

# ESTUDIO DE LAS PERDIDAS TERMICAS EN UN ABSORBEDOR LINEAL PARA UN CONCENTRADOR LINEAL TIPO FRESNEL

M. Altamirano<sup>(i)</sup>, M. Vynnycky<sup>(ii)</sup>, L. Saravia<sup>(iii)</sup>.

<sup>(i)</sup>Instituto Nacional de Tecnología Industrial. Centro INTI-Salta. Avda. R. Durañona 822, CP 4400, Salta, Argentina

<sup>(ii)</sup>Mathematics Applications Consortium for Science and Industry (MACSI), Department of Mathematics and Statistics, University of Limerick, Limerick, Ireland

<sup>(iii)</sup>INENCO, Instituto de Investigaciones en Energías No Convencionales, Universidad Nacional de Salta, CONICET, Avda., Bolivia 5150, CP 4400, Salta Capital, Argentina  
e-mail [maltamir@inti.gob.ar](mailto:maltamir@inti.gob.ar)

## OBJETIVOS

- Estudiar las pérdidas térmicas en un absorbedor invertido para un sistema de concentrador lineal tipo Fresnel.

## DESCRIPCIÓN

Un sistema de concentración solar tipo Fresnel (CLF) es una de las maneras más económicas y sencillas de concentrar la radiación solar para calentar grandes cantidades de un fluido caloportador, que puede ser agua directamente, y así usar este fluido para turbinarlo y obtener energía eléctrica, o bien para aprovechar el vapor para procesos industriales.

El sistema consiste en líneas de espejos ubicadas en paralelo. Estos espejos rotan sobre su eje mayor reflejando la radiación directa incidente sobre un absorbedor que se encuentra a algunos metros por encima de los espejos. Como se puede apreciar en la figura 1, dicho absorbedor contiene, ya sea uno o varios tubos. Por esos tubos circula un fluido que al recibir la radiación se calientan. Este fluido es bombeado desde un extremo del absorbedor, y se extrae por el otro. Dependiendo del uso que se le quiera dar al sistema, este fluido puede ser recirculado, para obtener mayores temperaturas.

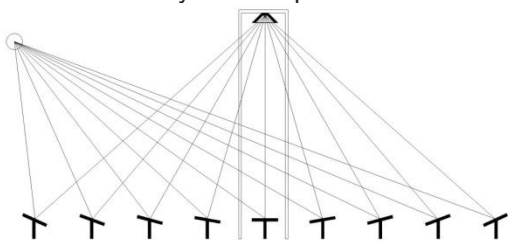


Figura 1: concentrador lineal tipo Fresnel

## DESCRIPCIÓN DEL ABSORBEDOR

El equipo simulado está formado por una cavidad trapezoidal estanca aislada en la parte superior por lana de vidrio y en la parte inferior por un vidrio por donde ingresa la radiación. Dicha radiación es absorbida por 5 tubos por los cuales circula el fluido caloportador. Para esta simulación, por simplicidad, los tubos absorbedores se simularon mediante un rectángulo, como se muestra en la figura 2. La radiación reflejada por los espejos es absorbida

por los tubos, aumentando su temperatura. Parte del calor será transferido al fluido caloportador y parte se perderá a través de la cubierta superior y la ventana inferior. Los procesos de transferencia de calor por los cuales se transmiten dichas pérdidas son complejos y su entendimiento nos permitirá realizar modificaciones, mejorando el rendimiento del absorbedor.

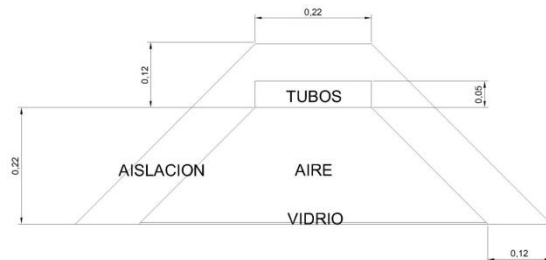


Figura 2: Medidas del absorbedor lineal

Para esta simulación se utilizó el programa COMSOL Multiphysics® en el cual se puede estudiar en detalle el problema, utilizando herramientas de análisis de elementos finitos.

## Ecuaciones Gobernantes

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0$$

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \rho g$$

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right)$$

## Condiciones de borde

Las condiciones de borde para la velocidad son más sencillas en las regiones límites entre la cavidad y el techo, lateral o e vidrio son

$$u=0, \quad v=0$$

para el eje central de simetría

$$u=0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0$$

Las condiciones de borde térmica se complican un poco más ya que hay que tener en cuenta la radiación entre las distintas cavidades internas, y la radiación y convecciones entre las superficies exteriores y el ambiente.

