

## SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN CONCENTRADOR SOLAR CILINDRO PARABÓLICO DE BAJA ENTALPÍA CON SIMUSOL

**Pablo Dellicompagni<sup>1</sup>, Juan Francisco Linares<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO). Av. Bolivia 5150. Salta, 4400, Argentina.

<sup>2</sup>Facultad de Ingeniería - Universidad Católica de Salta (UCASAL). Campo Castañares s/n. Salta, 4400, Argentina.

e-mail: [pablodellicompagni@gmail.com](mailto:pablodellicompagni@gmail.com); [jflinares@ucasal.edu.ar](mailto:jflinares@ucasal.edu.ar)

**RESUMEN:** En este trabajo se presenta la primera versión de un modelo térmico, predominantemente convectivo, de un concentrador cilindro parabólico de baja entalpía. Dicho modelo se generó a través del programa Día ensamblando los componentes y la simulación se realizó mediante el programa Simusol. El concentrador tomado como caso de estudio consta de un absorbedor conformado por un tubo evacuado y en el cual se aloja un tubo de cobre en U por el cual circula el fluido caloportador. El modelo térmico se realizó segmentando el absorbedor y empleando ecuaciones de balance térmico. Además, se incorporan los balances térmicos correspondientes a los nodos de temperatura del fluido caloportador en cada segmentación tratando al fluido como una sustancia de cambio de fase. El modelo determina la temperatura de salida y potencia térmica. Esta primera versión del modelo indica que el concentrador logra alcanzar una temperatura de salida en torno al punto de ebullición del fluido caloportador y una potencia térmica entre 1500 W y 2000 W, para un caudal másico de 0,006 kg/s.

**Palabras clave:** Concentración solar, potencia térmica, simulación numérica, cambio de fase, Simusol.

### INTRODUCCIÓN

Los concentradores cilindro parabólicos (CCP) o concentradores lineales con sección transversal parabólica, son una tecnología ampliamente utilizada en la generación de energía solar térmica. Estos sistemas aprovechan la radiación solar concentrándola a través de reflectores parabólicos en un receptor lineal situado a lo largo del foco del reflector (Duffie y Beckman, 2013). El receptor absorbe la radiación solar concentrada y la convierte en calor, que puede utilizarse para generar electricidad, calentar agua o generar vapor para procesos industriales.

Para el diseño, implementación y utilización de este tipo de equipos, es importante contar con un proyecto de estudio previo, donde se pueda trabajar con la morfología del equipo y con las variables de funcionamiento del mismo. En cualquier tarea de investigación y desarrollo de nuevas tecnologías, los recursos no son infinitos, por lo que es necesario contar con la posibilidad de trabajar con software específico donde podemos simular el funcionamiento, corroborar el desarrollo de las variables, modificar los parámetros necesarios y ajustar los modelos para luego llevarlos a la realidad. De esta forma reducimos los costos asociados y los errores de funcionamiento, no incurriendo en la práctica de la “prueba y error”.

Actualmente hay una gran cantidad de programas informáticos que se utilizan para la evaluación, cálculo y diseño de sistemas para la generación de energía a través de la radiación solar. Entre los más usados podemos mencionar al System Advisor Model (SAM) y TRNSys.

El programa SAM (Reeman et al., 2017) del Laboratorio Nacional de Energías Renovables (NREL) dependiente del Departamento de Energía de EEUU, es un software de modelación técnico - económico que posibilita la realización de una amplia gama de cálculos relacionados con los sistemas empleados en la generación de energía mediante fuentes renovables. A través de esta herramienta es factible simular diversos tipos de sistemas, como los sistemas fotovoltaicos, de concentración solar y eólicos, entre otros. El software ofrece una variedad sustancial de opciones de aplicación y genera una extensa cantidad de información como resultado. Al utilizarse, se brinda la opción de seleccionar entre varios modelos de equipos comerciales, lo que a su vez permite ajustar los parámetros y valores de simulación de acuerdo con la elección realizada.

TRNSys (Almeida et al., 2014; Remlaoui et al., 2019; Lozano et al., 2007) es un software de simulación energética ampliamente utilizado para trabajar con sistemas térmicos. Los componentes utilizados se describen mediante algoritmos programados en FORTRAN y además cuenta con una interfaz gráfica para que el usuario pueda directamente seleccionar los diferentes módulos (TYPES) que constituyen el sistema energético. Su utilización es diversa, partiendo desde la simulación de sistemas sencillos de agua caliente a nivel sanitario, como así también el diseño y simulación de edificios, sistemas eólicos, sistemas de hidrógeno, fotovoltaicos, entre otros.

Como primer antecedente del uso de Simusol para sistemas de concentración solar, se puede mencionar a Altamirano (2014), quien analizó los diferentes procesos de transferencia de calor que ocurren en el absorbedor en diferentes prototipos Fresnel lineal construidos y con distintas configuraciones del fluido calo portador, como ser circulación de paso directo y con recirculación, con y sin tanque de acumulación. Simusol (Saravia et al., 2007) es un software que facilita la descripción y simulación numérica de diferentes circuitos físicos, en particular sistemas térmicos y de energía solar. Su utilización se realiza por etapas, donde en primera instancia se debe esquematizar el circuito térmico del sistema, definiendo los valores de los elementos cargados en diferentes cuadros de datos, las condiciones iniciales de los nodos de temperatura que involucran masa, la rutina de integración para la resolución de los cálculos y los parámetros a estudiar. Esta primera instancia se realiza mediante una interface grafica, o software, de acceso libre denominado Día, que permite ensamblar los componentes y formar los circuitos térmicos. En una segunda instancia se corre el programa, el cual interpreta los datos del circuito, realiza una simulación y cálculo de las variables de salida mediante una metodología de analogía con circuitos eléctricos y entrega los resultados a través de gráficos que pueden ser personalizados, como así la generación de un archivo de texto plano con los valores de las variables graficadas, para su posterior edición en hoja de cálculo.

