



Análisis energético de un sistema híbrido de producción de frío

Energy analysis of a hybrid air conditioning system

Yamile -Díaz Torres
José Pedro -Monteagudo Yanes
Debrayan- Bravo Hidalgo

Recibido: febrero de 2014

Aprobado: septiembre de 2014

Resumen/ Abstract

El artículo presenta los resultados del análisis energético de un sistema híbrido de climatización en los hoteles cubanos. Se efectuó el cálculo de una instalación de climatización por absorción asistido con energía solar, interconectada en serie con un sistema de compresión de vapor existente. El procedimiento de cálculo se desarrolló bajo los principios termodinámicos que rigen esta tecnología y con la ayuda de herramientas matemáticas. Se emplearon metodologías de cálculo como el método de las curvas f-chart para la contribución solar. Se utilizó información estadística de datos meteorológicos y energéticos de un caso de estudio en el Hotel Gran Caribe Jagua de la provincia de Cienfuegos, Cuba. Los resultados demuestran que la utilización de estos sistemas, complementando el sistema centralizado de climatización por agua helada (chiller), constituye una alternativa para reducir el consumo de energía eléctrica y el posible impacto ambiental directo e indirecto.

Palabras clave: climatización por absorción, chiller, refrigeración solar.

The article presents the results of the energy analysis of a hybrid air conditioning system in Cuban hotels. Calculating an air conditioning system for solar assisted interconnected in series with a compression system under existing steam thermodynamic principles' governing this technology and the help of mathematical tools absorption was made. Calculation methodologies as the method of curves f-chart for solar contribution were employed, using statistical weather data and energy data of the case study Gran Caribe Jagua of Cienfuegos, Cuba. The results demonstrate that the use of these systems, complementing the central chilled water for air conditioning (chiller) system is an alternative to reduce energy consumption and the potential direct and indirect environmental impact.

Key words: absorption cooling, chiller, solar cooling.

INTRODUCCIÓN

La creciente presión de la demanda de energía, el cambio climático como resultado de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) así como el aumento de los precios de los combustibles son los principales impulsores de los esfuerzos para incrementar el uso de diversas fuentes de energía renovable. Las tecnologías renovables son fuentes de energía limpia. Su uso

minimiza el impacto ambiental, reduce los residuos secundarios, y esos recursos son sostenibles en base a las necesidades sociales- económicas actuales y futuras [1].

La energía solar es la fuente más abundante de energía renovable. Cada segundo el sol irradia en todas direcciones del espacio una energía de $4 \cdot 10^{26}$ J; y aproximadamente, $1,8 \times 10^{14}$ kW de potencia es absorbida por la tierra. Las formas primarias de la energía solar son el calor y la luz y las mismas se transforman y se absorben por el medio ambiente en gran variedad de formas. Una de las aplicaciones de la energía solar es el sistema de refrigeración solar. Este representa una alternativa atractiva frente al creciente uso de acondicionadores de aire de compresión mecánica de vapor en edificaciones y sus ventajas están en la reducción del consumo de energía eléctrica, la disminución la emisión de GEI. Además, reduce los daños a la capa de ozono por la sustitución de los cloro fluorocarbonos (CFCs) [2].

Los sistemas de mayor predominio, son los de bromuro de litio-agua ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) y los de amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) [3]. Estudios realizados sobre la base los resultados de la *Solar Heating & Coling Programme International Energy Agency*, han demostrado que el número estimado de instalaciones en todo el mundo eran alrededor de 600 en el año 2010 [4].

En países como Cuba, donde la temperatura máxima oscila alrededor de 30°C y las radiaciones solares promedio son de $5 \text{ kWh/m}^2\text{día}$, resulta necesario el uso prolongado de sistemas de aire acondicionado para alcanzar una temperatura de confort, es también una oportunidad para el desarrollo de la climatización por absorción. El objetivo del presente trabajo es realizar el dimensionamiento y análisis energético de un sistema de enfriamiento termosolar por absorción de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ en una configuración en serie con un sistema convencional de generación de frío, para ser utilizado en una instalación hotelera.

SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN SOLAR

Una instalación típica de climatización solar consta del campo de captadores solares, depósito de acumulación térmica, unidad de control, tuberías, bombas y una máquina enfriadora accionada térmicamente. Las enfriadoras son el núcleo de la instalación, si los captadores solares suministran la energía de entrada necesaria (agua caliente), las enfriadoras son las máquinas que capaces de producir agua fría. La enfriadora de absorción está compuesto por 4 circuitos (intercambiadores de calor) principales como se muestra en la figura 1, E evaporador, C condensador, G generador, A absorbedor

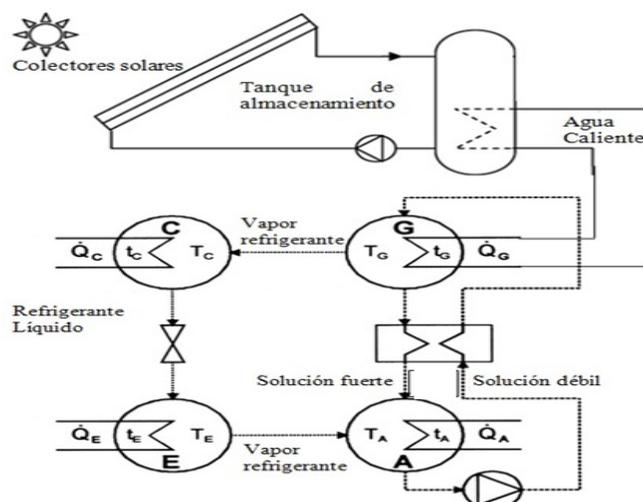


Fig. 1. Esquema general de circulación de una máquina de absorción de simple efecto.

