



## APLICACIÓN DE LA COMPUTACIÓN

### Simulación dinámica: Estudio comparativo de sistemas de refrigeración solar por sorción

### Dynamic Simulation: Comparative study of solar sorption refrigeration systems

<sup>1</sup>José Antonio-Romero Paguay

<sup>2</sup>Tania-Carbonell Morales

<sup>1</sup> Universidad Estatal Amazónica, UEA, Puyo, Ecuador.

<sup>2</sup> Universidad Tecnológica de la Habana "José Antonio Echeverría" Cujae, La Habana, Cuba.

#### RESUMEN/ABSTRACT

Un estudio comparativo de un sistema de refrigeración solar simple efecto LiBr por absorción y un sistema de enfriamiento con rueda desecante usando energía solar es presentado. El estudio se realiza mediante la simulación dinámica de estos sistemas en un laboratorio caso de estudio, en condiciones de clima cálido y húmedo y empleando el software TRNSYS. Se simuló el comportamiento de ambas tecnologías usando colectores solares planos y de tubos al vacío. Ambos sistemas garantizan los parámetros de temperatura y humedad requeridos en el laboratorio estudiado. El sistema por absorción muestra mejores resultados al emplear colectores de tubos al vacío. Para el sistema con rueda desecante con el colector solar plano solo se requieren 5 m<sup>2</sup> para calentar el aire de regeneración a 60°C. Aunque el sistema de calentamiento auxiliar deberá trabajar todo el año en ambos casos, el empleo de la energía solar conlleva a ahorros significativos de energía.

**Palabras clave:** sistema de refrigeración solar por absorción, captadores solares, máquina de absorción, rueda desecante, energía solar, TRNSYS.

*A comparative study of a system of solar single stage LiBr absorption refrigerating and desiccant wheel solar cooling system is presented. The study is carried out by means of the dynamic simulation of these systems in a laboratory case of study, under conditions of warm and humid climate and using the software TRNSYS. The behavior of both technologies was simulated using solar flat plate collectors and evacuated tube collector. Both systems guarantee the parameters of temperature and humidity required in the studied laboratory. The system for absorption shows better results when using evacuated tube collectors. For the desiccant wheel system is required only 5 m<sup>2</sup> of the flat plate solar collector to heat the regeneration air for 60°C. Although the auxiliary heating system will work all the year in both cases, the use of solar energy gives significant savings of energy.*

**Key words:** absorption solar refrigeration system, solar collectors, machine of absorption, desiccant wheel, solar energy, TRNSYS.

#### INTRODUCCIÓN

En las últimas décadas se ha visualizado a las tecnologías de refrigeración solar por sorción como una alternativa a los sistemas convencionales de compresión de vapor tan empleados en la refrigeración y acondicionamiento del aire. Esto se debe fundamentalmente al alto consumo de energía asociado a estos sistemas y a los problemas medioambientales causados por los mismos. El consumo de energía ha aumentado en los últimos años con el desarrollo de la economía mundial.

Se estima que la energía requerida para la refrigeración y climatización representa entre un 30-40% de la energía total usada previéndose su aumento en el futuro debido a los niveles de calidad de vida alcanzados.

Las necesidades de enfriamiento y tratamiento del aire se incrementan en los meses de verano coincidiendo con la época del año de mayor disponibilidad de radiación solar, lo cual brinda una excelente oportunidad para el empleo de sistemas de

refrigeración solar por sorción. En los sistemas de refrigeración accionados térmicamente, las principales tecnologías de refrigeración son los sistemas de *refrigeración por absorción* y con *rueda desecante*.

Un sistema solar de refrigeración por absorción está constituido fundamentalmente por una máquina de absorción, un campo de colectores solares con sistema auxiliar de calentamiento, tanques de almacenamiento de agua fría y caliente; bombas de recirculación; torre de enfriamiento; y sistemas de control [1-3]

Diferentes autores describen instalaciones experimentales con sistemas de enfriamiento solar que emplean la máquina de absorción simple efecto de Bromuro de Litio y Agua de 4,5 kW de capacidad de enfriamiento, con diferentes un áreas de captación solar. El COP de las máquinas de absorción en estos estudios alcanzó valores entre 0,47 y 0,54. Estos sistemas cubrieron la demanda de climatización de sus instalaciones [4-7].

Louafi y Draoul (2013), presentan la simulación de un sistema de enfriamiento solar. El sistema tiene una máquina de absorción simple efecto, Bromuro de Litio (BrLi) de 4,5 kW de capacidad de enfriamiento con un COP de 0,7; 12 m<sup>2</sup> de captadores solares de placa plana, un tanque de almacenamiento de agua caliente de 0,5 m<sup>3</sup> de capacidad que emplea 62 kWh de energía auxiliar. El sistema de enfriamiento cubre la demanda de climatización de una instalación de 20 m<sup>2</sup> de superficie localizada en Bechar al sur de Algeria [8].

Romero, Carbonell y otros (2016) simularon con TRNSYS 17 un sistema de refrigeración solar por absorción simple efecto. BrLi-Agua, como una alternativa para la climatización de edificaciones en climas cálidos y húmedos. Los resultados obtenidos muestran que se puede garantizar la demanda de enfriamiento con esta tecnología durante 8 meses del año. El sistema de captación solar simulado aporta una fracción solar anual de hasta un 60% [1]

Baniyounes y otros (2013) realizan la simulación de un sistema de enfriamiento solar para tres ciudades: Rockhampton, Gladstone and Emerald en Australia. La superficie de estudio a climatizar es de 100 m<sup>2</sup>. El sistema simulado emplea una máquina de absorción simple efecto de BrLi- Agua de 10 kW de capacidad de enfriamiento con un COP de 0,7; un área de 50 m<sup>2</sup> de captadores solares planos y un tanque de almacenamiento del agua caliente de 1,8 m<sup>3</sup>. Para la ciudad de Emerald se obtuvieron mejores resultados con un ahorro de energía del 88% [9].

