

EVALUACION DE UN PROTOTIPO DE CONCENTRADOR SOLAR TÉRMICO DE REFLECTOR LINEAL FIJO

C. Placco, M. Gea, R. Echazú, C. Fernández, L. Saravia,
Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (U.N.Sa. – CONICET)
Universidad Nacional de Salta - Av. Bolivia 5150 – C.P. 4400) - Salta
Tel. 0387-4255390 e-mail: cplacco@gmail.com

Recibido 22/07/17, aceptado 25/09/17

RESUMEN: A partir de los resultados de estudios geométricos previos se construyó un prototipo de concentrador solar térmico de reflector lineal fijo y absorbedor móvil. Se realizó un análisis teórico para la determinación de los parámetros involucrados en los intercambios energéticos y se confeccionó un modelo del sistema. Se evaluó experimentalmente el prototipo bajo distintas condiciones de funcionamiento. Se elaboró la simulación térmica del sistema la cual fue validada con datos medidos. Se logró un buen funcionamiento del mecanismo de seguimiento solar y el correcto enfoque de la radiación sobre el absorbedor. Se analizó la eficiencia óptica del equipo y se proponen modificaciones en el diseño para futuros trabajos.

Palabras clave: energía solar térmica, foco lineal, concentrador fijo.

INTRODUCCION

En un trabajo anterior (Placco et al., 2016) se realizó el diseño del reflector de un sistema de concentración solar de absorbedor fijo para generación de vapor a temperaturas medias (entre los 100 y 200 °C). Este equipo se caracteriza por ser adaptable a azoteas, pudiéndose utilizar la energía térmica obtenida en procesos industriales y refrigeración.

En este rango de temperaturas, cuando las instalaciones se realizan al ras del suelo, son utilizados los concentradores solares cilindro parabólicos y Fresnel lineal, pero éstos no son adecuados para ser instalados sobre edificaciones. En el presente trabajo se realiza una evaluación de un Concentrador Solar Lineal Fijo (CSLF) que posee la ventaja de permanecer sujeto a la estructura del edificio reduciendo la acción provocada por el viento.

Se partió de la idea planteada por Russel en el año 1974 (Meinel & Meinel, 1979), quien demostró que un concentrador formado por bandas tipo Fresnel, con curvatura de radio R, que se sitúan sobre una circunferencia de radio R/4 proyecta sus imágenes sobre esa misma circunferencia. Si las bandas son suficientemente estrechas estos reflectores pueden ser planos sin afectar la concentración de energía en el foco (Nicolas R. et al., 1977; Durán J. et al., 1979)

La consecuencia de la configuración de Russell es que el espejo puede estar fijo, siendo la única parte móvil el absorbedor, que gira alrededor de un pivote ubicado en el centro de la circunferencia de radio R/4. Esto permite un seguimiento solar sencillo utilizando un brazo giratorio y que los espejos puedan estar sujetos rígidamente y protegidos del viento.

En el mencionado trabajo se realizó un estudio de dos geometrías de espejos que, manteniendo el planteo de Russell, permitan reemplazar el sistema de bandas estrechas por configuraciones de construcción más sencilla: una de espejos escalonados tipo Fresnel y otra de reflector parabólico continuo.

Utilizando un método de traza de rayos se encontró que el sistema de reflector escalonado (figura 1a) logra una muy buena concentración en todo el ancho de su superficie reflectante. También se

comprobó que para ángulos grandes de incidencia, correspondientes a las horas próximas a la salida y puesta de sol, la generación de sombra produce una importante pérdida en la eficiencia óptica.

Se seleccionó el sistema de reflector parabólico continuo (figura 1b) por su sencillez constructiva. En esta configuración la eficiencia se ve disminuida ya que para ángulos grandes de incidencia los sectores cercanos a los bordes no reflejan la radiación sobre el absorbedor. En cambio, durante las horas próximas al mediodía, es factible aprovechar la totalidad de la superficie reflectante.

Del estudio del grado de concentración para los posibles ángulos de incidencia de radiación, una vez estipulada la distancia focal (f), surgió el dimensionamiento de la apertura de la parábola (w). Se encontró que para valores de $f=2,5$ m y $w = 1$ m, el ancho del reflector resulta útil para la mayoría de las horas de sol del día. Se comprobó experimentalmente que con esta configuración, el área aprovechada del reflector disminuye de manera progresiva a partir de los 30° de incidencia de la radiación, llegando a una pérdida del área útil del 10% para ángulos de incidencia de 60° .

