

SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO HIDROTÉRMICO DEL FLUIDO DE TRABAJO EN UN CONCENTRADOR FRESNEL LINEAL

**M. Hongn, S. Flores Larsen, P. Dellicompagni, D. Hoyos, C. Fernández,
H. Suligoy, H. Bárcena, M. Gea y L. Saravia**

INENCO – (UNSa – CONICET) - Avda. Bolivia 5150, A4400FVY Salta, Argentina
Tel. 0387-4255424 – Fax: 0387-4255389
Email: marcoshongn@gmail.com

Recibido 08/09/15, aceptado 14/10/15.

RESUMEN.- Un aspecto de suma importancia en los sistemas de concentración solar es el estudio hidráulico-térmico del fluido de trabajo. En la actual investigación se presenta un modelo que permite simular la evolución del estado termodinámico del conjunto agua-vapor y de las fases por separado. Para ello se considera el efecto de ebullición y condensación en la transferencia de calor y en la caída de presión por fricción en un flujo de doble fase, utilizando las correlaciones empíricas más adecuadas a las condiciones de funcionamiento del prototipo Fresnel instalado en San Carlos (Salta). En el modelo se incluyeron resultados de estudios previos para lograr un mejor acercamiento al comportamiento real del sistema. Se midió la temperatura de la superficie externa de los caños a lo largo del absorbedor y para el flujo, temperatura y presión de entrada/salida. Se obtuvo un ajuste aceptable de los resultados del modelo con el contraste experimental.

Palabras claves: Concentrador Fresnel Lineal, simulación, comportamiento termo-hidráulico.

SIMULATION OF HYDROTHERMAL BEHAVIOR OF WORK FLUID FOR A LINEAR FRESNEL CONCENTRATOR

ABSTRACT.- The thermo-hydraulic study for the work fluid is an important topic in solar concentrator systems. In this investigation a model to simulate the variation of thermodynamic state for the mix water-steam and simple phases were carried out. The correlations more suitable for the operating conditions for heat transfer (boiling and condensation) and pressure drop in a two-phase flow were considered. Optical losses effects, previously studied, were included inside the current model (mirror reflectance variation with incidence angle and non-illuminated absorber length). The simulation results agreed with experimental data. The outside wall temperature of tubes for total absorber length were measurement, and inputs/outputs temperature and pressure for the bulk fluid were registered.

Key words: Linear Fresnel Concentrator, simulation, thermo-hydraulic behavior.

1. INTRODUCCIÓN

Una de las opciones más interesantes para reducir el consumo de combustible fósil y la emisión de gases de efecto invernadero como el CO₂ es la generación de potencia mediante energía solar, siendo una solución efectiva los sistemas de Concentración de Potencia Solar (CSP). Existen diferentes configuraciones para las componentes de un CSP; en lo que respecta al campo colector se distinguen los concentradores Disco Parabólico, Fresnel Lineal (LFC), Cilindro Parabólico (PTC) y Torre Central; en cuanto al bloque de potencia: ciclos Rankine de vapor y orgánicos, máquinas Stirling; diferentes medios de almacenamiento térmico como aceites térmicos, sales fundidas, lechos de piedra; y en cuanto a los fluidos de trabajo: aceites sintéticos, sales fundidas, agua-vapor. La utilización de agua en el sistema implica eliminar costos en la obtención del fluido, lazos de tuberías intermedias e intercambiadores de calor. Debido a su importancia,

últimamente se han logrado muchos avances sobre la generación directa de vapor de agua para receptores lineales, tecnología usada por PTC y LFC (Cau y Cocco, 2014).

La tecnología Fresnel Lineal de Concentración (LFC) se perfila como un método prometedor para la concentración de radiación solar y sus aplicaciones a la generación de potencia, calor para procesos industriales y enfriamiento solar, debido a su simplicidad en diseño estructural y sus costos constructivos relativamente bajos. Un LFC consiste de tres componentes principales: el campo reflector, el absorbedor y el sistema de seguimiento solar (tracking). El principio de funcionamiento es sencillo: la radiación solar directa es reflejada por un conjunto de espejos paralelos hacia un foco lineal fijo a varios metros sobre el nivel del suelo en el cual se encuentra montado el absorbedor (Gharbi et al, 2011).

El estudio termodinámico del fluido en el proceso de generación de vapor constituye un tópico fundamental en el diseño y construcción de un sistema LFC. No sólo permite predecir las condiciones de trabajo del sistema, sino que además permite generar estrategias de control para evitar daños en el equipo. Es por ello que se encuentran diversas publicaciones en el tema.

Un modelo hidrodinámico para el Concentrador Fresnel Lineal Compacto (CFLC), una variación del LFC, fue acoplado a un modelo térmico y adaptado a esta tecnología por Reynolds et al (2002). Este mismo sistema fue estudiado por Pye et al (2006), quienes presentaron un modelo para el circuito de vapor (estado estacionario) mediante métodos de diferencias finitas implícitas y estudiaron el flujo de dos fases incluyendo las caídas de presión por fricción en los tubos, la transferencia de calor para flujo en ebullición, el análisis térmico de la cavidad del absorbedor y la validación experimental.



Fig. 1. a): Imagen del LFC instalado en San Carlos, con un área de 173m².

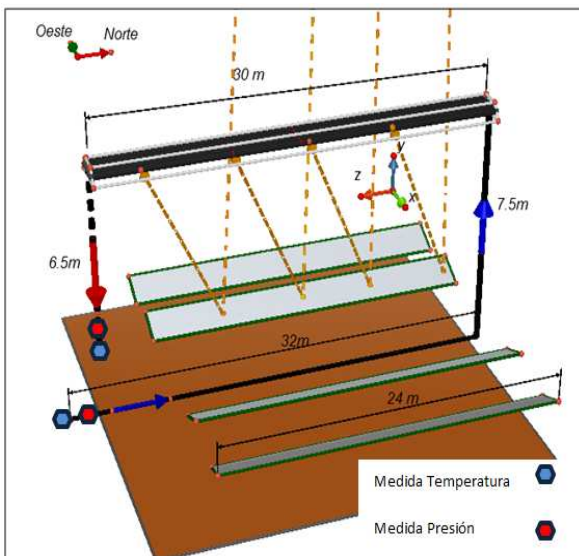


Fig. 1.b): Esquema simplificado de funcionamiento (absorbedor más extenso que el campo de espejos).

Montes et al (2014) realizaron un estudio comparativo entre CFLC y LFC. Sahoo et al (2013) analizaron el comportamiento hidro-térmico del fluido para una y dos fases y validaron el modelo con un prototipo instalado en Coimbatore (India), cuya longitud de absorbedor es de 384 m. Actualmente, en la localidad de San Carlos (Salta, Argentina) se está construyendo el LFC más grande de América del Sur, con un área de 176 m² (a ser extendida), como se observa en la figura 1a. El mismo cuenta con un absorbedor más extenso que el campo de espejos, lo que disminuye las pérdidas ópticas por la declinación estacional (Hongn et al, 2014, 2015). Los aspectos termodinámicos en la generación de vapor no han sido estudiados aún para esta geometría particular.