Un sistema de enfriamiento con rueda desecante, está formado principalmente por una rueda desecante y una unidad de enfriamiento. La rueda desecante elimina la humedad del aire exterior (calor latente) con un incremento de carga sensible (temperatura). La regeneración en la rueda desecante se lleva a cabo con aire caliente, proporcionado por un sistema de calentamiento [10-13]. La particularidad del sistema de enfriamiento con rueda desecante, es que controla la carga sensible y la carga latente de forma independiente, mejorando la calidad de aire interior. Algunos autores declaran a los sistemas de enfriamiento con desecantes como eficientes energéticamente y de costos aceptables. Demuestran a su vez que los mismos son usados como sistemas aislados o combinados con los sistemas convencionales de acondicionamiento de aire (sistemas híbridos) para mejorar la calidad del aire interior de todo tipo de edificación [12-14]. Otros reportan que estos sistemas pueden mejorar la calidad del aire y ofrecer ahorros sustanciales de energía en comparación con los sistemas convencionales de refrigeración en condiciones climáticas cálidas y húmedas [15,16].

ZurainiMohd y otros (2013), presentan los resultados experimentales del estudio de un sistema híbrido de enfriamiento con rueda desecante. El sistema emplea energía solar captada con colectores solares de tubos al vacío, un intercambiador de calor de tubos y un enfriamiento por compresión conforman la unidad de enfriamiento. El material desecante usado en la rueda fue gel de sílice. Se obtuvieron eficiencias de la rueda desecante y del intercambiador de calor de tubos de 0,5 y 0,6, respectivamente. El COP del sistema alcanzó un valor de 3,2 [16]. En [17] se presenta la simulación de un sistema de enfriamiento con rueda desecante empleando el software TRNSYS 16, el sistema está constituido por una rueda desecante de sílica gel, una rueda sensible, una batería de frío/calor, un sistema de enfriamiento evaporativo, y una batería de regeneración de aire para la rueda desecante. El área de captación es de 500 m<sup>2</sup> de captadores solares. La instalación a climatizar tiene 4.080 m<sup>2</sup> de superficie en el aeropuerto de la ciudad de Málaga, España. Para una temperatura del aire de regeneración de 70°C y un flujo másico de 3 kg/s.m<sup>2</sup>, el COP del sistema es 3,2.

Carbonell y Salgado (2016), realizaron un estudio sobre la posibilidad de emplear un sistema de enfriamiento con desecante para acondicionar el aire de las diferentes áreas de un restaurante. El empleo del sistema propuesto por los autores cumple con los requerimientos de temperatura y humedad establecidos para las diferentes áreas del restaurante, garantizando el confort y la calidad del aire. Con el nuevo sistema de enfriamiento propuesto se reduce la demanda de energía eléctrica y se prevén ahorros significativos anualmente solo por concepto de consumo de energía eléctrica [10].

De la revisión bibliográfica realizada se aprecia que la tecnología de refrigeración solar por absorción simple efecto BrLi-agua y los sistemas de enfriamiento con rueda desecante son los sistemas de refrigeración solar por sorción que están siendo más

estudiados y empleados en diversos países para el acondicionamiento del aire. En el contexto mundial actual donde el ahorro de energía y la preservación del medio ambiente son una necesidad, realizar un estudio comparativo del comportamiento de estos sistemas en una edificación caso de estudio, para condiciones de operación de climas cálidos y húmedos, a través de la simulación dinámica de los mismos empleando el programa TRNSYS es el objetivo fundamental de este trabajo.

## MATERIALES Y MÉTODOS

### Descripción de la instalación objeto de estudio, datos climatológicos y demanda de enfriamiento.

La Universidad Estatal Amazónica (UEA) del Ecuador, tiene el Centro de Investigación, Posgrado y Conservación Amazónica (CIPCA), ubicado en el límite de las provincias de Pastaza y Napo, con una extensión de 2.684 hectáreas (ha). Este centro de investigación tiene un laboratorio en el cual está el Herbario Ecuamz que tiene una colección botánica de 15.000 especímenes de plantas basculares, las cuales deben conservarse en determinadas condiciones.

Las condiciones adecuadas para el almacenamiento incluyen una temperatura menor a 20°C, y una humedad con una variación de 30 % a 60 %, además de poca luz, y la manipulación frecuente. Esta colección botánica es valiosa por sus aportes a la investigación de plantas basculares propias de la Amazonía Ecuatoriana. Las condiciones meteorológicas del CIPCA corresponden a un clima cálido y húmedo, la temperatura ambiente diaria varía entre 24,9°C a 30,9°C, y la humedad relativa ambiente diaria varía de 73,7% a 86,7%. De igual manera la temperatura ambiente anual varía entre 19°C a 32°C, y la humedad relativa ambiente anual varía de 40% a 97%. La insolación solar varía según la época del año, especialmente durante los meses mayo, junio, y julio; la insolación mensual es menor debido a la alta nubosidad que existe en esta época de lluvia (invierno). Existiendo un potencial significativo de energía solar todo el año [1,3] que permite valorar el empleo de tecnologías de refrigeración por sorción.

El cálculo de la demanda de enfriamiento del laboratorio caso de estudio se realizó empleando el software CARRIER versión 4.04. En el laboratorio estudiado la carga total a vencer es de 10,2 kW, lo que equivale a 2,9 toneladas de refrigeración (TR). Los resultados de los cálculos de las cargas térmicas mostrados en la figura 1, indican que la demanda de enfriamiento mensual del laboratorio es bastante variable. La demanda máxima de enfriamiento es de 10,2 kW (2,9 TR) en el mes de octubre (época de verano), visualizándose una notable disminución en el mes de junio donde solo se necesitan 4,6 kW. A partir del mes de agosto se observa un incremento de la demanda de enfriamiento llegando a valores cercanos de 10 kW en el mes de Octubre. En esta Figura también se puede ver que la energía mensual requerida para la climatización del laboratorio oscila entre 3.312 kWh y 7.344 kWh.

