

## Modelación matemática de un sistema de enfriamiento con rueda desecante

José Antonio Romero Paguay

[jromero@uea.edu.ec](mailto:jromero@uea.edu.ec)

<https://orcid.org/0000-0001-7870-2908>

María Del Cisne Loján Carrión

[mlojan@uea.edu.ec](mailto:mlojan@uea.edu.ec)

<https://orcid.org/0000-0001-5345-5859>

Andrea Yajaira Romero Pazmiño

[ay.romerop@uea.edu.ec](mailto:ay.romerop@uea.edu.ec)

<https://orcid.org/0000-0002-6734-1040>

Universidad Estatal Amazónica

Puyo - Ecuador

### RESUMEN

Este artículo presenta la modelación matemática de un sistema de enfriamiento con rueda desecante como alternativa para la climatización de edificaciones en climas cálidos y húmedos. El sistema modelado está conformado por los siguientes elementos fundamentales: una rueda desecante, una rueda entálpica, y una unidad de enfriamiento convencional. El coeficiente de desempeño de este sistema COP tiene un rango de 2.84 a 3.51, valores que se corresponden con los reportados en la bibliografía para sistemas similares. Se obtuvieron 2 modelos que permiten predecir el comportamiento del aire en el sistema de enfriamiento y obtener los valores de temperatura y humedad en el local objeto de estudio, todos con errores máximos menores del 5%.

**Palabras clave:** sistema de enfriamiento con rueda desecante; rueda entálpica; análisis de regresión no lineal; modelo Matemático.

Correspondencia: [jromero@uea.edu.ec](mailto:jromero@uea.edu.ec)

Artículo recibido 18 octubre 2022 Aceptado para publicación: 18 noviembre 2022

Conflictos de Interés: Ninguna que declarar

Todo el contenido de **Ciencia Latina Revista Científica Multidisciplinar**, publicados en este sitio están disponibles bajo

Licencia [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/) 

Cómo citar: Romero Paguay, J. A., Loján Carrión, M. D. C., & Romero Pazmiño, A. Y. (2022). Modelación matemática de un sistema de enfriamiento con rueda desecante. *Ciencia Latina Revista Científica Multidisciplinar*, 6(6), 8239-8255.

[https://doi.org/10.37811/cl\\_rcm.v6i6.3994](https://doi.org/10.37811/cl_rcm.v6i6.3994)

## Mathematical modeling of a desiccant wheel cooling system

### ABSTRACT

In this paper the mathematical modeling of a desiccant wheel cooling system as an alternative for the air conditioning of buildings in hot and humid climate is addressed. The modeled system is composed of the following fundamental elements: a desiccant cooling wheel, an enthalpy wheel, and a conventional cooling unit. The coefficient of performance (COP) of this system has a range of 2.84 to 3.51, values that correspond to those reported in the bibliography for similar systems. Two models were obtained to predict the behavior of the air in the cooling system and to provide the values of temperature and humidity at the object of study, all with maximum errors of less than 5%.

**Keywords:** *desiccant wheel cooling system; enthalpy wheel; non-linear regression analysis; mathematical modeling*

## INTRODUCCIÓN

El enfriamiento en las últimas décadas y la deshumidificación empleando rueda desecante como alternativa a los sistemas convencionales de compresión de vapor, garantiza la calidad de aire eliminando la humedad de los ambientes húmedos produciendo un aumento condicionado del aire se estima que la energía representa entre un 30-40% de energía total empleada (Baniyounes, Rasul, y Khan, 2013).

En los sistemas de absorción accionados térmicamente, las principales tecnologías de refrigeración son los sistemas de refrigeración por absorción y con rueda desecante (Sphaier y Nobrega, 2014).

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 (Carbonell y Salgado, 2016). 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. Sharma (2014) menciona 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 (Zhen y Kandlikar, 2015). Otros autores (Srivastav, 2016) y (Jani, Mishra y Sahoo, 2015) 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.

Zuraini Mohd, Arfidian, Ahmad, Sohif, y Kamaruzzaman (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 coeficiente de desempeño del sistema (COP) alcanzó un valor de 3.2.

Fernández (2015), 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.

Romero, Carbonell, y Quevedo (2016), presentan un estudio comparativo de un sistema de refrigeración solar simple efecto LiBr-agua por absorción y un sistema de enfriamiento con rueda desecante usando energía solar. 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 17. 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.

Dentro de la teoría estadística, el análisis de regresión es de gran utilidad en casi todas las disciplinas y en particular en todas las especialidades de ingeniería. Se emplea para estimar la relación existente entre variables y determinar la ecuación que mejor representa la relación que existe entre las variables analizadas. En esta investigación se modeló el comportamiento de las variables consideradas dependientes versus las

variables consideradas independientes a través de un modelo de regresión lineal múltiple. Para determinar el modelo matemático más adecuado existen varias técnicas, una de ellas es el procedimiento de selección hacia atrás, según Montgomery (2004). Con la ayuda del programa Statgraphics Centurion XVI (2016), mediante el empleo del análisis de regresión no lineal y la función logarítmica en función de las variables independientes, se obtuvieron las potencias del mejor ajuste para las variables dependientes.

