



Estudio sobre el almacenamiento de agua helada en los sistemas de climatización centralizados

Study about cooling water storage in centralized air conditioning system

Mario - Espín Pérez
Boris - Vega Lara

José- Monteagudo Yanes
Sergio- Montelíer Hernández

Recibido: enero de 2013

Aprobado: noviembre de 2013

Resumen/ Abstract

El desarrollo de este artículo se basa en el estudio del almacenamiento de agua helada en los sistemas de climatización. Para desplazar el consumo eléctrico fuera del horario pico, como herramienta para pretender incrementar la eficiencia energética y disminuir el costo de la energía eléctrica en los hoteles con clima tropical. Para ello se procede a la estimación del perfil de carga térmica del hotel Jagua mediante el *software* TRNSYS, diseño y comprobación del sistema de almacenamiento de agua helada incorporado a las condiciones actuales de la instalación mediante modelos matemáticos que describen su funcionamiento. El objetivo es, evaluar e ilustrar los posibles efectos cuantitativos y cualitativos del almacenamiento de agua helada en el sistema de clima centralizado de la edificación. El trabajo que se presenta se enmarca en los esfuerzos para desarrollar el uso de tecnologías sustentables y la evaluación de sistemas industriales asistidos por computadora en Cuba.

Palabras clave: almacenamiento de energía térmica, eficiencia energética, modelación, perfil de carga térmica.

The development of this paper is based on the study of cold water storage in air conditioning systems. To offset power consumption off-peak, as a tool to increase energy efficiency claim and reduce the cost of electricity in tropical hotels. To do this we proceed to estimate the thermal load profile Jagua by TRNSYS software, system design and testing of chilled water storage built into the current conditions of the system using mathematical models to describe their operation. The objective is to evaluate and illustrate the quantitative and qualitative effects of cold water storage in the building centralized climate system. The work presented is part of the efforts to develop the use of sustainable technologies and evaluation of computer-aided industrial systems in Cuba.

Key words: thermal energy storage, energy efficiency, modeling, thermal load profile.

INTRODUCCIÓN

En el sector turístico el costo energético oscila normalmente entre el 3 y 10 % de los costos globales del hotel, este indicador varía en función del tipo y la categoría del hotel, así como del tipo de servicios que presta. En Cuba, los hoteles de las cadenas hoteleras Cubanacán, Gran Caribe, Isla Azul y Horizonte, este indicador alcanza valores que oscilan del 8 al 16 % de los gastos, y

puede llegar hasta el 20 % dependiendo de su infraestructura y los niveles de comercialización [1-2]. El estudio energético realizado en el 2011 [1], valoró las características del hotel Jagua, concluyendo que el consumo en portadores ascendió a 753.59 toneladas equivalentes de petróleo con respecto a años anteriores, señalando al sistema de climatización como responsable del 56% del gasto de energía eléctrica del hotel, portador que representa casi el 90% del consumo total de los portadores. Para afrontar esta situación y como base para el estudio se analiza el efecto de los sistemas de almacenamiento de energía térmica (TES por sus siglas en inglés), específicamente los sistemas de calor sensible mediante agua helada. Según la literatura consultada, estos consisten básicamente en la acumulación de energía en un horario determinado para utilizarlo en otro diferente, constituyendo lo que se denomina volante térmico [1,3-6]. Estos sistemas utilizan generalmente piscinas o tanques de agua, físicamente muy grandes, que incrementan los costos iniciales de la instalación, pero proporcionan una disminución considerable de los consumos en horarios picos y los costos asociados a la energía en función de la operación y las tarifas eléctricas, debido al acomodo de carga [7-8]. Aumentan la eficiencia energética y logran reducir cuantitativamente el sobredimensionamiento actual de los sistemas convencionales instalados para ofrecer confort habitacional [5,8-9].

CASO DE ESTUDIO

El sistema de climatización del hotel Jagua, está integrado por dos enfriadoras fabricadas por FRIOCLIMA, con capacidad de enfriamiento de 404 kW (115 ton) c/u, cada *chiller* presenta, para el intercambio de energía en el foco frío, un evaporador cilíndrico de tubo y coraza, capaz de crear una diferencia de temperatura de 5 grados, el esquema general se presenta en la figura 1.

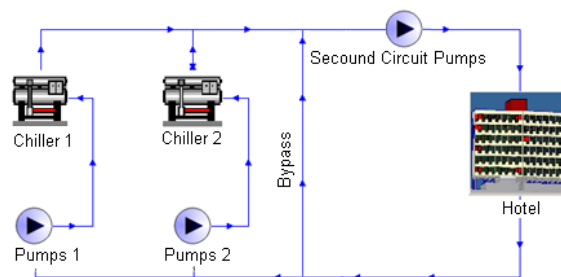


Fig. 1. Esquema funcional del sistema de climatización actual del hotel.

El sistema hidráulico funciona con 2 bombas en el circuito primario a flujo constante, una para cada enfriadora y 6 para el circuito secundario de agua fría, el volumen de agua necesario para alimentar esas 6 bombas es de 226,8 m³/h, superior a la suma de los caudales de impulsión del sistema primario que es 140 m³/h, el necesario para que las unidades enfriadoras instaladas puedan entregar la capacidad frigorífica máxima declarada por el fabricante, debido a esto el sistema posee una zona de mezcla para equilibrar la necesidad de bombeo del circuito secundario, como se muestra en la figura 1.

