

# UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

Programa de Doctorado en  
TECnologías Industriales y de Telecomunicación.



“Estudio experimental y simulación de sistemas de climatización solar mediante ciclos de absorción”.

## Tesis Doctoral

*Memoria presentada para  
optar al grado de Doctor por:*

D. José Carlos Martínez Castillo

*Dirigida por:*

Dr. Pedro Juan Martínez Beltrán.



La presente tesis, de acuerdo con el informe correspondiente y la autorización del Director de Tesis, es un compendio de trabajos previamente publicados acorde a la normativa sobre “Presentación de tesis con un conjunto de publicaciones” de la Universidad Miguel Hernández de Elche.

Los trabajos incluidos en la misma son los que siguen:

- **José C. Martínez\***, **P.J. Martínez**, **Luis A. Bujedo**. *Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr-water absorption chiller*.  
Renewable Energy 86 (2016) 473-482.  
DOI: doi.org/10.1016/j.renene.2015.08.049
- **Pedro J. Martínez\***, **José C. Martínez**, **Pedro Martínez**. *Performance comparison of solar autonomous and assisted absorption systems in Spain*.  
International Journal of Refrigeration 71 (2016) 85-93.  
DOI: doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.08.009





Dr. PEDRO JUAN MARTÍNEZ BELTRÁN, profesor titular de la Universidad Miguel Hernández de Elche,

CERTIFICA:

Que la presente memoria “Estudio experimental y simulación de sistemas de climatización solar mediante ciclos de absorción”, ha sido realizada bajo su dirección, en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández de Elche, por el licenciado D. JOSÉ CARLOS MARTÍNEZ CASTILLO, y constituye su tesis para optar al grado de Doctor.

Para que conste, en cumplimiento de la legislación vigente, autoriza la presentación de la referida tesis doctoral ante la Comisión de Doctorado de la Universidad Miguel Hernández de Elche, firmando el presente certificado.

Elche, 25 de enero de 2018

Fdo. Dr. Pedro Juan Martínez Beltrán.



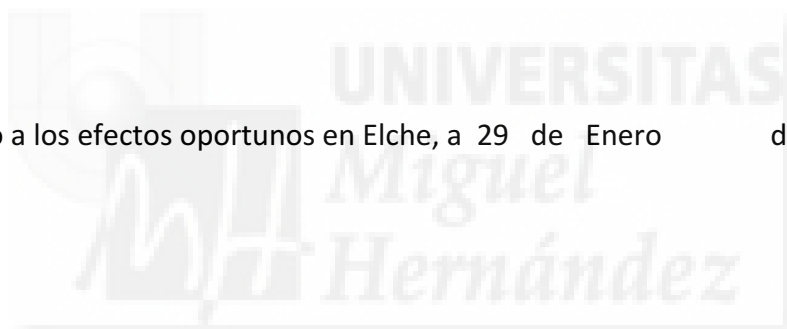
Programa de Doctorado en  
**TECN**ologías **I**ndustriales y de **T**elecomunicación

Dr. D. Óscar Reinoso García, Coordinador del Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de Telecomunicación de la Universidad Miguel Hernández de Elche.

## **CERTIFICA**

Que el trabajo realizado por D. José Carlos Martínez Castillo titulado **Estudio experimental y simulación de sistemas de climatización solar mediante ciclos de absorción**, ha sido dirigido por el Dr. D. Pedro Juan Martínez Beltrán, y se encuentra en condiciones de ser leído y defendido como Tesis Doctoral ante el correspondiente tribunal en la Universidad Miguel Hernández de Elche.

Lo que firmo a los efectos oportunos en Elche, a 29 de Enero de 2018



Fdo.: Dr. D. Óscar Reinoso García  
Coordinador del Programa de Doctorado en  
Tecnologías Industriales y de Telecomunicación





# AGRADECIMIENTOS

*“La verdad es como una manta que siempre te deja los pies fríos. La estiras, la extiendes y nunca es suficiente. La sacudes, le das patadas, pero no llega a cubrirnos. Y desde que llegamos llorando hasta que nos vamos muriendo sólo nos cubre la cara, mientras gemimos, lloramos y gritamos”*

El Club de los Poetas Muertos.

Dedicado a mi familia.

Este trabajo no es solo mío. Hay mucha gente a la que tengo que agradecer que de una u otra manera hayan formado parte en él. Por ello me gustaría agradecer...

En primer lugar, a mi director de tesis, Pedro J. Martínez. Gracias por tu enseñarme todo lo que he aprendido de ti, pero sobre todo, gracias por enseñarme a pensar como nadie antes me había enseñado.

A mis padres, agradezco vuestra infinita paciencia y atención. Habéis estado siempre ahí y me habéis animado a seguir adelante siempre que me flaqueaban las fuerzas.

A mis hermanas, que siempre creyeron en mí, incluso cuando yo mismo no lo hacía. Siempre supisteis sacarme una sonrisa.

A mi amigo Clemente, compañero de camino y apoyo fundamental durante estos años. ¿Qué habría sido de mí sin nuestras interminables charlas sobre el futuro?

A todos mis demás amigos por saber cuándo necesitaba desconectar, gracias por obligarme a ello.

Y para esa persona especial, que lo es todo. Gracias por estar ahí todos estos años.

A todos, gracias.



# RESUMEN

El cambio climático observado durante los últimos 50 años se atribuye en gran parte a la actividad humana, y así se ha establecido en los principales foros internacionales. Las emisiones de gases como el CO<sub>2</sub>, derivadas principalmente del uso de combustibles fósiles, es una de las mayores causantes del efecto invernadero que está provocando el calentamiento global. Es por ello, que se están realizando numerosos esfuerzos para frenar el uso de estos combustibles. Este objetivo se pretende alcanzar, bien aumentando la eficiencia de nuestros sistemas y procesos, así como introduciendo fuentes de energía más limpias y ambientalmente sostenibles.

Según datos del IDAE, en 2015 un 31% de la energía final consumida en España se dedicó al sector residencial y servicios, de la cual, alrededor del 50% se destinó al acondicionamiento del aire de los espacios (calefacción y refrigeración). Además, el incremento de olas de calor derivado del cambio climático, tanto en número como en intensidad, el aumento de los estándares de confort, tanto en países desarrollados como en vía de desarrollo, o del cambio de estilos arquitectónicos, en los que priman la abertura de huecos frente a los muros opacos en las fachadas, hacen prever un aumento en el número y potencia instalada de los equipos de aire acondicionado.

En los últimos años se ha realizado un gran esfuerzo investigador destinado a la mejora de la eficiencia y el uso de energías alternativas en los sistemas de aire acondicionado. Una de estas vías de investigación ha sido el uso de sistemas de refrigeración alimentados mediante energía térmica como son los ciclos de absorción. El atractivo de estos sistemas radica en la posibilidad de emplear energía térmica residual de procesos industriales, en trigeneraciones o el uso de energías renovables como la solar o la geotermia para el accionamiento de dichos ciclos

El caso concreto de sistemas de refrigeración mediante energía solar térmica es especialmente atractivo debido a que, a priori, se produce una coincidencia cronológica entre la mayor cantidad de energía disponible y un mayor requerimiento de refrigeración dentro de los espacios acondicionados.

Sin embargo, la complejidad en el diseño, instalación y funcionamiento de estos sistemas, puede ser mayor que en sistemas de refrigeración convencionales por compresión de vapor. Por ello, se hace recomendable un estudio pormenorizado a la hora de diseñar y analizar el funcionamiento de instalaciones de este tipo. Una opción interesante es el desarrollo de herramientas de simulación que permitan la caracterización térmica de estas instalaciones.

La presente tesis parte del estudio inicial de una planta piloto de climatización con energía solar térmica ubicada en la Universidad Miguel Hernández. A partir de los datos

recopilados durante su funcionamiento surgen una serie de preguntas a las cuales se pretende responder mediante la elaboración de un modelo de simulación de la instalación.

A partir de este punto, el trabajo se divide en dos bloques. En primer lugar, se busca obtener un modelo de simulación de la enfriadora de absorción presente en la instalación, una Yazaki WFC-SC 5 de LiBr-Agua de simple efecto con una capacidad nominal de 17,6 kW. Para llevarlo a cabo, se tienen en cuenta los coeficientes de transferencia de calor y áreas de cada uno de los intercambiadores que la componen, así como las propiedades de los fluidos de trabajo. El modelo se realiza en el software EES ya que este posee librerías con propiedades termodinámicas de dichos fluidos.

Una vez concluido y validado el modelo, se pasa a TRNSYS donde se elabora en esta ocasión un modelo de simulación de toda la planta de climatización. Se selecciona este software porque incluye una serie de módulos o types preinstalados de los principales componentes de la instalación.

El modelo se valida empleando datos experimentales obtenidos de la propia instalación experimental de la UMH funcionando bajo diversos modos de control. Se observa que el modelo es capaz de simular fielmente el comportamiento real de la planta piloto.

Con el modelo validado, se pasa a estudiar el comportamiento de la instalación funcionando con condiciones climatológicas distintas. Se seleccionan cuatro ubicaciones (Madrid, Barcelona, Sevilla y Bilbao) de las cuales disponemos de datos climatológicos.

Por último, se estudia la influencia de la coincidencia entre la radiación solar disponible y la carga de refrigeración existente en el funcionamiento del sistema. Para ello, se modifica la orientación de edificio de referencia para que la superficie acristalada de las estancias acondicionadas pase de orientación este a sur.

# ABSTRACT

The climate change observed during the last 50 years is attributed to human activity, as it has been established in the main international forums. Emissions of gases such as CO<sub>2</sub>, derived mainly from the use of fossil fuels, are one of the principal causes of the greenhouse effect, cause of the global warming. For this reason, every effort is made to stop the use of these energy sources. This objective is intended to be achieved, either by increasing the efficiency of our systems and processes, as well as introducing cleaner and environmentally sustainable energy sources.

According to IDAE information, in 2015, 31% of the final energy consumed in Spain was dedicated to the residential sector and services, and around 50% of this energy was destined to air conditioning (heating and cooling). In addition, it is expected that future heat waves will become more intense, more frequent, and longer lasting. This, together with an increase in comfort standards, both in developed and developing countries, or changes in characteristics and architectural trends, such as an increasing ratio of transparent-to-opaque areas in the building envelope, suggests an increase in number and installed power of the air conditioning equipment.

In recent years, the use of alternative energies in air conditioning systems has been widely investigated. One of these researches is focused in the use of cooling systems powered by thermal energy as for example absorption cycles. The possibility of using waste energy from industrial processes, combined cooling, heating, and power systems, or renewable energies such as biomass or solar thermal energy makes the absorption cycles environmentally sustainable alternatives to mechanical compression cycles.

The case of solar cooling is an attractive idea because of the chronological coincidence between cooling load and available solar radiation.

However, the use of these systems requires auxiliary facilities that can increase the complexity beyond that of conventional mechanical compression cycle facilities. Therefore, simulations to help design and analyze the operation of these systems as a whole should be developed.

This thesis starts from an initial study of a low-capacity solar cooling system located at the Miguel Hernández University. Based on the data collected during its operation, a series of questions arise. A simulation model of the facility is created in order to answer that questions.

From this point, the work is divided into two parts. First, we aim at obtaining a simulation model of the absorption chiller present in the facility, a LiBr-Water single-effect Yazaki WFC-SC 5 with a nominal capacity of 17,6 kW. To carry it out, the heat transfer coefficients and areas of each of the exchangers, are considered, as well as the working

fluids flow rate and its properties. The model is developed in the EES software since it included libraries with thermodynamic properties of those fluids.

Once the model has been completed and validated, it is implemented in TRNSYS where a simulation model of the air conditioning plant as a whole is developed. This software is selected because it includes a series of pre-installed modules or “types” of the main components of the facility.

