

MODELIZACIÓN NO UNIFORME DE LA DISTRIBUCIÓN DE RADIACIÓN SOLAR EN UN ABSORBEDOR LINEAL TIPO FRESNEL

Marcos Hongn¹, Silvana Flores Larsen², Pablo Dellicompagni³, Diego Chocobar*
INENCO – Universidad Nacional de Salta – CONICET - Avda. Bolivia 5150, 4400 Salta, Argentina
Tel. 0387-4255424 – Fax: 0387-4255489

*INTI-centro Salta. Instituto Nacional de Tecnología Industrial. Av. Durañona 822. Salta CP 4400.
E-mail: marcoshongn@gmail.com

Recibido 13/08/18, aceptado 25/09/18

RESUMEN: El estudio del comportamiento hidrotérmico del fluido de trabajo es un tema clave en la generación directa de vapor a través de concentradores solares. El objetivo de este trabajo fue modelar diferentes condiciones de operación y geometrías de concentradores solares lineales para aumentar el rango de validez del modelo. Se obtuvo un buen ajuste entre los datos experimentales disponibles y las simulaciones realizadas. Mediante un análisis paramétrico se determinó el error relativo asociado a la modelación bajo consideraciones de distribución uniforme y no uniforme de la radiación solar a lo largo del absorbedor, para diferentes latitudes y condiciones de flujo másico. Se recomienda la implementación de estrategias para mitigar el efecto de pérdida óptica por los extremos del absorbedor en prototipos pequeños, siendo críticos los meses de invierno donde, para el mediodía solar, la eficiencia térmica cae un 25 % con respecto a un día de verano.

Palabras clave: concentrador Fresnel lineal, prototipos pequeños, generación directa de vapor, pérdidas ópticas.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de concentración solar se han convertido en tecnologías viables y rentables, con un potencial prometedor. Éstos se caracterizan por contar con un absorbedor lineal en el que circula el fluido de trabajo (agua o aceite sintético), el mismo es calentado hasta altas temperaturas mediante la radiación solar concentrada. Si el fluido de trabajo es agua, se puede generar vapor directamente en el absorbedor sin la necesidad de utilizar intercambiadores de calor. Dependiendo del campo del reflector y la geometría del absorbedor, generalmente pueden encontrarse dos tipos de sistemas: cilindro-parabólico (PTC) y Fresnel lineal (LFC). Ambos han sido ampliamente estudiados y caracterizados, y en la bibliografía son mayoría los estudios asociados a sistemas de mediana y gran escala para la generación de electricidad (Hachicha et al., 2018; Serrano-Aguilera et al., 2017; Tsekouras et al., 2018). Por el contrario, los estudios sobre sistemas de concentración a pequeña escala, rango de temperaturas del fluido entre 150-300 °C, son escasos.

La gran variedad de aplicaciones posibles para sistemas LFC de pequeña escala resulta prometedora, pero se necesita más investigación para caracterizar su comportamiento termodinámico y energético, debido a su funcionamiento bajo condiciones particulares. En comparación a los grandes sistemas LFC, los de pequeña escala deben enfrentar dos problemas principales que afectan su rendimiento energético: la falta de uniformidad en la distribución de radiación solar que llega al absorbedor y los bajos flujos de masa del fluido de trabajo. La principal fuente de no uniformidad del flujo solar a lo largo de la longitud del absorbedor -no muy significativa en los sistemas grandes, pero crucial en los pequeños- es la pérdida óptica por los extremos, que puede representar hasta el 33 % de la pérdida óptica total (Yang et al., 2018; Barbón et al., 2016). Este efecto es causado por zonas "sombreadas" en los extremos del absorbedor producidas por la posición aparente del sol en el cielo para una latitud, día y hora dados. En estas zonas y dependiendo de las condiciones del fluido, pueden tener lugar

¹ Becario Posdoctoral CONICET

² Investigador Adjunto CONICET

³ Becario Doctoral CONICET

mecanismos de condensación, situación poco probable en los grandes sistemas. Además, los sistemas pequeños generalmente se construyen con componentes de menor costo, incluidos los del campo reflector, lo que disminuye el rendimiento óptico del sistema en términos de reflectividad y precisión en la concentración de los rayos solares (Heimsath et al., 2010).

La integración del comportamiento óptico con la termodinámica del fluido de trabajo es un aspecto importante a considerar en las simulaciones de LFC, para ello se utilizan dos tipos de modelos hidro-térmicos dependiendo de la uniformidad de la distribución del flujo solar. Para un flujo uniforme, se suelen emplear modelos homogéneos y heterogéneos 1-D. Para la consideración de flujo solar no uniforme, se utilizan modelos de traza de rayos acoplados a modelos de dos fases homogéneos simples o a modelos que trabajan con CFD (Dinámica de Fluidos Computacional), aunque se consiguen resultados con mayor precisión, el costo computacional es alto. En la bibliografía se encuentran varios trabajos donde se aplican diferentes modelos hidro-térmicos a configuraciones LFC diferentes. Por ejemplo, en India, Sahoo et al. (2013) desarrollaron un modelo homogéneo genérico en estado estacionario para un LFC con un absorbedor monotubular enrollado en la cavidad absorbidora en forma de espiral, como se detallará en la sección siguiente. El modelo fue contrastado experimentalmente con un prototipo LFC con un flujo másico de 0,15 kg/s. Más recientemente, los mismos autores desarrollaron un modelo heterogéneo mediante el uso del software RELAP5, que se utiliza comúnmente para el modelado de flujo en dos fases en reactores nucleares (Sahoo et al., 2016). Los métodos detallados de traza de rayos tridimensionales también son populares en las simulaciones de LFC. El método de trazado de rayos de Monte Carlo (MCRT) fue utilizado por Moguimi et al. (2015) para evaluar el rendimiento térmico-óptico de un prototipo LFC a través del método de volúmenes finitos (VF) implementado en el software ANSYS Fluent para analizar un flujo de una fase en el absorbedor (sin cambio de fase). Qiu et al. (2016) simularon las condiciones de flujo de vapor sobrecalentado en un LFC con cavidad absorbidora trapezoidal y distribución de radiación solar reflejada no uniforme, a través de MCRT y VF. Los autores concluyeron que los perfiles de temperatura varían fuertemente según la distribución de la radiación solar sobre el absorbedor, y que la diferencia de temperatura entre la parte superior e inferior del tubo - que puede alcanzar 50 °C - incrementa el coeficiente de transferencia de calor global en condiciones de bajo flujo de masa. Mientras que en Hongn et al., (2015a) se ha presentado un modelo hidro-térmico estacionario para un dominio unidimensional donde el fluido de trabajo fue modelado mediante las consideraciones de flujo bifásico homogéneo. Para contrastar los resultados simulados, se obtuvieron datos experimentales de un LFC de 173 m² ubicado en San Carlos (Salta) para condiciones de funcionamiento en días de verano e invierno, ambas con flujo másico bajo.

