

## Microparticle enhanced CPC radiant energy collection Colección de energía radiante en CPC mejorada con micropartículas

Eder Reyes-Cortés; Salvador Valle-Guadarrama\*; Omar Reséndiz-Cantera;  
Vicente López-Bautista; Federico Hahn-Schlam

Universidad Autónoma Chapingo. Carretera México-Texcoco km 38.5, Chapingo, Estado de México,  
C. P. 56230, MÉXICO.

\*Corresponding author: [svalleg@taurus.chapingo.mx](mailto:svalleg@taurus.chapingo.mx), tel. 595 952 1629.

### Abstract

**Introduction:** The use of energy requires collection systems to improve heat transfer capacity.

**Objective:** To evaluate the effect of the incorporation of microparticles in the process fluid of a compound parabolic collector (CPC) on its ability to operate.

**Methodology:** A CPC incorporated with activated carbon (102.2 nm), Chinese ink (198.4 nm) and copper particles (160.1 nm) was evaluated for operation at four angles of inclination (30, 35, 40 and 45°).

**Results.** The energy collection was based on a natural convection mechanism, with a film coefficient that varied between 10.6 and 15.8  $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ . The operation with 30° inclination showed the best characteristics of radiant energy collection, where the energy efficiency was 44.6 % for the system based on pure water, 61.0 % with copper particles, 63.2 % with activated carbon and 68.4 % with Chinese ink.

**Limitations of the study:** The study provides values of thermal convection coefficients that correspond to the particular conditions evaluated. In order to evaluate the performance of the system under different conditions, it is necessary to build models based on dimensional analysis that allow the evaluation of heat transfer coefficients in situations of use of diverse operating variables.

**Originality:** The incorporation of microparticles in the process fluid increases the potential for collecting radiant energy from a CPC.

**Conclusions:** The use of microparticles has the potential to improve the operation of a CPC.

### Resumen

**Introducción:** El aprovechamiento de la energía requiere que los sistemas de colección mejoren la capacidad de transferencia de calor.

**Objetivo:** Evaluar el efecto de la incorporación de micropartículas en el fluido de proceso de un colector parabólico compuesto (CPC) sobre su capacidad de operación.

**Metodología:** Se evaluó la operación en cuatro ángulos de inclinación (30, 35, 40 y 45°) de un CPC incorporado con carbón activado (102.2 nm), tinta china (198.4 nm) y partículas de cobre (160.1 nm).

**Resultados.** La colección de energía se basó en un mecanismo de convección natural, con coeficiente de película que varió entre 10.6 y 15.8  $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ . La operación con 30° de inclinación mostró las mejores características de colección de energía radiante, donde la eficiencia de aprovechamiento energético fue de 44.6 % para el sistema basado en agua pura, 61.0 % con partículas de cobre, 63.2 % con carbón activado y 68.4 % con tinta china.

**Limitaciones del estudio:** El estudio aporta valores de coeficientes de convección térmica que corresponden a las condiciones particulares evaluadas. Para poder valorar el desempeño del sistema en condiciones distintas es necesario construir modelos basados en análisis dimensional que permitan evaluar los coeficientes de transferencia de calor en situaciones de uso de variables de operación diversas.

**Originalidad:** La incorporación de micropartículas en el fluido de proceso incrementa el potencial de colecta de energía radiante de un CPC.

**Conclusiones:** El uso de micropartículas tiene potencial para mejorar la operación de un CPC.

**Keywords:** thermal convection, compound parabolic collector, thermal radiation.

**Palabras clave:** convección térmica, colector parabólico compuesto, radiación térmica.



## Introduction

As energy shortages and the ecological crisis become more severe, the development and use of new forms of energy are imminent, pointing to the use of solar energy as an important alternative (Wang, Yang, Cheng, Guan, & Yan, 2018). In recent decades, solar energy has become increasingly popular in many industrial applications, as an alternative to generate electricity (Lewis, 2007), chemicals (Steinfeld, 2005) or heating (Panwar, Kaushik, & Kothari, 2011). Many industrial processes require the use of heating and, with few exceptions such as the generation of steam from sugar cane bagasse in sugar mills (Debernardi-de la Vequia, Ortiz-Laurel, & Rosas-Calleja, 2016), the industry uses fossil fuels or electricity for these types of services (Elimelech & Phillip, 2011). At the household level, it is increasingly common to use solar energy collection systems to obtain hot water, although with less demanding requirements, since the target temperature in the fluid is normally less than 40 °C. Because of this, important efforts are being made to collect radiant energy, through concentrators, and to store it (Xu et al., 2015).

In recent years, it has been shown that the use of radiant energy can be improved by using solid particles of different particle size (Fang et al., 2013; Neumann et al., 2013; Ni et al., 2015). It has even been observed that the particles do not require a strictly metallic base, since Chinese ink incorporated into the system has been used to generate steam using solar energy (Wang et al., 2018). Until now, studies have focused simply on the temperature variation in a receiving fluid, but there is no study that allows the simulation of systems based on heat transfer coefficients. In this context, this study was carried out with the objective of evaluating the effect of the incorporation of solid particles in the process fluid of a compound parabolic collector (CPC) on its operating capacity.

## Materials and methods

### Compound parabolic collector (CPC)

A radiant energy collection system was built based on the geometry of a CPC (Figure 1), which had a vessel for mixing water with particle suspensions (TK-001), from which a tubular distribution vessel (TK-004B) and three radiant energy collector pipes (TC-005) were fed. In order to facilitate the collection of energy, a metallic involute was installed along the length of each tube and the distribution tube was connected to two containers for the storage of process fluid (TK-002) and steam condensate (TK-003). The temperature was recorded with type J thermocouples (TE-101) (ARPISA, Mexico) at three points inside the collector pipes and the use of a data acquisition system (AD-001). The collector

## Introducción

La escasez de energía y la crisis ecológica son cada vez más graves, por lo que el desarrollo y el uso de nuevas formas energéticas son inminentes, lo que apunta al manejo de la energía solar como una alternativa importante (Wang, Yang, Cheng, Guan, & Yan, 2018). En décadas recientes, ha incrementado la popularidad de la energía solar en múltiples aplicaciones industriales, ya que es una alternativa para generar electricidad (Lewis, 2007), productos químicos (Steinfeld, 2005) o calefacción (Panwar, Kaushik, & Kothari, 2011). Muchos procesos industriales requieren del uso de calefacción y, con pocas excepciones como la generación de vapor a partir de bagazo de caña en los ingenios azucareros (Debernardi-de la Vequia, Ortiz-Laurel, & Rosas-Calleja, 2016), la industria utiliza combustibles fósiles o electricidad para la atención de este tipo de servicios (Elimelech & Phillip, 2011). A nivel de casa habitación, es cada vez más frecuente el uso de sistemas de colecta de energía solar para obtener agua caliente, aunque con requerimientos menos demandantes, pues la temperatura objetivo en el fluido es normalmente menor a 40 °C. Debido a esto, se están realizando importantes esfuerzos para coleccionar energía radiante, mediante concentradores, y para almacenarla (Xu et al., 2015).

En años recientes, se ha mostrado que el aprovechamiento de la energía radiante se puede mejorar con el uso de partículas sólidas de distinta granulometría (Fang et al., 2013; Neumann et al., 2013; Ni et al., 2015). Incluso, se ha observado que las partículas no requieren tener, estrictamente, una base metálica, pues se ha empleado tinta china incorporada al sistema para generar vapor mediante energía solar (Wang et al., 2018). Hasta ahora, los estudios se han enfocado de manera simple a la variación de temperatura en un fluido receptor, pero no hay trabajos que permitan simular los sistemas con base en coeficientes de transferencia de calor. En tal contexto, el presente trabajo se realizó con el objetivo de evaluar el efecto de la incorporación de partículas sólidas en el fluido de proceso de un colector parabólico compuesto (CPC) sobre su capacidad de operación.

## Materiales y métodos

### Colector parabólico compuesto (CPC)

Se construyó un sistema de colección de energía radiante basado en la geometría de un CPC (Figura 1), el cual contó con un recipiente para mezclar agua con suspensiones de partículas (TK001), desde donde se alimentó un recipiente tubular de distribución (TK004B) y tres tubos colectores de energía radiante (TC-005). Para favorecer la colecta de energía, a lo largo de la longitud de cada tubo se instaló una involuta

pipes were positioned so that they could be rotated at angles of 30, 35, 40 and 45° in relation to the soil or the radiating source, which consisted of 500 W halogen lamps (model 9401610, ARGOS, Mexico) (Figure 2).

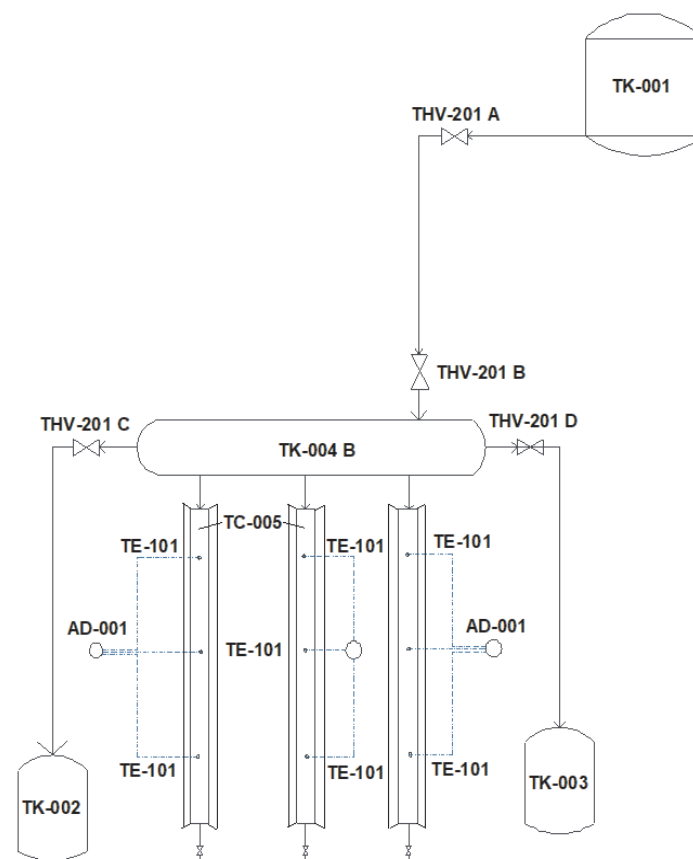
### Experimental organization

The operation of the radiant energy collection system was evaluated using pure water (Pw) as process fluid and water incorporated with activated carbon (Ac), Chinese ink (Ci) and copper particles (Nc), in a concentration of 0.05 % (Wang et al., 2018). The copper particles were provided by the Colegio de Postgraduados, Mexico, and were obtained by a laser ablation procedure (Bello-Bello et al., 2017). J-type thermocouples were placed inside the concentrator

metálica. El tubo distribuidor, a su vez, se conectó con dos recipientes, destinados al almacenamiento de fluido de proceso (TK-002) y de condensados de vapor (TK-003). La temperatura se registró con termopares tipo J (TE-101) (ARPISA, México) en tres puntos del interior de los tubos colectores y el uso de un sistema de adquisición de datos (AD-001). Los tubos colectores se colocaron de tal manera que se pudieran girar en ángulos de 30, 35, 40 y 45° en relación con el suelo o la fuente radiante, que consistió de lámparas de halógeno de 500 W (modelo 9401610, ARGOS, México) (Figura 2).