## METODOLOGÍA

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

El Centro experimental de Investigación y producción Amazónica (CEIPA), ubicado en el cantón Santa Clara que queda entre Pastaza y Napo tiene laboratorios adecuados para realizar cualquier investigación y las condiciones meteorológicas del CEIPA corresponden a un clima cálido y húmedo, la temperatura ambiente anual varía entre 19°C a 32°C, y la humedad relativa ambiente anual varía de 40% a 97% (ASHRAE 2004) y (INAMHI 2010).

El Herbario Ecuamz tiene solo una habitación de 12 metros de largo, 7 metros de ancho y 2.7 m de altura. El cálculo de la demanda de enfriamiento del laboratorio caso de estudio se realizó empleando el software CARRIER versión 4.04 (Carrier 2014). En el laboratorio estudiado la carga total a vencer es de 10.2 kW, lo que equivale a 2.9 toneladas de refrigeración.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados de los cálculos de las cargas térmicas mostrados en la Tabla 1.

**Tabla 1. Resultados del cálculo de carga térmica.**

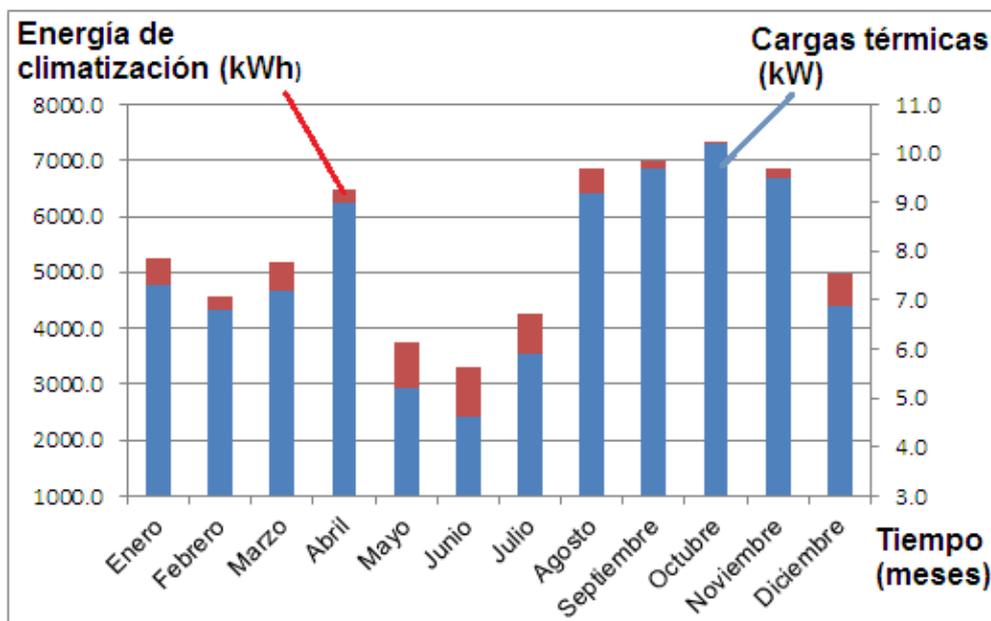
Tipos de Cargas	Valor
Carga sensible total del sistema (kW)	7.4
Carga latente total del sistema (kW)	2.8
Carga total (kW)	10.2
Carga total (Toneladas de Refrigeración)	2.9
% de carga latente sobre carga total	27.5
% de carga sensible sobre carga total	72.5

En la figura 1. El sistema de enfriamiento con rueda desecante experimental propuesto a emplear en el laboratorio objeto de estudio está conformado por los siguientes elementos fundamentales: rueda desecante, rueda entálpica, y una unidad de enfriamiento convencional.

La rueda desecante más empleada para el acondicionamiento de aire es la rueda de sílica gel. En el estudio experimental se empleó una rueda desecante de la compañía PROFLUTE, Suecia (ProFlute 2014); que tiene un diámetro de 350 mm, una profundidad de 200 mm, y una relación de área de 75:25. El flujo de aire a procesar será de 600 m<sup>3</sup>/h y el flujo de aire de regeneración es de 200 m<sup>3</sup>/h. Se estudió el comportamiento del sistema al variar la velocidad de rotación de la rueda desecante objeto de estudio entre 5, 10 y 15 rph.

**Figura 1.**

*Energía de climatización y demanda de energía para enfriamiento (Romero, 2017)*



Para el calentamiento del aire de regeneración y el estudio de la energía solar, se empleó un banco de resistencias eléctricas con una potencia de 7.2 kW, las que permiten un rango de temperatura del aire de regeneración que varía desde 60°C hasta 120°C, valores recomendados por el fabricante, Peritek (2014) y otras fuentes bibliográficas según (Zuraini Mohd, Arfidian, Ahmad, Sohif, y Kamaruzzaman, 2013), (Jani, Mishra y Sahoo, 2015), y (Daou, Wang, y Xia, 2006).

La rueda entálpica seleccionada corresponde a la marca HOLTOP, HOLTOP (2014), modelo HRT-600-1AA-A1F, higroscópico de 700 mm de largo, 700 mm de ancho, y 340 mm de espesor; de 220 V, 60 Hz. El diámetro del rotor es de 600 mm y 200 mm de espesor. Las velocidades de rotación de la rueda entálpica corresponden a 20 y 25 rpm, tiene una relación de área de 50:50, el flujo de aire de proceso corresponde a 600 m<sup>3</sup>/h y el flujo de aire de enfriamiento es de 600 m<sup>3</sup>/h que proviene de la recirculación del laboratorio.