El presente trabajo tiene como objetivo modelar y simular el problema térmico-hidráulico en la generación de vapor de este LFC de pequeña escala. Mediante un modelo físico-matemático se determinó la condición de flujo convectivo para fase simple y doble, considerando los balances de masa, momento y energía; junto con las ecuaciones de transferencia de calor y las correlaciones empíricas adecuadas a las condiciones de funcionamiento. El modelo incluye las pérdidas ópticas por los extremos del absorbedor, efecto que influye considerablemente el funcionamiento del equipo, y las variaciones en los valores de reflectancia de los espejos, según el ángulo de incidencia de la radiación directa.

El marco experimental incluye el registro de las magnitudes que describen las condiciones de funcionamiento como ser la irradiancia incidente, el flujo másico de agua con el que se alimenta el sistema, las presiones de trabajo (se puede ajustar la presión de salida mediante válvulas, con lo que la presión total del sistema queda semi-establecida) y las temperaturas del fluido a la entrada y salida del absorbedor. Además se realizaron barridos termográficos (mediante cámara IR) para obtener matrices de temperaturas asociadas a la superficie externa del caño.

2. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

El equipo en estudio es un LFC, actualmente con un área de 176 m², que se encuentra emplazado en la localidad de San Carlos (Salta, Argentina), con una ubicación geográfica de 25.89° S y 65.92° O. Los tubos del absorbedor son de acero al carbono Schedule® 40 pintados de negro (sin tratamientos de selectividad) y se encuentran dentro de una cavidad trapezoidal llena de aire. La particularidad en el diseño de este sistema es que la longitud de absorbedor es más extensa que la del campo de espejos, con la finalidad de disminuir las pérdidas de la radiación reflejada hacia el receptor. La prolongación del absorbedor se realizó en dirección sur y con una extensión de 6 m.

Las características constructivas del equipo se detallan en la Tabla 1. El fluido circula mediante una bomba centrífuga de caudal regulable, atravesando el campo de espejos por una cañería instalada a nivel del suelo e ingresa al absorbedor por el extremo Norte del sistema, con sus propiedades termodinámicas conocidas. En el extremo opuesto (Sur) se encuentra la computadora central de control. En el receptor, el agua se distribuye por cinco caños paralelos horizontales y luego desciende por una cañería hasta el nivel de los espejos donde se obtiene el vapor de salida, como se muestra en la figura 1b. No se consideró el paso del fluido por el acumulador y/o turbina de vapor.

Tabla 1: Características geométricas y constructivas del LFC.

Característica	Valor
Área de colección	176 m ²
N° Espejos	8
Ancho de espejos	0.90 m
Espaciamiento entre eje de espejos	Variable (0.70-0.35)m
Altura de los espejos, desde el suelo	1.00 m
Altura de los tubos del absorbedor desde el plano de los espejos	6.96 m
N° tubos absorbedor	5
Diámetro interno – externo de tubos	25 mm – 33 mm
Largo del absorbedor	30 m
Ancho de la cavidad de absorbedor	0.22 m
Largo de filas de espejo	24 m
Orientación del sistema	Norte - Sur

3. MODELADO DEL FENÓMENO.

Se planteó un modelo físico-matemático basado en los balances de masa, momento y energía, y se acoplaron las ecuaciones que describen la interacción entre el flujo y la pared interior de los caños, en cuanto a pérdidas de carga y flujos de calor. El modelo se escribió en Python, un software orientado a objetos y de libre uso.

Se consideró un dominio unidimensional con igual sentido que el de circulación del fluido, el cual ingresa como líquido al absorbedor (región de una fase). La sección donde el vapor se encuentra saturado se denomina región de dos fases, pudiendo salir del absorbedor bajo esta condición o como vapor sobrecalentado (dependiendo de las condiciones de funcionamiento y de la radiación incidente). Las propiedades termodinámicas del fluido se incluyeron en el modelo mediante el código de acceso libre *freesteam* (Pye, 2010), basado en las formulaciones de la IAPWS-IF97 (publicada por la Asociación Internacional para las propiedades del Agua y el Vapor), compatible con Python. En el modelo se realizan las siguientes consideraciones y simplificaciones:

- No se considera la variable temporal (estado estacionario).
- Los tubos del absorbedor reciben la misma cantidad de radiación, por lo que el flujo de calor se considera uniforme en dirección transversal a la del flujo.
- El flujo de calor incidente varía en dirección longitudinal, donde hay secciones del absorbedor sin iluminar.
- Las propiedades térmicas de los materiales se consideran independientes de la temperatura.
- No se considera la conducción en dirección longitudinal a los tubos.
- No se consideran inestabilidades a la salida del flujo.
- La transferencia de calor se considera unidimensional (dirección radial).
- Se utiliza un modelo homogéneo en el fluido de dos fases.
- La masa de los tubos se considera despreciable, sin acumulación.
- El fluido se distribuye uniformemente en los cinco tubos del absorbedor.

A partir de los balances de masa, momento y energía para un flujo unidimensional, las ecuaciones utilizadas para determinar la evolución de la presión y la entalpía del fluido a lo largo de los tubos del absorbedor son las siguientes (Sahoo et al, 2013; Pye, 2008):

$$\frac{d\dot{m}}{dz} = \frac{d}{dz} (x\dot{m}_g + (1-x)\dot{m}_f) \quad (1)$$

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{1}{A} \frac{d}{dz} (\bar{\rho} A u^2) + \tau_w \frac{P}{A} \quad (2)$$

$$\dot{m} \frac{di}{dz} = (q''_{in} - q''_{loss}) P \quad (3)$$

Donde,

$$q''_{in} = \frac{[DNI(\sum_1^k A_m \cos\theta^k \rho_{m,\theta}^k f_{end}^k)(\tau\alpha)]}{[n_t 0.75 \pi d_o L_{abs}]} \quad (4)$$

$$q''_{loss} = U(T_{w,o} - T_{amb}) \quad (5)$$

Las ecuaciones (1) y (3) se aplican bajo la condición de flujo estacionario en fase simple o doble. Es importante tener en cuenta que el flujo (líquido) es de carácter laminar, ya que el flujo másico de alimentación es bajo $0.5 \frac{kg}{min} < \dot{m} < 3 \frac{kg}{min}$ ($400 < Re_D < 2500$). Luego se divide, además, por los 5 caños del absorbedor. Es por ello que para los análisis hidráulicos y térmicos se emplearon ecuaciones que describen un flujo laminar, para el fluido en estado líquido sub-enfriado y saturado. Cuando a la salida se obtiene vapor sobrecalentado, el flujo es turbulento. El modelo tiene incorporada las ecuaciones para ambos casos.