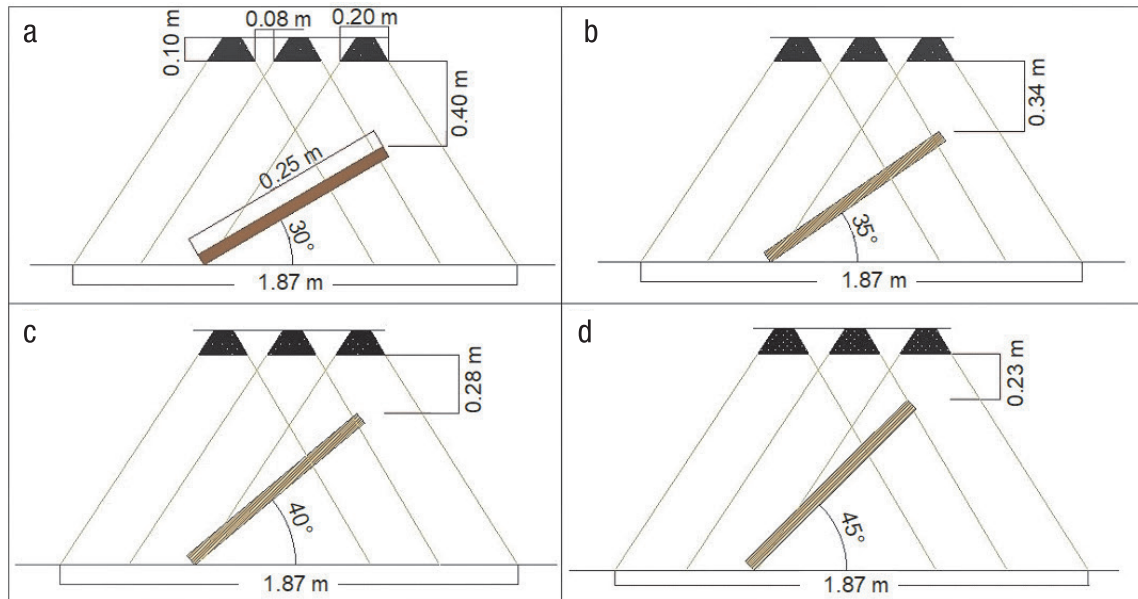
### Organización experimental

Se evaluó la operación del sistema de colección de energía radiante utilizando agua pura (Ap) como



**Figure 1. Experimental radiant energy collection system. TK-001 = mixing tank (water + particles); TK-002 = process fluid storage tank; TK-003 = vapor condensate storage tank; TK-004 B = tubular process fluid distribution vessel; TC-005 = radiant energy collector pipes with involutes; THV-201 A, THV-201 B and THV-201 C = manually operated fluid passage valves; THV-201 D = manually operated vapor passage valve; AD-001= data acquisition system with three thermocouples records; TE-101 = thermocouple type J.**

**Figura 1. Sistema experimental de colección de energía radiante. TK-001 = tanque de mezcla (agua + partículas); TK-002 = tanque de almacenamiento de fluido de proceso; TK-003 = tanque de almacenamiento de condensados de vapor; TK-004 B = recipiente tubular distribuidor de fluido de proceso; TC-005 = tubos colectores de energía radiante con involutas; THV-201 A, THV-201 B y THV-201 C = válvulas manuales de paso de fluido; THV-201 D = válvula manual de paso vapor; AD-001= sistema de adquisición de datos con registro de tres termopares; TE-101 = termopar tipo J.**



**Figure 2. Incidence area of radiant energy at the different angles of inclination. a) system with 30° of inclination, b) system with 35° of inclination, c) system with 40° of inclination and d) system with 45° of inclination.**  
**Figura 2. Área de incidencia de energía radiante en los distintos ángulos de inclinación. a) Sistema con 30° de inclinación, b) sistema con 35° de inclinación, c) sistema con 40° de inclinación y d) sistema con 45° de inclinación.**

tube at a distance of 0.125 m from the beginning of the tube, at the center and at 0.125 m from the end of the tube (Figure 1), to record the variation of the temperature of the process fluid as a function of time. Radiant energy collection routines were conducted with recording of the process fluid temperature at 1-min intervals, in routines that lasted between 140 and 250 min. A characteristic time of study of the operation ( $t_{est}$ ) and the temperature reached up to that point were identified ( $T_{est}$ ). Likewise, the heat absorbed in this period ( $Q_{abs}$ ), the temperature of the internal surface of the wall of the container tube ( $T_p$ ) and the coefficient of internal thermal convection ( $h_i$ ) were determined. All routines were performed in triplicate.

### Particle size

The diameter of the particles incorporated into the process fluid was evaluated by means of a transmission electron microscope (FEI, Tecnai G2 Spirit MIC-E-004, Australia) by diluting a small sample in distilled water and homogenizing the dilution obtained with the aid of a stirrer to separate the particles and facilitate observation. Subsequently, a drop of the suspension was placed on a copper grid for observation under the microscope.

### Heat transfer study

The process fluid of the radiant energy collection system consisted of pure water and water incorporated

fluido de proceso y agua incorporada con carbón activado (Ca), tinta china (Tc) y partículas de cobre (Nc), en concentración de 0.05 % (Wang et al., 2018). Las partículas de cobre fueron proporcionadas por el Colegio de Postgraduados, México, y se obtuvieron mediante un procedimiento de ablación láser (Bello-Bello et al., 2017). Se colocaron termopares tipo J dentro del tubo concentrador a una distancia de 0.125 m del inicio del tubo, en el centro y a 0.125 m del final del tubo (Figura 1), para registrar la variación de la temperatura del fluido de proceso en función del tiempo. Se condujeron rutinas de captación de energía radiante con registro de la temperatura del fluido de proceso a intervalos de 1 min, en rutinas que duraron entre 140 y 250 min. Se identificó un tiempo característico de estudio de la operación ( $t_{est}$ ) y la temperatura alcanzada hasta ese punto ( $T_{est}$ ). Asimismo, se determinó el calor absorbido en este periodo ( $Q_{abs}$ ), la temperatura de la superficie interna de la pared del tubo contenedor ( $T_p$ ) y el coeficiente de convección térmica interno ( $h_i$ ). Todas las rutinas se realizaron por triplicado.

### Tamaño de partícula

Se evaluó el diámetro de las partículas incorporadas al fluido de proceso mediante un microscopio electrónico de transmisión (FEI, Tecnai G2 Spirit MIC-E-004, Australia). Para ello, se diluyó una pequeña muestra en agua destilada, y con ayuda de un agitador se homogeneizó la dilución obtenida, para separar las partículas y favorecer la observación. Posteriormente,

with particles. Due to the low concentration of these and their zero solubility, it was accepted that the fluid was generally formed from water, so the properties of this fluid were used as a working basis. An Antoine equation (Equation 1) (Felder & Rousseau, 2004) was used to determine the boiling temperature ( $T_{ebull}$ ) at atmospheric pressure ( $P_{atm}$ ) of the experimental site (Chapingo, México;  $P_{atm} = 77993$  Pa), where  $P_{atm}$  was substituted in Pa and  $T_{ebull}$  was obtained in degrees Celcius ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$$\log(P_{atm}) = 10.09171 - \frac{1\ 668.21}{T_{ebull} + 228} \quad (1)$$

Temperature change data from each experimental routine were plotted as a function of time. Among the different systems, the cases where the temperature exceeded  $T_{ebull}$  were identified and the minimum time to reach a value close to, but less than this value and the temperature corresponding to this time were determined in all the evaluation routines, which were considered as study time and temperature ( $t_{est}$  and  $T_{est}$ , respectively). To determine the absorbed heat ( $Q_{abs}$ , W) an energy balance was applied in the form of Equation (2), where  $m_F$  is the mass (kg) of the process fluid contained in the energy collection system (defined in terms of Equation 3),  $\rho$  is the density ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ),  $V$  is the volume of the fluid ( $\text{m}^3$ ),  $Cp$  is the specific heat of water ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ),  $T_{ini}$  is the initial temperature ( $^{\circ}\text{C}$ ) and  $T_{est}$  is the study temperature ( $^{\circ}\text{C}$ ) reached at the defined study ( $t_{est}$ ) time. In addition, data from  $\rho$  and  $Cp$  were consulted in the open literature (Geankoplis, 2003) as a function of temperature, and through regression models with the form of Equations (4) and (5) were fitted.

$$Q_{abs} = \frac{m_F Cp (T_{est} - T_{ini})}{t_{est}} \quad (2)$$

$$m_F = \rho V \quad (3)$$

$$\rho = 1\ 000.544056 - 0.069694T + 0.003568T^2 \quad (4)$$

$$Cp = 4.216663 - 0.002195T + (3.5742 \times 10^{-5})T^2 - (1.3693 \times 10^{-7})T^3 \quad (5)$$

In order to determine the internal surface temperature of the tubular energy collection system ( $T_p$ ) and the internal thermal convection coefficient ( $h_i$ ), a transient energy balance was developed. For this purpose, the tubular radiant energy collection systems shown in Figure 1 were considered, which were characterized by having length  $L$  (0.9 m), internal diameter  $D_i$  (0.0508 m) and process fluid mass  $m_F$  (kg). The process fluid (water) contained in the collector tube was considered as the study system. Equation (6) describes the balance made, where  $E$  is the energy content (J),  $t$  is the time (s),  $Ee$  is the energy input flow (W) and  $Es$  is the energy output flow (W).

se colocó una gota de la suspensión en una rejilla de cobre para su observación en el microscopio.