En este trabajo, se presenta el modelo térmico de un CCP de baja entalpía realizado en Simusol. Se empleó una metodología de segmentación tanto del absorbedor como de la superficie reflectora, manteniéndose el flujo del fluido caloportador (agua) en una línea de modelización continua, que involucra la formulación los coeficientes adimensionales de Nusselt, Reynolds, Rayleigh y Prandtl como así las ecuaciones de balance térmico para una sustancia de cambio de fase según la metodología desarrollada por Dellicompagni et. al (2020). Se muestran los resultados, principalmente de temperatura de salida y la potencia térmica que alcanza el CCP modelado.

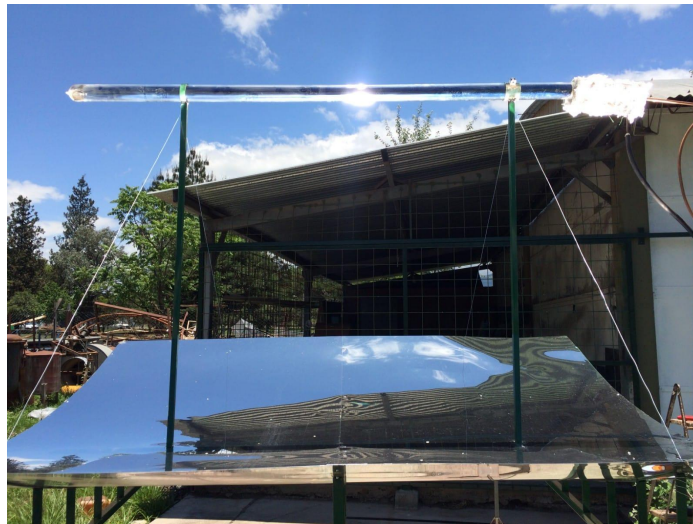
## **METODOLOGÍA**

Previo a la realización del circuito térmico equivalente y la carga de datos en el software, es necesario contar con un modelo termofísico del funcionamiento del sistema, donde se planteen condiciones relacionadas al tipo de equipo, características geométricas de sus diferentes partes, sus propiedades físicas, las características del fluido caloportador y los mecanismos de transferencia de calor.

### ***Descripción del equipo modelado***

La Fig. 1 muestra el concentrador solar tomado para realizar la modelación numérica. El mismo consta de una superficie reflectora parabólica de aluminio pulido de alta reflectancia ( $\rho=0,85$ ; tomado de Echazú et al., 2000). Esta superficie refleja y concentra los haces solares hacia el absorbedor, ubicado a 1,25 m de distancia focal. Este absorbedor es un tubo de borosilicato de alta resistencia al vacío, de los que se emplean en los colectores solares para calentamiento de agua, comúnmente conocidos como

termotanques o colectores de tubos evacuados. La cubierta exterior es de 5,8 cm de diámetro, mientras que el tubo interior es de 4,7 cm de diámetro y está recubierto con nitrato de aluminio  $\text{Al}(\text{NO}_3)_3$ . Dentro del absorbedor se aloja un conducto de cobre en forma de U, de 6,6 mm de diámetro externo y espesor de pared de 1 mm, en el cual el agua ingresa por un extremo y abandona el absorbedor por el otro extremo, incrementado su temperatura o cambiado al estado vapor. El área de apertura solar del equipo es de  $5.41 \text{ m}^2$  y cuenta con un seguimiento solar en un eje, estando este eje de rotación orientado de Este a Oeste. Los algoritmos de seguimiento responden a las ecuaciones de geometría solar (Duffie y Beckman, 2013) y son codificados en una placa Arduino UNO, lo cual minimiza los costos tanto de hardware como software. La placa Arduino contiene un microcontrolador, una memoria, puertos de entrada y salida (E/S), y otros componentes electrónicos. El microcontrolador es el cerebro de la placa y es responsable de ejecutar el código de seguimiento solar. La memoria almacena el código y los datos que el microcontrolador necesita para funcionar.



*Figura 1: CCP tomado como caso de estudio para su simulación. Área de apertura solar:  $5.41 \text{ m}^2$ . Área de la cubierta de vidrio:  $0,33 \text{ m}^2$ . Área de absorbedor:  $0,23 \text{ m}^2$ .*

### **Modelo termofísico**

El modelo implementado responde mayormente a mecanismos de transferencia de calor por convección, aunque se han incorporado también las radiatividades que podrían tener mayor inferencia en las energías puestas en juego. Para el intercambio térmico entre la cubierta de vidrio y el ambiente se propone convección libre y radiación. En cuanto al intersticio entre los tubos de vidrio concéntricos del absorbedor, se plantea el mecanismo de radiatividad, por encontrarse este intersticio al vacío. Desde la pared interior al seno de aire del absorbedor, se contempla convección libre, seguida de la conductividad a través de la pared del tubo de cobre en U. El calor se transmite al agua en circulación mediante convección forzada.

### **Hipótesis de simulación**

Para el modelado del CCP se tuvieron en cuenta las siguientes hipótesis:

- Se considera el tubo en U como si fuera recto, despreciando los efectos producidos por la curvatura al cambiar de dirección para el retorno del fluido caloportador.
- Se desprecia la conductividad de la cubierta exterior e interior del absorbedor. No así la conductividad a través de las paredes del tubo de cobre.
- La transmitancia solar de la cubierta exterior del absorbedor se considera constante, no siendo afectada por el ángulo de incidencia de los haces solares.
- La absorptancia del absorbedor interior se considera de valor constante.
- Se divide la longitud total del tubo de cobre en cuatro segmentos, de manera de discretizar las ganancias y pérdidas de energía conforme avanza el fluido caloportador.
- Se incorpora al modelo la reducción de la ganancia solar debida a la no iluminación de los extremos del absorbedor en las horas antes y después del mediodía solar.
- La relación de concentración corresponde a la geométrica en base a las superficies de colección y a la zona iluminada del absorbedor, siendo esta relación de concentración constante.

