

Metodología Rápida para la Modelación de Chillers de Absorción Uniefecto en el Entorno de Simulación de TRNSYS

Prompt Single-Effect Absorption Chiller's Modelling Methodology within the TRNSYS Simulation Environment

Daniel David Franco Gutiérrez¹, César Alejandro Isaza Roldán²

¹Universidad Pontificia Bolivariana, Medellín, Colombia, dfrancog@eafit.edu.co

²Universidad Pontificia Bolivariana, Medellín, Colombia, cesar.isaza@upb.edu.co

Fecha de recepción: 05/29/2018 Fecha de aceptación: 12/12/2018



Esta obra está bajo una licencia de Creative Commons Reconocimiento-No comercial-SinObraDerivada 4.0 internacional.

DOI: <https://doi.org/10.18041/1794-4953/avances.14741>

Como citar: Franco Gutiérrez, D. D. & Isaza Roldán, C. A. (2018). Metodología Rápida para la Modelación de Chillers de Absorción Uniefecto en el Entorno de Simulación de TRNSYS. *AVANCES: INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA*, 15 (1), 302-317. DOI: <https://doi.org/10.18041/1794-4953/avances.14741>

Resumen

El crecimiento económico incrementa las necesidades de aire acondicionado y refrigeración. Por tal, eficiencia energética en edificios, así como los recursos energéticos distribuidos son temas de alto interés. Los chillers de absorción impulsan procesos de enfriamiento, a partir de fuentes de calor tales como distritos térmicos, cogeneración, energía termosolar o calor industrial residual, con menores emisiones de CO₂. Los chillers de absorción son máquinas térmicas no sencillas, lo que dificulta la evaluación del desempeño y requiere el uso de herramientas computacionales para simular su comportamiento. El presente trabajo ofrece resultados de una metodología propuesta, la cual a partir de las curvas de capacidad de enfriamiento dadas por los fabricantes y las ecuaciones básicas que modelan a un chiller de absorción, se obtiene al archivo de datos que el software TRNSYS requiere para simularlo.

Palabras clave: Aire acondicionado, Chiller de absorción uniefecto, COP, Simulación energética, TRNSYS.

Abstract

Economic growth increases the demand for air-conditioning and refrigeration. Hence, energy-efficient buildings and renewable-distributed energy resources (DER) are timely topics. Thermally-driven absorption chillers power cooling processes from heat sources such as district heat, combined heat and power (CHP), solar thermal energy, or industrial waste heat; with the CO₂ footprint of these systems being relatively low. As absorption chillers' dynamics are not straightforward, simulation tools are required to model them. The present work elaborates on a proposed straightforward methodology, aimed at completion of a data file from the manufacturer's capacity curves so as to simulate a 1-effect absorption chiller in TRNSYS.

Keywords: 1-effect absorption chiller, Air conditioning, COP, Energy simulation, TRNSYS.

1. Introducción

Se estima que el mundo consume un billón de kWh/año de electricidad para climatización [1]. Se prevé que la energía destinada al aire acondicionado se multiplicará por diez para el 2050 [2]. Las emisiones de CO₂ crecerán un 60% para el 2030, respecto al comienzo del siglo [3]; los refrigerantes HCFC, aún contribuyen al deterioro de la capa de ozono. En Barranquilla, Colombia, la demanda por refrigeración y aire acondicionado es más del 50% de la demanda eléctrica total (67% en sector residencial) [4]. El aprovechamiento de energías renovables y la instalación de recursos energéticos distribuidos son promisorios para suplir necesidades de calentamiento, aire acondicionado y refrigeración (HVAC&R) y desligar en la medida de lo posible a estos equipos de la red eléctrica, reduciendo picos de consumo eléctrico. El enfriamiento mediante chillers de absorción usa refrigerantes que no deterioran la capa de ozono y demanda poca

electricidad respecto a sistemas HVAC&R convencionales; su huella de CO₂ es muy inferior; esto concierne a zonas como la costa caribe colombiana donde la electricidad es más costosa y es generada por plantas térmicas a base de combustibles fósiles.

La IEA pronostica que para 2050 la capacidad instalada de enfriamiento solar será de 1000 GW, lo que corresponderá al 17% de la capacidad mundial destinada a enfriamiento [5]. La industria de enfriamiento solar, ha presentado una tasa de crecimiento global promedio de 6% entre 2010 y 2014 [6]. Sin embargo, gran parte de la capacidad instalada hoy es por proyectos de demostración [7]–[9], como el instalado en el Bloque 24 de la UPB en Medellín, Colombia [10], pues sus costos CAPEX son elevados, aun cuando en comparación con sistemas HVAC&R convencionales, los costos OPEX son bajos [2], [3]. Aun así, la IEA proyecta, reducciones de costos de capital del enfriamiento solar entre 35% y 45% para

para el 2030 [11], [12]. El 82% de los sistemas de enfriamiento termosolar instalados son por ciclo de absorción [9]. Además de energía termosolar, la fuente de calor para un chiller de absorción (o adsorción) puede ser calor de desecho industrial, de cogeneración (*combined heat and power* [CHP]), de fuente natural o de un distrito térmico como el instalado por Empresas Públicas de Medellín (EPM) en Medellín, el cual alimenta a un chiller para suministrar aire acondicionado.

TRNSYS es un entorno de simulación transitoria completo y extensible. Se usa para diseñar, viabilizar y planificar proyectos energéticos, incluyendo estrategias de control, modelación térmica de edificios, sistemas de energías renovables (eólico, solar, fotovoltaico, etc.). TRNSYS posee una estructura modular que permite al usuario modificar y adaptar los modelos de los componentes a sus necesidades, tal como se realizó en este trabajo.

El objeto de estudio de este trabajo es entonces el chiller de absorción uniefecto. Se presentará una vista general sobre el chiller de absorción, su funcionamiento y sus configuraciones, enmarcándolo en ocasiones, en el contexto del enfriamiento termosolar. Se elaborará sobre el modelo matemático del chiller de absorción que es usado en TRNSYS. Posteriormente, se ofrece una metodología por la cual, en base a las curvas de capacidad de enfriamiento del chiller que ofrece el fabricante, se completan los datos necesarios para compilar un archivo de datos (de extensión .dat) para el *Type 107* en TRNSYS. Se

presentarán resultados de la modelación de un chiller de absorción de referencia RXZ-11 de HuiN y su funcionamiento en TRNSYS.

