

PÉRDIDA DE CALOR EN EL ABSORBEDOR DE UN CONCENTRADOR CILINDRO PARABÓLICO DE MEDIANA ENTALPÍA

Pablo Dellicompagni^{1,2}, Hugo Ernesto Aparicio², Judith Franco^{1,2}, Constanza López Ruiz^{1,2}

¹ Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO). Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET).

² Universidad Nacional de Salta. Facultad de Ciencias Exactas (UNSa – FCE)
pablodellicompagni@gmail.com

Recibido 08/2024; Aceptado 11/2024

RESUMEN.- El coeficiente global de pérdidas térmicas en sistemas de aprovechamiento solar térmico es un parámetro crucial para evaluar la eficiencia de estos sistemas. Este coeficiente representa la cantidad de calor que se pierde del sistema hacia el entorno a través de mecanismos como conducción, convección y radiación. Su determinación es fundamental para realizar balances de energía y caracterizar diferentes tecnologías solares. Para sistemas de concentración solar, tanto métodos experimentales como numéricos se utilizan para su cálculo. Este trabajo presenta como caso de estudio un absorbedor cilíndroparabólico de desarrollo propio, en el que se emplea termografía infrarroja para cuantificar el coeficiente global de pérdidas térmicas. Se determinó que el absorbedor posee un coeficiente de pérdidas total promedio de 50 W/m²°C, contemplando sólo los tramos con cubierta de vidrio. El mecanismo de pérdida predominante es el convectivo, pudiendo llegar a valores de 700 W térmicos totales, mientras que las pérdidas radiativas alcanzan los 350 W térmicos. Los resultados de este estudio permitirán optimizar el diseño del absorbedor y mejorar la eficiencia del sistema solar térmico.

Palabras clave: concentración solar, termografía infrarroja, pérdidas térmicas.

HEAT LOSSES FROM THE ABSORBER OF A PARABOLIC TROUGH MEDIUM-ENTHALPY COLLECTOR

ABSTRACT.- The global heat loss coefficient of solar thermal systems is a critical parameter for assessing the efficiency of these systems. This coefficient represents the heat losses from the system to the environment through mechanisms such as conduction, convection, and radiation. Its determination is essential for performing energy balances and characterizing different solar technologies. For concentrating solar systems, both experimental and numerical methods are performed for its calculation. This work presents a custom-designed parabolic trough absorber as a case study, being the infrared thermography technique is employed to quantify the global heat loss coefficient. It was determined that the absorber has a thermal global loss coefficient of 50 W/m²°C, considering only the sections with glass covering. The predominant loss mechanism is convective, reaching up to 700 W of total thermal losses, while radiative losses reach 350 W of thermal losses. The results of this study would make possible the optimization of the absorber design and the improvement of the solar thermal system efficiency.

Keywords: solar concentration, infrared thermography, thermal losses.

1. INTRODUCCIÓN

Todo sistema de aprovechamiento solartérmico posee una cuota de energía solar que no es aprovechada, ya sea por efectos de absorción en la cubierta (si la tuviese), por los fotones que no logran llegar al absorbedor por diferentes razones, o bien por que el calor arrastrado por un fluido caloportador no resulta de una transformación solar – térmica ideal, es decir, parte del calor migra desde la superficie caliente hacia el entorno exterior a través de los mecanismos de convección, conducción y radiación. Luego, se tienen las pérdidas por eficiencia óptica vinculadas a la transmitancia de las cubiertas, la reflectancia de las superficies espejadas y la absorptancia de las superficies que reciben los ha-

ces concentrados, parámetro cuyos valores dependen de los materiales propiamente dichos, del estado de las superficies y del ángulo de incidencia solar (Duffie y Beckman, 2013). Son estos tres mecanismos de pérdida de calor los que conforman al coeficiente global de pérdidas térmicas (U_L) de todo sistema de transformación solartérmica y su estudio y determinación es crucial para realizar los balances de energía y posterior caracterización de las tecnologías solares en términos del cómputo de la energía térmica disponible para diversos fines (Bergman et al., 2011, Dellicompagni et al., 2019). En el caso de colectores solares para calentamiento de agua o aire, el coeficiente global de pérdidas térmicas suele determinarse a partir de la confección experimental de la curva característica o curva de rendimiento de los equipos,

considerando que este coeficiente se relaciona de forma directa con la pendiente de la recta representativa de los puntos medidos. O bien, la determinación de U_L puede realizarse netamente de manera numérica (Díaz et al., 2022; Hernández et al., 2019). En cuanto a sistemas de concentración solar, la determinación de U_L se realiza tanto experimentalmente mediante ensayos térmicos de los absorbedores, como numéricamente a través de un modelo termofísico validado. Price et al. (2006) caracterizó mediante técnica de termografía infrarroja un absorbedor perteneciente a una planta solar operativa en el laboratorio SunLab.

