

SIMULACIÓN DE UN ENFRIADOR HÍBRIDO ALIMENTADO POR ENERGÍA SOLAR TÉRMICA**Romage G.*, De Vega M.**, García N.**, Zacarias A.*, Moreno A.**, Venegas M.****

* ESIME Azcapotzalco, Instituto Politécnico Nacional, Av. De las Granjas 682, Santa Catarina, Ciudad de México, 02550, México. romage@hotmail.com, zacarias@ipn.mx

** Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Av. Universidad 30, Leganés, Madrid, 28911, España. mvenegas@ing.uc3m.es

<https://doi.org/10.34637/cies2020.1.2053>

RESUMEN

En este trabajo se presenta la modelación y simulación de un enfriador híbrido compresión/absorción alimentado por un concentrador solar de disco parabólico. El enfriamiento producido por este sistema se utiliza para aire acondicionado de una vivienda. El estudio fue realizado mediante balances de energía y de masa, en cada componente de los sistemas de refrigeración y del sistema solar. La transferencia de calor por convección y por radiación también fueron considerados. Los resultados muestran que la carga proporcionada por el sistema de compresión es 20% mayor que el alimentado por el sistema de absorción. Aunque el sistema de absorción opera al 40% de la carga total requerida en el espacio a condicionar, requiere en torno a 40% más energía térmica que el sistema de compresión. Pueden obtenerse temperaturas cercanas a 1050 °C y 400 °C con relación de concentración de 20 y radiación solar de 600W/m² respectivamente. La eficiencia del colector solar es 0.4 (40%) cuando la temperatura exterior es 35 °C a baja radiación de 200 W/m².

PALABRAS CLAVE: Enfriador híbrido, Energía solar térmica, refrigeración por compresión/absorción.

ABSTRACT

This paper presents the modeling and simulation of a compression/absorption hybrid chiller driven by a solar dish collector. The cooling produced by this system is used for air conditioning in a home. The study was carried out using energy and mass balances in each component of the cooling systems and the solar system. Convection and radiation heat transfer were also considered. The results show that the load provided by the compression system is 20% greater than that fed by the absorption system. Although the absorption system operates at 40% of the total load required in the space to be conditioned, it requires around 40% more thermal energy than the compression system. Temperatures close to 1050 °C and 400 °C can be obtained in concentration ratio of 20 and solar radiation of 600W/m² respectively. Efficiency of the solar collector is 0.4 (40%) when the outdoor temperature is 35 °C at a low radiation of 200 W/m².

KEYWORDS: Hybrid chiller, Thermal solar energy, compression/absorption refrigeration.

INTRODUCCIÓN

El uso de equipos de aire acondicionado en viviendas, conlleva a gran parte del gasto económico por parte del usuario, debido a la gran cantidad de energía eléctrica de consumo, así como al aumento del costo de la electricidad. Los sistemas de refrigeración por absorción cobran interés para el enfriamiento de espacios debido al uso de una fuente térmica en lugar de energía eléctrica para su operación. No obstante, debido principalmente al bajo COP de estos sistemas, es difícil su competitividad contra los sistemas de refrigeración por compresión utilizados ampliamente en la industria, los de compresión. Cuando la energía térmica proviene de energía renovable como la energía solar, el sistema de refrigeración se hace atractivo debido a que el costo de la energía de suministro del sistema es nulo. La combinación de estos sistemas puede dar buenos resultados en el uso eficiente de la energía, beneficiando la implementación de las energías renovables en sistemas de enfriamiento. Diversos trabajos de sistemas de enfriamiento híbridos ya han sido publicados, como (Berguero y Chiari 2011, Mucke et al. 2016, Gurubalan et al. 2019). Además, sistemas de refrigeración por absorción acoplados con otros sistemas de refrigeración pueden apreciarse en (Li y Xu 2013, Fitó et al. 2018 y Mohammadi et al. 2019). Utilizando la energía solar para impulsar un motor Stirling además de producir enfriamiento ya se muestran por (Infante y Kim 2014, Chahartagi y Sheiky 2018 y Açikkalp et al. 2019). No obstante, en los trabajos publicados se utilizan temperaturas bajas con colectores solares planos y/o equipos con capacidad superior a 20 kW. En el presente trabajo se desarrolla el modelado y la simulación de un sistema de enfriamiento híbrido con sistemas de refrigeración por compresión y por absorción para proporcionar enfriamiento a una vivienda.