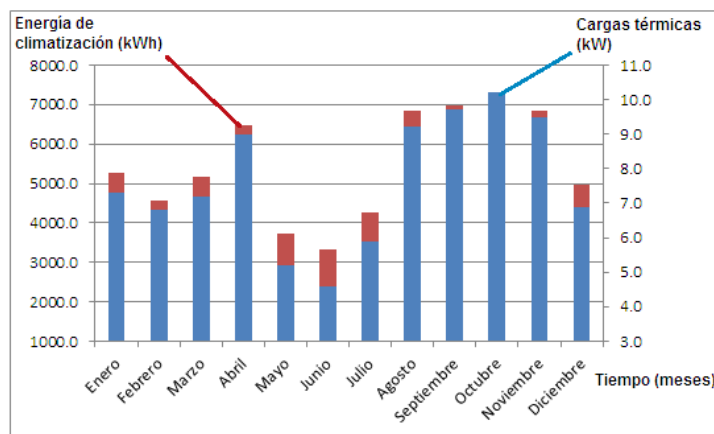
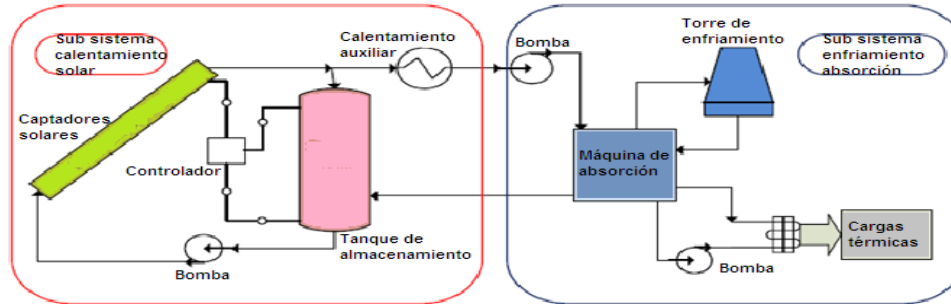


Fig. 1. Energía de climatización y demanda de energía para enfriamiento mensual. Fuente propia.

### Simulación del sistema de refrigeración solar por absorción simple efecto BrLi- agua

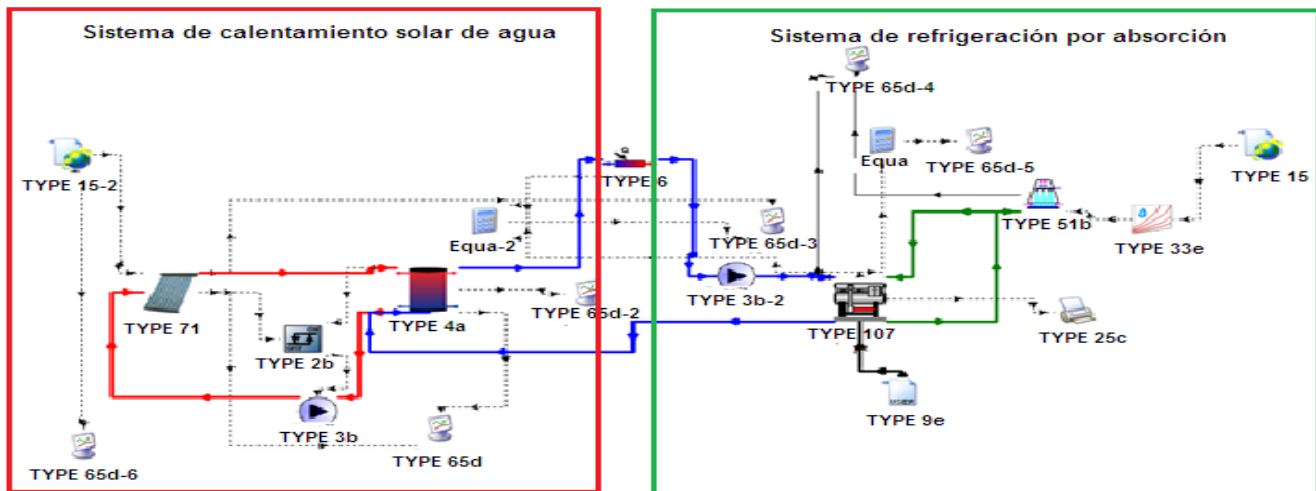
En un sistema de refrigeración solar por absorción el captador solar térmico es uno de los elementos claves, su función es transformar la energía solar en energía térmica útil [4]. Se estudiará el comportamiento de este sistema usando dos tipos de colectores solares: captador solar plano y el de tubos al vacío. Para su estudio lo dividiremos en dos subsistemas: sistema solar de calentamiento de agua y el sistema de refrigeración por absorción (ver figura 2). La energía obtenida de la radiación solar calienta el agua en un campo de captadores solares, esta agua caliente fluye hacia un tanque de almacenamiento, y posteriormente es transportada hasta la máquina de absorción a través de un calentador auxiliar que se activa si el agua caliente no tiene la temperatura de 90°C. El agua caliente que se emplea en la máquina de absorción retorna a la parte inferior del tanque de almacenamiento. El agua que se emplea en el condensador de la máquina de absorción viene de la torre de

enfriamiento y retorna a la misma después de condensar el refrigerante. De acuerdo a la demanda térmica a satisfacer, se emplea un flujo variable de agua fría a 7°C a la salida de la máquina de absorción.



**Figura 2. Sistema de climatización solar por absorción simple. Fuente: Autor**

La figura 3, muestra el sistema de refrigeración solar simulado y modelado en TRNSYS 17, empleando captadores solares de tubos al vacío.



**Fig. 3. Sistema de refrigeración solar por absorción simulado en TRNSYS 17.**

El «TYPE 15» es el que introduce los datos meteorológicos necesarios en la modelación, en este caso lee un archivo externo en formato TMY2 (Typical Meteorological Year Data), él contiene los modelos matemáticos necesarios para el cálculo de la radiación horizontal y la radiación difusa incidente de acuerdo al ángulo de inclinación. El «TYPE 71» es el componente que modela los captadores solares de tubos al vacío, emplea la curva cuadrática de eficiencia y la modificación biaxial de los ángulos de incidencia, emplea un archivo externo con la información de los modificadores del ángulo de incidencia longitudinal y transversal para calcular el rendimiento térmico del captador. En este estudio se empleó el modelo de captador solar HP 65/20 de Olymp Sunstar, el mismo está disponible en el mercado ecuatoriano.