The model is validated using experimental data obtained from the experimental plant of the UMH operating under various control modes. It is observed that the model is capable of faithfully simulating the real behavior of the system.

With the validated model, the behavior of the facility operating with different weather conditions is studied. Four locations with known climatological data are selected (Madrid, Barcelona, Seville and Bilbao).

Finally, the influence of the coincidence between the available solar radiation and the cooling load is studied. To do this, the orientation of the reference building is modified so that the glazed surface orientation of the conditioned rooms changes from east to south.



# ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1	Imagen de la planta piloto de la Universidad Miguel Hernández.	Pág. 16
Fig. 2	Esquema de la instalación.	Pág. 17
Fig. 3	Tablas de capacidad y aporte de calor de la enfriadora Yazaki WFC SC5.	Pág. 19
Fig. 4	Ubicación de las estancias acondicionadas del edificio Torrepinet.	Pág. 21
Fig. 5	Esquema de TRNSYS.	Pág. 24
Fig. 6	Segmentación del acumulador solar.	Pág. 26
Fig. 7	Segmentos acumulador solar Type 4.	Pág. 27
Fig. 8	Proceso psicrométrico en torre.	Pág. 30
Fig. 9	Esquema proceso de transferencia de masa y energía.	Pág. 33
Fig. 10	Diagrama de enfriamiento a contracorriente.	Pág. 36
Fig. 11	Esquema generador enfriadora.	Pág. 40
Fig. 12	Entradas y salidas del modelo.	Pág. 41
Fig. 13	Distribución porcentual de UA en enfriadoras de absorción encontradas en la literatura.	Pág. 42
Fig. 14	Relación Cap/UA frente a temperatura de accionamiento.	Pág. 43
Fig. 15	Capacidad CREVER vs capacidad catálogo.	Pág. 46
Fig. 16	Calor generador CREVER vs calor generador catálogo.	Pág. 46
Fig. 17	Capacidad ZAE.	Pág. 47
Fig. 18	Calor aportado ZAE.	Pág. 48
Fig. 19	Capacidad York.	Pág. 48
Fig. 20	Calor aportado York.	Pág. 49
Fig. 21	Capacidad Gommed.	Pág. 49
Fig. 22	Calor aportado Gommed.	Pág. 50
Fig. 23	Desviación modelo CREVER.	Pág. 51
Fig. 24	Correlación variación UA.	Pág. 52
Fig. 25	Evolución temperaturas experimental y simulada.	Pág. 54





# ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Especificaciones enfriadora Yazaki WFC-SC5.	Pág. 18
Tabla 2	Especificaciones enfriadora Carrier 30 AW.	Pág. 20
Tabla 3	Composición muros.	Pág. 21
Tabla 4	Composición huecos.	Pág. 21
Tabla 5	Listado de sensores.	Pág. 22
Tabla 6	Módulos empleados.	Pág. 25
Tabla 7	Información revisión bibliográfica.	Pág. 42
Tabla 8	Distribución UA.	Pág. 43
Tabla 9	Valor MSE distribuciones.	Pág. 50
Tabla 10	Comparativa experimental vs modelo.	Pág. 52
Tabla 11	Condiciones climáticas durante ensayos.	Pág. 53
Tabla 12	Resultados validación.	Pág. 55
Tabla 13	Condiciones climáticas ubicaciones seleccionadas.	Pág. 56
Tabla 14	Resultados simulación.	Pág. 56
Tabla 15	Resultados variación de la orientación.	Pág. 57
Tabla 16	Resultados consumo energético.	Pág. 57



# Índice general

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>3</b>
1.1. Motivaciones.....	3
1.2. Antecedentes.....	4
1.3. Objetivos.....	6
1.4. Publicaciones.....	7
1.4.1. <i>Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr-water absorption chiller.</i> .....	8
1.4.2. <i>Performance comparison of solar autonomous and assisted absorption systems in Spain.</i> .....	10
<b>2. METODOLOGÍA.....</b>	<b>15</b>
2.1. Instalación experimental.....	15
2.1.1. Descripción general.....	16
2.1.2. Subsistema solar.....	17
2.1.3. Subsistema acondicionamiento de aire.....	18
2.1.4. Estancias.....	20
2.1.5. Monitorización y adquisición de datos.....	21
2.2. Modelización de la instalación en TRNSYS.....	22
2.2.1. TRNSYS Simulation Studio (TRNSYS Studio).....	23
2.2.2. TRNSYS Simulation Engine.....	23
2.2.3. TRNSYS Editor.....	24
2.2.4. Building Visual Interface.....	24
2.2.5. Descripción de los módulos.....	24
2.2.5.1. <i>Type 4: Stratified Fluid Storage Tank.</i> .....	25
2.2.5.2. <i>Type 51: Cooling Tower.</i> .....	28
2.2.5.3. <i>Type 655: Air Cooled Chiller.</i> .....	37
2.2.6. Modelo de la enfriadora Yazaki WFC-SC5.....	39
<b>3. RESULTADOS.....</b>	<b>45</b>
3.1. Introducción.....	45
3.2. <i>Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr-water absorption chiller.</i> .....	45
3.3. <i>Performance comparison of solar autonomous and assisted absorption systems in Spain.</i> .....	53

<b>4. CONCLUSIONES.....</b>	<b>59</b>
<b>5. TRABAJOS FUTUROS .....</b>	<b>63</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>65</b>
<b>ANEXO 1 .....</b>	<b>67</b>



# 1. INTRODUCCIÓN.

## 1.1. Motivaciones.

El impacto del consumo de energía respecto a la degradación del medio ambiente y al agotamiento de los recursos naturales resulta incuestionable. El cambio climático provocado por el calentamiento global es, hoy día, un hecho demostrado, como se ha defendido en los principales foros internacionales. De igual forma, es indiscutible que la actividad del ser humano ha provocado y produce grandes emisiones de gases de efecto invernadero, como el CO<sub>2</sub>, los compuestos hidrofluorocarbonados, o el metano, causantes de dicho calentamiento global.

Por ello, diversos países han ido progresivamente adquiriendo una serie de compromisos frente al resto de Estados: disminución del consumo de energía procedente de fuentes fósiles, la reducción de contaminantes atmosféricos, el aumento progresivo de la participación de las energías renovables en el consumo eléctrico y el aumento de la eficiencia energética de edificios y procesos industriales. Este espíritu puede resumirse en dos líneas fundamentales: ahorro energético y menor daño ecológico.

Un ejemplo claro de estos compromisos es el reciente acuerdo de París [1], firmado hasta la fecha por 195 países, y que establece medidas para la reducción de Gases de Efecto Invernadero a través de la mitigación, la transparencia y la adaptación de los ecosistemas a efectos del Calentamiento Global. Entrará en vigor a partir de 2020, cuando termine la vigencia del tratado de Kioto. Los distintos Gobiernos acordaron:

- A largo plazo, mantener la temperatura media mundial muy por debajo de 2°C sobre los niveles preindustriales.
- Limitar el aumento a 1,5°C, lo que reducirá considerablemente los riesgos y el impacto del cambio climático.
- Alcanzar cuanto antes el máximo de emisiones globales, si bien, reconocen que en los países en desarrollo el proceso será más largo.
- Una vez alcanzadas, aplicar después rápidas reducciones basadas en los mejores criterios científicos disponibles.

Con el fin de conseguir estos objetivos y corregir los efectos negativos del calentamiento global, las Partes de la Convención Marco sobre el Cambio Climático han puesto el foco en el sector energético, ya que, según la Agencia Internacional de la Energía, al menos dos tercios de las emisiones de gases de efecto invernadero se deben a dicho sector [2].

Por otro lado, en las sociedades industrializadas los edificios representan uno de los consumidores de energía dominantes. Según datos del IDAE [3], en 2015 un 31% de la energía final consumida en España se dedicó al sector residencial y servicios, de la cual, alrededor del 50% se destinó al acondicionamiento del aire de los espacios (calefacción y refrigeración).

Además, el cambio climático está produciendo un incremento en número e intensidad de olas de calor [4]. Esto unido al aumento de los estándares de confort y de las cargas de refrigeración internas de los edificios, tanto en países desarrollados como en aquellos en vía de desarrollo, o el cambio de estilos arquitectónicos, en los que priman la abertura de huecos frente a los muros opacos en fachadas, hacen prever un aumento en el número y potencia instalada de los equipos de aire acondicionado.

Con todo ello, es preciso seguir dando pasos en la mejora de la eficiencia energética en la edificación y en los sistemas de acondicionamiento de aire, así como en el uso de energías alternativas para el accionamiento de dichos sistemas.

## 1.2. Antecedentes

En los últimos años se ha realizado grandes avances referentes a la mejora de la eficiencia y el uso de energías alternativas en los sistemas de aire acondicionado. Uno de estos avances ha sido el uso de sistemas de refrigeración alimentados mediante energía térmica como son los ciclos de absorción.

El atractivo de estos sistemas reside en la posibilidad de emplear energía térmica residual de procesos industriales, en trigeneraciones o el uso de energías renovables como la solar o la geotermia para el accionamiento de los mismos. De esta forma, es posible reducir el consumo de electricidad asociado a la climatización, así como evitar los picos de demanda durante las olas de calor que, en ocasiones, son causantes de fallos en las redes eléctricas. Por otro lado, la ausencia de refrigerantes basados en compuestos hidrofluorcarbonados reduce la huella de CO<sub>2</sub> de estos sistemas.

A pesar de ello, hasta hace unos años, estos sistemas estaban limitados a un rango de potencia de alrededor de 50kW o superiores, lo que restringía su uso a aplicaciones terciarias o industriales. Sin embargo, cada vez más fabricantes han comenzado a comercializar este tipo de enfriadoras con potencias inferiores, en rangos más cercanos a las necesidades del sector residencial.

Como se ha comentado anteriormente, una de las alternativas más atractivas a la hora de emplear esta tecnología es la climatización solar. Una de las principales ventajas reside en la coincidencia cronológica entre la demanda de refrigeración y la radiación solar disponible. Según la Agencia Internacional de la Energía [5], se espera que para el año 2050 el 17% de la potencia de refrigeración instalada se base en este tipo de tecnologías.

Sin embargo, a pesar de tratarse de una idea interesante, la refrigeración solar se encuentra en un estado inicial de desarrollo. En el caso particular de sistemas de refrigeración solar mediante máquina de absorción, la mayor parte de instalaciones en funcionamiento se enmarcan en proyectos de demostración o de investigación, que muestran una gran dispersión en los ratios de área de captación frente a capacidad frigorífica [6]. Estas diferencias no pueden atribuirse únicamente a circunstancias específicas de cada proyecto. Además, la singularidad de cada una de las instalaciones hace difícil extrapolar patrones o estándares en este tipo de sistemas.

De ahí que uno de los principales obstáculos para la aplicación a gran escala de esta tecnología, además de la elevada inversión inicial, radique en la falta de conocimiento entre arquitectos, ingenieros e instaladores, relativo al diseño, control y operación o mantenimiento de este tipo de sistemas. Es por ello, que en los últimos años se ha destinado un gran esfuerzo investigador al estudio y caracterización de estas instalaciones.

El departamento de máquinas y motores térmicos de la Universidad Miguel Hernández de Elche decidió construir una planta piloto de climatización con energía solar térmica en el edificio Torrepinet de dicha universidad. Se compone de una máquina de absorción de simple efecto de bromuro de litio-agua Yazaki WFC-SC5, con una potencia frigorífica de 17,6kW. La planta la completan un acumulador de inercia de 1000 litros, un campo de captadores planos de alta eficiencia de 38.4 m<sup>2</sup> de superficie y dos acumuladores solares con un volumen total de 2000 litros.