Se encontró que la temperatura exterior de la cubierta de vidrio varía entre 95 °C y 105 °C, determinando así pérdidas de calor en el rango de 150 – 1400 W/m en función del salto térmico cubierta – ambiente y la velocidad de viento exterior. Siguiendo la línea de absorbedores comerciales, Burkholder y Kutscher (2009) realizaron ensayos en laboratorio de un absorbedor del tipo Schott's 2008 PTR70 para tecnología cilindroparabólica. Mediante resistencias internas (en forma de cartucho cilíndrico) se incrementó la temperatura del absorbedor y las mediciones se realizaron en el rango de 100 °C y 500 °C con pasos de 50 °C entre cada tanda de mediciones. Se determinó una expresión polinómica de cuarto orden en función de la temperatura del absorbedor estableciendo una variación de U_L entre 15 W/m (a 100 °C) y 495 W/m (a 506 °C). La determinación de U_L para este tipo de absorbedores es válida tanto para tecnologías de concentración solar cilindroparabólicas como así para sistemas Fresnel lineales que emplean dicho absorbedor. No obstante, en la rama de tecnologías Fresnel también se puede encontrar absorbedores de cavidad trapezoidal y multi tubo (caños en paralelo o en bucles de recirculación) (Zhu et al., 2014). Flores Larsen et al. (2012) investigaron experimentalmente las pérdidas térmicas hacia el exterior de una cavidad Fresnel lineal mediante ensayos de laboratorio, calentando los caños de manera interna mediante resistencias eléctricas y a diferentes potencias, con ambiente calmo y cubierta de Mylar®. Valiéndose de las mediciones de temperaturas de los caños, de la cavidad y el ambiente exterior, se determinó que el coeficiente U_L adoptó valores en un rango de 3 W/m²°C y 6 W/m²°C, siendo estas unidades otra manera de normalizar y expresar las pérdidas de calor hacia el ambiente exterior. Hongn y Flores Larsen (2018), en cambio, emplearon la técnica por termografía infrarroja para la misma cavidad, pero sin cubierta y diferentes velocidades de viento (0 m/s – 10 m/s, en el sentido perpendicular a la cavidad). Los valores de U_L obtenidos estuvieron en el rango de 0.5 kW/m² – 12 kW/m². Independientemente de la metodología escogida para determinar U_L , este parámetro juega un rol vital en los balances de energía de absorbedores ya que, por un lado, permite conocer las capacidades de generación térmica de los equipos concentradores y por el otro permite caracterizar las tecnologías en términos de eficiencia (Sivalingam et al., 2024; Ahmad et al., 2024; Alamdari et al., 2024).

Si bien la literatura que aborda casos de estudio de pérdidas de calor en absorbedores es amplia, resulta una buena práctica determinar U_L para cada caso en particular, a no ser que la tecnología desarrollada incorpore absorbedores comerciales o disponibles en el mercado, los cuales son caracterizados de fábrica, como lo es el absorbedor Schott's 2008 PTR70. Bajo este razonamiento, en este trabajo se presentan los resultados de la caracterización térmica del absorbedor de un equipo concentrador cilindroparabólico desarrollado y construido en el campus experimental del Instituto de Investigaciones en Energía no Convencional (INENCO). El mismo posee un área de apertura de 11 m², una longitud de absorbedor de 6.4 m y potencia térmica nominal de 6 kW – 8 kW (Dellicompagni et al., 2024). En este trabajo, se denomina absorbedor al conjunto tubo metálico y cubierta, ya que es este componente el encargado de la transformación solar-térmica, por otro lado, la denomina receptor a la superficie reflectiva, ya que es este componente quien recibe los haces solares sin concentrar. La metodología empleada es la termografía infrarroja para varios días de ensayos, preferentemente en épocas de alta y baja irradiación solar. El estudio de U_L de realizó de manera segmentada, es decir para cada tramo del absorbedor y su correlación con el salto térmico absorbedor – ambiente, llegándose a determinar el coeficiente global de pérdidas térmicas total. Se identificaron cuáles son las zonas de mayor coeficiente de pérdida de calor con el equipo concentrador en régimen térmico de operación y cuál es el mecanismo de pérdida de calor predominante.

2. METODOLOGIA

La determinación de U_L del concentrador solar se realizó mediante termografía infrarroja en conjunto con mediciones de temperatura de entrada, salida, ambiente, velocidad de viento en las cercanías, caudal de agua de ingreso e irradiancia directa normal al haz, mientras se realizaron ensayos de generación de vapor. A partir de las imágenes térmicas se determinó la temperatura media del absorbedor dividido por tramos, identificando aquellos correspondientes a la cubierta de vidrio y aquellos sin cubierta y sin aislamiento. Ya que se trata de superficies que emiten energía térmica infrarroja y que además están en contacto con el ambiente exterior, se procedió a cuantificar las pérdidas de calor de cada tramo mediante los mecanismos de radiación y convección, empleando formulación adoptada de la literatura.

2.1. Descripción del concentrador solar

El equipo ensayado se muestra en las Figuras 1a y 1b. La superficie reflectiva está conformada con chapa de aluminio pulido de alta reflectancia, desarrollando un perfil cilindroparabólico de 5 m de largo total, una apertura de 2.5 m y un área de apertura de 11 m² totales. El absorbedor consta de un conjunto de tubos



Fig. 1: (a) Vista del concentrador en funcionamiento. (b) Tramo final de absorbedor y salida de vapor.

concéntricos, uno metálico de acero estructural por el cual circula el agua/vapor, y otro de borosilicato que oficia de cubierta. La longitud total del absorbedor es de 6.4 m mientras que la longitud cubierta es de 5 m. El seguimiento solar se realiza en un eje, empleando un motor paso a paso acoplado al eje de rotación mediante una transmisión recta. El sistema de control y seguimiento se aloja en un gabinete estanco instalado en cercanías del conjunto motor-reducción.

En cuanto a la capacidad de generación térmica, el equipo desarrolla una potencia útil de hasta 8 kW, con una temperatura de salida de 120 °C, en función del caudal másico (Figuras 2a y 2b). Una mayor descripción acerca la construcción del equipo, los ensayos de operación realizados y los resultados arribados podrán consultarse en Dellicompagni et al. (2024), dónde también se aborda la determinación de los errores cometidos durante las mediciones.

2.2. Mediciones realizadas e instrumentos de medición empleados

La Figura 3 presenta un esquema del absorbedor, demarcando los puntos donde se colocaron sensores de medición, siendo las termocuplas de entrada y salida, y el caudalímetro los únicos montados sobre el absorbedor. El resto de los sensores e instrumental de medición se emplearon en cercanías del concentrador, a excepción del pirheliómetro que está instalado en la terraza del INENCO.