MODELADO Y SIMULACIÓN

El modelado y la simulación del enfriador híbrido fue realizado a un sistema como el de la Fig. 1. Como se muestra en la figura, el aire acondicionado de la vivienda es proporcionado por dos sistemas de refrigeración, uno de absorción y uno de compresión acoplado a un motor Stirling. Este último es alimentado por un concentrador solar de disco parabólico de 1.4 m de diámetro de apertura. El sistema de absorción es uno de simple efecto utilizando la solución agua-bromuro de litio, en tanto que el sistema de compresión utiliza el refrigerante R134a como fluido de trabajo.

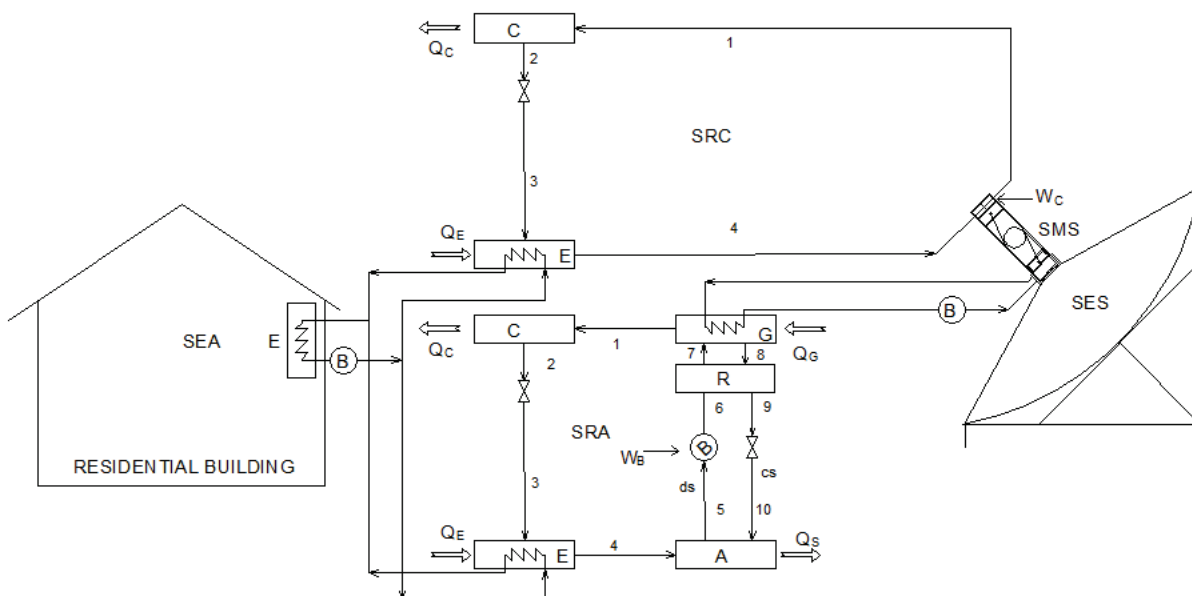


Fig. 1. Sistema de enfriador híbrido compresión/absorción alimentado por concentrador solar de disco parabólico.

Para el análisis, el sistema global fue dividido en los cuatro subsistemas siguientes: sistema de espacio acondicionado, SEA, sistema de refrigeración por compresión, SRC, sistema de motor Stirling, SMS, sistema de refrigeración por absorción, SRA y sistema de energía solar, SES. El modelado fue realizado mediante balances de energía y de masa en cada componente como se muestra a detalle en (Romage et al. 2020). Las ecuaciones principales utilizadas en el estudio se muestran a continuación:

Sistema del espacio a acondicionar

El calor necesario para retirar del espacio a acondicionar, se calcula mediante la ec (1) como:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_t + \dot{Q}_r + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{per} + \dot{Q}_{misc} \quad (1)$$

donde el calor transferido por transmisión y radiación desde el exterior, se determina mediante las ecs (2) y (3).

$$\dot{Q}_t = UA(T_{ext} - T_{int}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_r = h_r A_{sup} \sigma (T_s^4 - T_{ext}^4) \quad (3)$$

En las ecuaciones (2) y (3) T_{ext} , T_{int} y T_s son las temperaturas del exterior, del interior y de la pared exterior del espacio a acondicionar respectivamente.