- El estado (líquido o vapor saturado) del agua en circulación se modela cómo una sustancia de cambio de fase.
- Se consideró al tubo de cobre inundado, sin presencia de burbujas de aire.
- El calor se transmite a través de los diferentes mecanismos en una dimensión y de forma radial.
- Se introdujo un coeficiente menor a 1, que contempla aquellos haces solares que no inciden en el absorbedor debido a las imperfecciones en la superficie reflectiva (abolladuras y deformaciones mecánicas).
- No se consideraron las pérdidas por desenfoque debido a la acción del viento sobre la estructura del CCP.
- No se considera para el cálculo al factor de intercepción de los haces solares debido a la estructura de soporte del absorbedor.
- El aire en el interior del absorbedor se desplaza a muy bajas velocidades.
- Se desprecian las conductividades a través de las paredes de los tubos de vidrio, no así a través de las paredes del tubo de cobre.

### Descripción del modelo

La Fig. 2 (der.) muestra el modelo de intercambio térmico en el absorbedor. La irradiación solar concentrada llega a la cubierta exterior de vidrio, la atraviesa y alcanza al absorbedor interno propiamente dicho. Es este absorbedor el que transforma la irradiación en calor. Cómo entre ambas superficies existe vacío, sólo se consideró una transmisión de calor por radiación entre ellas. Este es el principal mecanismo de pérdida de calor hacia el exterior, que luego se transfiere al aire atmosférico por convección y radiación. Desde el absorbedor interno se produce transferencia de calor por convección hacia el aire interior y desde allí hacia la pared exterior del tubo de cobre mediante convección.

El agua ingresa en el tubo de cobre y arrastra el calor desde la pared interna mediante convección. La Fig. 2 (izq.) muestra cómo se segmentó este tubo de cobre obteniéndose así 5 secciones de control: una a la entrada, una a la salida y tres secciones intermedias. El fluido ingresa a una determinada temperatura y sale del tubo con una temperatura superior. Luego de abandonar el absorbedor, el fluido se encuentra expuesto al aire atmosférico.

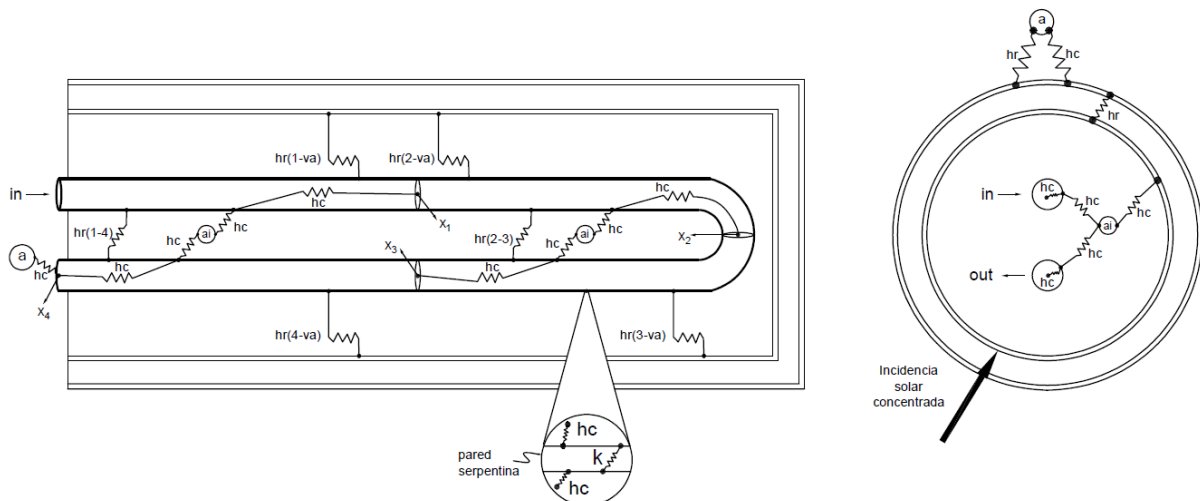


Figura 2: Modelo termofísico. Corte longitudinal (izq). Corte Transversal (der).

El programa Simusol emplea una interfaz gráfica en las cuales se debe ensamblar el modelo mediante figuras en forma de bloques que representan a los nodos de temperatura, los mecanismos de transferencia de calor, las masas asociadas a los nodos, las fuentes de energía como así de temperatura, entre otros componentes. La Fig. 3 muestran los componentes ensamblados que representan al modelo térmico aquí propuesto. Se debe remarcar que el absorbedor de vidrio (Fig. 3, arriba) se modeló de forma radial estableciendo los mecanismos de transferencia de calor entre el nodo de temperatura ambiente y el nodo de temperatura del aire en el interior, con el agregado de la incidencia de la irradiación solar en el tubo interior (absorbedor propiamente dicho). Vale decir, que el nodo de aire (ai) es el que reúne toda la energía térmica que luego será transferida al tubo en U. El tubo de cobre en U es el que se modeló de

forma discretizada, con el fin incorporar las ganancias de calor de forma parcial en cada segmento conforme el agua circula por dicho tubo (Fig. 3, abajo).

Toda la energía térmica acumulada en el nodo de aire interior se reparte en cuatro flujos de calor mediante convección natural hacia la pared exterior de cada segmento de caño. Luego el calor se transmite a través de las paredes mediante conducción, y nuevamente mediante convección hacia el seno del agua en circulación. Para la formulación de los mecanismos de convección se ha seguido la forma general establecida por la Ec. 1 (Bergman et al., 2011; Duffie y Beckman, 2013) para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$h = Nu * \frac{k}{2*r} \quad (1)$$

En la que Nu corresponde al número de Nusselt, k es la conductividad térmica (W/m° C) y r es el radio de la superficie sobre la cual se realiza la transferencia de calor convectivo en m.