El fluido caliente proveniente del campo de colectores solares produce la ebullición de la solución de LiBr-H₂O y posteriormente conduce el vapor de agua generado (refrigerante) hacia el condensador. En el condensador, el vapor es enfriado y condensado por el agua de la torre con temperatura de entre 24 y 31 °C. La torre extrae el calor tanto del condensador como del absorbedor. El refrigerante condensado, es dirigido en forma líquida al evaporador a través de una válvula de expansión que mantiene la baja presión en la sección del evaporador y absorbedor, lo que provoca que el agua evapore a baja temperatura.

Por otro lado, la corriente de agua a enfriar entra al evaporador a temperatura entre 6 y 12 °C, lo que constituye un gradiente de temperatura suficiente para evaporar el refrigerante procedente del condensador; a la vez que se provoca el enfriamiento de la corriente de agua que pasa por el evaporador. De forma simultánea, la solución en el absorbedor procedente del generador atrapa el vapor de agua y se obtiene una solución diluida de LiBr-H₂O que es llevada por medio de una bomba al generador. Posteriormente pasa a través de un intercambiador de calor que tiene la función de enfriar la solución procedente del generador y calentar la solución que va hacia el generador, con lo que se obtiene una integración energética interna. Finalmente, la solución diluida llega al generador para iniciar de nuevo el ciclo.

El modelo para el ciclo de absorción del sistema de refrigeración se basa en el propuesto por Herold ; *et al* [5], el cual consiste de un ciclo de una etapa, bajo las siguientes consideraciones:

- El sistema opera en régimen estacionario.
- Las corrientes de salida del absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes componentes del sistema y de los conductos.
- No se consideran las pérdidas de presión a lo largo los conductos ni en otros componentes del sistema.
- El proceso en las válvulas se considera isoentálpico
- Se desprecia el trabajo de la bomba, el cual representa menos del 10 % de la energía de entrada.

El funcionamiento genera demandas o cargas energéticas en cada uno de los circuitos, las cuales se pueden evaluar mediante la ecuación (1).

$$Q = \dot{m} * C_p * (\Delta t) \quad (1)$$

Donde: Q es la potencia térmica o demanda térmica en dependencia del circuito a analizar (kW), \dot{m} el flujo másico, equivalente a la multiplicación del caudal volumétrico del fluido que circula en cada circuito por la densidad del fluido a temperatura media de entrada y salida (kg/s); C_p es la capacidad calorífica del agua a la temperatura media entre la entrada y la salida en el circuito (kJ/kg K); Δt es la diferencia de temperatura de entrada y salida en cada intercambiador (°C)

El rendimiento del equipo de absorción se determina a través del coeficiente de funcionamiento (COP), el cual se calcula a través de la relación entre la energía de interés para el usuario, ya sea calor o frío, y la energía requerida para el accionamiento del ciclo (p.u). El rendimiento a plena carga se puede evaluar con la ecuación (2).

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (2)$$

Donde: Q_E es la demanda térmica en el evaporador y Q_G potencia térmica de entrada en el generador. La eficiencia de los ciclos de refrigeración por absorción operados con energía solar depende básicamente de la eficiencia de los colectores solares y el rendimiento del sistema de climatización por absorción utilizado. La energía solar útil absorbida en los colectores Q_u , ecuación

(3), es transferida al tanque de almacenamiento de agua caliente, desde donde se bombea el fluido térmico al generador, equivalente a la energía de entrada del sistema kW .

$$Qu = \dot{m} * Cp * (ts - te) \quad (3)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico en el campo de captación solar, y ts , te son temperaturas de entrada y salida del circuito ($^{\circ}C$)

La capacidad de conversión de la energía solar a calor en un colector de tubos al vacío considerando el comportamiento del calor útil por unidad de tiempo se calcula por la ecuación (4).

$$\int_{t1}^{t2} Qu \, dt = A * \int_{t1}^{t2} Gt \, dt * \int_{t1}^{t1} \eta \, dt \quad (4)$$

Donde: Gt es la radiación solar incidente por unidad de área (W/m^2), A_c representa la superficie efectiva de captación de radiación solar del campo de colectores (m^2) y η es la eficiencia del colector solar (%). La eficiencia del colector se puede expresar en términos de la eficiencia óptica y las pérdidas de calor al ambiente, se calcula por la ecuación (5).

$$\eta = c_0 - (c_1 - c_2 * (t_m - t_{amb})) * \frac{(t_m - t_{amb})}{G_t} \quad (5)$$