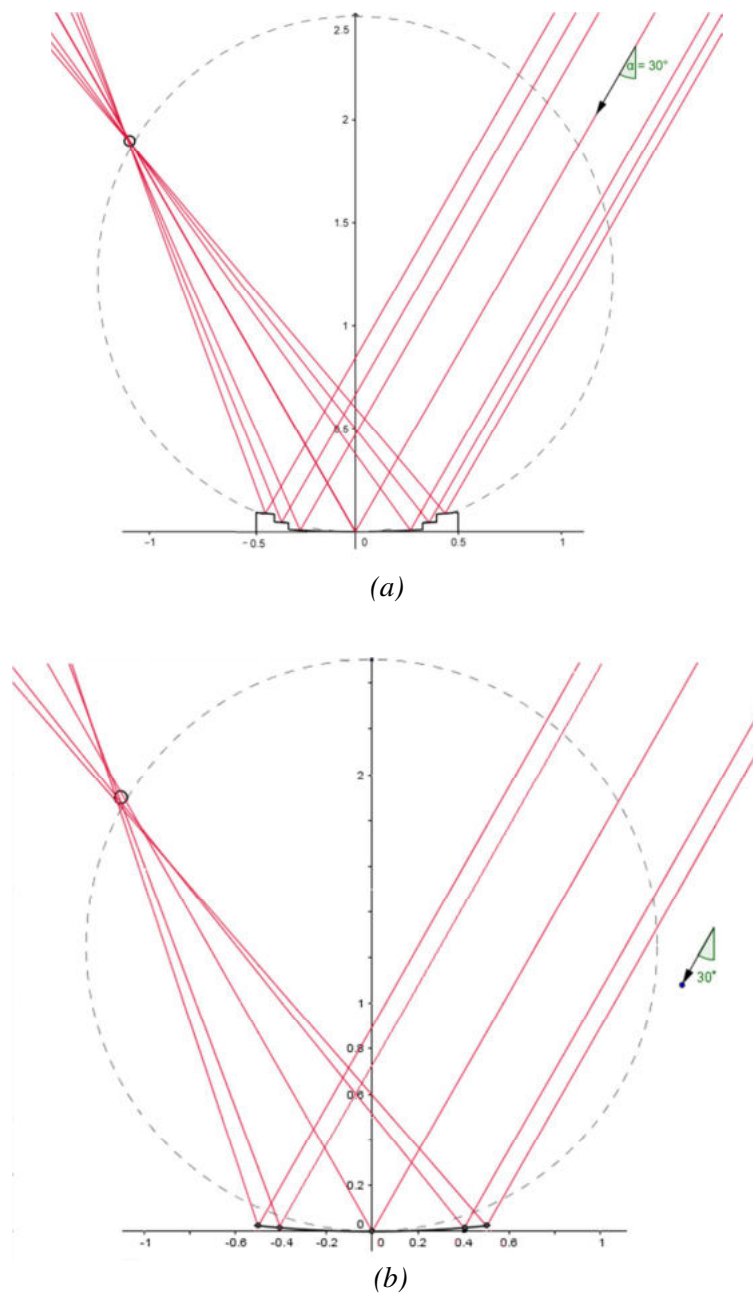


Figura 1. Dos configuraciones de sistema de reflector fijo: escalonado (a) y continuo (b)

A partir de estos resultados se decidió la continuación en el desarrollo del concentrador solar de reflector lineal fijo abordando el estudio óptico y térmico mediante una evaluación teórica y experimental de un prototipo completo, incorporando el absorbedor y el sistema electromecánico.

DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO

El prototipo construido (figura 2) está compuesto por un reflector, un absorbedor lineal, un sistema mecánico de seguimiento solar y una placa electrónica para el control y la adquisición de datos experimentales.

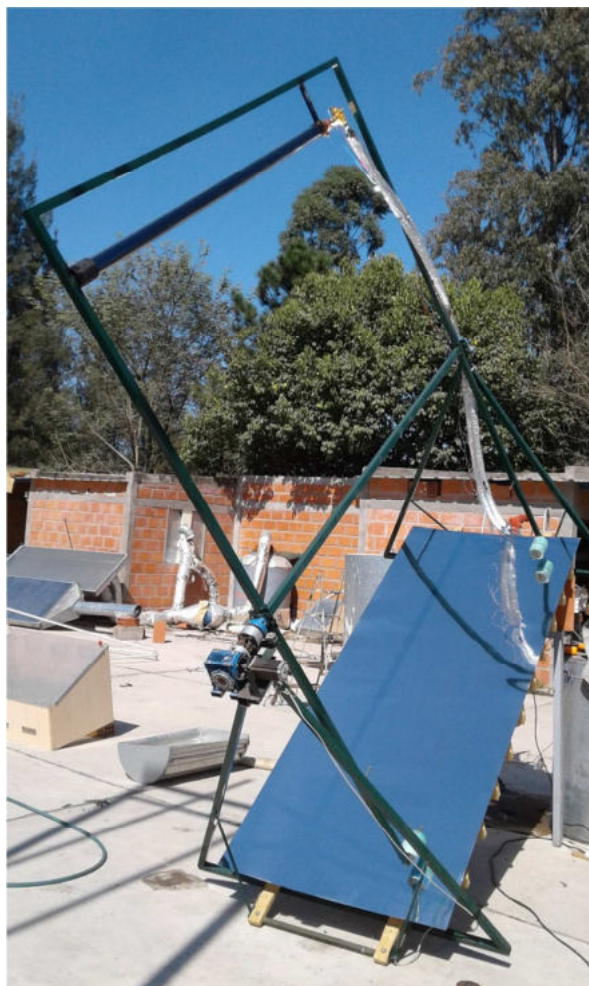


Figura 2: foto del prototipo

El reflector

El reflector fue construido con una lámina de aluminio de alta reflectancia. Para obtener la curvatura, de manera precisa, se utilizaron costillas de tablero de fibra de densidad media (MDF) cortadas con una máquina de tecnología láser (figura 3). Estos cortes fueron realizados a partir de la ecuación de la parábola obtenida en un estudio geométrico previo (Placco et al., 2016). Las medidas del reflector son: 2,00 m en la dirección del eje de la parábola por 1,00 m en la dirección transversal.