La forma que adopta la expresión para Nu depende del sistema o sistemas que intercambian calor, de las sustancias puestas en juego cómo así el régimen de circulación (laminar, de transición o turbulento), como así sí se trata de convección forzada (se trabaja con Reynolds, Ec. 2) o libre (se trabaja con Raleigh, Ec. 3) (Turcotte y Schubert, 2002).

$$Re = \frac{2 * v * r}{\nu} \quad (2)$$

$$Ra_{ai} = \frac{\beta(T_s - T_{\infty})gD_{cu}^3}{\nu \alpha} \quad (3)$$

Donde:

- v: Velocidad del fluido en cuestión, m/s.
- r: Radio de la superficie convectiva, m
- $\beta$ : Coeficiente de expansión térmica, 1/K.
- $T_s$ : Temperatura de la superficie, °C para convectividad, K para radiatividad.
- $T_{\infty}$ : Temperatura ambiente o del recinto en cuestión, °C.
- $\nu$ : Coeficiente de viscosidad cinemática, m<sup>2</sup>/s.
- $\alpha$ : Difusividad térmica del aire, m<sup>2</sup>/s.
- g: Aceleración de la gravedad, 9,81 m<sup>2</sup>/s.
- $D_{cu}$ : Diámetro de la cubierta exterior de vidrio, m.

Otra consideración realizada dentro de las posibles pérdidas en la ganancia solar es el factor de no iluminación del absorbedor, cuantificada con el factor  $f_{end}$  y que afecta directamente en el término de ganancia solar. Este factor ha sido estudiado por Hongn (2016), basándose en Heimsath et al. (2014), adaptando dicho estudio para un sistema de concentración Fresnel Lineal. Si bien aquí la tecnología es cilíndro-parabólica, se encuentra que el mismo análisis puede realizarse involucrando las mismas ecuaciones. Para ello, se define al factor  $f_{end}$  mediante la Ec. 4.

$$f_{end} = 1 - \tan(|\theta_i|) \frac{H}{Z} \quad (4)$$

Donde:

- $\theta_i$ : Angulo de incidencia solar, comprendido entre el haz solar y el vector normal al plano de apertura, °.
- H: Distancia focal dónde el absorbedor está emplazado, m.
- Z: Longitud del absorbedor, m.

Si bien la Ec. 4 permite estimar el factor  $f_{end}$  para cualquier día y horario a través del ángulo  $\theta_i$ , también, para ensayos de corta duración, puede registrarse la longitud no iluminada de forma experimental, a

efectos de realizar los cálculos. Para la presente simulación, se ha medido la longitud no iluminada para un día aleatorio (22/03/2023) y se determinó el correspondiente factor  $f_{end}$  (Fig. 4).

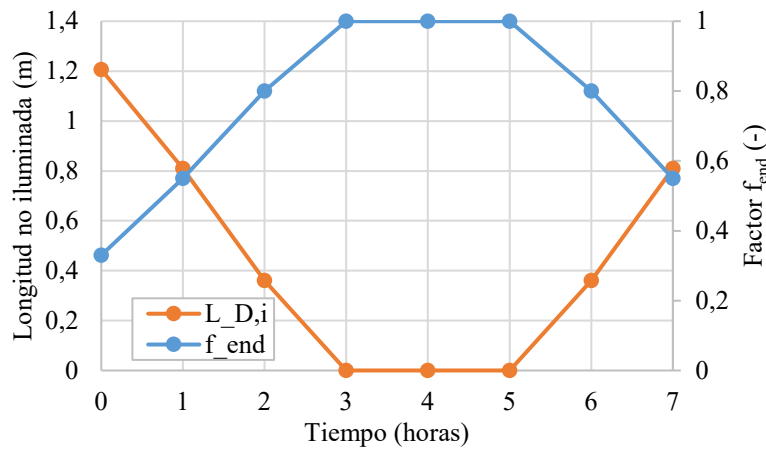


Figura 4: Longitud no iluminada y factor  $f_{end}$  para el día 22/03/2023, con una distancia focal  $H=1,25$  m y una longitud de absorbedor de  $Z=1,8$  m.

Se observa que el absorbedor se encuentra completamente iluminado en la franja horaria de 2 horas en torno al mediodía solar, por lo que las pérdidas por longitud no iluminada son nulas, o bien el factor  $f_{end}$  es igual a la unidad. Cabe mencionar que el eje de las abscisas corresponde al tiempo de ensayo y no al tiempo horario o reloj.

