

MODELADO TÉRMICO DE COLECTOR SOLAR FRESNEL LINEAL

IBÁÑEZ IBÁÑEZ, Alberto ⁽¹⁾; LECUONA NEUMANN, Antonio ⁽¹⁾; VENTAS GARZÓN, Rubén ⁽¹⁾.

alibanez@ing.uc3m.es

⁽¹⁾ Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, grupo ITEA, Avda. Universidad 30, 28911 Leganés, Madrid, España.

RESUMEN

Este artículo describe con detalle los procesos de transferencia de calor con concentración óptica que tienen lugar en un colector solar tipo Fresnel lineal de espejos horizontales, haciendo uso de fluido caloportador monofásico. Más concretamente, se centra en la modelización analítica del proceso de transformación de la energía solar en energía térmica, útil para una pluralidad de procesos industriales de interés.

Como primer paso se presenta un diseño concreto del conjunto receptor con óptica secundaria, formado por elementos adecuados, aunque dejando siempre a la elección del diseñador las dimensiones de los mismos y las propiedades térmicas y ópticas de los materiales empleados.

A continuación, partiendo de unas hipótesis básicas sobre el funcionamiento óptico de un colector genérico, se calcula la radiación que consigue llegar al segundo reflector y al absorbedor. Partiendo de este cálculo, todos los procesos de transferencia de calor son mostrados, estudiados y expresados analíticamente en detalle, atendiendo a la posible casuística que se pudiera encontrar en la operación del colector.

Tras estudiar la transferencia de calor, se explica cómo encadenar las ecuaciones propuestas, junto con los balances de energía, para construir un algoritmo de cálculo iterativo capaz de resolver el problema planteado, y a través del cual conocer la distribución de temperaturas en cada sección del conjunto receptor.

Esto supone una aportación con respecto a estudios publicados recientemente, pues se concreta mucho más en detalle el proceso de transferencia de calor. Al estudiar cada uno de los flujos de calor, es posible descubrir las fuentes de disipación de energía así como su cuantía, consiguiendo, de esta manera, conocer cuáles son los puntos débiles de este tipo de colectores solares y dónde se podrían centrar los esfuerzos para la mejora de su eficiencia.

Con el fin de verificar el estudio analítico propuesto, se aplica el proceso aquí descrito a un caso concreto, obteniéndose sus prestaciones.

Palabras clave: Colector Lineal Fresnel, Transferencia de calor, Modelado térmico

1. Introducción

Los colectores solares lineales Fresnel (LFRC) representan hoy en día uno de los sistemas de concentración solar más eficaces y con mayor proyección. Constan de un sistema concentrador, compuesto por varias líneas de espejos paralelos, generalmente idénticos, planos o ligeramente cóncavos, y de un sistema receptor, formado por el/los tubo/s absorbedor/es y frecuentemente un segundo reflector, ambos paralelos. Generalmente la disposición es horizontal y simétrica con respecto a un plano vertical N-S [10]. Los espejos primarios concentran los rayos solares sobre una línea focal en la que se sitúa el sistema receptor, donde esta energía radiante se transforma en energía térmica. La línea focal no es móvil por lo que, para adaptarse al desplazamiento del sol en el cielo, cada fila debe girar adecuando su orientación continuamente alrededor de ejes paralelos. El reflector secundario se encarga fundamentalmente de mejorar el comportamiento óptico del sistema receptor, haciendo que aquellos rayos que no han sido dirigidos perfectamente hacia el/los tubo/s absorbedor/es puedan alcanzarlo finalmente tras una o varias reflexiones. Es especialmente útil para espejos planos.

El LFRC presenta ciertas ventajas que lo impulsan como principal competidor de los de tipo cilindro-parabólicos: menores costes de fabricación de los estrechos espejos planos frente a los grandes espejos parabólicos, facilidad de instalación, mejor comportamiento frente a cargas de viento, etc.

Existen ciertos aspectos de su funcionamiento que aún no han sido estudiados en profundidad ni reproducidos a través de modelos analíticos en la literatura abierta.

El objetivo principal de este artículo consiste en ofrecer un modelo del funcionamiento de los LFRC incluyendo la parte óptica y térmica. Está basado en la discretización en dos direcciones ortogonales: por medio de resistencias y capacidades térmicas transversales y por medio de nodos axiales de capacidad, despreciando la conducción axial del calor.