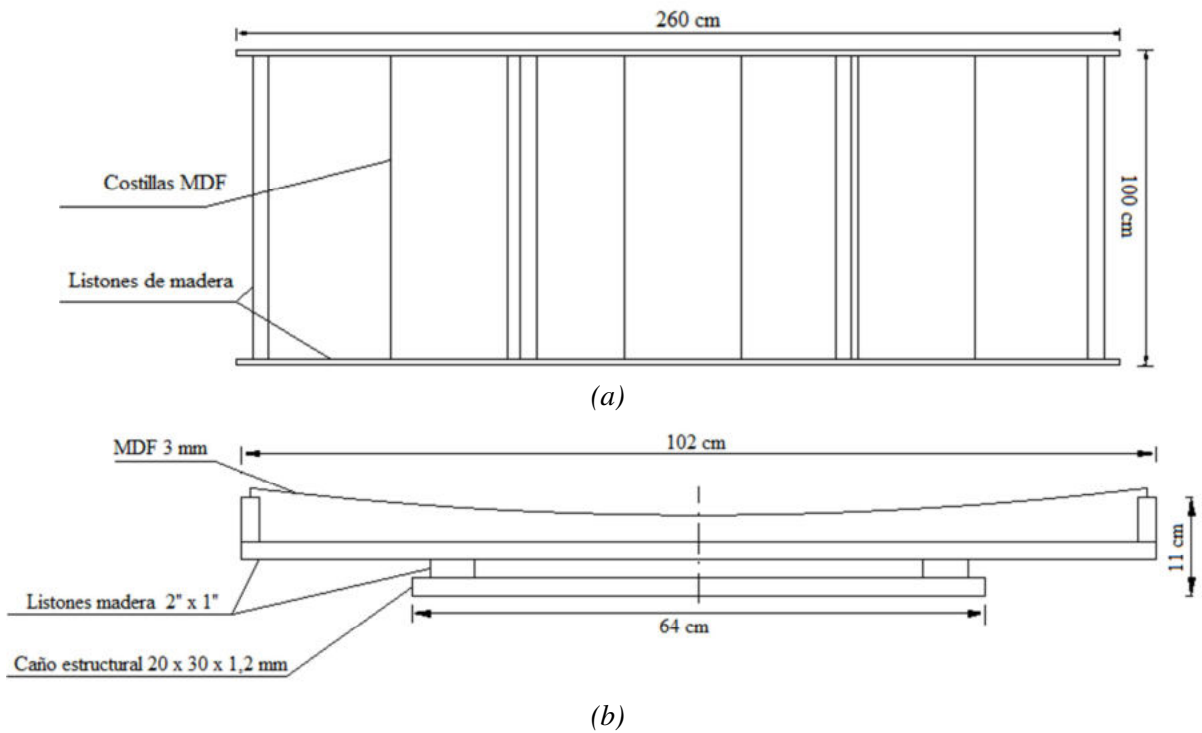


Figura 3: vistas de planta (a) y corte (b) de la estructura del reflector

El absorbedor

El absorbedor se construyó a partir de un tubo evacuado simple de 1800 mm de largo y 58 mm de diámetro exterior (figura 4). En el interior se incorporó un caño de cobre de 15 mm de diámetro en coincidencia con el eje del tubo evacuado, que va desde su boca hasta 150 mm antes del otro extremo. El fluido ingresa por la parte exterior constituyendo un flujo anular y retorna en contracorriente por el caño central.



Figura 4: elementos que constituyen el absorbedor del equipo

El fluido caloportador utilizado es aceite para transferencia térmica marca MobilTherm 605. El sistema de bombeo está constituido por una bomba para fluidos de alta temperatura con una llave de recirculación para el control del caudal.

Sistema mecánico

El sistema mecánico está constituido por un motor, un reductor y los rodamientos asociados al eje de rotación de los brazos del absorbedor (figura 5). El motor es del tipo de paso a paso de 8 hilos en conexión bipolar serie. El ángulo de cada paso es de $1,8^\circ \pm 5\%$, con un torque mínimo de 280 N cm y una corriente por fase de 2,1 A. Entre el motor y el eje del sistema se incorporó una reducción de 1:100 y una junta homocinética.



Figura 5: Sistema mecánico: motor, reductor y rodamientos

Placa electrónica

Para la automatización del sistema se utilizó una placa Arduino UNO, cuyas características principales son: un microcontrolador Atmega328, 14 pines para entrada-salida digital, 6 pines de entrada analógica, memoria flash de 32 KB, EEPROM de 1 KB y frecuencia de reloj 16 MHz. El control de los pasos del motor se realizó complementando a la anterior una placa CNC Shield V3 que va montada sobre la Arduino y un driver Pololu A4988.

Para posibilitar la adquisición de datos se conectaron a Arduino una tarjeta de memoria tipo SD y un amplificador HX711, el cual cuenta con un conversor análogo digital de 24 bits (figura 6).

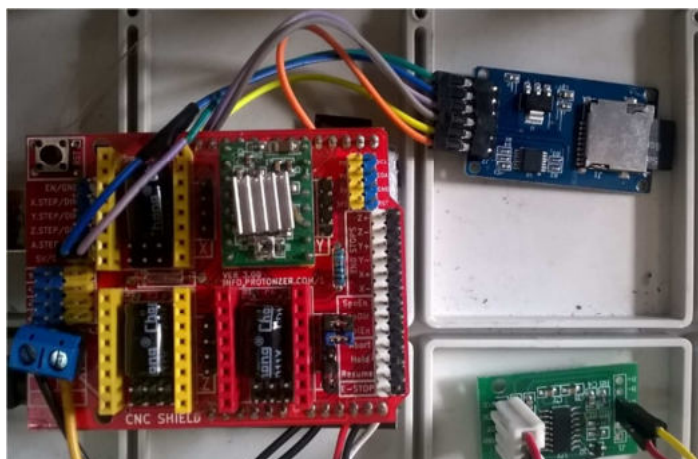


Figura 6: Placa para adquisición de datos y control de seguimiento solar

ANÁLISIS TEÓRICO

Balace de energía en el fluido

La configuración geométrica corresponde al intercambio de calor entre dos flujos circulando en contracorriente: un flujo anular del fluido que ingresa al sistema por el tubo de vidrio y recorre la longitud del absorbedor y un flujo central de retorno por el caño de cobre.

En el caso del flujo central, se plantea el balance de energía en un volumen de control como el indicado en la figura 7a, a fin de determinar cómo varía la temperatura media a lo largo del mismo y como se relaciona con el calor convectivo que recibe desde las paredes.

