Evaluación térmica de un receptor calorimétrico a escala para el sistema experimental de torre central sito en la UNISON.

Enero 18, 2015.

Dr. Alejandro Ordaz Flores Dr. Jesús Fernando Hinojosa Palafox Dr. Claudio Estrada Gasca Ing. Irving Cruz Robles

Resumen

Se diseñó un receptor calorimétrico a escala, de 20 cm x 20 cm de área, para un sistema termosolar de torre central. Este diseño es contemplado como un dispositivo a escala de un calorímetro que se colocaría en el Campo de Pruebas de Helióstatos, situado en el campo experimental del Departamento de Agricultura y Ganadería de la Universidad de Sonora. El diseño del receptor calorimétrico a escala incluye componentes termofísicas y geométricas. A continuación se describe el diseño del experimento y las pruebas del receptor calorimétrico a escala en el Horno Solar del IER, UNAM.

Objetivo General

Estudiar teórica y experimentalmente la distribución de intensidad radiativa y transferencia de calor en un receptor calorimétrico a escala.

Objetivos Específicos

- 1. Estudiar teóricamente la distribución de intensidad radiativa y transferencia de calor en un receptor calorimétrico para un sistema termosolar de torre central.
- 2. Estudiar experimentalmente la distribución de intensidad radiativa y transferencia de calor en un receptor calorimétrico para un sistema termosolar de torre central.
- Conservando la similitud, comparar los resultados teóricos y experimentales de la distribución de la intensidad radiativa y transferencia de calor, al modificar el flujo de calor aplicado al receptor calorimétrico.

Metas

- Disponer de un modelo matemático para estudiar la intensidad radiativa y transferencia de calor en un receptor calorimétrico para un sistema solar de torre central.
- 2. Contar con un receptor calorimétrico a escala, así como la información detallada de su funcionamiento.

- 3. Preparar un artículo de la investigación, y enviarlo a publicación a una revista indexada en el Journal Citation Reports.
- 4. Presentar los resultados obtenidos en seminarios y en un congreso internacional.
- 5. Formación de un recurso humano de maestría.

Metodología.

La metodología que se seguirá para cumplir con los objetivos planteados es la siguiente:

- 1. Realizar una revisión bibliográfica completa de la literatura publicada en años recientes.
- 2. Formular los modelos físicos y matemáticos para un receptor calorimétrico a escala para un sistema termosolar de torre central.
- 3. Resolver numéricamente la transferencia de calor en el receptor calorimétrico.
- 4. Diseñar, construir, instrumentar y probar el receptor calorimétrico a escala.
- 5. Análisis de los resultados.
- 6. Escribir y enviar un artículo a una revista indexada en el Journal Citation Reports.
- 7. Presentar de los resultados en seminarios y en un congreso internacional afín al tema de estudio.

Introducción

El Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar (LACYQS) fue creado con la intención de integrar una red de grupos de investigación que trabajen coordinadamente para avanzar en el conocimiento de las tecnologías que aprovechan la energía solar, poniendo a prueba sistemas de concentración solar con conceptos novedosos. Esto se ha logrado a través del diseño, construcción y puesta en operación de tres instalaciones solares importantes: el Horno Solar de Alto Flujo Radiativo (HoSIER), la Planta Solar Piloto para el Tratamiento Fotocatalítico de Aguas Residuales (PSTFAR) y el **Campo de Pruebas para Helióstatos (CPH)** [Estrada et al., 2011; Peña et al., 2012].

El proyecto actual se centra en el CPH ubicado en el campo experimental del departamento de agricultura y ganadería de la **Universidad de Sonora** e inaugurado el 28 de octubre del 2011. Su infraestructura es una herramienta importante a nivel nacional e internacional para impulsar la investigación aplicada y el desarrollo tecnológico encaminados a optimizar el rendimiento óptico, el diseño, la fabricación y el montaje de los helióstatos utilizados principalmente en las centrales de generación de potencia con tecnología de torre central. Así mismo, dentro de sus objetivos está el ofrecer servicios de ensayo, prueba y evaluaciones de sistemas correspondientes a receptores solares, instrumentación, control y almacenamiento térmico dando paso con ello al Campo Experimental de Torre Central (CETOC).

La Concentración de Potencia Solar (CPS) es la candidata más probable para sustituir las grandes cantidades de potencia generadas actualmente por los combustibles fósiles

[Müller and Trieb, 2004]. Para generar electricidad en el intervalo de 10 kW a 100 MW, se identifican tres principales tecnologías: tecnología de tipo **dish**, que puede generar electricidad en lugares aislados; tecnología de **canal parabólico** y **Fresnel**, con capacidad de producir vapor sobrecalentado a alta presión; tecnología de **torre central**, que puede producir vapor por arriba de los 1000 °C.

Las primeras plantas de torre central experimentales se probaron en 1981 (proyectos SSPS, EURELIOS y SUNSHINE, de España, Italia y Japón, respectivamente), con capacidad de hasta 1 MW [Romero et al., 2002], así como la planta Solar One, en el desierto de Mojave, en California, con capacidad de 10 MW [Barlev et al., 2011].