El «TYPE 4a» simula el comportamiento de un tanque de almacenamiento de agua. Se empleó un tanque de almacenamiento de agua caliente de 2 m<sup>3</sup> con 10 nodos de 0,2 m de altura cada uno sin calentador auxiliar dentro del tanque, con un coeficiente uniforme de pérdidas de calor de 0,83 W/m<sup>2</sup>°K. El «TYPE 6» se empleó para modelar un calentador auxiliar con una capacidad máxima de calentamiento de 11,5 kW y una temperatura de operación de 90°C. El «TYPE 107» simula una máquina de absorción de LiBr-H<sub>2</sub>O GLORIOUS modelo GRS-11,5 con capacidad nominal de 11,5 kW. El «TYPE 2b» se empleó para modelar el control eléctrico del sistema, para controlar la bomba de circulación del agua a través de los captadores solares se usó el «TYPE 3b». Las cargas térmicas horarias calculadas en CARRIER durante un año son leídas por TRNSYS 17 de un archivo externo mediante el «TYPE 9e» y conectadas a la máquina de absorción. La simulación fue realizada para un año. En la simulación del sistema los parámetros considerados para variar fueron: el ángulo de inclinación y el área de los captadores solares de tubos al vacío, el volumen del tanque de almacenamiento, y el flujo de agua de los captadores solares.

Para este análisis se consideró la cantidad de calor que se aporta por medio de los captadores solares y del sistema auxiliar de calentamiento a la máquina de absorción.

Para calcular el área de captación solar que se necesita ( $A_c$ ), se emplea la siguiente ecuación (1). [7-10].

$$A_t = \frac{Q_E}{\eta_c \cdot G \cdot \text{COP}_{\text{máquina}}} \quad (1)$$

dónde:

$Q_E$ : Calor extraído del evaporador (kW)

$\eta_c$ : Eficiencia de los captadores solares

$G$ : Irradiación estándar para Ecuador ( $625 \text{ W/m}^2$ )

$\text{COP}_{\text{máquina}}$ : Coeficiente de funcionamiento de la máquina de refrigeración

Obteniéndose para estas condiciones un área de captación solar de  $34 \text{ m}^2$ . El fabricante de este tipo de captadores solares define el flujo y el rango de trabajo, el flujo seleccionado del fluido de los captadores solares es de  $3100 \text{ kg/h}$ , este flujo de agua caliente es el que necesita la máquina de absorción para su adecuado funcionamiento.

### Simulación del sistema de refrigeración solar con rueda desecante.

El sistema de refrigeración solar con rueda desecante a simular está conformado por dos subsistemas, el primer subsistema es la unidad de deshumidificación constituido por una rueda desecante con una relación de área 3:1 que emplea como desecante el gel de sílice, dos ventiladores uno para el aire a deshumidificar y otro para el aire de regeneración del desecante, un campo de captadores solares de aire de placa plana y un sistema auxiliar de calentamiento de aire; el segundo subsistema es la unidad de enfriamiento formado por: una rueda entálpica con una relación de área de 1:1, y una unidad de enfriamiento convencional.

En la figura 4, se muestra un esquema del mismo y a continuación se describe el principio de funcionamiento. El aire del exterior en (1) entra en contacto con la rueda desecante de sílica gel la cual procesa un flujo de aire de  $600 \text{ m}^3/\text{h}$ , que mediante un proceso de adsorción provoca la disminución de humedad y el aumento de la temperatura del aire a la salida de ella. El aire caliente y seco (2) se enfría en la rueda entálpica, saliendo en las condiciones indicadas en (3). Inmediatamente este flujo de aire de  $600 \text{ m}^3/\text{h}$  en la condición (3) se mezcla con el flujo de aire de  $1.600 \text{ m}^3/\text{h}$  proveniente de la condición (6) que retorna del laboratorio y entran en la condición (4) con un flujo de aire de  $2.200 \text{ m}^3/\text{h}$  que pasa por un sistema de enfriamiento convencional que disminuye la temperatura del aire pero aumenta la humedad relativa pasando por el evaporador, hasta llevarlo a las condiciones dadas en el punto (5) donde ingresa el aire al laboratorio. Posteriormente se toma el aire de retorno proveniente del laboratorio con un flujo de aire de  $600 \text{ m}^3/\text{h}$  (6) que pasa en contraflujo por la rueda entálpica para enfriar el aire de proceso. A la salida de la rueda entálpica el aire tiene un flujo de  $600 \text{ m}^3/\text{h}$  (7). Se emplea únicamente un flujo de aire de  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  en (8), este flujo de aire se calienta en el campo de captadores solares de aire de placa plana y en el sistema de calentamiento auxiliar en (9) el mismo que se encuentra a la temperatura requerida por el aire de regeneración, finalmente sale de la rueda desecante al exterior en (10).

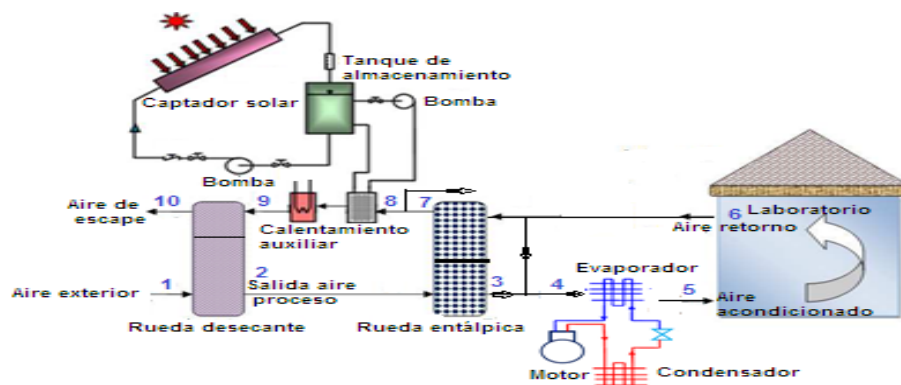


Fig. 4. Sistema de refrigeración solar con rueda desecante. Fuente autor.

La figura 5, muestra el sistema de enfriamiento con rueda desecante y energía solar simulado en TRNSYS 17.