### Estudio de la transferencia de calor

El fluido de proceso del sistema de colección de energía radiante consistió de agua pura y agua incorporada con partículas. En virtud de la baja concentración de éstas y su nula solubilidad, se aceptó que el fluido se formó en general de agua, por lo que se usaron las propiedades de este fluido como base de trabajo. Se utilizó una ecuación de Antoine (Ecuación 1) (Felder & Rousseau, 2004) para determinar la temperatura de ebullición ( $T_{ebull}$ ) a la presión atmosférica ( $P_{atm}$ ) del lugar de experimentación (Chapingo, México;  $P_{atm} = 77993$  Pa), donde  $P_{atm}$  se sustituyó en Pa y  $T_{ebull}$  se obtuvo en grados Celcius ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$$\log(P_{atm}) = 10.09171 - \frac{1\ 668.21}{T_{ebull} + 228} \quad (1)$$

Los datos de cambio de temperatura de cada rutina experimental se graficaron en función del tiempo. Entre los distintos sistemas se identificaron los casos donde la temperatura rebasó la  $T_{ebull}$  y se determinó el tiempo mínimo para alcanzar un valor cercano, pero menor a ella, y la temperatura correspondiente a ese tiempo en todas las rutinas de evaluación, las cuales se consideraron como tiempo y temperatura de estudio ( $t_{est}$  y  $T_{est}$ , respectivamente). Para determinar el calor absorbido ( $Q_{abs}$ , W) se aplicó un balance de energía con la forma de la Ecuación (2), donde  $m_F$  es la masa (kg) del fluido de proceso contenido en el sistema de colección de energía (definida en los términos de la Ecuación 3),  $\rho$  es la densidad ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ),  $V$  es el volumen del fluido ( $\text{m}^3$ ),  $Cp$  es el calor específico del agua ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ),  $T_{ini}$  es la temperatura inicial ( $^{\circ}\text{C}$ ) y  $T_{est}$  es la temperatura de estudio ( $^{\circ}\text{C}$ ) alcanzada al tiempo de estudio ( $t_{est}$ ) definido. Asimismo, se consultaron datos de  $\rho$  y  $Cp$  en la literatura abierta (Geankoplis, 2003) en función de la temperatura, y mediante regresión se ajustaron a modelos con la forma de las Ecuaciones (4) y (5).

$$Q_{abs} = \frac{m_F Cp (T_{est} - T_{ini})}{t_{est}} \quad (2)$$

$$m_F = \rho V \quad (3)$$

$$\rho = 1\ 000.544056 - 0.069694T + 0.003568T^2 \quad (4)$$

$$Cp = 4.216663 - 0.002195T + (3.5742 \times 10^{-5})T^2 - (1.3693 \times 10^{-7})T^3 \quad (5)$$

Para determinar la temperatura de la superficie interna del sistema tubular de colección de energía ( $T_p$ ) y el coeficiente de convección térmica interno ( $h_i$ ), se desarrolló un balance de energía en régimen transitorio.

$$E_e - E_s = \frac{dE}{dt} \quad (6)$$

It was recognized that radiant lamps caused the temperature of the pipe wall to rise to a  $T_p$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) value. Due to the high thermal conductivity of copper ( $386 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ; Holman, 1986), it was accepted that the entire wall had a homogeneous temperature and from there heat was transferred, by a natural convection mechanism, to the process fluid, with a flow that had the magnitude (W) described by Equation (7), where  $h_i$  is the internal convection coefficient ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ),  $A_i$  is the internal surface area ( $\text{m}^2$ ) and  $T_F$  is the average temperature of the process fluid in a given time ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$$E_e = Q_e = h_i A_i (T_p - T_F) \quad (7)$$

On the other hand, since the temperature of the internal surface of the pipe wall was higher than that of the process fluid ( $T_p > T_F$ ), it was accepted that there could be no loss of energy from the fluid, i.e.  $E_s = 0$ . Furthermore, the variation of energy of the same process fluid, in the situation where only temperature change occurred without phase change by evaporation, was described in Equation (8).

$$\frac{dE}{dt} = m_F C_p \frac{dT_F}{dt} \quad (8)$$

With these criteria, Equation (6) was rewritten in the form of Equation (9), and after a rearrangement Equation (10) was obtained.

$$h_i A_i (T_p - T_F) = m_F C_p \frac{dT_F}{dt} \quad (9)$$

$$\frac{dT_F}{dt} + \left( \frac{h_i A_i}{m_F C_p} \right) T_F = \left( \frac{h_i A_i}{m_F C_p} \right) T_p \quad (10)$$

From Equation (10) a heating coefficient ( $b$ ;  $\text{s}^{-1}$ ) was defined in the form of Equation (11), so Equation (10) was simplified to the form of Equation (12).

$$b = \frac{h_i A_i}{m_F C_p} \quad (11)$$

$$\frac{dT_F}{dt} + b T_F = b T_p \quad (12)$$

Equation (12) was solved using an integrating factor ( $F$ ) defined in Equation (13) and the procedure described in Equation (14) (Kreyszig, Kreyszig, & Norminton, 2011), resulting in Equation (15). To evaluate the integration constant ( $C$ ), it was considered that at time zero ( $t = 0$ ) the temperature of the process fluid was  $T_F = T_0$ . With this, it was found that  $C = T_0 - T_p$ , and after a rearrangement, Equation (16) was obtained, with the meaning of the constant  $a$  given in Equation (17).

Para ello, se consideraron los sistemas tubulares de colección de energía radiante mostrados en la Figura 1, los cuales se caracterizaron por tener longitud ( $L$ , 0.9 m), diámetro interno ( $D_i$ , 0.0508 m) y masa de fluido de proceso ( $m_F$ , kg). Se consideró como sistema de estudio al fluido de proceso (agua) contenido en el tubo colector. La Ecuación (6) describe el balance realizado, donde  $E$  es el contenido de energía (J),  $t$  es el tiempo (s),  $E_e$  es el flujo de entrada de energía (W) y  $E_s$  es el flujo de salida de energía (W).

$$E_e - E_s = \frac{dE}{dt} \quad (6)$$

Se reconoció que las lámparas radiantes causaron la elevación de la temperatura de la pared de la tubería hasta un valor  $T_p$  ( $^{\circ}\text{C}$ ). En virtud de la alta conductividad térmica del cobre ( $386 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ; Holman, 1986), se aceptó que toda la pared tuvo temperatura homogénea y desde ahí se transfirió calor, por un mecanismo de convección natural, hacia el fluido de proceso, con un flujo que tuvo la magnitud (W) descrita por la Ecuación (7), donde  $h_i$  es el coeficiente de convección interno ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ),  $A_i$  es el área superficial interna ( $\text{m}^2$ ) y  $T_F$  es la temperatura promedio del fluido de proceso en un tiempo dado ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$$E_e = Q_e = h_i A_i (T_p - T_F) \quad (7)$$

Por otro lado, en virtud de que la temperatura de la superficie interna de la pared del tubo fue mayor que la del fluido de proceso ( $T_p > T_F$ ), se aceptó que no podía haber pérdida de energía desde el fluido, es decir, que  $E_s = 0$ . Asimismo, la variación de la energía del mismo fluido de proceso, en la situación donde sólo ocurrió cambio de temperatura sin cambio de fase por evaporación, se describió en la Ecuación (8).

$$\frac{dE}{dt} = m_F C_p \frac{dT_F}{dt} \quad (8)$$

Con estos criterios, la Ecuación (6) se reescribió en la forma de la Ecuación (9), y tras un reordenamiento se obtuvo la Ecuación (10).

$$h_i A_i (T_p - T_F) = m_F C_p \frac{dT_F}{dt} \quad (9)$$

$$\frac{dT_F}{dt} + \left( \frac{h_i A_i}{m_F C_p} \right) T_F = \left( \frac{h_i A_i}{m_F C_p} \right) T_p \quad (10)$$

A partir de la Ecuación (10) se definió un coeficiente de calefacción ( $b$ ;  $\text{s}^{-1}$ ) en la forma de la Ecuación (11), con lo cual la Ecuación (10) se simplificó a la forma de la Ecuación (12).

$$b = \frac{h_i A_i}{m_F C_p} \quad (11)$$

$$\frac{dT_F}{dt} + b T_F = b T_p \quad (12)$$

$$F = e^{bdt} = e^{bt} \quad (13)$$

$$\left[ e^{bt} \frac{dT_F}{dt} + e^{bt} b T_F = e^{bt} b T_P \right] \Rightarrow \left[ \frac{d(e^{bt} T_F)}{dt} = e^{bt} b T_P \right] \Rightarrow [e^{bt} b T_F = b T_P \int e^{bt} dt + C] \quad (14)$$

$$T_F = T_P + C e^{-bt} \quad (15)$$

$$T_F = T_0 + a(1 - e^{-bt}) \quad (16)$$

$$a = T_P - T_0 \quad (17)$$

The obtained data from each experimental routine were subjected to a non-linear regression supported by the Sigma Plot® program (SPSS Inc, 2000) to fit a model with the form of Equation (16), where  $T_0$  (°C),  $a$  (°C) and  $b$  (s<sup>-1</sup>) were obtained as regression constants. To determine the internal convection coefficient ( $h_i$ ) and the internal wall surface temperature ( $T_p$ ) of the system, Equation (16) was expressed in explicit form for time, as shown by Equation (18).

$$t = \left( \frac{1}{b} \right) \ln \left( \frac{a}{a + T_0 - T_F} \right) \quad (18)$$

Based on Equations (11) and (17), Equation (18) was also expressed in the form of Equation (19).

$$t = \left( \frac{m_f C_p}{h_i A_i} \right) \ln \left( \frac{T_p - T_0}{T_p - T_F} \right) \quad (19)$$

The parameters ( $h_i$  and  $T_p$ ) were evaluated with the non-linear least squares algorithm (function *lsqnonlin.m*) available in the Matlab® optimization toolbox (The Mathworks Inc., 1990). The function was applied with the syntax described in Equation (20) to find the best values of  $h_i$  and  $T_p$ , denoted as  $x(1)$  and  $x(2)$ , respectively, so that Equation (19) reproduced the experimental behavior represented by Equation (18).

$$T_F = \text{linspace}(T_{inf}, T_{sup}); t = - \left( \frac{1}{b_{reg}} \right) \times \log \left( \frac{-(T_F(1) - y_{oreg} - a_{reg})}{a_{reg}} \right);$$

$$\text{fun} = @(x) \left( \frac{-m_f C_p}{x(1) A_i} \right) \times \log \left( \frac{x(2) - T_0}{x(2) - T_{inf}} \right) - t;$$

$$lb = [0,0]; x0 = [300,100];$$

$$x = \text{lsqnonlin}(\text{fun}, x0, [lb], [], \text{option}) \quad (20)$$

The variable  $x0$  defined the set of proposed initial conditions required by *lsqnonlin.m* to perform the calibration of  $x(1)$  and  $x(2)$ . The variable  $lb$  established that the parameters sought could not be negative. The empty bracket indicated that there was no upper limit set for  $x(1)$  and  $x(2)$ . Additionally, the routine was developed considering, as options, a maximum number of iterations of 2000 and a minimum tolerance of  $1 \times 10^{-5}$  in the function, so that the optimal value was found when the relative change of the search in the direction of the abscissa axis was less than this reference.