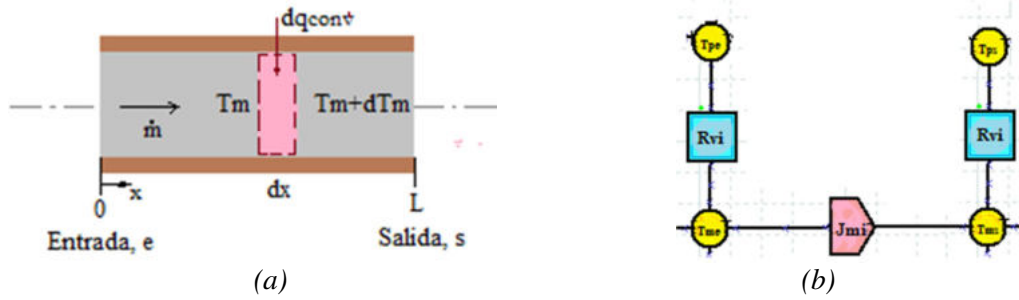


Figura 7: volumen de control del fluido en el tubo central (a) y modelo del circuito térmico (b)

Considerando que el fluido es incompresible y que se desprecian los cambios de energía cinética y potencial del mismo, así como la transferencia de calor por conducción en la dirección del flujo, el balance de energía queda expresado con la ecuación (1).

$$dq_{conv} = \dot{m} \cdot C_p \cdot dT_m \quad (1)$$

Integrando en la longitud del tubo

$$q_{conv} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{ms} - T_{me}) \quad (2)$$

Donde:

q_{conv} es el calor convectivo que transfieren las paredes del caño al fluido interior.

\dot{m} es el flujo másico que circula por el absorbedor

T_{me} y T_{ms} son las temperaturas medias del fluido a la entrada y a la salida respectivamente

A fin de realizar una simulación computacional del sistema, el balance de calor en un elemento discreto del caño de cobre puede ser representado mediante un circuito térmico como el de la figura 7b. Allí, J_{mi} representa la energía térmica que adquiere o entrega el fluido al pasar de T_{me} a T_{ms} . Las resistencias $R_{vi} = 1 / (h P \Delta x)$ corresponden a la transferencia de calor entre las paredes del elemento i del caño discretizado longitudinalmente y el fluido.

$$q_{conv} = h \cdot P \cdot \Delta x \cdot (T_s - T_m) \quad (3)$$

donde:

h es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre las paredes del caño y el fluido

P es el perímetro interior del caño.

Δx es la longitud de un elemento discreto del caño.

T_s es la temperatura superficial del caño.

T_m es la temperatura media del fluido.

El balance de calor en un elemento discreto del flujo anular se realiza de forma similar. Ahora se considera que el fluido recibe calor de la pared exterior de vidrio ($q_{conv ext}$) y entrega calor a la pared interior de cobre ($q_{conv int}$), como se observa en la figura 8a.

Estos calores se calculan con la ecuación (3) teniendo en cuenta el perímetro que corresponde para cada caso.

$$q_{conv ext} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{ms} - T_{me}) + q_{conv int} \quad (4)$$

En este caso las resistencias R_{vi} y R_{ve} representan la transferencia de calor que entre la pared interna y el flujo y entre la pared externa y el flujo respectivamente en la entrada y la salida del elemento del caño discretizado longitudinalmente (figura 8b).

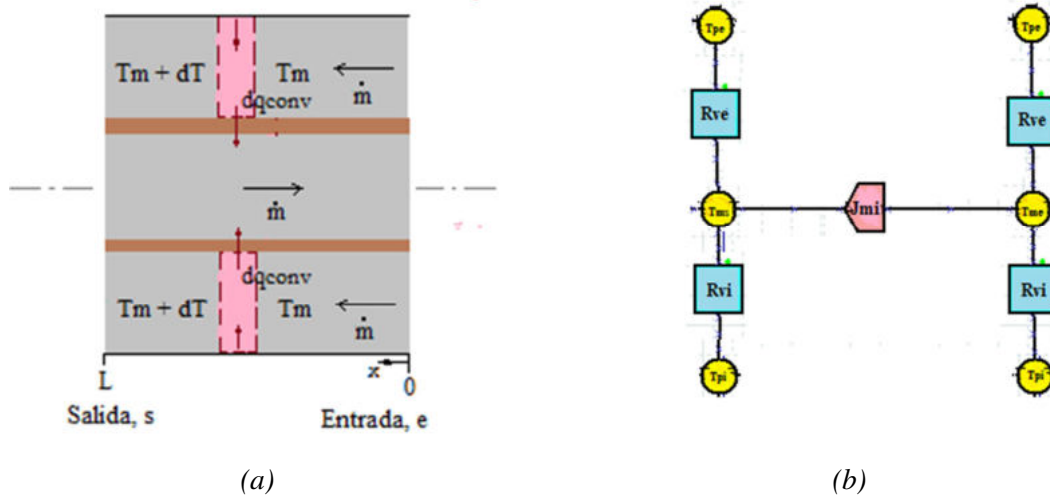


Figura 8: volumen de control del fluido en el sector anular (a) y modelo del circuito térmico (b)

Coefficientes de transferencia en el fluido.

Los coeficientes de transferencia de calor por convección que se emplearon en los balances térmicos del fluido se obtuvieron de bibliografía para los casos de flujos internos en conductos circulares. Se considera que en los elementos discretos de caño la temperatura de las paredes es uniforme. Por otra parte se comprobó que el aceite circula en un régimen laminar (número de Reynolds menor que 2300). Para estas condiciones, para un flujo completamente desarrollado, se encuentra que el número de Nusselt es igual a 3,66 (Incropera & De Witt, 1996).