Una planta de CPS consiste en tres principales subsistemas: un campo de colección solar, un receptor, y un sistema de conversión [Behar et al., 2013]. Los sistemas de torre central usan un **campo de helióstatos** que reflejan y concentran los rayos del sol hacia un receptor central colocado en la parte superior de la torre [Müller and Trieb, 2004; Zhang et al., 2013]. Los **helióstatos** son espejos planos o ligeramente cóncavos, con seguimiento solar en dos ejes. En el receptor central, la energía es absorbida por un **fluido de transferencia de calor**, que entonces transfiere el calor a un intercambiador, tal como un ciclo de potencia Rankine [Zhang et al., 2013].

Por 1 MW de capacidad instalada en una planta de CSP, se dejan de emitir 668 TON de CO₂, en comparación con un sistema de ciclo combinado, o 1360 TON, respecto a una planta de carbón [Behar, 2013]. Contrario a estas ventajas, los principales problemas de estos sistemas son las variaciones tanto diarias como mensuales del flujo de irradiación solar, por lo que se hace necesario incorporar sistemas de almacenamiento de energía térmica, así como sistemas de respaldo, que son también objetos de estudio [Barlev, 2011; Zhang, 2013].

Para alcanzar las metas establecidas en el proyecto del CPH del Laboratorio Nacional, es indispensable caracterizar las instalaciones con las que se cuenta. Por este motivo, se manifiesta la necesidad de cuantificar la potencia térmica captada en el receptor de torre central, originada por la concentración de flujo radiativo, que a su vez es ocasionada al superponer las reflexiones provenientes del grupo de helióstatos orientados adecuadamente para que la radiación directa converja en el elemento óptico del sistema de recepción.

Un calorímetro es un instrumento que sirve para cuantificar las cantidades de calor recibidas por un cuerpo. Ballestrin, et al. (2006) investigaron métodos alternativos para calibrar medidores Gardon por balance térmico, logrando reducir la incertidumbre de un 3% a menos de un 2%. Estrada et al. (2007) construyeron un calorímetro para medir la potencia solar concentrada en un punto del concentrador solar construido en el CIE-UNAM. La temperatura en la superficie receptora fue medida experimentalmente, mientras que se estableció un modelo numérico de la transferencia de calor por conducción, que fue validado mediante la experimentación.

En este marco, se ha planeado y desarrollado un modelo matemático que fundamenta el diseño de un dispositivo calorimétrico con el propósito de analizar la distribución de la intensidad radiativa, la transferencia de calor y, por consecuencia, la potencia térmica de la instalación. Sin embargo, debido a la complejidad y el costo que puede representar la construcción de este calorímetro se hace necesario validar todo el marco teórico con un equipo a escala, respetando en el diseño experimental consideraciones de similitud que permitan analizar su desempeño y posteriormente escalarlo con mayor certeza a las dimensiones requeridas en la torre central del CPH.

Diseño del experimento.

Temperatura aproximada de la placa.

Para calcular la temperatura aproximada de la placa, se consideran los efectos radiativos y convectivos [Cengel y Ghajar, 2011]:

$$\alpha Q_{inc} = h A (T_p - T_a) + \varepsilon \alpha A (T_p^4 - T_a^4)$$
⁽¹⁾

donde α es la absortancia de la placa, Q_{inc} (W) es la energía incidente, h (W/m²K) es el coeficiente de transferencia de calor por convención, A (m²) es el área transversal, ε es la emitancia del material, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, T_p es la temperatura en la pared, T_a es la temperatura de los alrededores (ambiente). El lado izquierdo de la ecuación muestra la energía incidente, multiplicada por la absortancia, mientras que el lado derecho muestra las pérdidas convectivas y radiativas en la placa.

El parámetro h es el más difícil de medir, ya que depende de la interacción entre la placa y el ambiente. De acuerdo con Cengel y Ghajar (2011), la radiación es usualmente significativa, comparada con la conducción o convección natural.

Una manera de simplificar estos cálculos consiste en considerar un coeficiente h_{comb} que combine los efectos radiativos y convectivos, de modo que la energía perdida E_{loss} (W) por la placa se exprese como:

$$E_{loss} = h_{comb} \left(T_{p} - T_{a} \right) \tag{2}$$

Mientras que la energía ganada por la placa E_{gain} (W) está dada por:

$$E_{gain} = \alpha Q_{inc} \tag{3}$$

La temperatura en estado estable la pared se obtiene cuando las energías ganadas y perdida son iguales:

$$\alpha Q_{inc} = h_{comb} \left(T_p - T_a \right) \tag{4}$$

Despejando para T_p se obtiene:

$$T_{p} = \alpha Q_{inc} / h_{comb} + T_{a}$$
(5)

$$O \qquad \Delta T = \alpha Q_{inc} / h_{comb}$$

Valores típicos para el coeficiente de transferencia de calor en convección natural de gases van entre 2 y 25 W/m²K [Incropera y DeWitt, 2002]. En la Figura 1 se muestra una gráfica del cambio de temperatura teórico para varios coeficientes combinados de transferencia de calor, para potencia incidente de hasta 20 kW. Como se aprecia en esta figura, las temperaturas teóricas en la placa pueden ser muy elevadas (superiores a los 1000 K). En la etapa de experimentación, este aumento de temperatura debe ser controlado. Temperaturas de placa por debajo de hasta 500 °C (773.15 K) permitirán la transferencia de calor necesaria, si se requiere generar vapor.