2. Sistema receptor

El tubo absorbedor es el elemento que contiene el HTF y cuya superficie exterior recibe la radiación solar, como consecuencia convirtiéndose en el nodo más caliente de todo el colector. Para mejorar este fenómeno de absorción, la superficie exterior del tubo absorbedor es selectiva, proporcionando una elevada absorbtividad al espectro solar, α , y una reducida emisividad, ε , al infrarrojo lejano.

Para minimizar la convección y radiación entre el tubo absorbedor y la atmósfera (sumidero) se dispone de una cubierta coaxial de vidrio que encierra el tubo, con alta transmisividad en el visible y baja en el infrarrojo lejano. A la vez se elimina el gas del espacio anular resultante, con el objeto de reducir la convección natural.

Se propone un reflector secundario con geometría semicircular, que ofrezca no sólo un mejor aprovechamiento de los rayos reflejados por los espejos primarios, sino también un aislamiento térmico adicional, al limitar la radiación y la convección desde la cubierta de cristal hacia el ambiente.

Como la superficie interior del reflector secundario va a recibir una gran cantidad de calor, su temperatura puede elevarse apreciablemente. Así, para conseguir un aislamiento de bajo coste, está respaldado con material aislante, como lana de roca, resina expandida, etc., mientras que la superficie exterior se considera pintada de negro para aumentar la absorción solar y reducir el gradiente de temperaturas entre las superficies inferior y superior.

Como hipótesis simplificatoria se asume que los flujos de calor, las temperaturas y propiedades térmicas y ópticas son acimutalmente constantes en cada coordenada radial. La Figura 1 muestra un esquema del sistema receptor. Los nodos de temperatura se indican en la Tabla 1.

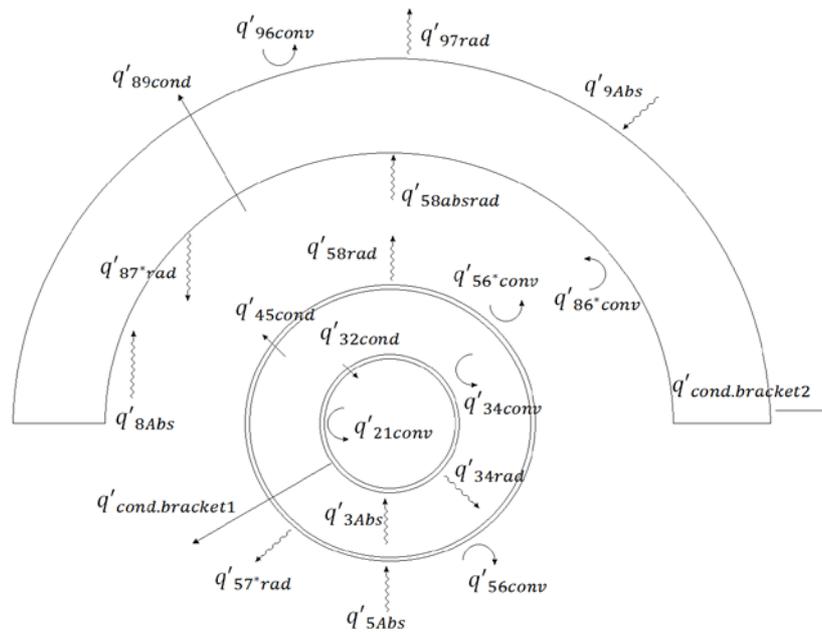


Figura 1: Sección transversal del sistema receptor indicando los nodos de temperatura y los flujos de calor.

Tabla 1: Nodos de temperatura.

1: Fluido caloportador	8: Superficie interna del segundo reflector
2: Superficie interna del tubo absorbedor	9: Superficie externa del segundo reflector
3: Superficie externa del tubo absorbedor	6*: Aire entre la cubierta de cristal y el segundo reflector
4: Superficie interna de la cubierta de cristal	
5: Superficie externa de la cubierta de cristal	7*: Cielo equivalente que ven la superficie interna del segundo reflector y la superficie externa de la cubierta de cristal
6: Ambiente	
7: Cielo equivalente	

3. Modelo térmico

La transferencia de calor depende de las temperaturas de las superficies, que a su vez se incrementan al progresar por la dimensión longitudinal del colector, corriente abajo. Por ello, es indispensable utilizar un proceso iterativo en cada sección transversal con el que determinar la evolución de las temperaturas de los distintos nodos, incluida la temperatura del fluido caloportador, HTF. Mediante este proceso es posible conocer claramente cómo funciona el colector y predecir la temperatura del HTF a su salida.