El equipo de enfriamiento empleado corresponde a la marca GREE de 10.56 kW (3 toneladas de refrigeración), constituido por una unidad condensadora, GREE (2015) y una evaporadora o mezcladora, GREE (2015), emplea refrigerante ecológico R-410a. A la salida del evaporador circula un flujo de aire de 2 200 m<sup>3</sup>/h, 600 m<sup>3</sup>/h de flujo de aire corresponde al flujo de aire de proceso de deshumidificación y el flujo de aire de 1 600 m<sup>3</sup>/h corresponde al flujo de aire de recirculación del laboratorio a climatizar.

El sistema de enfriamiento experimental desarrollado se puede observar en la Figura 2.

### Figura 2.

*Sistema de enfriamiento experimental con rueda desecante.*

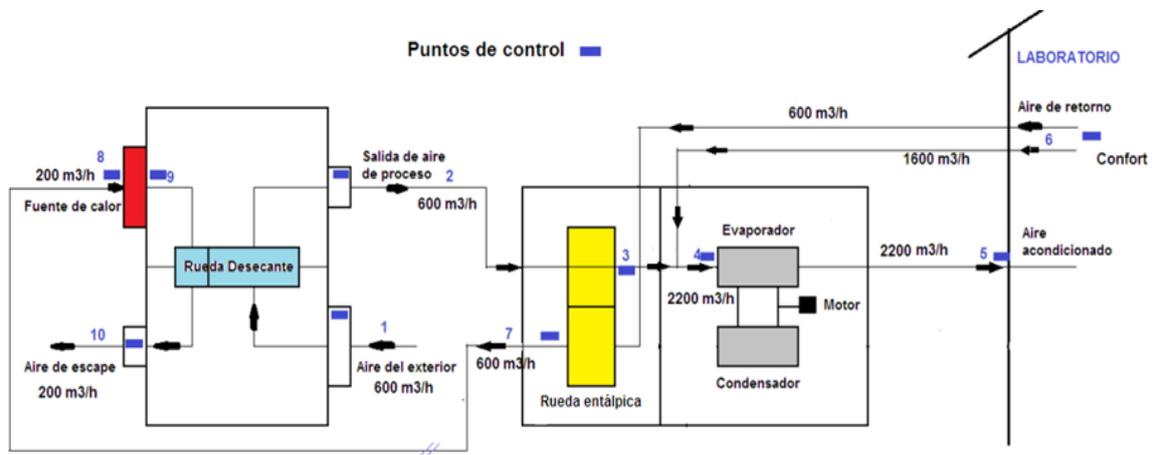


Para el control del sistema de enfriamiento experimental, se emplea el programa de Full Gauge Control para gestión a distancia de las instalaciones de refrigeración, calefacción, y climatización, SITRAD (2015). El sistema cuenta con un total de 10 puntos de control,

para lo cual se tiene 9 controladores de temperatura y humedad C/S ondas full gauge MT-530 super, y 1 controlador de temperatura frio/calor de tres salidas full gauge MT-543 RI Plus SITRAD. Los 9 sensores o controladores de temperatura y humedad están instalados como se muestra en la Figura 3. El otro controlador está ubicado dentro del laboratorio.

**Figura 3.**

*Ubicación de los controladores de temperatura y humedad en el sistema de enfriamiento experimental.*



En la computadora se registraron cada 10 minutos los datos de temperatura y humedad relativa de los 10 puntos de control indicados anteriormente. Las especificaciones técnicas de los controladores de temperatura y humedad C/S ondas full gauge MT-530 super, son: temperatura de control:  $-10^{\circ}\text{C}$  hasta  $70.0^{\circ}\text{C}\pm 1.5^{\circ}\text{C}$  (con resolución de  $0.1^{\circ}\text{C}$ ), y humedad de control:  $0\%$  hasta  $100\%HR\pm 5\%HR$  (con resolución de  $0.1\%HR$ ).

El controlador de temperatura frio/calor de tres salidas full gauge MT-543 RI Plus SITRAD con PT-100, tienen las siguientes especificaciones técnicas: temperatura de control:  $-99^{\circ}\text{C}$  hasta  $300^{\circ}\text{C}\pm 1^{\circ}\text{C}$ .

De acuerdo a la teoría de errores, el valor verdadero e intervalos de confianza de las mediciones de la temperatura y humedad relativa, de los 10 puntos de control se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2.

Valor verdadero e intervalos de confianza de las variables del sistema de enfriamiento experimental.