La planta da servicio (tanto de refrigeración como calefacción) a una serie de laboratorios del mismo edificio con una superficie total de 200 m<sup>2</sup>. Además, la instalación cuenta con un sistema de apoyo, que proporciona refrigeración cuando el sistema solar no dispone de suficiente energía almacenada en los acumuladores solares. Este está compuesto por una enfriadora por compresión de vapor de 16 kW de capacidad frigorífica y un acumulador de inercia de 200 litros. El sistema de control monitoriza el nivel de temperatura del acumulador asociado a la máquina de absorción. Cuando esta sube por encima de una temperatura de consigna, el control actúa sobre dos válvulas de tres vías que reconducen el caudal de fan-coils hacia el acumulador del sistema de apoyo.

Por otro lado, se define el sistema de adquisición de datos con el que obtener la información necesaria con la que analizar y caracterizar el comportamiento de la instalación. Este está compuesto por sondas de temperatura ubicadas en diversos puntos del circuito hidráulico, caudalímetros, termohigrómetros para registrar temperatura y humedad del aire, tanto exterior como interior, un piranómetro en el campo de captadores, un contador de agua para la torre de refrigeración y un contador eléctrico que proporciona el consumo eléctrico de toda la instalación. Una tarjeta Aligent 34972 es la encargada de registrar la información de las distintas sondas.

La instalación se mantiene en funcionamiento durante dos años consecutivos durante los cuales se recopilan datos relativos al comportamiento del sistema. Dicha información sirve de base para la elaboración de los artículos que componen esta tesis y la obtención de los objetivos establecidos en la misma.

### 1.3. Objetivos

El trabajo de investigación que se ha llevado a cabo en la presente tesis tiene como objetivo general aumentar el conocimiento sobre el diseño, control y funcionamiento de los sistemas de climatización con energía solar térmica basados en máquinas de absorción. Para abarcar esta tarea, se han abordado los siguientes puntos:

- Modelizar una máquina de absorción de simple efecto de bromuro de litio – agua con una potencia frigorífica nominal de 17,6 kW. Para ello, se tendrán en cuenta tanto las propiedades de los fluidos, así como de los intercambiadores de calor que componen la máquina (área de intercambio y coeficiente de transferencia). Se establecerán las ecuaciones transferencia de energía y balance



de masas. Para la validación, se emplearán datos experimentales obtenidos para distintas condiciones de funcionamiento de la máquina.

- Elaborar y validar un modelo completo de la instalación. Se trasladará el modelo de la máquina de absorción al entorno de TRNSYS y se completará el esquema de la planta piloto de climatización ubicada en la Universidad Miguel Hernández. Una vez completo el modelo, se validará empleando datos experimentales obtenidos de la propia planta. Además, se empleará dicho modelo para analizar el comportamiento de la instalación bajo distintas condiciones de funcionamiento.

#### 1.4.Publicaciones

La elaboración de la presente tesis sigue la modalidad de presentación de tesis doctorales con un conjunto de publicaciones. Según la normativa interna de la Universidad Miguel Hernández, la memoria de tesis incluirá una introducción general donde se presenten los trabajos y se justifique la unidad temática, así como la metodología empleada, un resumen global de los resultados obtenidos y de la discusión de estos y de las conclusiones finales y un anexo con los trabajos presentados en su idioma original.

En este apartado se ha incorporado un resumen global de cada uno de los trabajos que han dado lugar a esta tesis. Es destacable que cada uno de dichos trabajos se corresponde con un objetivo definido anteriormente.

La primera publicación surge como consecuencia de la imposibilidad de simular correctamente, con la información de la que se disponía hasta ese momento, el comportamiento de la enfriadora de absorción instalada en la planta piloto. En esta publicación se plantea en primer lugar hacer uso del módulo preinstalado en las librerías del software TRNSYS. Sin embargo, debido a la insuficiente información proporcionada por el fabricante, no es posible hacer uso de dicho módulo. Por ello, se opta por elaborar un modelo propio a partir de las propiedades de fluidos de trabajo e intercambiadores de calor que conforman un ciclo de absorción. En la publicación también se incluye la validación de dicho modelo a partir de datos experimentales.

En la segunda publicación incluida en esta tesis se incorpora el modelo de la máquina de absorción a un modelo completo de la planta piloto de la Universidad Miguel Hernández bajo el entorno de TRNSYS. Una vez validado mediante datos recopilados

de la propia instalación, se simula el comportamiento para varias localizaciones de España que comprenden distintas tipologías climáticas. Además, se modifica la orientación de los espacios acondicionados por la instalación para comprobar el efecto de la coincidencia cronológica entre energía disponible y mayor carga de refrigeración.

1.4.1. *Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr-water absorption chiller.*

En los últimos años, el uso de sistemas de aire acondicionado basados en ciclos térmicos ha aumentado. Estos ciclos pueden hacer uso de energía térmica residual de procesos industriales o cogeneraciones, o directamente de energías renovables, lo que los convierte en alternativas ambientalmente más sostenibles frente a los ciclos de compresión de vapor convencionales.

Una de las tecnologías con mayor penetración en el mercado son los ciclos de absorción de bromuro de litio-agua. Sin embargo, el uso de este tipo de enfriadoras requiere de instalaciones auxiliares que, en ocasiones, aumentan la complejidad del sistema.

Debido a esto, se hace recomendable emplear simulaciones para el diseño y análisis de estos sistemas. Una posibilidad es el uso del software TRNSYS que puede simular el comportamiento de una máquina de absorción de simple efecto. Para ello, cuenta con un modelo matemático que, a partir de las temperaturas de los caudales de entrada de evaporador, generador y absorbedor/condensador, es capaz de obtener, mediante interpolaciones, las condiciones de salida de dichos caudales y las prestaciones de la enfriadora en términos de capacidad y EER.

Para completar el modelo es necesario elaborar un fichero normalizado con información extraída de las curvas de capacidad frigorífica y calor aportado al generador para diferentes temperaturas de entrada. Esta información se puede obtener a partir de los datos proporcionados por el fabricante. Sin embargo, en la mayoría de ocasiones el fabricante solo proporciona información del comportamiento de la enfriadora para las temperaturas de operación más comunes.

En algunas aplicaciones una máquina de absorción puede operar fuera del rango de temperaturas para el cual se proporciona información. Esto limita el uso de esta información a la hora de obtener un modelo fiel del sistema. Por esta razón, se ha decidido obtener un modelo propio de una máquina de absorción objetivo de esta tesis.

Existen principalmente dos vías para modelizar una enfriadora de absorción. La primera forma consiste en resumir las principales características termodinámicas en una serie de ecuaciones algebraicas simples. Las redes neuronales artificiales, el método de regresión polinomial multivariable (MPR) o la ecuación característica adaptada (AAt') son algunos de estos métodos.

La otra vía se basa en establecer las ecuaciones de transferencia de energía y de balance de masas para cada uno de los flujos que convergen en cada componente (intercambiador de calor) de la máquina, para lo que es necesario conocer los valores de transferencia de calor ( $U$ ) y áreas de intercambio de calor ( $A$ ) y las propiedades y caudales de los fluidos de trabajo (agua y bromuro de litio).

El modelo se ha elaborado siguiendo la segunda vía, a partir de los balances de masa y energía y del caudal de los distintos fluidos de trabajo presentes, así como de las propiedades de dichos fluidos.

El software empleado para resolver los sistemas de ecuaciones ha sido EES (Engineering Equation Solver), el cual es capaz de resolver ecuaciones no lineales y además posee librerías con propiedades termodinámicas de algunos fluidos como la disolución de LiBr-Agua.

El problema de este tipo de modelos radica en la obtención de parámetros como el área de intercambio o el coeficiente de transferencia de calor. Esta información no suele facilitarse en los manuales técnicos o en documentación comercial facilitada por los fabricantes. Por ello, se realiza una revisión bibliográfica para identificar diversos modelos de máquinas de absorción de los que conozcamos el caudal de disolución así como el valor de  $UA$  de los intercambiadores.

Una vez recopilada, la información es tratada y se analizan diversos parámetros que caracterizan el comportamiento de un ciclo de absorción, como son:

- Distribución porcentual de los coeficientes y áreas de transferencia de calor de los distintos intercambiadores de calor (generador, evaporador, absorbedor, condensador e intercambiador de disolución)
- Caudal de disolución débil entre absorbedor y generador.
- Valor total de  $UA$  en función de la capacidad frigorífica.

A partir de las distintas configuraciones obtenidas, se realiza una serie de simulaciones, comparando los resultados del modelo con datos experimentales. Para ello, empleamos dos fuentes de información:

1. Información obtenida a partir de los tests realizados sobre la instalación experimental de la Universidad Miguel Hernández.
2. Información experimental presente en la bibliografía, obtenida por el grupo de Ingeniería Térmica Aplicada de la Universidad Roviri i Virigili.

Analizamos los resultados de todas las configuraciones estudiadas y se selecciona aquella con menor desviación respecto a los datos experimentales y que proporciona unos resultados muy ajustados con el comportamiento real de la máquina.

#### 1.4.2. *Performance comparison of solar autonomous and assisted absorption systems in Spain.*

La refrigeración solar es una idea atractiva debido, en parte, a la coincidencia cronológica entre la mayor carga de refrigeración y la energía solar disponible. Sin embargo, los elevados costes iniciales de estas instalaciones, en ocasiones superiores a los plazos de amortización de las mismas [7], hacen necesario seguir estudiando las posibles configuraciones de estos sistemas y su operación.

Una opción bastante extendida, es el uso de simulaciones que proporcionen información sobre el comportamiento de estas instalaciones. Se han desarrollado varios métodos simplificados para evaluar el comportamiento a largo plazo de sistemas de refrigeración solar en términos de fracción solar. Klein y Beckman [8] desarrollaron el  $\bar{\phi}$ , un método basado en f-chart en el que la carga es caracterizada por una temperatura mínima de uso. Oliverira [9] presentó un método basado en el cálculo de dos valores de usabilidad relacionados con la temperatura del agua caliente de impulsión y retorno de la máquina de absorción. Joudi and Badul-Ghafour [10] desarrollaron un método que correlaciona la fracción solar mensual con dos parámetros adimensionales.

Estas técnicas pueden darnos una visión estimada del comportamiento de una instalación de refrigeración solar. Sin embargo, la elevada cantidad de factores externos que afectan a este tipo de instalaciones, y su complejidad, hace que los métodos mencionados puedan resultar insuficientes a la hora de modelizar completamente el comportamiento de una planta de refrigeración solar.

Uno de los factores que más condiciona el diseño y funcionamiento de este tipo de sistemas es la meteorología. La radiación solar incidente en el plano de captadores en un momento determinado marca la cantidad de energía disponible con la que alimentar el sistema, pero al mismo tiempo puede influir en la demanda de refrigeración del espacio acondicionado.

Con todo esto, se hace necesario el uso de software específico que permita llevar a cabo simulaciones detalladas de sistemas térmicos. El software TRNSYS ha sido empleado en numerosas ocasiones para la simulación de este tipo de instalaciones. Reda et al. [11] usaron TRNSYS para estudiar dos configuraciones de planta de climatización solar asistida para un edificio de oficinas en Finlandia. Noro et al [12], lo utilizaron para la optimización del volumen de acumulación de una planta de frío y calefacción solar. Monne et al [13] desarrollaron un modelo en TRNSYS para simular un sistema de frío solar mediante una enfriadora de simple efecto de bromuro de litio-agua en Zaragoza.