3.1. Radiación concentrada por el sistema concentrador (espejos primarios)

La operación de concentración no sólo depende de la superficie de los espejos y de la irradiación recibida, depende además de varios parámetros geométricos y ópticos que condicionan todo el proceso (sombra y bloqueo entre espejos contiguos, ensuciamiento de los materiales, etc.). La potencia térmica concentrada $q'_{concentrated}$ por unidad de longitud [$W m^{-1}$] se determina mediante:

$$q'_{concentrated} = G \cdot \frac{\text{concentrating surface}}{\text{lenght of collector}} \cdot \eta_{losses} \cdot \rho_{clean mirror}$$

El rendimiento η_{losses} tiene en cuenta las eficiencias ópticas del segundo reflector, pérdidas al final del colector (end-losses), sombras y bloqueos ópticos en el sistema concentrador, efecto de los ángulos de incidencia, rayos mal reflejados, mal funcionamiento de diversos elementos, sombras del conjunto receptor sobre el sistema concentrador, error de seguimiento, error geométrico de los espejos, ensuciamiento de los espejos y de la cubierta de cristal.

3.2. Radiaciones absorbidas

Potencia absorbida a través del espesor de la cubierta de cristal

Esta potencia térmica puede ser considerada como un flujo de calor, aunque es en realidad un fenómeno volumétrico de absorción de calor, porque el espesor no es importante y la absorptividad del vidrio Pyrex® ultra-claro que forma la cubierta protectora es muy baja.

$$q'_{5Abs} = q'_{concentrated} \cdot [\psi \cdot (\eta_{second\ reflector} - 1) + 1] \cdot \epsilon'_5 \cdot \alpha_{glass}$$

El comportamiento óptico del segundo reflector (como elemento concentrador) y el ensuciamiento de su superficie están incluidos en $\eta_{second\ reflector}$.

Si la absorción se produjera en la superficie exterior de la cubierta de vidrio, simplemente habría que modificar el valor de la absorptividad cuando se produjera ensuciamiento, pero al ser en realidad un fenómeno volumétrico, hay que considerar una pérdida de eficiencia sin modificar la absorptividad del vidrio.

Potencia absorbida en la cubierta selectiva (superficie externa del tubo absorbedor)

En este caso se puede asumir la absorción de calor en la superficie selectiva como un flujo de calor gracias a la elevada absorptividad de esta cubierta.

$$q'_{3Abs} = q'_{concentrated} \cdot [\psi \cdot (\eta_{second\ reflector} - 1) + 1] \cdot \epsilon'_5 \cdot \tau_{glass} \cdot \alpha_3$$

Potencia absorbida en la superficie interior del segundo reflector

Se realiza la misma hipótesis, tanto para la superficie interior, como para la exterior. Así se tiene:

$$q'_{8Abs} = q'_{concentrated} \cdot \psi \cdot \alpha_8$$

En este caso, si se considerara el ensuciamiento de la superficie interior del segundo reflector, debería hacerse modificando el valor de la absorptividad, incrementándola; esto es porque, en este caso, la absorción de radiación tiene lugar muy cerca de la superficie y puede considerarse como un fenómeno no volumétrico.

Potencia absorbida en la superficie exterior del segundo reflector

La radiación concentrada no llega a la superficie exterior del segundo reflector, pero sí lo hace la radiación sin concentrar.

$$q'_{9Abs} = G \cdot \frac{A_{exposed}}{\text{length of collector}} \cdot \alpha_9$$

La superficie expuesta por la superficie externa del segundo reflector varía con la posición solar. Considerando en primer lugar la influencia del ángulo de incidencia transversal:

$$A_{exposed} = \frac{\text{length of collector} \cdot D_9}{2} \cdot [1 + \cos(\theta_t)] \cdot \cos(\theta_i)$$

3.3. Flujos de calor entre los nodos

Para describir los flujos de calor entre los nodos que se encuentran en la superficie externa de la cubierta de cristal hacia el interior, pueden usarse las ecuaciones planteadas para los colectores cilindro-parabólicos [9], pues el tubo utilizado es muy similar al que se plantea aquí.