Para el caso de la sección anular, entre el caño de cobre y el vidrio, corresponde la utilización de números de Nusselt distintos para las paredes interna y externa. Considerando flujo laminar completamente desarrollado y temperaturas superficiales uniformes en cada elemento de discretización, según la misma bibliografía, los números de Nusselt internos y externos dependen de la relación entre los diámetros.

Para nuestro caso particular donde $D_{int} / D_{ext} = 0,33$ se obtienen $Nu_{int} = 6,85$ y $Nu_{ext} = 4,29$. El coeficiente de transferencia de calor por convección es:

$$h = Nu \cdot \frac{k}{D} \quad (5)$$

D es el diámetro de la sección considerada en cada uno de los casos

k es la conductividad térmica del aceite que depende de la temperatura T ($^{\circ}C$) de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$k = -7 \cdot 10^{-5} \cdot T + 0,1337 \quad [W/(m \cdot ^{\circ}C)] \quad (6)$$

Emisividad de la superficie del absorbedor

La superficie del absorbedor cuenta con un tratamiento selectivo cuya emisividad fue obtenida de manera experimental. Para ello se utilizó un tubo evacuado quebrado en su extremo abierto, que permitió el fácil acceso a la superficie tratada. El tubo se llenó con agua caliente, se midió la temperatura de la superficie bajo estudio con una termocupla tipo K y se tomaron fotografías con una cámara termográfica FLUKE TI55 IR Fusion (figura 9). A partir de los datos medidos de temperatura y las fotografías se obtuvo un valor de la emisividad de 0,19 mediante la utilización del software del equipo (figura10).



Figura 9: Experiencia para la medición de la emisividad de la superficie del absorbedor

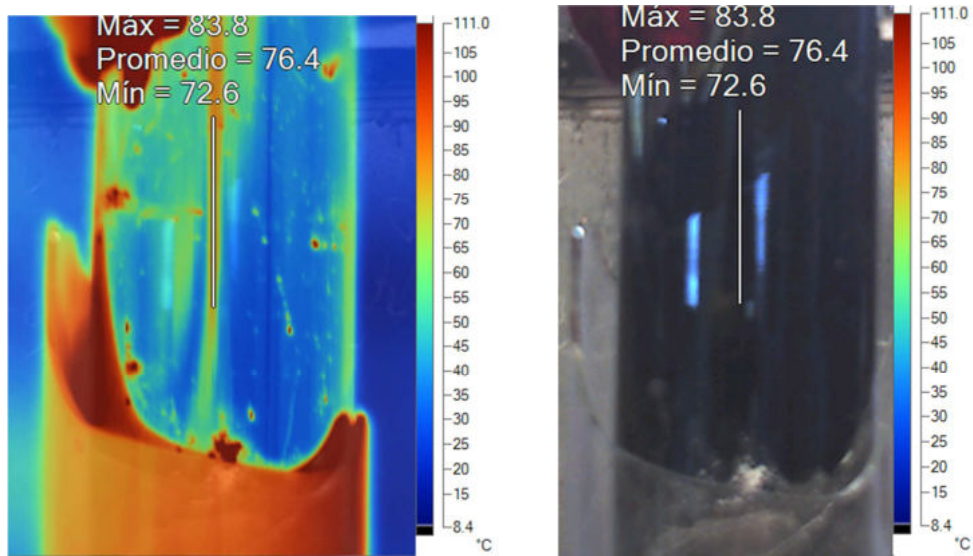
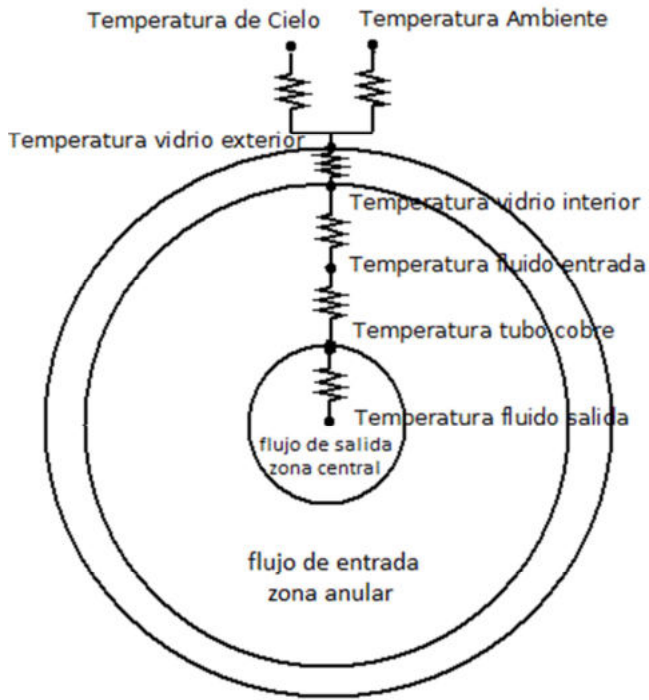


Figura 10: Análisis de datos con el software de la cámara termográfica.