Las cargas de infiltración, \dot{Q}_{inf} , por personal, \dot{Q}_{per} y por misceláneos \dot{Q}_{misc} se considera que no cambian respecto a la temperatura exterior. Por consiguiente, el total de estas cargas parciales se le puede asignar \dot{Q}_{const} para considerarla como:

$$\dot{Q}_{const} = \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{per} + \dot{Q}_{mis} \quad (4)$$

La carga de enfriamiento es proporcionada por los dos sistemas de refrigeración (compresión/absorción). La ecuación utilizada es:

$$\dot{Q}_e = x_a \dot{Q}_T + y_c \dot{Q}_T \quad (5)$$

donde x_a y y_c son las fracciones utilizadas de cada uno de los dos sistemas de refrigeración y es relacionada con la carga de enfriamiento total como:

$$x_a = \frac{\dot{Q}_{e,a}}{\dot{Q}_e}; y_c = \frac{\dot{Q}_{e,c}}{\dot{Q}_e}; \dot{Q}_e = \dot{Q}_T \quad (6)$$

Sistema de refrigeración por compresión

El calor a retirar en el espacio a acondicionar, Q_e , es dividido para cada sistema de refrigeración mediante las ecuaciones (5) y (6). El flujo de refrigerante, la potencia del compresor y COP del sistema de compresión, se determinan utilizando las ecuaciones (7-9) respectivamente:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_4 - h_3) \quad (7)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (8)$$

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (9)$$

Sistema de motor Stirling

La potencia del compresor determinada mediante la ec. (8) es la potencia proporcionada por el motor Stirling, una vez considerada la eficiencia de éste. La eficiencia y la potencia de este motor térmico, es relacionada mediante la ecuación (10), como lo muestran (Açikkalp et al. 2019).

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{Q}_{H,s}} \quad (10)$$

El calor, Q_L , liberado en el proceso de expansión del motor Stirling se determina mediante:

$$\dot{W}_s = \dot{Q}_{H,s} + \dot{Q}_{L,s} \quad (11)$$

Sistema de refrigeración por absorción

El calor a retirar por sistema de absorción fue determinado por (5) y (6). El procedimiento para el análisis de este sistema de absorción es mostrado por (Zacarías et al. 2020). Un resumen de las ecuaciones utilizadas se muestra a

continuación. El flujo de refrigerante para este sistema de absorción se determina mediante la ecuación (7). El calor retirado en el absorbedor y en el condensador se muestran en las ecuaciones (10) y (11).

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_r h_4 + \dot{m}_{cs} h_{10} - \dot{m}_{ds} h_5 \quad (12)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (h_1 - h_2) \quad (13)$$

El calor requerido en el generador se determina por:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_r h_1 + \dot{m}_{cs} h_8 - \dot{m}_{ds} h_7 \quad (14)$$

El flujo másico de las disoluciones diluida y concentrada están relacionados con la concentración mediante:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_r; \dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_8 X_8 + \dot{m}_r X_1 \quad (15)$$

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_{cs} + \dot{m}_r; \dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_{10} X_{10} + \dot{m}_4 X_4 \quad (16)$$

La eficiencia del recuperador, la potencia de la bomba y el COP de este sistema de refrigeración se determinan mediante las ecuaciones (17-19).

$$\varepsilon_{HE} = \frac{T_7 - T_6}{T_8 - T_6} \quad (17)$$

$$\dot{W}_p = (P_6 - P_5) v_{ds} \dot{m}_{ds} / \eta_b \quad (18)$$

$$COP_a = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (19)$$

Sistema de energía solar térmica

Con el calor requerido por el motor Stirling y el requerido en el generador del sistema de absorción, el calor requerido en el concentrador solar, Q_u , se calcula mediante:

$$Q_u = \dot{Q}_{H,s} + \dot{Q}_g \quad (20)$$

La temperatura del concentrador es determinada por la ecuación presentada por (Açikkalp et al. 2019).

$$Q_u = IA_{app} \eta_o - A_{ab} [h(T_H - T_o) + \varepsilon \sigma (T_H^4 - T_o^4)] \quad (21)$$

La eficiencia, η_c , del concentrador solar fue calculado usando:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{IA_{app}} \quad (22)$$