2. Marco teórico y metodología

El chiller de absorción es un sistema de ciclo cerrado. El principio de funcionamiento de estos sistemas es evaporar un refrigerante al intercambiar calor con un líquido circulante (agua en climatización y mezcla agua-glicol en refrigeración), enfriando entonces al líquido que suministra el calor al refrigerante. En la Figura 1 se tiene al chiller intercambiando calor con tres circuitos de agua, el de agua caliente (hw), el de agua de torre (*cooling water* [cw]) y el de agua fría (chw); en la Tabla 1 se da una visión general de las temperaturas de entrada o salida, para varias tecnologías. Así entonces, el agua caliente entrante (al chiller) provee la mayoría de la energía del chiller y lógicamente, $T_{hw,in} > T_{hw,out}$; el agua de torre entrante rechaza calor del chiller, calor que proviene de la carga y del agua caliente entrante, luego $T_{cw,in} < T_{cw,out}$; el agua fría saliente intercambia calor con la carga, luego $T_{chw,in} > T_{chw,out}$. La temperatura $T_{chw,set}$ es un *setpoint* al cual se desea llevar al agua fría saliente.

En la Tabla 1, se presenta una comparación general de algunas de las tecnologías de enfriamiento alimentadas térmicamente, particularmente las de absorción que son las poseedoras de la mayor cuota de mercado; en la Tabla 1 se presentan además los rangos de variables como el coeficiente de rendimiento

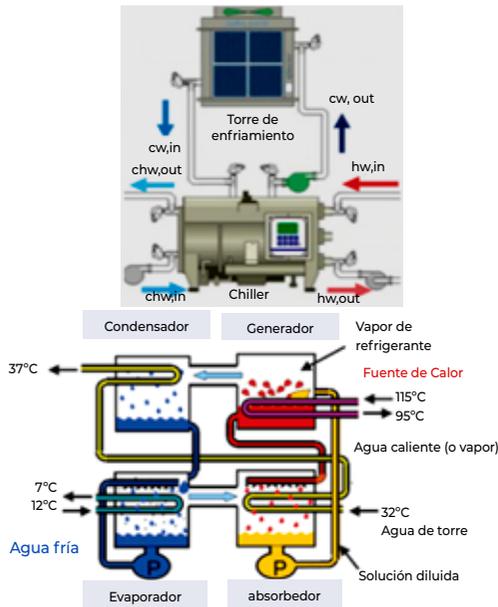


Figura 1. Circuitos de agua que intercambian calor con el chiller de absorción y la torre de enfriamiento.

Tabla 1. Comparación general de tecnologías de enfriamiento alimentadas térmicamente.

	1-efecto	2-efectos
Refrigerante	Agua	Agua
Sorbente	LiBr	LiBr
Medio a enfriar	Agua	Agua
Tchw,out /		
Tchw,in	6/20 °C	6/20 °C
Thw,in [°C]	75-100	130-160
Tcw,in [°C]	25-35	25-35
Capacidad	10-20500 kW	170-23300 kW
COP	0.6-0.7	1.1-1.4

(COP) nominal y las capacidades comerciales que se ofrecen. Las variables de la Tabla 1, se explican más adelante. En [13] y [9] se presenta comprensivamente a otras tecnologías de enfriamiento alimentadas térmicamente.

El ciclo de absorción (ideal) es posible por la diferencia de puntos de

ebullición del par de trabajo refrigerante/sorbente (Tabla 1). En la Figura 2 se presentan un diagrama P-T-x, con los cuatro componentes principales de un chiller de absorción de un solo efecto, también, el ciclo de absorción y sus estados, junto con los flujos de refrigerante, agua y calor que entran y salen de los componentes. El ciclo uniefecto de absorción tiene lugar entre los cuatro componentes principales de un chiller de absorción (Figura 1), estos son: el evaporador (evp), el absorbedor (abs), el generador (gen) y el condensador (cnd) [14]–[18]; donde ocurren los siguientes procesos:

(i) El refrigerante que entra al evaporador en el estado 2, se encuentra en un nivel de baja presión y es bifásico (gas-líquido). El refrigerante se evapora en el evaporador, dado a que recibe calor de ebullición Q_{evp} del flujo entrante de agua fría, equivalente al calor de la carga térmica. La evaporación del refrigerante, si es agua en el par de trabajo $H_2O/LiBr$, a tales niveles de temperatura es posible porque el punto de ebullición del refrigerante es función de la presión y el evaporador se encuentra a una presión inferior a la presión ambiental. En nuestro caso el evaporador está a temperaturas entre 5-10 °C y presiones entre 0.8-1.2 kPa.

(ii) El vapor de refrigerante (estado 3) se lleva al absorbedor, donde es diluido en una solución líquida concentrada (débil) que viene del generador. Se denomina solución concentrada dado que la concentración del sorbente es mayor. La absorción del refrigerante dentro del

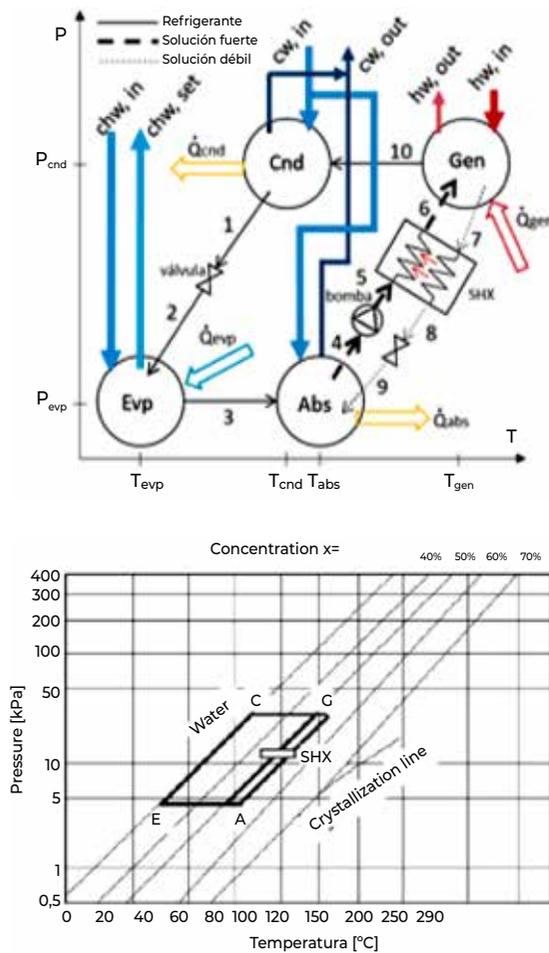


Figura 2. Arriba: diagrama P-T-x esquemático del ciclo de absorción. Abajo: diagrama de equilibrio de un ciclo de absorción uniefecto para el par de trabajo H₂O/LiBr.

sorbente produce la solución diluida (fuerte), que posee una relación estequiometría más equilibrada entre solvente y soluto, respecto a la solución débil. Esta absorción libera calor de absorción Q_{abs} , el cual es entregado al flujo entrante de agua de torre.