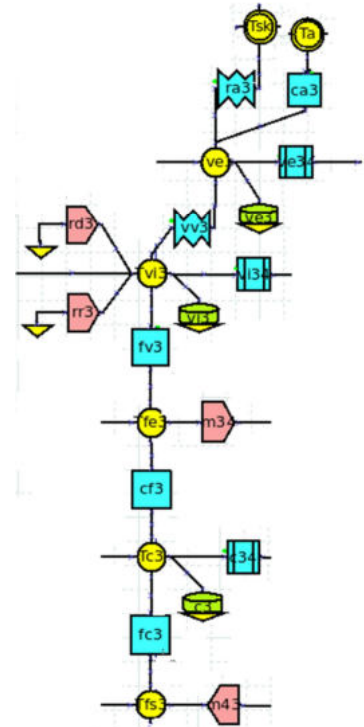
SIMULACIÓN TÉRMICA

Para realizar la simulación de dicho modelo se utilizó el programa SIMUSOL (Saravia et al., 2000). La simulación de un sistema térmico con este soft se realiza a través de dos etapas. En la primera se dibuja en un diagrama el circuito equivalente del sistema, se definen los valores de cada uno de los elementos que lo componen en un cuadro de datos, con las condiciones iniciales, las condiciones de borde, la rutina de integración y los parámetros a estudiar. En una segunda etapa, el programa interpreta los datos del circuito y calcula la evolución de las variables térmicas en el tiempo (temperaturas o flujos de calor) utilizando como datos de entrada los valores medidos (temperatura del fluido a la entrada del absorbedor, radiación total, radiación directa, temperatura ambiente). Los resultados de la simulación se muestran en gráficos y archivos con tablas.

Para encontrar la distribución de temperaturas de los distintos elementos en la dirección longitudinal del flujo en función del tiempo se realizó una discretización espacial del absorbedor. En la dirección longitudinal se dividió sistema en 4 sectores de 0,40 m de largo. En la figura 11a se muestra el circuito térmico y en 11b su representación para Simusol de uno de estos sectores. En la figura 12 se observa el circuito completo del modelo.



(a)



(b)

Figura 11: Esquema del circuito térmico para cada sector de la discretización (a) y su representación en Simusol (b)

En cada uno de estos elementos se realizan los balances de calor, teniendo en cuenta los distintos mecanismos de transferencia. Cada nodo representa la temperatura de un sector discreto de caño de cobre, vidrio o fluido, considerándolo isotérmico.

Las fuentes denominadas mij representan el calor que transfiere la masa de aceite en movimiento de flujo volumétrico \dot{v} y densidad ρ entre dos nodos de temperatura: $\dot{v} \cdot \rho \cdot (T_j - T_i)$. Las fuentes que corresponden a la entrada de flujo por la zona anular poseen un sentido y las correspondientes al retorno del flujo por la zona central tienen sentido contrario a las anteriores. Para el cálculo se tuvo en cuenta que el calor específico y la densidad del aceite dependen de la temperatura y se usaron funciones que consideran las temperaturas en cada sector de la discretización.

Estas funciones son:

$$QCp = 3,6 \cdot T + 1900 \quad [J/(kg \cdot ^\circ C)] \quad (7)$$

$$Qdens = -0,6 \cdot T + 870 \quad [kg/m^3] \quad (8)$$

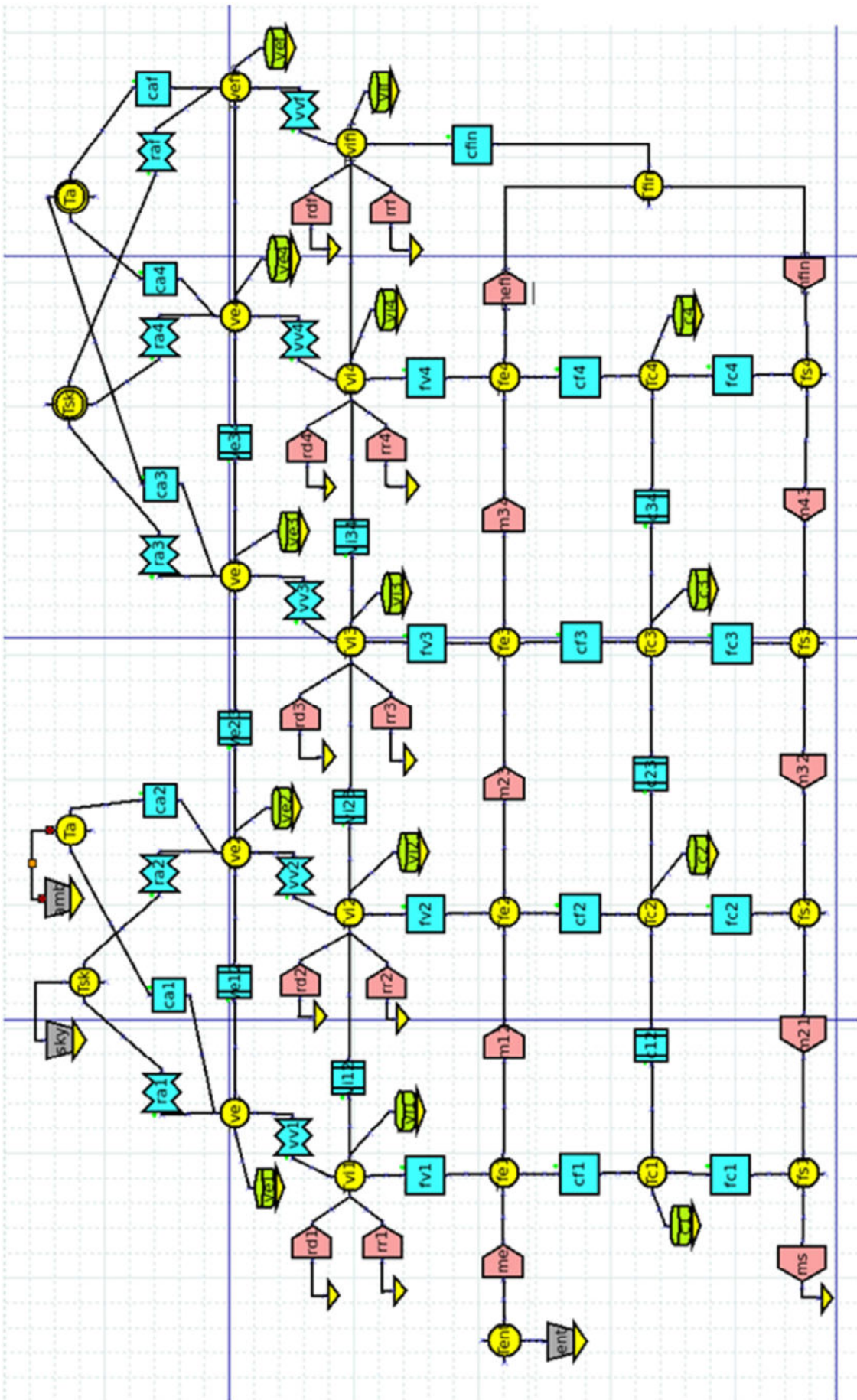


Figura 12: Esquema completo del circuito térmico para SIMUSOL

donde:

Q_{cp} es el calor específico del aceite a la temperatura T (en °C) de cada nodo del circuito.

Q_{dens} es la densidad del aceite a la temperatura T (en °C) de cada nodo del circuito.

La potencia térmica de la radiación solar que llega a la superficie del absorbedor está representadas por dos fuentes: una que representa la radiación que recibe el absorbedor directamente (r_{di}) y la otra la radiación que recibe el mismo luego de la reflexión en el concentrador (r_{ri}), considerando las correspondientes eficiencias ópticas. Sus valores son provistos desde tablas, las cuales fueron elaboradas a partir de las medidas tomadas con el solarímetro instalado en un plano que tiene la misma inclinación que el eje del reflector.

Una fuente (ent) establece la temperatura de entrada del aceite en el absorbedor (T_{ent}), a partir de los datos experimentales incorporados en una tabla, y sus valores representan la condición de borde del cálculo numérico.

Los acumuladores C_i consideran la inercia térmica que incorporan las masas de los componentes del equipo en cada sector de la discretización.

ESTUDIO EXPERIMENTAL

Para el estudio experimental se tomaron las siguientes medidas: radiación global y difusa sobre un plano que posee la misma inclinación del eje del reflector con un piranómetro LI-COR LI-1000. Las temperaturas ambiente, de entrada y salida del flujo se midieron con sensores LM35 (figura 13) utilizando la placa de toma de datos. La medida del caudal se realizó manualmente con el uso de una probeta de 500 ml graduada y un cronómetro digital. La adquisición de medidas automatizada se realizó a intervalos de tiempo de un minuto, mientras que las manuales fueron tomadas cada diez minutos.

Las mediciones se llevaron a cabo durante tres jornadas en días claros en el mes de julio durante las horas próximas al mediodía solar. Primeramente se colocó el equipo inclinado un ángulo igual a la latitud del lugar y luego se operó con una inclinación mayor con el objeto de aprovechar al máximo la radiación concentrada sobre el absorbedor.



Figura 13: Sensores de temperatura en la entrada y la salida del flujo.

RESULTADOS OBTENIDOS

En el modelo de SIMUSOL se introdujeron los valores calculados de los coeficientes de transferencia convectivos, la emisividad obtenida de la superficie del absorbedor y todos los valores requeridos para cada uno de los elementos que se pudieron medir con precisión. Se dejó como parámetro de ajuste la eficiencia óptica que posee la mayor complejidad para su determinación. Su valor depende de la absorptancia de la superficie del absorbedor, la transmitancia del doble vidrio del tubo evacuado y el factor de intercepción, todas funciones del ángulo de incidencia. Además influyen la reflectividad del concentrador con su dispersión especular, la geometría del sistema y el diámetro solar.

El ajuste de la simulación se logró para un valor de eficiencia óptica de 0.53 que es un valor medio en correspondencia con el horario durante el cual se llevó a cabo la experiencia (figura 14).

En la figura 15 se muestra la variación de la temperatura a lo largo del tubo absorbedor, en un instante de tiempo. Se observa un aumento considerable de la misma en la etapa de ingreso del fluido por el área anular debido a la ganancia solar y una pequeña disminución durante la salida del fluido por el tubo central de cobre debido al intercambio de energía con el fluido que ingresa en contracorriente.

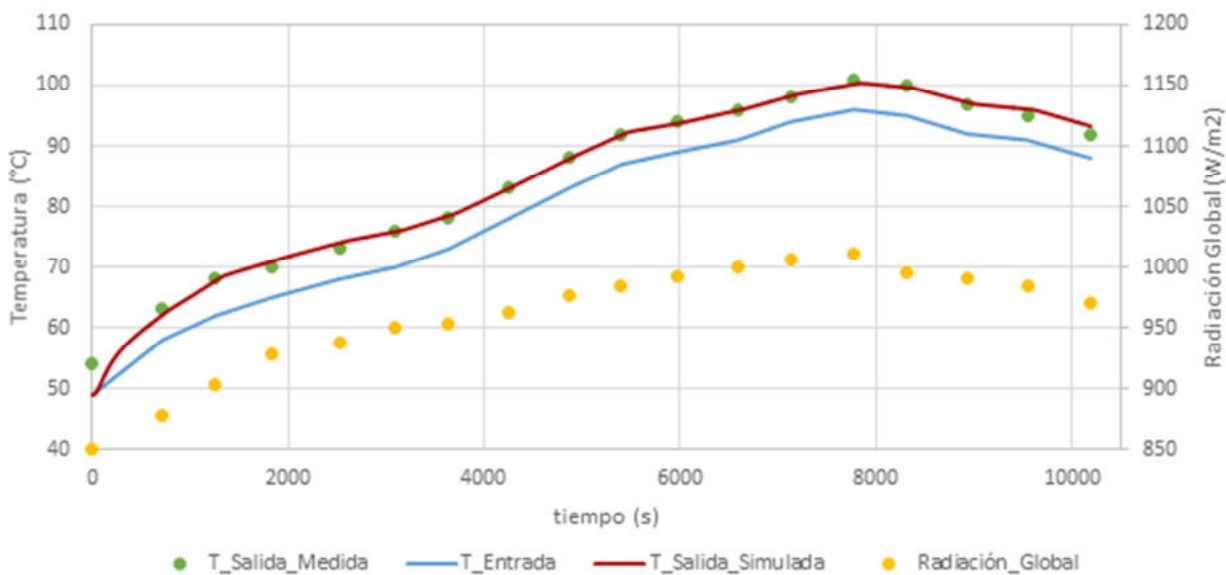


Figura 14: Resultado de la simulación y medidas experimentales.