Donde el área del colector, A_{app} , y del absorbedor, A_{ab} , están relacionadas por la relación de concentración, C :

$$C = \frac{A_{app}}{A_{ab}} \quad (23)$$

El modelo desarrollado de las ecuaciones (1-23), ha sido programado en software especializado por los autores. La simulación ha sido realizada para R134a y agua-bromuro de litio para los sistemas de compresión y absorción respectivamente. Las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo han sido determinadas desde el software Engineering Equation Solver, EES, (Klein 2004). Para la simulación, la temperatura de la superficie exterior del espacio a acondicionar, T_s , se considera igual a la temperatura interior, T_{int} . La temperatura de condensación, T_c en el sistema de compresión, se supone 5 °C por arriba de la temperatura exterior ($T_c = T_{ext} + 5$). La temperatura de alimentación al generador y de evaporación en el evaporador, del sistema de absorción son respectivamente $T_g = 120^\circ\text{C}$ y $T_e = 5^\circ\text{C}$. La relación de utilización del sistema de absorción y la eficiencia del motor Stirling son respectivamente $x_a = 0.4$ y $\eta_s = 0.3$. Las condiciones de operación fueron variadas como se muestra en la tabla 1.

Tabla 1. Condiciones de operación del sistema de enfriamiento solar

Parámetro	Rango
Temperatura exterior, T_{ext} , °C	25 - 35
Relación de concentración, C	20 - 100
Radiación solar, I , W/m ²	200-1000

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con el modelo desarrollado en este trabajo, se ha simulado el sistema a las condiciones de operación mostradas en la tabla 1. Los resultados obtenidos se muestran a continuación. En la Fig. 2 se muestra el calor de enfriamiento requerido en el espacio a condicionar, así como el calor proporcionado por el sistema de compresión y por el sistema de absorción, respecto a la temperatura de condensación. De la figura puede apreciarse que la carga proporcionada por el sistema de compresión es 20% mayor que el alimentado por el sistema de absorción.

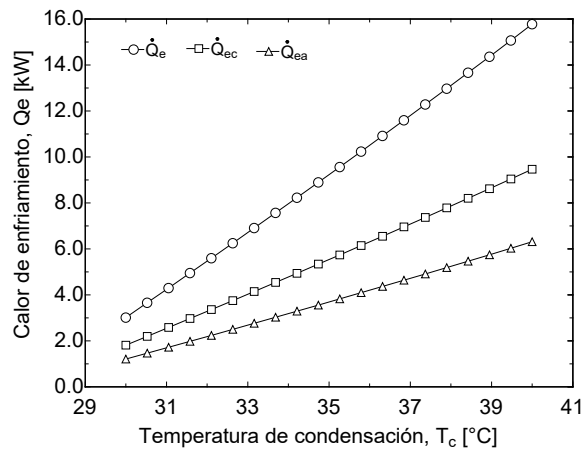


Fig. 2. Calor de enfriamiento requerido en el espacio acondicionado y el proporcionado por cada sistema de refrigeración, respecto a la temperatura de condensación.

El calor producido por el concentrador solar y el proporcionado al sistema de absorción y al motor Stirling son mostrados en la Fig. 3, en donde puede apreciarse que aún y que el sistema de absorción opera al 40% de la carga total requerida en el espacio a condicionar, requiere en torno a 40% más energía térmica que el sistema de compresión.

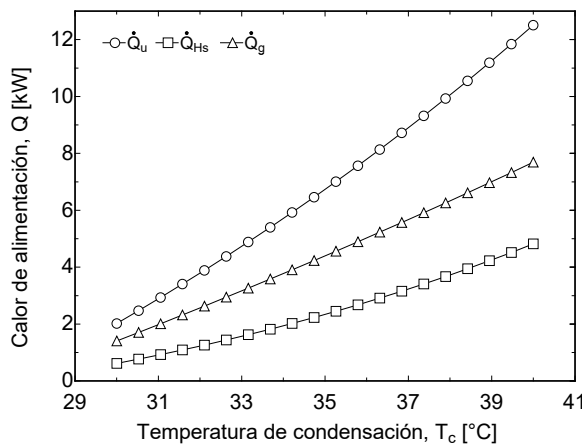


Fig. 3. Calor producido por el concentrador solar y el alimentado al sistema de absorción y al motor Stirling respecto a la temperatura de condensación.