En este contexto, el objetivo de este trabajo es contrastar los resultados obtenidos por el modelo hidro-térmico con datos experimentales encontrados en la bibliografía. Por otro lado, se proponen estudios paramétricos para determinar la influencia de las pérdidas ópticas en el desempeño térmico de sistemas LFC de pequeña escala y para analizar cuán influyente es la consideración de distribución no uniforme de radiación solar sobre el absorbedor, aspecto que la mayoría de los modelos no abordan en detalle (cuando no trabajan con traza de rayos). Es decir, estos modelos consideran la pérdida óptica mencionada, pero como un factor que afecta a todo el absorbedor por igual sin considerar que a lo largo del absorbedor las condiciones de "iluminación" son variables. Para los análisis paramétricos se consideraron las características constructivas del prototipo LFC instalado en San Carlos, descrito en Hongn et al. (2015a).

MODELO PROPUESTO Y CONSIDERACIONES

La distribución de la radiación solar a lo largo del eje del absorbedor se modela como un perfil escalonado. Por lo tanto, la zona completamente iluminada del absorbedor recibe la contribución energética de todos los espejos en el campo, mientras que la zona no iluminada no recibe aportes energéticos del campo reflector. En la fig. 1 se esquematiza un tubo absorbedor que recibe radiación solar reflejada por el campo de espejos en un LFC. La región no iluminada varía dependiendo del día del año y, para un día determinado, dependiendo de la hora, y puede predecirse a través de ecuaciones geométricas conocidas (Duffie y Beckman, 2006). La zona de transición entre regiones totalmente iluminadas y "sombreadas" se modela como un conjunto de escalones parcialmente iluminados con niveles intermedios de radiación solar reflejada. Tanto la cantidad de "escalones", como su altura y

ancho dependen de la contribución de cada grupo de espejos (en fig. 1 sólo se esquematiza una región de absorbedor “semi-iluminado”). Esta distribución no uniforme de la radiación solar hace que el fluido dentro de la tubería alcance diferentes estados termodinámicos. Por lo tanto, en la entrada del tubo, el agua entra en estado líquido (región I). Luego, el agua se calienta a medida que fluye dentro del absorbedor (región II) y donde comienza el proceso de ebullición, el fluido coexiste como líquido y vapor (región III). Para condiciones de elevados niveles de radiación solar concentrada, el agua puede ser completamente vaporizada (región IV) por lo que el fluido es de una sola fase nuevamente, vapor sobrecalentado. En ciertas circunstancias, que dependen de las características geométricas del LFC y de condiciones geo-ambientales, es posible que el extremo del absorbedor no reciba radiación y tenga lugar un proceso de condensación (región V). En este caso, en la salida del tubo, está presente una mezcla vapor-líquido (dos fases) o vapor sobrecalentado (una fase). Las mencionadas regiones se muestran en la fig. 1 (abajo).

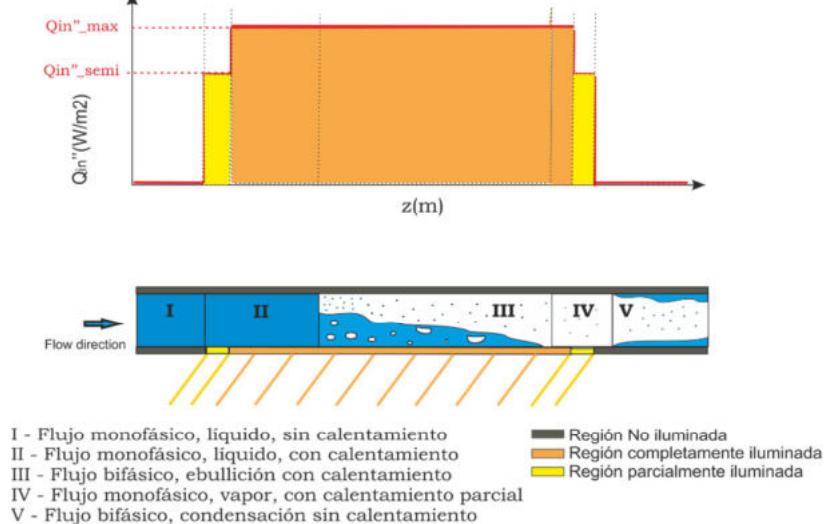


Fig. 1. (Arriba) Representación esquemática de una distribución axial escalonada de radiación solar sobre la superficie inferior del absorbedor. (Abajo) Representación esquemática de los diferentes estados del fluido dentro del tubo absorbedor dependiendo del nivel de iluminación (acorde a la figura superior).

El modelo propuesto se basa en los balances de masa, energía y momento para el fluido de trabajo, junto con ecuaciones que describen la caída de presión y la transferencia de calor entre el fluido y la pared del tubo. Algunas suposiciones adoptadas fueron:

- estado estacionario
- modelación de flujo homogéneo en las regiones de flujo bifásico
- en las regiones iluminadas, la radiación solar es uniformemente distribuida sobre el perímetro de los tubos
- flujo de masa uniforme dentro de los tubos del absorbedor
- transferencia de calor axial despreciable frente a la radial
- acumulación de calor despreciable en la pared de los tubos
- propiedades térmicas del absorbedor constantes

Como se indica en fig. 2a, la longitud del tubo es dividida en elementos con ancho dz , a lo largo del eje z . Para cada elemento del dominio, el fluido entra a temperatura T , presión P , entalpía h , velocidad u y fracción de vapor x (también conocida como “calidad”). La transferencia de calor se considera unidimensional en dirección radial y ocurre entre la superficie externa del tubo y el fluido, fig. 2b, donde Q''_{abs} es la tasa de calor absorbida por el fluido por unidad de área de absorbedor. Las premisas básicas del modelo uniforme por el cual se analiza el flujo de dos fases son: velocidades iguales del vapor y el líquido, equilibrio termodinámico entre fases y la implementación de un factor de fricción adecuado para el flujo bifásico. Así, el flujo de dos fases (mezcla agua líquida-vapor) es considerada como un flujo simple con propiedades de ambas fases promediadas y pesadas (Collier y Thome,

1996). Las ecuaciones de balance para un flujo homogéneo y en estado estacionario pueden ser escritas de forma general de la siguiente manera:

Ecuación de continuidad:

$$\frac{d}{dz}(\bar{\rho}A\bar{u}) = 0 \quad (1)$$

Ecuación de momento:

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

Ecuación de energía:

$$\dot{m} \frac{d\bar{e}}{dz} = Q''_{abs} P \quad (3)$$

Donde A es el área transversal del tubo (m^2), P es el perímetro del tubo (m), g es la aceleración de la gravedad (m/s^2) y φ es la inclinación del tubo (grados). El esfuerzo de corte (*shear stress*) y la tasa de calor absorbida por unidad de área de absorbedor son representados por τ_w y Q''_{abs} respectivamente.