PROPUESTA

A partir del esquema de la figura 1, se determina incluirle a la instalación un sistema de almacenamiento de agua helada, figura 2.

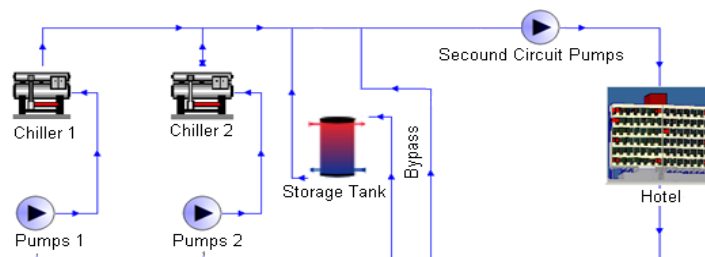


Fig. 2. Sistema de climatización con tanque de acumulación de agua helada incluido.

El esquema responde a la conexión de un tanque para almacenar agua helada en paralelo con el hotel, que es la representación de la carga térmica que demanda el sistema, ahora son 2 cargas. Esta conexión permite cargar el tanque y vencer la carga térmica del edificio en el mismo instante de tiempo, además desconectar el circuito primario y vencer la carga térmica con la energía acumulada en el tanque. De esta forma se crea el volante térmico y el acomodo del consumo de energía eléctrica para la madrugada. Este sistema se cargará en el momento donde las tarifas eléctricas sean las más bajas y se descargará en los picos de consumo o cuando las tarifas se encarezcan, modificando el perfil de carga térmica del hotel, el cual responde a las estrategias ocupacionales y operacionales propias del hotel.

EVALUACIÓN DE LA PROPUESTA

El flujo de trabajo para la evaluación del sistema propuesto en la figura 2, se muestra como diagrama de bloques en la figura 3. El fin es establecer un método lógico para determinar la nueva carga térmica que se le impone al sistema de climatización con el nuevo elemento TES. Lo cual ofrece una medida cuantitativa del comportamiento de la carga térmica y el consumo de los *chillers*.

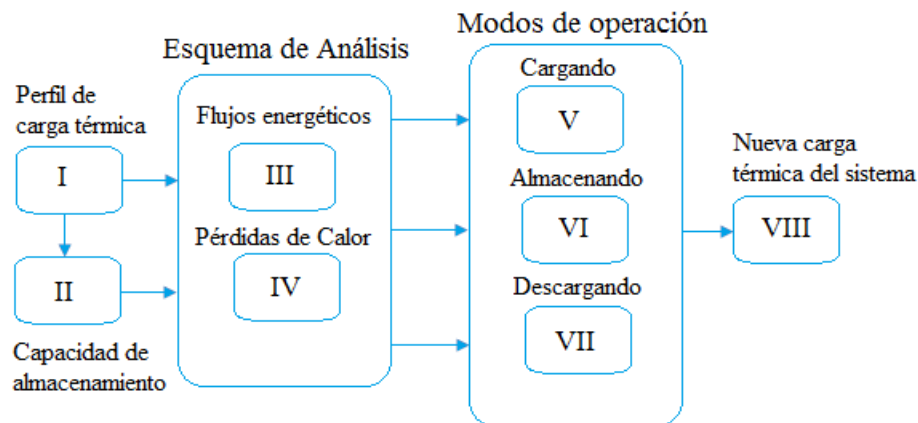


Fig. 3. Flujo de trabajo que evalúa el sistema propuesto en la figura 2.

Los bloques I, II, III y IV son modelos matemáticos que responden a las variables de entrada para determinar cada una de las incógnitas o salidas, como por ejemplo: carga térmica, volumen del tanque, pérdidas de calor al ambiente, temperatura interna, energía acumulada por el TES, etc. V, VI y VII se derivan de los modelos anteriores para caracterizar cuantitativamente los procesos por los que transcurre el tanque en cada una de sus fases (carga, descarga y almacenamiento). El bloque VIII es el que ofrece la carga térmica que se le impone al sistema cuando se le incorpora el TES.

Bloque I: Estimación de la carga térmica.

Los procedimientos de cálculo que se utilizan están basados en la simulación de cargas térmicas mediante ordenador, uno de los recursos disponibles actualmente más expandidos para modelar los procesos de transferencia de calor. La simulación proporciona un análisis enteramente dinámico, lo cual hace que podamos observar la ocurrencia del fenómeno en función de cada uno de las variables independientes a las cual se restringe, permitiendo obtener de manera precisa resultados que describen su ocurrencia. TRNSYS como uno del software más potente en el estudio de sistemas HVAC, se caracteriza por una base de datos muy amplia, que ofrece las propiedades termo físicas de disímiles materiales en distintas configuraciones de paredes. Se basa en manuales de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE), con datos de la norma ISO y la ASME. Su base matemática se sustenta en el método de las Funciones de Transferencia, que tiene como fundamento estimar las cargas de enfriamiento hora a hora y predecir las condiciones del espacio para varios sistemas combinados entre sí donde las particularidades de uno afectan a las de los demás.