Para los intercambios entre las superficies exteriores y el ambiente se tuvo en cuenta la siguiente ecuación.

$$-k\nabla T \cdot n = h(T - T_{amb}) + \sigma\varepsilon(T^4 - T_{amb}^4)$$

Donde  $n$  es la normal unitaria a la superficie considerada,  $k$  es la conductividad térmica,  $\varepsilon$  es la emisibilidad superficial,  $h$  es el coeficiente de intercambio conectivo,  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente,  $\sigma$  es el coeficiente de Estefan-Boltzman ( $5.6704 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ ).

Los parámetros necesarios para las ecuaciones gobernantes y las condiciones de borde se muestran en la siguiente tabla

Parámetros	Valor	Unidades
$h$	10	$\frac{W}{m^2 K}$
$k_p$	1,4	$\frac{W}{m K}$
$k_w$	0,05	$\frac{W}{m K}$
$T_{amb}$	300,5	$K$
$T_h$	383-557	$K$
$\varepsilon_p$	0,8	-
$\varepsilon_w$	0,9	-
$\varepsilon_{w,z}$	0,8	-
$\varepsilon_{w,z}$	0,3	-

Tabla 1: Parámetros utilizados en el cálculo

#### MALLADO

Para el mallado se uso una malla triangular no uniforme. La misma se afinó en la zona cercana a la ventana de vidrio para detectar capas límites en el caso de que existiesen.

#### RESULTADOS

Se calcularon las distribuciones de temperatura y velocidades de flujos para distintas temperaturas de trabajo, es decir distintas temperaturas en los caños del absorbedor. Estas temperaturas se tomaron en concordancia con los valores publicados en el trabajo de Altamirano, (Altamirano, et. al. 2009) para así poder realizar las comparaciones con medidas de laboratorio.

Para poder graficar las líneas de corriente definimos una función de corriente  $\psi$ .

$$u = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial x}$$

De manera tal que  $\psi$  satisfaces automáticamente la ecuación. Obtenemos  $\psi$  con la herramienta de pos procesamiento una vez resuelto  $u$  y  $v$ , y resolvemos

$$\nabla \cdot \left( \frac{1}{\rho} \nabla \psi \right) = \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x}$$

Sujeto a  $\psi = 0$  en los bordes de la cavidad trapezoidal y el eje de simetría.

El cálculo se realizó para 6 temperaturas de tubos diferentes (383,83K 429,13K, 445,33K, 471,65K, 510,69K 557,95K).

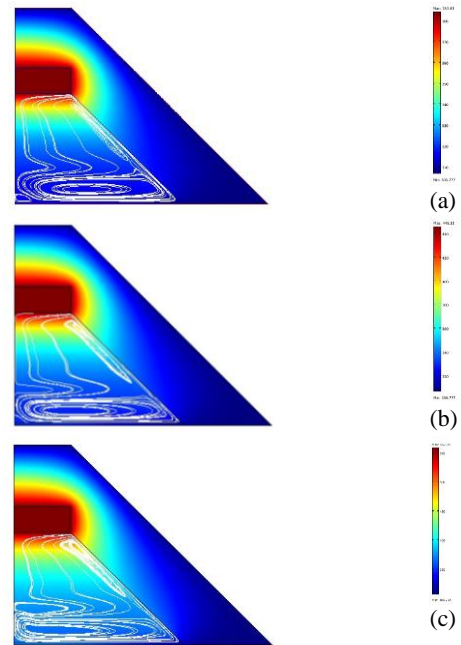


Figura 3: Distribución de temperaturas y lineal de corriente

A continuación se muestran las pérdidas térmicas medidas totales, transversales a las superficies exteriores del absorbedor comparadas con las pérdidas térmicas simuladas.

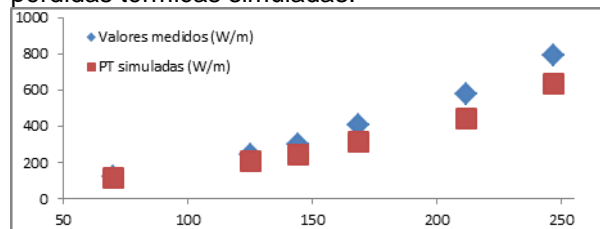


Figura 4: Perdidas térmicas (W/m) en función de T de los tubos

#### CONCLUSIONES

Este trabajo permitió definir parámetros característicos, como ser la profundidad de la cámara trapezoidal o el espesor de la aislación lateral y superior, y así mejorar rendimientos y disminuir costos innecesarios. Dichos parámetros fueron optimizados para el CLF que se encuentra en construcción en la localidad de San Carlos y serán ensayados en los próximos meses.

Si bien el espesor de 0.12m para las aislaciones laterales y superiores parece ser el correcto, queda todavía estudiar las pérdidas a través de los puentes térmicos que forman la estructura de soporte y las chapas galvanizadas que recubren el sistema. Para mejorar la simulación con respecto a los valores medidos, haría falta incorporar en la simulación las perdidas térmicas a través de la estructura interna del absorbedor.

Una vez optimizada esta simulación queda como trabajo a futuro una simulación 3D para estudiar la distribución de temperaturas a lo largo del absorbedor.