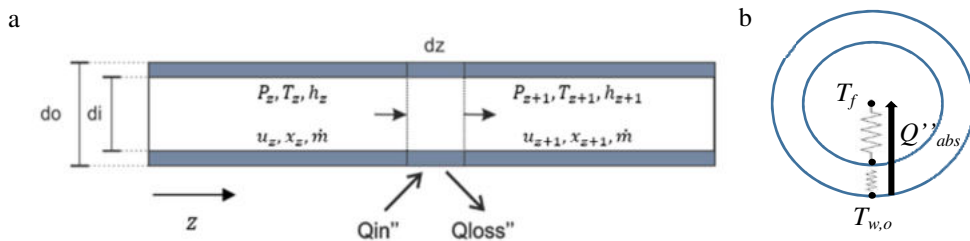


Fig. 2. a) Discretización de un tubo absorbedor a lo largo del eje z. b) Circuito térmico para la transferencia de calor entre la pared externa del tubo y el fluido.

Modelado de la distribución del flujo solar

Se considera un LFC de geometría rectangular (misma longitud de absorbedor y reflectores) cuyo campo de espejos se compone de N_m filas de igual ancho W_m , longitud L_m y reflectancia solar ρ_m (variable con el ángulo de incidencia). Cada fila de espejos se encuentra a una distancia horizontal D_i desde la proyección del eje del absorbedor en el plano del espejo (positivo cuando el espejo está al oeste del receptor). El absorbedor se encuentra a una altura H desde el plano de apertura de los reflectores y consiste en N_t tubos de diámetro interno y externo d_i y d_o respectivamente, absorptancia solar α y una cubierta transparente cuya transmitancia solar es τ . Para una latitud determinada, día y horario, cada espejo del campo tiene una inclinación β_i y un azimut γ_i . Si la irradiancia solar directa normal es denotada con DNI , entonces la radiación solar concentrada sobre la superficie de los tubos del absorbedor Q''_{in} (W/m^2 de tubo absorbedor) en la región completamente iluminada se calcula como:

$$Q''_{in} = \frac{DNI \tau W_m F_c}{N_t \pi d_o} \sum_{i=1}^{N_m} F_{w,i} \cos\theta_i \rho_m(\theta_i) \quad (4)$$

Donde θ_i es el ángulo de incidencia entre los haces solares y cada fila de espejo, F_c es el factor de limpieza de los reflectores y es un valor entre 0 y 1 asociado a la deposición de suciedad y polvo en los mismos (usualmente entre 0,7 y 0,9). El factor F_w es un parámetro óptico definido en Hongn (2017) que considera el sombreado sobre los espejos causado por la presencia de la cavidad absorbidora.

Para considerar las regiones con iluminación parcial y nula, lo que afecta la sumatoria en el cálculo de Q''_{in} , debe determinarse la longitud no iluminada del absorbedor provocada por el espejo i -ésimo (Hongn et al., 2015b):

$$L_{D,i} = \frac{(\sin\theta_z \cos\gamma_s \cos\beta_i)D_i + (\sin\theta_z \cos\gamma_s \sin\beta_i \sin\gamma_i)H}{\sin\theta_z \sin\gamma_s \cos\beta_i - \sin\beta_i \cos\theta_z \sin\gamma_i} \quad (5)$$

Este efecto es representado en la fig. 3, cada espejo contribuye a iluminar una región del absorbedor (de igual longitud al espejo, aunque desplazada sobre el eje axial de la cavidad) causando un perfil de radiación solar tipo escalón sobre los tubos.



Fig. 3: Perfil de radiación solar tipo escalón sobre el absorbedor causado por los espejos a diferentes distancias focales del mismo, se esquematizan dos niveles en la región semi-iluminada.

Pérdidas térmicas de la cavidad absorbidora para diferentes condiciones de viento

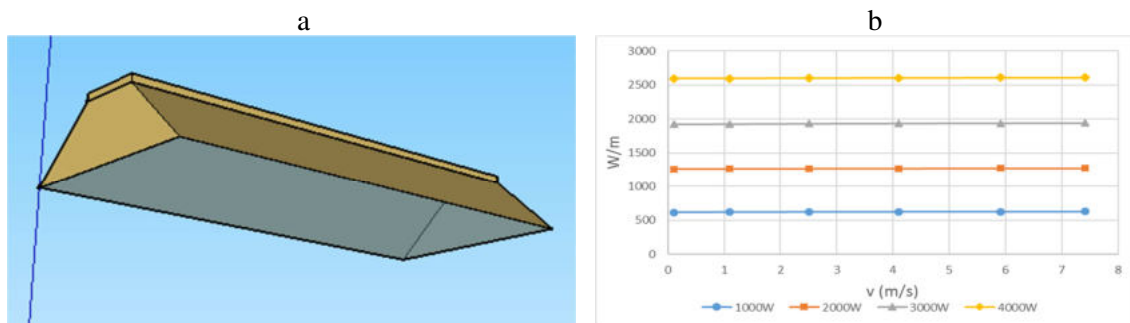
Para estimar las pérdidas de calor desde la cavidad absorbidora hacia el ambiente, ésta fue simulada mediante el software Energy Plus. Si bien esta potente herramienta no fue desarrollada para esta clase de situaciones, las condiciones constructivas de la cavidad fueron adaptadas para que el software reconozca correctamente los elementos (fig. 4a). Se tomó como base lo propuesto por Flores Larsen et al. (2013), quienes modelaron la misma cavidad considerando que la cubierta transparente era una lámina plástica de Mylar y para viento nulo. En esta nueva simulación se considera que la cubierta transparente es vidrio templado de 4 mm y que la cavidad se encuentra sometida a una corriente constante de aire (en dirección perpendicular al eje axial de la cavidad) para velocidades de viento variables entre 0,1 y 7,5 m/s, además de la disipación variable de calor (entre 1000 W y 4000 W) en el interior de la cavidad (representa la disipación de calor de los tubos a temperaturas elevadas). Los detalles constructivos de la cavidad se pueden obtener de Flores Larsen et al. (2013).

Las pérdidas por el vidrio representan entre el 86 % y el 92 % de las pérdidas totales por la cavidad. La fig. 4b muestra las pérdidas térmicas totales por unidad de longitud del vidrio en W/m para diferentes velocidades de viento, presentando un comportamiento prácticamente constante con la variación de este parámetro. Si hay cambios en los mecanismos de pérdida térmica, donde las pérdidas convectivas (fig. 5a) aumentan con la velocidad de viento a mayor tasa acorde mayor sea la temperatura de los caños (la variación en T_w responde a la potencia disipada). En cuanto a las pérdidas radiativas (fig. 5b), se observa un comportamiento inverso de las pérdidas acorde a la velocidad del viento debido a que las caras externas de la cavidad disminuyen su temperatura acorde aumente el flujo de aire externo.