Entre la cubierta de cristal y el exterior

- Convección: La convección es muy diferente en la parte superior de la cubierta de vidrio y en la parte inferior, debido a que el segundo reflector cubre sólo el semicilindro superior.

a) En el semi-cilindro inferior:

$$q'_{56conv} = h_{56} \cdot \frac{1}{2} \cdot \pi D_5 (T_5 - T_6) ; h_{56} = \frac{k_{56}}{D_5} Nu_{Lc} ; Lc = r_5 + r_9$$

Para velocidades del aire mayores de 0,1 m/s la convección será forzada y para valores inferiores, natural. En caso de convección natural se propone utilizar la correlación de Churchill-Chu y en caso de convección forzada se usa la correlación de Zhukauskas [1]. Para evitar un salto de temperaturas en el valor de h_{56} , se recomienda componer cúbicamente los coeficientes h_{56} que se obtienen en el caso de convección natural y convección forzada [1].

a) En el semicilindro superior: dentro del canal anular entre la cubierta de cristal y la superficie interna del segundo reflector, encontramos una bolsa de aire caliente que se queda encerrada en el canal y se puede aproximar como transferencia de calor por convección natural entre cilindros concéntricos, a falta de datos más específicos para esta configuración fluida.

$$q'_{56*conv} = q'_{58conv} ; q'_{86*conv} = -q'_{58conv}$$

Para calcular el flujo de calor se usa la correlación de Raithby y Holland [2]. Es imprescindible introducir un factor de 1/2, porque el flujo de calor está referido únicamente a dos medios cilindros concéntricos.

En caso de que T_8 fuera mayor que T_5 el flujo de calor q'_{56conv} debe ser negativo, siendo preciso corregir la expresión del número de Rayleigh, Ra_{D5} , añadiendo un valor absoluto a la diferencia de temperaturas.

- Radiación: se debe trabajar con tres superficies: la superficie externa de la cubierta de cristal, la superficie interior del segundo reflector y el ambiente visto por las superficies anteriores.

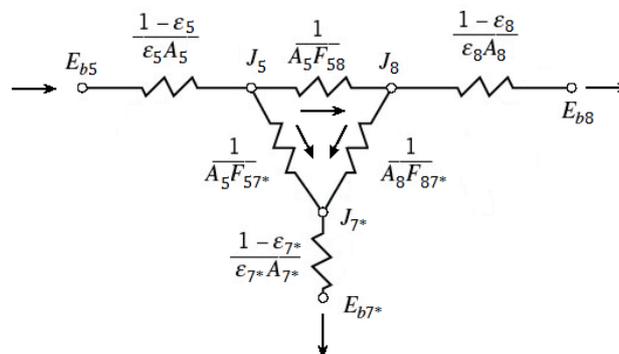


Figura 2: Circuito térmico equivalente para el cálculo de la radiación en el segundo reflector y tubo.

Suponiendo que la superficie externa de la cubierta de cristal está más caliente que la interior del segundo reflector, se puede establecer un sistema de ecuaciones lineales utilizando balances de energía:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{E_{b5} - J_5}{\frac{1 - \epsilon_5}{\epsilon_5 A_5}} = \frac{J_5 - J_8}{\frac{1}{A_5 F_{58}}} + \frac{J_5 - J_{7^*}}{\frac{1}{A_5 F_{57^*}}} \\ \frac{J_5 - J_8}{\frac{1}{A_5 F_{58}}} = \frac{J_8 - E_{b8}}{\frac{1 - \epsilon_8}{\epsilon_8 A_8}} + \frac{J_8 - J_{7^*}}{\frac{1}{A_8 F_{87^*}}} \\ \frac{J_5 - J_{7^*}}{\frac{1}{A_5 F_{57^*}}} = \frac{J_8 - J_{7^*}}{\frac{1}{A_8 F_{87^*}}} + \frac{J_{7^*} - E_{b7^*}}{\frac{1 - \epsilon_{7^*}}{\epsilon_{7^*} A_{7^*}}} \end{array} \right.$$

Simplificando el problema, se puede eliminar la resistencia térmica entre J_{7^*} y E_{b7^*} ($J_{7^*} = E_{b7^*}$) porque la superficie de 7^* tiende al infinito. Para el cálculo del factor de forma debe tenerse en cuenta que:

$$\sum_{j=1}^n F_{ij} = 1 \quad ; \quad F_{55} + F_{58} + F_{57^*} = 1 \quad ; \quad \text{Como } F_{55} = 0 \text{ y } F_{58} = F_{57^*} \quad ; \quad F_{58} = F_{57^*} = \frac{1}{2}$$