Donde: c_0 es el rendimiento óptico del colector: c_1 y c_2 son los coeficientes de pérdidas lineal y cuadrático de colector ($W/K*m^2$), (W/K^2*m^2); t_m es la temperatura media del fluido (K) y t_{amb} la temperatura ambiente (K). Igualando las ecuaciones (3) y (4), se obtiene la ecuación (6), para determinar el comportamiento dinámico del campo de colectores solares:

$$0 = Gt * A_c * \left\{ \frac{c_0 - \left[c_1 * \frac{\left(\left(\frac{te + ts}{2} \right) - t_{amb} \right)}{Gt} \right] - \left[c_2 * \frac{\left(\left(\frac{te + ts}{2} \right) - t_{amb} \right)^2}{Gt} \right]}{100} \right\} - [\dot{m}_c * Cp * (ts - te)] \quad (6)$$

El total de colectores necesarios del sistema de captación solar, se determina mediante el cálculo de la cobertura solar (f-Chart), es un procedimiento de cálculo iterativo que permite obtener una cobertura adecuada de volumen de acumulación por área de captación. Es un proceso de cálculo suficientemente exacto para estimaciones que superan intervalo de tiempo semanal [6]. La fracción solar anual f está definida como la razón entre la suma de las contribuciones mensuales del calentamiento solar y la demanda anual de energía que sería necesaria para proveer el mismo nivel de comodidad. Está dada por la ecuación (7).

$$f = (1.029 * D_1 - 0.065 * D_2 - 0.245 * D_1^2 + 0.0018 * D_2^2 + 0.0215 * D_1^2) \quad (7)$$

Los parámetros adimensionales D_1 y D_2 expresan la relación entre la energía absorbida por los captadores (EA mes) y la demanda de energía mensual (DE mes) y la relación entre la energía perdida por el captador (EP mes) y la demanda mensual de energía del edificio (DE mes).

El rendimiento del sistema de refrigeración solar (COPs) está dado por el rendimiento del ciclo de refrigeración (COP) multiplicado por el rendimiento del convertor solar (η), ecuación (8).

$$COP_s = COP * \eta \quad (8)$$

Sistema mixto de producción de frío

En la literatura se reportan diversas estrategias de operación en los sistemas de climatización por agua helada. Varios autores [7-8], indican que no existe una variante absoluta para la operación eficiente de los *chillers*. Depende de las características de la instalación, el equipamiento; variables climatológicas y parámetros de operación que garanticen la seguridad y la vida útil del *chiller* y el mantenimiento de las condiciones de confort [9]. En este artículo se propone una configuración en serie de una máquina de absorción ubicado ‘aguas arriba’, con una máquina de compresión de vapor emplazado ‘aguas abajo’, figura 2. Ambos tienen similar caudal de agua helada y temperatura de suministro escalonada. La configuración en serie presenta la ventaja de reportar una economía de funcionamiento, puesto que el *chiller* que se encuentra ‘aguas abajo’ puede funcionar a una temperatura de aspiración más alta y requerirá menos potencia, pero presenta la desventaja del incremento del costo de bombeo y el número de *chillers* conectados en serie está limitado por las excesivas caídas de presión [10], sugiriéndose que este no exceda el total de dos.

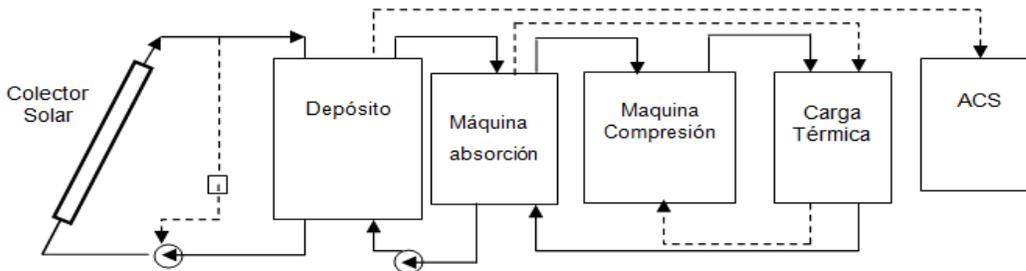


Fig. 2. Esquema de conexión del chiller de absorción asistido por energía solar con el máquina de compresión de vapor existente.

El incremento de la capacidad de enfriamiento de la máquina de absorción estará sujeto a las condiciones ambientales. En el esquema se incluye el uso del agua caliente sanitaria (ACS) como un valor agregado, frente al sistema de apoyo de ACS actual (caldera de gas 102 kW), por el volumen de agua caliente disponible proveniente del campo solar, cuando el *chiller* de absorción deje de funcionar. La variación del consumo de potencia de la máquina de compresión de vapor se puede determinar mediante el modelo NG – Gordon, ecuación (9), [11]. Este modelo desarrollado en 1995, relaciona el COP con variables comúnmente medibles:

$$\left(\frac{1}{COP} + 1 \right) * \frac{T_{retorno}}{T_{incond}} - 1 = a_1 * \frac{T_{retorno}}{Qch} + a_2 * \frac{(T_{incond} - T_{retorno})}{T_{incond} * Qch} + a_3 * \frac{\left(\frac{1}{COP} + 1 \right) * Qch}{T_{incond}} \quad (9)$$

