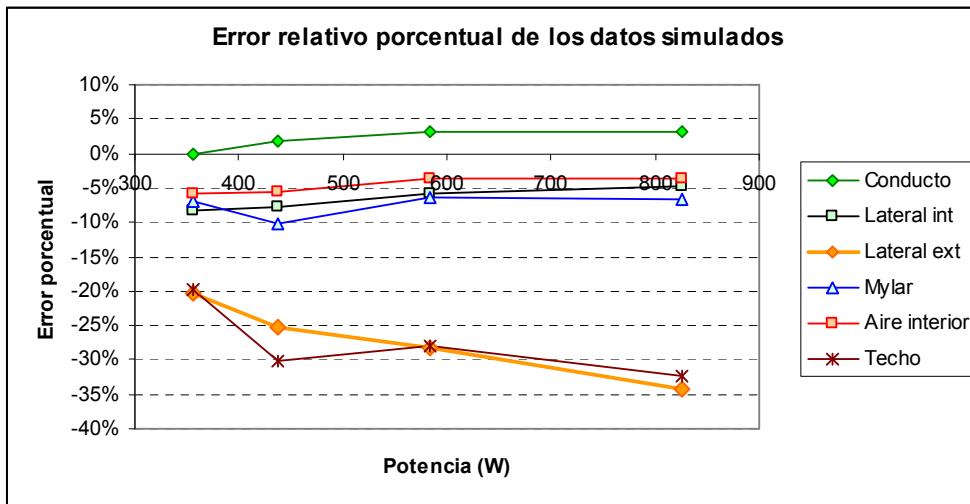


Figura 4. Error relativo porcentual de la simulación con SIMUSOL para el conducto, el plástico mylar, el aire interior de la cavidad, los laterales interiores y exteriores y el lado exterior del techo.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se describe el modelo térmico del absorbedor lineal desarrollado en el INENCO, para lo cual se utiliza el programa SIMUSOL. Se utilizaron medidas experimentales para ajustar los coeficientes de transferencia de calor en estado estacionario. Los resultados de la simulación para distintas potencias de entrada muestran que SIMUSOL reproduce adecuadamente la relación lineal existente entre las temperaturas y la potencia entregada, con errores relativos porcentuales de alrededor del 10%, excepto para las temperaturas superficiales exteriores (laterales y techo), con errores que llegan al 35%.

Los errores en las temperaturas superficiales exteriores los atribuimos a que en el modelo no se tuvieron en cuenta los puentes térmicos entre las superficies interiores y exteriores que se forman a través de la estructura de soporte y los puentes térmicos a través de la cubierta de chapa.

## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue parcialmente financiado por: Proyectos especiales SECYT (Hoy día Ministerio de Ciencia y Técnica), PIP de CONICET y CIUNSA.

## REFERENCIAS

- Altamirano, Hernández y Flores Larsen (2009). evaluación experimental de las pérdidas térmicas en el absorbedor de un concentrador lineal tipo fresnel.
- ASHRAE (1985). 1985 ASHRAE Handbook-Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeratin, and Air Conitidioning-Engineers, Inc. Atlanta.
- Bejan, A. Heat Transfer, John Wiley and Sons, New York, 1993.
- Dey C. (2004). Heat transfer aspects of an elevated linear absorber. *Solar Energy* 76, pp. 243–249.
- Dolores Alía de Saravia y Luis R. Saravia. (2003). Simulación de distintos sistemas físicos con SIMUSOL. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol 7, N° 2,08.85-08.90.
- Incropera F., DeWitt D., 1999, Fundamentos de transferencia de calor, 4 Ed., Prentice Hall.
- LBNL (2008). EnergyPlus Engineering Reference. Disponible en <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>
- Luis Saravia1, Dolores Alía de Saravia, Ricardo Echazú y Gustavo Alcorta. (2007). La simulacion de sistemas termomecánicos solares con el programa simusol , el motor stirling: simulacion y construcción. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol 11,03.01-03.08.
- Marcelo Gea, Luis Saravia1, Carlos Fernández, Ricardo Caso y Ricardo Echazú. (2007). Concentrador lineal Fresnel para la generación directa de vapor de agua. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol 11, 3.83-3.89.
- Reynolds D., Jance M., Behnia M., Morrison G. (2004). An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber. *Solar Energy* 76, pp. 229–234.
- L. Saravia 1, M. Gea, C. Fernández, R. Caso, D.l Hoyos, N.l Salvo y H. Suligoy. (2008). Diseño y construcción de un concentrador lineal de Fresnel de 24 m2 de área. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 12, 3.119-3.124.

## ABSTRACT

This paper describes the thermal model of a lineal absorber obtained with SIMUSOL software for its simulation in a steady state. The model startpoint is the analysis of the experimental data set and of the results found through monitoring. The input variables are the delivered electrical power and the ambient air temperature, while the fit variables are the internal and external convective heat transfer coefficients. The experimental and simulated data sets are in good correlation, with mean errors below 10% for all temperatures except for the external surface ones, where the error is around 35%. SIMUSOL software resulted a useful tool to model the heat transfer in the absorber.

**Keywords:** lineal absorber, Thermals simulation, SIMUSOL