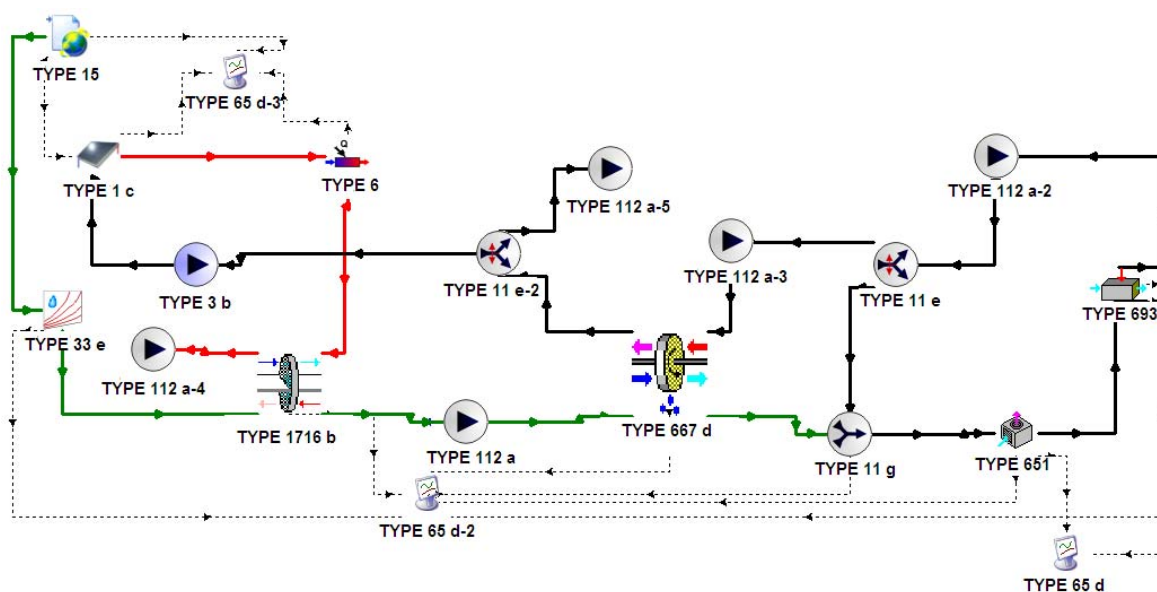


Fig.5. Sistema de enfriamiento con rueda desecante y energía solar simulado en TRNSYS 17.

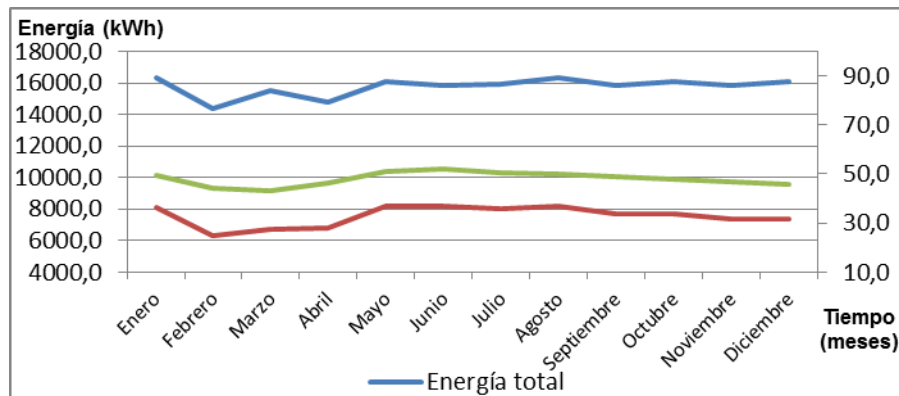
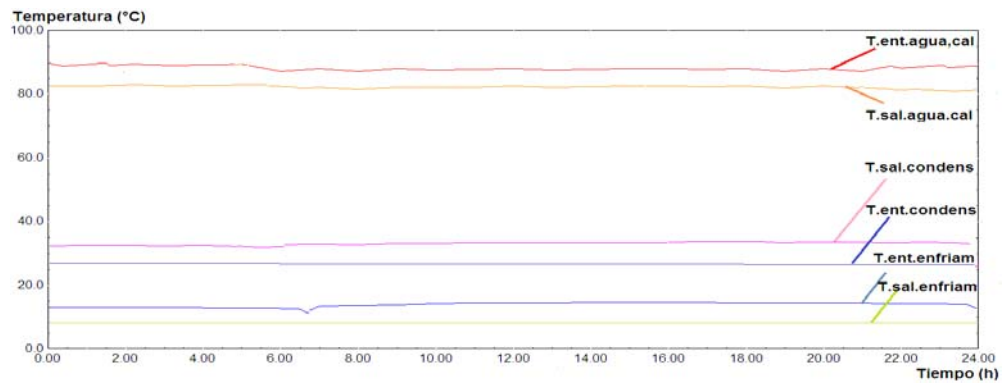
Nuevamente se usó el «TYPE 15» para la introducción de los datos meteorológicos y cálculo de la radiación horizontal y la radiación difusa incidente de acuerdo al ángulo de inclinación. El «TYPE 1 c» simula captadores solares de aire de placa plana y emplea un archivo externo con la información de los modificadores del ángulo de incidencia longitudinal y transversal para calcular el rendimiento térmico del captador. «TYPE 6» permite modelar un calentador auxiliar eléctrico, con una capacidad máxima de calentamiento de 11,5 kW y una temperatura de operación de 120°C. El comportamiento de la rueda desecante de sílica gel, con flujos de aire de proceso y regeneración de 0,19 kg/s y 0,06 kg/s, respectivamente fue modelada con el «TYPE 1716 b». El modelo empleado fija las efectividades F1 y F2 de la rueda desecante iguales a 0,75 y 0,30, respectivamente. La temperatura de regeneración (TR) del gel de sílice debe estar entre 60-120°C. El «TYPE 667 d» se empleó para modelar la rueda entálpica que tiene una relación de área de 1:1, los flujos de aire de proceso y de enfriamiento son iguales con un valor de 0,19 kg/s. Para el modelado de la unidad de enfriamiento convencional se usó «TYPE 651», el cual procesa un flujo de aire de 0,70 kg/s con una capacidad de enfriamiento de 11,5 kW.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