Las temperaturas de entrada, salida y ambiente se midieron empleando termocuplas tipo K y el caudal de agua de ingreso se registró con un caudalímetro de turbina. En cuanto a la velocidad de viento en cercanías del absorbedor, se empleó un anemómetro de hilo caliente. La irradiancia directa normal al haz (DNI) se midió mediante un pirheliómetro y las imágenes infrarrojas se tomaron con una cámara manual Testo. La Tabla 1 resume las características de los instrumentos empleados y los sistemas de adquisición de datos.

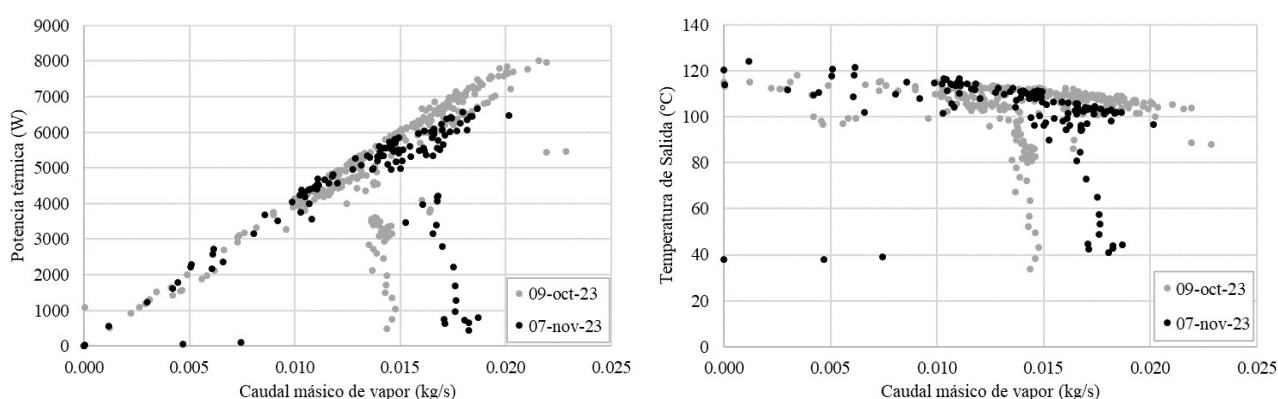


Fig. 2: (a) Potencia térmica desarrollada por el concentrador. (b) Temperatura de salida.

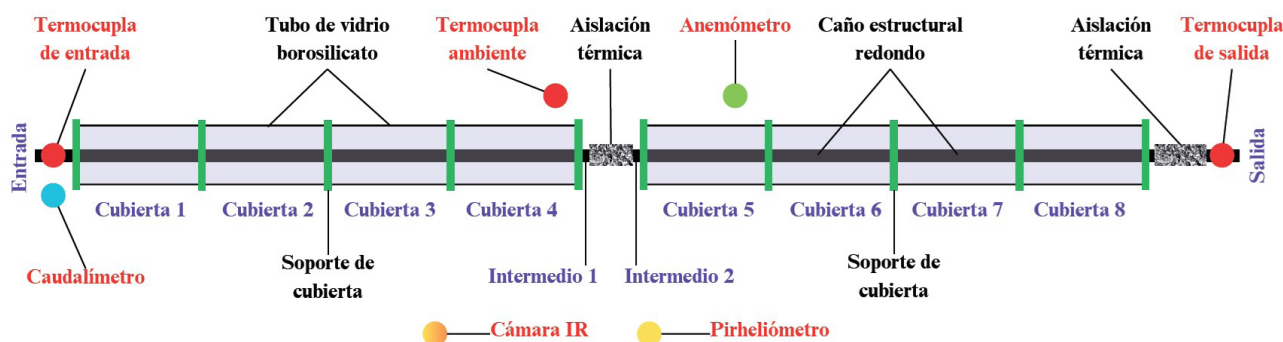


Fig. 3: Esquema de absorbedor. Se muestra la segmentación en tramos para la medición infrarroja, como así la ubicación de los diferentes sensores e instrumentación de medición.

Tabla 1: Instrumentación de medición empleado y sus características.

Magnitud	Sensor	Error	Adquisidor	Software
Temperatura (entrada, salida y ambiente)	Termocupla Fluke - K	0,1 °C	Digi Sense de doce canales	ScanLink 2.0 Cole Parmer
Caudal másico (entrada)	Caudalímetro Arduino YF-S401	10 ⁻³ kg/s	Arduino UNO	Arduino 1.8.16
Irradiancia directa normal al haz	Pirheliómetro Kipp & Zonen CHP1	2%	Campbell Scientific CR100	Spyder (Python 3.10)
Temperatura (tramos del absorbedor)	Cámara termográfica Testo 871	0,1 °C	Imágenes en disco	Testo IRSoft
Velocidad de viento	Anemómetro de hilo caliente TES 1341	0,01 m/s	Lectura en pantalla	-

Las temperaturas de entrada, salida y ambiente se midieron empleando termocuplas tipo K y el caudal de agua de ingreso se registró con un caudalímetro de turbina. En cuanto a la velocidad de viento en cercanías del absorbedor, se empleó un anemómetro de hilo caliente. La irradiancia directa normal al haz (DNI) se midió mediante un pirheliómetro y las imágenes infrarrojas se tomaron con una cámara manual Testo. La Tabla 1 resume las características de los instrumentos empleados y los sistemas de adquisición de datos.