(iii) Una bomba dirige a la solución fuerte (estados 4 y 5) a un estado de alta presión, pasando por el intercambiador de calor (SHX) en donde recibe calor de parte

de la solución débil, precalentándose (estado 6) antes de llegar al generador. El intercambiador de calor de solución (SHX) recupera calor interno, mejorando la eficiencia y la absorbabilidad en el absorbedor, resistiendo además la irreversibilidad del ciclo [13], [16]. De acuerdo a [19], este elemento permite un COP hasta 60% mayor.

(iv) En el generador, la solución fuerte que entra, recibe calor Q_{gen} del flujo entrante de agua caliente, por lo que gran parte del refrigerante se desorbe del sorbente en forma de vapor; es así como se forma la solución débil, la cual se hace pasar por el intercambiador de calor y por la válvula de alivio de presión, cerrando el ciclo generador-absorbedor.

(v) El vapor refrigerante que viene del generador entra al condensador, en donde entrega calor de condensación Q_{cnd} al flujo entrante de agua de torre (que también recibe calor del absorbedor del chiller). El refrigerante líquido (estado 1) se lleva al evaporador, pasando por una válvula de alivio de presión, cerrándose el ciclo. El cambio del punto de ebullición antes y después de la válvula genera el estado de dos fases antes mencionado.

El par de trabajo más usado en climatización es H₂O/LiBr, en refrigeración es NH₃/H₂O. Además de los chillers de absorción uniefecto, los chiller de absorción biefecto y los de medio efecto (Tabla 1) trabajan el ciclo de absorción entre más de dos niveles de presión-temperatura y usan dos generadores [13], [17], [20]–[23]. El balance de energía en el chiller uniefecto se puede inferir de la Figura 2 y se

da en la Ecuación 1, donde Q_{aux} son las pérdidas térmicas (parasitas) del chiller hacia el ambiente, en tuberías, válvulas, bombas, etc. Relativo a los circuitos de agua (hw, cw, chw), la Ecuación 2 es equivalente a la Ecuación 1:

$$\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{evp} = \dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{cnd} + \dot{Q}_{aux} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{chw} = \dot{Q}_{cw} - \dot{Q}_{aux} \quad (2)$$

El COP o COP térmico (considerando los consumos térmicos parásitos) es la relación entre el calor que se extrae de la carga térmica (Q_{evp}) y el calor impulsando al generador (Q_{gen}):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evp}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{aux}} = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux}} \quad (3)$$

Dentro de los requerimientos especiales se incluyen la presentación de tablas editables, figuras, ecuaciones, referencias, unidades, abreviaturas y acrónimos. El calor instantáneo (Q_{remove}) es el que se desea remover de parte del chiller de absorción desde el flujo entrante de agua fría (Ecuación 4). TRNSYS utiliza este flujo calórico ideal para calcular la fracción de carga (f_{Load}) a la cual trabaja el chiller (Ecuación 5) [24].

$$\dot{Q}_{remove} = \dot{m}_{chw} C_{p,chw} (T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad (4)$$

$$f_{Load} = \frac{\dot{Q}_{remove}}{cap_{rated}} ; f_{Load} \in [0,1] \quad (5)$$

Este valor relaciona al calor que idealmente debe removerse del agua fría, con la capacidad nominal del chiller de absorción (cap_{rated}), entendiendo por capacidad a la potencia de enfriamiento (normalmente expresada en kW); es decir al calor Q_{chw} que realmente se está extrayendo del agua enfriada por parte del evaporador en un momento dado. Ya con las temperaturas de entrada del agua caliente y del agua de torre, la temperatura de *setpoint* para el agua fría y la fracción de carga, TRNSYS hace uso del archivos de datos del *Type 107*, que representa al chiller de absorción y relaciona estas variables de entrada con la capacidad instantánea (cap) y la fracción de energía de entrada ($f_{EnergyInput}$) [24]. La fracción de capacidad ($f_{Capacity}$) a la cual trabaja el chiller está dada en la Ecuación 6. TRNSYS usa luego a $f_{EnergyInput}$ para calcular la potencia calórica Q_{hw} que el agua caliente suministra al generador del chiller [24] (Ecuación 7). cap_{rated} es el COP nominal del chiller de absorción.

$$f_{Capacity} = \frac{cap}{cap_{rated}} \quad (6)$$

$$f_{EnergyInput} = \frac{COP_{rated}}{cap_{rated}} \dot{Q}_{hw} \quad (7)$$

Por transferencia de calor, la relación entre el flujo calórico Q_{hw} y las temperaturas de entrada y salida del agua caliente están dadas en la Ecuación 8. TRNSYS despeja esta ecuación para calcular la temperatura del agua caliente saliente [24].

$$\dot{Q}_{hw} = \dot{m}_{hw} C_{p,hw} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) ; \Delta T_{hw} \equiv T_{hw,in} - T_{hw,out} \quad (8)$$

Ahora bien, si el chiller de absorción está limitado en su capacidad para llegar al *setpoint*, el calor extraído de la carga térmica es igual a la capacidad de enfriamiento para los parámetros de entrada dados. En caso contrario, el chiller consigue alcanzar el *setpoint* de enfriamiento y el evaporador remueve calor Q_{remove} de la carga (Ecuación 9). TRNSYS utiliza entonces a la Ecuación 9 para encontrar la temperatura de salida del agua fría. Posteriormente, TRNSYS usa la Ecuación 2 para calcular el calor Q_{cw} rechazado en conjunto desde el absorbedor y el condensador y que se transfiere al agua de torre. Teniendo a Q_{cw} , TRNSYS encuentra la temperatura del agua de torre que sale del chiller hacia la torre de enfriamiento [24] (Ecuación 10).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{chw} &= MIN\{\dot{Q}_{remove}, cap\} \\ &= \dot{m}_{chw} C_{p,chw} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) ; \Delta T_{chw} \\ &\equiv T_{chw,in} - T_{chw,out} \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cw} &= \dot{m}_{cw} C_{p,cw} (T_{cw,out} - T_{cw,in}) ; \Delta T_{cw} \\ &\equiv T_{cw,out} - T_{cw,in} \end{aligned} \tag{10}$$

El archivo externo de extensión *.dat* para el *Type* 107 en TRNSYS posee una estructura definida [24]. Contiene un encabezado de cuatro líneas y 16 columnas (Figura 3), en donde se definen las variables independientes del archivo, que son los parámetros de entrada (f_{Load} , $T_{chw,set}$, $T_{cw,in}$, $T_{hw,in}$) que TRNSYS relaciona con las variables dependientes (capacidad y fracción de energía de entrada)

del archivo. Así, por ejemplo, en la primera línea hay un espacio de 11 columnas para ingresar de menor a mayor un número de *JL* fracciones de carga entre las cuales TRNSYS puede interpolar las variables dependientes. Cabe aclarar que TRNSYS interpola dentro de los límites de las variables independientes, pero no extrapola por fuera de ellos. De otra parte, el cuerpo del archivo *.dat* (Figura 4) posee *I* filas y dimensiones $I = JL \times JCHW \times JCW \times JHW$ filas x 16 columnas, en donde cada fila (dato) corresponde a las variables dependientes para un punto $P(f_{Load}, T_{chw,set}, T_{cw,in}, T_{hw,in})$, es decir, una única combinación de los parámetros de entrada. Adicional a esto, las filas no se ordenan aleatoriamente sobre el archivo; en cambio, se ordenan de forma estricta bajo el siguiente criterio: primero de menor a mayor f_{Load} , segundo de menor a mayor $T_{chw,set}$ e igualmente para $T_{cw,in}$ y $T_{hw,in}$ consecutivamente.