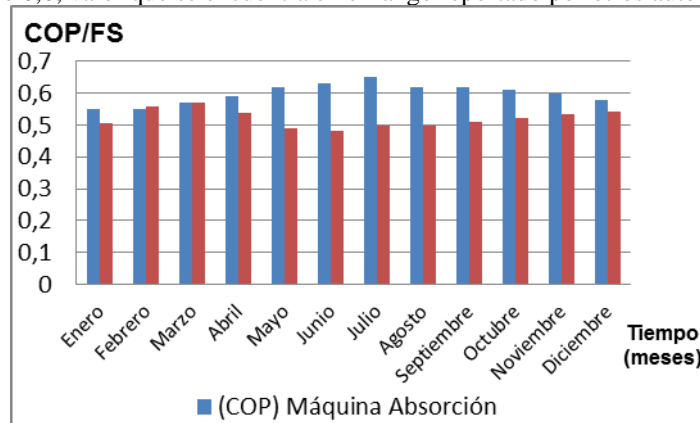
### Resultados de la simulación del sistema de refrigeración por absorción.

En la máquina de absorción existen tres flujos de agua: agua caliente, agua fría, y agua de condensación. De acuerdo a las especificaciones técnicas de la máquina de absorción dadas por el fabricante, el flujo de agua caliente es de 3,1 m<sup>3</sup>/h con una temperatura de entrada y salida de 90°C y 85°C, respectivamente; el flujo de agua fría es de 2 m<sup>3</sup>/h con una temperatura de entrada y salida de 12,5°C y 7°C, respectivamente; el flujo de agua de condensación es de 2 m<sup>3</sup>/h con una temperatura de entrada y salida de 26°C y 32°C, respectivamente. El comportamiento diario de las temperaturas de entrada y salida de estos tres flujos de agua se muestran en la figura 6, y la energía consumida por la misma en la figura 7.





La figura 8, muestra el comportamiento promedio mensual del COP en la máquina de refrigeración por absorción y la fracción solar mensual de todo el sistema de refrigeración solar por absorción. De acuerdo a los resultados la máquina de absorción opera con un COP promedio de 0,6; valor que se encuentra en el rango reportado por otros autores.



La simulación realizada muestra que se puede garantizar la demanda de enfriamiento con esta tecnología empleando el sistema auxiliar de calentamiento durante todo el año. El sistema simulado está constituido por un área de captación solar de 34 m<sup>2</sup> de colectores de tubos al vacío con un ángulo de inclinación de 10°, un tanque de almacenamiento de 1 m<sup>3</sup> de agua caliente, un sistema de calentamiento auxiliar, y una máquina de refrigeración de absorción simple efecto BrLi-Agua de 11,5 kW. El sistema de captación solar simulado aporta una fracción solar anual que varía de 0,57 a 0,65 con un promedio de 0,6 que representa un ahorro de energía de 26.280,00 kW anuales equivalentes a un costo de \$ 1.708,20 en Ecuador.

La variación del COP de la máquina de absorción está entre 0,55 y 0,65 con un promedio de 0,60; el cual se corresponde con valores reportados en la bibliografía para sistemas similares operando en condiciones climatológicas semejantes.

El sistema anterior también fue simulado empleando captadores solares de placa plana para calentar el agua como fluido de trabajo. Se obtuvieron valores similares de potencias solares captadas al emplear colectores de tubos al vacío y con los colectores solares de placa plana, con la diferencia de que estos últimos requerirán mayores áreas de captación. Por ejemplo para obtener un mismo valor de potencia solar captada con colectores de placa plana se requieren  $38 \text{ m}^2$  y  $34 \text{ m}^2$  con el captador solar de tubos al vacío.

Obteniéndose un ahorro del 11,8% en área de captación solar al emplear el captador solar de tubos al vacío respecto al captador solar plano. Corroborándose lo reportado en la bibliografía. El aporte solar empleando este tipo de captador, con una fracción solar promedio de 0,60 equivale a un ahorro de 26.280 kW anual y empleando el sistema auxiliar se consume 17.520 kW anual.

### Resultados de la simulación del sistema de enfriamiento con rueda desecante.

Las figuras 9 y 10, muestran la variación de las temperaturas ( $^{\circ}\text{C}$ ) del aire y la humedad absoluta (kg/kg) respecto al tiempo en el sistema estudiado. En la simulación la temperatura del aire de regeneración fue  $60^{\circ}\text{C}$ .

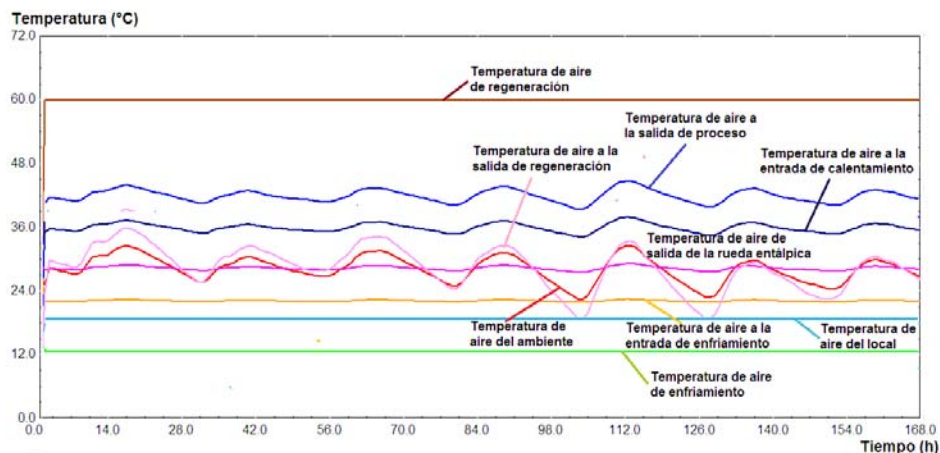


Fig. 9. Comportamiento de la temperatura del aire en el sistema de enfriamiento simulado.