Para la simulación se determinaron los datos físicos-arquitectónicos del hotel, la figura 4 muestra la posición geográfica, las zonas que lo componen y el modelo de una habitación tipo escogida para el módulo habitacional. El comportamiento de la temperatura ambiente y la radiación global durante el año 2011 se obtienen de datos reales del Centro Meteorológico Provincial de Cienfuegos, además se simulan teniendo en cuenta el *on/off* de cada una de las zonas térmicas en función de los niveles de ocupación y las estrategias ocupacionales planificadas por el hotel.

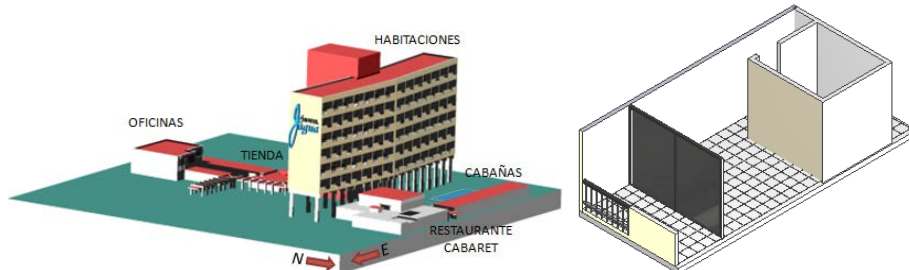


Fig. 4(a). Características físicas del hotel Jagua, (b) modelo de una habitación tipo.

Mediante TRNSYS se estimaron las ganancias de calor internas y la potencia de frío demandada por el sistema para mantener confort durante 24 h en cada una de las zonas térmicas del hotel, a partir del cual se construyó el perfil de carga térmica de las habitaciones tipos y del hotel, como podemos observar en la figura 5.

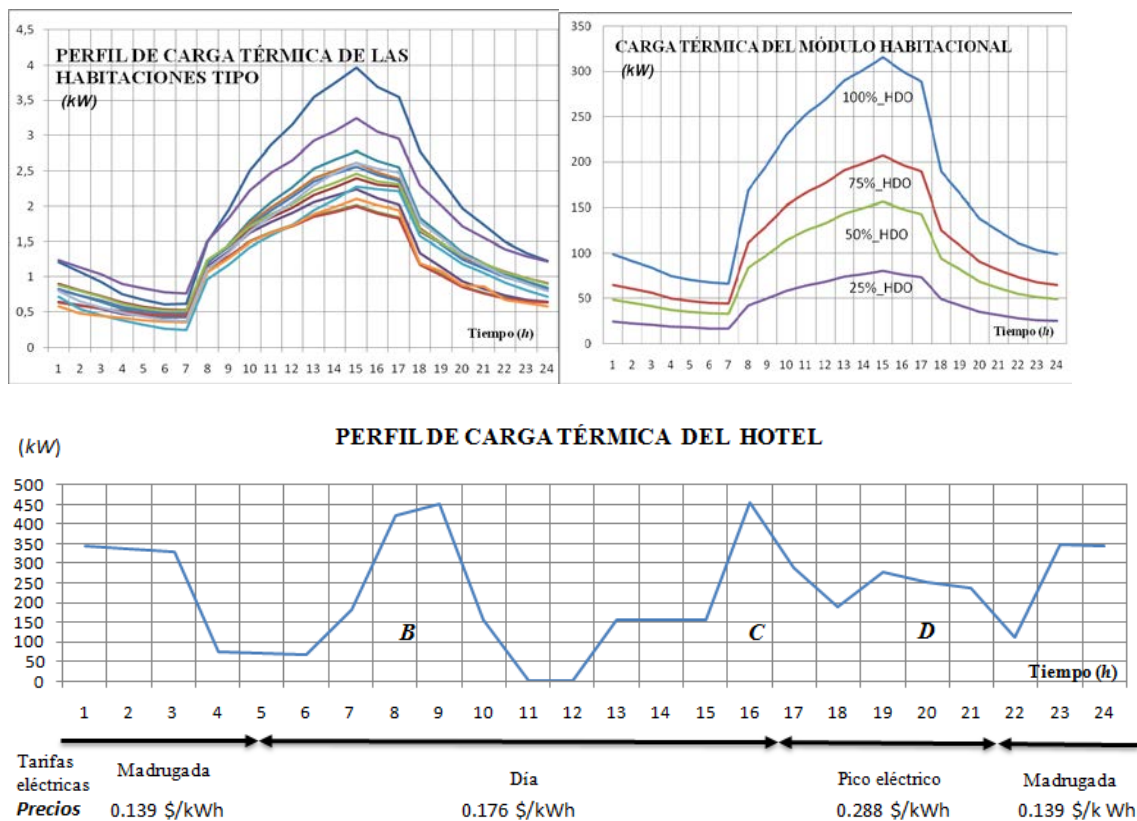


Fig. 5(a). Perfil de carga térmica de las habitaciones tipo montadas en TRNSYS, b) 4 modelos de carga térmica en función de las habitaciones días ocupadas (HDO), c) perfil de carga total para el hotel.

En la figura 5(c), se muestra el comportamiento, para 24 horas, del perfil de carga térmica del hotel, el cual representa un modelo asociado al *on/off* de cada circuito de bombeo de agua helada. Las áreas B, C y D representan los momentos (picos) seleccionados para vencer la carga térmica con el sistema de almacenamiento.