El sistema cuenta con ocho espejos, $k=8$. Las pérdidas ópticas (f_{end}) por efecto de la declinación estacional y la trayectoria solar aparente, lo que produce un desplazamiento de los haces reflejados sobre el absorbedor, fueron analizadas por Hongn et al (2014, 2015). f_{end} representa la fracción de absorbedor que permanece iluminado y puede definirse como instantáneo, diario, mensual o anual (los últimos tres en valores medios) asociado a cada espejo e incluido en el cálculo de manera individual. DNI es la irradiancia normal directa sobre la superficie de los reflectores, cada uno forma un ángulo θ con los haces incidentes. Esta variación angular es considerada dentro de un sub-módulo del programa principal que contiene los cálculos de las posiciones de cada espejo según la posición aparente del sol (Gea et al, 2010). Así, el modelo incluyó valores de reflectancia de espejo variables con el ángulo de incidencia. La reflectancia espectral en función del ángulo de incidencia fue estudiada por Hongn et al (2014). El coeficiente $\tau\alpha$ representa el producto transmitancia-absortancia del sistema compuesto por la cubierta de vidrio de la cavidad y los tubos del absorbedor. El factor 0.75 de la ecuación (4) indica que la radiación solar incide en $\frac{3}{4}$ del perímetro del tubo y no en la totalidad del mismo.

Las pérdidas térmicas desde la cavidad hacia los alrededores están representadas por el coeficiente U de la ecuación (5). Este coeficiente fue estudiado por Flores Larsen et al (2011), quienes analizaron la geometría específica de la cavidad receptora de este LFC.

3.1. Gradiente de presión.

El esfuerzo de corte τ_w de la ecuación (2) puede escribirse como:

$$\tau_w = 0.5f \frac{\dot{m}^2}{A^2 \rho_l} \quad (6)$$

$$\phi^2 = \Gamma + \left[3.24x^{0.78}(1-x)^{0.224} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \right] \left[\left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left[1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right]^{0.7} Fr_l^{-0.045} We_l^{-0.035} \right] \quad (7)$$

Donde el factor de fricción f para flujo laminar depende sólo de Re_D . Para el caso turbulento se emplea la correlación de Coolebrook (Blevins, 1992), en función de la rugosidad relativa del tubo y Re_D . Esta última requiere resolución iterativa.

El gradiente de presión en la región de dos fases se calcula mediante el multiplicador ϕ^2 , definido por la correlación de Friedel (1979) para flujo horizontal, como puede observarse en ecuación (7).

$$\Gamma = (1-x)^2 + x^2 \left[\frac{\rho_l f_{g,o}}{\rho_g f_{l,o}} \right] \quad (8)$$

donde $f_{g,o}$ y $f_{l,o}$ son los factores de fricción para gas y para líquido solamente, sin considerar mezcla. Fr_l es el número de Froude y We_l el de Weber, ambos para la fase líquida.

Las pérdidas de carga experimentada por el fluido (cuando sale como vapor saturado) al combinarse en el cabezal al final del absorbedor y pasar por el codo para ser conducido al caño de bajada, se calculan mediante las correlaciones propuestas por Chilsholm (1980).

El tramo de cañerías hasta la entrada del absorbedor fue considerado para el cálculo de las pérdidas de carga, por lo que el modelo incluye el tramo de caño galvanizado hasta el extremo del absorbedor, dos codos, una expansión de $1/2''$ a $1''$ y el cabezal divisor de flujo como se observa en figura 1b. Se debe ser cuidadoso con parámetros como flujo másico, diámetros y áreas de tubos en las diferentes secciones del recorrido del fluido, en las ecuaciones no se simbolizaron como diferentes. Por ejemplo, \dot{m} es cinco veces más pequeño en los tubos del absorbedor que en el resto de las secciones (entrada y salida).

3.2. Transferencia de calor.

La transferencia de calor en los tubos del absorbedor se describe mediante el fenómeno de convección forzada interna. Para fase simple y flujo laminar, Nu_D es constante (flujo de calor uniforme). Para flujo turbulento se emplea la correlación de Gnielinski (Incropera y De Witt, 1996) para

determinar Nu_D , la misma depende del factor de fricción del Re_D y de Pr . Esta última presenta un amplio rango de validez, $0.5 < Pr < 2000, 3000 < Re_D < 5 \times 10^6$ y es aplicable al modelo, ya que se consideró flujo de calor constante en cada elemento del dominio.

Cuando el líquido se satura y tiene lugar el proceso de ebullición, se usa la correlación de Kandlikar quién considera el coeficiente de transferencia de calor según predomine el efecto de ebullición nucleada o convectiva (Kandlikar, 1990):

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = \max \left(\frac{h_{TP}}{h_l} \Big|_{nbd}, \frac{h_{TP}}{h_l} \Big|_{cbd} \right) \quad (9)$$

El factor F es dependiente del tipo de fluido, para agua tiene el valor 1. Los números adimensionales de convección Co y ebullición Bo se escriben como indican las ecuaciones (12) y (13). f_o indica el nivel de estratificación en tubos horizontales.

$$\frac{h_{TP}}{h_l} \Big|_{nbd} = (1-x)^{0.8} [0.6683Co^{-0.2}f_o + 1058Bo^{0.7}F] \quad (10)$$

$$\frac{h_{TP}}{h_l} \Big|_{cbd} = (1-x)^{0.8} [1.136Co^{-0.9}f_o + 667.2Bo^{0.7}F] \quad (11)$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (12)$$

$$Bo = \frac{q''_{in}}{G i_{lg}} \quad (13)$$

$$f_o = \begin{cases} 1 & Fr_l \geq 0.04 \\ (25Fr_l)^{0.3} & Fr_l < 0.04 \end{cases} \quad (14)$$

donde h_l es el coeficiente de transferencia de calor considerando toda la masa como líquido saturado. Por las bajas velocidades del agua líquida, se considera $Nu_D = cte$.

Finalmente, la ecuación que incluye la temperatura de la pared externa del tubo $T_{w,o}$ en función de la temperatura del elemento de fluido T_f (valor medio) se obtiene del planteo de las resistencias conductivas y convectivas entre la pared externa del tubo y el fluido.

El modelo tiene la particularidad de incluir procesos de condensación por parte del vapor saturado, ya que existe siempre una fracción del absorbedor sin iluminar. Cuando la sección final no está iluminada, aparece el fenómeno de condensación. En esta sección del absorbedor se utiliza la correlación propuesta por Chato (1962) para tubos horizontales y condensación semi-estratificada (laminar). La ecuación (15) es válida para $Re_g < 35000, Re_l < 1800$.

$$h_{TP} = 0.5583 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)g i_{lg} k_f^3}{d_i \mu_f (T_{sat} - T_{w,o})} \right]^{0.25} \quad (15)$$

En el tramo de bajada del vapor deben calcularse la transferencia de calor y pérdida de carga correspondientes. Para el cálculo de la transferencia de calor se utilizaron las correlaciones propuestas por Shah (2009), quien estima el coeficiente de transferencia de calor de dos fases para tubos verticales y según la magnitud del flujo, determinada por la velocidad adimensional del vapor. Esta sección también fue analizada mediante diferencias finitas de manera análoga a lo descrito anteriormente.

La ecuación que cierra el ciclo iterativo corresponde a la transferencia de calor para geometría cilíndrica, como se esquematiza en la figura 2b.

$$(q''_{in} - q''_{loss}(T_{w,o}))P = \frac{T_{w,o} - T_f}{\frac{1}{2\pi k_w} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h\pi d_i}} \quad (16)$$

La ecuación (16) requiere un proceso iterativo donde la variable de ajuste es $T_{w,o}$, se considera un intervalo de tolerancia de 1×10^{-4} .