El fabricante presenta tres curvas de capacidad, cada una en función de una de las temperaturas $T_{hw,in}$, $T_{cw,in}$ o $T_{chw,set}$, manteniendo constante a las demás.

$f_{Load,j}$; $j=1,2,\dots,JL$!Fraction of Design Load	4 columnas vacías
$T_{chw,set,jchw}$; $jchw=1,2,\dots,JCHW$!Chilled Water Setpoint (C)	4 columnas vacías
$T_{cw,in,jcw}$; $jcw=1,2,\dots,JCW$!Entering Cooling Water Temperature (C)	4 columnas vacías
$T_{hw,in,jhw}$; $jhw=1,2,\dots,JHW$!Inlet Hot Water Temperature (C)	!Load !CHWSet !CWIn !HWIn

Figura 3. Estructura del encabezado de 4x16 del archivo *.dat* del *Type* 107 de TRNSYS. En rojo lo que son celdas con cadenas de texto fijo.

cap_i	$f_{EnergyInp,i}$	9 columnas vacías	!Capacity and Design Energy Input Fraction at	$f_{Load,i}$	$T_{chw,set,i}$	$T_{cw,in,i}$	$T_{hw,in,i}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
cap_I	$f_{EnergyInp,I}$	9 columnas vacías	!Capacity and Design Energy Input Fraction at	$f_{Load,I}$	$T_{chw,set,I}$	$T_{cw,in,I}$	$T_{hw,in,I}$

Figura 4. Estructura del cuerpo de $I \times 16$ del archivo *.dat* con $i = 1,2,\dots,I$.

Tabla 2. Características del chiller de absorción RXZ-11 de HuiN. La temperatura de bulbo húmedo es 27 °C.

Capacidad de enfriamiento nominal [kW]	11.5	
Agua caliente (hw)	Flujo másico [m ³ /h]	2.9
	Temp in/out [°C]	90/85
Agua de torre (cw)	Flujo másico [m ³ /h]	5
	Temp in/out [°C]	30/35
Agua fría (chw)	Flujo másico [m ³ /h]	2
	Temp in/out [°C]	15/10
Consumo eléctrico (kW)	0.15	

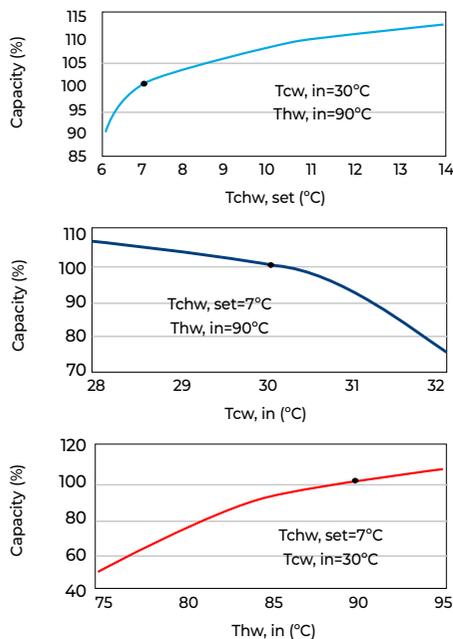


Figura 5. Curvas de capacidad para el chiller de absorción RXZ-11 de HuiN. Se señala el punto nominal.

Así mismo, el fabricante da la temperatura de bulbo húmedo $T_{wetbulb}$ de las curvas. Ofrece una curva de capacidad en función de $T_{wetbulb}$. A mayor humedad relativa, el chiller trabaja más cargado y tanto la capacidad como el COP son menores [25]. En todas las curvas de capacidad está el punto nominal $P_{rated}(f_{Load}=1, T_{chw, set, rated}, T_{cw, in, rated}, T_{hw, in, rated})$ que es común

a todas las curvas; este punto se obtiene a condiciones nominales y fracción de carga máxima ($f_{Load}=1$); normalmente, este punto es el que se indica en las curvas de capacidad con $\%Cap = 100\%$. El fabricante puede presentar también una tabla con las condiciones nominales, incluyendo $\Delta T_{chw, rated}, \Delta T_{cw, rated}, \Delta T_{hw, rated}$ y los flujos másicos $\dot{m}_{chw, rated}, \dot{m}_{cw, rated}, \dot{m}_{hw, rated}$. Para el chiller de absorción RXZ-11 de HuiN [26], ver la Figura 5 y la Tabla 2.

La metodología propuesta para compilar el archivo .dat se esquematiza como diagrama de flujo, en la Figura 6, y se compone de tres algoritmos; que previamente requieren que se exprese la capacidad adimensionalmente como una fracción de capacidad (Ecuación 6) y luego suponer que el ΔT_{cw} del agua de torre es constante y es igual al valor nominal $\Delta T_{cw, rated}$.