Una ventaja de esta herramienta es la posibilidad de tener en cuenta las condiciones climáticas de distintas ubicaciones, empleando para ello bases de datos de condiciones meteorológicas para un año tipo. Además, al tratarse de simulaciones paramétricas, es posible realizar estudios estadísticos que nos indiquen la variación del comportamiento, tanto de los distintos componentes como del sistema en conjunto, cuando se modifica alguno de los parámetros de diseño o control.

Con todo, se necesita información fiel de la instalación y modelos de simulación que permitan reproducir el comportamiento de los distintos componentes que la conforman. Es por ello, que a la hora de realizar un modelo de simulación de la planta piloto de climatización con energía solar térmica, se decide emplear el modelo de la máquina de absorción desarrollado anteriormente.

Una vez realizado el modelo, este se valida empleando datos reales de la instalación funcionando dos días, en cada uno de los cuales se empleó una configuración del sistema de apoyo diferente:

- Día 1. La configuración impide la entrada en funcionamiento de la enfriadora de apoyo, por lo que la planta solo es capaz de aportar la refrigeración obtenida a partir de energía solar (modo 1)

- Día 2. La configuración permite la entrada en funcionamiento de la enfriadora de apoyo cuando el sistema solar no es capaz de vencer la carga de refrigeración (modo 2)

Los datos climáticos registrados para ambos días se introducen en la simulación, así como los perfiles de uso de las estancias. Se comparan los datos reales y simulados. Por un lado, comparamos la evolución de las temperaturas de las estancias durante los dos días. Por otro, analizamos el balance energético y EER, tanto para la máquina de absorción como para la enfriadora por compresión de vapor. Se observa un alto grado de concordancia entre los datos obtenidos de forma experimental y los resultados de la simulación.

Además, se puede apreciar un aumento significativo en el rendimiento de la máquina de absorción funcionando bajo el modo 1. Esto se debe a que, bajo esta configuración, la máquina no tiene que llegar a una temperatura de consigna en el acumulador de agua fría al que está asociada. De esta forma, la temperatura media del evaporador es más alta, incrementando así el rendimiento de la enfriadora.

Una vez validado el esquema para ambos modos de funcionamiento, se llevan a cabo simulaciones para analizar el comportamiento del sistema bajo diversas condiciones climatológicas. Se seleccionan 4 localidades con distintas condiciones climáticas: Madrid, Sevilla, Barcelona y Bilbao. La simulación se lleva a cabo durante la estación estival, incluyendo los meses de junio, julio, agosto y septiembre. Los datos climatológicos de un año tipo para cada uno de las ubicaciones se obtienen de la herramienta Meteonorm [14].

Los resultados muestran que, funcionando de forma autónoma (modo 1), la planta piloto es capaz de mantener las condiciones de confort durante un 60,8% del tiempo en Sevilla, frente al 78,3% en Madrid. Funcionando con apoyo, se observa que la aportación del sistema solar en Bilbao cae hasta un 52,8%, frente el 75,3% de Madrid.

Por otro lado, se analiza el efecto de la coincidencia cronológica entre la necesidad de refrigeración y la disponibilidad de radiación solar. Para ello, se modifica la orientación del edificio, inicialmente con las superficies acristaladas enfrentadas al este, girándolo 90° en sentido horario, para que los huecos tengan orientación sur.

De esta forma se retrasa las necesidades de refrigeración, lo que incrementa el número de horas que el sistema de refrigeración solar puede mantener las condiciones de confort

en las estancias funcionando de forma autónoma entre un 9% para Bilbao y un 16% en el caso de Sevilla. Funcionando con apoyo, el porcentaje de demanda cubierta por el sistema solar sube entre un 3,6% para Bilbao y un 6,5% para Sevilla.







## 2. METODOLOGÍA

El análisis de los sistemas de climatización con energía solar térmica abordado en esta tesis se ha dividido en dos partes.

En primer lugar, se comienza con el estudio experimental de la planta piloto de climatización mediante máquina de absorción ubicada en la Universidad Miguel Hernández. Durante esta fase, se realizan diversos ensayos en los que la instalación operó bajo distintas condiciones de funcionamiento. De esta forma se consigue caracterizar el comportamiento termodinámico del sistema. La instalación permaneció en funcionamiento durante 2 años consecutivos.

A continuación, se elabora un modelo de simulación de la instalación para profundizar en el conocimiento de este tipo de instalaciones. El modelo se elabora bajo el entorno de TRNSYS. Sin embargo, ante la imposibilidad de simular de forma fiel el comportamiento de la enfriadora con las opciones que proporciona dicho software, se decide elaborar un modelo matemático de la máquina de absorción. Este modelo se realiza en el software EES, ya que cuenta con una serie de librerías con propiedades de los fluidos de trabajo que nos son de utilidad a la hora de realizar el modelo.

En este apartado se detallan los componentes y métodos empleados para abordar cada una de las partes de esta tesis. En primer lugar se describe, de forma pormenorizada, la planta piloto de climatización con energía solar térmica utilizada en este trabajo, prestando especial atención a las características de la máquina de absorción. A continuación, se detallan las especificaciones del software TRNSYS, empleado para elaborar el modelo de la instalación. Se incluirán además los modelos matemáticos de los componentes más significativos que componen el esquema de simulación.

### 2.1. Instalación experimental

En este apartado se realizará una descripción de la instalación dividiéndola en distintos subsistemas: subsistema solar, subsistema de acondicionamiento de aire y estancias. Por otro lado, también se definirá el sistema de monitorización y adquisición de datos, utilizado en la instalación.

### 2.1.1. Descripción general.

La instalación está ubicada en el edificio Torrepinet de la Universidad Miguel Hernández de Elche con una latitud  $L=38^\circ$ . Proporciona calefacción y aire acondicionado a partir de energía solar térmica a una serie de laboratorios y oficinas que ocupan una superficie aproximada de  $200 \text{ m}^2$  situadas en ese mismo edificio. Cuenta con un campo de captadores solares de  $38,4 \text{ m}^2$  ( $16 \times 2,4 \text{ m}^2$ ), que suministran agua caliente, a una enfriadora por absorción de  $17,6 \text{ kW}$  de capacidad frigorífica nominal en época estival, y directamente a los fan-coils en invierno. La instalación se complementa con un sistema de apoyo compuesto por una enfriadora por compresión de vapor, aire-agua de  $16 \text{ kW}$  de capacidad frigorífica nominal. La instalación funciona de 8:00 a 20:00 de lunes a sábado. Los domingos permanece parada. La figura 1 muestra una imagen de la planta piloto de la UMH. La figura 2 muestra un esquema de la instalación.



**Figura 1. Imagen de la planta piloto de la Universidad Miguel Hernández.**

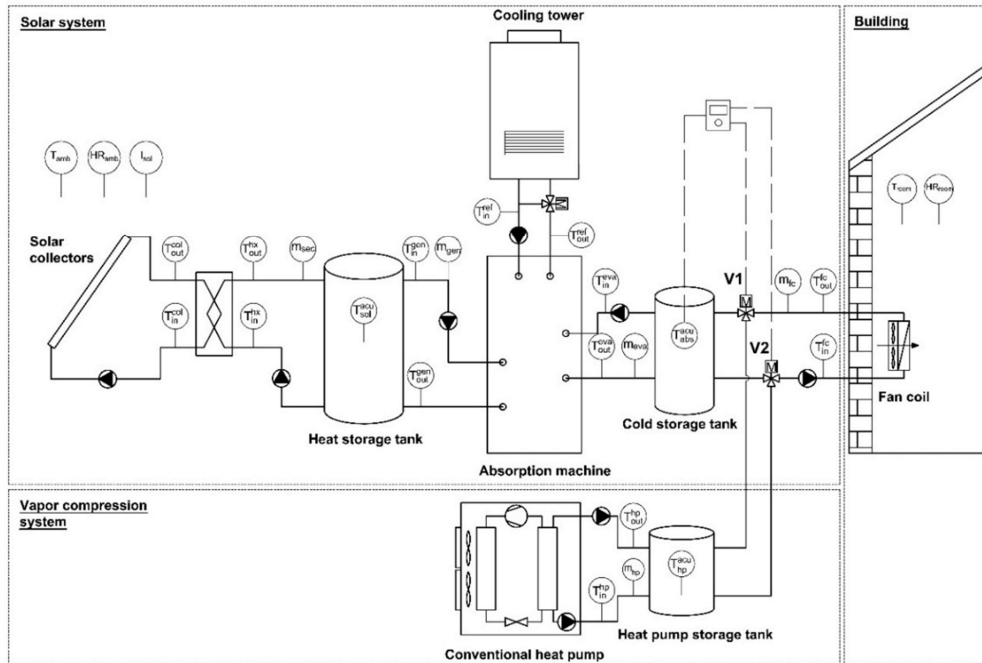


Figura 2. Esquema de la instalación.

### 2.1.2. Subsistema solar.

Contamos con un campo de captadores compuesto por 16 colectores de placa plana, orientados a sur con una inclinación de  $30^\circ$ , con una superficie de apertura de  $2,4 \text{ m}^2$ , lo que nos proporciona un área total de  $38,4 \text{ m}^2$ . El absorbedor está compuesto por chapa y tubo de cobre con recubrimiento selectivo ( $\alpha = 95 \%$  y  $\varepsilon = 5 \%$ ).

La curva de rendimiento proporcionada por el fabricante según la norma UNE/DIN en 12975 es:

$$\text{Rendimiento óptico } \eta_0 = 81,8 \%$$

$$\text{Pendiente } k_1 = 3,47 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\text{Curvatura } k_2 = 0,0101 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-2}$$

El rendimiento viene dado por la temperatura media del fluido en el colector, la temperatura ambiente y la radiación global incidente perpendicular:

$$\eta = 0,818 - 3,47 \frac{T_m - T_a}{I} - 0,0101 \frac{(T_m - T_a)^2}{I}$$

La acumulación solar se compone de dos acumuladores de 1000 litros de capacidad cada uno, conectados en paralelo. De esta forma, la instalación puede funcionar con

1000 o 2000 litros de acumulación. Las pérdidas de calor medidas experimentalmente fueron de  $0,784 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

Los circuitos de primario y secundario están separados mediante un intercambiador de placas de flujo cruzado con una eficiencia  $\varepsilon = 0,79$ . El caudal del primario se fija en  $1152 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ , lo que supone  $30 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$  por  $\text{m}^2$  de captación, y el caudal de secundario en  $2100 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ . El fluido de trabajo para ambos circuitos es agua sin aditivos.

### 2.1.3. Subsistema acondicionamiento de aire.

La enfriadora seleccionada es una Yazaki WFC-SC5 de LiBr-agua de simple efecto con una potencia frigorífica nominal de 17,6 kW. La tabla 1 muestra las principales características de la enfriadora.

		<i>Características técnicas</i>		
<i>Modelo</i>	WFC-SC5			
<i>Capacidad</i>	Frío	(kW)	17,6	
	Temperatura de entrada	(°C)	12,5	
<i>Agua fría</i>	Temperatura de salida	(°C)	7,0	
	Caudal	(L/s)	0,77	
<i>Agua de refrigeración</i>	Pérdida de presión del evaporador	(kPa)	52,6	
	Temperatura de entrada	(°C)	31	
	Temperatura de salida	(°C)	35	
	Calor disipado	(kW)	42,7	
	Caudal	(L/s)	2,55	
	Pérdida de presión del condensador/evaporador	(kPa)	38,3	
<i>Aporte de energía térmica</i>	Temperatura de entrada	(°C)	88,0	
	Temperatura de salida	(°C)	83,0	
	Caudal	(L·s <sup>-1</sup> )	1,2	
<i>Aporte de energía eléctrica</i>	Pérdida de presión del generador	(kPa)	77,0	
	Suministro	Voltaje	(AC V)	100-240V
		Fases	(ph)	1
		Frecuencia	(Hz)	50/60
	Consumo	(W)	48	

**Tabla 1. Especificaciones enfriadora Yazaki WFC-SC5**

La capacidad frigorífica y el consumo térmico de la máquina de absorción en función de las temperaturas de entrada de generador y condensador/absorbedor vienen reflejados en la figura 3.

