

CONCENTRADOR SOLAR TERMICO FRESNEL LINEAL DE SAN CARLOS, SALTA. PRIMEROS ENSAYOS DE OPERACIÓN Y FUNCIONAMIENTO (172m²).

P. Dellicompagni¹, M. Hongn¹, L. Saravia³, M. Altamirano², C. Placco, M. Gea, D. Hoyos, H. Bárcena, H. Suligoy, C. Fernández, R. Caso.

Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI)

INENCO – Universidad Nacional de Salta – CONICET - Avda. Bolivia 5150, 4400 Salta, Argentina

Tel. 0387-4255424

Email: pablodellicompagni@gmail.com

Recibido 07/08/16, aceptado 07/10/16

RESUMEN: El presente trabajo tiene por finalidad mostrar los últimos avances logrados y mediciones efectuadas en los períodos 2015 y 2016 del equipo generador de vapor del tipo Concentrador Fresnel Lineal (CFL), el cual actualmente se encuentra instalado en la ciudad de San Carlos. El equipo se halla en condiciones de generación de vapor. Se han desarrollado ensayos de funcionamiento de los distintos subsistemas que integran el equipo y medido los parámetros fundamentales como ser presiones de trabajo, temperaturas del fluido caloportador, caudal de circulación, radiación solar, entre otros. La metodología empleada para el arranque del sistema y medición de parámetros se realizó de manera análoga a la de una caldera convencional de mediana capacidad.

Palabras claves: Fresnel lineal, San Carlos, generación de vapor, calor, potencia, acumulación.

INTRODUCCION

A mediados del año 2014 se duplicó la capacidad de generación de vapor del sistema Fresnel lineal de San Carlos alcanzando una superficie de espejos de área 172 m². Dichas ampliaciones fueron promovidas por nuevos desembolsos de las cuotas previstas en el proyecto PFIP 2009 y con financiamiento conjunto del CONICET (Saravia et al., 2014).

Se agregaron otros subsistemas pensados para la mejora y optimización del aprovechamiento energético del CFL. Tales subsistemas son:

- Sistema de contrapesos: contribuye a la mejora del seguimiento solar y reducción de carga mecánica para los motores empleados por cada fila de espejos.
- Sistema de acumulación de hormigón: provee de una mayor autonomía en las horas de ausencia de radiación solar incrementando la capacidad de producción en el proceso de secado de frutihortícolas.
- Sistema de seguimiento solar electrónico: se optimizaron los circuitos integrados contribuyendo a un mejor seguimiento solar y a las posibilidades de sincronismo inicial en la etapa de arranque.
- Sistemas de medición y captación de señales: se agregaron termocuplas para medir las temperaturas del agua de alimentación, el vapor de salida y del acumulador de calor. También se instalaron transductores de presión y un caudalímetro en la entrada del concentrador.

En 2015, se montó el intercambiador de calor, vapor-aire, para inyección de aire caliente a la cámara de un secadero de frutihortícolas. Se cerró el ciclo Rankine (figura 1) mediante un sistema de retorno

¹Becario Doctoral CONICET

² Profesional INTI

³ Investigador Principal Jubilado del Conicet

automatizado con tanque de acumulación de condensado y sistema de bombeo de agua hacia el tanque de almacenamiento principal.

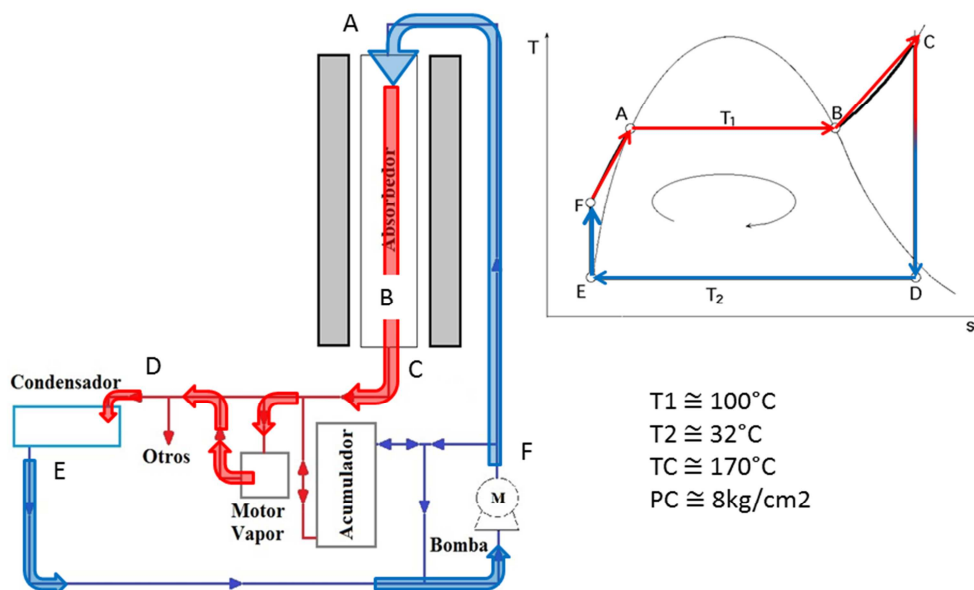


Figura 1: esquema de instalación – ciclo Rankine para generación eléctrica.

A finales de 2015 se montó el motor a vapor, conectado a la línea principal de vapor y el retorno hacia el condensador, conjuntamente con la transmisión mecánica y el generador sincrónico acoplado al sistema (figura 2).



Figura 2: partes del sistema Fresnel Lineal.

Se independizó las entradas del agua de alimentación en cada caño del absorbedor mediante mangueras flexibles resistentes, a efectos de permitir el desplazamiento por dilatación térmica en los caños de absorción de calor y una distribución uniforme de flujos de agua en cada uno.

La etapa de mediciones y ajuste de parámetros se inició en 2016. Los parámetros mensurados fueron presión y temperatura de agua de alimentación, presión y temperatura de vapor de salida, perfiles térmicos de los caños del absorbedor, caudal de alimentación de agua, régimen de rpm y potencia mecánica desarrollada por el motor a vapor, capacidad de transferencia térmica del condensador y el comportamiento térmico en acumulador de hormigón.

Algunos ensayos fueron cotejados con los resultados de simulaciones computacionales, como ser, el comportamiento hidrotérmico del absorbedor (Hongn et al., 2015) y el comportamiento termomecánico del motor a vapor (Dellicompagni y Saravia, 2016).

A continuación se muestran las mediciones efectuadas y los resultados obtenidos a lo largo del período 2015 – 2016, de los distintos componentes que integran al sistema Fresnel.