Bloque II: Capacidad y selección del volumen de almacenamiento.

Usando el perfil de carga térmica estimado para el hotel, figura 5(c) podemos determinar según las ecuaciones (1), (2) y (3), la potencia de frío del *chiller*, la capacidad máxima de almacenamiento y el volumen del tanque requerido para almacenar energía térmica en función de las diferentes zonas de la figura 5(c), [3-10]. En la tabla 1, se muestran estos resultados. En la literatura [3,11-13], muchos de los tanques de almacenamiento de energía trabajan sobre un rango especificado de temperaturas de salidas (4,4 -7) °C, y la de retorno entre (10–18) °C. Los tanques con un buen diseño de los difusores pueden obtener un factor de mérito, de 90 % o mejor. El factor de mérito puede ser estimado con exactitud solamente con datos fieles o con pruebas de modelos a escala. En ausencia de datos el factor de mérito puede ser obtenido de 0.85 a 0.9.

$$C_{chil} = \frac{Q_{total}}{H_{char} \cdot CR_{char} + H_{dir} \cdot CR_{dir}} \quad (1)$$

$$SC = C_{chil} H_{char} \cdot CR_{char} - TC_{char} \quad (2)$$

$$V = \frac{3600 \cdot SC}{\delta \cdot Cp \cdot (T_i - T_0) \cdot \rho} \quad (3)$$

Donde:

C_{chil} = 100 % de la capacidad nominal del chiller, [kW].

H_{char} = Número de horas que dura el período de carga, [h].

H_{dir} = Número de horas con el sistema conectado directamente a la carga, [h].

SC = Capacidad máxima de almacenamiento, [kWh].

CR_{char} y CR_{dir} = Cuantifican la razón de capacidad de carga para almacenamiento y la capacidad de enfriamiento directo; se toma aproximadamente igual a 1, [3].

TC_{char} = Energía destinada para vencer la carga térmica, [kWh].

ρ = Factor de mérito.

V = Volumen de almacenamiento, [m³].

δ = Densidad del agua, [kg/m³].

Cp = Calor específico del agua, [kJ/kg °K].

Tabla 1. Relación entre las capacidades de almacenamiento.				
Zonas de la figura 1.5-c)	SC	B	C	D
Energía a almacenar (kWh)	4 652	1 049	680	1 161
Volumen de agua (m ³)	572.29	129	83.7	142.81

SC Capacidad máxima de almacenamiento (área bajo la curva del perfil de carga térmica en 24 h).

B, C y D representan las áreas en la figura 5(c), a partir de las cuales se calcula la capacidad de almacenamiento.

Bloque III y IV: Esquema de análisis del tanque de almacenamiento.

Este conjunto de modelos describirá la respuesta a los tres estados de actividad por los que transcurre el TES. De forma general el modelo matemático que describe el sistema se basa en el esquema de análisis del tanque, como se muestra a continuación en la figura 6.

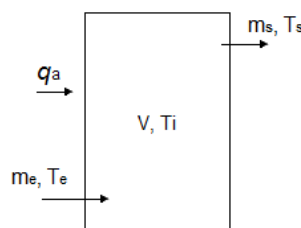


Fig. 6. Esquema de análisis del tanque.

La figura 6, muestra a (q_a) como el calor absorbido desde el ambiente, m_e , m_s , T_e y T_s cuantifican el flujo y las temperaturas del agua a la entrada salida del tanque respectivamente. V y T_i representan el volumen y la temperatura que constituye la energía interna que acumula el tanque. Se toman en cuenta, tres estados de actividad; carga, descarga y almacenamiento. Se asume que la temperatura es constante en el interior $T_i = T_s$, se desprecia el fenómeno de la termoclina, o sea no se considera el tanque estratificado, ni el efecto de los difusores.

El modelo matemático que generaliza los tres estados de operación es producto de un balance de energía de la figura 6, utilizando la primera ley de la termodinámica, ecuación (4). La cual describe los flujos energéticos que afectan la energía interna del volumen de control como un sistema cerrado donde las variables de entrada se consideran estacionarias [4, 11, 14].

$$\frac{dE_{i,t}}{dt} = Q_{in,t} - Q_{out,t} \quad (4)$$

Dond,:

$$E_{i,t} = V \cdot \delta \cdot C_p \cdot T_{i,t}; \text{ Energía interna.}$$

$$Q_{in,t} = m_{s,t} \cdot C_p \cdot (T_{s,t} - T_{i,t}) + q_{a,t}; \text{ Energía absorbida por el sistema.}$$

$$Q_{out,t} = m_{e,t} \cdot C_p \cdot (T_{i,t} - T_{e,t}); \text{ Energía rechazada por el sistema.}$$

La variable q_a se determina por la ecuación 5, que representa las ganancias de calor debido a las condiciones climáticas del ambiente que rodea al tanque [15].

$$q_a = q_1 + q_2 \quad (5)$$

Las ganancias de calor hacia el interior del tanque, por la tapa y el cuerpo respectivamente, en función de la temperatura ($T_{s,i}$) que puede alcanzar la superficie exterior se representan en las ecuaciones (6) y (7), [15].