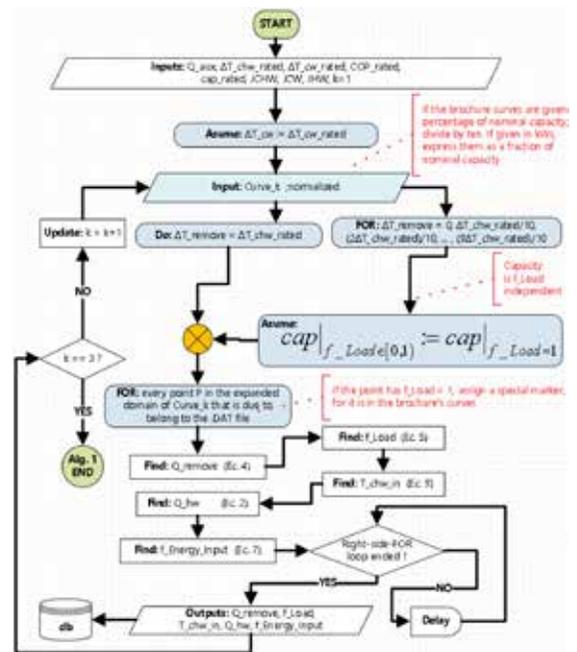


Figura 6. Diagrama de flujo continua en la siguiente página

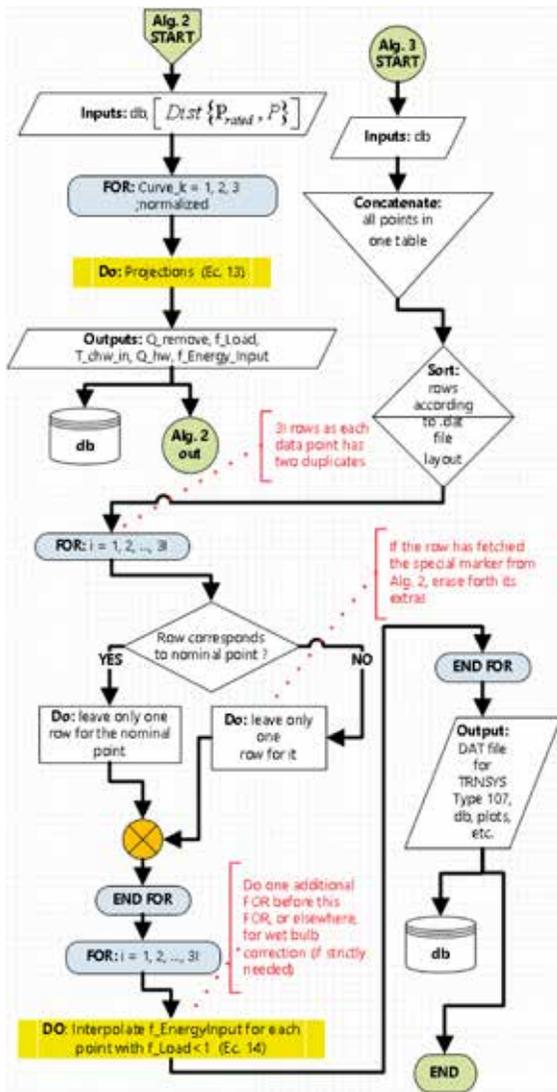


Figura 6. Diagrama de flujo de la metodología propuesta para obtener al archivo del Type 107 en TRNSYS.

Bajo esta aproximación, el calor rechazado por la torre es constante. Se tienen tres curvas de capacidad $Curve_k$, con $k = 1, 2, 3$; siendo $Curve_1$ la curva de capacidad en función de $T_{chw,set}$, $Curve_2$ la curva de capacidad en función de $T_{cw,in}$ y $Curve_3$ la curva de capacidad en función de $T_{hw,in}$. El algoritmo 1 (Figura 6), obtiene los puntos del archivo .dat, que pertenecen

al dominio extendido de cada curva. Un dominio extendido es los valores de temperaturas y fracción de carga a los cuales el fabricante grafica valores de capacidad (dominio de la curva) más la unión de esos valores de temperatura a fracciones de carga menores que la unidad; para el dominio extendido de cada curva, dos temperaturas son fijas y una de ellas varía dentro de un rango. En la Ecuación 11 se define el dominio extendido de la curva 1, para las demás es análogo.

$$D_{ex-Curve1} = \left\{ \begin{array}{l} f_{Load} \in \mathbb{Z} \cup (T_{chw,set}, T_{cw,in}, T_{hw,in}) \in \mathbb{R} \\ 0 \leq f_{Load} \leq 1 \text{ and} \\ T_{chw,set,min} \leq T_{chw,set} \leq T_{chw,set,max} \text{ and} \\ T_{cw,in} = T_{cw,in,rated} \text{ and } T_{hw,in} = T_{hw,in,rated} \end{array} \right\} \quad (11)$$

Donde las temperaturas mínima y máxima son, por ejemplo, para la curva 2 (Figura 5), 28 y 32 °C respectivamente (en este caso de T_{cw} pues es la temperatura variable en la curva 2).

En el caso particular de la curva 3 (cap vs T_{hw}) (Figura 5) su dominio extendido es la unión de la temperatura $T_{chw,set}=7$ °C y $T_{cw,in}=30$ °C, con el intervalo de $T_{hw,in}$ entre 75 y 95 °C más el intervalo de fracción de carga entre cero y uno. Así entonces, lo que se hace en el algoritmo 1 de la Figura 6 es variar la diferencia de temperaturas $\Delta T_{chw,set}$ entre 11 valores igualmente espaciados entre cero y $\Delta T_{chw,set,rated}$, lo que equivale a decir que a los diferentes ‘deltas’, el chiller de absorción no requiere remover el mismo calor Q_{remove} de la carga térmica, es decir, que el chiller trabaja a 11 fracciones de carga $f_{Load} = 0, 0.1, \dots, 1$ que se definen en el encabezado del archivo

.dat. La cantidad de filas que cada curva tiene en el archivo .dat es 11 multiplicado por el número de valores considerados para la temperatura variable de la curva, valores que se declaran en el encabezado del archivo. Respecto a la capacidad y la fracción de energía de entrada, tras analizar el archivo .dat del *Type 107* que trae TRNSYS por defecto, se observa, que en este, se tiene la misma capacidad para las mismas temperaturas de entrada y de *setpoint*, independientemente de la fracción de carga; además, se observa que la fracción de energía de entrada varía linealmente con la fracción de carga, lo cual tiene sentido físico, pues a menor carga para el chiller en el evaporador, el generador del chiller requiere obtener menos energía del agua caliente y si a menor carga se realiza el supuesto de que la capacidad no cambia, entonces la disminución de la fracción de energía de entrada debe relacionarse linealmente con la fracción de carga (Figura 7).

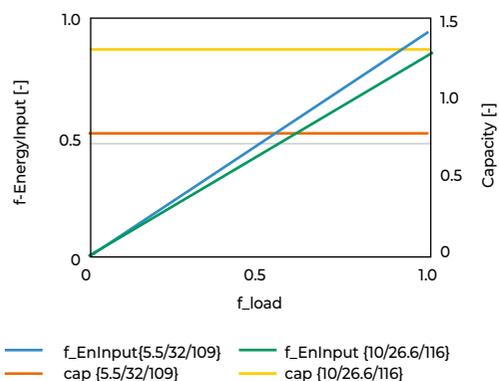


Figura 7. Relaciones entre capacidad y fracción de energía de entrada respecto a fracción de carga, según el archivo .dat que TRNSYS trae por defecto.

Con esto aclarado, para cada punto del dominio extendido de las curvas, que es considerado en el encabezado del archivo, se procede a encontrar valores mediante las ecuaciones del modelo del chiller en TRNSYS. En primer lugar, se encuentra el calor Q_{remove} con la Ecuación 4, luego se encuentra la fracción de carga (Ecuación 5), luego se despeja $T_{chw,in}$ de la Ecuación 9 y el calor Q_{hw} de la Ecuación 2, por último, se despeja la fracción de energía de entrada (Ecuación 7). Para cada curva se obtiene entonces una tabla con datos en el dominio extendido de la curva y estas tablas se almacenan en cualquier base de datos (db).