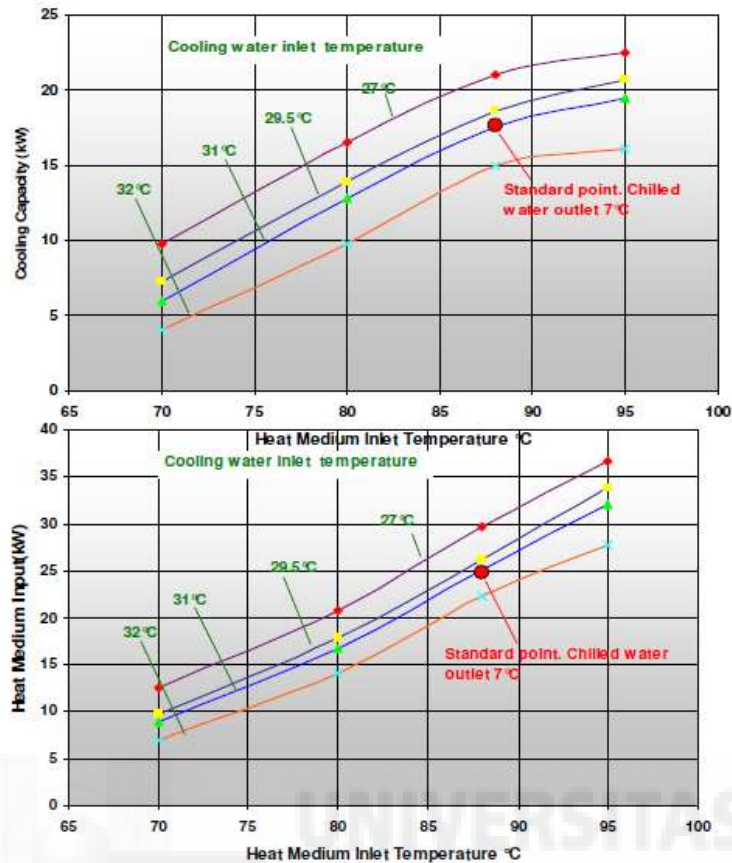


Figura 3. Tablas de capacidad y aporte de calor de la enfriadora Yazaki WFC SC5.

La enfriadora dispone de un sistema de control, el cual, a través de una serie de sensores monitoriza diferentes temperaturas del circuito hidráulico y actúa sobre las bombas de evaporador, generador y absorbedor/condensador según las consignas establecidas.

La puesta en marcha de la máquina se produce cuando la temperatura del acumulador solar sobrepasa un valor establecido en un termostato asociado al mismo. Por otro lado, el sistema de control monitoriza la temperatura de entrada a evaporador. Si la misma es inferior a 7°C, el sistema detiene la máquina hasta que vuelva a haber demanda de refrigeración.

La enfriadora tiene asociado un depósito de inercia de 1000 litros, cuya principal función es reducir las maniobras de paro-arranque de la máquina y estabilizar la temperatura del circuito de fan-coils, desacoplando la potencia de la máquina a la demanda instantánea de la instalación.

La condensación y absorción se consigue mediante una torre de refrigeración de tiro forzado con una capacidad de enfriamiento de 84 kW. Cuenta con un ventilador axial

trifásico de 560W que proporciona un caudal de  $2,13 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  y relleno formado por láminas de PVC.

El apoyo de la instalación se compone de una enfriadora por compresión Carrier 30 AW 015 de vapor aire-agua de 16 kW de capacidad frigorífica nominal y un acumulador de inercia asociado a la enfriadora de 200 litros. La tabla 2 muestra las principales características de la enfriadora.

		<i>Datos técnicos</i>	
<i>Modelo</i>	<b>30 AW 015</b>		
	Capacidad nominal	<b>(kW)</b>	14.5
<i>Heating</i>	Consumo eléctrico nominal	<b>(kW)</b>	3.57
	COP		4.06
	Capacidad nominal	<b>(kW)</b>	16
<i>Cooling</i>	Consumo eléctrico nominal	<b>(kW)</b>	4.2
	EER		3.81
	Voltaje	<b>(V)</b>	400
<i>Electrical</i>	Frecuencia	<b>(Hz)</b>	50
	Fases	<b>(ph)</b>	3

**Tabla 2. Especificaciones enfriadora Carrier 30 AW**

El control del sistema de apoyo actúa sobre dos válvulas de 3 vías ubicadas en el circuito de impulsión a fan-coils. Cuando la temperatura del acumulador de inercia del sistema solar sube por encima de la temperatura de consigna, el control cambia la posición de las válvulas para que el circuito de fan-coils se alimente del acumulador de inercia de apoyo.

#### 2.1.4. Estancias.

El espacio acondicionado con la planta piloto se encuentra en el segundo piso del ala este del edificio Torrepinet de la Universidad Miguel Hernández de Elche. El espacio tiene una superficie total de  $200 \text{ m}^2$ . La pared con orientación este tiene una superficie de  $118 \text{ m}^2$  con un 30% de área acristalada. La pared con orientación norte tiene una superficie de  $20,4 \text{ m}^2$  y no tiene acristalamiento. La figura 4 muestra la ubicación de las estancias dentro del edificio.

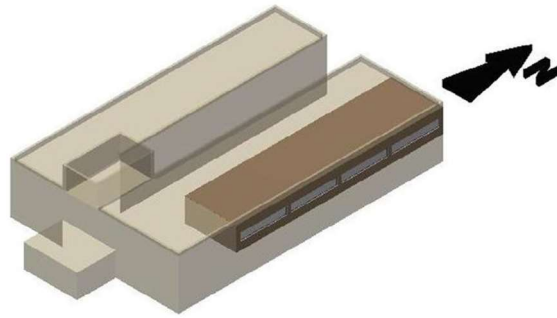


Figura 4. Ubicación de las estancias acondicionadas del edificio Torrepinet.

Las paredes exteriores están compuestas por mampostería de ladrillo en la cara exterior y cartón yeso en la interior, con una cámara de aire intermedia. Las tablas 3 y 4 muestran la composición de los muros y huecos.

Nombre	Material	Grosor (mm)	Densidad (kg m <sup>-3</sup> )	Conductividad térmica (W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	Calor específico (kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )
<i>Muro exterior</i>	Mortero de cemento	15	2500	1,95	1
	Bloque de cemento	200	1400	1,84	1
	Cámara de aire	200	-	-	-
	Cartón yeso	10	630	0,21	1
<i>Techo</i>	Losa	20	2200	1,2	0,9
	Capa de aislamiento	50	30	0,04	1,12
	Membrana impermeable	2	950	0,14	1,5
	Bloque composite	200	2500	1,95	1
	Mortero	0,2	-	0,15	0,9
<i>Pared interior</i>	Cartón yeso	10	630	0,21	1
	Cámara de aire	50	-	-	-
	Cartón yeso	10	630	0,21	1

Tabla 3. Composición muros.

	Área marco/hueco	Conductividad térmica (W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	g (%/100)
<i>Marco</i>	0,15	2,27	-
<i>Cristal</i>	0,85	5,68	0,85

Tabla 4. Composición huecos

#### 2.1.5. Monitorización y adquisición de datos.

Para caracterizar energéticamente la instalación durante los distintos ensayos y comprobar el correcto funcionamiento de los distintos esquemas de control, se cuenta con un sistema de monitorización y adquisición de datos, con el que se recopila la información proporcionada por un conjunto de sensores dispuestos, tanto en la propia instalación, como en el espacio acondicionado.

En la tabla 5 se recopilan los sensores empleados y sus características más significativas.

<i>Variable medida</i>	<i>Marca</i>	<i>Sensor utilizado</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Rango de medida</i>	<i>Precisión</i>
<i>Temperatura del aire</i>	E+E EE20xx	Sonda Capacitiva	5	-20°C a 80°C 0°C a 50°C	±0,3°C
<i>Humedad del aire</i>	E+E EE20xx	Sonda Capacitiva	5	0% a 100%	±2%
<i>Irradiancia</i>	Kipp&Zonen CM6b	Piranómetro Térmico	1	0 a 1367 W·m <sup>-2</sup>	±1,2%
<i>Caudal</i>	Krohne Optiflux 4000	Electromagnético	5	0 a 12 m·s <sup>-1</sup>	±0,4% of mv+1mm/s
<i>Temperatura del agua</i>	Desin (ST-FFH)	RTDs	19	0 a 250oC	±0,05°C
<i>Contador de agua</i>	Sensus Id9000	Mecánico Chorro simple	1	0 a	±0,001 m3
<i>Contador eléctrico</i>	Orbis Contax D-9073SO	Vatímetro Digital	1	0 a 9999 kWh	0,1kWh
<i>Totalizador</i>	Ditel Kosmos Alpha-D	-	2	0 a 999	0,0005%

**Tabla 5. Listado de sensores**

Por otro lado, se necesitará un elemento encargado de tratar y almacenar la información suministrada por aquellos. En nuestro caso dispondremos de una tarjeta de adquisición de datos Agilent 34972 conectada por LAN a un ordenador que se encargará del almacenamiento de datos.

## 2.2. Modelización de la instalación en TRNSYS.

TRNSYS es un software destinado a la simulación de comportamiento de sistemas transitorios mediante interfaz gráfica. Se utiliza principalmente en los campos de la ingeniería en energías renovables y la simulación de sistemas de energía térmica.

El programa está compuesto de dos partes. La primera es un motor (llamado kernel) que lee y procesa el fichero de entrada, resuelve el sistema de forma iterativa, determina convergencia y muestra en gráficas las variables del sistema. Kernel también proporciona utilidades que determinan propiedades termodinámicas, realiza regresiones lineales e interpola ficheros de datos externos.

La segunda parte de TRNSYS es la librería de componentes (llamados Types) que son modelos matemáticos predefinidos. Estos modelos requieren una serie de inputs, ya sean variables de la simulación o parámetros característicos del elemento simulado, para generar los outputs requeridos.



La interfaz gráfica permite la visualización de cada uno de estos módulos, así como la interconexión entre ellos, eligiendo en cada caso las variables que están relacionadas en dicha conexión. La librería inicial incluye unos 150. Los modelos están programados de tal forma que el usuario pueda modificar los componentes existentes o escribir los suyos propios empleando lenguajes de programación comunes (C, C++, PASCAL, FROTRAN, etc), ampliando así las capacidades del entorno.

Otro aspecto a destacar de TRNSYS es la posibilidad de comunicación con otras aplicaciones (Microsoft Excel, MATLAB, COMIS, etc.), para pre o post procesamiento o mediante llamadas interactivas durante las simulaciones.

TRNSYS está constituido en una “suite” o agrupación de 4 programas:

- TRNSYS Simulation Studio (TRNSYS Studio)
- TRNSYS Simulation Engine (TRNDll & TRNExe)
- TRNSYS Editor (TRNEdit)
- Building Visual Interface (TRNBuild)

#### 2.2.1. TRNSYS Simulation Studio (TRNSYS Studio)

Simulation Studio es la interfaz gráfica principal donde se crean proyectos arrastrando los distintos componentes hacia el área de trabajo, conectándolos unos a otros, especificando las salidas y entradas, y los parámetros de cada “Type” y de la simulación.

También incluye un gestor de salidas desde el que se puede controlar que variables se van a integrar, imprimir o representar gráficamente; y un gestor de registro/error que permite estudiar en detalle que sucede durante una simulación.

