

# MODELO TERMICO - OPTICO PARA CONCENTRADORES CILINDRICO - PARABOLICOS AJUSTE DE PARAMETROS Y VERIFICACION EXPERIMENTAL

L.E.Dawidowski, J.C.Durán y R.O.Nicolás

*Comisión Nacional de Energía Atómica, División Energía Solar,  
Avda. Libertador 8250, 1429 Buenos Aires,*

En el presente trabajo se presenta una simulación completa del comportamiento térmico-óptico de concentradores de radiación solar de tipo cilíndrico-parabólicos, para lo cual fue necesario ampliar el modelo térmico de receptores anteriormente desarrollado, que calculaba eficiencias por unidad de longitud del receptor. En este caso se analiza el comportamiento total del mismo, teniendo en cuenta para ello la transferencia longitudinal de energía a lo largo del caño, lo cual, junto con el análisis óptico descrito en trabajos previos, permite analizar el comportamiento del concentrador para las distintas condiciones de ensayo. Se considera, además, la transparencia del vidrio envolvente del caño receptor respecto de la radiación emitida por este último, para poder considerar altas temperaturas de operación. Se verifica la validez del cálculo comparando los resultados teóricos con los obtenidos experimentalmente en la planta de ensayos que se halla instalada en la División Energía Solar de la CNEA.

## INTRODUCCION

Los concentradores cilíndrico-parabólicos son los más utilizados en sistemas de conversión de energía solar en energía térmica, para proveer fluidos a temperaturas en el intervalo 120 - 400°C.

Para realizar un correcto diseño de un concentrador resulta necesario efectuar una simulación numérica del funcionamiento del mismo. En trabajos anteriores (1,2,3,4,5) se han presentado diversos modelos ópticos y térmicos que realizan dicho análisis en forma parcial. En particular, en (1), se describe un modelo térmico de receptores tubulares utilizados en este tipo de concentradores. Dicho modelo calcula eficiencias de conversión y energía útil entregada al fluido de trabajo en estado estacionario y por unidad de longitud del receptor. En el presente trabajo se amplía dicho modelo considerando la transferencia longitudinal de energía a lo largo del caño, lo cual permite analizar el comportamiento total del receptor. Esto, junto con el análisis óptico desarrollado (6,7), permite realizar una simulación completa del concentrador, hallando su punto de trabajo para las distintas condiciones de ensayo.

El modelo térmico presentado en (1) considera el tubo de vidrio envolvente como una superficie opaca para la radiación emitida por el caño absorbente. Esta aproximación es válida para bajas

temperaturas de operación ( $\leq 300^\circ$ ). Dada la tendencia que se observa a nivel mundial en centrales eléctricas de potencia hacia mayores temperaturas a fin de incrementar la eficiencia de la turbina, fue necesario extender el modelo para poder considerar la transparencia del vidrio envolvente respecto de la radiación emitida.

Los resultados obtenidos en la planta de ensayos de concentradores de tipo cilíndrico-parabólicos con receptores tubulares de la División Energía Solar de la CNEA, permitieron la verificación experimental del modelo propuesto solo para temperaturas de operación inferiores a 250°C, debido a limitaciones técnicas de la instalación utilizada.

## AMPLIACION DEL MODELO TERMICO

El método de cálculo anteriormente desarrollado (1) consiste en utilizar las ecuaciones de balance de energía por unidad de longitud del receptor y en estado estacionario, para el caño absorbente y para el tubo de vidrio envolvente que lo componen. Para poder realizar un análisis del comportamiento total del sistema, dividimos el receptor en unidades de longitud y analizamos dichas ecuaciones para cada una de estas secciones, teniendo en cuenta, además de los términos comentados en la Ref (1), el de transferencia longitudinal de energía por conducción a través del

caño ( $Q_c$ ). Las ecuaciones para la  $j$ -ésima sección, con  $1 \leq j \leq n$ , son:

$$E_{ac} = E_{util} + P_c + E_c + Q_c \quad (\text{para el caño}) \quad (1)$$

$$E_c + P_c + E_{av} = P_v + E_v \quad (\text{para el vidrio}), \quad (2)$$

donde:  $E_{ac}$  es la energía radiativa absorbida por el caño;  $E_{util}$ , la energía útil entregada al fluido de trabajo;  $P_c$ , las pérdidas por conducción y convección del caño;  $E_{av}$ , la energía radiativa absorbida por el vidrio;  $P_v$ , las pérdidas por conducción y convección del vidrio al medio ambiente. Las expresiones para estos términos se encuentran en la Ref (1), donde hay que reemplazar las temperaturas del caño y del vidrio por las correspondientes para la  $j$ -ésima sección. Los términos  $E_v$  y  $E_c$  (intercambio de energía radiativa entre el caño y el vidrio y entre éste y el medio ambiente, respectivamente), se calculan en el apéndice, teniendo en cuenta la transparencia del vidrio a la radiación emitida por el caño.  $Q_c$  se obtiene de la relación:

$$Q_c = A_{ic} \kappa c (T_{c_j} - T_{c_{(j-1)}}) \quad (3)$$

donde  $A_{ic}$  es el área transversal del caño, y  $T_{c_j}$  y  $T_{c_{(j-1)}}$  son las temperaturas de salida y de entrada de la  $j$ -ésima sección, respectivamente.