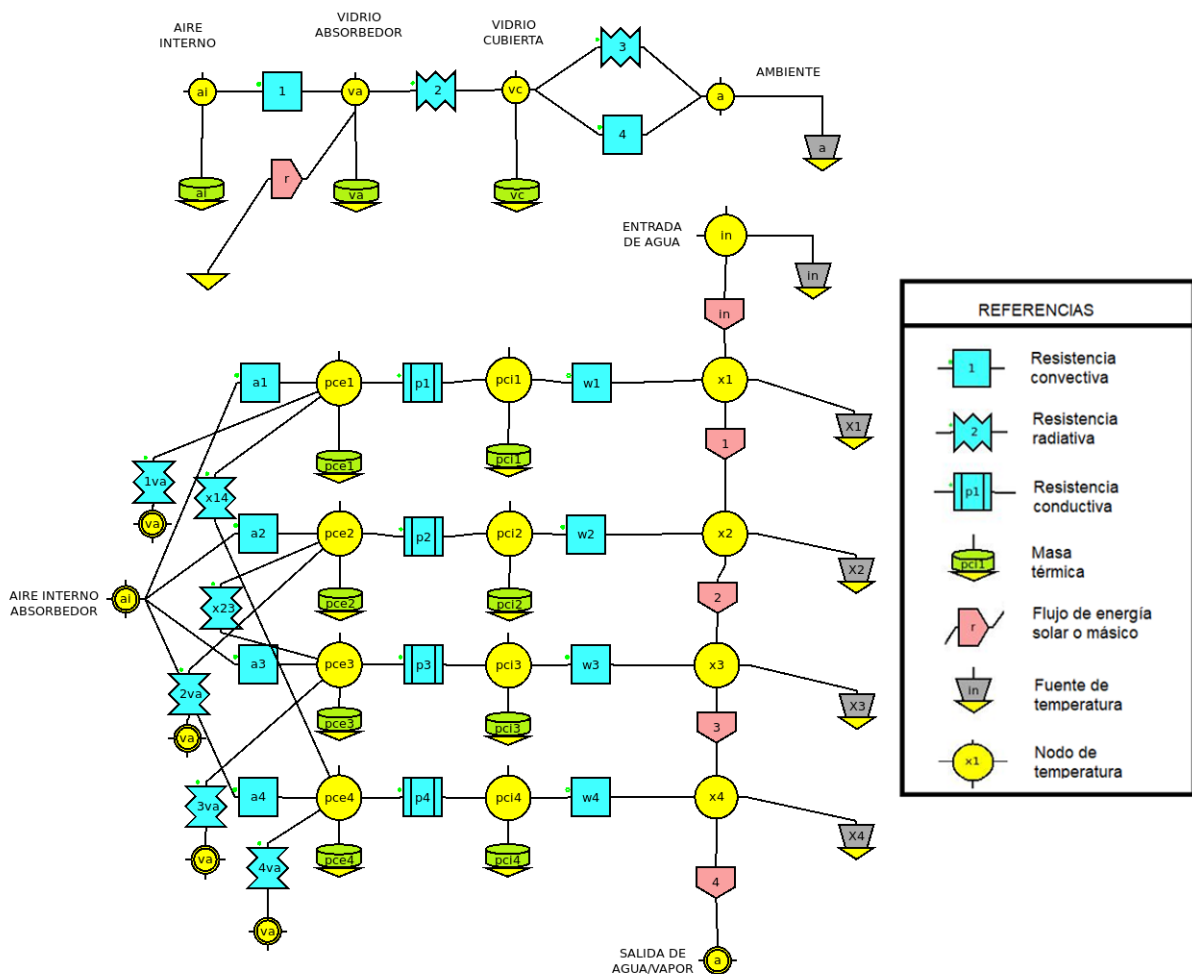


Figura 3: Modelo ensamblado en el software día. Absorbedor de vidrio (arriba) y tubo de cobre en U (abajo).

### ***Transferencia de calor entre ambiente y cubierta de vidrio exterior***

Si bien existe vacío entre la cubierta exterior y el tubo absorbedor propiamente dicho, aún debe considerarse el flujo de calor puesto en juego desde dicha cubierta y el aire exterior, tanto por convección como por radiación. Este flujo de calor se origina principalmente por radiación desde el absorbedor hacia la cubierta. Las Ecs. 5 y 6 corresponden al calor de intercambio entre cubierta y ambiente, por radiación y convección, respectivamente. La Ec. 7 es la misma que la Ec. 1 adaptada a sustancia aire, mientras que la Ec. 8 permite determinar el número Nu para un cilindro circular en flujo cruzado (Ramos González, 2007) conocida como la correlación de Churchill y Chu.

$$Q_{r-c} = \sigma \varepsilon A_{cu} (T_{cu}^4 - T_a^4) \quad (5)$$

$$Q_{c-c} = h_{cu} A_{cu} (T_{cu} - T_a) \quad (6)$$

$$h_{cu} = \frac{Nu_{cu} k_{ai}}{2 R_{cu}} \quad (7)$$

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_{ai}^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr_{ai}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2, \text{ para } Ra_{ai} \leq 10^{12} \quad (8)$$

Donde:

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann,  $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ .

$\varepsilon$ : Emisividad en el infrarrojo, adimensional.

$A_{cu}$ : Área exterior de la cubierta de vidrio,  $\text{m}^2$ .

$h_{cu}$ : Coeficiente convectivo entre cubierta de vidrio y ambiente,  $\text{W/m}^2\text{°C}$ .

$k_{ai}$ : Conductividad térmica del aire,  $\text{W/m °C}$ .

$Re_{ai}$ : Número de Rayleigh para el aire, adimensional.

$Pr_{ai}$ : Número de Prandtl para el aire, adimensional.

### ***Transferencia de calor entre absorbedor y aire interior***

La irradiación solar concentrada atraviesa la cubierta exterior de vidrio, produciéndose una pequeña pérdida del recurso solar establecida por la transmitancia de dicha cubierta y su absortancia, y luego llega al absorbedor interior. Este, mediante sus propiedades térmicas, establecidas por la absortividad, transforma la ganancia solar en calor. Parte de este calor es transferido hacia el aire interior del tubo absorbedor, planteándose en este modelo un mecanismo de convección del tipo natural, ya que se considera que el aire en el interior del absorbedor se desplaza a muy bajas velocidades. La Ec. 9 permite determinar el número Nu para esta situación (Özişik, 1993).

$$Nu_{ai} = C Ra_{ai}^m \quad (9)$$

Donde C y m son coeficientes empíricos en función del número de Rayleigh. Para  $10^4 \leq Ra_{ai} \leq 10^7$ ,  $C=0,48$  y  $m=0,25$ .