Ahora bien, pasando al segundo algoritmo de la metodología, el archivo .dat debe contener todas las combinaciones de los valores de las variables independientes que se le definen, las definen al dominio de los datos (D). No obstante, el fabricante no aporta la capacidad del resto de puntos, por lo cual se debe estimar (proyectar) la capacidad de estos, en base a los datos de los dominios extendidos, para los cuales. Las proyecciones se realizan, bajo la asunción de que se conserva siempre la proporción entre dos curvas de capacidad que difieren en una temperatura.

Así por ejemplo, si en la curva 3 (Figura 5), la diferencia en capacidad (expresada como porcentaje) entre 90 y 95 °C de $T_{hw,in}$ es de 6 puntos porcentuales, entonces si se está en la curva 2 que se realiza a $T_{hw,in, rated} = 90$ °C, para proyectar un punto de la curva 2 hacia una curva similar para la cual $T_{hw,in}$ sea fija y de 95

°C, entonces basta utilizar la diferencia existente de 6 puntos porcentuales en la curva 3. En las curvas experimentales, se observa que al graficar curvas de capacidad coplanares, las proporciones son conservadas, aunque se observan divergencias entre pendientes, en zonas donde el chiller ofrece pobres capacidades de enfriamiento; aun así las curvas coplanares no se cruzan [27], [28].

De acuerdo a esta metodología, Para proyectar la capacidad es necesario conocer todas las combinaciones de diferencias porcentuales de capacidad (distancias) entre los valores nominales de los parámetros de entrada (variables independientes) y el resto de parámetros de entrada, también conocer la polaridad del cambio. Esto se realiza definiendo una matriz de distancias $[Dist\{P_{rated}, P\}]$ donde una de las columnas posee las distancias (sobre $Curve_k$) entre todas las combinaciones de puntos P respecto al punto P_{rated} y la segunda columna posee la dirección del cambio. Formalmente, la columna que contiene las distancias en esta matriz es:

$$\begin{aligned}
 &D_{ex-Curve1} = \\
 &[Dist\{P_{rated}, P\}]_{j=1,2,\dots,((JCHW-1)+(JCW-1)+(JHW-1)) \times 1} \equiv \\
 &\left\{ \begin{array}{l} Cap_{\%|P} - Cap_{\%|P_{rated}} \Leftrightarrow Cap|_P > Cap|_{P_{rated}} \\ Cap_{\%|P_{rated}} - Cap_{\%|P} \Leftrightarrow Cap|_P < Cap|_{P_{rated}} \end{array} \right\} \forall \quad (12) \\
 &\{P(f_{Load}=1, T_{chw,set}, T_{cw,in}, T_{hw,in})\}_{P_{rated} \in (Curve_k \wedge .dat)} \\
 &\quad ; k = 1,2,3
 \end{aligned}$$

Hay proyecciones de capacidad que requieren una sola traslación de una de las temperaturas, como por ejemplo proyectar la capacidad del punto $P(1, 7, 30, 95)$ en la curva 3 (Figura 5) para obtener la capacidad proyectada del punto $P(1,14,30,95)$, la cual no es ofrecida

por el fabricante y para la cual solo se debe realizar una traslación de $T_{chw,set}$. Igualmente, para otras proyecciones se requiere realizar dos traslaciones, como por ejemplo, al proyectar la capacidad del punto $P(0.5,7,30,95)$ obtenida de la curva 3 en el algoritmo 1 (Figura 6), para obtener la capacidad proyectada del punto $P(0.5,14,28,95)$, en donde se realiza una traslación de $T_{chw,set}$ y otra de $T_{cw,in}$. Las proyecciones deben asegurar conmutabilidad de caminos y que, al proyectar una curva en su dominio extendido, se obtenga con exactitud a las demás curvas en su dominio extendido. Por esto último, al final del proceso de las proyecciones (algoritmo 2 en la Figura 6), se termina con una cantidad $3l$ de puntos pues dos curvas diferentes proyectan a la curva restante.

En el algoritmo 3 (Figura 6), se presenta el flujo de trabajo para eliminar los puntos redundantes en la base de datos (db) que se creó en el algoritmo 1 y creció con las proyecciones en el algoritmo 2, para así finalmente quedar con las l filas del cuerpo del archivo .dat. Ahora, sean las distancias a , aquellas que van desde menor capacidad en el punto nominal a mayor capacidad en la matriz de distancias; y las distancias b , aquellas que van desde mayor capacidad en el punto nominal a menor capacidad en la matriz de distancias, entonces, para obtener una capacidad de enfriamiento (en porcentaje) proyectada a partir de una capacidad inicial, se usan las distancias de la matriz de distancia, para cada traslación y se aplica una de las tres fórmulas posibles en la Ecuación 13:

$$\%cap_{proy} = \%cap|_p \left(\begin{matrix} \left(\frac{a}{100} + 1 \right) \left(1 - \frac{b}{100} \right) \\ \text{or} \\ \left(\frac{a_1}{100} + 1 \right) \left(\frac{a_2}{100} + 1 \right) \\ \text{or} \\ \left(1 - \frac{b_1}{100} \right) \left(1 - \frac{b_2}{100} \right) \end{matrix} \right) \text{ según caso} \quad (13)$$

Si solo se requiere una traslación, se usa la primera fórmula y se hace $b = 0$ o $a = 0$ según sea el caso. Después de eliminar los puntos redundantes, se rectifican los valores de $f_{EnergyInput}$ teniendo en cuenta la relación lineal que tiene con f_{Load} de acuerdo a como TRNSYS en su archivo por defecto del Type 107 asume que la capacidad no depende de f_{Load} (Figura 7). Para un conjunto de filas del archivo .dat que abarcan $f_{EnergyInput}(f_{Load}, T_{chw,set}; cte, T_{cw,in}; cte, T_{hw,in}; cte)$, afin de hacer la corrección, la pendiente de la recta es:

$$\tan(\theta) = f_{EnergyInput}(1, T_{chw,set}; cte, T_{cw,in}; cte, T_{hw,in}) \quad (14)$$

Si se requiere realizar una corrección por temperatura de bulbo húmedo, esta se podría realizar antes de corregir $f_{EnergyInput}$ por ejemplo, proyectando la capacidad a la nueva $T_{wetbulb}$ usando la Ecuación 13 y luego recalculando para todas las l filas de la tabla, según el modelo matemático del chiller de absorción antes presentado (Ecuaciones 2,4,5,7,9 en el algoritmo 1). Para el chiller RXZ-11 de HuiN, las curvas de capacidad se obtuvieron con $T_{wetbulb} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$, que es relativamente cerca de la $T_{wetbulb}$ promedio de un día de junio en Barranquilla, Colombia (25.5 °C de temperatura de bulbo húmedo) y generalmente, para las curvas de capacidad, por debajo de la temperatura de bulbo

húmedo nominal, las pendientes de la curva de capacidad son menores que por encima de esta.