La Ecuación (12) se resolvió con el uso de un factor integrante ( $F$ ) definido en la Ecuación (13) y el procedimiento descrito en la Ecuación (14) (Kreyszig, Kreyszig, & Norminton, 2011), con lo cual se obtuvo la Ecuación (15). Para evaluar la constante de integración ( $C$ ), se consideró que al tiempo cero ( $t = 0$ ) la temperatura del fluido de proceso era  $T_F = T_0$ . Con ello, se encontró que  $C = T_0 - T_P$ , y tras un ordenamiento se obtuvo la Ecuación (16), con el significado de la constante  $a$  dado en la Ecuación (17).

$$F = e^{bdt} = e^{bt} \quad (13)$$

$$\left[ e^{bt} \frac{dT_F}{dt} + e^{bt} b T_F = e^{bt} b T_P \right] \Rightarrow \left[ \frac{d(e^{bt} T_F)}{dt} = e^{bt} b T_P \right] \Rightarrow [e^{bt} b T_F = b T_P \int e^{bt} dt + C] \quad (14)$$

$$T_F = T_P + C e^{-bt} \quad (15)$$

$$T_F = T_0 + a(1 - e^{-bt}) \quad (16)$$

$$a = T_P - T_0 \quad (17)$$

Los datos obtenidos de cada rutina experimental se sometieron a una regresión no lineal con apoyo del programa Sigma Plot® (SPSS Inc., 2000) para ajustarlos a un modelo con la forma de la Ecuación (16), donde  $T_0$  (°C),  $a$  (°C) y  $b$  (s<sup>-1</sup>) se obtuvieron como constantes de regresión. Para determinar el coeficiente de convección interno ( $h_i$ ) y la temperatura de la superficie interna de la pared del sistema ( $T_p$ ), la Ecuación (16) se expresó de manera explícita para el tiempo, en la forma mostrada por la Ecuación (18).

$$t = \left( \frac{1}{b} \right) \ln \left( \frac{a}{a + T_0 - T_F} \right) \quad (18)$$

Con la consideración de las Ecuaciones (11) y (17), la Ecuación (18) se expresó también en la forma de la Ecuación (19).

$$t = \left( \frac{m_f C_p}{h_i A_i} \right) \ln \left( \frac{T_p - T_0}{T_p - T_F} \right) \quad (19)$$

Los parámetros buscados ( $h_i$  y  $T_p$ ) se evaluaron con el algoritmo de mínimos cuadrados no lineales (función *lsqnonlin.m*) disponible en la caja de herramientas de optimización de Matlab® (The Mathworks Inc., 1990). La función se aplicó con la sintaxis descrita en la Ecuación (20) para encontrar los mejores valores de  $h_i$  y  $T_p$ , denotados como  $x(1)$  y  $x(2)$ , respectivamente, de forma que la Ecuación (19) reprodujera el comportamiento experimental representado por la Ecuación (18).

$$T_F = \text{linspace}(T_{inf}, T_{sup}); t = - \left( \frac{1}{b_{reg}} \right) \times \log \left( \frac{-(T_F(1) - y_{oreg} - a_{reg})}{a_{reg}} \right);$$

$$\text{fun} = @(x) \left( \frac{-m_f C_p}{x(1) A_i} \right) \times \log \left( \frac{x(2) - T_0}{x(2) - T_{inf}} \right) - t;$$

$$lb = [0,0]; x0 = [300,100];$$

## Data analysis

This study was carried out congruently with a 4×4 factorial arrangement, under a completely randomized design, where one of the factors was the angle of inclination of the collector system with four levels (30, 35, 40 and 45°), and the other was the process fluid with four levels (Pw, and suspension with Ac, Ci and Nc). The data of temperature reached at the time of study ( $T_{est}$  a  $t_{est}$ ), heat absorbed ( $Q_{abs}$ ) at  $t_{est}$ , wall temperature ( $T_p$ ) and internal thermal convection coefficient ( $h_i$ ) were subjected to an analysis of variance and a test to compare treatment means using Tukey's statistic ( $P \leq 0.05$ ). All analyses were performed with the SAS program (SAS Institute Inc., 1999).

## Results and discussion

### Process fluids

In general, the particles had a spherical shape (Figure 3), with an average diameter of  $102.2 \pm 20.1$  nm for Ac,  $198.4 \pm 17.6$  nm for Ci and  $160.1 \pm 54.1$  nm for Nc (Figure 4). Because the dimensions of the nanoparticles are in the range of 1 to 100 nm (Samyn, Barhoum, Öhlund, & Dufresne, 2018), the suspensions used in the present study were not catalogued as nanofluids.

### Temperature change

The radiant energy source consisted of 500 W lamps, which simulated operation under constant conditions. This was similar to that reported by Wang et al. (2018) and Chen, Munjiza, Zhang, and Wen (2014), who conducted experiments with 300 and 700 W radiation, respectively, and obtained a uniform heating of the fluid. During operation, heating of the process fluid occurred rapidly at the beginning, but at a slower rate over time in most experimental routines (Figure 5). This behavior was expected and was congruent with a process of heating a material that stores heat energy in a transient regime (Valle-Guadarrama, Hernández-Álvarez, & Covarrubias-Gutiérrez, 2007). The heat received by the process fluid comes from the internal metal surface of the tubular container, and the energy flow is a function of the magnitude of the temperature gradient between fluid and surface. As the temperature of the fluid increases, the temperature gradient decreases, which causes the heat flow to occur at a lower rate and causes the temperature change to occur also at a lower rate (Holman, 1986).

From Equation (1), the boiling temperature of pure water at the atmospheric pressure at the experimental site (77993 Pa; Chapingo, Mexico) is 92.83 °C. Among the different systems, the one that reached this

$$x = \text{lsqnonlin}(\text{fun}, x0, [lb], [], \text{option}) \quad (20)$$

La variable  $x0$  definió el conjunto de condiciones iniciales propuestas requeridas por la función *lsqnonlin.m* para realizar la calibración de  $x(1)$  y  $x(2)$ . La variable  $lb$  estableció que los parámetros buscados no podían ser negativos. El corchete vacío indicó que no había límite superior fijado para  $x(1)$  y  $x(2)$ . Adicionalmente, la rutina se desarrolló considerando, como opciones (*options*), un número máximo de iteraciones de 2000 y una tolerancia mínima en la función de  $1 \times 10^{-5}$ , de tal forma que el valor óptimo se encontró cuando el cambio relativo de la búsqueda en la dirección del eje de abscisas fue menor a esta referencia.

### Análisis de datos

El trabajo se realizó en forma congruente con un arreglo factorial 4×4, bajo en un diseño completamente al azar, donde uno de los factores fue el ángulo de inclinación del sistema colector con cuatro niveles (30, 35, 40 y 45°), y el otro fue el fluido de proceso con cuatro niveles (Ap, y suspensión con Ca, Tc y Nc). Los datos de temperatura alcanzada al tiempo de estudio ( $T_{est}$  a  $t_{est}$ ), calor absorbido ( $Q_{abs}$ ) al  $t_{est}$ , temperatura de pared ( $T_p$ ) y coeficiente de convección térmica interno ( $h_i$ ) se sometieron a un análisis de varianza y a una prueba de comparación de medias de tratamientos mediante el estadístico de Tukey ( $P \leq 0.05$ ). Todos los análisis se realizaron con el programa SAS (SAS Institute Inc., 1999).

## Resultados y discusión

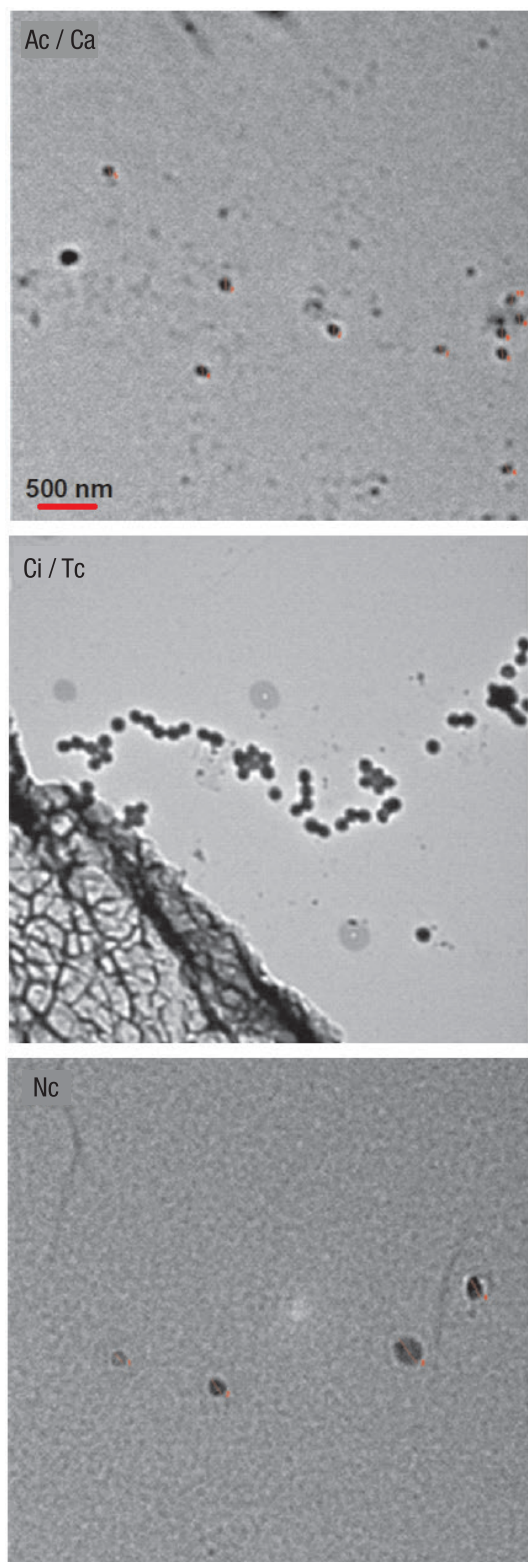
### Fluidos de proceso

De manera general, las partículas tuvieron una forma esférica (Figura 3), con diámetro promedio de  $102.2 \pm 20.1$  nm las de Ca,  $198.4 \pm 17.6$  nm las de Tc y  $160.1 \pm 54.1$  nm las Nc (Figura 4). Debido a que las dimensiones de las nanopartículas se encuentran en el rango de 1 a 100 nm (Samyn, Barhoum, Öhlund, & Dufresne, 2018), las suspensiones usadas en el presente trabajo no se catalogaron como nanofluidos.