### ***Transferencia de calor entre tubo de cobre U y fluido caloportador***

Dado las diferentes situaciones que pueden encontrarse en el estado de un fluido, se ha tomado como literatura base a Hongn (2016), en la que plantea diferentes expresiones para el número Nu en función del número de Reynolds (Ecs. 10-14).

$$Nu_{ag} = 4,36; Re_{ag} < 2300 \quad (10)$$

$$Nu_{ag} = 3,5239 \left( \frac{Re_{ag}}{1000} \right)^4 - 45,148 \left( \frac{Re_{ag}}{1000} \right)^3 + 212,13 \left( \frac{Re_{ag}}{1000} \right)^2 - 427,45 \left( \frac{Re_{ag}}{1000} \right) + 316,08 \quad (11)$$

$2300 < Re_{ag} < 3100$

$$\text{Nu}_{\text{ag}} = \frac{(f/8)(\text{Re}_{\text{ag}}-1000) \text{Pr}_{\text{ag}}}{1+12,7(f/8)^{0,5} (\text{Pr}_{\text{ag}}^{0,667}-1)}; 3100 < \text{Re}_{\text{ag}} < 10^4 \quad (12)$$

$$\text{Nu}_{\text{ag}} = \frac{(f/8)\text{Re}_{\text{ag}} \text{Pr}_{\text{ag}}}{1,07+12,7(f/8)^{0,5} (\text{Pr}_{\text{ag}}^{0,667}-1)}; \text{Re}_{\text{ag}} > 10^4 \quad (13)$$

$$f = (0,079 \ln \text{Re}_{\text{ag}} - 1,64)^{-0,5} \quad (14)$$

### **Modelo de cambio de fase del agua**

Como se mencionó, se adoptó la metodología de Dellicompagni et al. (2019) para determinar la temperatura de los nodos de agua que circula por el interior de los segmentos en los cuales el tubo en U está discretizado. Esto se logra dado que se consideró a la convección como el principal mecanismo de transferencia de calor en el seno del fluido, despreciando los esfuerzos de corte originados por la viscosidad dinámica como así las variaciones de momentos al considerarse que el agua fluye de forma uniforme sin vórtices ni remolinos. La variación temporal de la temperatura de cada nodo de agua en circulación surge del balance energético y está determinado por la Ec. 15.

$$\frac{\partial T_{\text{ag},i}}{\partial t} = [\sum \dot{Q}_i - m_{\text{ag}} \dot{H}_{\text{ag}}(1 - \beta_m)] \left[ \frac{1}{1 + \beta_m m_{\text{ag}} C_{p,\text{ag}}} \right] \quad (15)$$

Donde.

$T_{\text{ag},i}$ : Temperatura del nodo de agua, °C.

$\sum \dot{Q}_i$ : Es la sumatoria de los flujos de calor (potencias térmicas) que entran y salen del nodo de temperatura, W.

$m_{\text{ag}}$ : Masa de agua contenida en cada segmento de cañería, kg.

$\dot{H}_{\text{ag}}$ : Es el calor latente de vaporización del agua, W/kg.

$C_{p,\text{ag}}$ : Capacidad calorífica del agua, J/°C kg.

$\beta_m$ : Es un parámetro adimensional igual a 0 cuando sucede el cambio de estado y 1 cuando no.

Para cada segmento en los que se dividió el tubo de cobre en U, y para cada nodo representativo en la Fig. 3 (abajo), se asocia una fuente de temperatura, cuyo valor se calcula mediante la Ec. 15.

La potencia térmica del equipo CCP, en W, se determina con la Ec. 16, contemplando ambas instancias de calentamiento sensible y latente (vaporización)

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{\text{ag}} C_{p,\text{ag}} (T_s - T_{\text{in}}) \beta_m + \dot{m}_{\text{ag}} h_{l,v} (1 - \beta_m) \quad (16)$$

Donde.

$\dot{m}_{\text{ag}}$ : Caudal másico del fluido caloportador, kg/s.

$T_s$ : Temperatura de salida del fluido caloportador, °C.

$T_{\text{in}}$ : Temperatura de entrada del fluido caloportador, °C.

$h_{l,v}$ : Calor de cambio de fase líquido a vapor para el agua, J/kg.

En cuanto a la temperatura de ebullición, ésta depende de la presión. Pero como la salida del absorbedor se encuentra conectada al ambiente exterior sin ninguna válvula o ninguna otra obstrucción, la temperatura de ebullición depende, en definitiva, con la altura sobre el nivel del mar (asnm) (Negret, 1986; Güemez et al., 2002). Se tiene, según la Ec. 17, que la temperatura de ebullición para una asnm = 1180 m, será de 95,87 °C.

$$T_{\text{eb}} = -0,0034 * (\text{asnm}) + 99,884 \quad (17)$$



## RESULTADOS

Se hizo correr el modelo planteado en Simusol. Para ello, previamente se introdujeron los parámetros climáticos como ser temperatura ambiente y velocidad de viento medidos, mediante tablas horarias que son incorporadas al cuerpo del software *Dia*. Además, se incorporó la irradiancia solar medida en la dirección perpendicular al plano de colección, como así el caudal másico. Otro requisito para la simulación es definir las temperaturas iniciales de todos los nodos que tengan asociados una masa térmica, cómo así para las ecuaciones diferenciales que calculan la temperatura del agua en cada uno de los segmentos discretizados. Se realizó la simulación durante 7 horas de trabajo, mostrándose los resultados en la Fig. 4. Con respecto al caudal másico de agua, se consideró un valor constante de 0,006 kg/s.

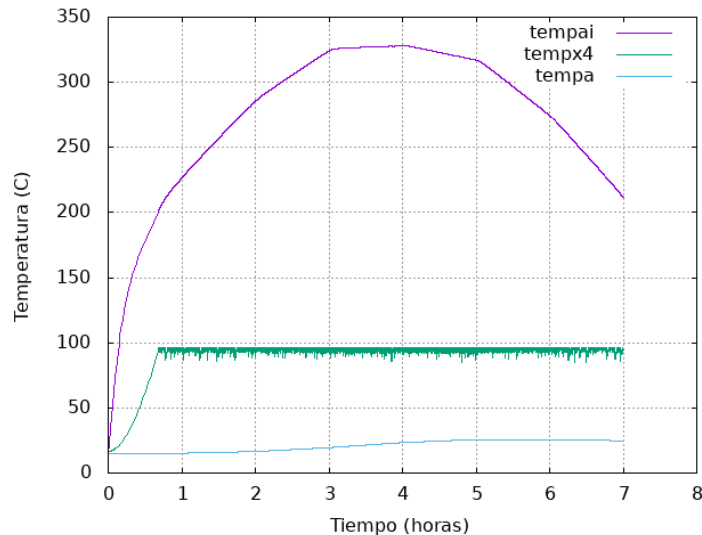


Figura 4: Temperatura interna del absorbedor (*tempai*), de salida (*tempx4*) y ambiente (*tempa*).