3.3 Discretización de las ecuaciones.

Las ecuaciones de balance de la sección anterior son del tipo ODE no lineales de primer orden y se encuentran acopladas. La discretización de las ecuaciones para las regiones de fase simple y doble se realizó mediante el método de diferencias finitas (método de Euler). Al discretizar las ecuaciones (2) y (3) se pueden obtener la presión y entalpía del nodo $z+1$ de la siguiente manera:

$$p_{z+1} = p_z - \frac{1}{2} \frac{f_{l,z} G^2}{\rho_{l,z} d_i} \delta z * \phi_z^2 \quad (17)$$

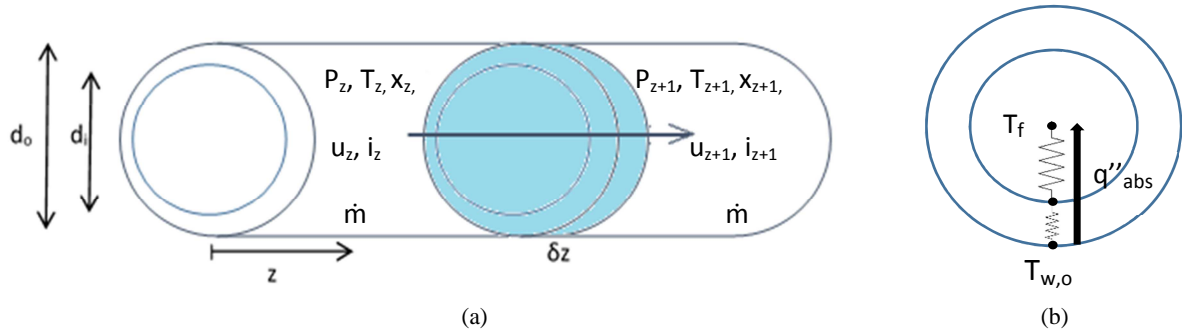


Fig. 2: a) Esquema de discretización del dominio en dirección del flujo, b) circuito térmico (1D) para la ganancia de calor del fluido.

4. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

Las mediciones se realizaron durante los días 02 y 03 de Julio del corriente año, durante horas de la mañana y la tarde. El protocolo de medida incluyó el sensado de temperatura y presión en la salida de la bomba de circulación y en la bajada del absorbedor, como lo indica la figura 1b. Las temperaturas se registraron mediante un datalogger Fluke y sondas tipo vaina (termopar tipo K), mientras que para medir presión se utilizó un transductor Siemens y a la salida del absorbedor un manómetro analógico de aguja. La irradiancia se midió mediante un piranómetro CM3 (Kipp&Zonen). Para registrar la temperatura de los caños del absorbedor se utilizó una

$$i_{z+1} = i_z + \frac{(q''_{in,z} - q''_{loss,z})P}{\dot{m}} \quad (18)$$

Las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido se incluyen en el código de programación mediante la librería *freesteam*. Esta librería presenta un algoritmo interno que permite el ingreso de pares de propiedades no correlacionadas como (p, i) , que son necesarias en esta aplicación (Pye, 2010).

Las ecuaciones (17) y (18) se aplican al fluido en fase simple o doble. En la ecuación (17) el factor ϕ^2 se considera igual a 1 cuando el fluido es agua sub-enfriada o vapor sobrecalentado, mientras que en la etapa de saturación, el factor se calcula mediante la ecuación (7), donde $f_{l,z}$ corresponde al factor de fricción del líquido. Como puede observarse, el término asociado al cambio de presión por aceleración se ha despreciado frente a la pérdida de carga asociada a la fricción del fluido en la ecuación (17), tampoco se considera el término de energía cinética en la ecuación (18) por ser despreciable frente al cambio de entalpía. La determinación del par termodinámico (p_{z+1}, i_{z+1}) permite averiguar el resto de las propiedades de interés del fluido mediante *freesteam*, para ello se incluye la función *steam_ph* (p_{z+1}, i_{z+1}) . Luego se realiza la iteración de las ecuaciones acopladas (16)-(18) y, mediante a la librería *freesteam*, se devuelve como solución p_{z+1} , T_{z+1} y $T_{w,o}$. En el caso de la región de fase doble, delimitada por la temperatura de saturación, se obtiene también la fracción de vapor x_{z+1} .

El dominio en una dimensión, en sentido de circulación del flujo, se dividió en segmentos de 0.1 m de longitud abarcando los 30 metros de absorbedor, ver figura 2a.

cámara termográfica Fluke Ti55 y el flujo másico a través de un caudalímetro GF Signet 2100 (sensor de turbina). Una placa Arduino Mega permitió el registro de las medidas arrojadas por el transductor de presión (conversión A/D) y caudal (pulsos). La visualización de los datos fue a través de un celular (programa en Android) y la transmisión mediante tecnología *bluetooth*.

Debido a que el caudal es el parámetro controlado, las medidas se realizaron variando la frecuencia de la bomba, alimentando el sistema con diferentes flujos másicos de fluido. Debido a que el modelo se basó en condiciones estacionarias, las medidas se tomaron cuando el sistema entraba en un régimen estable. Se registraron todos los

Termogramas 1ra Tanda

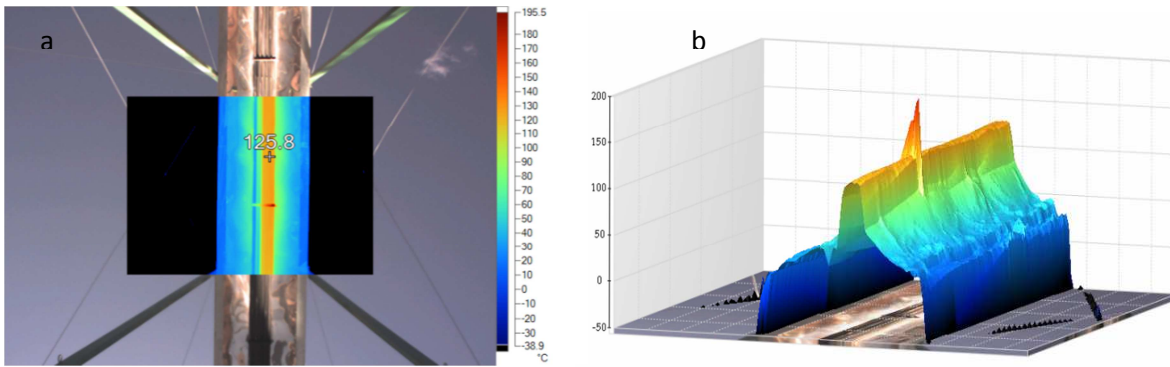


Fig. 3: Cambio de fase, a) Imagen IR del tramo 8 a 10 m de la entrada del absorbedor, b) Imagen IR-3D de la sección mencionada.