La potencia requerida por compresor en el sistema de compresión y por la bomba de disolución en el sistema de absorción, se presentan en la Fig. 4, en donde puede apreciarse que la potencia de ésta última es hasta 20 veces menor que la primera.

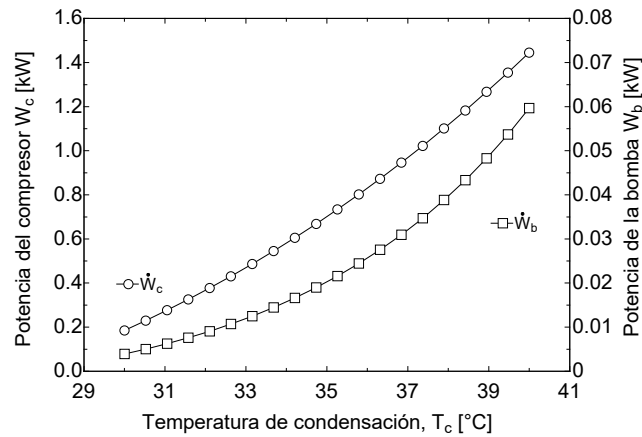


Fig. 4. Potencia del compresor y de la bomba respecto a la temperatura de condensación.

La temperatura requerida para el concentrador solar de disco parabólico se presenta en al Fig. 5 como una función de la radiación solar a diferentes relaciones de áreas. De la figura puede apreciarse que, con relaciones de concentración de 100 pueden obtenerse poco más de 1050 °C, en tanto que con una relación de concentración de 20, pueden alcanzarse temperaturas de 400°C, con radiación de 600W/m².

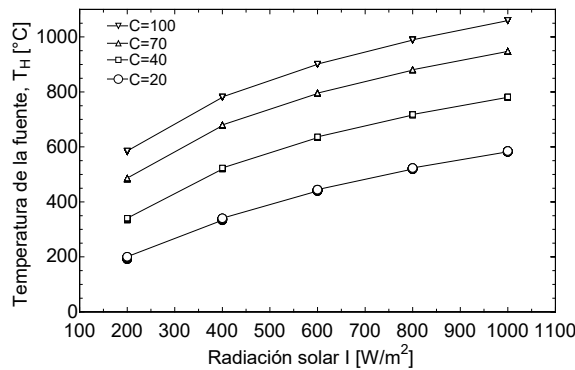


Fig. 5. Temperatura del concentrador solar respecto a la radiación solar a diferentes relaciones de concentración.

El COP de los sistemas de refrigeración y la eficiencia del concentrador solar se muestran en la Fig. 6 a diferentes valores de radiación solar respecto a la temperatura de condensación. De la figura puede apreciarse que los sistemas de refrigeración tienen valores favorables, 9.8 y 0.85 respectivamente. La eficiencia del colector solar alcanza valores de 0.4 (40%) cuando la temperatura exterior es elevada a bajo valor de radiación. No obstante, cuando la temperatura exterior es baja, los valores de eficiencia del colector solar pueden ser tan bajos como 0.02 (2%).

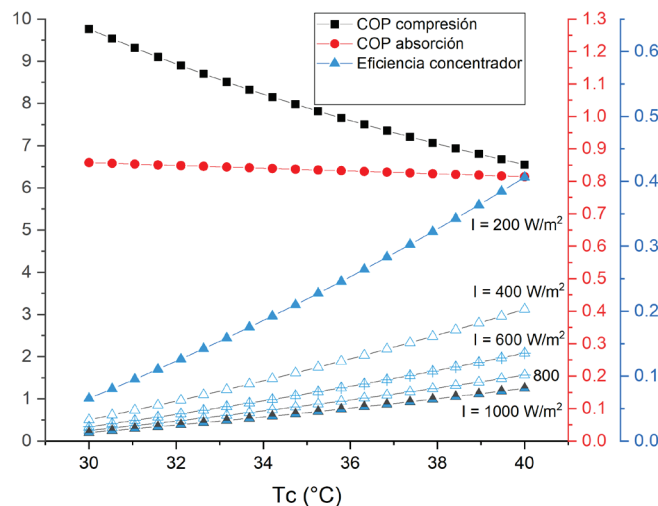


Fig. 6. COP de los sistemas de refrigeración y η_c a diferente radiación solar, respecto a T_c .