Analizando las pérdidas térmicas por todos los elementos de la cavidad, se encuentra que el coeficiente global de pérdida de calor $U_L (Wm^{-2}K^{-1})$ puede ser ajustado mediante una ecuación exponencial como lo indica la ec. (6). El efecto de la velocidad de viento en m/s está incluido en el parámetro A definido en ec. (7).

$$U_L (Wm^{-2}K^{-1}) = A(v) \exp(0,0033 \Delta T) \quad (6)$$

$$A = 2,8745 v^{0,0211} \quad (7)$$



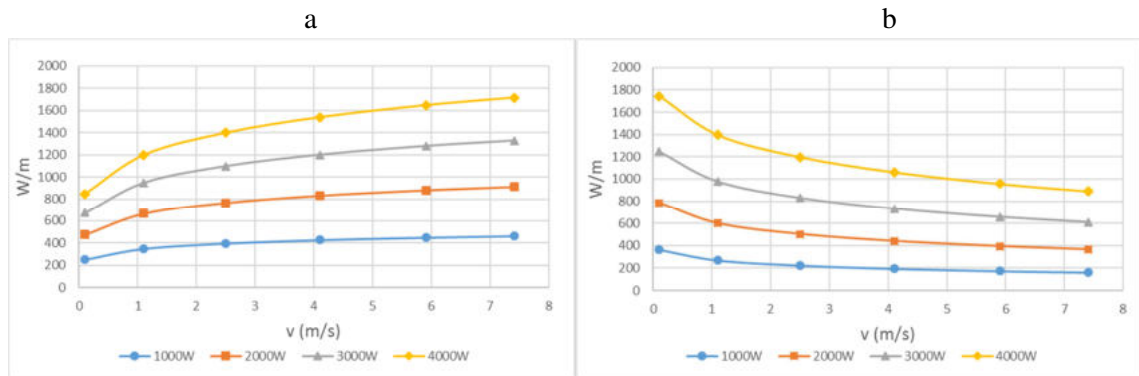


Fig. 4: Para la cubierta de vidrio de la cavidad, a) esquema de la cavidad para la simulación en Energy Plus y b) tasa de calor perdido (total).

Fig. 5: Para la cubierta de vidrio transparente, tasas de calor perdido hacia el ambiente por unidad de longitud de vidrio: a) por convección y b) por radiación, ambas en función de la velocidad del aire fuera de la cavidad.

Datos experimentales

Los datos experimentales asociados al comportamiento hidrotérmico del fluido de trabajo en sistemas LFC son muy limitados en la bibliografía. Fueron consideradas las condiciones de operación y geometría de un prototipo LFC instalado en Coimbatore (11,02° N; 76,97° E, India) y estudiado por Sahoo et al. (2013). Los autores presentaron datos medidos de temperatura el fluido a lo largo del absorbedor, para las entrada y salida y otros siete puntos intermedios (sensores dispuestos cada 50 m). Las temperaturas en la superficie del tubo fueron medidas en ocho puntos, mientras que para la entrada y la salida también se disponen de medidas de presión y fracción de vapor (salida). La posición de las termocupas en el absorbedor para obtener las temperaturas del fluido y del tubo se muestran en la fig. 4b.

Debido a los escasos datos de presión para las medidas presentadas por Sahoo, se consideró apropiado modelar las condiciones de un prototipo PTC del proyecto DISS (Zarza et al., 2004) en la Plataforma Solar de Almería (España) (37,08° N; 2,35° O) para evaluar el desempeño del modelo para la estimación de las caídas de presión a lo largo de un absorbedor lineal. Rheinländer y Eck (2002) presentaron resultados experimentales obtenidos de 12 pruebas en condiciones de estado estacionario. La longitud total del circuito hidráulico es 608 m donde 480 m corresponden al colector PTC (dividido en 11 módulos). Las conexiones entre los colectores representan los 128 m restantes. La apertura del colector es de 5,76 m, con una longitud variable, 48 m para los módulos 1-8 y 11, y 24 m para los módulos 9 y 10.

RESULTADOS

La fig. 6a muestra los resultados experimentales y simulados para el LFC de Coimbatore, para las condiciones operacionales de la tabla 1. Dos zonas están claramente definidas: la zona de calentamiento sensible (0 m-230 m) con un aumento cuasi-lineal de la temperatura del fluido; y la zona de cambio de fase (230 m-384 m) donde el proceso de ebullición hace que la temperatura permanezca constante a aproximadamente 525 °C. Se observa una buena concordancia entre las temperaturas simuladas y experimentales del fluido. La caída de presión del fluido dentro del tubo responde linealmente en la primera zona, observándose un incremento repentino en la zona de ebullición. La calidad del vapor es 0 en la zona de calentamiento sensible (fase líquida) y aumenta linealmente en la zona de cambio de fase. Como se muestra en fig. 6a, tanto la caída de presión (aproximadamente 1,13 bar) como la fracción de vapor (aproximadamente 0,35) ajustan muy bien con los valores medidos (salida del tubo). La configuración del absorbedor (monotubular) y el flujo másico del fluido dan lugar a una condición turbulenta de flujo ($Re_D=10300$ a la entrada del absorbedor).

Para la latitud de Coimbatore, y para el día y hora de las mediciones disponibles, la longitud no iluminada L_D (ec. 5) fue de 1,5 m en dirección norte. Debido a la configuración espiral del absorbedor

y al efecto L_D , se consideró un único tubo de 384 m de longitud dividido en 8 secciones, sin iluminación sobre los 1,5 m finales de cada “vuelta”. Se asignaron diferentes valores de radiación solar a cada celda (0,1 m de longitud), dependiendo la condición de “iluminación” total, parcial o no iluminada. La influencia de L_D se puede apreciar en los valores del coeficiente de transferencia de calor por convección (h_c) y en el flujo de calor neto absorbido (Q''_{abs}), como se muestra en fig. 7.

	Item	Coimbatore	San Carlos
Campo Reflector	Área del campo (m ²)	690	215
	Nº filas de espejos	8	10
	Ancho de cada fila (m)	1,80	0,9
	Longitud de cada fila (m)	48	24
	Altura de los reflectores sobre el suelo (m)	1,00	1,00
Absorbedor	Geometría de la cavidad	Trapezoidal	Trapezoidal
	Elevación del absorbedor sobre el plano de los espejos (m)	12,00	6,96
	Nº tubos absorbedores	1 (espiral)	5 (paralelos)
	Diametros interno y externo del tubo (mm)	26,7 – 33,4	25-33
	Longitud del absorbedor (m)	384	Variable
	Profundidad de la cavidad (mm)	100	220
	Ancho inferior cavidad (mm)	500	685
	Ancho superior cavidad (mm)	300	220
	Tratamiento de la superficial del absorbedor	Selectivo-cromo negro	Pintura negra sin tratamiento selectivo
	Emitancia térmica	0,49	0,9
	Coefficiente global de pérdida térmica (W/m ² -K)	0,0001 $T_{w,o}^{1,739}$	Ecs. (6-7)
	Orientación del eje central	Norte-Sur	Norte-Sur
	Condiciones de operación (durante medidas)	Día (DD/MM/YYYY)	01/04/2010
Hora solar		12:00	12:00
DNI (W/m ²)		667	800
Temperatura ambiente (°C)		30	20
Flujo másico (kg/s)		0,15	Variable
Regimen de flujo		Turbulento	Variable
Presión entrada (bar)		45	10
Temperatura entrada (°C)		35	20

Tabla 1: Características constructivas y condiciones de operación para prototipo de Coimbatore (Sahoo 2013) y San Carlos (considerado en el apartado de Análisis Paramétricos).