Figura 1: Cambio teórico de temperatura en la placa en función de la potencia incidente, para varios valores del coeficiente combinado de transferencia de calor, h_{comb} .

Volviendo a la ecuación 1, se puede estimar la potencia necesaria para trabajar en estos intervalos. Asumiendo valores de temperatura ambiente (T_a) de 30 °C (298.15 K), área transversal de A = 0.04 m², ε = 0.05, σ = 5.670 x 10⁻⁸ W/m²K⁴, se pueden construir las gráficas mostradas en la Figura 2. En la Figura 2a se muestra la contribución de potencia necesaria ante convención natural, para calentar la placa del calorímetro hasta 500 °C; en la Figura 2b se muestra la misma información, pero ante la presencia de convención forzada. Se observa que cuando la convención es forzada, los efectos radiativos se vuelven muy pequeños proporcionalmente.



Figura 2: Potencia necesaria para alcanzar temperaturas en la pared del calorímetro de hasta 700 K para (a) convención natural, y (b) convención forzada. En convención forzada, los efectos radiativos tienden a volverse insignificantes, proporcionalmente.

Cambio de temperatura en la placa.

La flujo de calor en la dirección perpendicular al área transversal de la placa, que es la dirección de la transferencia de calor es proporcional al gradiente de temperatura dT/dx en esta misma dirección. La ley de Fourier expresada como:

$$Q_0 = -k_{inc} A \, dT/dx \tag{6}$$

muestra esta relación, donde Q_0 es el flujo de calor, k (W/mK) es la conductividad térmica del material y A (m²) es el área transversal de la superficie absorbedora, dT/dx es gradiente de temperaturas en la dirección x, dx es el espesor de la placa.

En la Figura 3 se muestra teóricamente cómo afecta el espesor de la placa el cambio de temperatura a través de esta, donde los espesores se encuentran entre 0.5 y 25 mm, con α = 0.4, k = 167 W/mK, y A = 0.04 m². La diferencia de temperatura entre los dos lados de la placa es menor o igual a 30 K; este valor podría ser significativo dependiendo de la temperatura de la superficie. Para T_p altos (p.e. 500 °C), se garantiza la generación directa de vapor para estos espesores de la placa absorbedora.



Figura 3: Efecto del espesor de la placa sobre el cambio de temperatura entre las dos superficies de la placa absorbedora.

Temperatura del agua.

De acuerdo con la teoría de calorimetría, toda la radiación que incida sobre una placa puede ser removida mediante un flujo de agua en el lado opuesto de la placa. El balance energético para este flujo se expresa como:

$$\alpha Q_0 = hA \left(T_p - T_a\right) + \varepsilon \sigma A \left(T_p^4 - T_a^4\right) + mc_p dT/dt + m_f c_p (T_s - T_{\infty})$$
(7)

donde T_s (K) es la temperatura en la superficie, T_∞ la temperatura del flujo desarrollado, m (kg) es la masa del agua, m_f (kg/s) es el flujo másico, y c_p (J/kgK) la capacidad calorífica del agua a presión constante. Los efectos radiativos, y al exterior de la placa no se consideran de este lado de la placa, del mismo modo, los efectos transitorios se eliminan, ya que el análisis se hace en estado estable. De este modo, la ecuación 7 se reduce a:

$$\alpha Q_0 = m_f c_p (T_s - T_\infty) = m_f c_p \Delta T \tag{8}$$

De este modo, para cualquier combinación de energía de entrada y de flujo, se pueden conocer las temperaturas del agua de acuerdo con:

$$\Delta T = \alpha Q_0 / m_f c_p \tag{9}$$

La variación del calor específico a presión constante, c_p , es no lineal cuando existe cambio de fase; puede ser estimado mediante la siguiente ecuación, donde la

temperatura está en grados centígrados [Faghri, 1995]:

$c_p = 1000 \exp(a_0 + a_1 T +$	$a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 + a_5T^5$	(10)
a0 = 1.4338	a3 = -2.7411 x10 ⁻⁸	
a1 = -2.2638 x10 ⁻⁴	a4 = 1.4699 x10 ⁻¹⁰	
a2 = 4.2819 x10 ⁻⁶	a5 = -2.2589 x10 ⁻¹³	

También se pueden usar paquetes como el Refprop (2007) para el cálculo de estas propiedades.

Las pruebas experimentales con el receptor calorimétrico a escala se harán en un trabajo en colaboración entre la UNISON y el IER, debido a que el Horno Solar de Alta Concentración instalado en el IER, el HoSIER, tiene la infraestructura necesaria para esta experimentación, como parte del Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar.

La **potencia máxima** alcanzada en el HoSIER es de **20 kW**, y el **flujo máximo de agua** disponible es de **8 L/min**. En la Figura 4 se muestra el incremento de temperatura del agua contra la potencia de entrada, para diferentes condiciones de flujo de agua suministrados.

Valores típicos de h se encuentran entre 50 y 20,000 W/mK para convención forzada de líquido, y entre 2500 y 100,000 para procesos de evaporación y condensación [Cengel y Ghajar, 2011; Incropera y DeWitt, 2002].

Usando la expresión simple para convección natural, para el número de Nusselt:

$$Nu = h \, \delta \! / \, k \tag{11}$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, δ es la longitud característica, y k es la conductividad térmica del agua, se pueden estimar los intervalos de h que se obtendrán en el experimento. Para generar vapor y flujos altos de temperatura, se necesitan calcular las correlaciones mediante simulación.