### Variación de la temperatura

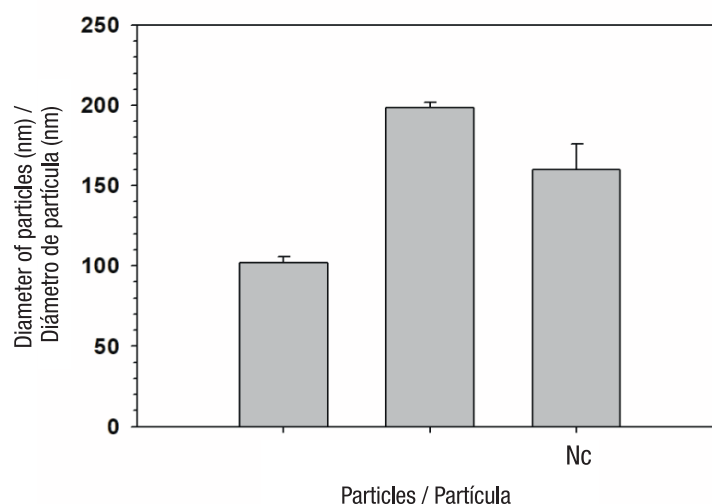
La fuente de energía radiante consistió de lámparas de 500 W, con lo cual se simuló la operación en condiciones constantes. Esto fue similar a lo reportado por Wang et al. (2018) y Chen, Munjiza, Zhang, y Wen (2014), quienes realizaron experimentos con una radiación de 300 y 700 W, respectivamente, y obtuvieron un calentamiento uniforme del fluido. Durante la operación, el calentamiento del fluido de proceso ocurrió de forma rápida al inicio, pero con tasa más lenta al paso del tiempo en la mayoría de las rutinas experimentales





**Figure 3. Appearance of particles incorporated in the process fluid of the radiant energy collection system. Ac = activated carbon; Ci = Chinese ink; Nc = copper particles.**

**Figura 3. Apariencia de las partículas incorporadas en el fluido de proceso del sistema de colección de energía radiante. Ca = carbón activado; Tc = tinta china; Nc = partículas de cobre.**



**Figure 4. Diameter of particles incorporated into the process fluid of the radiant energy collection system. Ac = activated carbon; Ci = Chinese ink; Nc = copper particles. The error bars correspond to the standard deviation (n = 3).**

**Figura 4. Diámetro de las partículas incorporadas al fluido de proceso del sistema de colección de energía radiante. Ca = carbón activado; Tc = tinta china; Nc = partículas de cobre. Las barras de error corresponden a la desviación estándar (n = 3).**

condition in less time corresponded to the one that used water incorporated with Chinese ink as process fluid and an inclination angle of  $30^\circ$ , which occurred at 128 min of exposure to thermal radiation (Figure 5). Based on the above, the time of 120 min was considered as the process study time ( $t_{est} = t_{120}$ ) in order to evaluate the temperature change in a condition without phase change.

The temperature reached at 120 min ( $T_{120}$ ) was affected both by the type of process fluid and by the inclination of the collector, and there was even a significant interaction between both variation factors (Table 1). After 120 min of operation, all systems using particle suspensions had average temperatures between 79 and 84 °C, which were significantly higher ( $P \leq 0.05$ ) than the average temperature when Pw (61 °C) was used. The major effects analysis showed that the systems that used Ac and Ci caused the highest temperature at 120 min of operation, without significant difference ( $P > 0.05$ ) between them, followed by the treatment with Nc and, finally, the system with Pw (Figure 5, Table 2).

The use of particles in the process fluid in radiant energy collection systems has been reported before (Fang et al., 2013; Neumann et al., 2013; Ni et al., 2015), and their presence, even in low concentrations, has been shown to favor heat transfer into the process fluid. In this regard, Wang et al. (2018) reported the use of nanoparticles in a concentration of 0.05 % of the total mass of the studied fluid and explained that around

(Figura 5). Este comportamiento era esperado y fue congruente con un proceso de calentamiento de un material que almacena energía calorífica en régimen transitorio (Valle-Guadarrama, Hernández-Álvarez, & Covarrubias-Gutiérrez, 2007). El calor recibido por el fluido de proceso proviene de la superficie metálica interna del contenedor tubular, y la dimensión del flujo energético es función de la magnitud del gradiente de temperatura entre el fluido y la superficie. A medida que incrementa la temperatura del fluido, el gradiente de temperatura se reduce, lo que causa que el flujo de calor ocurra a menor velocidad y ocasiona que el cambio de temperatura también ocurra a menor tasa (Holman, 1986).

A partir de la Ecuación (1), la temperatura de ebullición del agua pura a la presión atmosférica del lugar de experimentación (77993 Pa; Chapingo, México) es de 92.83 °C. Entre los distintos sistemas, el que alcanzó esta condición en menor tiempo correspondió al que usó agua incorporada con tinta china como fluido de proceso y un ángulo de inclinación de  $30^\circ$ , lo cual ocurrió a los 128 min de exposición a la radiación térmica (Figura 5). Con base en lo anterior, se consideró el tiempo de 120 min como tiempo de estudio de proceso ( $t_{est} = t_{120}$ ) para evaluar el cambio de temperatura en una condición sin cambio de fase.

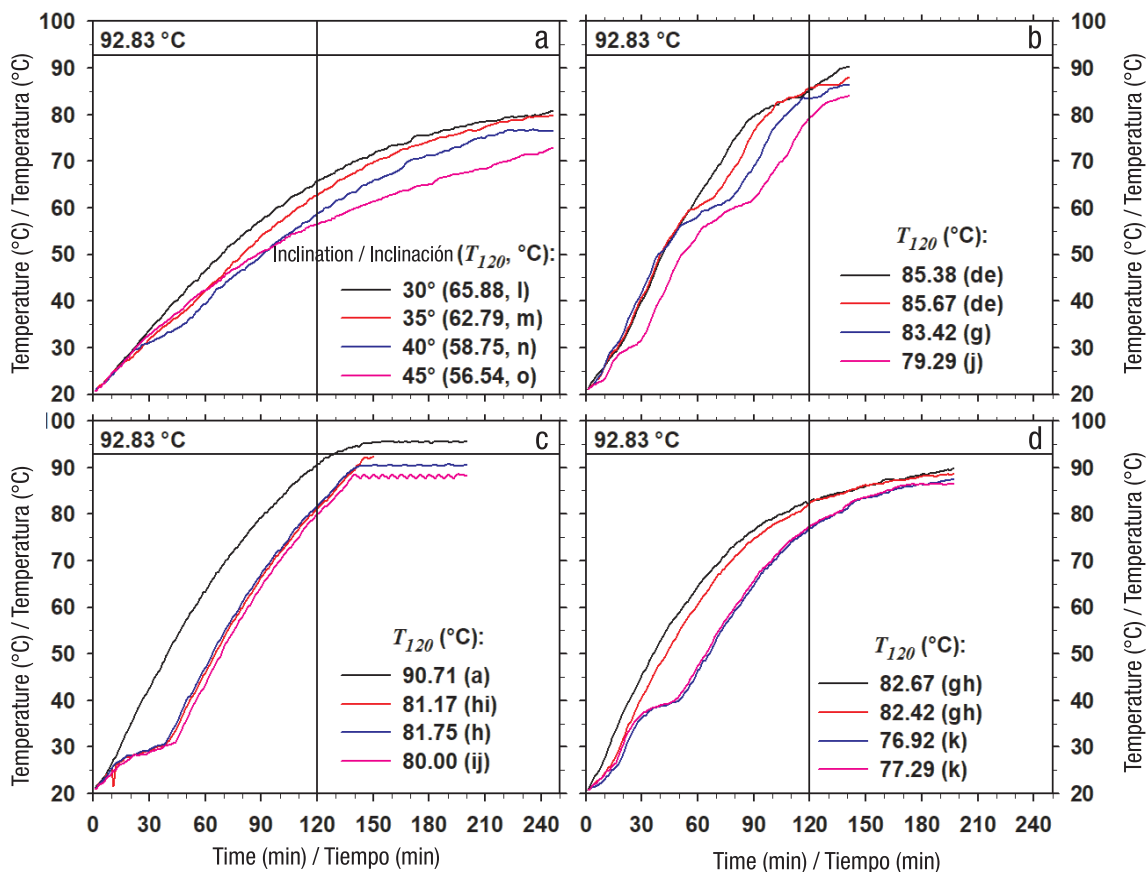
La temperatura alcanzada a los 120 min ( $T_{120}$ ) se afectó tanto por el tipo de fluido de proceso, como por la inclinación del colector, e incluso hubo interacción significativa entre ambos factores de variación

each particle a microenvironment of greater energy retention is generated which favors the incorporation of this energy into the fluid. On the other hand, the greater the angle of exposure to the energy source, the lower the temperature of the process fluid after 120 min of operation, and the average temperature varied from 81.2 °C with 30° to 73.3 °C with 45° (Table 2). This suggested that in order to favor the collection of radiant energy, it is advisable to use small angles of exposure to the energy source.

Radiant energy collection systems are usually installed at a certain inclination and the angle determination is a necessary aspect to optimize operation (Tamimi, 2011). In a CPC such as the one evaluated in this study, the use of inclination is a required feature, since the fluid feed occurs at the top (Figure 1), so the lowest temperature and therefore the highest density occurs in that region. With the inclination, a thermosiphon effect is produced and induces natural convection and

(Cuadro 1). A los 120 min de operación, todos los sistemas que usaron suspensiones de partículas presentaron temperaturas promedio que se ubicaron entre 79 y 84 °C, las cuales fueron significativamente mayores ( $P \leq 0.05$ ) a la que se registró, en promedio, cuando se usó Ap (61 °C). El análisis de efectos mayores mostró que los sistemas que usaron Ca y Tc causaron la mayor temperatura a los 120 min de operación, sin diferencia significativa ( $P > 0.05$ ) entre ellos, seguido por el tratamiento con Nc y, finalmente, el sistema con Ap (Figura 5, Cuadro 2).

El uso de partículas en el fluido de proceso en sistemas de colecta de energía radiante ha sido reportado antes (Fang et al., 2013; Neumann et al., 2013; Ni et al., 2015), y se ha demostrado que su presencia, incluso en bajas concentraciones, favorece la transferencia de calor hacia el fluido de proceso. Al respecto, Wang et al. (2018) reportaron el uso de nanopartículas en concentración de 0.05 % de la masa total del fluido de



**Figure 5.** Temperature variation according to time of the process fluid formed by pure water (a) and incorporated with activated carbon (b), Chinese ink (c) and copper particles (d).  $T_{120}$  = temperature reached after 120 min of heating. The constant 92.83 °C corresponds to the boiling temperature of water at 77993 Pa. Equal letters associated with  $T_{120}$  indicate non-significant difference (Tukey,  $P \leq 0.05$ ).

**Figura 5.** Variación de la temperatura en función del tiempo del fluido de proceso formado por agua pura (a) e incorporada con carbón activado (b), tinta china (c) y partículas de cobre (d).  $T_{120}$  = temperatura alcanzada después de 120 min de calentamiento. La constante 92.83 °C corresponde a la temperatura de ebullición del agua a 77993 Pa. Medias iguales asociadas con  $T_{120}$  no difieren estadísticamente (Tukey,  $P \leq 0.05$ ).

**Table 1. Percentile values of the Fisher distribution ( $F_{0.05}$ ) and  $F$  values corresponding to the analysis of variance of the evaluation of the operation of the compound parabolic collector (CPC) affected by the type of process fluid and the angle of inclination.**

**Cuadro 1. Valores percentiles de la distribución de Fisher ( $F_{0.05}$ ) y valores de  $F$  correspondientes al análisis de varianza de la evaluación de la operación del colector parabólico compuesto (CPC) afectado por el tipo de fluido de proceso y el ángulo de inclinación.**

Variable	Factor of variation / Factor de variación			Error	CV (%)
	Fluid (F) / Fluido (F)	Inclination(I) / Inclinación (I)	F×I		
$gl$	3	3	9	32	--
$F_{0.05}$	2.9011	2.9011	2.1888	--	--
Collector operating variables / Variables de operación del colector					
$T_{120}$	5410.10*	5470.1*	50.99*	--	0.6584
$Q_{abs}$	5796.72*	589.60*	5378*	--	0.8535
$T_p$	1169.47*	26.55*	50.30*	--	1.3540
$h_i$	165.60*	124.06*	53.45*	--	4.7641

Fluid = factor of variation given by the type of process fluid; Inclination = factor of variation given by the inclination of the collector; F×I = interaction between the factors type of fluid and inclination;  $gl$  = degrees of freedom; CV = coefficient of variation;  $T_{120}$  = temperature at 120 min of operation;  $Q_{abs}$  = heat absorbed at 120 min of operation;  $T_p$  = wall temperature;  $h_i$  = thermal convection coefficient; \* = indicates that at least one level within the factor of variation produced a different effect in relation to the rest ( $P \leq 0.05$ ).