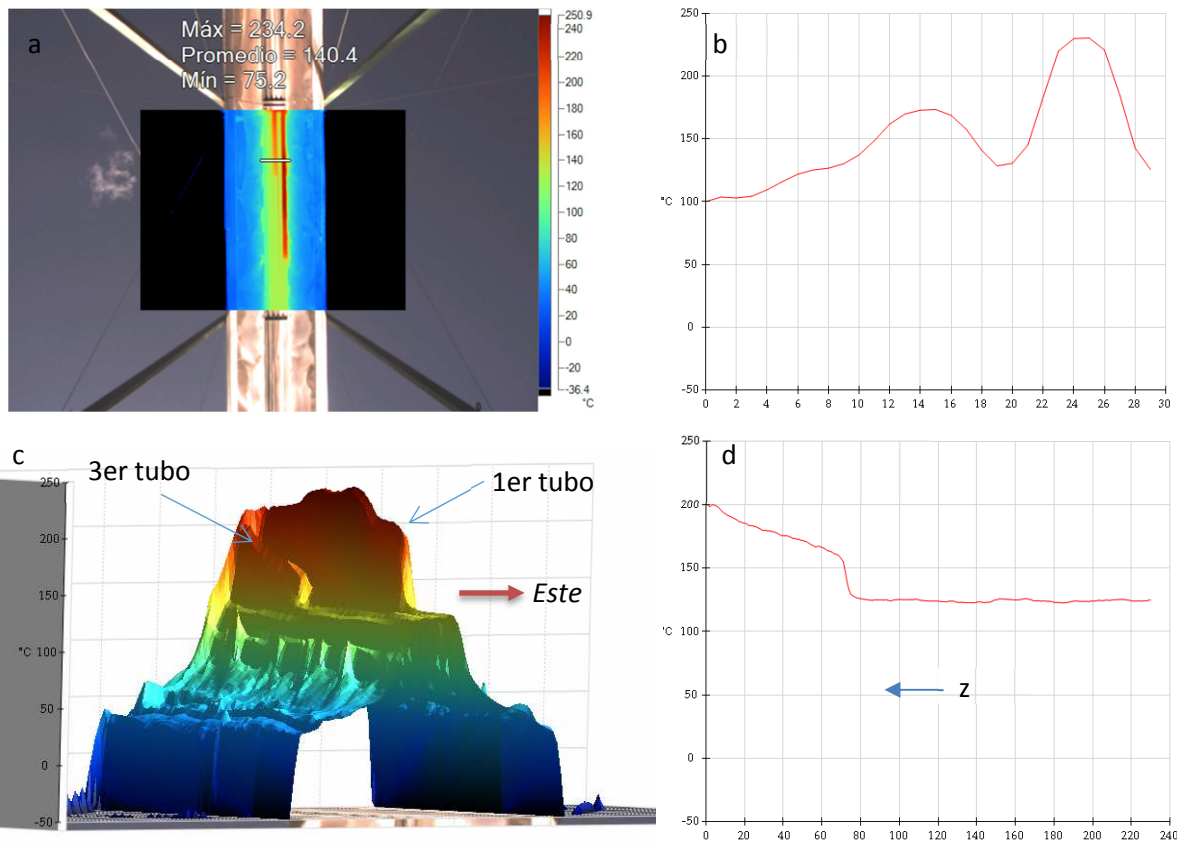


Fig. 4: Segmento de 22 a 24 m. a) Termograma donde se observa la aparición de vapor sobrecalentado en dos de los tubos del absorbedor, b) perfil de temperaturas transversal, c) Imagen IR-3D de toda la sección y d) perfil de temperatura axial del tubo central.

parámetros antes mencionados y el barrido termográfico del absorbedor incluyó 15 imágenes por tanda, para cubrir toda la longitud del mismo (se captan 2 metros por imagen). Cada tanda de medición consume un tiempo de 4 minutos aproximadamente.

5. RESULTADOS

Se reflejan, en esta sección, los resultados de las simulaciones del LFR para el día 2 de Julio de 2015 para las tandas de medidas realizadas a las horas 14:27 y 15:20, denominadas en este trabajo 1ra y 2da tanda respectivamente. De los 5 caños del absorbedor, se

considera que el 1ro es el que se encuentra ubicado hacia el este (derecha en las imágenes).

Las imágenes termográficas permiten determinar los perfiles de temperaturas en la superficie externa de los caños del absorbedor, como así también las regiones donde se producen los cambios de fase (saturación y sobrecalentamiento). Esta información es muy importante para la validación del modelo propuesto. En la figura 3 se observa la región donde comienza el proceso de evaporación del agua, donde la temperatura de los caños permanece constante en 125°C entre los 7.5 y 8 m de recorrido. La figura 4 indica la aparición de vapor sobrecalentado a partir

de los 22.5 m en el 1ro de los caños. Las figuras 4a y 4b muestran el perfil transversal de temperatura en $z = 23.4$ m, donde se observa claramente que el calentamiento de los tubos no es uniforme y depende de la linealidad del reflejo de los espejos en el absorbedor, lo mismo se observa de la figura 4c (Termograma 3D de la imagen completa). Finalmente, en la figura 4d se muestra el salto de temperatura del 3er caño, producto del cambio de fase a vapor sobrecalentado.

En lo que respecta a la 2da tanda, la figura 5 corresponde al segmento entre 4 y 6m de absorbedor. Con el uso de la termografía se detectó el efecto de la conducción de calor

axial en los caños, efecto no considerado en la simulación. Los modelos que se tomaron como referencia no incluyen el efecto debido a los altos flujos de fluido sobre el sistema de cañerías, en estos casos el efecto conductivo axial se vuelve menos apreciable. Sin embargo en este sistema y debido a las condiciones de funcionamiento, el efecto no debería despreciarse debido al precalentamiento que ocasiona en el agua. Según la figura 5b el agua a los 6 m de recorrido se calienta hasta los 80 °C (todavía no llega radiación a los tubos). Este efecto se observa en todas las tandas de medición. Las variables medidas se resumen en tabla 2.

Termogramas 2da Tanda

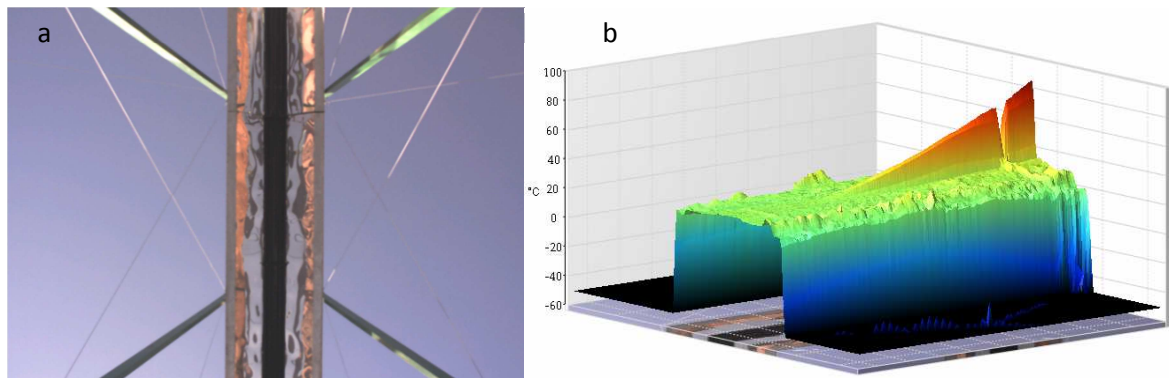


Fig. 5: Segmento de 4 a 6 m. a) Imagen visible de la sección, b) Termograma 3D, muestra el efecto conductivo en los caños del absorbedor.