A partir de las ecuaciones 1 y 2, para un conjunto de parámetros característicos del sistema, y para una temperatura dada de entrada a la cual operará la línea, es posible mediante un cálculo iterativo calcular la energía útil entregada al fluido de trabajo para la primera sección. Repitiendo este proceso para las secciones e integrando sobre todo el receptor, se obtiene la eficiencia térmica mediante la expresión:

$$\eta_t = \frac{\sum_{j=1}^n E_{util}}{I_0 \cos \kappa A_{conc}}, \quad (4)$$

donde  $I_0$  es la intensidad de la radiación solar directa,  $\kappa$  es el ángulo que forma el rayo proveniente del centro del sol con la normal al plano de apertura del concentrador y  $A_{conc}$  es el área de apertura.

Otro factor a tener en cuenta son las pérdidas

de radiación debidas a los rayos que, reflejados cerca de un extremo del concentrador, no inciden en el receptor; en particular, estas pérdidas se anulan para incidencia normal. A fin de tener en cuenta la influencia de este efecto en la eficiencia total, basta estudiar las zonas no iluminadas y parcialmente iluminada en el otro extremo del receptor. Habrá una sección de longitud  $foco$  no iluminada y otra de longitud  $2.foco.tan\kappa/(1+\cos\theta_{max})$  (donde  $\theta_{max}$  es el ángulo de apertura del concentrador) parcialmente iluminada. Estas expresiones se obtienen hallando la intersección con el plano focal de los rayos reflejados en el vértice de la parábola (zona no iluminada) y en los extremos de la misma (zona parcialmente iluminada). Finalmente, se calcula la eficiencia total considerando la longitud efectiva del receptor teniendo en cuenta estas pérdidas y multiplicando la expresión 4 por la eficiencia óptica (ver Ref (1)).

#### ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES UTILIZANDO EL MODELO TEORICO CONCLUSIONES

Los ensayos realizados por la DES de la CNEA en su planta experimental de concentradores cilíndrico-parabólicos permitieron obtener resultados sobre el comportamiento de estos últimos para distintas condiciones de ensayo. Una medición experimental consiste en la obtención de la eficiencia total a través de la medición a intervalos regulares de los siguientes parámetros:

1. Caudal
2. Velocidad de viento
3. Temperatura ambiente
4. Radiación solar directa
5. Temperatura de entrada de las líneas
6. Temperatura de salida de las líneas

La eficiencia se calcula mediante la fórmula:

$$\eta_{esp} = \frac{\dot{m} C_p (T_s - T_c)}{I_0 \cos \kappa A_{conc}} \quad (5)$$

En las Figs.1.a y 1.b se muestran el valor medio de las eficiencias obtenidas para ensayos a distintas temperaturas de entrada, para valores del caudal de 20 y 40 l/min., y su dispersión estándar calculada como el apartamiento de cada uno de los valores de eficiencia medidos, en el caso experimental, y calculados, en el caso teórico, res-

pecto de la media. La eficiencia teórica se obtuvo a partir de cinco parámetros medidos (excluyendo la temperatura de salida), considerando nulo el error de seguimiento de los rayos solares.

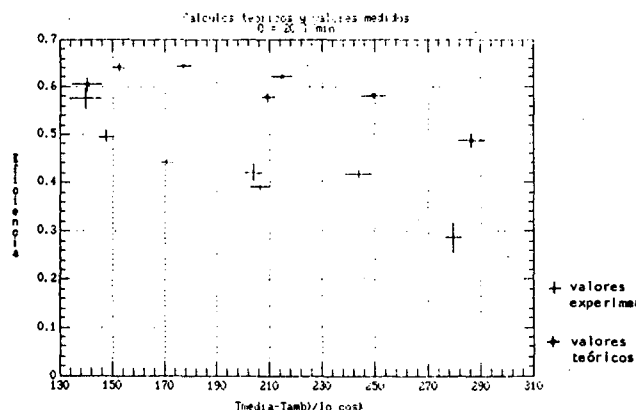


Figura 1a:

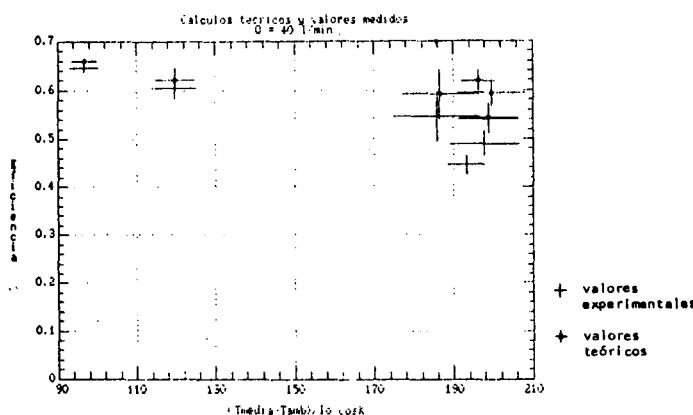


Figura 1b:

Figura 1: Comparación de los datos experimentales con los obtenidos mediante el modelo teórico, para dos caudales diferentes, (a) 20 l/min y (b) 40 l/min, y para los siguientes parámetros ópticos:  $\epsilon_v = 0,9$ ,  $\epsilon_c = 0,9$ ,  $\rho = 0,93$ ,  $\alpha_v = 0,1$ ,  $\alpha_c = 0,95$ ,  $\tau = 0,9$ .

En la Fig.1.a se observa una diferencia del orden del 30% entre los valores experimentales y los teóricos para valores del parámetro  $(T_{media}-T_{ambiente})/I_0 \cos \kappa$  mayores de  $145^\circ C^2 / watt$ . Sin embargo en esa misma figura cuando dicho parámetro vale  $139^\circ C^2 / watt$  en la 1.b para todos los valores, menos para temperatura de entrada de  $196^\circ C^2 / watt$ , la diferencia se reduce considerablemente. Esto se debe, en parte, a que se mejoró el sistema de seguimiento de las líneas entre un grupo de mediciones y las otras (ver Ref. [8]). Dado que no tenemos instalado un sistema que permita medir dichos errores, se analizó me-

dante el modelo desarrollado la variación de la eficiencia con la temperatura de entrada, para distintos valores del ángulo  $\psi$  que define la precisión del seguimiento del sol (ver Fig.2). De allí se observa que para valores de  $\psi = 0,5^\circ$ , que corresponden a un corrimiento del rayo que proviene del centro del sol una distancia correspondiente a un cuarto del diámetro del receptor (lo cual no se podría observar visualmente), la eficiencia disminuye en un 20% para una temperatura de entrada de  $150^\circ C$  y en un 30% para  $220^\circ C$ . Luego, podemos concluir que un seguimiento deficiente puede ocasionar diferencias como las que se observan en las Figs.1.a y 1.b.

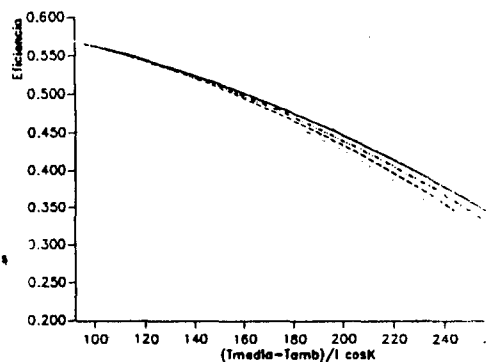


Figura 2: Sensibilidad del modelo respecto de errores de seguimiento, determinados por el ángulo  $\psi$ .

Para intentar explicar a través del modelo teórico la dispersión que se observa en los valores obtenidos, analizaremos la incidencia de la variación de los parámetros 1 a 5 sobre la eficiencia total, tomando para ello valores de los mismos dentro de intervalos similares a los observados durante el desarrollo de las experiencias. Se obtuvo que los tres primeros influyen en menos del 1% en la eficiencia total; sin embargo la variación de la radiación solar directa incide en aproximadamente el 7% para temperaturas de entrada del orden de los  $200^\circ C$ , y variaciones de la radiación entre  $850$  y  $1000 W/m^2$  (ver Fig.3), que son los valores de trabajo en dichos períodos, y en menos del 1% si la temperatura es de  $100^\circ C$ . La variación de las temperaturas de entrada dentro del

rango experimental (que fue mayor para las experiencias a 100 y 150°) influye en la eficiencia en forma constante en menos del 5%. Otro factor a tener en cuenta es el tiempo que dura la medición y lo alejado que se encuentra dicho período del mediodía solar, durante el cual  $\cos \kappa$  evoluciona de manera tal que por ejemplo en la Fig. 1.b. el valor de  $(T_{media} - T_{ambiente})/I_o \cos \kappa$  correspondiente a 156° oscila en un 7%.