Fluido = factor de variación dado por el tipo de fluido de proceso; Inclinación = factor de variación dado por la inclinación del colector; F×I = interacción entre los factores tipo de fluido e inclinación;  $gl$  = grados de libertad; CV = coeficiente de variación;  $T_{120}$  = temperatura a los 120 min de operación;  $Q_{abs}$  = calor absorbido a los 120 min de operación;  $T_p$  = temperatura de pared;  $h_i$  = coeficiente de convección térmica; \* = indica que al menos un nivel dentro del factor de variación produjo un efecto diferente en relación con el resto ( $P \leq 0.05$ ).

**Table 2. Means comparison of the operation of the compound parabolic collector affected by the type of process fluid and the angle of inclination of the system.**

**Cuadro 2. Comparación de medias de la operación del colector parabólico compuesto afectada por el tipo de fluido de proceso y el ángulo de inclinación del sistema.**

FV	$T_{120}$ (°C)	$Q_{abs}$ (W)	$T_p$ (°C)	$h_i$ (W·m <sup>2</sup> ·°C <sup>-1</sup> )
Type of fluid / Tipo de fluido				
Pw / Ap	60.9896 c <sup>z</sup> (1.0902)	41.6183 c (1.1055)	77.5345 c (1.5558)	12.5197 b (0.4868)
Ac / Ca	83.4375 a (0.7743)	64.1055 a (0.7858)	92.2767 b (0.9159)	15.7617 a (0.5378)
Ci / Tc	83.4063 a (1.2970)	64.1564 a (1.2890)	107.8120 a (1.5805)	10.6126 c (0.9308)
Nc	79.8542 b (0.8202)	60.8583 b (0.8337)	92.3272 b (0.9735)	15.1566 a (1.1776)
HSD / DMSH	0.5602	0.5440	1.3852	0.7121
Inclination of the collector / Inclinación del colector				
30°	81.1563 a (2.8016)	61.9615 a (2.7978)	93.6484 b (2.2819)	16.4855 a (0.8042)
35°	78.0104 b (2.6987)	58.7783 b (2.7321)	94.8894 a (3.6290)	13.3644 b (1.1020)
40°	75.2083 c (2.9564)	55.9543 c (2.9768)	93.0261 a (3.2262)	12.1469 c (0.9307)
45°	73.3125 d (2.9362)	54.0444 d (2.9549)	90.8985 b (4.3192)	12.0539 c (0.6658)
HSD / DMSH	0.5602	0.5446	1.3852	0.7121

FV = factor of variation;  $T_{120}$  = temperature at 120 min of operation;  $Q_{abs}$  = heat absorbed at 120 min of operation;  $T_p$  = wall temperature;  $h_i$  = thermal convection coefficient; Pw = pure water; Ac = water with activated carbon; Ci = water with Chinese ink; Nc = water with copper particles; HSD = honest significant difference. <sup>z</sup>Means with equal letters within each column do not differ statistically (Tukey,  $P \leq 0.05$ ). Values in parentheses represent standard errors.

FV = factor de variación;  $T_{120}$  = temperatura a los 120 min de operación;  $Q_{abs}$  = calor absorbido a 120 min de operación;  $T_p$  = temperatura de pared;  $h_i$  = coeficiente de convección térmica; Ap = agua pura; Ca = agua con carbón activado; Tc = agua con tinta china; Nc = agua con partículas de cobre; DMSH = diferencia mínima significativa honesta. <sup>z</sup>Medias con letras iguales dentro de cada columna no difieren estadísticamente (Tukey,  $P \leq 0.05$ ). Los valores entre paréntesis representan errores estándar.

better distribution of the heat transferred throughout the fluid. Although the results suggest that with very small angles, and even with no inclination, a better collection of energy can be expected, this can reduce the effect of gravity on temperature homogenization by making the thermosiphon effect more difficult. For this reason, this study considered appropriate to evaluate the system from 30° of inclination.

The comparative analysis of individual treatment means showed that the case with Ci in the fluid, with an angle of inclination of 30°, had the highest temperature at 120 min of operation (90.71 °C), followed by the one using Ac, with an angle of 30° (85.38 °C) or 35° (85.67 °C), and then the one using Nc, also with 30° (82.67 °C) or 35° (82.42 °C). In each of these cases, with greater inclination there was a rapid loss of performance. Finally, the worst performance was obtained with pure water, where the temperature reached at 120 min varied from 65.88 °C with 30° of inclination to 56.54 °C with 45° (Figure 6A).

### Heat absorbed

The behavior of the absorbed heat ( $Q_{abs}$ , W) was similar to that recorded at the temperature reached at 120 min ( $T_{120}$ ). This was due to the fact that the calculation of  $Q_{abs}$  was made with Equation (2), where the concentration of particles was only 0.05 %, so the mass ( $m_F$ ), which constituted the process fluid, did not vary and the only variable that changed in these cases was the study temperature ( $T_{est} = T_{120}$ ), which caused the behavior shown by Figure 6B to be similar to that shown by Figure 6A. The highest value of  $Q_{abs}$  occurred with Ac and Ci, with no significant difference between these cases ( $P > 0.05$ ), followed by Nc. The heat transfer rate to the process fluid was higher with Ac, Ci and Nc, by 54.03, 54.15 and 46.23 %, respectively (Table 2), compared to Pw, which indicated that the incorporation of particles significantly improved the performance of the CPC.

Similarly to that occurred with  $T_{120}$ , the heat absorbed by the process fluid was significantly reduced ( $P \leq 0.05$ ) as the angle of inclination increased (Table 2), with a difference of 12.78 % between the 30° and 45° operation. This behavior was observed in all process fluids, where the highest  $Q_{abs}$  values were recorded at 30° and the lowest at 45° of inclination (Figure 6B).

### Wall surface temperature

The temperature reached on the internal surface of the pipe wall containing the process fluid ( $T_p$ ) was significantly affected by both variation factors, and the interaction between them was also significant

trabajo y explicaron que alrededor de cada partícula se genera un microambiente de mayor retención de energía que favorece la incorporación de ésta al fluido. Por otro lado, a mayor ángulo de exposición a la fuente de energía se tuvo menor temperatura en el fluido de proceso al cumplirse 120 min de operación y transitó, en promedio, de 81.2 °C con 30° a 73.3 °C con 45° (Cuadro 2). Esto sugirió que para favorecer la colecta de energía radiante es recomendable utilizar ángulos pequeños de exposición a la fuente energética.

Los sistemas de colección de energía radiante normalmente se instalan con cierta inclinación, y la determinación del ángulo es un aspecto necesario para optimizar la operación (Tamimi, 2011). En un CPC como el evaluado en el presente trabajo, el uso de inclinación es un rasgo necesario, pues la alimentación de fluido ocurre por la parte superior (Figura 1), con lo cual la menor temperatura y, por tanto, la mayor densidad ocurren en esa región. Con la inclinación se produce un efecto de termosifón que induce convección natural y mejor distribución del calor transferido en todo el fluido. Aunque los resultados sugieren que con ángulos muy pequeños, e incluso con ausencia de inclinación, se puede esperar una mejor colección de energía, ello puede reducir el efecto de la gravedad en la homogeneización de la temperatura, al dificultar el efecto de termosifón. Por esta razón, en el presente trabajo se consideró adecuado evaluar el sistema a partir de 30° de inclinación.

El análisis comparativo de medias de tratamientos individuales mostró que el caso con Tc en el fluido, con ángulo de inclinación de 30°, presentó la mayor temperatura a los 120 min de operación (90.71 °C), seguido del que usó Ca, con ángulo de 30° (85.38 °C) o 35° (85.67 °C), y luego el que usó Nc, también con 30° (82.67 °C) o 35° (82.42 °C). En cada uno de estos casos, con mayor inclinación se tuvo una pérdida rápida de desempeño. Finalmente, el peor funcionamiento se obtuvo con agua pura, donde la temperatura alcanzada a los 120 min varió de 65.88 °C con 30° de inclinación a 56.54 °C con 45° (Figura 6A).

### Calor absorbido

El comportamiento del calor absorbido ( $Q_{abs}$ , W) fue similar al que se registró en la temperatura alcanzada a los 120 min ( $T_{120}$ ). Lo anterior debido a que el cálculo de  $Q_{abs}$  se realizó con la Ecuación (2), donde la concentración de partículas fue de sólo 0.05 %, por lo que la masa ( $m_F$ ), que constituyó el fluido de proceso, no varió y la única variable que cambió en estos casos fue la temperatura de estudio ( $T_{est} = T_{120}$ ), lo cual causó que el comportamiento mostrado por la Figura 6B fuera semejante al mostrado por la Figura 6A. El