En esta interfaz también se deben configurar los parámetros generales de la simulación. Aquí, por regla general, asignaremos el momento inicial y el instante final, que variará en función del día del año que se quiere simular, y el intervalo de muestreo empleado que será siempre de cinco minutos.

#### 2.2.2. TRNSYS Simulation Engine.

El motor de simulación incluye la herramienta “online plotter” que permite representar gráficamente gran cantidad de variables durante la simulación.

Además, cuenta con varias características avanzadas como el zoom o la visualización de los valores numéricos que adquieren las distintas variables en cada momento.

### 2.2.3. TRNSYS Editor.

TRNEdit es un editor especializado que puede emplearse para crear o modificar archivos de entrada de TRNSYS (archivos “deck”). Por lo general no se recomienda su uso y solo usuarios avanzados deberían intentar modificar archivos “deck” a mano.

### 2.2.4. Building Visual Interface.

La interfaz visual para edificios es una herramienta empleada para introducir datos de entrada para construcciones multizona. Permite especificar las características de la estructura, así como varios detalles necesarios para simular el comportamiento térmico del edificio, como las características ópticas de las ventanas, horarios de ocupación, cargas térmicas, etc.

TRNBuild crea un archivo de descripción del edificio que incluye información necesaria para la simulación. Este archivo se ligará a la simulación empleando un módulo específico en TRNSYS Studio, el Type 56a.

### 2.2.5. Descripción de los módulos.

La figura 5 muestra el esquema elaborado en el entorno de TRNSYS y la tabla 6 los principales types o módulos empleados para la simulación de la planta piloto.

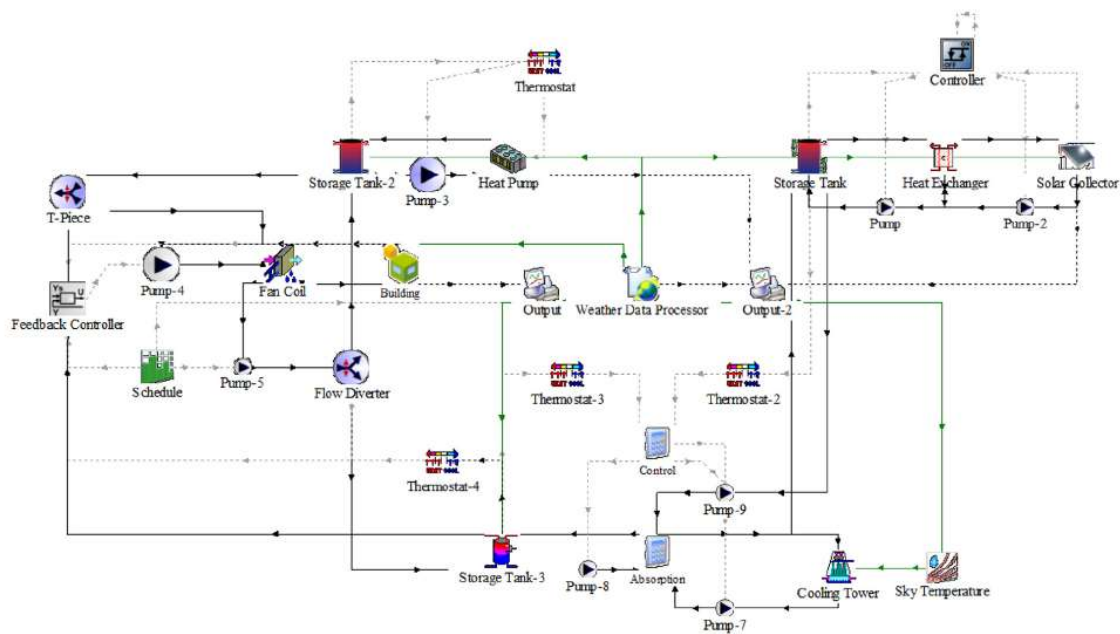







Figura 5. Esquema de TRNSYS.

<i>TRNSYS Model</i>	<i>Imagen</i>	<i>Descripción</i>
<i>Type 1b</i>		Modeliza el comportamiento térmico de un captador solar plano.
<i>Type 91</i>		Modeliza el comportamiento de un intercambiador de calor sensible a partir del valor de eficiencia.
<i>Type 3d</i>		Introduce el valor de caudal másico de un circuito hidráulico en función de la señal de control, comprendida entre 0 y 1.
<i>Type 2b</i>		Genera una función de control que varía entre 0 y 1.
<i>Type 4a</i>		Simula el comportamiento térmico de un acumulador sujeto a estratificación.
<i>Type 51a</i>		Modeliza el comportamiento de una torre de refrigeración de flujo cruzado o paralelo.
<i>Type 33</i>		Llama a la subrutina psicrométrica a partir de 2 variables de entrada.
<i>Type 655</i>		Modeliza el comportamiento de una enfriadora por compresión de vapor aire-agua a partir de datos de catálogo.
<i>Type 14h</i>		Genera una función de control en el tiempo que sigue un patrón repetitivo.
<i>Type 108</i>		Modeliza el comportamiento de un termostato.
<i>Type 508a</i>		Modeliza el comportamiento de un fan-coil usando una aproximación a partir del factor de by-pass.
<i>Type 56</i>		Modeliza el comportamiento térmico de un edificio a partir de la descripción del edificio definida en el software TRNSBuild..
<i>Type 15-2</i>		Importa los datos climáticos horarios definidos en un fichero externo. El módulo interpola los valores en simulaciones con intervalos de simulación inferiores a una hora.
<i>Type 25</i>		Exporta el resultado de la simulación de las variables definidas en el intervalo de tiempo seleccionado.

**Tabla 6. Módulos empleados.**

A continuación se realizará una breve descripción de los types más importantes así como del modelo matemático empleado para la simulación de su comportamiento.

#### *2.2.5.1. Type 4: Stratified Fluid Storage Tank.*

El comportamiento de un acumulador sujeto a estratificación térmica puede ser modelado asumiendo que el tanque se compone por N segmentos homogéneos, de igual volumen. El grado de estratificación se determina por el valor de N, si N es igual a 1, el acumulador simulado está completamente homogeneizado y no se observarán fenómenos de estratificación. El módulo es capaz de simular entradas fijas o variables, distintos tamaños de nodos, histéresis en termostatos para elementos de calefacción auxiliares, coeficientes de pérdidas incrementales, etc.

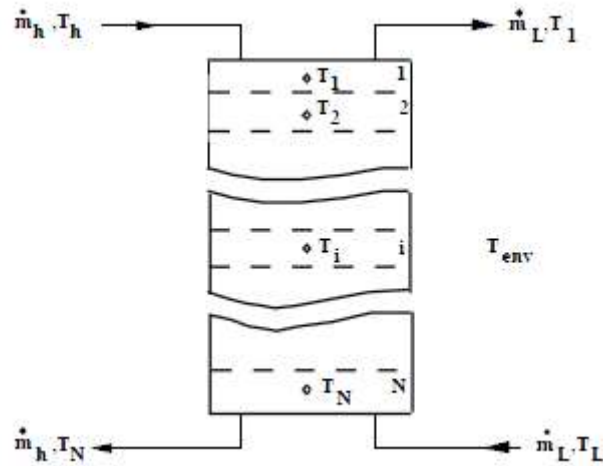


Figura 6. Segmentación del acumulador solar.

*Nomenclatura.*

- $A_i$       área superficial del segmento  $i$  del acumulador.
- $C_{pf}$      calor específico del fluido del acumulador.
- $S_h$       segmento de entrada del fluido procedente de la fuente de calor.
- $S_L$       segmento de salida del fluido hacia la carga térmica.
- $H_i$       altura del segmento  $i$ .
- $M_i$       masa de fluido en el segmento  $i$ .
- $m_L$       flujo másico de fluido hacia la carga.
- $m_h$       flujo másico de fluido hacia el acumulador desde la fuente de calor.
- $Q_{in}$      entrada de energía al tanque a través del fluido de entrada.
- $Q_s$       energía sensible que se consume para suministrar a la carga.
- $t$         tiempo.
- $T_{env}$     temperatura del ambiente que rodea al tanque.
- $T_i$       temperatura del segmento  $i$ .
- $T_h$       temperatura de entrada del fluido al tanque procedente de la fuente de calor.
- $T_L$       temperatura de retorno de la carga.
- $U_t$       coeficiente de pérdidas entre el acumulador y el ambiente.
- $V_t$       volumen total del acumulador.

$\alpha_i$  función de control definida por  $\alpha_i = 1$  si  $i = s_h$ ; 0 en otro caso.

$\beta_i$  función de control definida por  $\beta_i = 1$  si  $i = s_L$ ; 0 en otro caso.

$\gamma_f$  función de control que define si se encuentran en marcha los calentadores auxiliares.

$\rho_f$  densidad del fluido.

*Descripción matemática.*

*Modo de operación.*

En nuestro caso, el módulo funciona en modo de operación 1, esto significa que los flujos entran en posiciones fijas. Los flujos de carga entran por la parte inferior del depósito, mientras que las fuentes de calor entran por la parte superior. Al final de cada intervalo de tiempo, si se produce inversión de temperaturas, se eliminará gracias a la mezcla con los nodos adyacentes.

*Corrientes de fluido.*

Una consideración, empleada en este modelo, es que se asume que las corrientes de fluido circulan hacia arriba y hacia abajo y que el fluido está completamente mezclado antes de entrar en cada segmento. Esto implica que, como se muestra en la figura 7, que el caudal  $m_1$  es añadido al  $m_4$ , y que el caudal  $m_2$  es añadido al  $m_3$ . Se puede calcular el flujo resultante realizando el siguiente balance de energía:

$$M_i \cdot C_{pf} \frac{dT_i}{dt} = \begin{cases} (\dot{m}_1 - \dot{m}_3) \cdot C_{pf} \cdot (T_{i-1} - T_i) & \dot{m}_1 \geq \dot{m}_3 \\ (\dot{m}_3 - \dot{m}_1) \cdot C_{pf} \cdot (T_{i+1} - T_i) & \dot{m}_1 < \dot{m}_3 \end{cases}$$

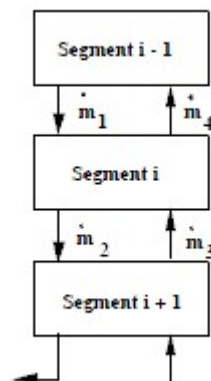


Figura 7. Segmentos acumulador solar Type 4

El balance de energía correspondiente a un depósito dividido en n nodos (N=i) es el siguiente:

$$M_i \cdot C_{pf} \frac{dT_i}{dt} = \alpha_i C_{pf} \dot{m}_h (T_h - T_i) + \beta_i C_{pf} \dot{m}_L (T_L - T_i) + UA_i C_{pf} (T_{env} - T_i) + \begin{cases} +\gamma_i (T_{i-1} - T_i) C_{pf} & \text{si } g_i > 0 \\ +\gamma_i (T_i - T_{i-1}) C_{pf} & \text{si } g_i < 0 \\ +\dot{Q}_i & \text{si } i = 1 \end{cases}$$

Las temperaturas de cada segmento N es determinada mediante la integración de sus derivadas expresadas en la ecuación anterior. Al final de cada intervalo las inversiones de temperatura son eliminadas mediante la mezcla de los nodos adyacentes.