Variables	Error de estimación	Intervalos de confianza
$T_1, T_2, T_3, T_4, T_5,$ $T_6, T_7, T_8, T_{10}$	0.5	$T1_{med} - 0.5 \leq T1 \leq T1_{med} + 0.5$
$T_9$	0.6	$T9_{med} - 0.6 \leq T9 \leq T9_{med} + 0.6$
$HR_1$	1.4	$HR1_{med} - 1.4 \leq HR1 \leq HR1_{med} + 1.4$
$HR_2$	0.3	$HR2_{med} - 0.3 \leq HR2 \leq HR2_{med} + 0.3$
$HR_3, HR_4, HR_6$	0.8	$HR3_{med} - 0.8 \leq HR3 \leq HR3_{med} + 0.8$
$HR_5$	1.2	$HR5_{med} - 1.2 \leq HR5 \leq HR5_{med} + 1.2$
$HR_7, HR_8$	0.4	$HR7_{med} - 0.4 \leq HR7 \leq HR7_{med} + 0.4$
$HR_9$	0.1	$HR9_{med} - 0.1 \leq HR9 \leq HR9_{med} + 0.1$
$HR_{10}$	1.1	$HR10_{med} - 1.1 \leq HR10$ $\leq HR10_{med} + 1.1$

A partir de los datos experimentales obtenidos se procede a obtener el modelo de predicción del funcionamiento del sistema de enfriamiento con rueda desecante y partiendo del hecho de que en la literatura consultada se considera a la rueda desecante como elemento clave o corazón de los sistemas de enfriamiento con rueda desecante.

Las variables dependientes (Y) fueron las condiciones del aire del local  $T_6, w_6$ . Las variables independientes (X) fueron: las condiciones del aire ambiental ( $T_1, w_1$ ), la velocidad de rotación de la rueda desecante (rph), la temperatura del aire de regeneración de la rueda desecante (TR), la velocidad de rotación de la rueda entálpica (rpm), y las condiciones del aire de enfriamiento ( $T_5, w_5$ ).

Para la obtención del modelo de predicción del comportamiento del sistema de enfriamiento con rueda desecante ( $T_6$  y  $w_6$ ), se siguió el procedimiento anteriormente mostrado.

Las potencias del mejor ajuste de  $T_6$  y  $w_6$  se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3.

Potencias de mejor ajuste para  $T_6$  y  $w_6$ .

Variables	Potencias para $T_6$	Potencias para $w_6$
$T_1$	0.498953	-0.57909
$w_1$	0.0578596	-0.211749
rph	-0.0222687	-0.192138
TR	-0.0231983	-0.864807
rpm	0.468902	0.127752
$T_5/w_5$	-2.67206	2.21804

Las ecuaciones (1) y (2) fueron obtenidas para  $T_6$  y para  $w_6$ , respectivamente; estas ecuaciones describen la relación que se establece entre estas variables dependientes y los términos independientes.

$$T_6 = 8027.35 - 8.64648 * rpm + 6.333 * w_1 + 329.322 * T_5 - 4318.66 * \ln(T_5) - 196061 * (T_5^{-2.67206}) - 1190.23 * (w_1^{-0.0578596}) * (TR^{-0.0231983}) - 1172.0 * (w_1^{0.0578596}) * (rph^{-0.0222687}) + 81.0505 * (w_1^{0.0578596}) * (rpm^{0.468902}) + 1498.09 * (TR^{-0.0231983}) * (rph^{-0.0222687}) + 15108.9 * (rph^{-0.0222687}) * (T_5^{-2.67206}) \quad (1)$$

Para la variable  $T_6$ , la ecuación obtenida (1), el coeficiente estadístico  $R^2$  indica que el modelo explica un 73.4302% de la variabilidad de  $T_6$ . El estadístico de Durbin-Watson (DW) es 1.75265 con  $P=0.1197$ .

$$w_6 = 0.154034 - 0.0073467 * rpm + 3.36202 * \ln(w_5) + 0.0150039 * (rpm^{0.127752}) * (w_5^{2.21804}) \quad (2)$$

Para la variable  $w_6$ , la ecuación obtenida (2), el coeficiente estadístico  $R^2$  indica que el modelo explica un 99.9957% de la variabilidad de  $w_6$ . El estadístico de Durbin-Watson (DW) es 2.02577 con  $P=0.5612$ .

En las Figuras 4 y 5, se comparan los perfiles de temperatura del aire en el local obtenidos experimentalmente, con los calculados utilizando la ecuación de regresión; valores predichos y observados.

Figura 4.

Variación de las temperaturas  $T_6$  experimental y  $T_6$  calculado.