SISTEMA ABSORBEDOR

Se constituye por un set de 5 (cinco) caños de acero Schedule 40, alojados en un receptor secundario aislado y de forma trapecial, por los cuales el agua circula calentándose y produciéndose vapor. La descripción de su diseño y construcción la realizan Saravia et al. (2014), Gea et al. (2012) y Altamirano et al. (2012). La figura 3 muestra parte del absorbedor y de la región iluminada y el campo de espejos reflectores.

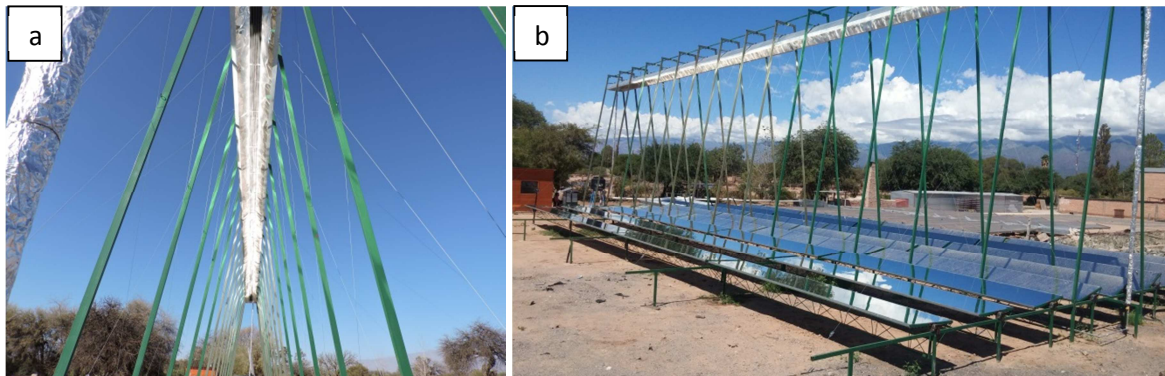


Figura 3: a) Absorbedor lineal iluminado, vista Norte – Sur. b) Campo de reflexión 172 m².

Los parámetros considerados de mayor interés son la temperatura (T_{in}) y presión (p_{in}) del agua de alimentación, la temperatura (T_{out}) y presión (p_{out}) del vapor de salida, el caudal de alimentación (m_{in}), la frecuencia eléctrica de regulación en bomba de alimentación (f), la radiación global incidente (Ir). También se realizó un estudio del perfil térmico de los caños absorbedores, mediante una cámara termográfica. Para el arranque del equipo y la generación de vapor se siguen una serie de pasos previos, acorde a un protocolo de arranque en frío y luego en caliente hasta la producción de vapor a temperatura de trabajo. (Dellicompagni et al., 2016).

La figura 4 muestra los parámetros de temperatura del fluido en su paso por el absorbedor (entrada y salida) y la temperatura ambiente. Se emplearon termocuplas y un datalogger para registrar la información.

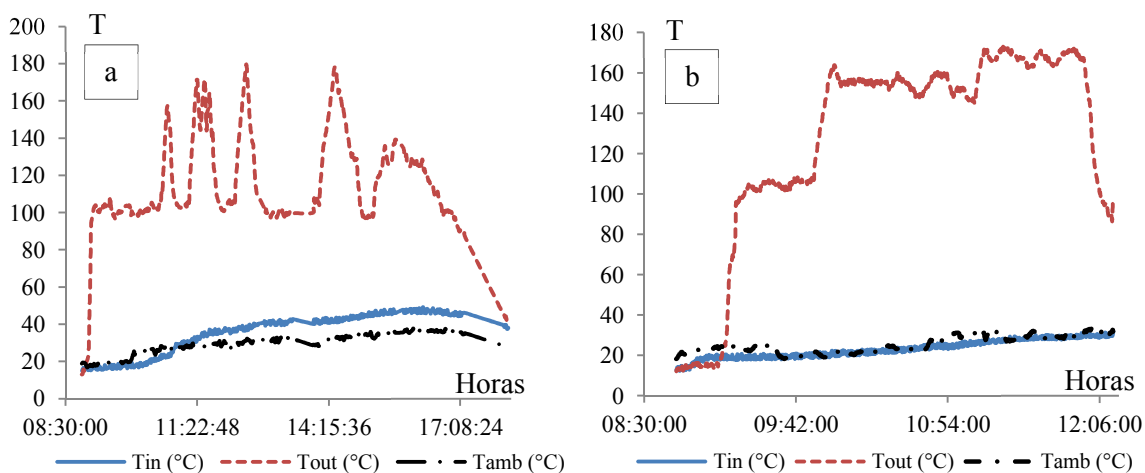


Figura 4: a) Temperaturas para el día 30/03/2016. b) Temperaturas para el día 31/03/2016.

La figura 4a presenta picos y valles. Los valles corresponden a la generación de vapor con circuito abierto hacia el condensador, directamente. Pude notarse que la temperatura en estas circunstancias rondan los 100 °C, esto se debe a que la presión interna de toda la instalación está próxima a la atmosférica como consecuencia de inyectar directamente el vapor hacia el intercambiador

(condensador). Las rampas ascendentes corresponden al incremento de la presión por el cierre de la válvula principal de la línea de vapor. Se elevó la presión para ensayar el motor a vapor sin carga. En éste caso no se logra el régimen estable de revoluciones por minuto dado al bajo caudal de alimentación con el que se trabajó, esto puede verse en la disminución de la temperatura y en consecuencia, de la presión de trabajo, en cada rampa descendente.

En la figura 4b se presenta otro régimen de trabajo. Cerrando parcialmente la válvula principal y alimentando directamente el condensador, se logró establecer la temperatura de salida (T_{out}) en tres valores (o escalones) relativamente constantes, correspondientes a 110 °C, 150 °C y 170 °C. En esta oportunidad se mantuvieron dichas temperaturas para realizar un análisis termográfico de los caños del absorbedor.

En ambas figuras se destaca la velocidad de arranque observando las pendientes iniciales en los procesos de precalentamiento. El valor de dicha pendiente es de 6 °C/minuto y de 3 °C/minuto, respectivamente.