CONCLUSIONES

Del estudio realizado al enfriador híbrido alimentado por concentrador solar de disco parabólico se han encontrado las siguientes conclusiones:

- la carga proporcionada por el sistema de compresión es 20% mayor que el alimentado por el sistema de absorción.
- Aunque el sistema de absorción opera al 40% de la carga total requerida en el espacio a condicionar, requiere en torno a 40% más energía térmica que el sistema de compresión.
- la potencia de la bomba de disolución en el sistema de absorción es cerca de 20 veces menor que la potencia del compresor en el sistema de compresión.
- con relación de concentración de 100 en el colector solar, puede obtenerse poco más de 1050 °C, en tanto que con una relación de concentración de 20, pueden alcanzarse temperaturas de 400°C, con radiación de 600W/m².
- la eficiencia del colector solar alcanza valores de 0.4 (40%) cuando la temperatura exterior es elevada a bajo valor de radiación. No obstante, cuando la temperatura exterior es baja, los valores de eficiencia del colector solar pueden ser tan bajos como 0.02 (2%).

AGRADECIMIENTOS

Se agradece al Instituto Politécnico Nacional por el proyecto SIP20190076, por el año sabático DG-2019-171-1-15 y por el Apoyo Económico para la presentación del trabajo; al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, CONACYT por la beca 740638 de Estancia Sabática y a la Universidad Carlos III de Madrid por el apoyo para la Estancia de investigación.

REFERENCIAS

- AÇikkalp E, Kandemir S Y, Ahmadi M H, (2019). Solar Driven Stirling engine -chemical heat pump- absorption refrigerator hybrid system as environmental friendly energy system. *Journal of Environmental Management* Vol. 232, 455-461.
- Berguero S, y Chiari A. (2011). On the performances of a hybrid air-conditioning system in different climatic conditions, *Energy* Vol. 36 5261-5273.
- Chahartaghi M y Sheykhy M. (2018). Thermal modeling of a trigeneration system based on beta-type Stirling engine for reductions of fuel consumption and pollutant emission. *Journal of Cleaner Production* Vol. 205, 145-162.
- Fitó J, Coronas A, Mauran S, Mazet N, Stitou D. (2018). Definition and performance simulations of a novel solar-driven hybrid absorption-thermochemical refrigeration system. *Energy Conversion and Management* Vol. 175, 298-312.
- Gurubalan A, Maiya M P, Tiguari S. (2019). Experiments on a novel membrane-based liquid desiccant dehumidifier for hybrid air conditioner. *International Journal of Refrigeration* Vol. 108, 271-282.
- Infante C y Kim D S. (2014). Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data. *International Journal of Refrigeration* Vol. 39, 23-37.
- Klein S A. (2018). *Engineering Equation Solver, EES. 1992-2017*.
- Li J y Xu S. (2013). The performance of absorption-compression hybrid refrigeration driven by waste heat and power from coach engine. *Applied Thermal Engineering* Vol. 61 2, 747-755.
- Mohammadi K, Khaledi M S E, Powell K. (2019). A novel hybrid dual-temperature absorption refrigeration system: Thermodynamic, economic, and environmental analysis. *Journal of Cleaner Production* Vol. 233, 1075-1087.
- Mucke L, Fleig D, Vajen K, Jordan U. (2016). Hybrid liquid desiccant air-conditioning systems: A conceptual study with respect to energy saving potentials. *International Journal of Refrigeration* Vol. 69, 64-73.
- Romage G, Jiménez C, Zacarías A, Carvajal I, Flores A, Donís F. Simulation of a Stirling engine-compression/absorption hybrid cooling system. *CYTEF 2020. X Congreso Ibérico, VIII Congreso Iberoamericano de las Ciencias y Técnicas del Frío*, Pamplona, España, 1-3 julio, 2020.

Zacarías, J. A. Quiroz, G. L. Gutiérrez-Urueta, M. Venegas, I. Carvajal, J. Rubio. (2020) Comparison between adiabatic and non-adiabatic absorption chillers using ammonia-lithium nitrate and water-lithium bromide solutions. *Heat Transfer Research*. Doi.10.1615/HeatTransRes.2019026621.