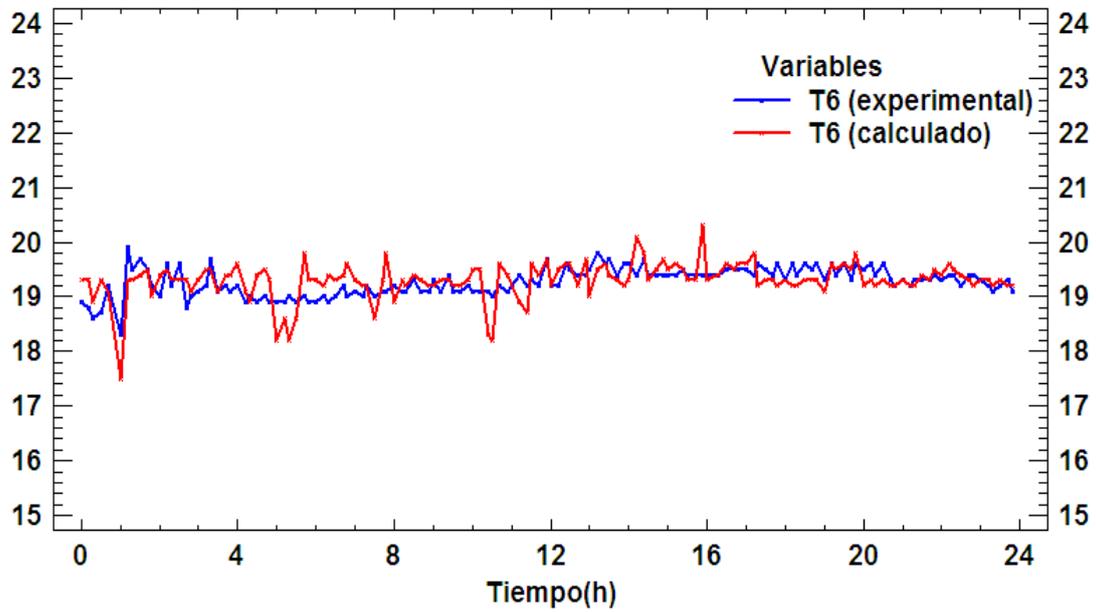
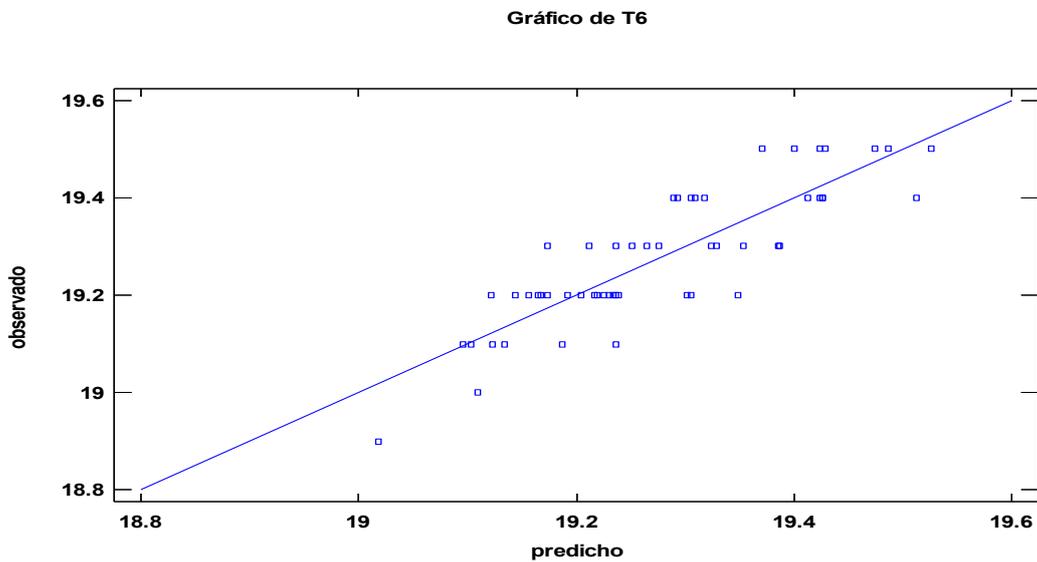


Figura 5.

Variación de las temperaturas  $T_6$  predicha y observada.



Igual procedimiento se realiza para el parámetro Humedad en el local y los resultados se pueden ver en las Figuras 6 y 7, donde se comparan los valores de humedades absolutas del aire en el local obtenidos experimentalmente y con la utilización de la ecuación de regresión; los valores predichos de los observados.

Figura 6.

Variación de las humedades absolutas  $w_6$  experimental y  $w_6$  calculado.