Donde: $T_{retorno}$ es la temperatura de retorno de agua helada ($^{\circ}C$), $T_{in\ cond}$ es la temperatura a la salida de condensador ($^{\circ}C$), Qch es la carga del evaporador (kW) y los parámetros a_1 , a_2 , a_3 . Considerando además que el COP es la relación por cociente entre la carga térmica (Qch) y el consumo del compresor (E , kW). Se sustituye el mismo en la ecuación (9), determinándose en la ecuación (10), la variación de potencia para distintos valores de temperatura, y capacidad de enfriamiento:

$$(E + Qch)(T_{retorno} - a_3 * Qch) = (a_1 * t_{retorno} * t_{incond}) + a_2(t_{incond} - t_{retorno}) + t_{incond} * Qch \quad (10)$$

Datos meteorológicos de la región

Las condiciones meteorológicas de radiación y temperatura de la región de Cienfuegos donde está enclavado el caso de estudio, son las que se muestran en la figura 3. Reflejando que existe un comportamiento favorable de las variables meteorológicas que más inciden en la implementación de un sistema de frío solar.

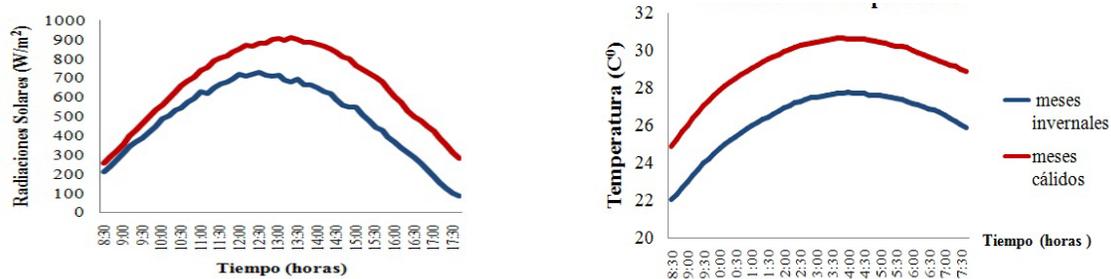


Fig. 3. Condiciones climatológicas de la región de Cienfuegos a, promedio de radiaciones solares; b: promedio de temperatura. Tomado del centro meteorológico de Cienfuegos 2011.

ESTUDIO DE CASO EN INSTALACIÓN HOTELERA

El Hotel Gran Caribe Jagua, ubicado al extremo sur de la ciudad de Cienfuegos, Cuba, dispone de 149 habitaciones. Es un hotel mayormente de tránsito, con nexo favorable con otras importantes regiones turísticas. En los últimos tres años este hotel incrementó el número de visitantes, y sus consumos de electricidad anual, oscilando entre 1 612 080 kWh/año y 1 723 114 kWh/año. Igualmente, el consumo de gas manufacturado GLP para ACS es alrededor de 53 953 l/año. La electricidad constituye el 93.88 % del consumo total de los portadores energéticos, siendo el mayor consumo por concepto de climatización con un 55.83 %, de este valor el 70 % corresponden a las enfriadoras. Ver figura 4.

El hotel utiliza dos unidades enfriadoras de agua: CHAWT-1402-AT-B-P-RC-100 R-22, con las siguientes características: capacidad de enfriamiento (cada una) de 404 kW. (115 TR); caudal de agua helada 70 m³/h; temperatura de suministro de agua helada/temperatura de retorno: 11/6 °C.

Las características de ocupación del hotel permiten utilizar una sola enfriadora en el horario comprendido entre las 8.00 a.m. y las 4.00 p.m., con temperatura de salida de agua helada (*set point*) 9 °C. Además se utilizan dos *set points* diferentes para cada temporada: en verano con 8/9 °C y en invierno con 9/10 °C, [12]. Por esta razón, conviene utilizar el esquema mostrado en la figura 2. El mismo estará compuesto por: el sistema de energía solar térmica, sistema de producción de frío y el sistema de disipación de calor. De ellos, se muestra el cálculo de los dos primeros.