Relación de presiones

El sistema de caños, tanto en la alimentación, en la zona de absorción y la toma de vapor, posee una resistencia neta al caudal de circulación. Esto se traduce en una caída de presión desde la entrada de agua al sistema (bombeo) hasta la salida de vapor. Se determinaron dichas pérdidas midiendo la presión a la entrada y a la salida. La diferencia de ambas presiones (caída) se muestra en tabla 1.

| Hora | 10:04 | 10:17 | 10:32 | 10:59 | 11:15 | 11:20 | 11:23 | 11:28 | 11:40 | 11:45 | 11:52 | 11:56 |
|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| P_{in} (kg/cm ²) | 5,90 | 6,10 | 5,90 | 5,60 | 8,30 | 9,40 | 8,50 | 8,30 | 8,00 | 7,50 | 9,40 | 8,80 |
| P_{out} (kg/cm ²) | 5,50 | 5,50 | 5,50 | 5,00 | 7,50 | 8,60 | 8,00 | 7,60 | 7,50 | 7,25 | 8,50 | 7,90 |
| Δp (kg/cm ²) | 0,40 | 0,60 | 0,40 | 0,60 | 0,80 | 0,80 | 0,50 | 0,70 | 0,50 | 0,25 | 0,90 | 0,90 |

Tabla 1: Caída de presión en el absorbedor.

La caída de presión no alcanza a 1 kg/cm². Esto se debe al bajo caudal de agua y a los diámetros de los caños empleados en las distintas partes de la instalación.

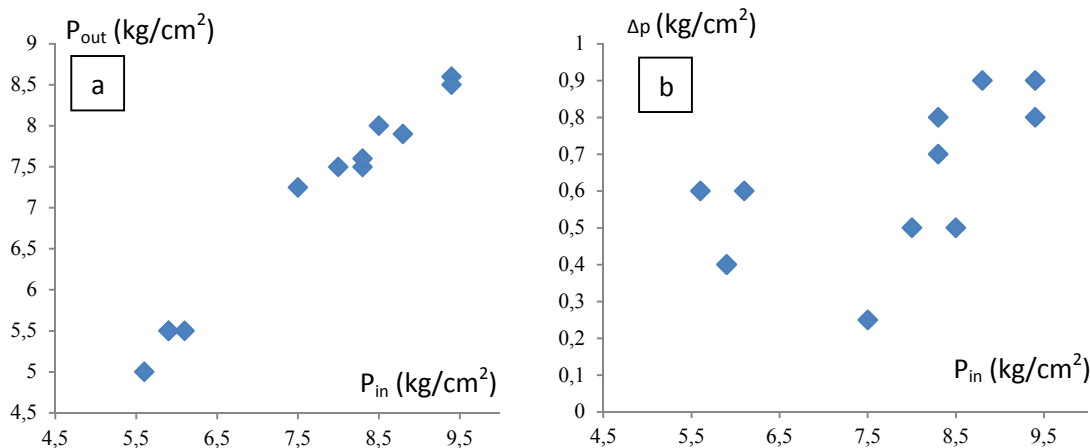


Figura 5: a) Presión de salida vs presión de entrada. b) Caída de presión vs presión de entrada.

En la figura 5a se ve una correlación lineal, con un R^2 de 0,98, entre la presión de entrada y la presión de salida. En la figura 5b, la caída de presión tiene tendencia a aumentar conforme aumenta la presión de alimentación. La dispersión que se presenta en los datos medidos se debe al método propiamente empleado.

Termografía

Se captaron 150 termografías en diez tandas (quince imágenes por tanda, dado que el absorbedor fue “dividido” en quince tramos de dos metros).

Cada tanda de ensayo termográfico se realizó cada 30 minutos. La figura 6 muestra las imágenes térmicas con sus correspondientes gráficas en infrarrojo y perfil de temperatura en el último tramo del absorbedor. a) una hora, b) dos horas, c) tres horas y d) cinco horas, desde el arranque. De izquierda a derecha, imagen térmica, gráfica IR-3D y perfil transversal de temperatura en la unión de los caños.

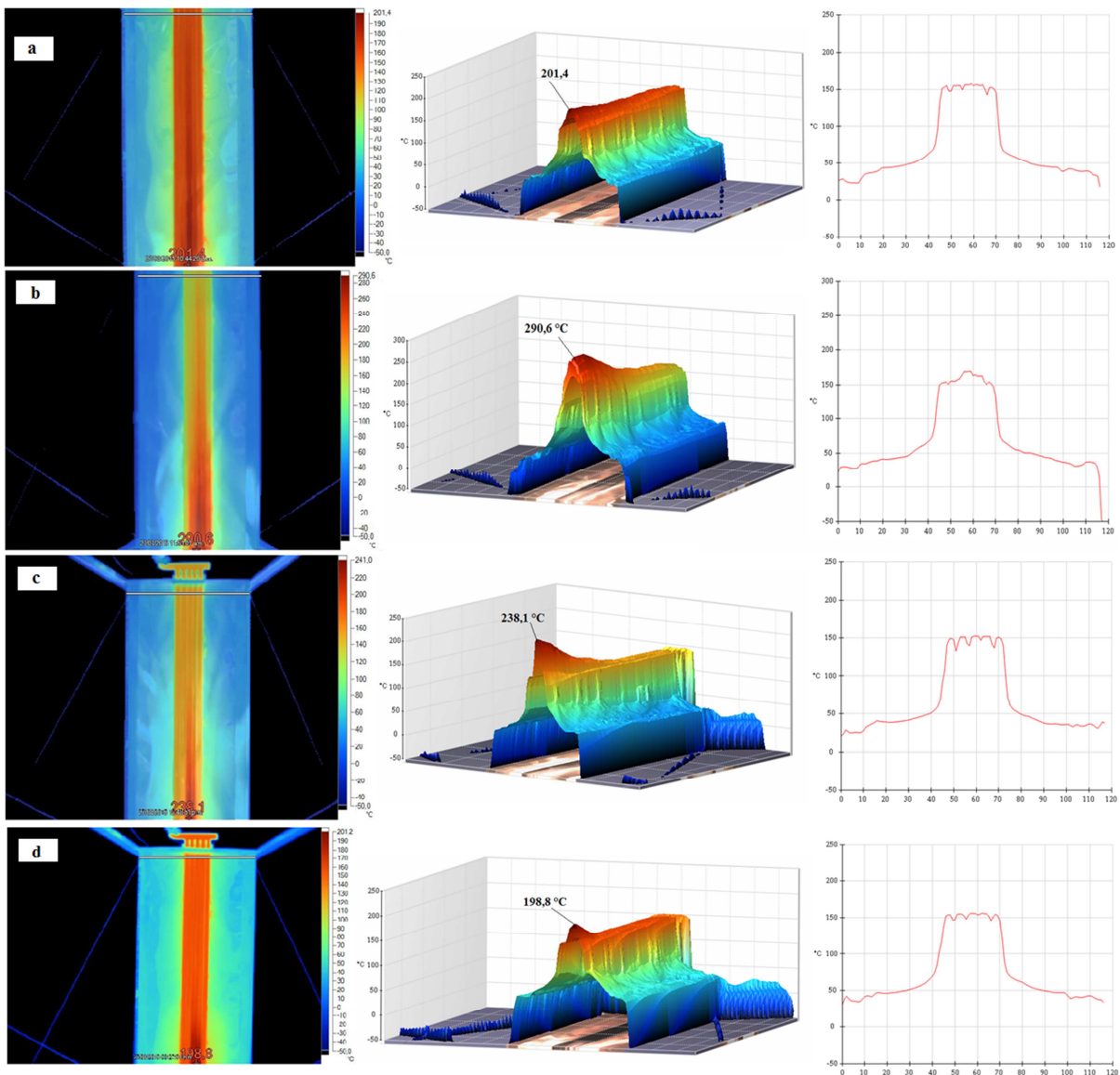


Figura 6: Análisis termográfico del último tramo del absorbedor. a) Segunda tanda, b) cuarta tanda, c) sexta tanda y d) décima tanda. De izquierda a derecha, imagen térmica, gráfica IR-3D y perfil transversal de temperatura de los caños.