Puede observarse que la temperatura del agua alcanza su punto de ebullición, pero no supera a ésta dado que el vapor es liberado al ambiente. El punto de ebullición, para una asnm de 1180 m es de 95,87 °C y la presión atmosférica corresponde 0,88 bar. Por otro lado, puede verse que el salto térmico es de 75 °C aproximadamente, dado que se consideró a la temperatura de entrada igual a la temperatura ambiente. Otro resultado observable es la variación de la temperatura dentro del absorbedor, es decir en la cama de aire, que alcanza los 330 °C.

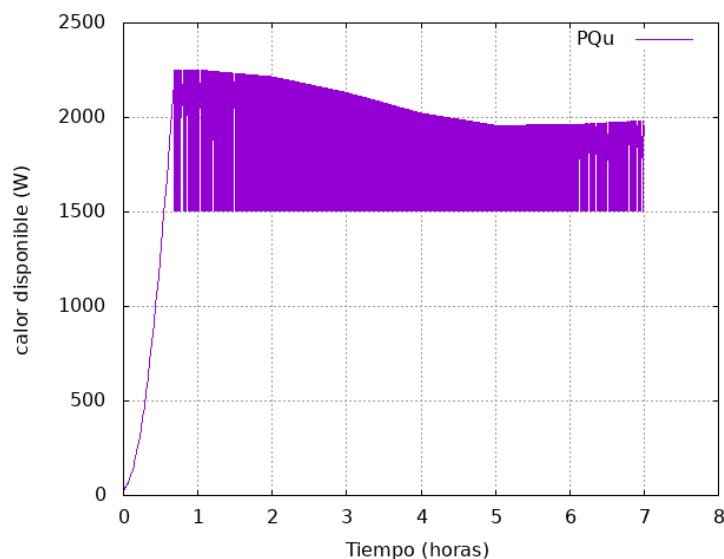


Figura 5: Calor útil o potencia térmica.

En cuanto a la potencia térmica del equipo, se logra superar los 2000 W en primera instancia, y luego se estabiliza entre 1500 W y 2000 W. Se observa la variación del calor útil debido a la variación del estado del agua de salida. Esta variación se debe a la oscilación de la temperatura al producirse vapor a presión atmosférica.

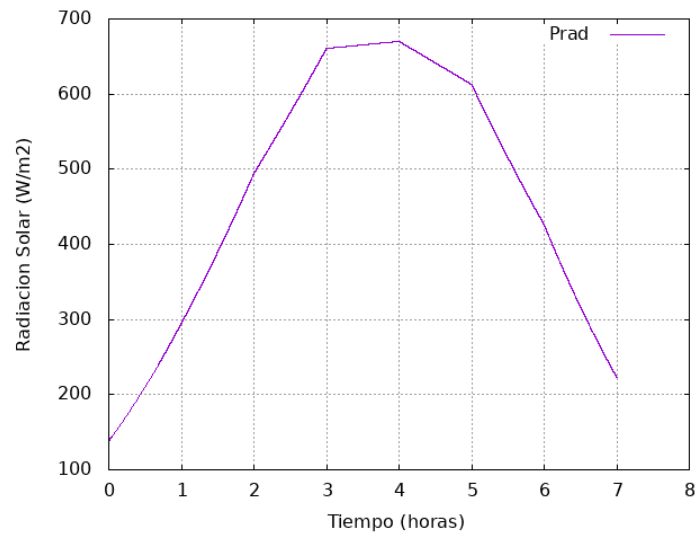


Figura 6: Radiación solar incidente.

La Fig. 6 muestra los valores de irradiancia medidos en el plano de colección solar, o apertura. Se dispuso de una potencia solar de  $650 \text{ W/m}^2$  en torno al mediodía solar, lo que da una potencia solar de *ingreso al concentrador* de aproximadamente  $3500 \text{ W}$  considerando que, en la franja horaria del mediodía solar, los haces ingresan de forma perpendicular a la apertura. Según los resultados del modelo, si el fluido caloportador desarrolla una potencia térmica entre  $1500 \text{ W}$  y  $2000 \text{ W}$ , la eficiencia solartérmica del equipo podría rondar entre  $40\%$  y  $57\%$  en el mencionado rango horario, y luego descender dado que el concentrador no cuenta con seguimiento en el eje azimutal.

Los resultados logrados con el modelo hasta aquí desarrollado se encuentran dentro del orden con resultados experimentales del equipo, pero con diferente absorbedor (en lugar de tratarse de un tubo en U, se trabajó con un serpentín helicoidal) publicados en Franco y Dellicompagni (2020). En tales ensayos se empleó un caudal másico de  $0,002 \text{ kg/s}$  habiéndose desarrollado una potencia térmica de  $1250 \text{ W}$ . Como la dependencia de la potencia térmica con el caudal másico es lineal, resulta razonable llegar a valores numéricos de  $2000 \text{ W}$  de potencia térmica para un caudal levemente superior. No obstante, como el fluido caloportador se encuentra *conectado* a la atmosfera en su salida, la temperatura no superará a la de ebullición, lo que se deriva en una limitación de la potencia térmica aprovechable del equipo CCP, y esto se ve reflejado en las curvas de temperatura de la Fig. 4.