De manera experimental se pueden determinar los números de Nusselt conociendo los parámetros que no son fijos, tales como el flujo másico, el flujo de calor y la conductividad térmica del sólido en función con la temperatura. En la experimentación propuesta se controlarán todos estos parámetros para poder determinar los coeficientes adimensionales, como los números de Nusselt, Prandtl o Reynolds.



Figura 4: Incremento de temperatura del flujo de agua, dependiendo de la potencia de calor de entrada, para diferentes flujos de agua.

El cálculo adecuado de estos números en este proyecto es particularmente importante, porque permitirá comparar los resultados con un calorímetro de tamaño real.

De acuerdo con la teoría de similitud [Munson et al., 2009] sistemas con diferentes dimensiones geométricas, materiales de construcción, o incluso fluidos de trabajo pueden ser comparados si existe similitud entre ellos. Para que esto suceda, debe existir similitud entre los sistemas, lo cual se garantiza mediante la conservación de ciertas propiedades adimensionales, apropiadas en cada caso. Para el caso de la mecánica de fluidos, los números adimensionales suelen ser los números previamente mencionados, entre otros, dependiendo de los tipos de experimentos. En el calorímetro, se usarán los números de Nu y Re como parámetros que ayudarán a conservar la similitud entre el sistema a escala, y el sistema de tamaño real, que se proyecta para el Campo de Pruebas de Helióstatos situado en la UNISON.

Protocolo de pruebas experimentales.

Objetivos de las pruebas:

Evaluar el desempeño térmico del calorímetro de placa plana a escala en condiciones de similitud con un dispositivo equivalente en la torre central del Campo de Pruebas de Heliostatos (CPH) situado en la UNISON, en Hermosillo, Sonora.

El procedimiento experimental será desarrollado en el HoSIER. Para evaluar el desempeño térmico, se experimentará variando los siguientes parámetros: la distancia sobre el eje focal a la que se ubicará el receptor dentro del concentrador del HoSIER, el

flujo radiativo incidente sobre el calorímetro, el flujo volumétrico de agua al interior del calorímetro.

Se obtendrán datos representativos de la distribución de calor en la placa receptora del calorímetro y de la transferencia de calor entre la placa receptora y el agua. El calorímetro se encuentra representado en la Figura 5:



Figura 5: El calorímetro tendrá una entrada de agua al centro del equipo, y cuatro salidas a los extremos.

Tabla 1: Características geométricas del calorímetro. Material Aluminio 7075 (duraluminio) Entradas 1 (3/8" nominal) 4 (1/4" nominal) Salidas $20 \times 20 \text{ cm}^2 = 400 \text{ cm}^2 = 40000 \text{ mm}^2$ Área de la placa Número de aletas 81 Geometría de las aletas Paralelepípedo de área transversal cuadrada 7.5 x 31.1 mm² / 75639.50 mm² Área de una aleta / todas las aletas (sin las bases) Distancia entre extremos de aletas 14.7 mm Distancia entre borde y extremo de 1ª aleta 7.4 mm

En la Tabla 1 se muestran algunas características geométricas del calorímetro.

En el Apéndice 1 se muestran los planos del receptor calorimétrico.

Intervalos de operación:

El HoSIER puede alcanzar hasta 20 kW de potencia. Este máximo se alcanzará si se considera pertinente operar con ese límite superior de energía radiativa. Del mismo modo, se puede establecer una límite máximo de potencia con la cual el experimento se comporte adecuadamente.

Se cuenta con una capacidad de bombeo de hasta 8 L/min de agua; considerando los diámetros de entrada (3/8" nominal), las velocidades del flujo de agua se variarán desde 0.15 hasta un máximo de 0.9 m/s.

De acuerdo con la expresión $Q_{loss} = h A (T_p - T_{amb}) + \varepsilon \sigma A (T_p^4 + T_{amb}^4)$, para tener pérdidas por un máximo de 1% (considerando sólo la energía que se ha absorbido en la placa receptora), se ha calculado que, para una temperatura de pared máxima de 45 °C, la energía incidente no debe exceder los 3.5 kW (Figura 6):





Metodología de las pruebas experimentales:

- En todas las pruebas, es importante resaltar que las mediciones se tomarán en cuenta una vez que el sistema alcance un estado estable; es decir, cuando la placa receptora se mantenga a una temperatura constante, así como el flujo de agua circulando en el interior del receptor. El comportamiento del estado transitorio también será registrado.
- 2. El primer objetivo parcial es encontrar una distancia adecuada en la línea focovértice, que permita que la intensidad radiativa tenga una forma con mayor homogeneidad en la superficie de la placa receptora, que emule las condiciones a las

cuales operaria un sistema similar en el CPH. Para lograr este objetivo parcial, se establecerán condiciones de operación sin esfuerzo térmico considerable, esto es, se probara el dispositivo calorimétrico en el foco del concentrador a un flujo radiativo de 2 kW, y con un flujo de agua de 6 L/min. Con esto se podrán obtener imágenes de la forma de distribución de intensidad radiativa sobre la placa del calorímetro. Esto permitirá obtener un punto de partida comparativo con respecto a la distribución que se tendría en el CPH. De acuerdo con Pérez-Enciso et al. (2013), este punto se encuentra a una distancia entre 8 y 10 cm del punto focal.