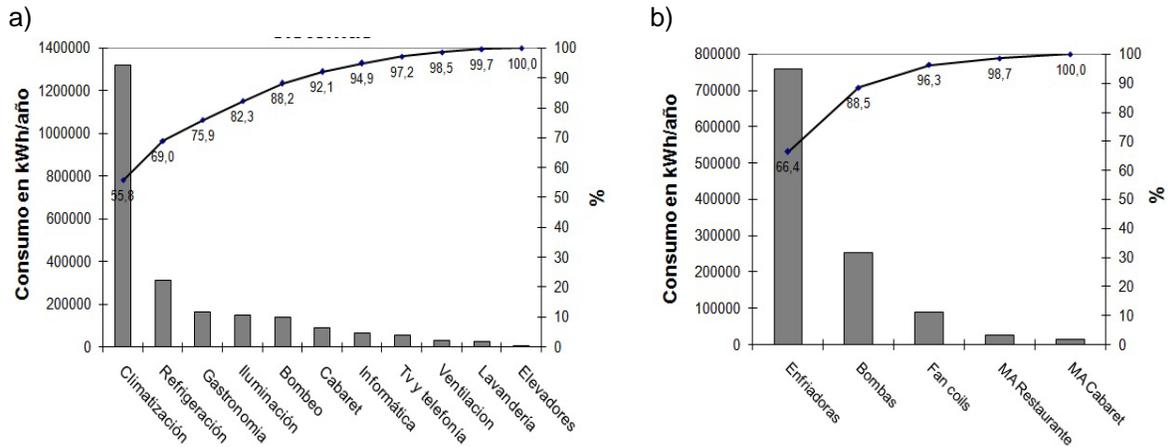


Fig. 4. Diagrama de Pareto. Estratificación de los consumos eléctricos a) por sistemas b) clima centralizado.

Sistema de producción de frío

El sistema de producción de frío está compuesto por una unidad enfriadora: *Chiller* de absorción de simple efecto (Agua-BrLi) Carrier-Sanyo 16 LJ-14, diseñado para proporcionar agua helada a partir de fuentes de calor solar. Sus principales características son: capacidad nominal de refrigeración: 475 kW (135,15 ton), caudal de agua helada: 20,4 l/s, caudal de agua caliente: 18,7 l/s, caudal de agua de refrigeración 30,7 l/s. El fabricante de este *chiller* está suscrito bajo la norma ANSI ARI 560-2000.

La evaluación energética en cada uno de los circuitos, con los datos nominales aportados por el fabricante y utilizando la ecuación (1):

- Evaporador: $Q_E = 471,78 \text{ kW}$
- Generador: $Q_G = 681,49 \text{ kW}$
- Absorbedor/Condensador: $Q_C = 1\,145,20 \text{ kW}$

El cálculo del COP se efectúa mediante la ecuación (2):

- Coeficiente de funcionamiento del Chiller $\text{COP} = 0,69$

Sistema de energía solar térmica

Se dividirá en cinco subsistemas: campo solar; sistema hidráulico; almacenamiento de energía térmica; sistema de control; y sistema de seguridad.

Para satisfacer la demanda del circuito Generador Q_G se propone el colector solar VITOSOL 300 H por ajustarse mejor a las condiciones de operación del sistema.

El área de captación solar y el número de colectores de colectores se obtiene haciendo uso de la ecuación (7). Los resultados son:

Área de captación solar: $1\,055 \text{ m}^2$

Total de colectores solares: 361

Para esta instalación se sugiere una configuración serie-paralelo. Es el tipo de asociación más utilizado en medianas y grandes obras cuando existen limitaciones de área física para la instalación de los colectores [13]. Para el cálculo de cada batería de colectores, se tienen en cuenta las dimensiones de cada colector solar: 2.02 m. Se calcula distancia mínima para evitar que los colectores se den sombra entre ellos [7]: 4.22 metros. Considerando los datos del fabricante se toma una distancia entre los colectores de 4 metros a profundidad y 0.08 m lateral. En general se

proyectan 18 baterías de 2 colectores en serie en 10 ramales. Su área de emplazamiento necesaria sería de 6 900 m². La posible ubicación de los colectores solares en el lateral del hotel, espacio que cubre las cubiertas del área cocina, restaurante, cabaret y cabañas, que ocupan un espacio de 7 000 m². Ver figura 5.

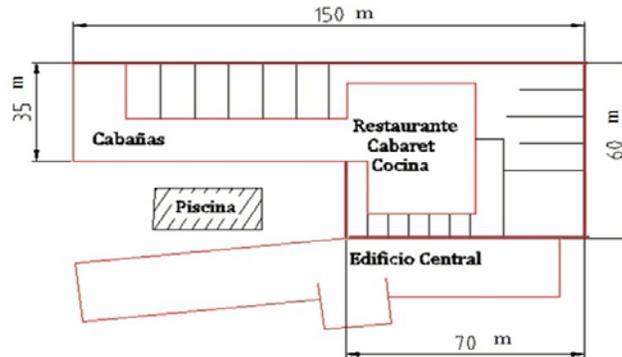


Fig. 5. Esquema hotel Gran Caribe Jagua de Cienfuegos.

DISCUSION DE LOS RESULTADOS

Con la aplicación de la ecuación (7), se obtiene el comportamiento del factor de cobertura solar mensual que aporta el campo de captación (fig. 6), estimado para 140 horas de trabajo mensuales de la máquina de absorción. En general, el sistema solar producirá más del 70 % de la energía necesaria para calentar agua a la temperatura especificada. Este rango de valores se considera aceptable según el Instituto de Diversificación de la Energía [14]. La cobertura debe tener valores cercanos al 100 % al no diseñar al sistema solar un calentador de apoyo.