Utilizando el principio de reciprocidad:

$$A_5 \cdot F_{58} = A_8 \cdot F_{85} \quad ; \quad F_{85} = \frac{A_5 \cdot F_{58}}{A_8} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2\pi r_5 \cdot l}{2\pi r_8 \cdot l} = \frac{r_5}{2r_8}$$

Para obtener F_{88} basta con aplicar la ecuación del cálculo del factor de forma [3]:

$$F_{88} = 1 - \frac{2}{\pi} \left[1 - \left(\frac{r_5}{r_8} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} - \frac{2}{\pi} \cdot \frac{r_5}{r_8} \sin^{-1} \left(\frac{r_5}{r_8} \right) \quad ; \quad F_{85} + F_{88} + F_{87^*} = 1$$

Llegados a este punto, se pueden obtener las radiosidades J_5 y J_8 y definir los flujos de calor:

$$q'_{58rad} = \frac{J_5 - J_8}{\frac{1}{A_5 F_{58}}} \quad ; \quad q'_{57^*rad} = \frac{J_5 - E_{b7^*}}{\frac{1}{A_5 F_{57^*}}}$$

En caso de que la superficie más caliente sea la superficie interior del segundo reflector, es necesario adaptar el problema de resistencias térmicas y modificar correspondientemente los balances de energía.

Entre la superficie interna del segundo reflector y su entorno

La superficie interna del segundo reflector intercambia calor con el aire del canal, con el ambiente y con la superficie exterior de la cubierta de cristal del tubo, por radiación y convección.

- Convección: Se tendrían en cuenta las mismas ecuaciones que la convección en el semi-cilindro superior de la cubierta de cristal.
- Radiación: Volviendo al problema previamente desarrollado para la superficie exterior del segundo reflector:

$$q'_{87^*rad} = \frac{J_8 - E_{b7^*}}{\frac{1}{A_8 F_{87^*}}} \quad ; \quad q'_{58absrad} = \frac{J_8 - E_{b8}}{\frac{1 - \epsilon_8}{A_8 \epsilon_8}}$$

Entre las superficies interna y externa del segundo reflector

Debido a gradiente de temperatura entre las superficies del segundo reflector, se produce un flujo de calor por conducción en geometría cilíndrica internamente a su cuerpo:

$$q'_{89cond} = \frac{2\pi k_{89}(T_8 - T_9)}{\ln\left(\frac{D_9}{D_8}\right)}$$

Entre la superficie externa del segundo reflector y el ambiente

La superficie exterior del segundo reflector está más caliente que el ambiente, por lo que disipará calor, por convección y por radiación.

- Convección: Se aplica la ley de enfriamiento de Newton, y se decide entre la correlación de Churchill y Chu o la de Zhukauskas en función de la velocidad del viento. Se propone realizar la composición cúbica de los coeficientes de película obtenidos en el caso de convección natural y convección forzada, tal y como se recomienda en [1].

$$q'_{96conv} = h_{96} \frac{\pi}{2} D_9 (T_9 - T_6) \quad ; \quad h_{96} = \frac{k_{96}}{D_9} Nu_{D_9}$$

- Radiación: Este es el circuito térmico equivalente de este problema particular:

$$q'_{97rad} = \frac{\pi}{2} D_9 \varepsilon_9 \sigma (T_9^4 - T_7^4)$$

- Conducción a través de la abrazadera de sujeción: El reflector secundario se encuentra elevado sobre el tubo absorbedor (está también sujeto por otro “bracket”) gracias a una varilla y una abrazadera metálica que lo rodea. El comportamiento de la varilla se puede asemejar al de una aleta de longitud infinita que disipa el calor de la superficie externa del segundo reflector [1].

4. Resolución del modelo

Aplicando el principio de conservación de la energía, suponiendo régimen estacionario en los distintos nodos, se obtienen los balances de energía que permiten determinar las temperaturas en cada sección:

$$\begin{aligned} q'_{21conv} &= q'_{32cond} & ; & & q'_{3Abs} &= q'_{34conv} + q'_{34rad} + q'_{32cond} + q'_{cond.bracket1} \\ q'_{34conv} + q'_{34rad} &= q'_{45cond} & ; & & q'_{45cond} + q'_{5Abs} &= q'_{56conv} + q'_{56*conv} + q'_{57*rad} + q'_{58rad} \\ q'_{58absrad} + q'_{8Abs} &= q'_{89cond} + q'_{86*conv} + q'_{87*rad} \\ q'_{89cond} + q'_{9Abs} &= q'_{97rad} + q'_{96conv} + q'_{cond.bracket2} \end{aligned}$$