La transferencia de calor y energía e calcula mediante las siguientes expresiones:

$$\dot{Q}_{env} = \sum_{i=1}^N UA_i (T_i - T_{env}) + \gamma_f \sum_{i=1}^l UA_{f,i} (T_i - T_f)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_L C_{pf} (T_1 - T_L)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_h C_{pf} (T_h - T_N)$$

$$\Delta E = \frac{V \rho_f C_{pf} \left[ \sum_{i=1}^N T_i - \sum_{i=1}^N T_i \right]_{t=TIE}}{N}$$

La siguiente expresión es la función de control que emplea  $\gamma_i$ :

$$\gamma_i = \dot{m}_h \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N \beta_j$$

#### 2.2.5.2. Type 51: Cooling Tower.

El Type 51 modeliza el comportamiento de una torre de refrigeración en contracorriente o en flujo cruzado. Para ello, es necesario introducir en la configuración los coeficientes de correlación de transferencia de masa, “c” y “n”.

*Nomenclatura.*

$A_v$  área superficial de las gotas de agua por célula de intercambio.

$C_{pw}$  calor específico del agua a presión constante.

$h_a$  entalpia específica de aire húmedo.

$h_D$  coeficiente de transferencia de masa.

$h_s$	entalpía de aire saturado.
$m_a$	flujo másico de aire seco.
$m_w$	flujo másico de agua.
$N_{cell}$	número de células.
$Q_{cell}$	calor total trasferido por célula.
$T_a$	temperatura del aire.
$T_{main}$	temperatura del agua de reemplazo.
$T_w$	temperatura del agua.
$T_{wb}$	temperatura de bulbo húmedo del aire.
$T_{ref}$	temperatura de referencia del agua (0°C).
$V_{cell}$	volumen total de la célula.
$V_s$	volumen total de la balsa.
$\omega_a$	humedad específica del aire.
$\omega_s$	humedad específica del aire saturado.
$\rho_w$	densidad del agua.

*Descripción matemática.*

La figura representa la transformación psicrométrica que sufre el aire a través de una célula de una torre de refrigeración. El aire entra en unas condiciones conocidas, caracterizado por la temperatura,  $T_{a,i}$ , y humedad relativa,  $\omega_{a,i}$ , y sale a  $T_{a,o}$  y  $\omega_{a,o}$ . Las condiciones límite de salida del aire serían aire saturado a una temperatura igual a la de entrada de agua a la torre, lo que corresponde a una entalpía de salida del aire máxima. En el gráfico se muestran las líneas a entalpía constante para la entrada y salida real del aire y para las condiciones de saturación a temperatura de entrada del agua caliente. En términos de entalpías, la efectividad de la transferencia de energía se define como el cociente entre la diferencia de entalpía del aire entre la máxima diferencia de entalpías. Para una efectividad conocida, el calor disipado por una célula se define como:

$$\dot{Q}_{cell} = \varepsilon_a \dot{m}_a (h_{a,w,i} - h_{a,i})$$

Asumiendo que el número de Lewis equivale a uno, Braun demostró que la efectividad puede determinarse empleando la relación para intercambiadores de calor con definiciones modificadas para el número de unidades de transferencia. Para una torre en contracorriente:

$$\varepsilon_a = \frac{1 - \exp(-Ntu(1 - m^*))}{1 - m^* \exp(-Ntu(1 - m^*))}$$

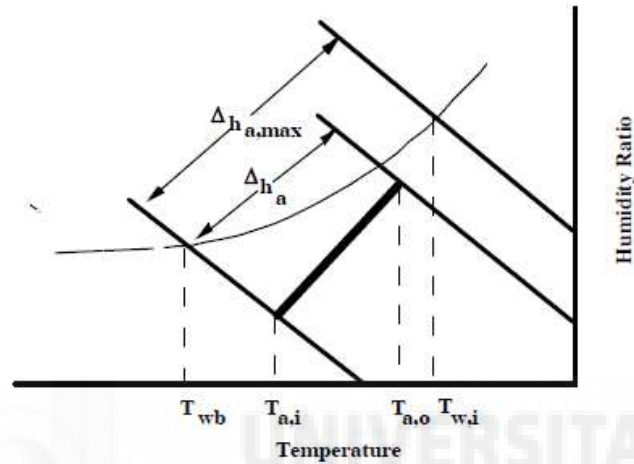


Figura 8. Proceso psicrométrico en torre.

dónde,

$$Ntu = \frac{h_D A_v V_{cell}}{\dot{m}_a}$$

$$m^* = \frac{\dot{m}_a C_s}{\dot{m}_{w,i} C_{pw}}$$

El calor específico de saturación,  $C_s$  se define como la pendiente media de la entalpía de saturación con respecto a la curva de temperatura. Se determina con las condiciones de entrada y salida del agua

$$C_s = \frac{h_{s,w,i} - h_{s,w,o}}{T_{w,i} - T_{w,o}}$$

Para determinar la eficiencia de la torre, es necesario tener una relación para el número de unidades de transferencia. Las correlaciones generales para la transferencia de calor y masa en torres de refrigeración en términos de características físicas de las mismas no



suelen estar disponibles. Como se muestra en la guía de equipamiento de ASHRAE, la información de transferencia de masa se correlaciona generalmente en la forma

$$\frac{h_d A_v V_{cell}}{\dot{m}_w} = c \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^n$$

Multiplicando ambos lados de la ecuación anterior por  $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$  y utilizándola definición de  $Ntu$  obtenemos

$$Ntu = c \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{1+n}$$

El exponente  $n$  suele estar entre -0,35 y -1,1, mientras que  $c$  suele estarlo entre 0,5 y 5.

*Condiciones de salida.*

Aplicando un balance de energía global, la temperatura de salida del agua de la torre viene determinada por

$$T_{w,o} = \frac{\dot{m}_{w,i} C_{pw} (T_{w,i} - T_{ref}) - \dot{Q}_{cell}}{\dot{m}_{w,o} C_{pw}} + T_{ref}$$

La mayoría de análisis desprecian la pérdida de agua y asumen que  $\dot{m}_{w,o} = \dot{m}_{w,i}$ . Generalmente el porcentaje de pérdida de agua representa del orden de 1% a 4% del caudal de entrada. Despreciar estas pérdidas puede producir aproximadamente 1°C de error en la temperatura de salida del agua. También es necesario conocer las pérdidas de agua para analizar el comportamiento de la balsa de la torre de refrigeración, para así incorporar los efectos del agua de reemplazo. Este módulo incluye los efectos de la pérdida de agua.

El caudal de agua de salida es

$$\dot{m}_{w,o} = \dot{m}_{w,i} - \dot{m}_a (\omega_{a,o} - \omega_{a,i})$$

La humedad específica de salida se determina a partir de una solución analítica para la ecuación de transferencia de masa asumiendo una condición efectiva de la superficie del agua y un Número de Lewis igual a la unidad.

$$\omega_{a,o} = \omega_{s,w,e} + (\omega_{a,i} - \omega_{s,w,e}) \exp(-Ntu)$$

La humedad específica efectiva de saturación,  $\omega_{s,w,e}$ , corresponde con datos psicrométricos para una entalpía efectiva de saturación a partir de la solución de la ecuación de transferencia de calor

$$h_{s,w,e} = h_{a,i} + \varepsilon_a(h_{s,w,i} - h_{a,i})$$

Para determinar las condiciones de salida del aire, el aire de salida de cada una de las células se combina para obtener las condiciones del aire “agregado”. El caudal de aire total es la suma de los caudales de todas las células.

$$\dot{m}_{a,exit} = \sum_{k=1}^{N_{cell}} \dot{m}_{a,k}$$

La entalpía de salida se halla sumando la salida de energía de cada célula dividido entre el caudal total de aire.

$$h_{a,exit} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{cell}} (\dot{m}_a h_{a,o})_k}{\dot{m}_{a,exit}}$$

La humedad específica se obtiene a partir de la expresión

$$\omega_{a,exit} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{cell}} (\dot{m}_{w,i} - \dot{m}_{w,o})_k}{\dot{m}_{a,exit}} + \omega_{a,i}$$

Una vez obtenido  $h_{a,exit}$  y  $\omega_{a,exit}$  se utiliza la rutina psicrométrica para determinar la temperatura de bulbo seco y húmedo a la salida.

*Obtención de los coeficientes de correlación de transferencia de masa.*

Consideramos una torre de refrigeración con una superficie de planta de un metro cuadrado, que contiene una superficie de agua extendida por unidad de volumen  $a$ ; un caudal másico de agua  $L$  y de aire  $G$ . La figura 9 muestra esquemáticamente el proceso de transferencia de masa y energía.

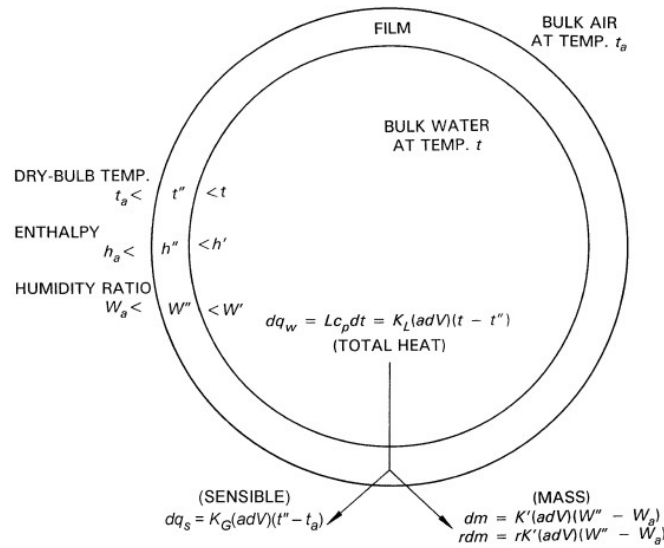


Figura 9. Esquema proceso transferencia de masa y energía.

El volumen de agua a temperatura  $t$  es rodeado por un volumen de aire a temperatura de bulbo húmedo  $t_a$ , con entalpía  $h_a$  y humedad específica  $W_a$ . Se considera que la interfaz es una película de aire saturado con una temperatura intermedia  $t''$ , entalpía  $h''$  y humedad específica  $W''$ . Considerando una valor constante de  $4,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  para el valor específico del agua  $C_p$ , la energía total trasferida desde el agua a la interface es

$$dq_w = LC_p dt = K_L a (t - t'') dV$$

dónde

$q_w$  = calor trasferido del agua a la interfaz.

$L$  = caudal másico de agua.

$K_L$  = conductancia unitaria, trasferencia de calor agua-interfaz.

$V$  = volumen de enfriamiento.

$a$  = área de interfaz.

El calor trasferido de la interfaz al aire es

$$dq_s = k_G a (t'' - t_a) dV$$

dónde

$q_s$  = calor sensible trasferido de la interfaz a la corriente de aire.

$K_G$  = conductancia unitaria, trasferencia de calor sensible interfaz-aire.

La difusión de vapor de agua de la película al aire es

$$d_m = K'a(W'' - W_a)dV$$

dónde

$m$  = transferencia de masa interfaz-aire.

$K'$  = conductancia unitaria, transferencia de masa interfaz-aire.

$W''$  = humedad específica de la interfaz.

$W_a$  = humedad específica del aire.

La transferencia de calor debida a la evaporación de la película al aire es

$$dq_L = r dm = rK'a(W'' - W_a)dV$$

dónde:

$q_L$  = transferencia de calor latente interfaz-aire.

$r$  = calor latente de evaporación.

El proceso alcanza el equilibrio cuando  $t_a = t$  y el aire se satura con humedad a dicha temperatura. Bajo condiciones adiabáticas, el equilibrio se alcanza a la temperatura de saturación adiabática o a la temperatura termodinámica de bulbo húmedo del aire. Esta es la temperatura más baja alcanzable en una torre de refrigeración. El agua de circulación alcanza rápidamente esta temperatura cuando trabaja sin carga térmica. El proceso es el mismo cuando se aplica carga térmica, pero la entalpía del aire aumenta conforme se mueve a través de la torre por lo que la temperatura de equilibrio aumenta progresivamente. La aproximación de la temperatura del agua enfriada a la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada es función de la capacidad de la torre.