La variación en los datos simulados de h_c y Q''_{abs} muestran, nuevamente, un comportamiento diferente en la zona líquida de una fase ($z < 230$ m) y en la zona de dos fases ($z > 230$ m). En la primera, h_c aumenta (de 1,9 kW/m²-K hasta aproximadamente 3,5 kW/m²-K) debido al incremento de la temperatura del líquido con z . Por otro lado, Q''_{abs} disminuye debido al incremento en las pérdidas térmicas (mayor diferencia de temperatura). En la zona de dos fases, h_c tiende a un valor aproximadamente de 7,0 kW/m²-K acorde a incrementa z , mientras que Q''_{abs} permanece constante durante el cambio de fase. La falta de uniformidad en la distribución del flujo solar se puede apreciar como una discontinuidad en ambos parámetros. En el caso de h_c , los valores por encima de la curva de tendencia están localizados en las regiones sin iluminar y se deben a la condensación que tiene lugar en todo el perímetro interno del tubo. Por otro lado, los valores más bajos de h_c (sobre la tendencia) se deben al mecanismo de ebullición que tiene lugar en las zonas de iluminación parcial (a menor flujo de calor Q''_{in}) y generalmente tiene lugar en parte de la superficie del tubo (según el patrón de flujo). Los resultados simulados concuerdan con los obtenidos por Sahoo et al. (2013). En el caso de Q''_{abs} , las discontinuidades observadas entre 3 y 4 kW/m² se atribuyen a las regiones parcialmente iluminadas. Los valores negativos de Q''_{abs} corresponden a las regiones no iluminadas donde el flujo de calor se invierte (fluido a mayor temperatura que superficie externa del tubo absorbedor). Bajo la consideración de distribución no uniforme de radiación solar sobre el absorbedor, la eficiencia térmica

del mismo se estima en 0,7. En contraste a esto, si se considera una distribución uniforme de la radiación, se estima una eficiencia de 0,82.

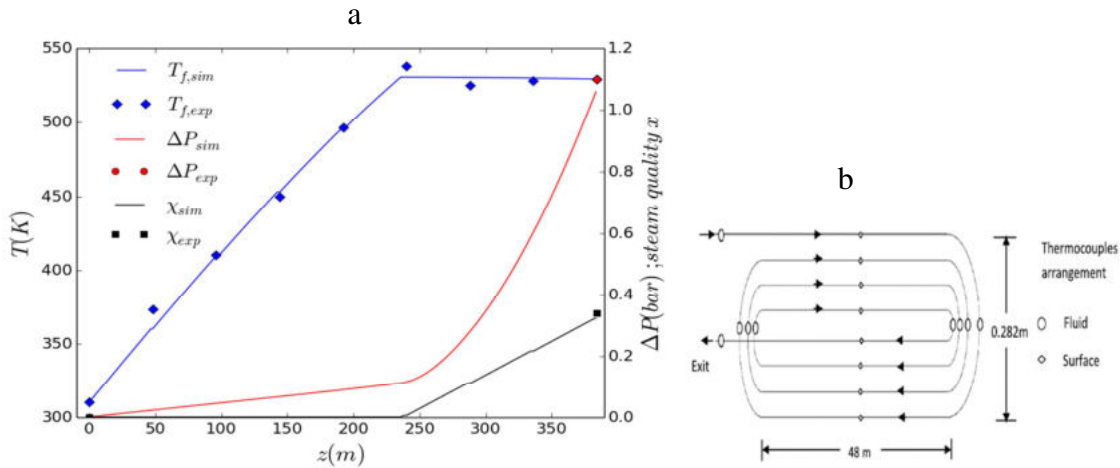


Fig. 6: a) Perfil de temperatura del fluido, caída de presión y calidad de vapor, datos experimentales (marcadores) y estimados (líneas sólidas), en función de la posición z a lo largo del tubo para el prototipo LFC de Coimbatore y bajo las condiciones de operación de la tabla 1. b) Configuración del tubo absorbedor, tipo espiral y ubicación de sensores (Sahoo et al., 2013).

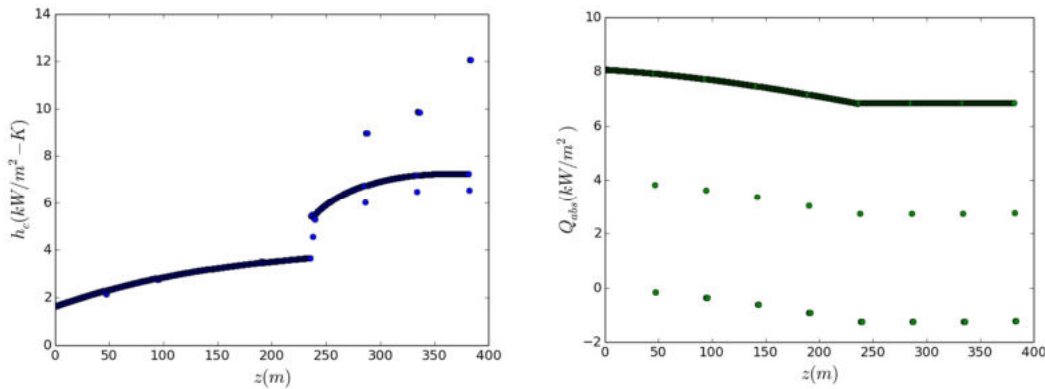


Fig.7: A lo largo del tubo absorbedor, valores simulados de: coeficiente de transferencia de calor convectivo (izq.) y tasa de calor absorbida por el fluido, por unidad de superficie de absorbedor (der.). Resultados para el prototipo LFC de Coimbatore, para las condiciones de operación de la tabla 1.

Desempeño del modelo frente a datos experimentales de Rheinländer y Eck

Para evaluar la respuesta hidrodinámica del modelo se utilizaron datos experimentales medidos por Rheinländer y Eck (2002). Estos datos incluyen: entalpía del fluido a la entrada y salida del colector, y datos de presión para cada módulo que compone el colector. La fig. 8 muestra la comparación entre los datos experimentales y los valores simulados, para las condiciones operacionales de la tabla 2. En el modelo, los valores de Q''_{abs} se ajustaron de manera tal de obtener el mismo cambio de entalpía total (tabla 2). Esto permite comparar el comportamiento de la presión del fluido para un calentamiento global equivalente. De la fig. 8 puede observarse que el ajuste entre la serie de datos experimentales y simulados es aceptable.