$$q_1 = U_1 \cdot A_2 \cdot \Delta T = \frac{(T_{s,1} - T_{i,t})}{R_{Total,1}} \quad (6)$$

$$q_2 = U_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T = \frac{(T_{s,2} - T_{i,t})}{R_{Total,2}} \quad (7)$$

Considerando que el sistema está aislado térmicamente lo suficiente para que el calor hacia el interior del tanque tienda a cero, la temperatura de la superficie varía en función de la temperatura ambiente y la radiación solar y se determina a partir de las ecuaciones (8) y (9).

$$q''_{\rightarrow 0} = \alpha s \cdot I_s - \varepsilon \cdot \Delta R - 0.22 \cdot (T_{s,i} - T_{amb})^{4/3} \quad (8)$$

$$T_{s,i} = T_{amb} + \left[\frac{\alpha s \cdot I_s - \varepsilon \cdot \Delta R}{0.22} \right]^{3/4} \quad (9)$$

Descripción de los tres modelos que describen la operación del sistema.

Bloque V: En este bloque la ecuación (10), representa el momento en el cual el sistema se está cargando.

En modo de carga $m_{e,t} = m_{s,t}$; $T_{s,t} = T_i$; por tanto la ecuación (4), toma la forma:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[-m_{e,t} \cdot C_p \cdot (T_i - T_{e,t}) \right] + \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[\frac{(T_{s1} - T_i)}{Rt_a} + \frac{(T_{s2} - T_i)}{Rt_b} \right] \quad (10)$$

$$T_{s2} = T_{amb} + \left[\frac{\alpha s \cdot Is}{0.22} \right]^{\frac{3}{4}}; \quad T_{s1} = T_{amb} + \left[\frac{\alpha s \cdot Is - \varepsilon \cdot \Delta R}{0.22} \right]^{\frac{3}{4}} \text{ de la ecuación (9).}$$

Bloque VI: En la ecuación (11), se representa el modo de almacenamiento, el sistema está reteniendo la energía para cederla en un momento posterior.

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[\frac{(T_{s1} - T_i)}{Rt_a} + \frac{(T_{s2} - T_i)}{Rt_b} \right] \quad (11)$$

Bloque VII: En la ecuación (12), se representa el modo de descarga, $m_{e,t} = m_{s,t}$; $T_i < T_{e,t} = T_{r,t}$, la ecuación se define como:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[m_{e,t} \cdot C_p \cdot (T_{e,t} - T_i) \right] + \frac{1}{V \cdot \delta \cdot C_p} \left[\frac{(T_{s1} - T_i)}{Rt_a} + \frac{(T_{s2} - T_i)}{Rt_b} \right] \quad (12)$$

$$T_{e,t} = T_r = T_x - \frac{\dot{Q}_{(t)}}{m_d \cdot C_p}; \quad T_x = \frac{m_{ch} \cdot T_{sp} + m_p T_r}{m_d}$$

Bloque VIII: La potencia de frío nominal (E_i) que debe entregar ahora el sistema es proporcional a la carga térmica que surge en cada momento [5], la cual definimos en la ecuación (13), como la suma de la carga térmica del hotel más la que impone el tanque de agua helada.

$$E_i = Q_{term} + Q_{tan k} \quad (13)$$

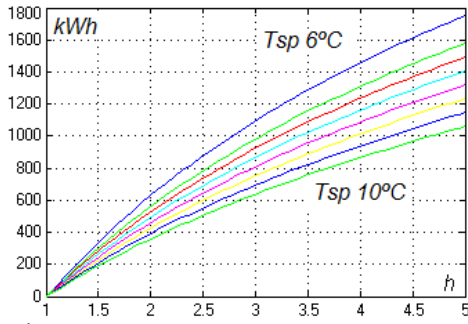
Donde:

Q_{term} = Carga térmica imperante por las condiciones del hotel (perfil de carga térmica) [kW].

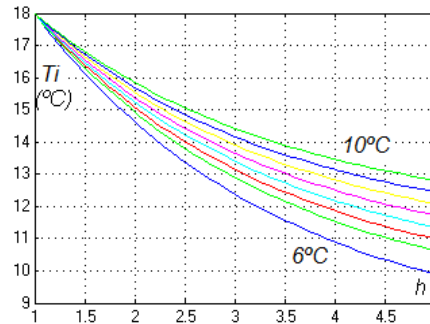
$Q_{tan k}$ =Carga térmica que le impone al sistema de climatización el almacenamiento de energía cuando se está cargando el tanque [KW].

RESULTADOS ALCANZADOS

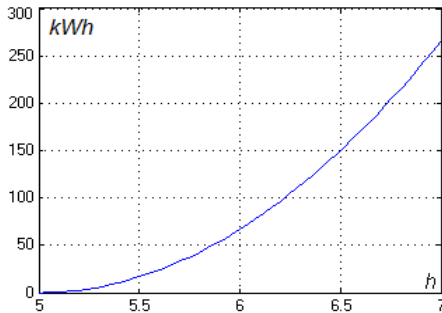
A continuación en la figura 7, se muestran las soluciones de las ecuaciones (10), (11) y (12), que describen los distintos momentos por los cuales transcurre el tanque de almacenamiento de agua helada.