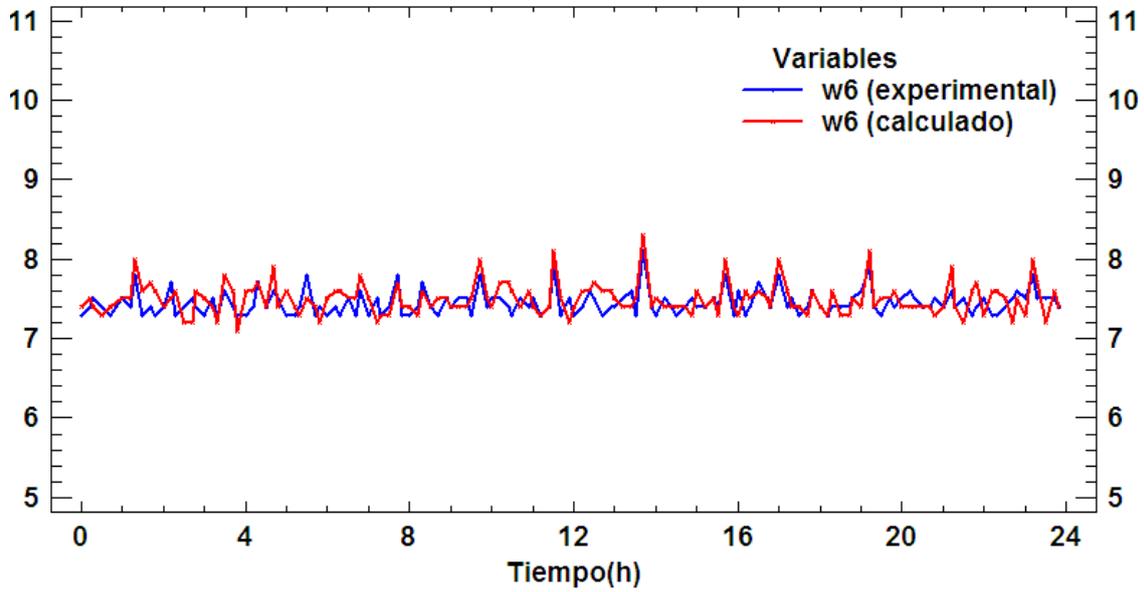
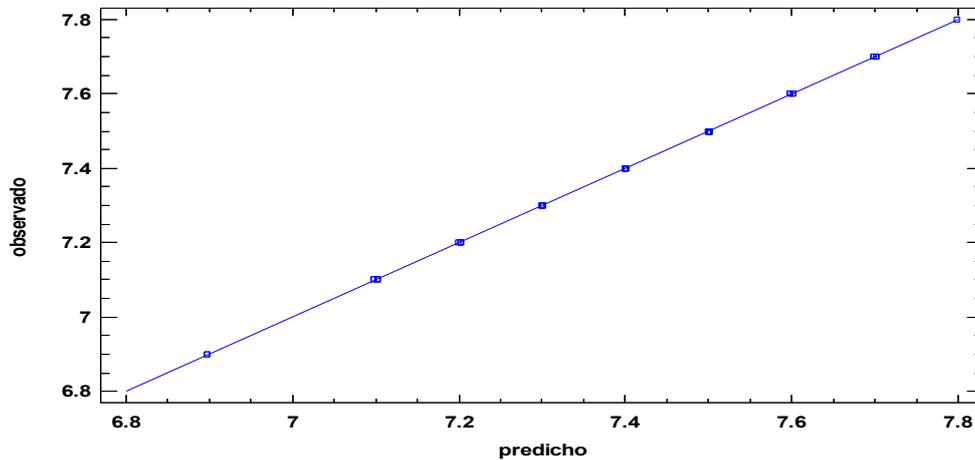


Figura 7.

Variación de las humedades absolutas  $w_6$  predicha y observada.

Gráfico de  $w_6$



Los errores relativos máximos ( $\epsilon_{\text{máx}}$ ) se calcularon de acuerdo a la ecuación 3.

$$\epsilon_{\text{máx}} = \left| \frac{V_{\text{exp}} - V_{\text{calc}}}{V_{\text{exp}}} \right| < 5\% \quad (3)$$

Dónde:

$V_{\text{exp}}$ : Valor experimental

$V_{\text{cal}}$ : Valor calculado

La Tabla 4, muestra los errores experimentales máximos para  $T_2$ ,  $w_2$ ,  $T_6$  y  $w_6$ .

**Tabla 4.**

*Errores experimentales máximos.*

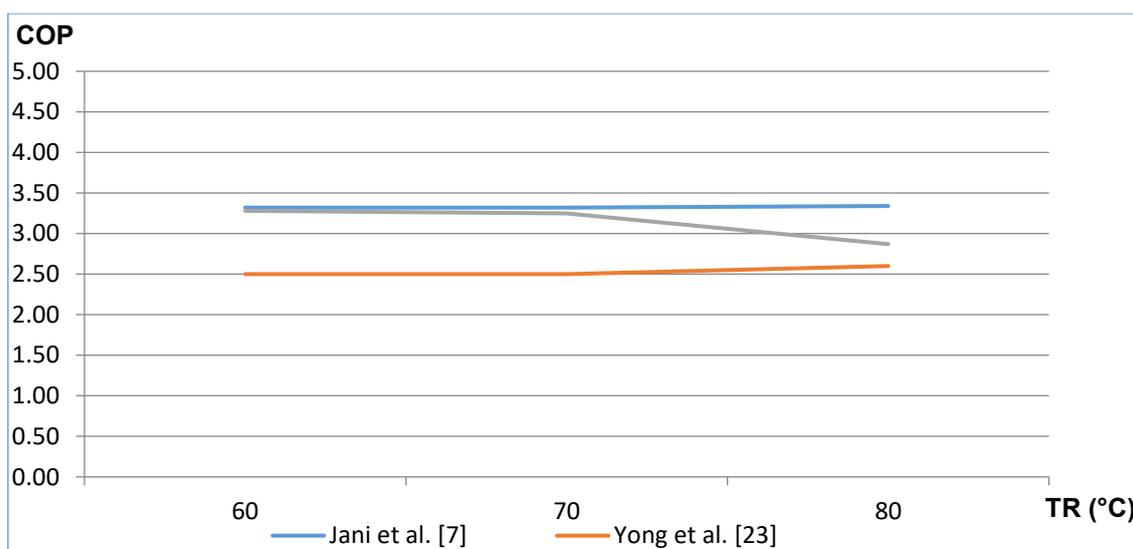
Error relativo experimental (%)	$T_2$	$w_2$	$T_6$	$w_6$
Máximo	2.3	4.4	4.4	4.1

Los modelos obtenidos son modelos de predicción con errores máximos menores del 5%, valor máximo permisible para modelos de este tipo.