En el caso de que la superficie interior del reflector secundario esté más caliente que la superficie exterior de la cubierta de cristal se sustituyen las últimas tres ecuaciones por estas otras:

$$\begin{aligned} q'_{5Abs} + q'_{85absrad} + q'_{45cond} &= q'_{57*rad} + q'_{56conv} + q'_{56*conv} \\ q'_{8Abs} &= q'_{89cond} + q'_{85rad} + q'_{87*rad} + q'_{86*conv} \\ q'_{89cond} + q'_{9Abs} &= q'_{97rad} + q'_{96conv} + q'_{cond.bracket2} \end{aligned}$$

Para conocer la evolución de las temperaturas al avanzar longitudinalmente, el valor de q'_{21conv} se asume constante a lo largo de una cierta longitud, idealmente un diferencial de longitud; de esta manera, es posible determinar la temperatura del HTF en la salida de esta porción de colector.

$$q'_{21conv} = \dot{m}_{thermalfluid} \cdot Cp_{thermalfluid} \cdot \frac{dT}{dx}$$

5. Resultados

A continuación se describen los datos utilizados para comprobar el modelo térmico. Como fluido térmico se opta por Therminol VP-1®, cuyas propiedades se pueden encontrar en las tablas del fabricante [4]. Entra a 293 °C y abandona el colector a 393 °C.

El tubo absorbedor está fabricado en acero inoxidable 304L, con diámetro interior de 5,4 cm y exterior de 6 cm. El recubrimiento selectivo es el *Solel UVAC Cermet avg* [6]. Se supone que en el espacio anular entre el tubo absorbedor y la cubierta de vidrio la presión es mucho menor que 1 torr y el gas contenido es aire. La cubierta de vidrio se asume de vidrio Pyrex®, de 10 cm de diámetro interior y de 10,6 cm de exterior.

El reflector secundario (25 cm diámetro interior y exterior de 31 cm) tiene una capa de aluminio reflectante en su superficie interior. Por su parte, el interior es de espuma de poliuretano.

El colector se radica en “Las cabezas de San Juan”, provincia de Sevilla y se aplican las condiciones atmosféricas promedio correspondientes al día 9 de julio. Para conseguir que los 22,5 kg s⁻¹ de caudal másico de fluido caloportador incrementen su temperatura 100 °C son necesarios 1.000 m de colector. Utilizando 25 colectores en paralelo se puede alimentar una central termoeléctrica de 50 MW.

Aplicando el proceso de cálculo iterativo a la propuesta de diseño y requisitos técnicos, los resultados obtenidos son los siguientes, permitiendo analizar la validez del modelo analítico presentado:

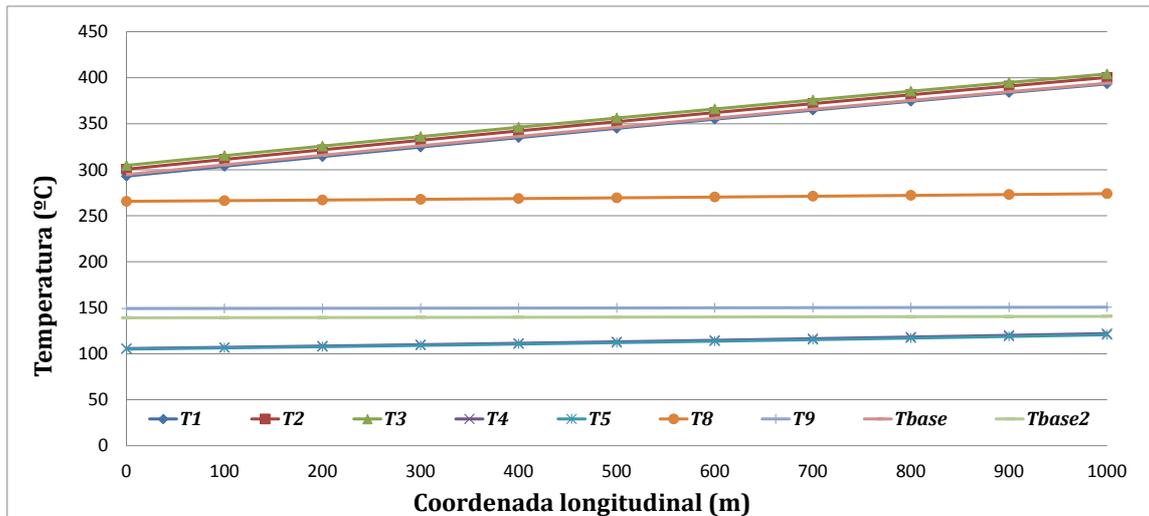


Figura 3: Evolución de las temperaturas del sistema receptor con la coordenada longitudinal, 12:00.