Tabla 2. Variables medidas en las tandas 1ra y 2da.

Hora Reloj	Irradiancia (W/m ²)	Flujo másico (kg/s)	Pin , Pout (kg/cm ²)	Tin, Tamb (°C)
14:27	629	0.01	2.7, 2	19, 21
15:20	595	0.016	1.8, 1	20, 22

5.1 Simulación 1ra Tanda.

El absorbedor tiene una longitud de 30 m, $0 m \leq z \leq 30 m$. Los 6.5 m posteriores corresponden al tramo de bajada. No se grafica el segmento de cañería que una la salida de la bomba con la entrada del absorbedor, donde se considera caída de presión solamente.

En la figura 6 se muestran algunos resultados de la simulación para las condiciones de la 1ra tanda de medida, en figura 6a se observan las temperaturas del fluido y de los caños (simuladas y medidas) en función de z. Es notorio el desplazamiento de las curvas simuladas con respecto a los datos medidos, producto del precalentamiento del agua por conducción en los caños. La radiación incide en el absorbedor a partir de $z = 7.7$ m, por lo que el modelo considera que en este punto el fluido comienza a absorber energía y a incrementar la temperatura (comportamiento análogo al de condición de borde adiabática en la conducción de calor). En figura 6b se observa el tramo donde la fracción de vapor (título) incrementa, de 11 m hasta 25.5 m aproximadamente. Los flujos de calor se muestran en figura 6c, en cuanto a la energía incidente (puntos en rojo) se consideró el aporte de cada espejo según el desplazamiento de los haces asociados a cada uno (efecto que se aprecia hasta los 10 m). En cuanto a las pérdidas de calor hacia el ambiente (puntos en azul), como era de

esperarse incrementan con la temperatura del de los caños, sobre todo en la región de vapor sobrecalentado. Debido a la aislación con lana de vidrio de 3 cm de espesor en el caño de bajada, las pérdidas son menores en dicho tramo. Por último, en la figura 6d puede observarse el comportamiento de la presión del fluido y como disminuye por la fricción con la superficie interna de los caños. La mayor pérdida de carga se da en el tramo que une la bomba de circulación con la entrada del absorbedor (no se muestra en los gráficos). La caída de presión (respecto a la presión a la salida de la bomba) durante el recorrido en el absorbedor es pequeña, como se observa con la curva de color azul.

5.2 Simulación 2da Tanda.

En la figura7 se muestran resultados para la segunda tanda de medida, debido a la alimentación con un flujo de agua mayor y menor intensidad de radiación que el caso anterior, la temperatura del vapor sobrecalentado al final del recorrido es menor. La dispersión de los datos medidos en la figura 7a entre los 20 y 30 m se debe a la no uniformidad del reflejo de radiación por parte de los espejos, por ende hay zonas muy iluminadas y en pequeñas secciones (sobre el mismo caño) la energía que incide es mucho menor, generando fluctuaciones en la tendencia del perfil de temperatura sobre todo en la región de sobrecalentamiento.

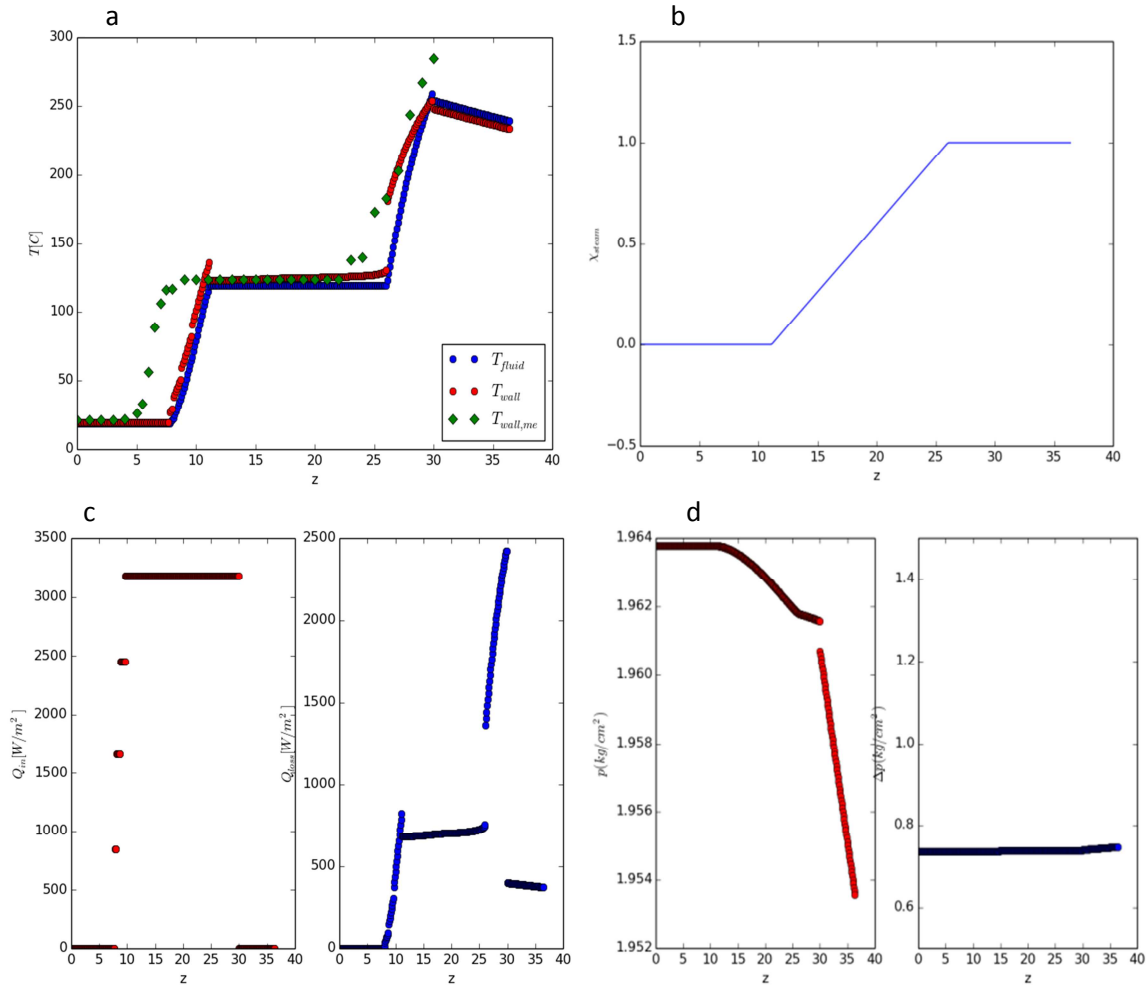


Fig. 6: a) Simulación del perfil de temperaturas del fluido y de la superficie externa de los caños, ésta última contrastada con datos medidos, b) avance de la fracción de vapor a lo largo de los tubos, c) sobre absorbedor, flujo de calor incidente (izq.) y perdido (der.) en función de z , d) presión a lo largo del caño (izq.) y caída de presión total (der.).