3. Resultados

Se calculó el COP nominal en 0.667 (incluyendo perdidas). El archivo .dat se compilo para los parámetros de entrada y contiene $l = 11 \times 4 \times 3 \times 4 = 528$ puntos (filas del cuerpo del archivo). En la Tabla 3 se muestra la matriz de distancias utilizada.

Tabla 3. Matriz de distancias utilizada.

Distancia	Valor	Polaridad
Dist{7, 6,14}	b = 10	De + a -
Dist{7, 10}	a = 8.12	De - a +
Dist{7, 14}	a = 12.7	De - a +
Dist{30, 28}	a = 6.49	De - a +
Dist{30, 32}	b = 25.6	De + a -
Dist{90, 75}	b = 52.4	De + a -
Dist{90, 85}	b = 8.35	De + a -
Dist{90, 95}	a = 6.31	De - a +

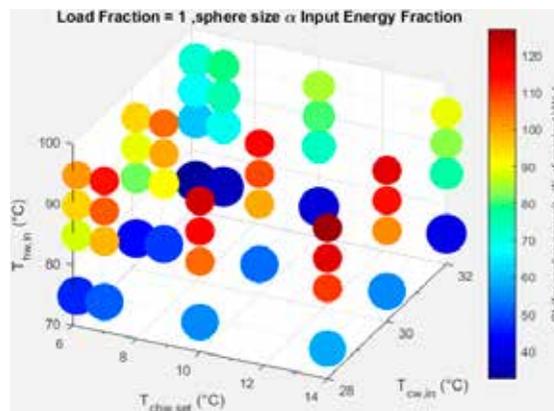


Figura 8. Capacidad en función del punto de operación del chiller de absorción, a fracción de carga 1.

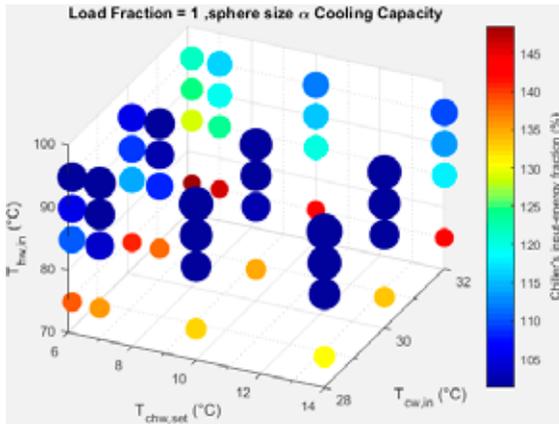


Figura 9. Fracción de energía de entrada en función del punto de operación, a fracción de carga 1.

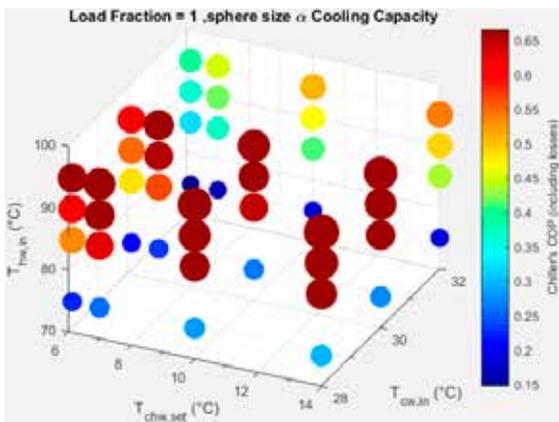


Figura 10. COP en función del punto de operación, a fracción de carga 1.

En la Figura 8 se gráfica la capacidad en función de los puntos compilados en el archivo; el tamaño de las esferas es proporcional a la fracción de energía de entrada. Como es de esperar, el punto $P(6,14,32,75)$ es el punto donde el chiller trabaja con mayor sobrecarga en la gráfica y es por ende el punto más azul (menor capacidad de enfriamiento), sin embargo es el punto con la esfera más grande pues es el que más energía requiere del agua caliente en

el generador del chiller. En la Figura 10 se colorea de acuerdo al COP, el cual satura para los puntos de mayor capacidad; y el tamaño de las esferas es proporcional a la fracción de energía de entrada. En la Figura 9, se colorea de acuerdo a $f_{EnergyInput}$ y el tamaño de las esferas es proporcional a la capacidad; como es de esperar, el punto $P(14,28,95)$ es el punto donde se da el máximo de capacidad de enfriamiento (127% de la capacidad nominal) y el chiller trabaja a menor carga pues recibe mayor calor por ser alimentado por la temperatura más alta y porque recibe el agua de torre más fría y por ende el rechazo de calor es máximo, pero también porque su *setpoint* es el mayor posible, entonces no debe removerse mucho calor de la carga para llegar a él; para este punto, en la gráfica es el punto de menor fracción de energía de entrada.

En la Figura 11 se presenta una gráfica de temperaturas Vs tiempo, de la simulación en TRNSYS del funcionamiento de tres días del sistema de enfriamiento solar del Bloque 24 de la UPB-Medellín.

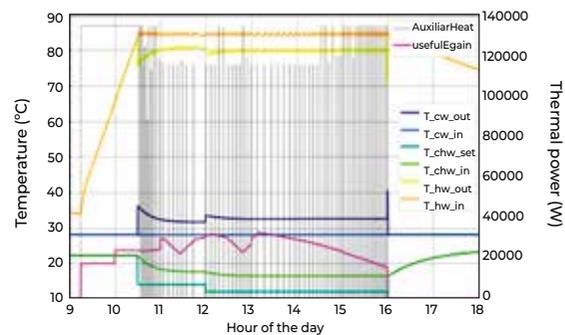


Figura 11. Funcionamiento simulado del sistema de enfriamiento solar del Bloque 24 de la UPB en Medellín.

El chiller de absorción funciona entre las 10:30 AM y las 4 PM y durante ese periodo del día se observan los 'deltas' de temperatura esperados. Un sistema de almacenamiento de agua caliente y calentador auxiliar (a gas) permiten almacenar y suplir el calor necesario para alimentar al chiller aún en momentos de baja irradiación solar; de ahí que las temperaturas de agua caliente se mantienen elevadas durante todo el tiempo activo del chiller. Se observa además que ΔT_{cw} apenas varía significativamente durante el comienzo de la operación del chiller, por un periodo de algo más de media hora para luego mantenerse constante durante el resto del tiempo activo del chiller, lo cual fue uno de los supuestos bajo los cuales se desarrolló la metodología de obtención del archivo .dat del chiller. En la Figura 11 se observa también los pulsos de funcionamiento del calentador a gas y la ganancia de energía solar útil de los colectores solares.