En la figura 6, en las gráficas IR-3D, puede observarse que en el último tramo se presenta una disminución del perfil longitudinal de temperatura en la superficie exterior de los caños. Esto se debe a que el absorbedor posee una región no iluminada debido a la declinación estacional del sol, cuya longitud es variable con los días. Esto hace que dicha temperatura decaiga, y en la gran mayoría de los casos, hasta los 150 °C aproximadamente. Este descenso se aprecia en todas las termografías relevadas, en las que se presenta el pico inicial y el posterior decaimiento de temperatura.

En todos los casos el perfil transversal de temperatura, al final del último tramo del absorbedor, se estabiliza uniformemente alrededor de 150 °C para los cinco caños. No debe perderse de vista que esta temperatura es de la superficie de los caños y que el tramo pertenece a la región no iluminada del

colector, por lo que en esta sección se produce transferencia de calor desde el fluido caloportador al ambiente produciendo pérdida de energía (Hongn et al., 2015).

ACUMULADOR DE CALOR

Los ensayos para determinar el comportamiento del acumulador de hormigón se realizaron a finales de Agosto de 2015. La radiación solar pico fue de 1150 W/m^2 . Se monitorearon los siguientes parámetros: temperatura ambiente (T_{amb}), frecuencia de la bomba dealimentación (f), radiación solar (I_r), temperatura (T_{vapor}) y presión de vapor de salida (p_{out}), temperaturas en diversas partes del acumulador de hormigón (T_{in} , T_{izq} , T_{der} , T_{med} , T_{cond}) y el caudal de agua de alimentación (m_{in}). El registro de las temperaturas de la masa de hormigón se realizó en cinco puntos diferentes, como se indica en la figura 7.

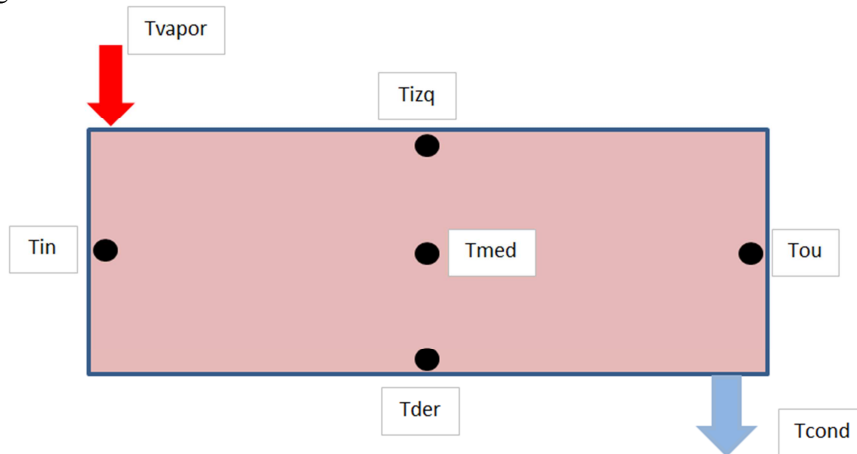


Figura 7: Esquema de puntos de medición en bloque de hormigón.

El procedimiento se llevó a cabo inyectando vapor de manera continua en el acumulador a una presión relativamente constante, cercana a los 6 kg/cm^2 medidos en la toma de vapor y a temperatura próxima a los $160 \text{ }^\circ\text{C}$. Se observa en la figura 8 la variación temporal de la temperatura del vapor, lograda mediante el cierre parcial de la válvula de alimentación al acumulador.

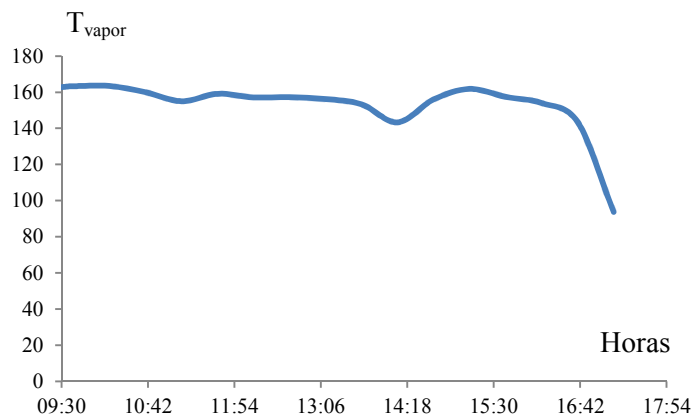


Figura 8: Curva de regulación de temperatura del vapor de salida.

Esta curva denota la sencillez con la que se puede regular la presión y temperatura del equipo, con el simple hecho de ajustar la posición de las válvulas de control de vapor. El descenso brusco que se observa al final de la gráfica se debió al agotamiento del agua de alimentación en el tanque principal de almacenamiento, pues, al pasar por el acumulador, el agua condensada se liberó a la atmósfera. En tabla 2 se resumen las mediciones realizadas.