	Fig. 5a	Fig. 5b
$p_{in}(\text{bar})$	34,52	63,56
$\dot{m}(\text{kg}/\text{s})$	0,501	0,645
$h_{in}(\text{kJ}/\text{kg})$	842,0	1026,0
$h_{out}(\text{kJ}/\text{kg})$	3128,8	3089,5
$DNI * IAM(\text{kW}/\text{m}^2)$	0,9040	0,8833
η_{coll}	0,677	0,826

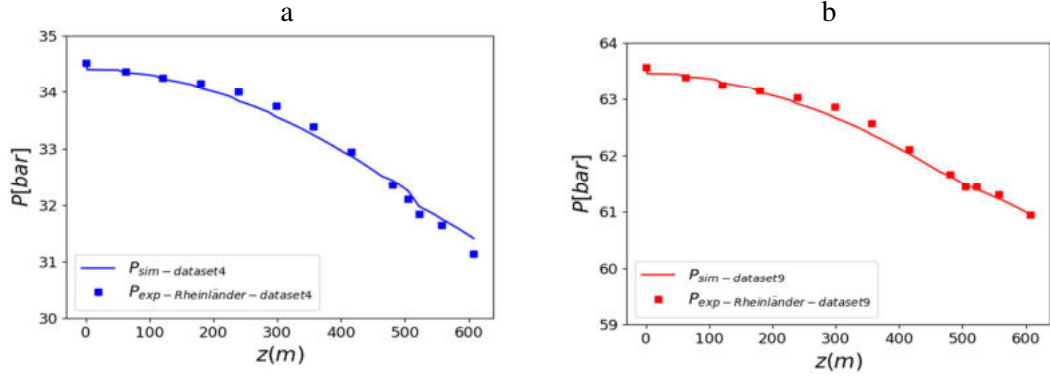


Tabla 2: Condiciones de operación de un absorbedor lineal de un sistema PTC (Proyecto DISS) registradas por Rheinländer y Eck (2002) para dos test experimentales.

Fig. 8: Caída de presión del fluido a lo largo de un absorbedor lineal, los datos experimentales (marcadores) fueron obtenidos por Rheinländer y Eck para dos test a diferentes condiciones de operación y los datos simulados se representan con líneas. Los datos de presión de entrada y flujo másico de fluido son: a) 34,52 bar y 0,501 kg/s, respectivamente; b) 63,56 bar y 0,645 kg/s, respectivamente.

Análisis Paramétrico

Se determinó paraméricamente la variación en el error relativo porcentual $E_r\%$ considerando la potencia térmica generada por un LFC cuyas características están listadas en la tabla 1 (*columna derecha*). A diferencia del prototipo descrito en Hongn et al. (2015), para este estudio se considera una geometría rectangular (misma longitud del campo reflector y del absorbedor) y 10 filas de espejos (en cuenta de las 8 que posee actualmente el prototipo). La potencia térmica estimada bajo la consideración de distribución uniforme de flujo solar se denota con P_{th_U} , mientras que los valores estimados bajo la consideración de no uniformidad se denotan con P_{th_N-U} . Así:

$$E_r\% = \frac{P_{th_N-U} - P_{th_U}}{P_{th_N-U}} \cdot 100 \quad (8)$$

La fig. 9 muestra la variación del E_r en función de la longitud del LFC para un día de verano y otro de invierno, considerando diferentes latitudes ϕ de emplazamiento (-15° , -25° y -35°) y parametrizado para diferentes flujos másicos de alimentación (\dot{m}). Acorde a la ec. (8), valores negativos en $E_r\%$ indican que los valores de P_{th_U} están sobreestimados con respecto a los predichos con el modelo propuesto. Las mínimas diferencias entre los resultados se observan para el día de verano ($<1\%$). Para un día de invierno, $E_r\%$ puede alcanzar valores de hasta 12% y, como era de esperarse, mayores diferencias para latitudes mayores. A $\phi = -25^\circ$, el máximo de E_r tiene lugar para longitudes de absorbedor $L_{abs} < 15$ m. La situación es similar a $\phi = -30^\circ$, aunque para $L_{abs} < 20$ m. Para este último caso, como la longitud no iluminada excede 10 m, el valor de E_r para $L_{abs} = 10$ m fue forzado a 0.

Se muestra, en la fig. 10, la variación paramétrica de la eficiencia térmica global η_{th} (eje principal) y de la fracción de vapor χ (eje secundario) en función de L_{abs} para las condiciones descritas en el análisis de E_r . Así, para el 21 de diciembre η_{th} y χ presentan comportamientos similares para las diferentes latitudes de análisis. El máximo valor de η_{th} se observa para $\phi = -25^\circ$ debido a que las pérdidas por los extremos del absorbedor son mínimas en este caso. Es notorio que la presencia de vapor sobrecalentado a la salida del absorbedor disminuye η_{th} para valores bajos de \dot{m} . Para $\phi = -25^\circ$, η_{th} disminuye rápidamente a partir de $L_{abs} \geq 30$ m cuando $\dot{m} = 0,025$ kg/s (en azul) y para $L_{abs} \geq 50$ m cuando $\dot{m} = 0,0416$ kg/s (en verde). Para valores de \dot{m} cercanos a 4,5 kg/min (líneas y puntos amarillos), η_{th} tiende a valores entre 0,40 y 0,45 para todos los casos. Para invierno (derecha fig. 10), debido a las pérdidas por los extremos del absorbedor la eficiencia cae a valores entre 0,30 y 0,35. Para \dot{m} entre 0,0416 kg/s and 0,0583 kg/s (2,5 kg/min y 3,5 kg/min, respectivamente) se requiere

longitudes de absorbedor superiores a 80 m para obtener a la salida vapor saturado con alta calidad ($\chi > 0,8$). De esta manera, para la generación de vapor con alta proporción de vapor seco (χ cercano a 1), un prototipo LFC de pequeña escala requiere la implementación de estrategias para contrarrestar las pérdidas ópticas por los extremos del absorbedor. La fig. 10 entrega información útil acerca de la longitud de absorbedor mínima, para la geometría especificada, que debe considerarse según los requerimientos del vapor a la salida (aplicaciones de hasta 250°C) para rangos de tasas de flujo másico entre 1,5 y 4,5 kg/min.