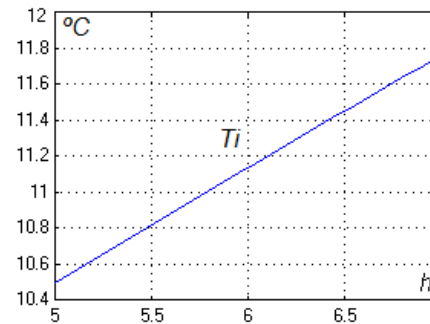
a) Acumulación de energía para posibles temperaturas de agua helada.



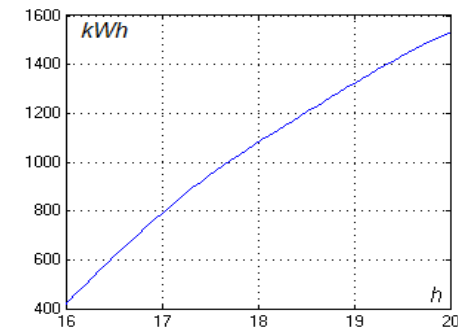
b) Variación de la temperatura interna del tanque.



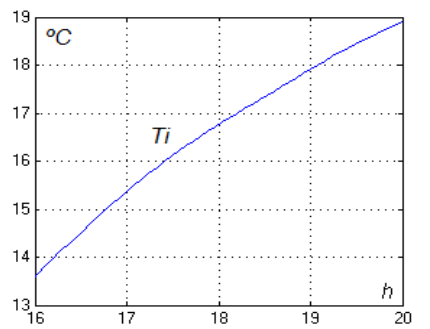
c) Pérdidas de energía durante el período de almacenamiento.



d) Variación de la temperatura interna del tanque, almacenamiento.



e) Pérdidas de energía interna por la descarga del tanque.



f) Variación de la temperatura interna, período de descarga.

Fig. 7. Solución de las ecuaciones que describen cada uno de los procesos del sistema.

Seguidamente en la figura 8, y en la tabla 2, se muestran cualitativamente la representación del perfil de carga para cuatro estrategias de operación (E1, E2, E3 y E4). Que muestran los cambios en el esquema térmico del sistema de climatización producto del tanque de almacenamiento de agua helada, así como la reducción de la demanda máxima contratada en el horario del pico eléctrico nacional.

A continuación se explican las cuatro estrategias que se eligieron como estudio para definir la operación del sistema y donde se muestran cualitativamente en la tabla 2.

Ei Estrategias de operación del sistema de almacenamiento de agua helada.

E1 El sistema almacena energía durante la madrugada, mantiene baja la temperatura del agua helada durante el día y se descarga en el periodo del pico eléctrico.

E2 El sistema acumula energía cuando la carga térmica es baja para después descargarse en los momentos de mayor demanda térmica, no toma en cuenta el horario pico.

E3 El sistema acumula energía en la madrugada luego cede esa energía en el primer pico de carga térmica, seguidamente comienza a cargarse y cuando la carga térmica llega a su pico el tanque se descarga para suministrar energía durante todo el pico eléctrico.

E4 El sistema trabaja solamente para proporcionar la energía que acumula en el horario del día para cederla cuando la carga térmica sea máxima y parte del periodo de pico eléctrico.