| Hora | Tamb °C | Temperaturas del Acumulador | | | | | | Frec. Bba. Hz | Caudal l/min | Radiación W/m2 | Presión kg/cm2 | T _{vapor} °C |
|-------|------------|-----------------------------|-----------------|-------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|-----------------|-------------------|-------------------|--------------------------|
| | | T _{in} | T _{ou} | T _{cond} | T _{izq} | T _{der} | T _{med} | | | | | |
| | | °C | °C | °C | °C | °C | °C | | | | | |
| 09:30 | 13,10 | 33,00 | 16,00 | 13,8 | 24,40 | 21,10 | 15,20 | 14,00 | 0,47 | 547,00 | 6,10 | 162,80 |
| 09:40 | 15,80 | 47,20 | 17,60 | 29,40 | 26,20 | 23,00 | 17,10 | 14,00 | 0,48 | 558,00 | 6,30 | 163,30 |
| 10:10 | 19,70 | 64,20 | 19,50 | 26,00 | 23,50 | 28,00 | 19,10 | 15,00 | 0,49 | 808,00 | 6,50 | 163,40 |
| 10:40 | 20,00 | 71,50 | 21,50 | 40,00 | 34,00 | 26,50 | 20,00 | 15,00 | 0,49 | 950,00 | 6,00 | 160,00 |
| 11:10 | 22,00 | 77,60 | 22,00 | 37,50 | 26,50 | 32,50 | 20,70 | 15,60 | 0,51 | 1097,00 | 5,50 | 155,00 |
| 11:40 | 23,00 | 83,00 | 24,30 | 37,50 | 22,80 | 34,50 | 22,00 | 15,70 | 0,53 | 1150,00 | 6,10 | 159,10 |
| 12:10 | 24,00 | 85,30 | 23,50 | 36,50 | 23,80 | 36,40 | 21,50 | 15,90 | 0,49 | 1083,00 | 5,80 | 157,10 |
| 12:40 | 24,00 | 86,20 | 20,70 | 40,80 | 21,00 | 36,40 | 23,30 | 15,00 | 0,49 | 1118,00 | 5,80 | 157,30 |
| 13:10 | 27,00 | 87,00 | 19,80 | 32,00 | 22,50 | 40,80 | 23,50 | 16,80 | 0,55 | 1120,00 | 5,70 | 156,20 |
| 13:40 | 27,90 | 87,60 | 23,70 | 39,80 | 24,50 | 41,90 | 23,40 | 15,60 | 0,55 | 1078,00 | 5,80 | 153,30 |
| 14:10 | 28,30 | 87,20 | 24,20 | 41,00 | 28,50 | 44,20 | 24,30 | 8,20 | 0,29 | 1125,00 | 4,00 | 143,30 |
| 14:40 | 27,00 | 87,50 | 23,90 | 33,80 | 22,70 | 47,50 | 20,20 | 15,10 | 0,49 | 870,00 | 5,70 | 156,00 |
| 15:10 | 30,00 | 89,50 | 23,50 | 60,00 | 29,50 | 53,20 | 24,00 | 15,20 | 0,49 | 875,00 | 6,30 | 161,80 |
| 15:40 | 29,70 | 89,90 | 23,40 | 31,20 | 32,40 | 57,80 | 25,50 | 15,20 | 0,49 | 806,00 | 4,80 | 149,20 |
| 16:10 | 26,30 | 90,80 | 26,80 | 53,30 | 33,50 | 71,30 | 25,80 | 15,20 | 0,49 | 730,00 | 5,50 | 154,00 |
| 16:40 | 26,00 | 91,50 | 26,00 | 51,50 | 38,70 | 80,10 | 26,10 | 18,20 | 0,60 | 656,00 | 2,90 | 143,50 |
| 17:10 | 25,70 | 90,20 | 40,50 | - | 56,80 | 84,10 | 28,50 | 10,00 | 0,14 | 513,00 | 1,00 | 93,80 |

Tabla 2: parámetros medidos.

Las termocuplas midieron a una profundidad en el hormigón de 10 cm, obteniéndose las siguientes curvas de variación temporal, en las que se observa el comportamiento térmico del bloque acumulador.

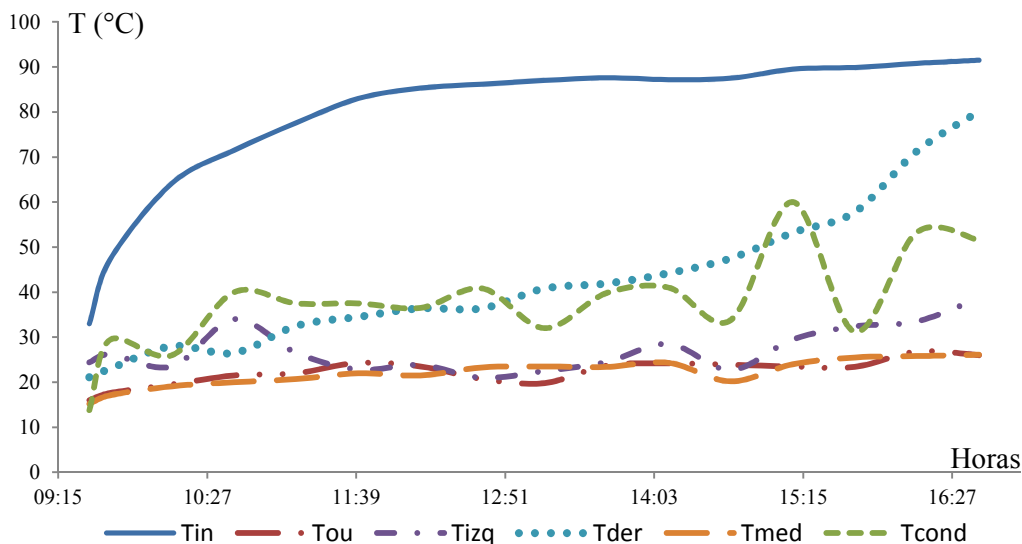


Figura 9: Avance temporal de temperaturas en el acumulador.

La figura 9 muestra el calentamiento progresivo de la masa de hormigón formándose un frente de avance térmico desde el sector donde ingresa el vapor (T_{in}) pasando por los laterales (T_{izq} y T_{der}) y luego por el sector medio y final (T_{med} y T_{ou} , respectivamente). Puede verse el retardo existente con los flancos ascendentes de cada curva, lo que significa que, a régimen de 6 kg/cm^2 de presión de vapor, se necesitaría un mayor tiempo de circulación del fluido para homogeneizar la temperatura en todo el cuerpo del acumulador, o bien, aumentar la temperatura del vapor para llegar a régimen térmico en un tiempo menor y a mayor temperatura. Para esto último, resulta necesario presurizar el acumulador y no trabajar con la salida abierta directamente a la atmósfera.

INTERCAMBIADOR DE CALOR (CONDENSADOR)

Se determinó la capacidad de transferencia térmica del condensador, cuyo principio de intercambio es vapor-aire a través de placas paralelas en las que se produce la transferencia energética. La figura 10 muestra al condensador integrado por un set de 12 (doce) placas planas. El agua del circuito cerrado ingresa como vapor por la esquina superior del condensador y sale en estado líquido por la

parte inferior. Luego el condensado se colecta en un contenedor desde el cual es bombeado hasta la cisterna de almacenamiento, donde es re ingresado al sistema.