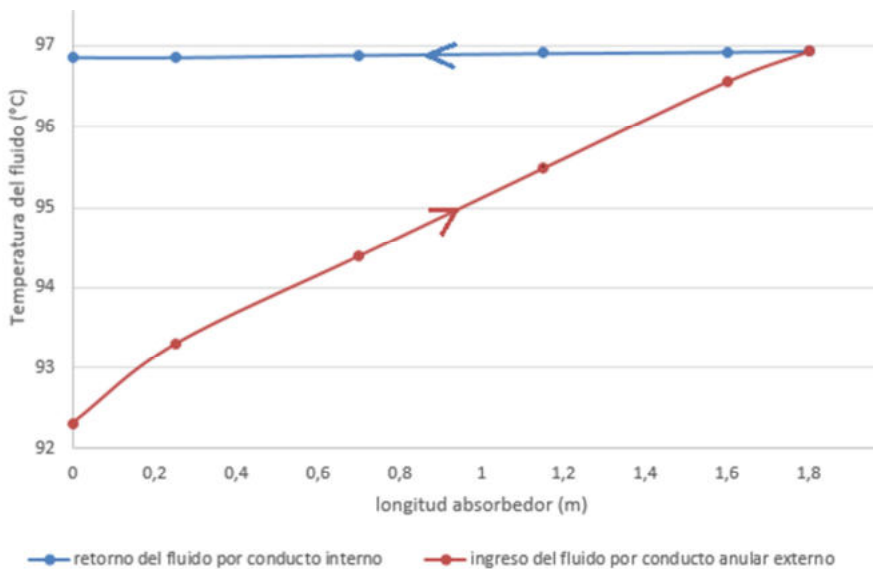


Figura 15: Distribución longitudinal de la temperatura en el absorbedor.

CONCLUSIONES

Se construyó el prototipo en su totalidad, sin bien fue necesario trabajar con gran precisión en el armado, no se presentaron mayores inconvenientes. Los materiales utilizados se consiguieron localmente y a un precio razonable.

El sistema mecánico y electrónico que se diseñó para realizar el seguimiento solar funcionó correctamente para distintos ángulos de inclinación del equipo y durante diferentes días del año, manteniendo la concentración de radiación sobre el absorbedor.

Se unificó el sistema de adquisición de datos al sistema de seguimiento solar con la utilización de una única placa electrónica.

A partir del ajuste de la simulación con los datos experimentales, se obtuvo un modelo del sistema que permite predecir su comportamiento bajo distintas condiciones de funcionamiento. La utilización del programa SIMUSOL ha permitido, de manera sencilla, realizar cálculos detallados y complejos de los balances energéticos.

En adelante se procurará mejorar la eficiencia óptica con la incorporación de un concentrador secundario sobre el absorbedor, lo cual permitirá una mayor intercepción de los rayos reflejados. Se evaluará si resultan significativas las pérdidas de colección directa sobre el tubo absorbedor que se producirían debido al sombreado que genera la modificación.

AGRADECIMIENTO

Expresamos especial agradecimiento al Dr. Marcos Hongn por su colaboración en el trabajo de determinación de la emisividad de la superficie del absorbedor.

REFERENCIAS

- Duffie J. A. & Beckman W. A. (2006). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3ª edición. Wiley Interscience, New York.
- Durán J., Moragues L.A., Nicolás J.J., Nicolás R. O., Platcek R., Scheuer W. y Di Santo J. (1979). Concentrador Fijo a Espejo Facetado de la CNEA 1978-1979. 5ª Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energía Solar, ASADES, pp 55.
- Incropera and De Witt (1996). *Fundamentals of heat and mass transfer*, 4º edition. John Wiley & Sons. New York.
- Meinel A. B. y Meinel M. P. (1979). *Applied Solar Energy An Introduction*, 4ª edición. Addison-Wesley, USA.
- Nicolás R., Durán J., Moragues J., Atzeck R. y Scheuer W. (1977). Simulación del Comportamiento y Etapa Inicial de la Construcción de un Concentrador Fijo a Espejo Facetado. 3ª Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energía Solar, ASADES, pp 191.
- Placco C., Gea M., Echazú R., Saravia L., (2016). Estudio Geométrico de un Concentrador Solar Térmico de Reflector Lineal Fijo. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* Vol. 4, pp. 03.109-03.119
- Saravia L. y Saravia D. (2000) Simulación de sistemas solares térmicos con un programa de cálculo de circuitos eléctricos de libre disponibilidad. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 4, pp. 8.17 - 8.23.

ABSTRACT:

From the results of previous geometric studies, a prototype thermal solar concentrator of linear fixed reflector and mobile absorber was builded. A theoretical analysis was performed for the determination of the parameters involved in the energy exchanges and a model of the system was elaborated. The prototype was experimentally evaluated under different operating conditions. The system's thermal simulation was elaborated and validated with the measured data. A good performance of the electromechanical solar tracking system and the correct approach of the radiation on the absorber was achieved. The optical efficiency of the equipment was analyzed and design modifications are proposed for future work.

Keywords: solar thermal energy, linear focus, fixed concentrator.