2.3. Coeficientes de transferencia de calor

Interesa conocer cuanta energía térmica se pierde desde las superficies externas del absorbedor hacia el ambiente exterior. En los casos de la entrada, la salida y los tramos intermedios se tiene que el caño metálico se encuentra descubierto y sin aislante térmico. Solo se colocó aislación en el caño que une a los dos módulos concentradores y para el cual no se realiza el estudio de pérdidas, o bien se desprecia. Tampoco se analiza la pérdida de calor a través de los soportes de la cubierta de vidrio. En el caso de los tramos con cubierta de vidrio de borosilicato, se considera la temperatura externa de los mismos.

Se plantea que los mecanismos de pérdida de calor son principalmente de índole convectivos y radiativos. El set de Ecuaciones 1-3 (Welty et al., 2015) establece el número de Nusselt (Nu) para tubos cilíndricos de flujo de aire cruzado externo, el número de Reynolds (Re) y el coeficiente convectivo, respectivamente (h_c).

$$Nu_i = \begin{cases} 0.46 Re_i^{1/2} + 0.0128 Re_i; Re_i > 500 \\ 0.43 + 0.48 Re_i^{1/2}; Re_i < 500 \end{cases} \quad (1)$$

$$Re_i = \frac{D_i v}{\nu} \quad (2)$$

$$h_{c,i} = \frac{k_{ai} Nu_i}{D_i} \quad (3)$$

Para la cuantificación de las pérdidas radiativas desde la cubierta de vidrio y desde los caños no cubiertos, hacia al ambiente, se

emplea la Ec. 4, que determina el coeficiente radiativo para cada tramo (Sivalingam et al., 2024). Con respecto al coeficiente de emisividad ϵ , se adoptó un valor de 0,95 para el caño de acero y 0,21 para la cubierta de borosilicato.

$$h_{r,i} = \epsilon_i \sigma (T_i - T_a)(T_i^2 + T_a^2) \quad (4)$$

Luego, el calor total que migra desde las superficies del absorbedor hacia el ambiente está dado por la Ec. 5. (Hache et al., 2023; Sivalingam et al., 2024).

$$Q_{p,i} = A_i (h_{c,i} + h_{r,i})(T_i - T_a) \quad (5)$$

El coeficiente global de pérdidas térmicas para cada tramo está dado por la Ec. 6 (Flores Larsen, 2012), siendo la sumatoria de todos ellos el coeficiente global de pérdidas térmicas total del absorbedor (Ec. 7).

$$U_{L,i} = \frac{Q_{p,i}}{A_i(T_i - T_a)} \quad (6)$$

$$U_L = \sum_i U_{L,i} \quad (7)$$

3. RESULTADOS

En esta sección se muestran los resultados para tres días de ensayos, y para diferentes horarios en los cuales el concentrador solar se encuentra generando vapor de agua. Las temperaturas medidas corresponden al promedio de cada tramo, obtenidas del procesamiento de las imágenes térmicas. En Tabla 2 se muestran las variables climáticas para cada tanda de mediciones infrarrojas y el flujo másico registrado en el mismo momento.

La Figura 5 muestra el perfil de temperaturas exteriores del absorbedor, observándose una tendencia de crecimiento asociada al proceso de calentamiento del agua hasta producirse vapor. Se denota una zona de descenso brusco de temperatura en la zona intermedia, coherente con aquellos tramos del absorbedor en los que el caño metálico no se encuentra aislado. La temperatura del absorbe-

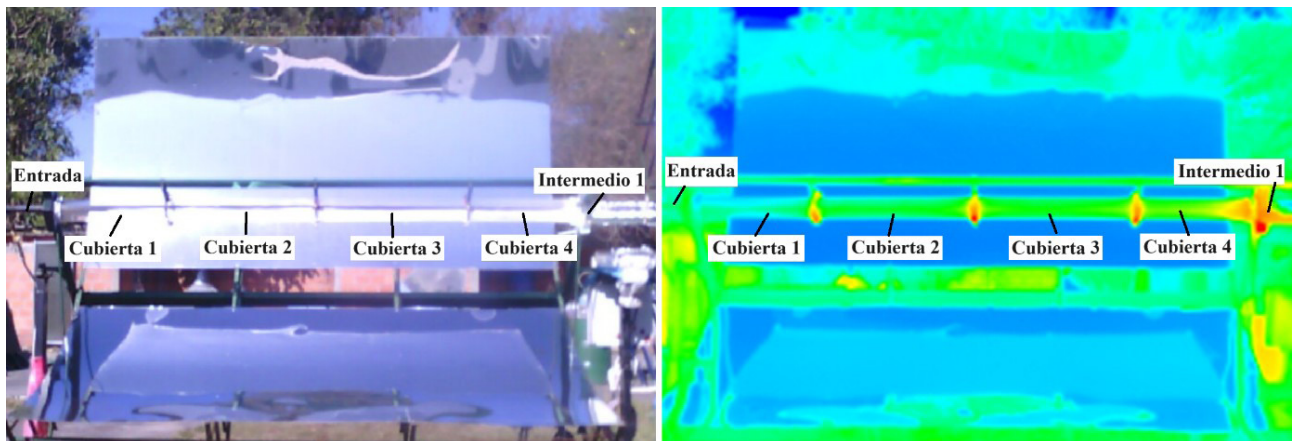


Fig. 4: Imagen real e imagen térmica del primer módulo del concentrador.

Tabla 2: Variables climáticas registradas en el momento de la toma de imágenes térmicas y flujo másico de trabajo, \dot{m} .