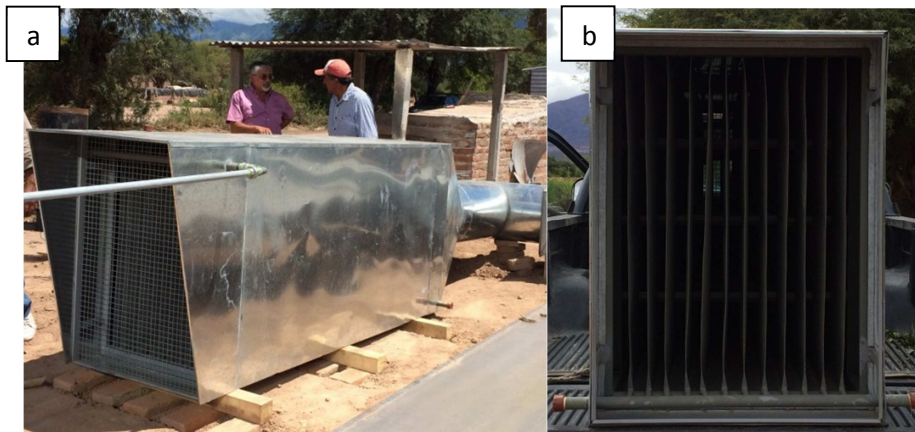


Figura 10: a) Intercambiador aire – vapor acoplado a la red de vapor y a toma de aire forzado. b) Vista anterior de placas paralelas, antes de su montaje.

Cada placa consiste en dos chapas ferrosas soldadas en su periferia formando así un espacio por el cual el vapor circula y lame las paredes internas de la misma (figura 10b). La transferencia energética ocurre en ambos lados de la placa. Una turbina eléctrica mueve el aire que arrastra el calor cedido a una velocidad dada (v_1). Esta velocidad se considera uniforme a lo largo de la sección total prismática transversal (A_1).

Tanto el vapor como la corriente de aire tienen el mismo sentido de circulación. El vapor se distribuye en el interior de las doce placas (figura 10b), cediendo energía a una tasa \dot{q} . Esta tasa de transferencia de calor puede estimarse realizando un balance térmico del aire de entrada y de salida, midiendo las respectivas temperaturas al ingreso (T_{amb}) y salida del condensador (T_{sal}). La ecuación 1 determina la ganancia térmica en el aire de intercambio, en W, sin considerar la ganancia térmica por irradiación solar en el cuerpo del intercambiador ni las pérdidas al exterior.

$$\dot{q} = \bar{\rho} * \bar{v}_1 * \bar{C}_p * A_1 * (T_{sal} - T_{amb}) \quad (1)$$

Dónde $\bar{\rho}$ ($1,01 \text{ kg/m}^3$) es la densidad media del aire, \bar{v}_1 (m/s) es la velocidad media en la sección transversal A_1 ($0,82 \text{ m}^2$) al flujo de aire, \bar{C}_p ($2403,23 \text{ J/kg K}$) es el poder calorífico medio a presión constante del aire, T_{sal} (K) es la temperatura con la que el aire abandona la zona de intercambio y T_{amb} (K) es la temperatura con la que el aire ingresa al mismo, que se corresponde con la temperatura ambiente. Los valores de los parámetros medidos se presentan en la tabla 3.

| Hora | 10:04 | 10:17 | 10:32 | 10:59 | 11:15 | 11:20 | 11:23 | 11:28 | 11:40 | 11:45 | 11:52 | 11:56 |
|----------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| T_{sal} (°C) | 314,15 | 324,65 | 329,65 | 321,05 | 311,15 | 316,65 | 316,18 | 316,55 | 312,25 | 307,15 | 314,15 | 315,65 |
| T_{amb} (°C) | 294,75 | 294,45 | 296,15 | 303,25 | 304,65 | 302,35 | 300,75 | 300,65 | 300,65 | 302,15 | 303,75 | 303,35 |
| v_2 (m/s) | 5,50 | 6,15 | 6,05 | 6,35 | 5,65 | 5,35 | 5,60 | 5,80 | 5,50 | 5,30 | 5,10 | 5,25 |

Tabla 3: Mediciones de velocidad y temperaturas.

La velocidad v_2 fue medida en la salida del sector de intercambio térmico, a la altura de la contracción del condensador, por lo que la velocidad v_1 debe ser calculada considerando la continuidad del flujo másico de aire y la sección efectiva de paso, limitada por el registro de aire. Se tiene que:

$$v_1 = \frac{\pi \phi^2}{4A_1} (1 - \cos \alpha) * v_2 \quad (2)$$

El ángulo α determina la apertura del registro de caudal volumétrico. Éste está inserto en el interior del ducto de aire y mediante el mismo se regula la superficie efectiva de paso del caudal. Este ángulo de registro valió $67,5^\circ$ para todo el ensayo. El diámetro del ducto está dado por $\varphi = 0,5$ m y la sección transversal $A_1 = 0,82$ m².

| Hora | 10:04 | 10:17 | 10:32 | 10:59 | 11:15 | 11:20 | 11:23 | 11:28 | 11:40 | 11:45 | 11:52 | 11:56 |
|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| v_1 (m/s) | 0,75 | 0,84 | 0,82 | 0,86 | 0,77 | 0,73 | 0,76 | 0,79 | 0,75 | 0,72 | 0,69 | 0,71 |
| \dot{q} (kW) | 13,19 | 22,96 | 25,06 | 13,98 | 4,54 | 9,46 | 10,68 | 11,40 | 7,89 | 3,28 | 6,56 | 7,98 |

Tabla 4: cálculo de velocidad de aire en intercambiador y de ganancia térmica.

La ganancia de calor es sensiblemente proporcional al caudal másico y al salto térmico. La figura 11a muestra la temperatura del aire inmediatamente después de la zona de intercambio. Se alcanzó una temperatura próxima a los 50°C , la cual se considera suficiente para el proceso de secado (Condorí et al., 2009).