- 3. Localizado el punto focal adecuado, las pruebas siguientes se basarán en evaluar el desempeño de un parámetro, manteniendo los demás constantes. Se proponen los siguientes casos:
 - Se mantendrán fijos la potencia incidente sobre la placa, y la temperatura inicial del agua, y se variará el flujo volumétrico.
 - Se fijará un nuevo valor de la potencia incidente sobre la placa, la temperatura se mantendrá, y se variará el flujo volumétrico.
 - Esto se hará consecutivamente hasta alcanzar el límite en el cuál no se pueda hacer más la calorimetría de agua fría, basados en la infraestructura con la que se cuenta: 8 L/min, que es la capacidad máxima de flujo volumétrico de agua entregada la bomba con la que se cuenta.
- 4. Adicionalmente, se podrá evaluar el efecto de la temperatura inicial de agua, repitiendo el procedimiento señalado.

Instrumentación:

- Cámara CCD: Medirá la distribución de energía incidente sobre la placa del calorímetro.
- Sensor tipo Gardon: medirá en un punto del calorímetro la intensidad radiativa, y, junto a la información obtenida de la cámara CCD, se determinará la energía en la placa.
- 5 termopares a la entrada y salidas de agua: medirán la diferencia de temperaturas entre la entrada y las salidas del calorímetro (véase la Figura 5).
- 4 termopares en la pared posterior del calorímetro: perfil de temperaturas en la placa posterior del calorímetro (Figura 5).
- 2 termopares para el agua en el interior del calorímetro: determinarán la temperatura del flujo desarrollado en el calorímetro. Estos sensores están colocados a la mitad del espesor entre las placas del calorímetro.
- 4 Sensores de presión a la entrada y salidas del calorímetro: determinarán la caída de presión en diferentes partes del sistema (Figura 5).
- 6 sensores en la placa receptora: para determinar la temperatura promedio en la placa (Figura 7a).
- 5 termopares en cada una de dos aletas: a 3, 6, 9, 18 y 31 mm de la base (Figuras 7b y 7c).

• 1 sensor de temperatura ambiente: para determinar la diferencia de temperatura con la pared del calorímetro.



Figura 7: (a) Posición de los sensores de temperatura colocados al interior de la placa receptora (vistos de frente), como referencia, se muestra la configuración de las aletas; (b) posición de las aletas instrumentadas; (c) posición de los sensores de temperatura colocados sobre las aletas.

Los distintos sensores de temperatura distribuidos uniformemente en la placa permitirán determinar la si hay o no homogeneidad en las diferentes zonas.

Todos los sensores de temperatura son de tipo K. Los sensores de presión son de la marca Cole-Parmer, con señal de corriente. Todos los sensores instalados en el calorímetro han sido referenciados contra patrones de mayor precisión y exactitud.

Resultados esperados:

- Se obtendrán las distribuciones de intensidad radiativa sobre la superficie del receptor calorimétrico.
- Gráficos del desempeño térmico del dispositivo, incluyendo el estado transitorio al inicio de operación y las regiones de estabilidad.
- Eficiencia del calorímetro a diferentes condiciones de operación.
- Se espera tener la información adecuada para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa de aluminio y el agua. Esto permitirá calcular los números adimensionales que se necesitan para realizar el análisis de similitud requerido en la comparación del dispositivo calorimétrico a escala y el modelo matemático del equipo real.
- Diferenciales de presión en las salidas de flujo volumétrico de agua ocasionados por los efectos de gravedad y fricción en el sistema.

Factores que hay que observar para evitar perturbaciones:

- El calorímetro se colocará a unos centímetros del punto focal, pero si la distancia no es la adecuada, podría haber desbordamiento de la radiación si se aleja demasiado el calorímetro del punto focal.
- Si la energía incidente es muy intensa, podría causar deformaciones en la placa de aluminio, que deshabilitarían su uso.
- Desprendimiento de sensores (algunos se encuentran cementados a la placa).
- El estancamiento de agua en algunas zonas podría causar sobrecalentamiento.

Resultados

Para llevar a cabo las pruebas experimentales, el calorímetro fue montado en una estructura de perfil estructural de aluminio, la cual fue montada a la mesa del HoSIER. Esta mesa cuenta con movimientos en tres direcciones, x (en la dirección Foco-Vértice), y (horizontal, perpendicular al Foco-Vértice) y z (vertical), que permiten trasladar la estructura en los tres ejes dentro de ciertas carreras límite. Posteriormente, se centró el calorímetro en el foco del concentrador para conseguir un punto de origen. A partir de este punto, la mesa fue movida hacia atrás en la dirección x, para permitir que el flujo radiactivo se distribuyera en una mayor área en el receptor calorimétrico. Debido al canteo del horno y el área del receptor, éste tiene un límite fuera del punto focal, debido a los desbordamientos de energía. Para el receptor calorimétrico, esta distancia fue de **6 cm** en la dirección x. La alineación que de los espejos del concentrador muestra algunos errores inherentes de canteo; esto puede provocar que la intensidad de flujo radiactivo no sea uniforme en el área del receptor.