En figura 7b se observa el flujo neto de calor, que representa el calor absorbido efectivamente por el fluido. Después de los 30 m, el flujo neto de calor es negativo ya que sólo existen pérdidas térmicas en esa sección (no incide radiación en el caño de bajada). El coeficiente de transferencia de calor se muestra en figura 7c, como era de esperarse los mayores valores se encuentran en la sección de doble fase. Allí se observa que, aproximadamente, para $10\text{ m} \leq z \leq 14\text{ m}$ el efecto predominante corresponde a ebullición nucleada, mientras que $14\text{ m} < z \leq 26\text{ m}$ predomina la convectiva. Para la región sobrecalentada, h_{int} cae por debajo de $50\text{ W/m}^2\text{C}$. El coeficiente presenta un incremento en la sección de bajada del absorbedor debido a que el flujo másico corresponde al total (5 veces mayor). La figura 7d representa la inclinación, en grados, de cada espejo (definido por la distancia entre cada uno y el eje central) y el desplazamiento de los haces según su posición, como era de esperarse los espejos centrales son los que producen menores pérdidas ópticas-térmicas por desplazamiento de haces reflejados (menor ángulo de incidencia, además).

6. CONCLUSIONES

El presente trabajo tuvo como finalidad la simulación del comportamiento térmico e hidráulico del fluido de trabajo de

un Concentrador Fresnel Lineal de pequeña escala. Para ello, se propuso un modelo basado en las ecuaciones de conservación, donde las correlaciones más complejas fueran las que describen la situación de dos fases del fluido, tanto para el cálculo del factor multiplicador de presión que caracteriza el efecto de la fricción para la mezcla de fluido como para el coeficiente de transferencia de calor para un fluido en ebullición o condensación (dependiendo de la radiación reflejada que llega a los caños del absorbedor). El ajuste entre los datos medidos y simulados (siendo la temperatura de la superficie externa de los tubos la magnitud física con más puntos de comparación) es aceptable. La principal diferencia entre los modelos de la bibliografía es que todos trabajan con altos regímenes de flujo, debido a las escalas de prototipo mayores.

El estudio mediante imágenes termográficas, permitió determinar que el efecto conductivo en dirección axial de los caños no es despreciable para las condiciones de funcionamiento de este sistema, dicho efecto disminuye con el incremento del flujo másico de fluido. Este efecto conductivo provoca un precalentamiento del fluido antes de interactuar con la sección iluminada de caño, por lo que alcanza la temperatura de cambio de fase antes de lo indicado por la simulación computacional.

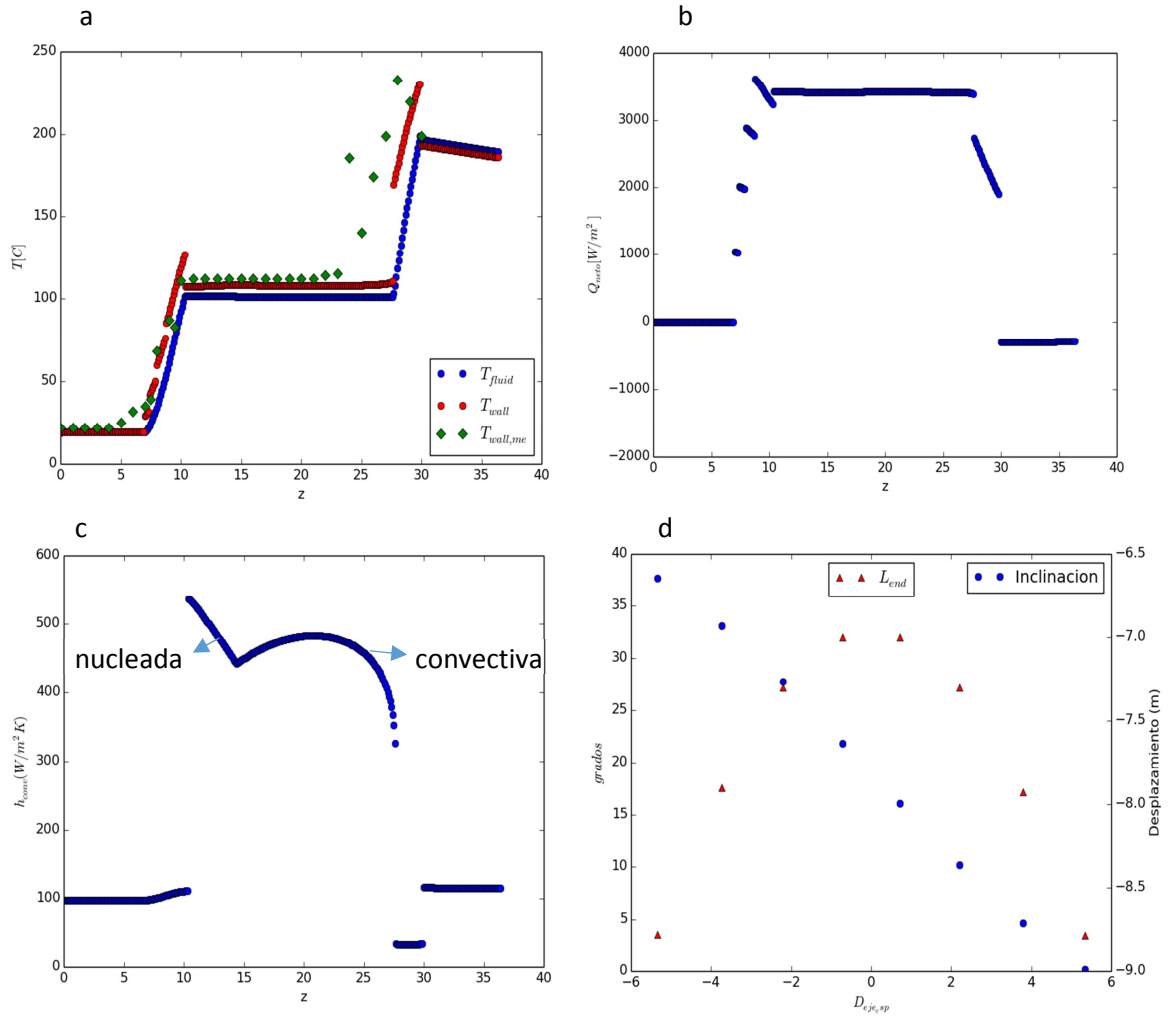


Fig. 7: a) Perfil axial de temperatura en el absorbedor, b) calor neto (absorbido por el fluido), c) coeficiente de transferencia de calor y d) muestra la inclinación instantánea de cada espejo y el desplazamiento de los haces sobre el absorbedor producido por cada uno (L_{end}).