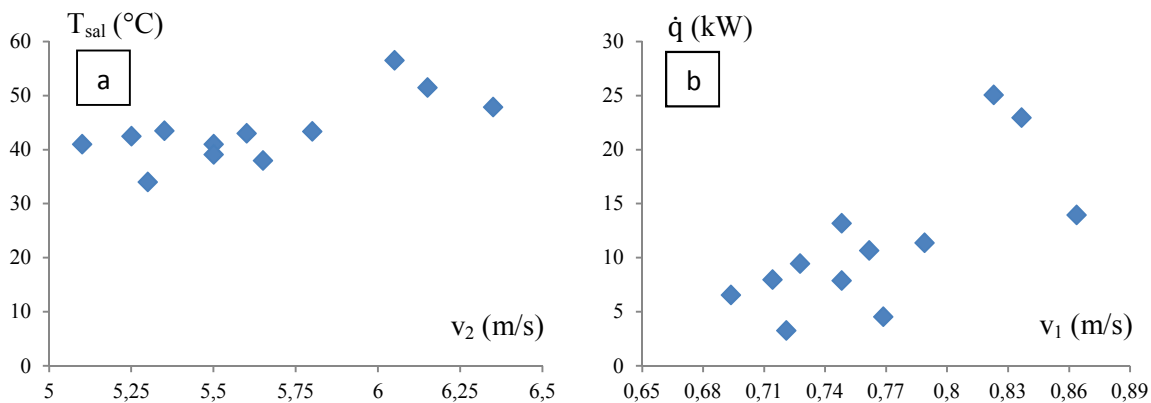


Figura 11: a) Temperatura del aire a la salida del condensador. b) Ganancia térmica en el aire.

La figura 11b muestra que el calor transferido desde el vapor hacia la corriente de aire aumenta, conforme aumenta la velocidad de paso. No obstante y recordando la ecuación 1, este salto energético se debe también al salto térmico, como se ve en la figura 12.

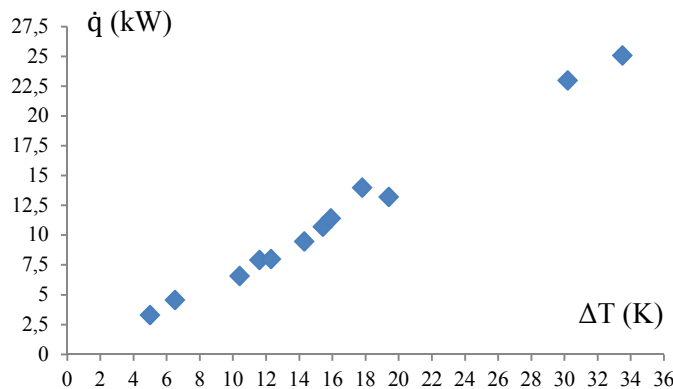


Figura 12: Dependencia de la ganancia térmica con el salto térmico.

MOTOR A VAPOR

La tecnología utilizada se debió a que su costo de adquisición e instalación es cinco veces inferior a la de una turbina de baja presión (Saravia et al., 2014), además de las rigurosas condiciones de calidad de vapor necesarias. Previo al montaje del motor a vapor en la ciudad de San Carlos, se realizaron los ensayos de caracterización en vacío en la Universidad Nacional de Salta, Facultad de Ingeniería. Los resultados de dichas pruebas se muestran en Dellicompagni et al. (2015).

El motor fue instalado en el CFL de San Carlos. En la figura 13a y 13b se muestra el motor montado sobre una base de hormigón mediante amortiguadores elastoméricos para mitigar las oscilaciones por desequilibrio dinámico. El generador sincrónico se encuentra acoplado al motor a vapor mediante la transmisión mecánica.



Figura 13: a) Vista de conexiones a línea de vapor. b) Vista de acoplamiento eléctrico y tablero.

Para la medición de potencia mecánica, se fabricó un freno que por medio de un brazo de palanca transmite la fuerza de frenado que se mide en una balanza. La figura 14 muestra el esquema del mecanismo de frenado, el cual es del tipo campana y zapatas accionadas hidráulicamente mediante una bomba manual.

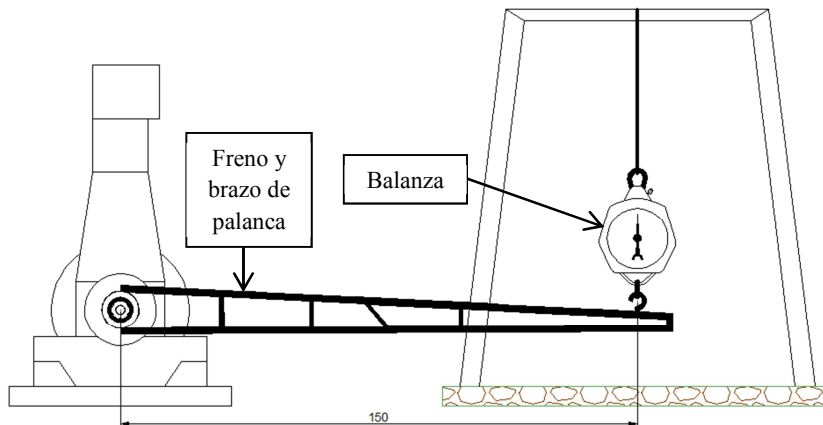


Figura 14: Esquema de mecanismo de frenado.

Al accionar el freno las zapatas se abren y la campana tiende a arrastrar a éstas y al plato que las contiene. Enganchando la extremidad del brazo de palanca en una balanza, se evita el arrastre antes mencionado. La relación entre la fuerza periférica de rozamiento F_r con la fuerza P que indica la balanza, es la siguiente.

$$T = F_r * r = P * L \quad (3)$$

Siendo T el torque resistivo, r el radio de la superficie interior de la campana (superficie de roce) y L la longitud del brazo de palanca, medida entre centro motor y centro de balanza.

La potencia útil en W se obtiene con la ecuación 4, en la que n es el régimen de giro en rpm y P la fuerza medida en lb. El torque en Nm se calcula con la ecuación 5. Los factores 0,69869 y 6,67457 contienen los distintos factores de conversión necesarios para un brazo de palanca fijado en $L=1,5m$.

$$N_u = n * P * 0,69869 \quad (4)$$

$$T = P * 6,67457 \quad (5)$$

Se muestran los valores de n y P medidos en la tabla 5. La metodología empleada fue accionar el freno y a la vez mantener al motor girando en un régimen de rpm fijo, se toman mediciones de la fuerza en la balanza y de dichas rpm. Se han despreciado las pérdidas de energía por absorción elástica en el brazo de palanca y en los mecanismos de la balanza. Tampoco se tuvo en cuenta la energía invertida en la compresión del líquido de freno de la bomba. Las mediciones se realizaron en tiempos breves para disminuir las pérdidas por calentamiento en el sistema de frenado una vez conseguido el régimen estable de revoluciones.

| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------|--------|--------|-------|-------|-------|--------|-------|--------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| n (rpm) | 453 | 370 | 420 | 373 | 242 | 320 | 386 | 330 | 290 | 210 | 200 | 140 | 250 | 310 | 120 | 220 | 300 |
| P (lb) | 5,0 | 4,0 | 3,0 | 3,5 | 2,0 | 5,0 | 3,0 | 9,0 | 1,0 | 2,0 | 1,0 | 0,5 | 2,0 | 2,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 |
| N _u (W) | 1582,5 | 1034,1 | 880,3 | 912,1 | 338,2 | 1117,9 | 809,1 | 2075,1 | 202,6 | 293,4 | 139,7 | 48,9 | 349,3 | 433,2 | 125,8 | 307,4 | 628,8 |
| T (Nm) | 33,4 | 26,7 | 20,0 | 23,4 | 13,3 | 33,4 | 20,0 | 60,1 | 6,7 | 13,3 | 6,7 | 3,3 | 13,3 | 13,3 | 10,0 | 13,3 | 20,0 |

Tabla 5: Valores de rpm y fuerza medidos. Cálculo de potencia y torque transmitido.