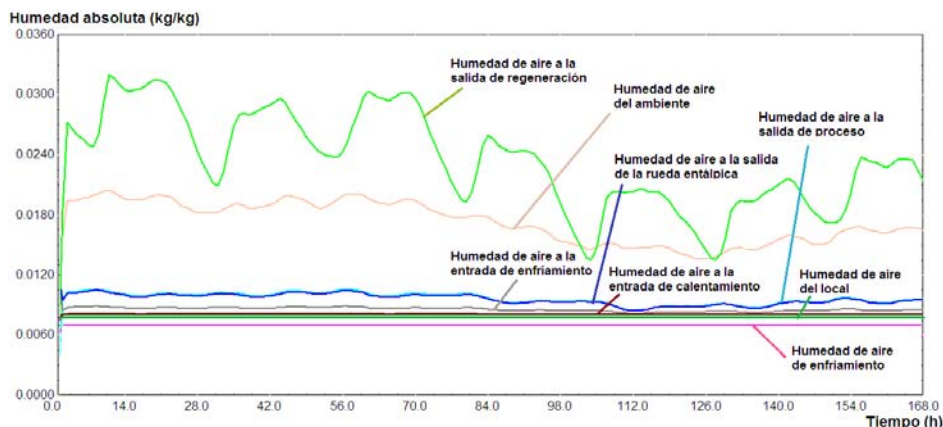


Fig. 10. Variación de la humedad absoluta del aire en el sistema de enfriamiento simulado.

Los resultados anteriormente mostrados fueron obtenidos para un área de colectores solares de aire de placa plana de  $5 \text{ m}^2$  según el captador plano «TYPE 1c» para un flujo máximo de aire de  $250 \text{ kg/h}$ . Con esta área de captación se logra tener una temperatura máxima a la salida de los captadores planos de  $69^{\circ}\text{C}$  y una mínima de  $24^{\circ}\text{C}$ , una energía de captación máxima de  $11.600 \text{ kJ/h}$ . En la figura 11, se puede observar la temperatura a la salida de los captadores, la energía de captación máxima, y la temperatura de regeneración.



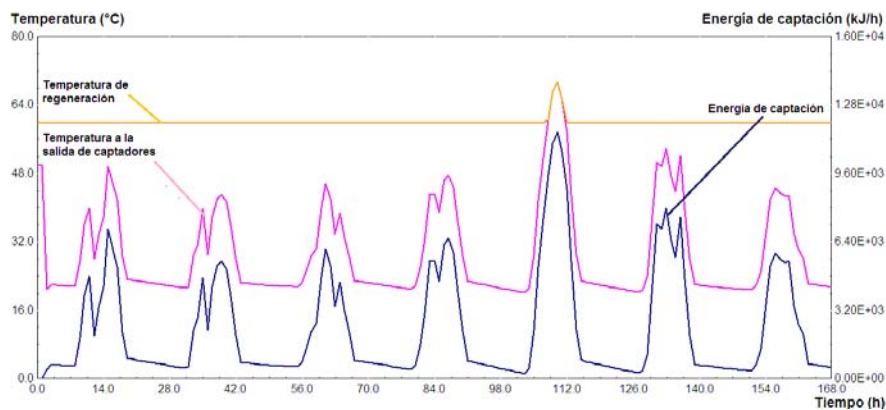


Fig. 11. Temperatura a la salida de los captadores, energía de captación máxima y temperatura de regeneración.

Se simuló también con otro tipo de captador solar plano «TYPE 73» consiguiendo resultados similares de temperatura a la salida de los captadores y energía de captación máxima, pero con un área de captación de 7,5 m<sup>2</sup>. El captador solar de placa plana «TYPE 1c» es más eficiente que el captador solar «TYPE 73» en un 50% con respecto al área de captación, según las simulaciones realizadas.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se realizó para el laboratorio caso de estudio la simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción simple efecto BrLi-agua y de un sistema de refrigeración con rueda desecante. Evaluando el desempeño de los mismos, usando colectores solares planos y de tubos al vacío. Con ambos sistemas se obtienen los parámetros de temperatura y humedad requeridos en el local. En el caso del sistema de refrigeración por absorción los mejores resultados se obtienen al emplear colectores de tubos al vacío, pues se obtiene mayor potencia de captación solar lo que equivale a una disminución del área de captación solar necesaria en 34 m<sup>2</sup>. El COP de la máquina obtenido fue de 0,6 el cual se encuentra en el rango reportado en la literatura.

En el caso del sistema de enfriamiento con rueda desecante, los mejores resultados se obtienen cuando se utiliza el colector solar plano «TYPE 1c» debido a que obtiene mayor potencia de captación solar con un área de captación solar necesaria de 5 m<sup>2</sup> para calentar el aire de regeneración de la rueda a un valor de 60°C. El COP del sistema de enfriamiento para estas condiciones es de 3,2 semejante con los reportados en la bibliografía para sistemas similares. Aunque en ambos sistemas de refrigeración el sistema de calentamiento auxiliar deberá trabajar todo el año, el empleo de la energía solar implica ahorros significativos de energía de forma general.

## REFERENCIAS

- [1] Romero, J.A., Carbonell, T., Quevedo, V.F, Simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción. Ingeniería Energética, 2016. XXXVII (2): p. 84-93. ISSN 1815 5901. Disponible en : [www.redalyc.org/pdf/3291/329145824009.pdf](http://www.redalyc.org/pdf/3291/329145824009.pdf)
- [2] Prasartkaew, B., Performance Test of a Small Size LiBr-H<sub>2</sub>O Absorption Chiller. Energy Procedia 2014. 56 p. 487 – 497., [Consulta en 20 de febrero del 2016], Disponible en: [www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610214010455](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610214010455)
- [3] Romero, J.A., Carbonell, T, Sistema de refrigeración solar por absorción para la comunidad de Kumay en Ecuador. Ingeniería Energética, 2014. XXXV(3/2014): p. 286-294. ISSN 1815 1901. Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/descarga/articulo/5131929.pdf>
- [4] Pons, M., Anies, G., Boudehenn, F., Bourdoukan., Castaing-Lasvignottes, J., Evola, G., Le Denn, A., Le Pierrès, N., Marc, O., Mazet, N., Stitou, D., Lucas, F., , Performance comparison of six solar-powered air-conditioners operated in five places. Energy, 2012. 46(1): p. 471-483. [Consulta en 4 de enero del 2016]. Disponible en : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544212006147>
- [5] Ayadi, O., Mauroa, A., Aprilea, M., Motta, M, Performance assessment for solar heating and cooling system for office building in Italy. Energy Procedia 2012. 30 p. 490 – 494. [Consulta en 20 de febrero 2016]. Disponible en: [http://www.r744.com/files/1307\\_Performance\\_assessment\\_of\\_solar\\_heating\\_and\\_cooling\\_system.pdf](http://www.r744.com/files/1307_Performance_assessment_of_solar_heating_and_cooling_system.pdf)
- [6] Ketjoy, N., Yongphayoon, R., Mansiri, K, Performance Evaluation of 35 kW LiBr H<sub>2</sub>O Solar Absorption Cooling System in Thailand. Energy Procedia 2013. 34: p. 198 – 210.I. [Consulta en abril 2016]. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610213009910>