Los resultados de COP obtenidos en este trabajo se compararon con los reportados en la literatura por otros autores, como (Jani, Mishra y Sahoo, 2015) y (Yong, Sumathy, Dai, Zhong, y Wang, 2006), observándose correspondencia como se muestra en la Figura 8.

**Figura 8.**

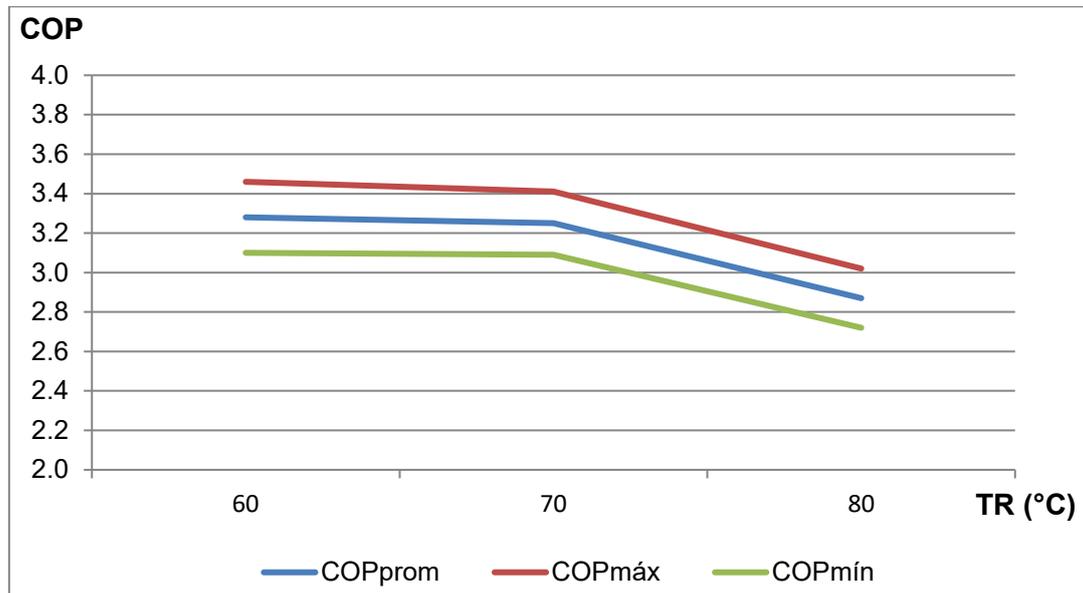
*Comparación del COP con reportados en la literatura.*



La Figura 9 muestra la propagación de los errores en el coeficiente de desempeño del sistema de enfriamiento COP de los resultados experimentales, para la velocidad de rotación de la rueda desecante de 10 rph, para la velocidad de rotación de la rueda entálpica de 20 rpm, y las temperaturas de regeneración de 60, 70, y 80°C. Para la temperatura del aire de regeneración de 60°C el COP corresponde a  $3.28 \pm 0.18$ , para 70°C el COP equivale a  $3.25 \pm 0.16$ , y para 80°C el COP fue  $2.87 \pm 0.15$  para verificar los cambios de temperatura y mejorar las condiciones ambientales.

Figura 9.

Propagación de errores en el COP para diferentes TR.



## CONCLUSIONES

A partir de datos experimentales se obtuvo un modelo de predicción del comportamiento de un sistema de enfriamiento con rueda desecante para zonas con clima cálido y húmedo como el de la provincia de Pastaza, Ecuador. Considerando la importancia e influencia de la rueda desecante de sílica gel sobre el COP del sistema de enfriamiento, se obtuvo un modelo que permite predecir la temperatura y humedad absoluta del aire a la salida de la misma. Los modelos obtenidos tienen errores estadísticos menores al 5%. El error de estimación para el caso de  $T_2$  es de  $0.9^{\circ}\text{C}$ , para  $w_2$  es de 0.5 gramos de valor de agua por kilogramo de aire húmedo (g/kg), para  $T_6$  es de  $0.8^{\circ}\text{C}$ , y para  $w_6$  es de 0.30 kilogramos de valor de agua por kilogramo de aire húmedo (kg/kg), todos para un 95% de confiabilidad.

## LISTA DE REFERENCIAS

American Society of Heating Refrigerating and Air conditioning Engineers (ASHRAE). (2004). Thermal Environment Conditions for Human Occupancy (Standard No. ANSI/ASHRAE 55-2004). Atlanta-USA: ASHRAE. Obtenido de <https://www.slideshare.net/MakeValenciaParedes/ashrae-55-2004-thermal-comfortstandard>.