Este último efecto, generalmente, no es considerado por otros autores. La mayoría de los modelos analíticos no incluyen el fenómeno de condensación en tubos horizontales y los efectos conductivos en dirección axial, salvo los CFD (Computational Fluid Dynamics).

Debido a problemas mecánicos y estructurales, resulta difícil lograr una distribución uniforme de la energía solar reflejada sobre los 5 caños del absorbedor. En todas las tandas de medida se manifiestan perfiles de temperaturas transversales no uniformes, salvo la sección donde existe la mezcla agua-vapor. Este problema de linealidad de la imagen reflejada está siendo abordado con el objetivo de minimizar el efecto. Otra suposición fuerte del modelo es la distribución uniforme del flujo por cada uno de los caños, esta situación no se da en la realidad y uno de los causantes es la desigual incidencia de radiación sobre el absorbedor, además de las características del cabezal de distribución de flujo.

Como mejoras futuras, se trabajará para incluir el efecto conductivo axial en la superficie de los tubos. Se extenderán las medidas a fin de corroborar la correcta selección de correlaciones que describen un flujo de dos fases y se establecerán optimizaciones en el protocolo y metodología de medición. Una vez que el modelado de la situación

estacionaria para este sistema quede optimizada, se avanzará sobre la situación transitoria, incluyendo la variable temporal en el problema.

Una vez instalado el motor de vapor y generador se cerrará el circuito del LFC completo, incluyendo acumulador térmico de hormigón e intercambiador de calor (actualmente instalados). El modelo permitirá parametrizar las variables de funcionamiento para establecer las mejores condiciones de trabajo.

NOMENCLATURA

A	área de sección transversal del tubo (m ²)
A_m	área de una fila de espejo (m ²)
d_o	diámetro externo del tubo (m)
d_i	diámetro interno del tubo (m)
DNI	irradiación normal directa (Wm ⁻²)
f	factor de fricción
f_{end}	factor de iluminación del absorbedor (considerando las pérdidas por los extremos del mismo)
Fr_l	número de Froude = $G^2/(\bar{\rho}gd_i)$
g	aceleración de la gravedad (m s ⁻²)
G	flujo másico por unidad de área (kg s ⁻¹ m ⁻²)

h	coeficiente convectivo de transferencia de calor ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
h_{TP}	coeficiente convectivo de transferencia de calor para flujo de dos fases ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
i_{lg}	calor latente de vaporización (J kg^{-1})
i	entalpía ($\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
k_f	conductividad térmica del fluido ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
k_w	conductividad térmica de pared tubo ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
L_{abs}	longitud del absorbedor (m)
\dot{m}	flujo másico (kg s^{-1})
n_t	número de caños del absorbedor
Nu_D	número de Nusselt = $h d_i/k_f$
P	perímetro del tubo (m)
p	presión (N m^{-2})
q''_{in}	flujo de calor incidente por unidad de superficie de absorbedor (Wm^{-2})
q''_{loss}	flujo de calor perdido hacia el ambiente (Wm^{-2})
Re_D	número de Reynolds
T	temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
U	coeficiente global de pérdidas térmicas ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
u	velocidad del fluido (m s^{-1})
We_l	número de Weber = $G^2 d_i/(\bar{\rho}\sigma)$
x	calidad de vapor
z	dirección axial al tubo

Símbolos Romanos

δz	longitud del segmento (m)
$\bar{\rho}$	densidad homogénea (kg m^{-3}) = $(1 - x)\rho_l + x\rho_g$
ρ_m	reflectancia de los espejos
θ	ángulo entre rayo incidente solar y normal del espejo ($^{\circ}$)
ϕ^2	multiplicador de dos fases (presión)
τ_w	esfuerzo de corte (kg m s^{-2})
σ	tensión superficial (N m^{-1})
μ	viscosidad dinámica (Ns m^{-2})
$\tau\alpha$	coeficiente transmitancia-absortancia

Subíndices

f	fluido
amb	ambiente
w	pared del tubo
o	externo
l	líquido
g	vapor
sat	saturado
TP	fase doble

REFERENCIAS

- Blevins R. (1992). Applied Fluid Dynamics Handbook. 2nd Ed. Krieger Publishing Company. Malabar, Florida.
- Cau G. y Cocco D. (2014). Comparison of medium-size concentrating solar power plants based on parabolic trough and linear Fresnel collectors. *Energy Procedia*, **45**, 101-110.
- Chato, J. C., 1962. Laminar Condensation Inside Horizontal Tubes. *ASHRAE Journal*, **4**, 2.
- Chilsholm, D. (1980). Two phase flow in bends. *International Journal of Multiphase Flow*, **6**, 363-367.
- Flores-Larsen, S., Altamirano, M., Hernández, A. (2012). Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. *Renewable Energy*, **39**, 198-206.
- Friedel, L. (1979). Improved friction drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. European Two-Phase Flow Group Meeting, paper E2.
- Gea, M., Saravia, L., Altamirano, M., Placco, C., Bárcena, H. y Hongn M. (2010). Aspectos óptico-geométricos de un concentrador solar Fresnel lineal para aplicaciones térmicas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, **14**, 03.215 - 03.222 .
- Gharbi N.E., Derbal H. (2011). A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies. *Energy Procedia*, **6**, 565 - 572.
- Hongn, M., Flores-Larsen, S. (2014). Medidas de reflectancia espectral para espejos utilizados en la captación de energía solar. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. **18**, 08.27-08.34.
- Hongn, M., Flores-Larsen, S., Altamirano, M., Gea, M., Bárcena, H. (2014). Longitud no iluminada de absorbedor en un reflector Fresnel lineal en San Carlos, Salta. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, **18**, 08.19-08.26, 2014.
- Hongn, M., Flores-Larsen, S., Gea, M., Altamirano, M., (2015). Least square based method for the estimation of the optical end loss of linear Fresnel concentrators. *Solar Energy*, **111**, 264–276.
- Incropera F. y De Witt D. (1996). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 4th Ed. John Wiley & Sons, Inc., New York.
- Kandlikar, S. G. (1990). A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes. *Journal of Heat Transfer*, **112**, 219-228.
- Montes, M. J., Rubbia, C., Abbas, R., Martínez-Valc, J. M. (2014). A comparative analysis of configurations of linear Fresnel collectors for concentrating solar power. *Energy*, **73**, 192–203.
- Pye J. (2008). System modeling of compact linear Fresnel reflector. Ph.D. Thesis. University of New South Wales, Australia.
- Pye, J. (2010). *Freesteam*. <http://freesteam.sourceforge.net/>
- Pye, J., Morrison, G., & Behnia, M. (2006). Pressure drops for direct steam generation in line-focus solar thermal systems. ANZSES Solar. Canberra, Australia.
- Reynolds, D. J., Behnia, M., Morrison, G. L. (2002). A hydrodynamic model for line-focus direct steam generation solar collector. ANZSES Solar. Newcastle, Australia.
- Sahoo, S., Singh, S., Banerjee, R. (2013). Steady state hydrothermal analysis of the absorber tubes used in Linear Fresnel Reflector solar thermal system. *Solar Energy*, **87**, 84–95.
- Shah, M. M. (2009). An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes. *ASHRAE Journal*, **15**, 5.