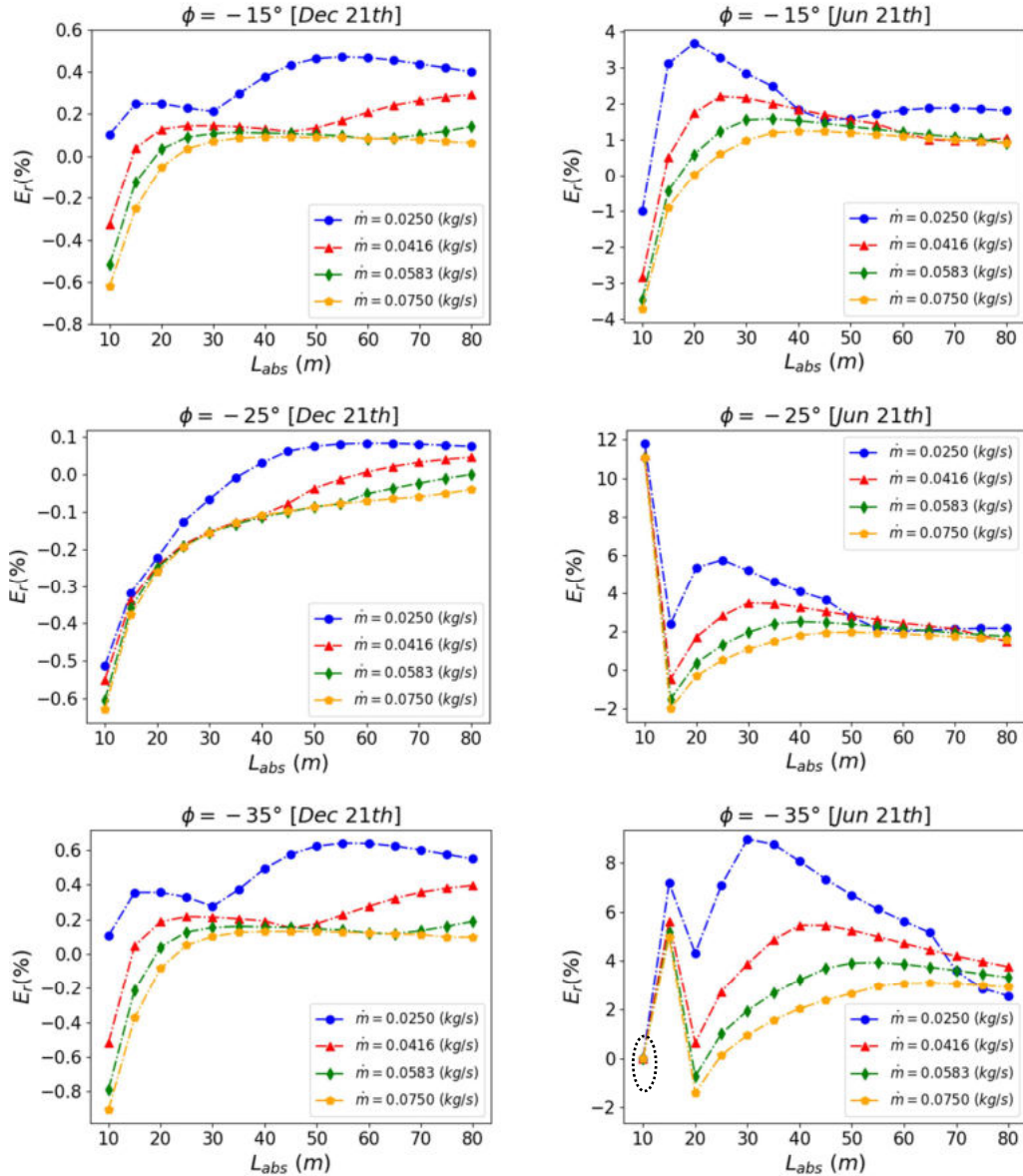


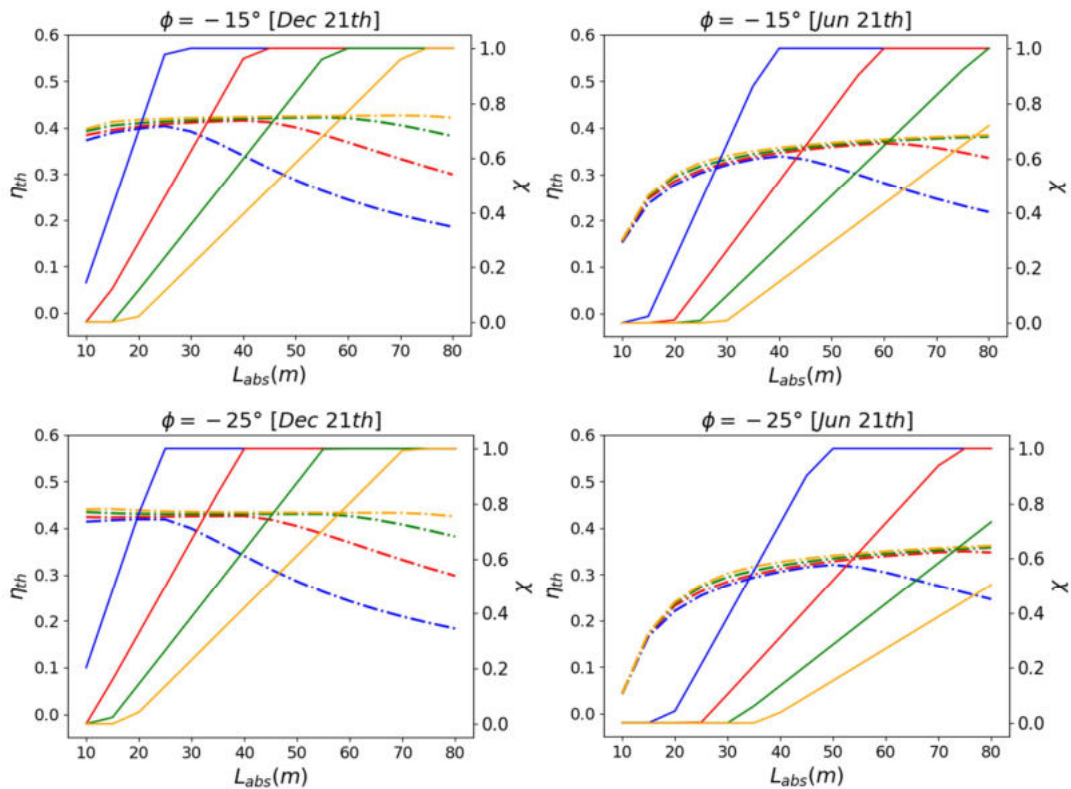
Fig. 9: Error relativo porcentual de la potencia térmica estimada bajo condiciones de distribución solar uniforme sobre toda la longitud del absorbedor (P_{th_U}) con respecto a la estimada para condiciones no uniformes empleando el presente modelo (P_{th_N-U}) para el 21 de Diciembre y el 21 de Junio al mediodía solar, a diferentes latitudes.

CONCLUSIONES

Se validó un modelo hidrotérmico para absorbedores lineales con generación directa de vapor, que fue desarrollado para simular las condiciones de operación de un prototipo LFC de pequeña escala que trabaja a bajos regímenes de flujo, contra datos experimentales de un prototipo instalado en Coimbatore (India). El modelo ajusta correctamente con las observaciones experimentales, donde el régimen de flujo es alto (debido a las características del absorbedor) siendo un prototipo de pequeña

escala. Además, se evaluó el comportamiento hidrodinámico del modelo mediante datos experimentales de caídas de presión a lo largo de un absorbedor lineal de un colector cilindro-parabólico (perteneciente al proyecto DISS), obteniendo un ajuste muy bueno entre simulaciones y datos medidos.