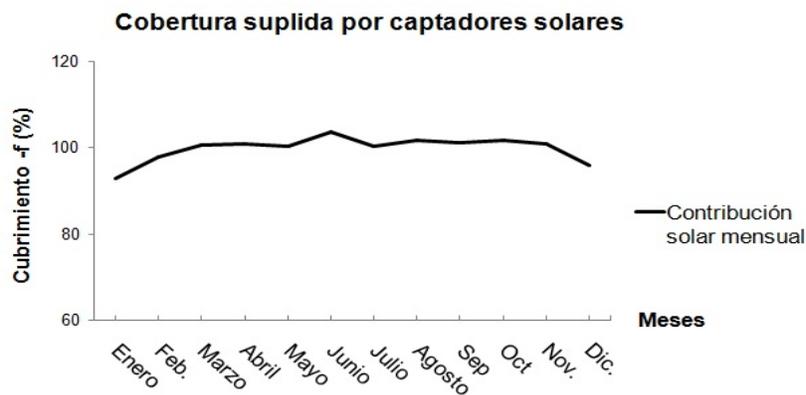


Fig. 6. Evolución anual del grado de cobertura obtenida por captadores solares.

Utilizando el modelo de la ecuación (6), en el software Matlab®, se obtiene el comportamiento térmico del campo de colectores solares, según las condiciones meteorológicas (fig. 2). Posteriormente, considerando que no existen pérdidas térmicas desde el depósito de almacenamiento hasta la máquina de absorción, se evalúan sus prestaciones térmicas sin necesidad de obtener información de las condiciones de operación interna, (como concentraciones, presiones de operación etc), sino que el equipo en cuestión puede ser tratado como una caja negra [15]. La figura 7, refleja este resultado en base a un día promedio de un mes de verano, considerando como régimen de operación el que se da a continuación.

A las 8:30 de la mañana, cuando la radiación solar alcanza aproximadamente $200\text{-}250\text{ W/m}^2$, se conecta una bomba que hace circular el agua en circuito cerrado hasta que alcanza la temperatura de activación de $80\text{ }^\circ\text{C}$. Esta agua calentada es enviada a la máquina de absorción. Conociendo la relación existente entre el calor entregado por el campo de colectores solares al circuito generador y la potencia frigorífica aportada en el circuito del evaporador, se aprecia que el rango de temperatura de agua helada alcanza los valores establecidos en el régimen de operación del hotel. Cuando las condiciones meteorológicas empeoran y la temperatura del fluido descienda a $70\text{ }^\circ\text{C}$, (temperatura nominal mínima de trabajo de la máquina de absorción), el mismo puede ser utilizado como ACS.

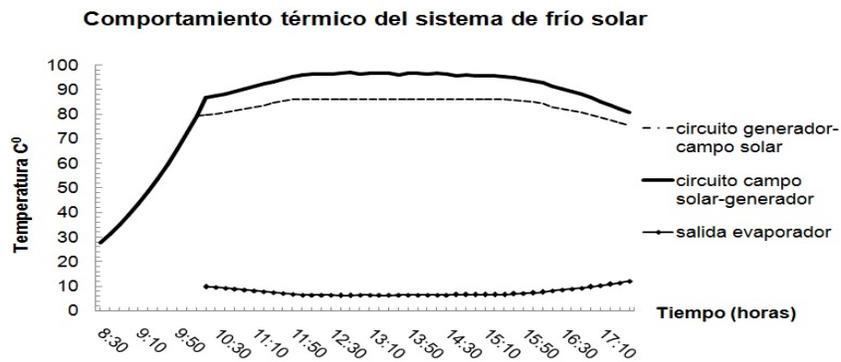


Fig. 7. Comportamiento térmico del sistema de frío solar en un día típico de verano.

Efectuando este análisis a un día típico de cada mes, del año se obtiene que la máquina de absorción, operando de 120 a 190 horas (en dependencia del mes analizado y para un total de 2 109 horas anuales), se asume, que su aportación frigorífica será de 799 192 kWh anuales. El rendimiento del sistema de refrigeración solar estimado por la ecuación (8), se muestra en la figura 8.

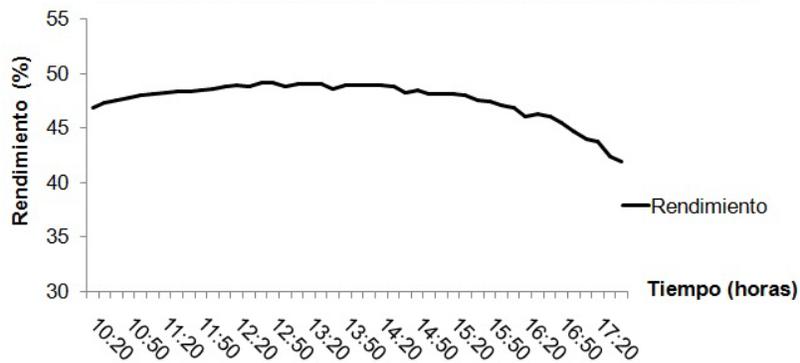


Fig. 8. Evolución del COPs en un día típico de verano.