## CONCLUSIONES

Se desarrolló un modelo termo físico basado en mecanismos principalmente convectivos de un sistema de concentración solar del tipo cilindro parabólico de baja entalpía. Asimismo, se ha incorporado las ecuaciones de balance energético y de cambio de fase para la determinación de la temperatura del fluido caloportador a lo largo de su trayectoria en el interior del tubo de cobre alojado en el absorbedor. Se considera que el modelo realizado es relativamente sencillo, dadas las hipótesis de simulación planteadas, pero, aun así, los resultados a los que se arriban son razonables para la envergadura de la tecnología estudiada.

Si bien los resultados numéricos no se validaron estrictamente de forma experimental, los primeros resultados a los que se arriban con el modelo propuesto son razonables si se comparan los valores de potencia térmica que el modelo desarrolla, con resultados de ensayos previos del equipo construido en la práctica, aunque con diferencias en el diseño del absorbedor. Se toma como referencia de que, para caudales relativamente bajos, el CCP ensayado desarrolla una potencia térmica de  $1250 \text{ W}$ , pudiéndose

ésta ser incrementada hasta 1500 W o superior, según los resultados numéricos conseguidos con el modelo, con mayores caudales. No obstante, se plantea como trabajo a realizar en un futuro la validación del modelo continuando con los ensayos experimentales del equipo y estudiando de forma parametrizada (con variaciones de caudal y presión de salida) las diferentes variables de interés como ser temperatura de salida, potencia térmica desarrollada, o bien la introducción de mejoras constructivas en cuanto al absorbedor.

## REFERENCIAS

- Almeida P., Carvalho M. J., Amorim R., Mendes J. F., Lopes V. (2014). Dynamic testing of systems – Use of TRNSYS as an approach for parameter identification. *Solar Energy* Volume 104. Pages 60-70. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.02.010>.
- Altamirano M. (2014). Estudio de absorbedores para la generación de energía eléctrica mediante un reflector lineal tipo Fresnel. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P. and Dewitt D. P. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th ed. John Wiley and Sons. 2011.
- Dellicompagni P., Franco J., Heim D. y Wieprzkowicz A. (2020). Numerical modeling of phase change materials using simusol software. *Applied Thermal Engineering*, 170, 114772. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114772>.
- Duffie J., Beckman W. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Chichester: John Wiley & Sons Ltd.
- Echazú R., Cadena C., Saravia L. (2000). Estudio de materiales reflectivos para concentradores solares. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 4, 11–16.
- Franco J., Dellicompagni P. (2020). Concentrador solar cilindro-parabólico de bajo costo, para la provisión de energía térmica para pequeña y mediana industria. XVII Congreso Ibérico e XIII Congreso Ibero-americano de Energía Solar.
- Freeman J. M., DiOrío N. A., Blair N. J., Neises T. W., Wagner M- J., Gilman P., Janzou S. (2017). System Advisor Model (SAM) General Description (Version 2017.9.5). United States. <https://doi.org/10.2172/1440404>.
- Güemes J., Fiolhais C., Fiolhais M. Revisiting Black's experiments on the latent heats of water. *The Physics Teacher* Vol 40. January 2002. pp. 26-31. <http://dx.doi.org/10.1119/1.1457825>.
- Heimsath A., Bern G., van Rooyen D., Nitz P. (2014). Quantifying optical loss factors of small linear concentrating collectors for process heat application. *Energy Procedia*, 48, 77–86. doi: 10.1016/j.egypro.2014.02.010.
- Hongn M. (2016). Estudio y evaluación de parámetros de funcionamiento para la tecnología Fresnel lineal de concentración. Tesis Doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Özişik M. N. (1993). *Heat conduction*. John Wiley & Sons Ltd.
- Lozano M. A., Renin L., Guallar J., Monné C., Ramos J. (2007). Análisis energético del funcionamiento de un sistema de climatización solar con TRNSYS. V Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica. Vigo. [http://publicationslist.org/data/miguel.a.lozano/ref-67/cc52\\_Vigo\\_Ref21\\_Solar.pdf](http://publicationslist.org/data/miguel.a.lozano/ref-67/cc52_Vigo_Ref21_Solar.pdf)
- Negret J. P. Boiling Water and the Height of Mountains. *The Physics Teacher*. May 1986. pp. 290-292. <http://dx.doi.org/10.1119/1.2342018>.
- Remlaoui A., Benyoucef M., Ass D. (2019). A TRNSYS dynamic simulation model for a parabolic trough solar thermal power plant. *International Journal of Energetica*. Vo4. No 02.10/11/2019. <http://dspace.univ-eloued.dz/handle/123456789/22731>
- Ramos González J. C. (2007). *Fórmulas, tablas y figuras de transferencia de calor*. Universidad de Navarra, Escuela Superior de Ingenieros.
- Saravia L., Alía de Saravia D., Echazú R., Alcorta G. (2007). La simulación de sistemas termo mecánicos solares con el programa Simusol. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. 11:03.01-3.08.
- Turcotte D., Schubert G. (2002). *Geodynamics* (2nd edition). Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/S0016756802217239>.

## NUMERICAL SIMULATION OF A LOW ENTHALPY PARABOLIC TROUGH CONCENTRATOR USING SIMUSOL SOFTWARE

**ABSTRACT:** This paper presents the first version of a thermal model, predominantly convective, of a low-enthalpy parabolic trough concentrator. This model was generated using the Day program where the components were assembled, and the simulation was performed using the Simusol program. The studied concentrator consists of an absorber formed by an evacuated tube in which a U-shaped pipe is housed through which the heat transfer fluid flows. The thermal model was performed by segmenting the absorber and using thermal balance equations. In addition, the thermal balances corresponding to the temperature nodes of the heat transfer fluid in each segmentation are incorporated, considering the fluid as a phase change substance. The model determines the output temperature and thermal power. This first version of the model indicates that the concentrator can reach an exit temperature around the boiling point of the heat transfer fluid and a thermal power between 1500 W and 2000 W, for a mass flow rate of 0.006 kg/s.

**Keywords:** Solar concentration, thermal power, numerical simulation, phase changing, Simusol.