Para la experimentación, se variaron tanto la potencia incidente, como el flujo de agua en circulación dentro del calorímetro. Se realizaron pruebas con caudales de **4**, **6** y **8 L/min**, con 6 porcentajes de atenuación distintos, **10, 20, 40, 60, 80 y 98 %**: el horno solar cuenta con un sistema de atenuación, que consiste en un arreglo de persianas verticales que pueden abrirse continuamente desde 1 hasta 100%, atenuando la energía suministrada por el helióstato.

Para el cálculo de la potencia incidente es necesario obtener un **Factor de Horno** (FH), que es la fracción real de la potencia ideal que puede suministrar el horno, dependiendo de las sombras y suciedad en los espejos, que alteran la óptica del sistema de concentración. Para obtener el FH se tomaron mediciones directas con un instrumento denominado Gardon, que mide el flujo radiativo en un pequeño punto. Con la finalidad de corroborar mediante el método de procesamiento de imágenes la potencia incidente, también se tomaron imágenes con la cámara CCD sobre el blanco lambertiano en el que está montado el Gardon. La Figura 8 muestra algunas imágenes y datos generados con esta prueba.



Figura 8: Obtención del Factor de Horno para varios porcentajes de atenuación.

La potencia total incidente, Q in, del experimento se obiene mediante la expresión

$$Q_{in} = FH (%AP/100) (DNI/1000) 28500 [W]$$
 (12)

donde DNI es la **radiación solar directa** (por sus siglas en inglés). En la Tabla 2 se muestran los valores de DNI, para los caudales y porcentajes de atenuación probados. Estos valores son promediados, aunque las variaciones fueron mínimas debido a las favorables condiciones climatológicas.

Caudal: 8 L/min		Caudal: 6 L/min		Caudal: 4 L/mi	Caudal: 4 L/min	
-	% Atenuador	DNI	% Atenuador	DNI	% Atenuador	DNI
-	10	830	10	750	10	762
	20	830	20	725	20	720
	40	830	40	759	40	770
	60	825	60	775	60	765
	80	803	80	763	80	750
	98	803	98	770	98	778

Tabla 2: Radiación directa en pruebas experimentales.

Las pruebas se llevaron a cabo los días **17 y 18 de diciembre de 2014**; el factor de horno para el 17 fue de **0.417**, para el 18 fue de **0.4**. Para la adquisición de datos se utilizó el programa Labview, en el que se desarrolló una plantilla para monitorear en tiempo real (cada 3 s) las condiciones de operación del calorímetro. Se usaron dos adquisidores de datos (o DAQ, en inglés) CompactRIO inalámbricos para conectar 24 termopares, otras 2 tarjetas más (con cable) para medir las temperatura restantes, y una tarjeta que mide corriente para registrar las presiones a la entrada y salidas del flujo de agua. En la Figura 9 se muestra un esquema general de la mesa de trabajo usada en los experimentos.



Figura 9: Esquema general de la mesa de trabajo: control y posicionamiento del helióstato, control del flujo de agua, y monitoreo de datos. Derecha: fotografía del calorímetro durante una prueba.

Se presentan a continuación los datos procesados de la etapa de experimentación: primera se presentan los datos para una prueba, y después de compendia la información obtenida en todas las pruebas.

En la Figura 10 se muestran las pruebas hechas con un caudal de **8 L/min** para diferentes aperturas del atenuador. Q_{in} [W] es la energía incidente sobre la placa, mientras que Q_{calorimétrica} = $m_f c_p \Delta T$ es el calor útil, donde m_f (kg/s) es el flujo másico de agua, c_p (J/kgK) es la capacidad calorífica a presión constante, y ΔT [K] es la diferencia de temperaturas de entrada y salida del flujo. A un 98% de atenuación se alcanza la mayor energía incidente, de **12600 W**, de los cuáles se absorbieron aproximadamente **7800 W**.



Figura 10: Potencia de entrada (Q_{in}), y calor útil (Q_{calorimétrica}) absorbido por el calorímetro.

La eficiencia instantánea del calorímetro se calcula como

$$\eta = Q_{calorimetrica} / Q_{in} = m_f c_p \Delta T / Q_{in}$$
(13)

En la Figura 11 se muestra que la eficiencia en todos los casos oscila entre 55 y 65 %. No hay una variación considerable en las eficiencias puesto que la creciente energía suministrada Q_{in} se compensa con un mayor ΔT de la energía arrastrada por el fluido.



Figura 11: Eficiencia del receptor calorimétrico.

En la Figura 12 se muestra la temperatura en varios puntos de la placa receptora, y la temperatura ambiente como referencia. Vista la placa receptora de frente, se instrumentaron 6 sensores en diagonal como se logra visualizar en la figura; se enumeraron consecutivamente de izquierda a derecha y de arriba abajo del 1 al 6. Los sensores 3 y 4 muestran las mayores temperaturas, ya que se encuentran al centro de la placa. Se observa que las temperaturas de los sensores de la zona superior 1, 2 y 3, son mayores que los de la zona inferior 6, 5 y 4 (equidistantes del centro, respectivamente 1 con 6, 2 con 5, y 3 con 4). El agua que se hace circular en el interior del calorímetro impide que la temperaturas en la zona superior de la placa sean mayores que en la parte inferior se debe a la acción de gravedad sobre el agua circulante al interior del calorímetro.