Consumo de potencia del *chiller* interconectado en serie con *la máquina* de absorción

Para la validación de la ecuación (9), mediante el software Matlab®, se utilizaron los datos aportados por el fabricante de las unidades enfriadoras [16], lográndose una certidumbre del 92.38 %. En el caso del cálculo de la potencia consumida, hay una correlación del 90.33 %. El valor de los parámetros obtenidos es: $a_1 = -0.409$, $a_2 = 1\,309.06$, $a_3 = 0.199$. Posteriormente con la ecuación 10, se determina la variación de la potencia consumida del *chiller* cuando a este se le disminuye la carga a vencer en el evaporador al disminuir un grado a la temperatura de retorno, ver tabla 1, simulando el comportamiento del sistema, donde T_s es la temperatura de suministro de agua helada (set point) del *chiller* :

Tabla 1. Variación de Potencia al disminuir temperatura de retorno bajo distintas condiciones de operación.												
Variables (ver al final de la tabla)												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Datos del fabricante [16]						Valores calculados con ecuación 10 (Matlab)						
°C	°C	°C	°C		kW	kW	kW	kW	°C	kW	kW	kW
5	10.2	5.2	30	2.94	375.5	114	84.1	114.1	9.17	302.96	71.62	42.4
6	11.3	5.3	30	3.02	386.9	114.6	85.4	115.8	10.3	314.27	71.9	43.2
7	12.5	5.4	30	3.09	398.6	115.2	86.9	117.8	11.4	326.03	71.5	43.7
8	13.7	5.6	30	3.19	413.5	116	91.4	122.8	12.6	340.78	73.6	42.4
5	9.7	4.7	35	2.49	346.8	125.6	90.5	119.7	9.2	310.21	98.57	27.02
6	10.8	4.8	35	2.56	357.9	126.2	91.1	120.5	10.3	321.24	98.6	27.6
7	12.0	5.0	35	2.63	369.2	127	91.9	121.8	11.5	332.43	98.85	28.1
8	13.2	5.2	35	2.71	383.5	127.8	94.9	125.3	12.7	346.83	101.1	26.68

Donde: 1 (Ts); 2 (Tretorno); 3(Δt); 4(T_{incond}); 5(COP); 6 (Qch); 7 (E); 8(E'), 9 (E' corregido), 10 (Nuevo t. retorno), 11 (Qch con nuevo t. retorno), 12 (E estimada), 13 (E-E estimada)

Se determina que por cada grado de temperatura que la máquina de absorción disminuya al agua helada que entra como agua de retorno al Chiller, reduce aproximadamente en 43 kW la potencia del compresor.

Como condiciones de operación se fija el Chiller a una temperatura de salida de agua helada de 8°C, hasta que el sistema de absorción sea capaz de producir la capacidad frigorífica necesaria para vencer la carga térmica. En el análisis del consumo eléctrico se tuvo en cuenta:

- La potencia la máquina de absorción (1.7 kW)
- Bombas del sistema de calentamiento solar. (2 bombas que consuman 1 % de la potencia calorífica que pueda suministrar el grupo de captadores [14], para un total de 6.8 kW)
- El comportamiento dinámico de la temperatura ambiente y la radiación solar en el cálculo de la demanda térmica y los consumos de energía del sistema híbrido.

El sistema evaluado representa aproximadamente el 45 % del consumo diario de un Chiller trabajando en el mismo horario, ahorrándose alrededor del 54.35 % de la energía eléctrica, lo que representa un total de 642.5 kWh/día. El consumo de energía anual es de 234 516 kWh, esto representaría aproximadamente el consumo del todo el hotel durante 2 meses.

CONCLUSIONES

El análisis energético del sistema híbrido de producción de frío arrojó como resultado que las condiciones meteorológicas de temperatura y radiación favorecen a la instalación de climatización por absorción solar. La misma debe trabajar con temperaturas cercanas a los parámetros nominales óptimos de funcionamiento. El análisis termodinámico y eléctrico de la interconexión en serie del sistema de frío solar con el *chiller* demuestra que manteniendo los niveles de confort establecidos se logra una disminución considerable del consumo eléctrico. Se agrega, además, al esquema propuesto el uso de la energía térmica disponible en ACS que en general conllevarían a cuantiosos ahorros monetarios, disminución del impacto ambiental, y a desarrollar un *marketing* favorable ante la opinión pública internacional. Se concluye que en las instalaciones hoteleras cubanas resulta conveniente la implementación de este sistema, que a su vez fomenta el uso de fuentes renovables de energía y técnicas nobles con el medio ambiente.