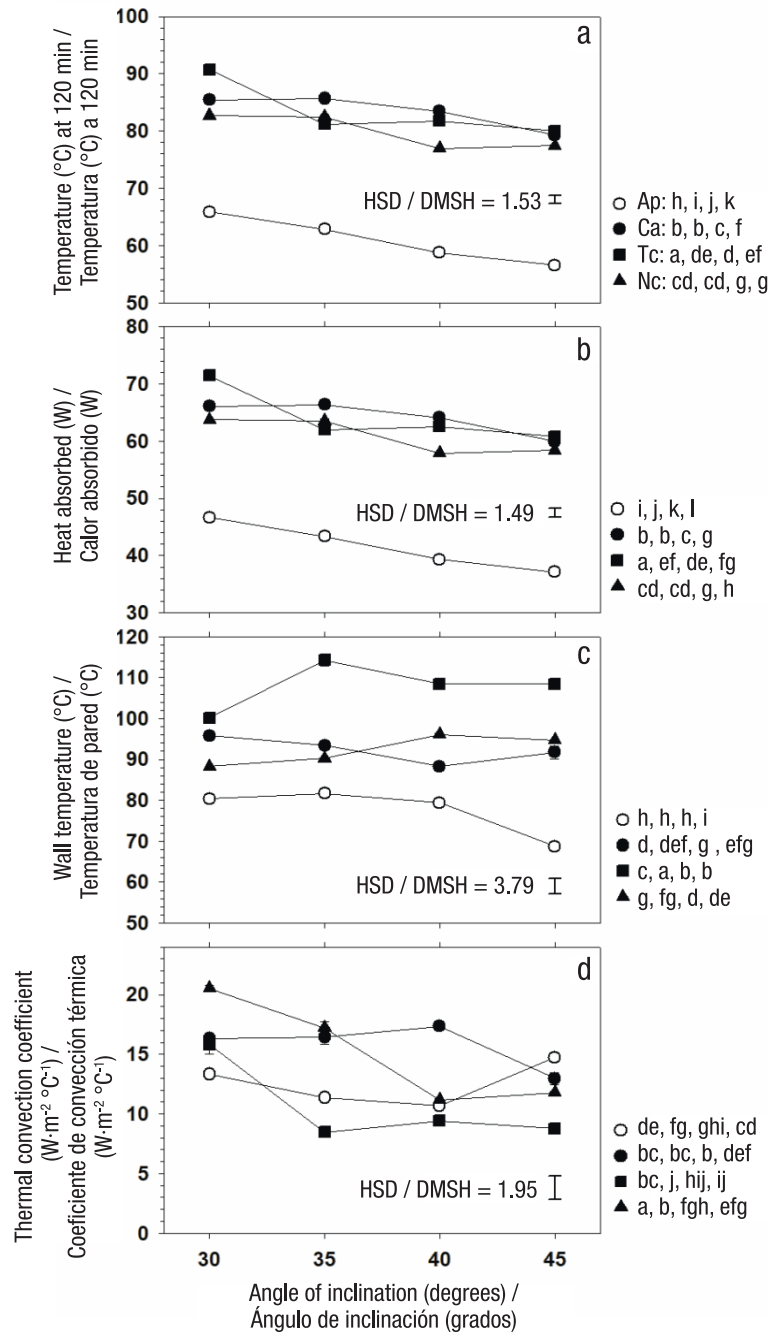


Figure 6. a) Variation of the temperature reached at 120 min of operation ( $T_{120}$ ), b) heat absorbed ( $Q_{abs}$ ) up to that condition, c) wall temperature ( $T_p$ ) and d) thermal convection coefficient ( $h_i$ ); all affected by the angle of inclination of the equipment. Pw, Ac, Ci and Nc represent pure water and process fluid with activated carbon, Chinese ink and copper particles, respectively. HSD = honest significant difference. Equal letters at each condition not significant (Tukey,  $P \leq 0.05$ ).

Figura 6. a) Variación de la temperatura alcanzada a 120 min de operación ( $T_{120}$ ), b) calor absorbido ( $Q_{abs}$ ) hasta esa condición, c) temperatura de pared ( $T_p$ ) y d) coeficiente de convección térmica ( $h_i$ ); todos afectados por el ángulo de inclinación del equipo. Ap, Ca, Tc y Nc representan agua pura y fluido de proceso con carbón activado, tinta china y partículas de cobre, respectivamente. DMSH = diferencia mínima significativa honesta. Medias iguales en cada condición no difieren estadísticamente (Tukey,  $P \leq 0.05$ ).

(Table 1). The analysis of major effects showed that the highest average wall temperature ( $P \leq 0.05$ ) was recorded in the system that used Ci, followed by the one that incorporated Ac and Nc, without difference between them, and finally by the one that used Pw. Since the highest liquid temperatures and the highest values of heat absorbed were recorded with the lowest inclination angles, it was expected that the highest solid surface temperature would have corresponded to the lowest angles; however, although there was a difference caused by the different angle of inclinations, a no clear trend was identified.

On the other hand, there was significant interaction between the factors of variation, and the analysis of each particular fluid showed that three groups were formed. One of them was composed of Ci, where the highest  $T_p$  values were recorded (Figure 6C). The second group was formed by Ac and Nc, where similar behavior was observed at all angles. Finally, the third group included only Pw, whose  $T_p$  value was much lower ( $P \leq 0.05$ ) than that recorded in systems that incorporated some suspended particles, and the value was even lower with the highest inclination angle, which confirmed that the use of particles allows an improvement in the performance of the CPC.

#### Internal thermal convection coefficient

Heat transfer from the inner surface of the container pipe into the process fluid occurred by a natural convection mechanism. The thermal convection coefficient ( $h_i$ ) associated with this heat exchange ranged from 10.61 to 15.76  $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ . The  $h_i$  coefficient represents the heat flow transferred per unit area and per unit of temperature gradient (Equation 7; Holman, 1986). The  $h_i$  value was affected by the type of fluid (Table 1), and was higher in the system that used Nc and Ac, then the Ap-based system, and finally the one that used Ci. Since in all cases the area of heat transfer was the same, the results showed that Ci-based systems allowed less heat transfer for each degree of temperature difference between the fluid and the solid surface of the system. However, the absorbed heat data showed that even with this feature, the Ci-based system, with a 30° angle of inclination, represents the best alternative.

On the other hand, it was found that with lower inclination angle the values of the  $h_i$  coefficient were higher (Table 2), but the interaction between the type of fluid and the inclination angle as variation factors was significant (Table 1). The analysis of each particular fluid showed that the systems using Ci and Nc had clear reduction of  $h_i$  with increasing angle of inclination, but in the other two systems this coefficient remained unchanged (Figure 6D).

mayor valor de  $Q_{abs}$  ocurrió con Ca y Tc, sin diferencia significativa entre estos casos ( $P > 0.05$ ), seguido por Nc. La velocidad de transferencia de calor hacia el fluido de proceso fue superior con Ca, Tc y Nc, en 54.03, 54.15 y 46.23 %, respectivamente (Cuadro 2), en comparación con el Ap, lo cual indicó que la incorporación de partículas mejoró significativamente el desempeño del CPC.

En forma similar a lo que ocurrió con  $T_{120}$ , el  $Q_{abs}$  por el fluido de proceso se redujo en forma significativa ( $P \leq 0.05$ ) a medida que el ángulo de inclinación se incrementó (Cuadro 2), con diferencia de 12.78 % entre la operación a 30° y 45°. Este comportamiento fue observado en todos los fluidos de proceso, donde los mayores valores de  $Q_{abs}$  se registraron con 30° y los menores con 45° de inclinación (Figura 6B).

#### Temperatura de superficie de pared

La temperatura alcanzada en la superficie interna de la pared del tubo que contuvo el fluido de proceso ( $T_p$ ) se afectó por los dos factores de variación de manera significativa, y la interacción entre ambos resultó también significativa (Cuadro 1). El análisis de efectos mayores mostró que la mayor temperatura promedio de pared ( $P \leq 0.05$ ) se registró en el sistema que usó Tc, luego el que incorporó Ca y Nc, sin diferencia entre éstos, y finalmente el que usó Ap. Dado que las mayores temperaturas de líquido y los mayores valores de calor absorbido se registraron con los menores ángulos de inclinación, se esperaba que la mayor temperatura en la superficie sólida hubiera correspondido a los menores ángulos; sin embargo, aunque hubo diferencia causada por los distintos ángulos de inclinación, no se identificó una tendencia clara.

Por otro lado, hubo interacción significativa entre los factores de variación, y el análisis de cada fluido en particular mostró que se formaron tres grupos. Uno de ellos estuvo integrado por Tc, donde se registraron los mayores valores de  $T_p$  (Figura 6C). El segundo grupo estuvo formado por Ca y Nc, donde se tuvo comportamiento similar en todos los ángulos. Finalmente, el tercer grupo incluyó sólo al Ap, cuyo valor de  $T_p$  fue muy inferior ( $P \leq 0.05$ ) al registrado en los sistemas que incorporaron alguna partícula en suspensión, y el valor se redujo incluso más con el mayor ángulo de inclinación, lo que confirmó que el uso de partículas permite una mejoría en el funcionamiento del CPC.

#### Coefficiente de convección térmica interno

La transferencia de calor desde la superficie interna del tubo contenedor hacia el fluido de proceso ocurrió por un mecanismo de convección natural.

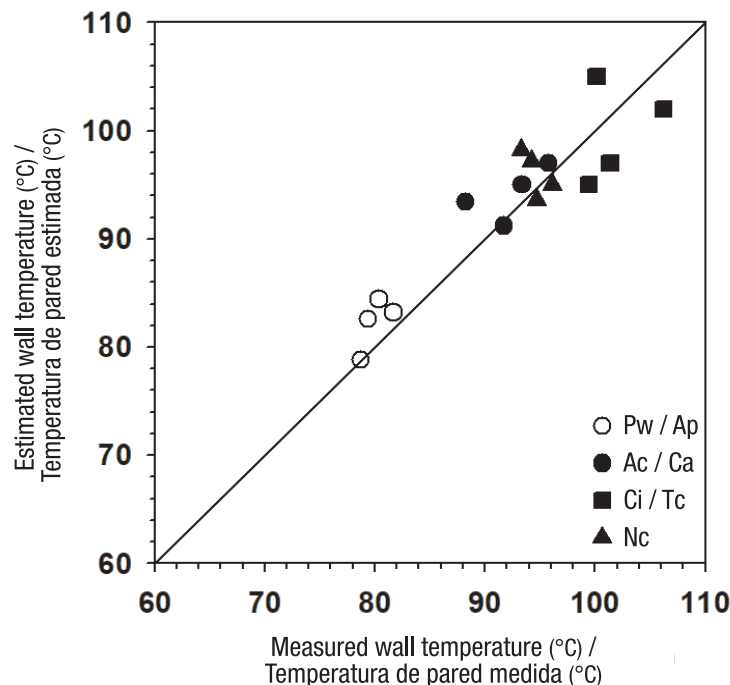
The radiant energy collection system evaluated was based on the use of working fluid kept in a stationary form inside the collector pipe; therefore, the heat transport from the internal solid surface to the fluid corresponded to a natural convection. In this sense, the values obtained for the  $h_i$  coefficient were similar to those reported in the literature for different geometries that develop heat transport by natural convection, where values fluctuate between 5 and 25  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{C}^{-1}$  (Holman, 1986).

### Utility validation

Physical measurements of the wall temperature of the process fluid container pipe were made with an infrared surface temperature sensor (Multimeter EXTECH™, EX810, USA), until a stabilized condition was reached. The experimental data were compared with those estimated with the modeling routine through a one-to-one representation (Figure 7). The measured-estimated data pairs were subjected to a linear regression routine, from which a determination coefficient ( $R^2$ ) equal to 0.8083 was obtained, indicating that the estimate made using the Matlab® *lsqnonlin.m* routine was able to predict the system wall temperature data by 80.8 %. In particular, the data corresponding to Pw showed a tendency to be overestimated, but

El coeficiente de convección térmica ( $h_i$ ) asociado con este intercambio de calor varió entre 10.61 y 15.76  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{C}^{-1}$ . El coeficiente  $h_i$  representa el flujo de calor transferido por unidad de área y unidad de gradiente de temperatura (Ecuación 7; Holman, 1986). El valor de  $h_i$  se afectó por el tipo de fluido (Cuadro 1), y fue mayor en el sistema que usó Nc y Ca, luego por el sistema basado en Ap y, finalmente, por el que usó Tc. Dado que en todos los casos el área de transferencia de calor fue la misma, los resultados mostraron que los sistemas basados en Tc permiten menor transferencia de calor por cada grado de diferencia de temperatura entre el fluido y la superficie sólida del sistema. No obstante, los datos de calor absorbido mostraron que incluso con esta característica, el sistema basado en Tc, con ángulo de inclinación de 30°, representa la mejor alternativa de operación.