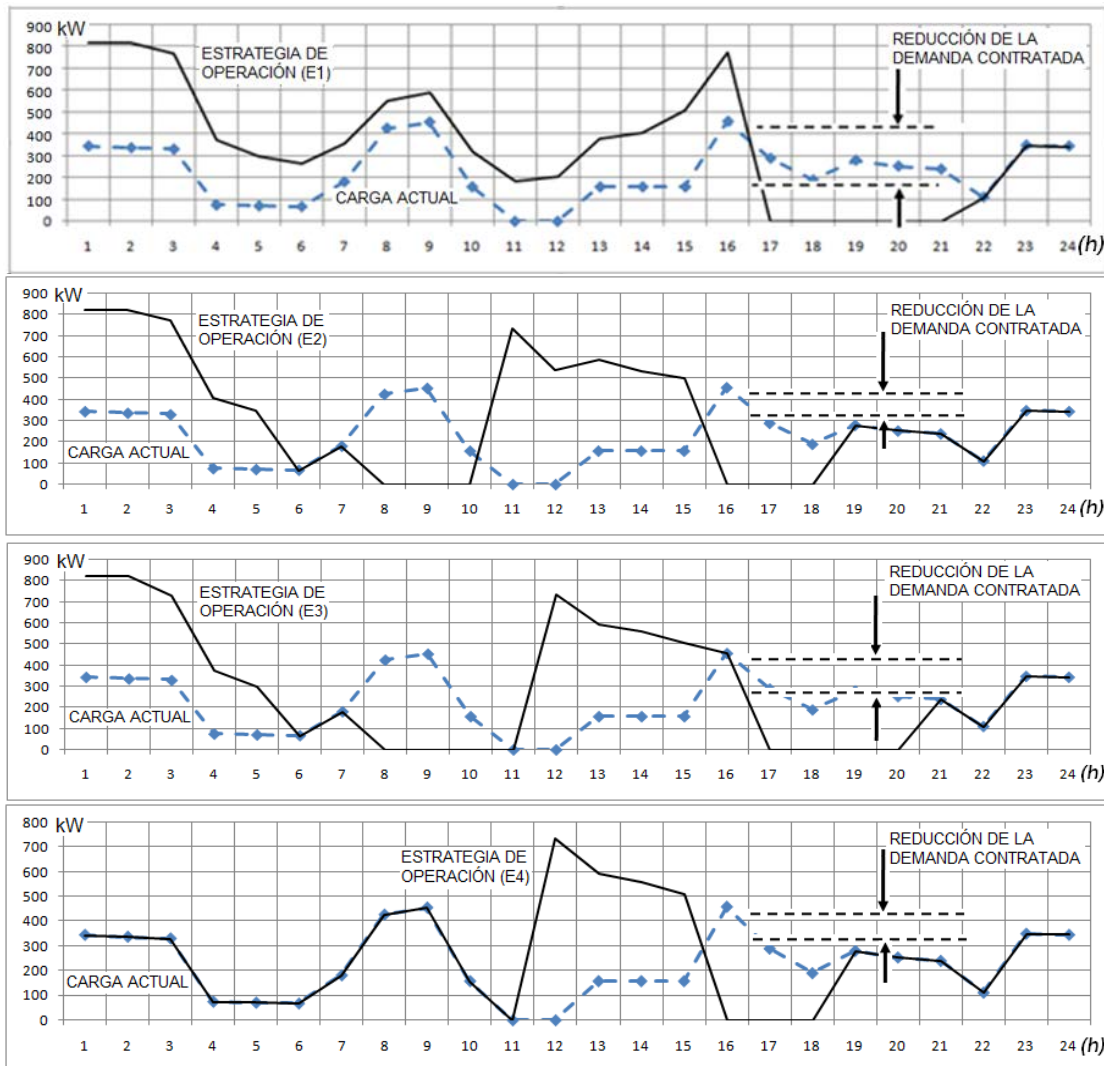


Fig. 8. Representación de los cambios en el esquema térmico producto de las estrategias de operación.

Tabla 2. Comparación de los resultados entre todas las estrategias de operación, en función del consumo de energía del sistema.

	Sin el TES		E1		E2		E3		E4	
	(kWh)	(CUC)	(kWh)	(CUC)	(kWh)	(CUC)	(kWh)	(CUC)	(kWh)	(CUC)
Madrugada	513.84	41.16	1084	86.84	1100	88.18	1070	85.76	513.84	41.16
Día	612.53	53.96	1262.7	111.24	970.81	85.53	888.58	78.28	1141.9	100.6
Pico	363.87	40.79	17.41	1.95	259.18	29.1	92.33	10.35	299.18	29.1
Incremento Consumo/Costos (%)	-	-	58%	47%	56%	49%	37%	28%	31%	26%
Reducción de la demanda máxima (%)	-		56%		35%		38%		35%	

CONCLUSIONES

La estimación del perfil de carga térmica del hotel mediante la simulación con TRNSYS demostró que el pico máximo de carga en la curva de enfriamiento para cada zona térmica, así como para todo el hotel no coincide con la tarifa eléctrica más cara asociada al horario del pico eléctrico nacional. La solución de los modelos matemáticos representados en los bloques V, VI, y VII aplicados a la operación del sistema de almacenamiento de energía ofrecieron como resultado que para las condiciones actuales de la instalación y 100 % de ocupación el sistema de acumulación de agua helada incrementa los consumos y costos energéticos asociados a la climatización. El sistema de almacenamiento de energía consigue crear los volantes térmicos o los desplazamientos energéticos del horario pico, además logra reducir la demanda contratada y los picos de carga en poco más del 30% producto de la disminución del consumo en este periodo. Aunque, como resultado general podemos afirmar que este ahorro no es suficiente para que el sistema sea rentable económicamente.

RECOMENDACIONES

Mediante el estudio y culminación de este trabajo es preciso destacar que las conclusiones arribadas no tienen el objetivo, en el más mínimo caso, de tachar la imagen de los sistemas de almacenamiento frío, que se sabe es una tecnología provechosa y estimulante para ser aplicada en la climatización a gran escala, como se encuentra ampliamente plasmada en la literatura. Pero, el estudio realizado demostró que es sumamente importante el análisis cualitativo y cuantitativo antes de implementar esta tecnología en nuestro país, debido a que las condiciones pueden ser desfavorables como en este caso de estudio. Por ejemplo, una de las variables que determinó el incremento de los costos del sistema asociados al consumo de energía fue debido a que el pico máximo de carga térmica está desfasado del horario del pico eléctrico nacional. A consecuencia de que en el horario del pico eléctrico establecido en nuestro país, las variables fundamentales (temperatura ambiente y radiación solar) que afectan la carga térmica de las zonas de forma muy determinante comienzan a minimizar, considerablemente, su efecto ante y durante este horario. Además de las condiciones ambientales, el perfil de carga térmica es afectado por las incidencias operacionales del circuito de bombeo de agua helada que se maneja en función de los horarios y niveles de ocupación del hotel, activando y desactivando cada una de las zonas térmicas que en un final es la variable esencial que define el perfil de carga térmica del hotel figura 5(c). Este desfase del pico eléctrico y del pico de carga constituye un factor decisivo en este tipo de sistema, ya que no se aprovecha adecuadamente la diferencia monetaria que existe entre las tarifas eléctricas. Por otro lado el flujo volumétrico entregado por las bombas del circuito primario es muy limitado y trae consigo la extensión del periodo de carga del sistema y así el incremento del consumo eléctrico. En fin, por la importancia de estos sistemas para la aplicación y desarrollo de tecnologías que incrementen la eficiencia energética en nuestro país se recomienda este trabajo como base a estudios posteriores relacionados con esta temática.