Fecha	9/10/2023		7/11/2023			19/6/2024				
Hora	14,58	14,78	10,57	11,12	11,57	11,75	12,2	12,67	13,22	13,87
T_a , °C	28,9	32,7	34,5	37	37,3	25,2	28,2	29,1	29,2	33,7
DNI, W/m ²	910	903	876	921	932	925	941	963	972	978
v , m/s	0,43	0,39	0,42	0,51	0,62	0,53	0,8	0,52	0,25	1,81
\dot{m} , kg/s	0,0026	0,0121	0,0168	0,0145	0,0141	0,004	0,0022	0,0058	0,0026	0,003

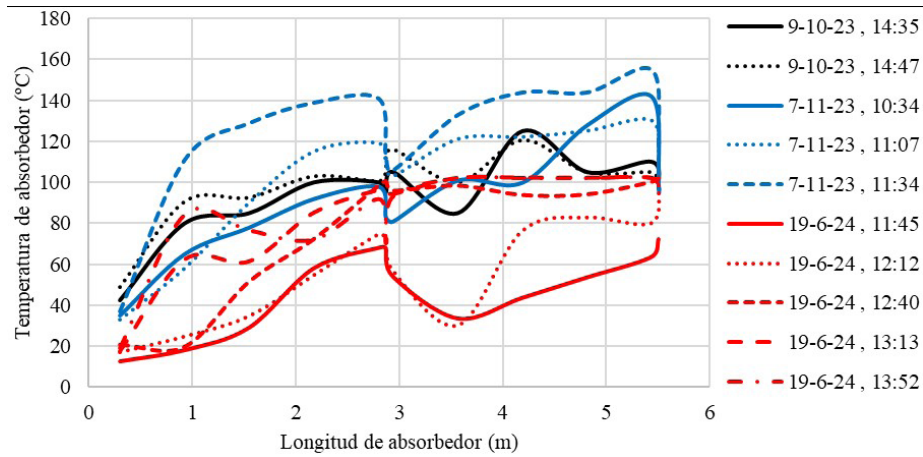


Fig. 5: Perfil de temperaturas del absorbedor, sobre la base de mediciones infrarrojas para tres días de ensayos.

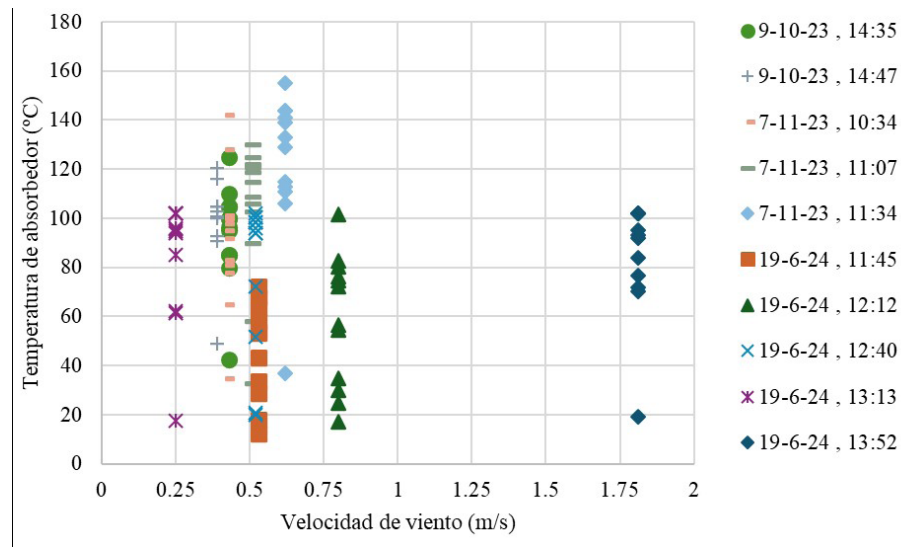


Fig. 6: Variación de la temperatura del absorbedor con la velocidad de viento.