Baniyounes, A., Rasul, M., Khan, M. (2013). Assessment of solar assisted air conditioning in Central Queensland's subtropical climate, Australia, 27(0), 334-341. Obtenido

- de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S096014811200393X>. ISSN 0960-1481.
- Carbonell, T., Salgado, I. (2016). Sistema de enfriamiento con desecante para reducir consumo de energía en restaurante caso de estudio. 37(1), 55-62. Obtenido de [http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1815-59012016000100007&lng=es&nrm=iso](http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1815-59012016000100007&lng=es&nrm=iso). ISSN 1815-5901.
- Carrier. (2014). Hourly Analysis Program HVAC System Design Software: Carrier 4.04. Obtenido de <http://www.carrier.com/commercial/en/us/software/hvac-system-design/software-downloads/>.
- Daou, K., Wang, R.Z., Xia, Z.Z. (2006). Desiccant Cooling air conditioning: a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 10(1), 55-77. Obtenido de <https://doi:10.1016/j.rser.2004.09.010>.
- Fernández, F. (2015). Modelado de sistemas de desecantes sólidos para el tratamiento de aire de ventilación en edificios. Tesis Doctoral. Ingeniería Mecánica y Eficiencia Energética. Universidad de Málaga, Málaga-España. Obtenido de <https://dialnet.unirioja.es/servlet/tesis?codigo=59082>.
- GREE, Condensing unit service manual R410A/60Hz. (2015). En GREE ELECTRIC APPLIANCES, INC. OF ZHUHAI, 1-35. Obtenido de [https://climatecontroltt.com/media/wysiwyg/GREE/Service\\_Manual\\_HW36NA.pdf](https://climatecontroltt.com/media/wysiwyg/GREE/Service_Manual_HW36NA.pdf).
- GREE, Air handler Installation Manual. (2015). En GREE Electric Appliances, INC. Of ZHUHAI. Obtenido de [https://airconditionerschina.en.alibaba.com/product/60105452298-220935420/Top\\_discharge\\_condensing\\_unit.html](https://airconditionerschina.en.alibaba.com/product/60105452298-220935420/Top_discharge_condensing_unit.html).
- HOLTOP, (2014). Intercambiadores de calor rotativos. Beijing-China. Obtenido de [http://www.holtop.com/html/pro\\_rotary.html](http://www.holtop.com/html/pro_rotary.html).
- Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI). (2010). Irradiación solar global anual promedio en el Ecuador. Obtenido de: [www.inamhi.gob.ec/index.php/paute](http://www.inamhi.gob.ec/index.php/paute).
- Jani, D.B., Mishra, M., Sahoo, P.K. (2015). Performance studies of hybrid solid desiccant vapor compression air conditioning system for hot and humid climates. Energy

- and Buildings. 102(1), 284-292. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.05.055>.
- Montgomery, D. (2004). Diseño y Análisis de Experimentos. Segunda edición, 1-692. Obtenido de <https://www.yyy.files.wordpress.com/2013/02/disec3b1o-de-experimentos-montgomery.pdf>. ISBN 968-18-6156-6.
- ProFlute, Technology leader. (2014). Desiccant rotor, Silica gel (PPS). Suecia. Obtenido de <http://www.proflute.se/products-2/pps-silica-gel/>.
- Peritek, Peritech Dehumidifying Equipment. (2014). ZLKD-600F Desiccant Wheel Dehumidifier. Zhejiang-China. Obtenido de <http://www.peritekdehumidifier.com/ProductDetails.aspx?productid=63506346266033820333>.
- Romero, J.A., Carbonell, T., Quevedo, V.F. (2016). Simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción. Ingeniería Energética. 37(2), 84-93. Obtenido de [http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1815-59012016000200009&lng=es&nrm=iso](http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1815-59012016000200009&lng=es&nrm=iso). ISSN 1815-5901.
- Sharma, Arjit. (2014). Solar air conditioning systems using dessicants. 1(2), 56-67. Obtenido de <http://ijcem.in/wp-content/uploads/2014/05/Solar-AC-using-dessicants.pdf>. ISSN 2348 9510
- SITRAD, Full Gauge controls. (2015). Controlador y Indicador digital de temperatura y humedad. Instalación y operación. Obtenido de <http://www.fullgauge.com/es/manual-del-producto-116>.
- Sphaier, L.A., Nobrega, C. (2014). Desiccant Cooling Cycle Tuning for Variable Environmental Conditions. Heat Transfer Engineering. 35(1), 1035-1042. Obtenido de <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2013.863071>. ISSN 0145-7632.
- Srivastav, A. (2016). Performances studies for desiccant cooling system. International Research Journal of Engineering and Technology. 3(4), 405-408. Obtenido de <https://www.irjet.net/archives/V3/i4/IRJET-V3I480.pdf>. ISSN 2395 -0056.
- Statgraphics, Centurion. (2016). Statgraphics Centurion XVI.1. Obtenido de <http://www.statgraphics.net/descargas/>.
- Yong, L., Sumathy, K., Dai, Y.J., Zhong, J.H., Wang, R.Z. (2006). Experimental Study on a Hybrid Desiccant Dehumidification and Air Conditioning System. Journal of Solar Energy Engineering. 128(1), 77-82. Obtenido de: DOI:10.1115/1.2148977.

Zhen, Li., Kandlikar, S. (2015). Current Status and Future Trends in Data Center Cooling Technologies. *Heat Transfer Engineering*. 36(6), 523-538. Obtenido de <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2014.939032>.

Zuraini Mohd, E., Arfidian, R., Ahmad, F., Sohif, M., Kamaruzzaman, S. (2013). 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*, 249-255. Obtenido de <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2014/Malaysia/RESEN/RESEN-38.pdf>. ISBN 978-960-474-370-4.