- [7] Djelloul, A., Draoui, B., Moummi, N., "Simulation of a solar driven air conditioning system for a house in dry and hot climate of Algeria". En: present at the Courier du Savoir. 2013, vol 1, núm.15, p. 31-39. [Consulta en 5 de septiembre del 2014]. Disponible en: <http://dspace.univ-biskra.dz:8080/jspui/handle/123456789/669>. ISSN 6789/0669.
- [8] Praene, J.P., Marc, O., Lucas, F., Miranville, F, Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island. Applied Energy, 2011. 88: p. 831–839. [Consulta en marzo 2016]. Disponible en: <https://www.researchgate.net/publication/223851189>
- [9] Laoufi, S., Draoui, B, Simulation and Optimization of a solar driven air conditioning system for a house in South Algeria (Bechar). African Review of Science, 2016. 01(01): p. 42-48. [Consulta en 4 de julio del 2016]. Disponible en: [rastd.univ-adrar.dz/index.php/RASTD/article/download/9/10](http://rastd.univ-adrar.dz/index.php/RASTD/article/download/9/10)
- [10] Baniyounes, A.,Rasul, M., Khan, M., "Assessment of solar assisted air conditioning in Central Queensland's subtropical climate, Australia". En: present at the Elsevier Renewable Energy. 2013, vol. 50,n. 0 , pag. 334-341 [Consulta en 5 de septiembre del 2016]. Disponible en <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S096014811200393X>. ISSN 0960-1481
- [11] Carbonell, T., Salgado, I. Sistema de enfriamiento con desecante para reducir consumo de energía en restaurante caso de estudio. Revista Ingeniería Energética, 2016. 37(1): p. 55-62. ISSN 1815-5901. Disponible en: [http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1815-59012016000100007](http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1815-59012016000100007)
- [12] Sphaier, L.A., et al, Desiccant Cooling Cycle Tuning for Variable Environmental Conditions. Heat Transfer Engineering, 2014. 35: p. 1035-1042. ISSN 0145-7632. [Consulta en 5 de septiembre 2016]. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2013.863071>
- [13] Sharma, A., Solar air conditioning systems using dessicants. International Journal Of Core Engineering & Management(IJCEM), 2014. 1(2): p. 56-67. ISSN 2348 9510. [Consulta en 5 de septiebre 2016]. Disponible en: <http://ijcem.in/wp-content/uploads/2014/05/Solar-AC-using-dessicants.pdf>
- [14] Zhen, L.e.a., Current Status and Future Trends in Data- Center Cooling Technologies. Heat Transfer Engineering, 2015. 36(6): p. 523-538.ISSN 1521-0537. [Consulta en 6 abril del 2016]. Disponible en: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/01457632.2014.939032>
- [15] Srivastav, A., Performances studies for desiccant cooling system. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), 2016. 3(4): p. 405-408. ISSN 2395-0072. [Consulta en 10 enero 2017]. Disponible en: <https://www.irjet.net/archives/V3/i4/IRJET-V3I480.pdf>
- [16] Jani, D.B., Mishra, M., Sahoo, P.K, Performance studies of hybrid solid desiccant vapor compression air conditioning system for hot and humid climates. Energy and Buildings, 2015. 102: p. 284–292. [Consulta en 15 de septiembre 2016]. Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S037877881530030X>
- [17] Zuraini Mohd, et al . Performance of a Novel Solar Hybrid Desiccant Cooling System With Heat Pipe Heat Exchanger in Hot and Humid Weather of Malaysia. Computer Applications in Environmental Sciences and Renewable Energy, 2013: p. 249-255. ISBN 978-960-474-370-4. [Consulta en 6 de abril 2016]. Disponible en: [www.wseas.us/e.../conferences/.../Malaysia/RESEN/RESEN-38.pdf](http://www.wseas.us/e.../conferences/.../Malaysia/RESEN/RESEN-38.pdf)
- [18] Fernández, F., Modelado de sistemas desecantes sólidos para el tratamiento de aire de ventilación en edificios, Tesis para optar por el grado de Doctor en Ciencias, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Ingeniería Mecánica y Eficiencia Energética. 2015, Malaga. [Consulta en 10 de Febrero 2016]. Disponible en: [https://riuma.uma.es/xmlui/bitstream/handle/10630/.../TD\\_Fernandez\\_Hernandez.pdf](https://riuma.uma.es/xmlui/bitstream/handle/10630/.../TD_Fernandez_Hernandez.pdf)

## AUTORES

### José Antonio-Romero Paguay

Ingeniero Mecánico, Master en Fuentes Renovables de Energía, Docente Investigador Titular, Universidad Estatal Amazónica, UEA, Puyo, Ecuador.

e-mail: [jromero@ceter.cujae.edu.cu](mailto:jromero@ceter.cujae.edu.cu); [jo\\_ser\\_2008@hotmail.es](mailto:jo_ser_2008@hotmail.es)

### Tania-Carbonell Morales

Ingeniera Química, Doctora en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER. Universidad Tecnológica de la Habana José Antonio Echeverría, Cujae, La Habana, Cuba.

e-mail: [taniac@ceter.cujae.edu.cu](mailto:taniac@ceter.cujae.edu.cu)



Los contenidos de la revista se distribuyen bajo una licencia Creative Commons Attribution-NonCommercial 3.0 Unported License.