Figura 12: Distribución de temperaturas en la placa del calorímetro. Los sensores están numerados en orden ascendente de izquierda a derecha.

En la Figura 13 se muestran las temperaturas del agua a la entrada y en cada una de las salidas del calorímetro, así como la temperatura de la unión de todos los flujos de salida (T Out M); la distribución de sensores mostrada es vista desde la parte posterior. En esta gráfica se observa que el agua que sale de la zona derecha ($T_{out,2}$ y $T_{out,4}$) es más caliente que sus pares en la zona izquierda ($T_{out,1}$ y $T_{out,3}$), respectivamente. Esto será revisado para descartar cualquier problema hidráulico.



Figura 13: Temperatura del agua a las entradas y salidas del calorímetro.

En la Figura 14, se muestran las temperaturas en las aletas instrumentadas en el calorímetro. Los sensores en la placa más cercanos a las aletas instrumentada son el T_{p2}

(arriba) y el T_{p5} (abajo) (vea la Figura 12). Para el caso con mayor potencia (12600 W aproximadamente), la temperatura en la pared más cercana a la aleta superior oscila alrededor de los 100 °C, pero a 3 mm sobre la aleta, la temperatura se encuentra alrededor de 60 °C, para llegar a una temperatura de unos 32°C en la punta de dicha aleta. El mismo comportamiento se observa para la aleta inferior, para la misma potencia, con una temperatura en la pared alrededor de 70°C, alcanza 52°C a 3 mm sobre la aleta, para llegar alrededor de 38°C.





Es posible observar un comportamiento erróneo en un termopar de la aleta inferior. La instrumentación de las aletas es complicada dada la poca distancia entre los sensores, así como y los obstáculos para llegar a ella (es decir, las otras aletas dificultan introducir herramientas a la aleta deseada). Es importante resaltar cómo las dos graficas se unen en un valor aproximado de 37°C, se puede inferir que esto sucede por el contacto convectivo que tiene la aleta en su extremidad con el agua circundante en esa pequeña zona. El termopar que mide temperatura en el pozo de agua que está en una relación horizontal con la aleta B, lo cual es la parte inferior del calorímetro, tiene una temperatura promedio de 37°C, lo cual indica que hay un arrastre de calor efectivo en esa zona del calorímetro. Sin embargo el termopar que registra temperatura en la zona superior muestra una carga térmica más alta, alrededor de 40°C, esto puede deberse a la creación de una zona de estancamiento de fluido en el propio calorímetro.

La Figura 15 muestra la disipación de las temperaturas a lo largo de las aletas para un flujo de entrada de 12629 W, se observa que la mayor caída de temperatura se da en los primeros 6 mm de la aleta (entre 5 y 10 °C). En el último tercio de la aleta, la caída de temperatura es de aproximadamente 2 °C.



Figura 15: Disipación de la temperatura en las aletas.

En la Figura 16 se muestra la distribución de temperaturas en las aletas, en una relación paramétrica entre la longitud de las aletas y la potencia suministrada por el sistema de concentración. Con este plano es posible inferir las temperaturas de la aleta en un corte horizontal que marque la potencia incidente.



Figura 16: Distribución de temperaturas en las aletas, para diferentes potencias de entrada.

En la Figura 17 se observa la relación que existe entre la temperatura promedio de la placa con la potencia incidente sobre el calorímetro (después de considerar los elementos ópticos y la geometría de concentración). La absortancia del material receptor oscila alrededor del 60%, que es la fracción de energía que influye directamente en el aumento de la temperatura. Para estimar la potencia de un sistema de concentración con equipos similares la relación mostrada en la gráfica es bastante práctica. Las curvas que se muestran representan los tres flujos de agua con un caudal determinado. Es visible cómo para incrementos de potencia con un flujo de agua fijo la temperatura promedio de la placa se incrementa; así mismo el decremento en los flujos también incrementa esta temperatura.



Figura 17: Relación entre la potencia incidente y la temperatura de la placa, para diferentes flujos de agua al interior del calorímetro.

La Figura 18 compara otra familia de gráficas paramétricas que marcan el incremento del diferencial de temperatura para cada flujo experimentado con relación a la potencia incidente en el calorímetro. Con los tres caudales esta relación obedece un comportamiento casi lineal, aunque para una misma potencia con flujos distintos se llega a inferir un mismo arrastre de calor, en si la temperatura global estable del sistema es más elevada para flujos pequeños, ocasionando con ello mayores pérdidas de calor hacia el ambiente, lo cual provoca errores considerables en los cálculos de potencia de un sistema de concentración cuando se expone un equipo similar a condiciones reales de operación en donde un factor importante son las corrientes de viento.

El diferencial de temperatura en el agua es mayor para flujos pequeños, mientras con un flujo fijo este se incrementa al aumentar la potencia incidente del sistema.



Figura 18: Incremento de temperatura en el agua, para diferentes potencias incidentes, y flujos de agua.