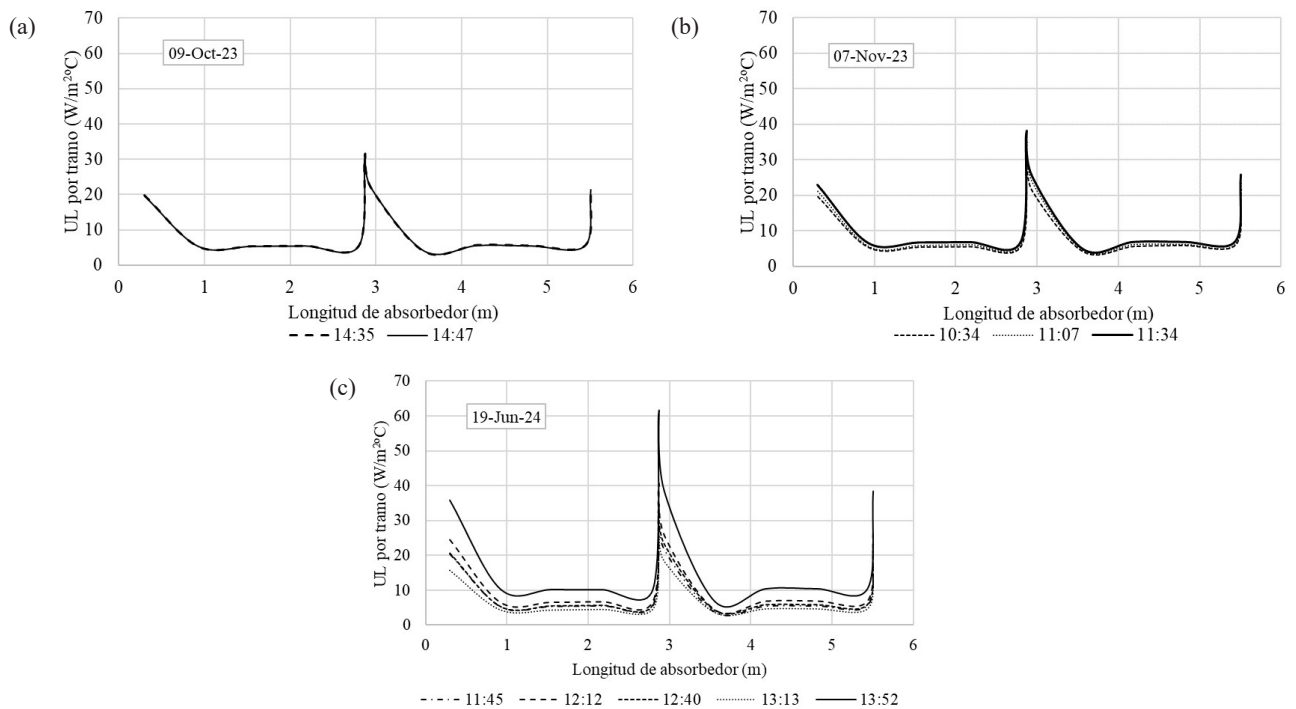


Fig. 7: Coeficiente global de pérdidas por tramo y por hora. (a) 9-10-23, (b) 7-11-23 y (c) 19-6-24.

dor se correlaciona también con la época del año. Puede notarse que para los meses de baja irradiancia solar (junio) se obtienen perfiles de temperatura sustancialmente menores que para los meses de octubre y noviembre. No obstante, un factor de relevancia es la velocidad de viento encontrándose que picos de temperatura se dan para velocidades bajas, como se muestra en la Figura 6.

El análisis del coeficiente global de pérdidas térmicas se realiza, en primer lugar, para cada tramo del absorbedor y en los horarios en los que se realizaron las termografías. En la Figura 7 se observan los perfiles de $U_{L,i}$ determinados mediante la Ec. 6. Los tramos que no poseen cubierta de vidrio ni aislación térmica son los que mayor $U_{L,i}$ presentan, en el rango de $20 \text{ W/m}^2\text{C} - 60 \text{ W/m}^2\text{C}$. Desestimando estos valores, ya que se trata de tramos que podrían solucionarse mediante aislamiento térmico, el coeficiente global de pérdidas térmicas de los tramos con cubierta de vidrio ronda entre $4 \text{ W/m}^2\text{C}$ y $10 \text{ W/m}^2\text{C}$.

En segundo lugar, el coeficiente global de pérdidas térmicas total (U_L) resulta de la sumatoria de los coeficientes para cada tramo. En Figura 8 se muestra el computo considerando los tramos no aislados (el absorbedor completo) y considerando solamente los tramos con cubierta de vidrio. Estos resultados denotan la importancia de, por un lado, incorporar aislación térmica en los tramos descubiertos y por el otro el comportamiento efectivo de la cubierta de vidrio al reducir las pérdidas

hacia el exterior en un 70% en promedio sobre el total de las pérdidas. A los fines prácticos, puede considerarse que el absorbedor del concentrador bajo estudio posee un U_L de $50 \text{ W/m}^2\text{C}$ en promedio, valor considerado en las simulaciones numéricas realizadas en Aparicio et al. (2023). La Figura 9 muestra de una forma más cualitativa la participación de las pérdidas de calor en tramos no aislados en contraste con aquellas a través de los que tienen cubierta de vidrio, sobre una base de cálculo promedio total teniendo en cuenta todos los días de ensayos.

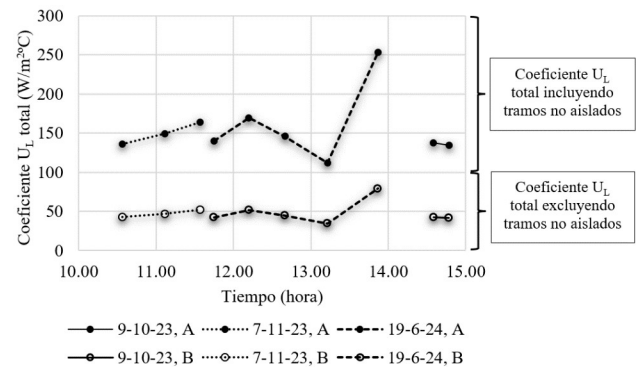


Fig. 8: Coeficiente global de pérdidas térmicas total. (A) Incluyendo los tramos no aislados ni cubiertos y (B) excluyendo dichos tramos o bien considerando sólo los tramos con cubierta de vidrio

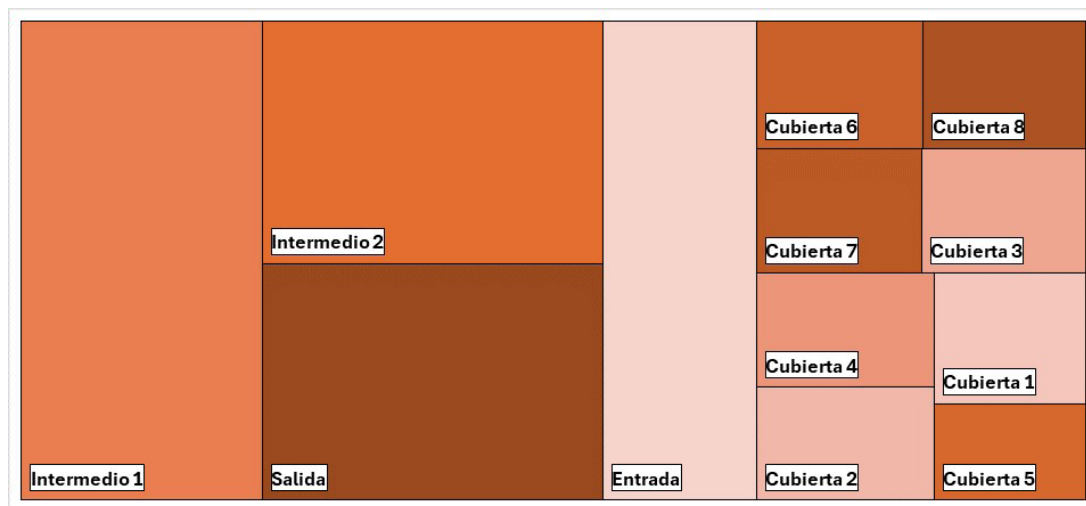


Fig. 9: Análisis cualitativo de pérdidas de calor promedio por tramo. La mayor parte de las pérdidas se dan en los tramos no aislados.