Mediante análisis paramétricos se comparan los resultados generados con este modelo teniendo en cuenta una distribución solar uniforme y no uniforme (mayor detalle). El error relativo al estimar la potencia térmica con base a la primera condición (con respecto a la segunda) es despreciable en los meses de verano sin importar la latitud y la longitud del LFC. Para invierno, el error puede alcanzar valores de 12 %, para sistemas de corta longitud y a latitudes medias, la diferencia entre resultados es mayor mientras menor sea la tasa de flujo másico de trabajo. Finalmente, se analizó la variación de dos parámetros importantes como la eficiencia térmica total y la fracción de vapor en función de la longitud de absorbedor. Para verano, los sistemas que operan con flujos de masa relativamente altos (superior a 2,5 kg/min) tienden a trabajar con eficiencias térmicas entre 0,40 y 0,45, estos valores disminuyen con la aparición de vapor sobrecalentado a la salida del absorbedor. En invierno, donde el efecto de pérdida óptica por los extremos del absorbedor es considerable, la eficiencia disminuye en todos los casos con respecto a la situación de verano. Para latitudes medias y altas, se requieren equipos muy largos (longitud mayor a 80 m) para obtener vapor saturado con calidad cercana a 1, para flujos másicos moderados (entre 2,5 kg/min y 3,5 kg/min). Así, los LFC de pequeña escala requieren la implementación de estrategias para mitigar el efecto de las pérdidas ópticas, principalmente para aquellas aplicaciones que necesitan la provisión de vapor a alta calidad (crítico en los meses de invierno).



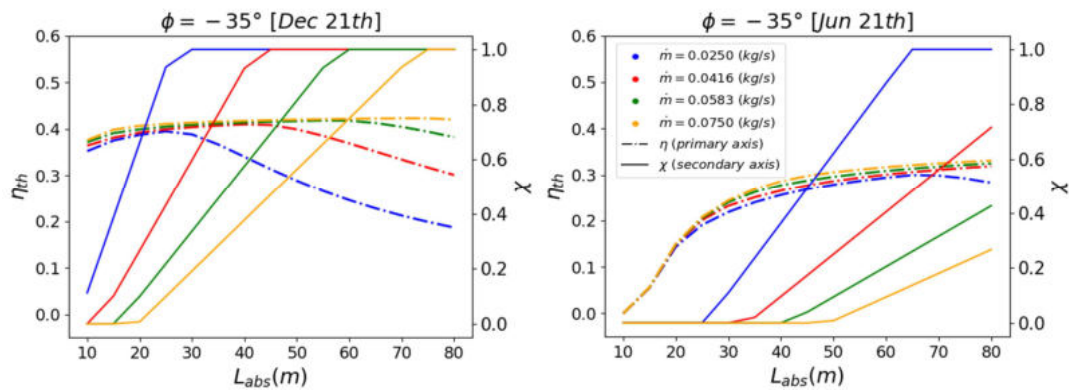


Fig. 10: Eficiencia térmica η_{th} (eje primario, puntos y líneas) y fracción de vapor χ (eje secundario, líneas sólidas) en función de la longitud del absorbedor, para los 21 de Diciembre y Junio al mediodía solar y para tres latitudes diferentes.

REFERENCIAS

- Barbón A., Barbón N., Bayón L., Otero J.A. (2016). Theoretical elements for the design of a small scale Linear Fresnel Reflector: frontal and lateral views. *Solar Energy*; 132:188–202.
- Collier J., Thome J. (1996). *Convective boiling and condensation*. 3rd ed. New York: Oxford Science.
- Duffie JA, Beckman WA. (2006). *Solar engineering of thermal processes*. 3rd ed. New Jersey: John Wiley and Sons.
- Flores-Larsen S., Altamirano M., Hernández A. (2013). Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. *Renewable Energy*; 39:198–206.
- Hachicha A., Rodríguez I., Ghenai C. (2018). Thermo-hydraulic analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector for direct steam generation. *Applied Energy*; 214:152–65.
- Heimsath A., Nitz P., Heß S. (2010). Concentrating solar collectors for process heat up to 250 °C and small scale CSP – Integrated optical design for improved performance. EuroSun2010.
- Hongn M. (2017). Estudio y evaluación de parámetros de funcionamiento para la tecnología Fresnel lineal de concentración. Tesis Doctoral. Universidad Nacional de Salta, Argentina.
- Hongn M., Flores Larsen S., Dellicompagni P., Hoyos D., Fernández C., Suligoy H., Bárcena H., Gea M. y Saravia L. (2015a). Simulación del comportamiento hidrotérmico del fluido de trabajo en un concentrador Fresnel lineal. *Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 36, pp. 01-10.
- Hongn M., Flores Larsen S., Gea M., Altamirano M. (2015b). Least square based method for the estimation of the optical end loss of linear Fresnel concentrators. *Solar Energy*, Volume 111, pp. 264 -276.
- Moghimi M., Craig K., Meyer J. (2015). A novel computational approach to combine the optical and thermal modelling of Linear Fresnel Collectors using the finite volume method. *Solar Energy*; 116:407–27.
- Qiu Y.L., He W. M., Zhang-Jing Z. (2016). A comprehensive model for optical and thermal characterization of a linear Fresnel solar reflector with a trapezoidal cavity receiver. *Renewable Energy*; 97:129–44.
- Rheinländer J. y Eck M. (2002). Direct Solar Steam (DISS) Research Project on Direct Solar Steam Generation (DSG) in Parabolic Trough Collectors Task 400 DG Applied Research Document DISS-SC-MI-03, Numerical Modelling of Pressure Losses.
- 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.
- Sahoo S., Singh S., Banerjee R. (2016). Thermal hydraulic simulation of absorber tubes in linear Fresnel reflector solar thermal system using RELAP. *Renewable Energy*; 86:507–16.
- Serrano-Aguilera J., Valenzuela L., Parras L. (2017). Thermal hydraulic RELAP5 model for a solar direct steam generation system based on parabolic trough collectors operating in once-through mode. *Energy*; 133:796–807.
- Tsekouras P, Tzivanidis C, Antonopoulos K. (2018). Optical and thermal investigation of a linear Fresnel collector with trapezoidal cavity receiver. *Applied Thermal Engineering*; 135:379–88.

Yang M., Zhu Y., Taylor R. (2018). End losses minimization of linear Fresnel reflectors with a simple, two-axis mechanical tracking system. *Energy Conversion and Management*; 161:284–93.

Zarza E., Valenzuela L., León J., Hennecke K., Eck M., Weyers H., Eickhoff M. (2004). Direct steam generation in parabolic troughs: final results and conclusions of the DISS project. *Energy*; 29(56):635–44.

ABSTRACT

The study of the hydrothermal behaviour of water-steam is a key topic in direct steam generation through solar concentrators. To simulate different operational conditions and geometries of solar linear concentrators was the aim of this work expanding the validation range of the proposed model. A good agreement was observed between the available experimental data and simulations. Through a parametric analysis, the relative error associated to uniform and no-uniform conditions for solar flux distribution on the length of the absorber was determined, for different latitudes and mass flow rate conditions. The implementation of strategies to mitigate the optical end losses in winter days are necessary in small scale prototypes, where the thermal efficiency falls at about 25% with respect to a summer day (at solar noon).

Keywords: Linear Fresnel Reflector, small-scale prototypes, direct steam generation, optical losses.