Conclusiones

Se diseñó un receptor calorimétrico aletado con condiciones de similitud a las necesarias en el Campo de Pruebas de Helióstatos (CPH) de Hermosillo, Sonora. Se construyó el calorímetro con el material Aluminio 7075 (duraluminio), y se instrumentó

para ser probado en el Horno Solar del IER-UNAM (HoSIER). La instrumentación en el calorímetro incluyó la placa receptora, las aletas, las entradas y salidas de agua, así como el agua circundante en el sistema. Se llevaron a cabo pruebas experimentales los días 17 y 18 de diciembre de 2014. El calorímetro se posicionó a 6 cm del punto focal, para obtener una distribución de energía más plana (no concentrada en un solo punto) evitando desbordamientos. Se llevaron pruebas variando las potencias de entrada y los flujos de agua al interior del calorímetro. Se obtuvieron eficiencias del 60% usando la potencia (12600 W) y el flujo de agua (L/min) máximos, de acuerdo con la capacidad instalada. La placa tuvo valores menores de 130°C para obtener estas eficiencias. Los incrementos de temperaturas del agua fueron de hasta 25°C. Las aletas mostraron que entregan la mayor parte de su energía sensible en el primer 20 o 30 % de su longitud. Las zonas superiores del calorímetro alcanzaron temperaturas más grandes que las zonas inferiores, debido a los efectos gravitatorios sobre el flujo de agua al interior del calorímetro alcanzaron temperaturas más grandes que las zonas inferiores. Debido al canteo del horno, se observaron zonas (a la misma altura en z) a diferentes temperaturas.

Referencias

[**Ballestrín et al., 2006**] J. Ballestrín, C.A. Estrada, M. Rodríguez-Alonso, C. Pérez-Rábago, L.W. Langley, A. Barnes, Heat flux sensors: Calorimeters or radiometers?, Solar Energy, Volume 80, Issue 10, October 2006, Pages 1314-1320.

[Barlev et al., 2011] David Barlev, Ruxandra Vidu, Pieter Stroeve, Innovation in concentrated solar power, Solar Energy Materials and Solar Cells, Volume 95, Issue 10, October 2011, Pages 2703-2725, ISSN 0927-0248.

[**Behar et al., 2013**] Omar Behar, Abdallah Khellaf, Kamal Mohammedi, A review of studies on central receiver solar thermal power plants, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 23, July 2013, Pages 12-39, ISSN 1364-0321.

[**Cengel y Ghajar, 2011**] Y. A. Cengel, A. J. Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 4th Edition, McGraw-Hill, 2011.

[Estrada, et al., 2007] C.A. Estrada, O.A. Jaramillo, R. Acosta, C.A. Arancibia-Bulnes, Heat transfer analysis in a calorimeter for concentrated solar radiation measurements, Solar Energy, Volume 81, Issue 10, October 2007, Pages 1306-1313.

[Estrada et al., 2011] Estrada C.A., C.A. Arancibia, S. Vázquez, C.A. Pérez, D. Riveros, R. Pérez, J. Quiñones, R. Castrejón, M. Montiel, F. Granados, 2011. "A new high-flux solar furnace at CIE-UNAM in Temixco, México, first stage", SolarPACES 2011 Symposium, España.

[Faghri, 1995] A. Faghri, Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis, 1995.

[Incropera y DeWitt, 2002] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th Edition, John Wiley & Sons, 2002.

[Müller and Trieb, 2004] Müller-Steinhagen, Hans, and Trieb, Franz. "Concentrating solar power. A review of the technology", Institute Of Technical Thermodynamics, German Aerospace Centre (DIR), Stuttgart, Germany, Ingenia (18) (2004).

[**Munson et al., 2009**] Munson, Young, Okiishi, Huebsch, Fundamentals of fluid mechanics. John Wiley & Sons, Inc. Sixth Edition (2009).

[Peña et al., 2012] Peña-Cruz M.I., C.A. Arancibia-Bulnes, C. Iriarte-Cornejo, R.E. Cabanillas and C.A. Estrada. Heliostat characterization by optical techniques and image processing. Proceedings of the ASME 2012 6th International Conference on Energy Sustainability & 10th Fuel Cell Science, Engineering and Technology Conference ES Fuel Cell 2012 July 23-26, 2012, San Diego, CA, USA.

[Pérez-Enciso, et al., 2013] R. Perez-Enciso, D. Riveros-Rosas, M. Sanchez, C. Pérez-Rabago, C. Arancibia-Bulnes, H. Romero-Paredes, C. Estrada. Three-dimensional analysis of solar radiation distribution at the focal zone of the solar furnace of IER_UNAM, 2013 ISES Solar World Congress, 2013.

[**Refprop, 2007**] NIST, Refprop version 8.0. Reference Fluid Thermodynamic and Transport properties, NIST Standard Reference Database 23, Lemon E.W., McLinden M.O., Huber M.L., USA (2007).

[Romero et al., 2002] Manuel Romero, Reiner Buck and James E. Pacheco, An Update on Solar Central Receiver Systems, Projects, and Technologies, J. Sol. Energy Eng. 124(2), 98-108, Apr 24, 2002, Pages 98-108. doi:10.1115/1.1467921

[**Zhang et al., 2013**] H.L. Zhang, J. Baeyens, J. Degrève, G. Cacères, Concentrated solar power plants: Review and design methodology, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 22, June 2013, Pages 466-481.



Apéndice 1. Planos del receptor calorimétrico.

Figura A1: Planos de la placa receptora.



Figura A2: Planos de la pieza posterior del calorímetro, parte 1.



Figura A2: Planos de la pieza posterior del calorímetro, parte 2.