Por otro lado, se encontró que con menor ángulo de inclinación los valores del coeficiente  $h_i$  fueron mayores (Cuadro 2), pero la interacción entre el tipo de fluido y el ángulo de inclinación como factores de variación fue significativa (Cuadro 1). El análisis de cada fluido en particular mostró que los sistemas que usaron Tc y Nc tuvieron reducción clara de  $h_i$  con el aumento del ángulo de inclinación, pero en los otros



**Figure 7. Representation 1:1 between the wall temperature estimated by modeling with the experimental data evaluated in physical form. The wall temperature corresponds to the surface in contact with the fluid.**

**Figura 7. Representación 1:1 entre la temperatura de pared estimada mediante modelado con los datos experimentales evaluados en forma física. La temperatura de pared corresponde a la superficie en contacto con el fluido.**



in the rest there was no clear trend of under- or overestimation. In general, the estimation of thermal parameters made with the model was considered acceptable.

### Operating efficiency

To evaluate the radiant energy collection system, three 500 W lamps were used, placed at a distance of 40 cm from the top of involutes of the system with a 30° inclination (Figure 2). The area of incidence of radiant energy was 1.6 m<sup>2</sup>, which generated an available energy flux of 937.5 W·m<sup>-2</sup>; while the area of the three involutes was 0.3343 m<sup>2</sup>, which indicated that the incidence of radiant energy on them was 313.41 W. Lee, Park, Walsh, and Xu (2012) found that even with a low concentration of nanoparticles (0.05 % by volume), the nanofluid achieved an energy collection efficiency of up to 70 % without any degree of inclination. Based on the absorbed heat data reported in Figure 6 for the 30° inclination, the radiant heat collecting efficiencies were 68.4 % for Ci, 63.2 % for Ac, 61.0 % for Nc and 44.6 % for Pw, which confirmed that the incorporation of particles in the receiving fluid significantly increased the efficiency of the CPC.

### Conclusions

The increased angle of inclination caused a reduction in the CPC radiant energy collection capacity. The incorporation of particles into the process fluid significantly improved the performance of the CPC, compared to the system in which pure water was used as fluid. The best operating characteristics were obtained with the incorporation of Chinese ink, followed by the use of activated carbon, which are suitable alternatives for handling a CPC.

### Acknowledgements

The authors thank the Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT), Mexico, for the funding support given to this research.

*End of English version*

### References / Referencias

Bello-Bello, J. J., Chavez-Santoscoy, R. A., Lecona-Guzmán, C. A., Bogdanchikova, N., Salinas-Ruiz, J., Gómez-Merino, F. C., & Pstryakov, A. (2017). Hormetic response by silver nanoparticles on *in vitro* multiplication of sugarcane (*Saccharum* spp. Cv. Mex 69-290) using a temporary immersion system. *Dose-Response: An International Journal*, 2017, 1-9. doi: 10.1177/1559325817744945

dos sistemas este coeficiente se mantuvo sin cambios importantes (Figura 6D).

El sistema de colección de energía radiante evaluado se basó en el uso de fluido de trabajo mantenido en forma estacionaria dentro del tubo colector, por lo cual, la transferencia de calor desde la superficie sólida interna al fluido correspondió a una convección natural. En tal sentido, los valores obtenidos para el coeficiente  $h_i$  fueron similares a los reportados en la literatura para distintas geometrías que desarrollan transferencia de calor por convección natural, donde los valores fluctúan entre 5 y 25 W·m<sup>-2</sup>·°C<sup>-1</sup> (Holman, 1986).

### Validación de utilidad

Se realizaron mediciones físicas de la temperatura de la pared del tubo contenedor del fluido de proceso con un sensor infrarrojo de temperatura de superficie (Multímetro EXTECH™, EX810, EUA), hasta alcanzar una condición de estabilización en el tiempo. Los datos experimentales se compararon con aquellos estimados con la rutina de modelado a través de una representación uno a uno (Figura 7). Los pares de datos medidos-estimados se sometieron a una rutina de regresión lineal, de donde se obtuvo un coeficiente de determinación ( $R^2$ ) igual a 0.8083, lo que indicó que la estimación hecha mediante la rutina *lsqnonlin.m* de Matlab® logró predecir los datos de la temperatura de pared del sistema en un 80.8 %. En particular, los datos correspondientes a Ap mostraron tendencia a ser sobre-estimados, pero en el resto no se observó una tendencia clara de sub- o sobre-estimación. En general, se consideró aceptable la estimación de parámetros térmicos hechos con el modelo.

### Eficiencia de operación

Para evaluar el sistema de colección de energía radiante se utilizaron tres lámparas de 500 W colocadas a una distancia de 40 cm de la parte superior de las involutas del sistema con inclinación de 30° (Figura 2). El área de incidencia de energía radiante fue de 1.6 m<sup>2</sup>, lo cual generó un flux de energía disponible de 937.5 W·m<sup>-2</sup>; mientras que el área de las tres involutas fue de 0.3343 m<sup>2</sup>, lo que indicó que la incidencia de energía radiante sobre ellas fue de 313.41 W. Lee, Park, Walsh, y Xu (2012) encontraron que incluso con una concentración baja de nanopartículas (0.05 % en volumen), el nanofluido alcanzó una eficiencia de colección de energía de hasta 70 % sin ningún grado de inclinación. Con base en los datos de calor absorbido reportados en la Figura 6 para la inclinación de 30°, las eficiencias de aprovechamiento del calor radiante fueron de 68.4 % para la Tc, 63.2 % para el Ca, 61.0 %

- Chen, X., Munjiza, A., Zhang, K., & Wen, D. (2014). Molecular dynamics simulation of heat transfer from a gold nanoparticle to a water pool. *The Journal of Physical Chemistry C*, 118(2), 1285-1293. doi: 10.1021/jp410054j
- Debernardi-de la Vequia, H., Ortiz-Laurel, H., & Rosas-Calleja, D. (2016). Energía disponible a partir de biomasa de residuos de caña de azúcar (*Saccharum spp.*). *Agroproductividad*, 9(7), 68-73. Retrieved from <http://revista-agroproductividad.org/index.php/agroproductividad/article/view/792>
- Elimelech, M., & Phillip, W. A. (2011). The future of sea water desalination: energy, technology, and the environment. *Science*, 333(6043), 712-717. doi: 10.1126/science.1200488
- Fang, Z., Zhen, Y. R., Neumann, O., Polman, A., García-de Abajo, F. J., Nordlander, P., & Halas, N. J. (2013). Evolution of light-induced vapor generation at a liquid-immersed metallic nanoparticle. *Nano Letters*, 13(4), 1736-1742. doi: 10.1021/nl4003238
- Felder, R. M., & Rousseau, R. W. (2004). *Elementary principles of chemical processes*. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- Geankoplis, C. J. (2003). *Transport processes and separation process principles (includes unit operations)*. New Jersey: Prentice Hall.
- Holman, J. P. (1986). *Heat transfer*. New York: McGraw-Hill Book Company Incorporation.
- Kreyszig, E., Kreyszig, H., & Norminton, E. J. (2011). *Advanced engineering mathematics*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Lee, B. J., Park, K., Walsh, T., & Xu, L. (2012). Radiative heat transfer analysis in plasmonic nanofluids for direct solar thermal absorption. *Journal of Solar Energy Engineering*, 134(2), 021009-021009-6. doi:10.1115/1.4005756
- Lewis, N. S. (2007). Toward cost-effective solar energy use. *Science*, 315(5813), 798-801. doi: 10.1126/science.1137014
- Neumann, O., Urban, A. S., Day, J., Lal, S., Nordlander, P., & Halas, N. J. (2013). Solar vapor generation enabled by nanoparticles. *ACS Nano*, 7(1), 42-49. doi: 10.1021/nn304948h
- Ni, G., Miljkovic, N., Ghasemi, H., Huang, X., Boriskina, S. V., Lin, C. T., Wang, J., Xu, Y., Rahman, M. M., Zhang, T., & Chen, G. (2015). Volumetric solar heating of nano fluids for direct vapor generation. *Nano Energy*, 17, 290-301. doi: 10.1016/j.nanoen.2015.08.021
- Panwar, N. L., Kaushik, S. C., & Kothari, S. (2011). Role of renewable energy sources in environmental protection: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1513-1524. doi: 10.1016/j.rser.2010.11.037
- Samyn, P., Barhoum, A., Öhlund, T., & Dufresne, A. (2018). Review: nanoparticles and nanostructured materials in papermaking. *Journal of Materials Science*, 53, 146-184. doi: 10.1007/s10853-017-1525-4
- SAS Institute, Inc. (1999). *SAS/STAT® User's guide, version 8*. Cary, USA: Author.
- para las Nc y 44.6 % para el Ap, lo que confirmó que la incorporación de partículas en el fluido receptor incrementó significativamente la eficiencia del CPC.

## Conclusiones

El incremento del ángulo de inclinación causó una reducción de la capacidad de colección de energía radiante del CPC. La incorporación de partículas al fluido de proceso mejoró significativamente el desempeño del CPC, en comparación con el sistema en el cual se utilizó agua pura como fluido. Las mejores características de operación se obtuvieron con la incorporación de tinta china, seguido del uso de carbón activado, los cuales constituyen alternativas adecuadas para atender el manejo de un CPC.

## Agradecimientos

Los autores agradecen al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT), México, por el apoyo económico otorgado para la presente investigación.

## Fin de la versión en español

SPSS Inc. (2000). *SigmaPlot® 2000 User's guide*. Chicago: Author.

Steinfeld, A. (2005). Solar thermochemical production of hydrogen – a review. *Solar Energy*, 78(5), 603-615. doi: 10.1016/j.solener.2003.12.012

Tamimi, A. I. (2011). Modeling of optimum inclination angles of solar systems for Amman, Jordan. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 3, 043109, 1-9. doi: 10.1063/1.3610974

The Mathworks, Inc. (1990). *Optimization Toolbox™ 4, user's guide*. Natick, Massachusetts, USA: Author.

Valle-Guadarrama, S., Hernández-Álvarez, R.L., & Covarrubias-Gutiérrez, I. (2007). Modeling of the heating and cooling internal rates in fruits. Case: Mexican lime. *Revista Fitotecnica Mexicana*, 30(1), 61-68. Retrieved from <https://www.revistafitotecniamexicana.org/documentos/30-1/10r.pdf>

Wang, H., Yang, W., Cheng, L., Guan, C., & Yan, H. (2018). Chinese ink: high performance nanofluids for solar energy. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 176, 374-380. doi: 10.1016/j.solmat.2017.10.023

Xu, G., Song, G., Zhu, X., Gao, W., Li, H., & Quan, Y. (2015). Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator. *Applied Thermal Engineering*, 80, 196-204. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.12.071