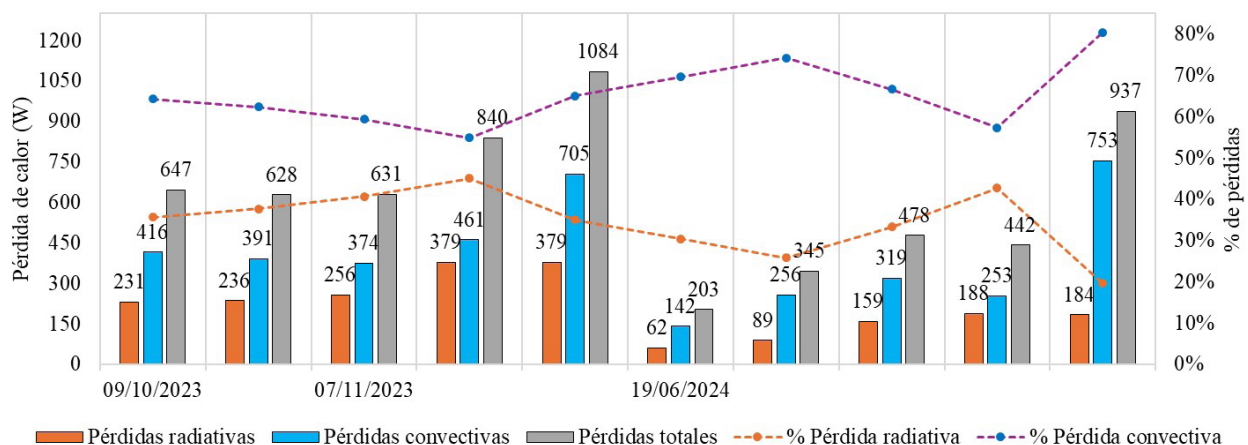


Fig. 10: Pérdidas de calor hacia el ambiente por radiación, convección y total del absorbedor. Se observa el predominio de las pérdidas convectivas por sobre las radiativas.

En cuanto a las pérdidas de calor hacia el ambiente, dadas por la Ec. 5, se observa una fuerte dependencia con respecto a los mecanismos de convección, a lo largo de todos los ensayos realizados (Figura 10). Estas pérdidas son las computadas para todo el absorbedor contemplando todos los tramos. Este predominio convectivo revela la necesidad de emplear absorbedores evacuados al vacío para reducir las convectividades en la cámara de aire entre el caño metálico y la superficie interior de la cubierta de vidrio.

4. DISCUSION Y CONCLUSIONES

El valor del coeficiente global de pérdidas térmicas da cuenta de la calidad constructiva de cualquier equipo solar térmico, entendiendo que mayores valores representan mayores pérdidas al exterior. Por ejemplo, los absorbedores tipo Schott's 2008 PTR70 poseen valores de U_L en el rango de 15 W/m – 495 W/m para temperaturas del absorbedor entre 100 °C y 500 °C (Burkholder y Kutscher, 2009). Para el caso del absorbedor presentado en este trabajo, la temperatura exterior osciló entre 12,5 °C y 155 °C, rango en el cual se obtuvieron valores de U_L entre 63 W/m y 164 W/m. La diferencia principal radica en el vacío realizado en los modelos de absorbedores comerciales y al *coating* selectivo en el caño interno. Ambos desarrollos tecnológicos de los cuales el absorbedor aquí estudiado no cuenta, pero se podrían plantear en un trabajo futuro. No obstante, no existe un valor de referencia para U_L que esté estandarizado, más allá de aquellos que se informan en las hojas técnicas de modelos comerciales. Dicho de otro modo, cada tecnología es particular y el valor de U_L se asociará a las condiciones de ensayos (climáticas reales o laboratorio), los materiales empleados y las técnicas de ensamblaje y mitigación de pérdidas, a las temperaturas de trabajo y el caudal másico, la geometría de los absorbedores, relación de concentración, entre otros (Flores Larsen et al., 2012).

En este trabajo se analizaron los coeficientes globales de pérdida de un concentrador solar cilindro parabólico teniendo en cuenta las mediciones de temperatura de aquellas superficies exteriores del absorbedor en contacto con el medio exterior. Estas temperaturas se determinaron mediante termografía infrarroja acompañada con mediciones adicionales de velocidad de viento, temperatura exterior, entre otras magnitudes. El mecanismo de pérdidas planteado resulta de la conjunción de efectos convectivos y radiativos. En primer lugar, se determinó $U_{L,i}$ para cada tramo del absorbedor y luego U_L resulta de la sumatoria de todos ellos. Se encontró que los mayores coeficientes se obtienen para aquellos tramos sin aislamiento ni cubierta, lo cual resulta lógico dado el contacto directo con el medio exterior, especialmente en épocas de baja temperatura como en invierno. $U_{L,i}$ puede variar entre 20 W/m²°C – 60 W/m²°C para tramos no aislados y entre 4 W/m²°C y 10 W/m²°C para aquellos con cubierta de vidrio. En base a la Figura 8, se puede asumir que el concentrador cilindroparabólico posee un coeficiente global de pérdidas térmicas total U_L promedio de 50 W/m²°C, si se desestiman las pérdidas en tramos no aislados, ya que éstas son fácilmente solucionables mediante aislación térmica. También se determinó que el principal mecanismo de pérdida de calor es el convectivo, con una participación del 55% - 80% sobre el total del calor que migra hacia el exterior.