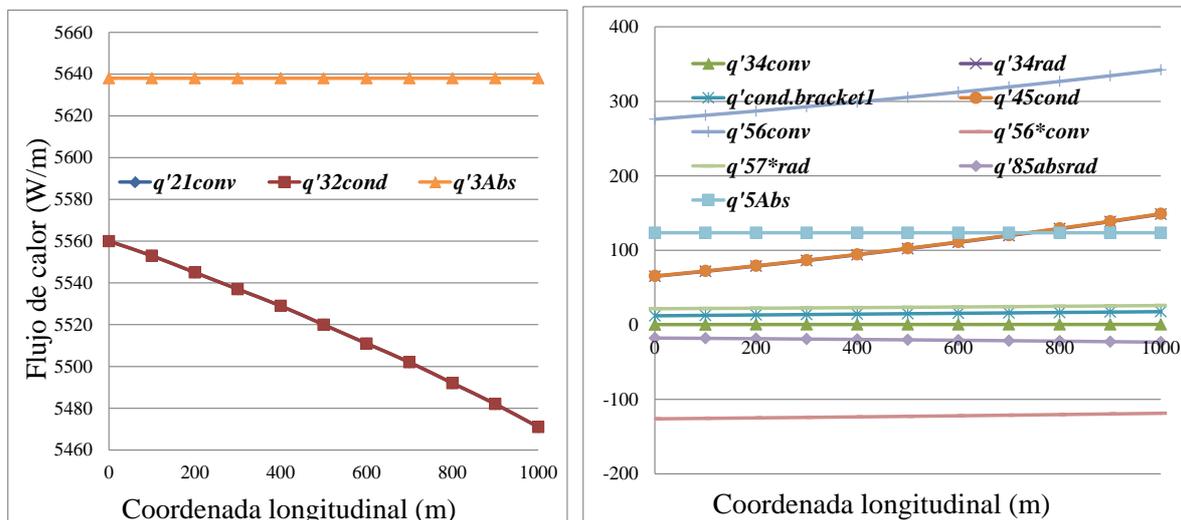


Figura 4: Evolución de los flujos de calor a lo largo de la coordenada longitudinal, misma escala vertical.

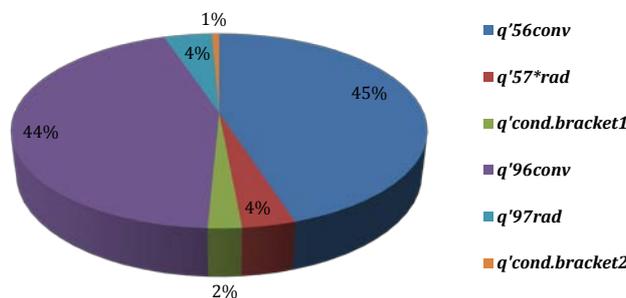


Figura 5: Flujos de calor promediados disipados hacia el ambiente, leyenda en sentido horario.

Todas las temperaturas del conjunto receptor se elevan al avanzar por la coordenada longitudinal, sin embargo, los nodos más cercanos al HTF aumentan su temperatura mucho más que los lejanos, como consecuencia de las múltiples resistencias térmicas que los separan.

Otro aspecto importante a resaltar es que el ΔT entre T_1 y T_2 permanece prácticamente constante a lo largo del tubo absorbente, Fig. 3, por lo que utilizar la hipótesis de q'_{12conv} a lo largo de cierto dx para encadenar el cálculo de las temperaturas, diferencia a diferencia, es suficientemente exacto.

Como consecuencia del aumento de temperatura en los nodos, los flujos de calor disipativos se incrementan y, al mantenerse constante la potencia térmica absorbida para cada coordenada, el calor útil q'_{21conv} se va reduciendo, Fig. 4. Esto confirma que el rendimiento del colector se reduce progresivamente al aumentar su temperatura local de operación.

Por último, resulta de interés señalar que la implementación del segundo reflector no sólo mejora el comportamiento óptico del colector sino que reduce considerablemente las pérdidas de calor, Fig. 5.