Se observa en tabla 5 que el motor desarrolla una potencia instantánea de 2075,11 W para el régimen nominal de rpm y un estado de carga de 60 Nm. La *potencia indicada* de la máquina, acorde a los ensayos de caracterización, es de 6,28 CV (4615,80 W) para el régimen nominal de rpm y la *potencia útil* de 4,92 CV (3616,20 W), ambas calculadas en base a mediciones experimentales (Dellicompagni et al., 2015). La discrepancia entre la potencia útil estimada y medida in situ puede deberse al hecho de que no se tuvieron en cuenta las pérdidas térmicas en el cálculo y caracterización de la máquina, así como las pérdidas por laminado en válvula de distribución de vapor, condensación en cilindros, entre otras. Se tiene que la potencia medida es un 43% menor que la estimada. Llevando los valores de tabla 5 a una curva como la que se muestra en figura 15, se observa la dependencia de la potencia desarrollada por el motor con el par de frenado.

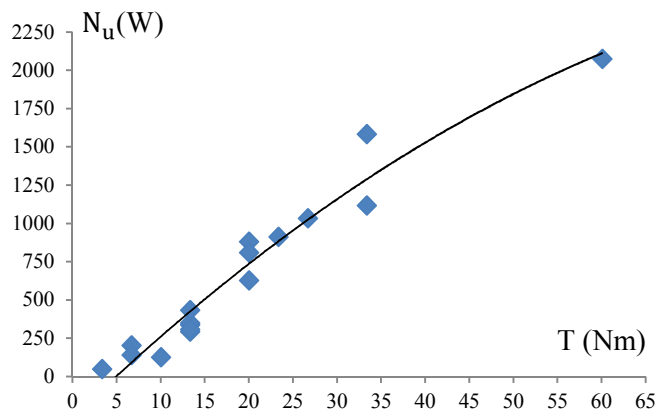


Figura 15: Potencia mecánica en función del torque de frenado.

CONCLUSIONES

El CFL de la ciudad de San Carlos es un prototipo pensado para el aprovechamiento térmico en base a la fuente de energía solar. Su construcción se enmarca dentro de un proyecto ejecutado por personal, estudiantes doctorales e investigadores de la UNSa y CONICET y actualmente se encuentra en la etapa de medición y ajuste de parámetros para su funcionamiento.

Resulta necesaria la incorporación de tecnologías integradas para el control y operación del equipo, como ser sensores y actuadores automatizados en lazo cerrado, tanto para el sistema de seguimiento solar como en las principales válvulas que distribuyen el flujo de vapor hacia los distintos equipos, así como interfaces gráficas para la visualización de las variables de control en tiempo real.

Las mediciones realizadas hasta el momento en el absorbedor, el condensador y el acumulador, se consideran satisfactorias y enmarcadas dentro de lo que se esperaba, basándose en ensayos anteriores de equipos pilotos de menor capacidad de generación de vapor. Por otro lado, las pruebas de funcionamiento del motor a vapor muestran que es necesario trabajar con caudales mayores. Por esta razón se decidió montar una bomba de alimentación de agua de mayor caudal.

Es necesario realizar más ensayos para optimizar el sistema y poner a punto la tecnología para su íntegro aprovechamiento.

REFERENCIAS

- Altamirano M., Vynnycky M., Saravia L. (2012). Estudio de las pérdidas térmicas en un absorbedor lineal para un concentrador lineal tipo Fresnel. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 16, pp. 08.33-08.40. ISSN 2314-1433.
- Condorí M., Durán G., Vargas D., Echazú R. (2009). Secadero solar híbrido. Primeros ensayos. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 13, pp. 02.35-02.42. ISSN 0329-5184.
- Dellicompagni P., Franco J., Altamirano M., Hongn M., (2015). Caracterización de un motor a vapor de doble efecto. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 19, pp.03.01-03.12, 2015.ISSN 2314-1433.
- Dellicompagni P., Hongn M., Altamirano M. Franco J. y M. Gea. (2016). Protocolo de arranque, operación y mediciones para el concentrador Fresnel Lineal de San Carlos, Salta. Inédito.
- Dellicompagni P., Saravia L. Simulación numérica en Simusol de un motor a vapor de doble efecto a ser usado en un generador solar Fresnel Lineal. VI Congreso Brasileiro de Energía Solar – Belo Horizonte, 4 al 7 de Abril de 2016.
- Gea M., Saravia L., Placco C., Altamirano M., Hongn M., Fernández C., Caso R., Tilca F., Bárcena H., Suligoy H. (2012). Diseño y estado de avance de la construcción de un concentrador Fresnel lineal de 270 m². *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 16, pp. 03.79-03.86. ISSN 2314-1433.
- Hongn M., Flores Larsen S., Dellicompagni P., Hoyos D., Fernández C., Suligoy H., Bárcena H., Gea M., Saravia L. (2015). Simulación del comportamiento hidrotérmico del fluido de trabajo en un concentrador Fresnel lineal. *Energía Renovable y Medio Ambiente*. Vol. 36, pp. 1 - 10, 2015. ISSN 0328-932X.
- Saravia L., Gea M., Hongn M., Hoyos D., Bárcena H., Placco C., Cadena C., Flores Larsen S., Dellicompagni P., Condorí M., Martínez C., Fernández C., Caso R., Altamirano M., Suligoy H. (2014). Descripción de un generador solar térmico de tipo Fresnel instalado en San Carlos, Salta. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 18, pp. 03.17-03.26.ISSN 2314-1433.

ABSTRACT: This paper shows the latest advances and measurements achieved in a Linear Fresnel Concentrator (LFC), in 2015 and 2016 periods, which is currently installed in the city of San Carlos. The equipment is able to generate steam. Operation tests of different subsystems and measurements of fundamental parameters such as pressures and temperatures of heat transfer fluid, circulation flow, solar radiation, among others, were made. The methodology used for system startup and measurement parameters are performed analogously to a conventional boiler.

Keywords: Linear Fresnel, San Carlos city, steam generation, heat, power, storage.