REFERENCIAS

- [1].CUZA PACHECO, V. H., "Estudio Energético del Sistema de Climatización del Hotel Jagua", Tesis de Maestría. Universidad Carlos Rafael Rodríguez. Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente (CEEMA), Cienfuegos, Cuba, 2010. Disponible en: biblioteca.ucf.edu.cu/biblioteca/tesis/tesis-de-maestria/maestria-en-eficiencia-energetica.ano2010/Tesis%20Maestria%20Victor%20Hugo%20Cuza.pdf/view?searchterm=victor%20cuza.
- [2].MONTELIER HERNANDEZ, S., "Reducción del consumo de energía en instalaciones con sistemas de climatización centralizados Todo-Agua a flujo constante". Tesis Doctoral, Universidad Carlos Rafael Rodríguez. Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente (CEEMA), Cienfuegos, Cuba, 2008. Disponible en: biblioteca.ucf.edu.cu/biblioteca/tesis/tesis-de-maestria/maestria-en-eficiencia-energetica.ano2010/Tesis%20Docto%20Sergior%20Hugo%20Mont.pdf/view?searchterm=Sergio%20Mon.

- [3].SEBZALI, M.; RUBINI, P.A., "The impact of using chilled water storage systems on the performance of air cooled chillers in Kuwait". *Energy and Buildings*, Agosto 2007, vol.39, n.8, p. 975-984, ISSN 0378-7788.
- [4].DINCER, I., "On thermal energy storage systems and applications in buildings". *Energy and Buildings*, Mayo 2002, vol.34, n.4, p. 377-388, ISSN 0378-7788.
- [5].SOMKIAT, P., "The chilled water storage analysis for a university building cooling system". *Applied Thermal Engineering*, Agosto 2010, vol.30, n.11, p.1396-1408, ISSN 1359-4311.
- [6].KEBLAWI, G., "Model-based optimal supervisory control of chilled ceiling displacement ventilation system". *Energy and Buildings*, Junio 2011, vol.43, n. 6, p. 1359-1370, ISSN 0377-7788.
- [7].GREGOR, H.; BERND, B. "Optimal design and operation of a thermal storage system for a chilled water plant serving pharmaceutical buildings". *Energy and Buildings*, 2008, vol.40, n.6, p. 1004-1019, ISSN 0378-7788.
- [8].RIJKSEN, W., "Reducing peak requirements for cooling by using thermally activated building systems". *Energy and Buildings*. Marzo 2010, vol.42, n.3, p. 298-304, ISSN 0377-7788.
- [9].BEGHI, A.; CECCHINATO, L., "Modeling and adaptive control of small capacity chillers for HVAC applications". *Applied Thermal Engineering*, Mayo 2011, vol.31, n.6, p.1125-1134, ISSN 1359-4311.
- [10].LOPEZ, A.; LACARRA, G., "Mathematical modeling of thermal storage systems for the food industry". *International Journal of Refrigeration*, December 1999, n.8, p.650-658, ISSN 0140-7007.
- [11].KARIM, M. "Experimental investigation of a stratified chilled-water thermal storage system". *Applied Thermal Engineering*, Agosto 2011, vol. 31, n.11, p.1853-1860, ISSN 1359-4311.
- [12].PAPANICOLOU, E.; BELESSIOTIS, V., "Transient development of flow and temperature fields in an underground thermal storage tank under various charging modes". *Solar Energy*, agosto 2009, vol. 83, n. 8, p.1161-1176, ISSN 0038-092X.
- [13].WILLIAM, P.; SONG, J. "Constant flow rate charging characteristics of a full-scale stratified chilled water storage tank with double-ring slotted pipe diffusers". *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol.25, n.17, p. 3067-3082, ISSN 1359-4311.
- [14].KENNETH, J.R.; DONALS, R., "Termodinámica". 6ta Edición, Madrid: Richards Edición, 2001, 450 p. ISBN: 84-481-2829-X
- [15].MILLS, A. F., "Transferencia de Calor". 3ra Edición. España: Irwin, 1995, 542 p., ISBN: 84-8086-194-0.

AUTORES

Mario Espín Pérez

Ingeniero Mecánico, Instructor, Centro Nacional para la Certificación Industrial, CNCI, Cienfuegos, Cuba.

e-mail: espin@cnci.co.cu

Boris Vega Lara

Ingeniero en Automática, Máster en Ciencias Técnicas, Profesor Auxiliar, Facultad de Ingeniería, Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez", UCF, Cienfuegos, Cuba.

e-mail: bvega@ucf.edu.cu

José Monteagudo Yanes

Ingeniero Mecánico, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Centro de Estudio de Energía y Medio Ambiente, CEMA, Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez", UCF, Cienfuegos, Cuba.

e-mail: jpmyanes@ucf.edu.cu

Sergio Montelíer Hernández

Ingeniero Mecánico, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Auxiliar, Centro de Estudio de Energía y Medio Ambiente, CEMA, Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez", UCF, Cienfuegos, Cuba.

e-mail: smonte@ucf.edu.cu