6. Conclusiones y consideraciones finales

En este artículo se ha desarrollado un modelo analítico para describir el comportamiento térmico de un colector lineal Fresnel. A través de un estudio minucioso de los fenómenos de transferencia de calor, se han implementado un conjunto de ecuaciones. Éstas se han aplicado a un caso concreto, obteniendo resultados numéricos que permiten comprobar la calidad del modelo planteado.

Este estudio proporciona una información extra, completando estudios previamente publicados, que puede resultar de interés para realizar los cálculos preliminares de futuros colectores Fresnel.

7. Agradecimientos

Se quiere agradecer la financiación aportada por el Ministerio de Economía y Competitividad mediante el proyecto ENE2013-45015-R.

8. Referencias

- [1] INCROPERA, F.; DEWITT, D.; *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Third Edition, New York, NY: John Wiley and Sons, 1990.*
- [2] BEJAN, A.; *Convection Heat Transfer, Second Edition. New York, NY: John Wiley & Sons, 1995.*
- [3] SIEGEL, R.; HOWELL, J. R.; *Thermal Radiation Heat Transfer, 4th ed., 2001, Taylor and Francis-Hemisphere, Washington.*
- [4] SOLUTIA, APPLIED CHEMISTRY, *Creative Solutions, Therminol VP-1. Vapour Phase, Liquid Phase, Heat Transfer Fluid, 12°C to 400°C.*
- [5] DAVIS, J. R.; *Alloy Digest, Sourcebook, Stainless Steels. Materials Park, OH: ASM International, 2000.*
- [6] PRICE, H.; UVAC Test HCE Heat Loss Model, Excel Spreadsheet. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2000.
- [7] HENNINGER J. H.; *Solar Absorptance and Thermal Emittance of Some Common Spacecraft Thermal Control Coatings, NASA, 1984.*
- [8] Agencia Andaluza de la Energía. <http://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/>, 2015.
- [9] FORRISTALL R., *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver. NREL.*
- [10] ZAHLER C., *Advantages of Linear Fresnel Collectors for Solar Cooling Applications. MIRROXX.*

Nomenclatura

Símbolos:

A	Área por unidad de longitud (m^2)
$A_{cs,b2}$	Área transversal mínima del bracket 2 (m^2)

$C_{p_{thermalfluid}}$	Calor específico del fluido caloportador ($J\ kg^{-1}\cdot K^{-1}$)
concentrating surface	Superficie total de espejos primarios (m^2)
D	Diámetro
E_b	Poder emisivo de la superficie ($W\ m^{-2}$)
G	Irradiación por unidad de superficie normal ($W\ m^{-2}$)
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección ($W\ m^{-2}\cdot K^{-1}$)
J	Radiosidad de la superficie ($W\ m^{-2}$)
k	Conductividad térmica ($W\ m^{-1}\cdot K^{-1}$)
length of collector	Longitud del colector (m)
$\dot{m}_{thermalfluid}$	Caudal másico de fluido caloportador ($m^3\ s^{-1}$)
L_c	Longitud característica (m)
Nu	Número de Nusselt para la longitud característica L_c (-)
q'	Potencia térmica concentrada p.u. de longitud ($W\ m^{-1}$)
r	Radio (m)
T	Temperatura del nodo (K)
T_{56}	Temperatura de película (K), $T_{56} = (T_5 + T_6)/2$
T_{96}	Temperatura de película (K), $T_{96} = (T_9 + T_6)/2$
<u>Letras griegas:</u>	
α	Absorbividad (-)
ε_s	Emisividad de la superficie (-)
θ_i	Ángulo de incidencia longitudinal (rad)
θ_t	Ángulo de incidencia transversal (rad)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($W\ m^{-2}\cdot k^{-4}$), $\sigma = 5,67 \cdot 10^8\ W\ m^{-2}\cdot K^{-4}$
$\rho_{clean\ mirror}$	Reflectividad del cristal limpio (-)
τ_{glass}	Transmitancia de la cubierta de cristal (-)
ψ	Proporción de radiación concentrada que alcanza el segundo reflector (-)
<u>Subíndices:</u>	
1,2,3...9	Nodos del circuito térmico equivalente, Tabla 1.
abs	Calor absorbido
b2	Bracket 2
base2	Base del Bracket 2
concentrated	Calor concentrado por el concentrador
glass	Cristal
L_c	Longitud característica
*	Equivalente de cielo