Dentro de los requerimientos especiales se incluyen la presentación de tablas editables, fi as, ecuaciones, referencias, unidades, abreviaturas y acrónimos.

4. Conclusiones

Se ha desarrollado satisfactoriamente una metodología rápida para la modelación del chiller de absorción uniefecto a partir de las curvas de capacidad del fabricante. Este modelo matemático hace uso de las ecuaciones más generales sobre los chillers de absorción uniefecto, pero se vale de una estrategia más elaborada

para inferir información de capacidades de enfriamiento en puntos de operación de los cuales el fabricante del chiller de absorción no presenta datos, pero que se requiere sí o sí para completar un modelo que represente mejor a cualquier chiller de absorción (*Type 107*) en TRNSYS, siempre y cuando se cuente con las tres curvas de capacidad básicas. El modelo es matemáticamente simple y fácil de entender en su sentido físico. Así mismo, los resultados concuerdan con la teoría física que subyace al funcionamiento del mismo.

Estos resultados son de gran utilidad para quienes necesiten desarrollar y dimensionar sistemas de enfriamiento o refrigeración impulsados térmicamente sea en sistemas por enfriamiento termosolar o utilizando calor de distritos térmicos o calor de desecho industrial o calor de cogeneración, entre otras fuentes de calor, para suplir requerimientos de calentamiento, ventilación, aire acondicionado y refrigeración (HVAC&R). Se trata de una metodología sencilla que ayuda a elegir de antemano el chiller de absorción más conveniente para un proyecto determinado, haciendo uso de TRNSYS y las curvas de capacidad del fabricante. En un futuro y en ciudades con grandes necesidades de HVAC&R como Barranquilla, Colombia, el chiller de absorción podría en vista del calentamiento global, tornarse importante para el desarrollo del país y la sostenibilidad ambiental, actuando como un recurso energético distribuido y de carácter renovable que podría entrar a alivianarle cargas HVAC&R a la red eléctrica.

Referencias

- [1] Lundgren, K. & Kjellstrom, T. (2013). Sustainability challenges from climate change and air conditioning use in urban areas. *Sustain.*, 5 (7), 3116–3128.
- [2] Dahl, R. (2013). Cooling Concepts: Alternatives to Air Conditioning for a Warm World. *Environ. Health Perspect.*, 121 (1), a18–a25.
- [3] Ghafoor, A. & Fracastoro, G. V. (2015). Cost-effectiveness of multi-purpose solar thermal systems and comparison with PV-based heat pumps. *Sol. Energy*, 113272–280.
- [4] Ministerio de Minas y Energía and PME (2017). *Caracterización energética sectores residencial, comercial y terciario*, Bogotá D.C, Colombia.
- [5] IEA (2012). *IEA Technology Roadmap: Solar Heating and Cooling*. Paris, Francia.
- [6] REN21 (2016). *Renewables 2016: Global Status Report*. Paris, Francia.
- [7] OECD and International Energy Agency (2011). *Deploying renewables: Best and future policy practice*. OECD Publishing, Paris, Francia.
- [8] Balaras, C. A., et al. (2007). Solar air conditioning in Europe-an overview. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 11 (2), pp. 299–314.
- [9] Allouhi, A., Kousksou, T., Jamil, A., Bruel, P., Mourad, Y. & Zeraouli, Y. (2015). Solar driven cooling systems: An updated review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 44, 159–181.
- [10] Cardona-Gil, J. A. & Isaza, C. A. (2015). Simulation of a Control for Air Conditioning System Operated by Solar Energy en *ISES Solar World Congress (SWC 2015)*.
- [11] IEA (2017). *Renewables for Heating and Cooling: Untapped Potential*. Paris, Francia.
- [12] Otanicar, T. R., Taylor, A. & Phelan P. E. (2012). Prospects for solar cooling – An economic and environmental assessment. *Sol. Energy*, 86 (5) 1287–1299.
- [13] Hassan, H. Z. & Mohamad, A. A. (2012). A review on solar cold production through absorption technology. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16 (7) 5331–5348.
- [14] SACE (Solar Air Conditioning in Europe) (2003). Final Report, EU Project NNE5-2001-00025.
- [15] Ghafoor, A. & Munir, A. (2015) Worldwide overview of solar thermal cooling technologies. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 43, 763–774.
- [16] Ullah, K. R., Saidur, R., Ping, H. W., Akikur, R. K. & Shuvo, N. H. (2013). A review of solar thermal refrigeration and cooling methods. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 24, 499–513.
- [17] Aliane, A., Abboudi, S., Seladji, C. & Guendouz, B. (2016). An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 65, 443–458.

- [18] Eicker, U. (2003). *Solar Technologies for Buildings*. John Wiley & Sons Ltd, Chichester, England.
- [19] Aphornratana, S. (1998). Theoretical and experimental investigation of combined ejector-absorption refrigerator. *Int. J. Energy Res.* 22 (3) 195–207.
- [20] Zhai, X. Q., Qu, M., Li, Y. & Wang, R. Z (2011). A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 15 (9) 4416–4423.
- [21] Gebreslassie, B. H., Medrano, M. & Boer, D. (2010). Exergy analysis of multi-effect water – LiBr absorption systems: From half to triple effect. *Renew. Energy*, 35 (89) 1773–1782.
- [22] Kim, D. S. & Infante Ferreira, C. A. (2008). Solar refrigeration options -a state-of-the-art review. *Int. J. Refrig.* 31 (1) 3–15.
- [23] Kim, D. S. & Machielsen, C. H. M. (2002). Evaluation of air-cooled solar absorption cooling systems en *International Sorption Heat Pump Conference*.
- [24] SEL, TRANSSOLAR Energietechnik GmbH, CSTB, and TESS, (2012). "Volume 4 Mathematical Reference," en: A Tran-sient System Simulation Program (TRNSYS 17), Madison, WI.
- [25] Eicker, U., Pietruschka, D., Haag, M. & Schmitt, A. (2015). Systematic design and analysis of solar thermal cooling systems in different climates. *Renew. Energy*, 80, 827–836.
- [26] HuiN Co. (2015). *Jiangsu Huineng New Energy Technology Brochure*. Jiangsu Huineng New Energy Technology, Jiangsu, China.
- [27] Lazzarin, R. M. (2007). Solar cooling plants: How to arrange solar collectors, absorption chillers and the load. *Int. J. Low Carbon Technol.* 2 (4), 376–390.
- [28] Reda, F., Viot, M., Sipilä, K. & M Helm (2016). Energy assessment of solar cooling thermally driven system configurations for an office building in a Nordic country. *Appl. Energy*, 166, 27–43.