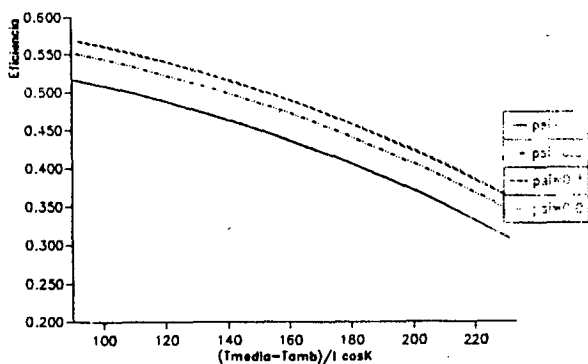


Figura 3: Sensibilidad del modelo teórico respecto de la radiación solar directa.

Por otra parte se analizó la influencia de la corrección introducida en el modelo desarrollado, que permite tener en cuenta la transparencia del vidrio a la radiación emitida por el caño absorbente, obteniéndose, como era de esperar, que al aumentar la temperatura de operación, se hace más significativa esta corrección en la eficiencia total. Como ejemplo de esto se observó que para temperaturas del orden de 200°C no existe diferencia, mientras que para 400°C la eficiencia pasa de 0.19 sin corrección a 0.17 con ella, lo cual es lógico ya que al considerar la transparencia del vidrio aumentan las pérdidas por radiación.

**Apéndice: Cálculo del intercambio de energía radiativa entre el caño absorbente y el tubo de vidrio envolvente, y de las pérdidas por radiación del vidrio al medio ambiente.**

Sean dos superficies cilíndricas concéntricas, la interior opaca y la exterior transparente. Si  $E_{1ef}$  y  $E_{2ef}$  son las energías totales que salen de las superficies interior y exterior respectivamente, sus

expresiones son:

$$E_{1ef} = E_1 + E_{2ef} \frac{A_1}{A_2} (1 - \epsilon_1) \quad (6)$$

$$E_{2ef(\text{hacia el interior})} = E_2 + E_{1ef} (1 - \epsilon_2 - \tau_2) + E_{2ef} \left( 1 - \frac{A_1}{A_2} \right) (1 - \epsilon_2 - \tau_2) \quad (7)$$

$$E_{2ef(\text{hacia el exterior})} = E_2 + E_{1ef} \tau_2 + E_{2ef} \left( 1 - \frac{A_1}{A_2} \right) \tau_2 \quad (8)$$

donde A denota las áreas, E las energías emitidas por las superficies y  $\epsilon$  sus emitancias.

El intercambio de energía radiativa entre la superficie interior y la exterior (el término  $E_c$  de la ecuación 1), se puede calcular entonces como

$$E_c = E_{1ef} - \frac{A_1}{A_2} E_{2ef(\text{hacia el interior})} \quad (9)$$

donde el último término tiene en cuenta que no toda la energía que sale de la superficie exterior contribuye al flujo de energía de una superficie intermedia.

Las pérdidas por radiación de la superficie transparente hacia el medio ambiente (el término  $E_v$  de la ecuación 2) se obtienen sumando la energía que emite dicha superficie, como si el medio ambiente y ella fueran dos planos infinitos paralelos, a la energía radiativa transmitida que proviene del interior; o sea:

$$E_v = A_2 \epsilon_2 \sigma (T_2^4 - T_{amb}^4) + \left[ E_{1ef} + \left( 1 - \frac{A_1}{A_2} \right) E_{2ef} \right] \tau_2 \quad (10)$$

## REFERENCIAS

- (1) L.E. Dawidowski y R.O. Nicolás, " Modelo

- térmico de receptores tubulares utilizados con concentradores cilíndrico-parabólicos*", Actas de la XII Reunión de Trabajo de la ASADES, Buenos Aires (1987).
- (2) A. Rabl, P. Bendt, and H.W. Gaul, *Sol. Energy* 29, 407 (1982).
  - (3) J.A. Harris and W.S. Duff, *Sol. Energy* 27, 403 (1982).
  - (4) J.R. Kreider, *Medium and High Temperature Solar Process*. Academic Press, New York (1979).
  - (5) M.A. Mijcev y I.M. Mijceva, "*Fundamentos de Termotransferencia*". Mir, Moscú (1979).
  - (6) R.O. Nicolás, *Applied Optics* 24, 2600 (1985).
  - (7) R.O. Nicolás y J.C. Durán, *Solar Energy* 25, 22 (1980).
  - (8) H. Bajano, C. Tesone, J. Farías, A. Vicente, A. Rapallini, L.E. Dawidowski y E. Mezzabotta, "*Banco de ensayos de concentradores solares, resultados obtenidos luego de un año y medio de operación*", Presentado a la XIV Reunión de Trabajo de ASADES, Mendoza (1990).

CEILAP  
CITEFA - CONICET  
ZUFRIATEGUI Y VARELA  
1603 - VILLA MARTELLI  
REPUBLICA ARGENTINA