Resulta de interés mencionar que en este estudio no se consideró el calor perdido a través de los soportes del absorbedor, que actúan como puentes térmicos hacia el ambiente y hacia la estructura del equipo. Dada la pequeña superficie que ellos representan, se desestimó ese mecanismo de pérdida. No obstante, cabe resaltar que estos soportes se calientan principalmente debido a la incidencia

solar concentrada sobre ellos. Por otro lado, se desestimó la conducción de calor a través del caño metálico del absorbedor en el sentido longitudinal, lo cual no representa una pérdida de calor significativa según estudios realizados por Hongn (2016) para un equipo del tipo Fresnel lineal. Un análisis de mayor completitud deberá realizarse a futuro, donde se evalúen los mecanismos de pérdida de calor adicionales como los mencionados en este párrafo y lograr una caracterización más rigurosa sobre el coeficiente global de pérdidas térmicas del equipo.

FUENTES DE FINANCIAMIENTO

El presente trabajo se encuentra financiado mediante un proyecto PICT (FONCYT), N° 2019-01729, denominado Generación de energía térmica con tecnología de concentración solar cilindro parabólica para procesos industriales en la región NOA.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al personal técnico de la Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta, Téc. Emanuel Armata y Téc. Carlos Fernández, por el soporte brindado en las fases constructivas del proyecto.

NOMENCLATURA

A_i	Área exterior del i-ésimo tramo, m ² .
D_i	Diámetro exterior del i-ésimo tramo, m.
$h_{c,i}$	Coefficiente convectivo para el i-ésimo tramo, W/m ² K.
$h_{r,i}$	Coefficiente radiativo para el i-ésimo tramo, W/m ² K.
k_{ai}	Conductividad térmica del aire, W/mK.
N_{ui}	Número de Nusselt para el i-ésimo tramo, adimensional.
$Q_{p,i}$	Calor total de pérdida hacia el ambiente del i-ésimo tramo, W.
R_{ci}	Número de Reynolds para el i-ésimo tramo, adimensional.
T_a	Temperatura ambiente, K.
T_i	Temperatura exterior del i-ésimo tramo, K.
U_L	Coefficiente global de pérdida térmica del absorbedor, W/m ² K o W/m ² °C.
$U_{L,i}$	Coefficiente global de pérdida térmica del i-ésimo tramo, W/m ² K o W/m ² °C.
v	Velocidad de viento en cercanías del absorbedor, m/s.
ϵ_i	Coefficiente de emisividad para el i-ésimo tramo, adimensional.
σ	Constante de Stefan-Boltzmann, 5,67x10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴ .
ν	Viscosidad cinemática del aire, m ² /s.

REFERENCIAS

- Ahmad A., Prakash O., Hausher R., Kumar G., Pandey S., Mozammil Hanain S. M. (2024). Parabolic trough solar collectors: A sustainable and efficient energy source. *Materials Science for Energy Technologies* 7, 99–106. <https://doi.org/10.1016/j.mset.2023.08.002>.
- Alamdari P., Khatamifar M., Lin W. (2024). Heat loss analysis review: Parabolic trough and linear Fresnel collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 199, 114497. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.114497>.
- Aparicio H., Dellicompagni P., Cadena C. (2023). Software para el estudio del desempeño térmico de sistemas de concentración solar. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 27, pp. 146-157, 2023, ISSN 2796-8111.

- 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
- Burkholder F., Kutscher C. (2009). Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver. National Renewable Energy Laboratory. Technical Report NREL/TP-550-45633.
- Dellicompagni P., Franco J. (2019). Potential uses of a prototype linear Fresnel concentration system. *Renewable Energy*, 1044–1054. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.10.005>.
- Dellicompagni P., Franco J., Aparicio H., Linares J. F. (2024). Concentrador solar cilindro parabólico de mediana entalpía: ensayos de operación y caracterización. *Energías Renovables y Medio Ambiente*. Edición Enero – Julio. Artículo en prensa.
- Díaz A. E., Hernández A. L., Di Lalla N. (2022). Colector solar de alta eficiencia con matriz porosa reciclada. *Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 49, pp. 21-29. ISSN en línea: 2684-0073.
- Duffie J., Beckman W. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Chichester: John Wiley & Sons Ltd.
- 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. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2011.08.003>.
- Hernández A. L., Quiñonez J. E., López F. H. (2019). Transient numerical study of thermo-energetic performance of solar air heating collectors with metallic porous matrix. *Solar Energy*, 178, 181–192. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.12.035>.
- 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.
- Hongn M., Flores Larsen S. (2018). Hydrothermal model for small-scale linear Fresnel absorbers with nonuniform stepwise solar distribution. *Applied Energy* 223, 329–346. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.04.056>.
- Price H., Forristall R., Wendelin T., Lewandoski A., Moss T., Gummo C. (2006). Field Survey of Parabolic Trough Receiver Thermal Performance. Proceedings of ISEC2006. ASME International Solar Energy Conference. Denver, Colorado, USA. ISEC2006-99167.
- Sivalingam A., Ravivarman G., Kalaiyarasan A., Sivaranjani M., Vijayasekaran G., Dhanasekaran J. (2024). Optimizing Thermal Performance in Parabolic Trough Solar Power Systems: An Experimental Design and Analysis. ICSMEE'24. E3S Web of Conferences 529, 02005. <https://doi.org/10.1051/e3s-conf/202452902005>.
- Welty J., Wicks C. E., Wilson R. E. (2015). *Fundamentos de Transferencia de momento, calor y masa*. 2ª Edición, pp. 433. LIMUSA, Corvallis, Oregón.
- Zhu G., Wendelin T., Wagner M. J., Kutscher C. (2014). History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors. *Solar Energy* 103, 639–652. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2013.05.021>.