REFERENCIAS

- [1]. TYAGIA, V.V.; *et al.*, "Review on solar air heating system with and without thermal energy storage system". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, vol.16, n.4, p. 2289-2303, [consultado: 5 de septiembre de 2013], Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2011.12.005>, ISSN 1364-0321.
- [2]. HIRAI, A., "Solar Cooling System Using Solar-Driven Hybrid Chiller". En: International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012, Paper 1273, [consultado: 25 de septiembre de 2013], Disponible en: <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2272&context=iracc>.
- [3]. SRIKHIRIN, P.; *et al.*, "A review of absorption refrigeration technologies". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2001, vol.5, n.4, p. 343-372, [consultado: 28 de junio de 2013], Disponible en: [http://dx.doi.org/10.1016/S1364-0321\(01\)00003-X](http://dx.doi.org/10.1016/S1364-0321(01)00003-X), ISSN 1364-0321.
- [4]. MUGNIER, D., *Task 48: Quality assurance and support measures for Solar Cooling*. IEA, 2011, [consultado: 28 de junio de 2013], Disponible en: <http://task48.iea-shc.org/>.
- [5]. HEROLD, K.; *et al.*, *Absorption chillers and Heat Pumps*. 1st. ed., N.Y.: CRC Press, 1996, [consultado: 28 de junio de 2013], Disponible en: <http://www.amazon.com/Absorption-Chillers-Pumps-Keith-Herold>, ISBN-13: 978-0849394270.
- [6]. Consejería de economía y hacienda. "Guía del Frio solar: Ahorro y eficiencia energética con refrigeración solar". España, 2011, vol.1, [consultado: 20 de mayo de 2013], Disponible en: www.fernecom.com.
- [7]. MONTELIER, S., "Reducción del consumo de energía en instalaciones con sistemas de climatización centralizados todo-agua a flujo constante". Tesis de Doctorado, Cuba: Universidad de Cienfuegos, 2008, [consultado: 20 de mayo de 2013], Disponible en: <http://biblioteca.ucf.edu.cu/>.
- [8]. GUERRA, M.; *et al.*, *Temas avanzados de refrigeración y climatización*. Cuba: Editorial Félix Varela, 2009, ISBN: 978-959-07-1128-2.
- [9]. MONTELIER, S.; *et al.*, "Estimación de cargas térmicas de climatización de hoteles mediante simulación y redes neuronales artificiales". *Revista Ingeniería Energética*, 2010, vol.31, n.3, p. 13-18, [consultado: 20 mayo de 2013], Disponible en: <http://revistascientificas.cujae.edu.cu/Revistas/Energetica/Vol-XXXI/3-2010/13->, ISSN 1815-5901.
- [10]. BITONDO, M.J.; TOZZI, M.J., *Chiller Control Plant: Multiple Chiller Controls*. New York: Carrier Corporation, 1999, [consultado: 21 de mayo de 2013], Disponible en: <http://dms.hvacpartners.com/docs/1001/Public/09/WP024.pdf>.
- [11]. ANDERSEN, K.K., "The Error in Variable Regression Approach as a Means of Identifying Unbiased Physical Parameter Estimates". *HVAC & R Research*, 2002, vol.8, n.3, p. 295-309, [consultado: febrero de 2012], Disponible en: <http://www.tandfonline.com/doi/pdf/10.1080/10789669.2002.10391443>, ISSN 1078-9669.
- [12]. CUZA, V., "Estudio Energético del Sistema de Climatización del Hotel Jagua". Tesis de maestría, Cuba: Universidad de Cienfuegos, 2010, [consultado: 12 de abril de 2013], Disponible en: <http://biblioteca.ucf.edu.cu/biblioteca/tesis/tesis-de-maestria/maestria-en-eficiencia-energetica/ano-2010/>.
- [13]. CABRERA, A.; *et al.*, *Manual de energía solar térmica e instalaciones asociadas*. Uruguay: Facultad de Arquitectura Universidad ORT, 2009, p. 126, Disponible en: <http://www.mesasolar.org.uy/archivos/manualweb.pdf>, ISBN: 978-9974-8130-5-2.
- [14]. Agencia Valenciana de la Energía, "Guía práctica de Energía Solar Térmica". España: LA IMPRENTA CG, 2009, vol.1, [consultado: 12 de abril de 2013], Disponible en: http://energia.ivace.es/attachments/guia_solar_termica_2009.pdf.
- [15]. NOGUÉS, A.M., "Desarrollo de una bomba de calor a gas con fluidos orgánicos e intercambiadores de placas". Tesis Doctorado, España: Universitat Rovira i Virgili, 2001, [consultado: 13 de febrero de 2013], Disponible en:

- <http://www.google.com.cu/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=1&cad=rja&ved=0CCYQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.tdx.cat%2Fbitstream%2F10803%2F8501%2F12%2FPortada.PDF&ei=eZPyUqKwloisyAHDYDIDg&usg=AFQjCNG>.
- [16]. FRIOCLIMA, *Catálogo Técnico Frio Clima*, CT.CHAWT-R22-R407C, 2006, [consultado: 20 de abril de 2013], Disponible en: <http://www.frioclima.com.cu>.

AUTORES

Yamile Díaz Torres

Ingeniera Mecánica. Ingeniera Industrial. Máster en Eficiencia Energética. Profesora Instructora. Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez". Cienfuegos, Cuba.

e-mail: ydtorres@ucf.edu.cu

José Pedro Monteagudo Yanes

Ingeniero Mecánico. Doctor en Ciencias Técnicas. Profesor Titular. Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez" Cienfuegos, Cuba.

e-mail: jpmyanes@ucf.edu.cu

Debrayan Bravo Hidalgo

Ingeniero mecánico. Máster en Eficiencia Energética. Profesor Instructor. Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez". Cienfuegos, Cuba.

e-mail: dbravo@ucf.edu.cu