Se asumen una relación de Lewis igual a la unidad, en combinación con la transferencia de masa y calor sensible en un coeficiente global basado en la diferencia de entalpías como fuerza de accionamiento

$$\frac{K_G}{(K'C_{pm})} = 1$$

dónde

$C_{pm}$  = calor específico del aire húmedo.

La ecuación anterior también explica por qué un termómetro de bulbo húmedo se aproxima a la temperatura de saturación adiabática en una mezcla aire-vapor de agua. Fijando la pérdida de calor del agua igual al aumento de calor en el aire

$$LC_p dt = Gdh = K'a(h' - h_a)dV$$

dónde

G = caudal másico de aire.

La ecuación considera la transferencia de la interfaz a la corriente de aire, pero las condiciones de la interfaz no están determinadas. Si se desprecia la resistencia de la película y se postula un coeficiente K' global, basado en la fuerza de accionamiento de entalpía h' a la temperatura del volumen de agua t, la ecuación queda

$$LC_p dt = Gdh = K'a(h' - h_a)dV$$

o

$$\frac{K'aV}{L} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{C_p}{h' - h_a} dt$$

y

$$\frac{K'aV}{G} = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{h' - h_a}$$

En la práctica, la integración de la ecuación anterior se refiere como el número de unidades de transferencia (NTU). Este valor proporciona el número de veces que el potencial medio de entalpía (h'-h<sub>a</sub>) desemboca en un cambio de la temperatura del agua (Δt) y es indicador de la dificultad de la tarea. Por lo tanto, una unidad de transferencia se define como

$$\frac{C_p \Delta t}{(h' - h_a)_{avg}} = 1$$

Las ecuaciones no son autosuficientes y no se pueden resolver directamente. Reflejan balances de energía y masa para cualquier punto de la torre y son independientes del movimiento relativo de las dos corrientes de fluido. Se requiere integración mecánica para aplicar las ecuaciones, y el procedimiento debe tener en cuenta el movimiento relativo.

*Integración a contracorriente.*

La gráfica 32 muestra el diagrama de enfriamiento a contracorriente, que está basado en la curva de saturación para aire húmedo. Como el agua se enfría desde  $t_{w1}$  hasta  $t_{w2}$ , la entalpía de la película de aire sigue la curva de saturación de A a B. El aire que entra a una temperatura de bulbo húmedo  $t_{aw}$  tiene una entalpía  $h_a$  que corresponde al punto C'. La fuerza de accionamiento inicial es la distancia vertical BC. El calor disipado del agua se transfiere al aire, por lo que el aumento de entalpía es proporcional a la temperatura del agua. La pendiente de la línea que sigue el aire CD es igual a  $L/G$ . De lo que se deduce la expresión:

$$\frac{KaV}{L} = c \cdot \frac{L^n}{G}$$

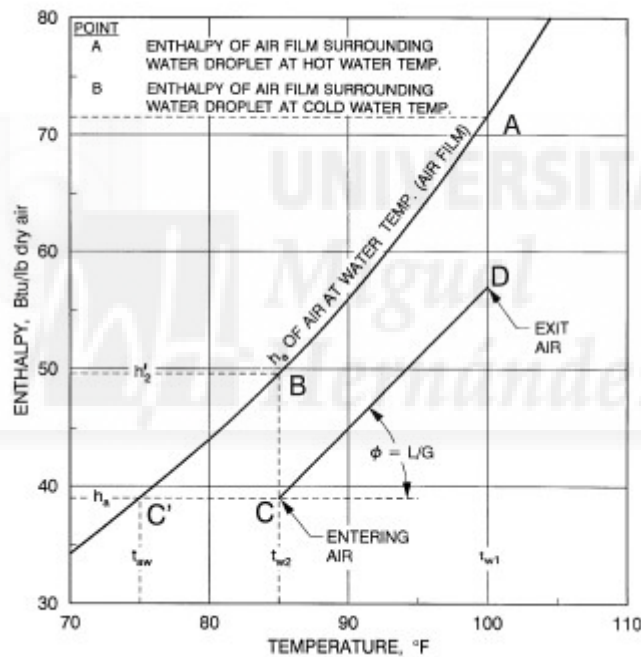


Figura 10. Diagrama de enfriamiento a contracorriente.

Los cálculos a contracorriente comienzan en el fondo de la torre, el único punto donde conocemos las condiciones de aire y agua. El NTU se calcula de forma iterativa para una serie de pasos que representan incrementos en la altura de la torre, y la suma es la integral del proceso.

El procedimiento para obtener los parámetros “c” y “n” que definen el comportamiento de la torre consiste en fijar dos parámetros y modificar una tercera en intervalos fijos y obtener así distintos valores de la cuarta variable. Por ejemplo, fijamos la temperatura

de entrada y la temperatura de bulbo húmedo, tomamos diferentes caudales de agua distintos y así obtenemos diferentes saltos térmicos.

Con la información resultante, pasamos a calcular distintos valores de NTU relacionando cada uno con un valor de L/G. Una vez obtenida la información, realizamos un ajuste de los datos a una función del estilo:

$$y = c \cdot x^n$$

En nuestro caso, dicho ajuste nos proporciona un parámetro  $c = 0,5$  y  $n = 1,1$ .

### 2.2.5.3. Type 655: Air Cooled Chiller.

El type 655 modeliza el comportamiento de una enfriadora de compresión de vapor aire-agua. Para ello, hace uso de las curvas de comportamiento proporcionadas por el fabricante, incorporadas al modelo mediante un fichero externo en el que se definen dichas curvas con un formato preestablecido.

Nomenclatura.

$COP_{nom}$	COP nominal de la enfriadora con las condiciones actuales.
$COP_{rated}$	COP promedio de la enfriadora con las condiciones actuales.
$COP_{ratio}$	COP de la enfriadora con las condiciones actuales dividido entre $COP_{rated}$ .
$Capacity$	Capacidad de la enfriadora con las condiciones actuales.
$Capacity_{rated}$	Capacidad promedio de la enfriadora.
$Capacity_{ratio}$	Capacidad de la enfriadora dividido entre $Capacity_{rated}$ .
$Q_{load}$	Carga actual de la enfriadora.
$Q_{met}$	Carga cubierta por la enfriadora.
$Q_{rejected}$	Energía de condensación.
$m$	Caudal másico del fluido de entrada a la enfriadora.
$C_p$	Calor específico del fluido de trabajo.
$T_{chw,set}$	Temperatura de consigna de salida del fluido de trabajo.
$T_{chw,in}$	Temperatura de entrada del fluido de trabajo.
$T_{chw,out}$	Temperatura de salida del fluido de trabajo.

<i>PLR</i>	Ratio de carga parcial de la enfriadora.
<i>P</i>	Potencia eléctrica consumida.
<i>FFLP</i>	Fracción de potencia a carga completa.

El type 655 interpola el comportamiento de una enfriadora aire-agua a partir de las tablas del fabricante configuradas. Estos sistemas son en esencia sistemas de acondicionamiento de aire que enfrían un fluido de trabajo en el evaporador mientras expulsan calor al aire ambiente en el condensador. Debido al funcionamiento del modelo, este type puede emplearse para simular el comportamiento de enfriadoras individuales o multi etapa.

Para configurar el modelo, el usuario debe proporcionar dos archivos de texto con un formato determinado que pueda ser leído por el modelo. El primero de estos archivos incluye los valores de capacidad promedio (adimensional) y el COP promedio (adimensional) para varias temperaturas de consigna (°C) y temperaturas del aire exterior (°C). El segundo fichero proporciona los valores de fracción de potencia respecto a la carga total para distintos ratios de carga parcial.

En primer lugar, el type 655 llama a la subrutina de TRNSYS “InterpolateData” con la temperatura ambiente y la temperatura de consigna como entradas. De esta forma, obtenemos el  $COP_{ratio}$  y  $Capacity_{ratio}$  para esas condiciones. El COP nominal y la capacidad de la enfriadora son calculados siguiente las ecuaciones:

$$COP_{nom} = COP_{rated} * COP_{ratio}$$

$$Capacity = Capacity_{rated} * Capacity_{ratio}$$

En la primera llamada a la rutina de “DynamicData” se asume que la enfriadora funciona a carga completa.

La carga de la enfriadora es calculada con la expresión:

$$Q_{load} = m * C_p * (T_{chw,in} - T_{chw,set})$$

El ratio de carga parcial:

$$PLR = \frac{Q_{load}}{Capacity}$$

Si el PLR calculado es superior a uno, Type655 automáticamente limita la carga cubierta por la enfriadora a la capacidad de la máquina. Con un PLR válido (entre 0 y



1), se vuelve a llamar a la rutina “InterpolateData”. El resultado devuelto es la fracción de potencia a carga completa. La potencia eléctrica consumida es definida como:

$$P = \frac{Capacity}{COP_{nom}} * FFLP$$

Se calcula el COP corregido:

$$COP = \frac{Q_{met}}{P}$$

La energía transferida al aire ambiente:

$$Q_{rejected} = Q_{met} + P$$

Y la temperatura de salida del fluido de trabajo:

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{Q_{met}}{mC_p}$$

#### 2.2.6. Modelo de la enfriadora Yazaki WFC-SC5

Para la elaboración del modelo de la enfriadora de absorción nos encontramos con que el fabricante no proporciona suficiente documentación para simular el comportamiento de la máquina para todas las condiciones de funcionamiento posibles. Por ello, se decide elaborar un modelo matemático en el entorno del software EES (Engineering Equation Solver). Se selecciona este software por su capacidad de resolver sistemas de ecuaciones no lineales y porque dispone de librerías de propiedades termodinámicas de la disolución de LiBr-agua.

El modelo de enfriadora de absorción se ha elaborado atendiendo a los balances de masa y energía en cada uno de los intercambiadores que componen la máquina: generador, absorbedor, evaporador, condensador e intercambiador de disolución. Se tienen en cuenta todos los flujos que convergen en cada uno de los componentes, definiendo su comportamiento termodinámico. Además, se tienen en cuenta una serie de consideraciones:

1. La enfriadora opera en estado estacionario.
2. Dos niveles de presión: uno para el condensador y generador y otro para absorbedor y evaporador.
3. No hay pérdidas de calor o presión en las conducciones. Los cambios de presión solo ocurren en la bomba de solución y en las válvulas de expansión.

4. El refrigerante abandona el condensador como líquido saturado.
5. El refrigerante abandona el evaporador como vapor saturado.

A continuación se muestran las ecuaciones utilizadas, adaptadas al caso concreto del generador de la enfriadora:

Balance de masa

$$m_{s,in} = m_{s,out} + m_{w,out}$$

$$x_{s,in} \cdot m_{s,in} = x_{s,out} \cdot m_{s,out}$$

Balance de energía

$$Q_G + m_{s,in} \cdot h_{s,in} - m_{s,out} \cdot h_{s,out} - m_{w,out} \cdot h_{w,out} = 0$$

Transferencia de calor

$$Q_G = \varepsilon_G \cdot Q_{max,G}$$

$$Q_{max,G} = C_G \cdot (T_{G,in} - T_{sol,out})$$

$$\varepsilon_G = 1 - e^{-NTU_G}$$

$$NTU_G = \frac{UA_G}{C_G}$$

$$C_G = m_G \cdot Cp_w$$

$$Q_G = m_G \cdot Cp_w \cdot (T_{G,in} - T_{G,out})$$

Propiedades termodinámicas

$$h_w(T, p), h_s(T, p, x)$$

$$T_{w,sat}(p), T_{s,sat}(p, x)$$

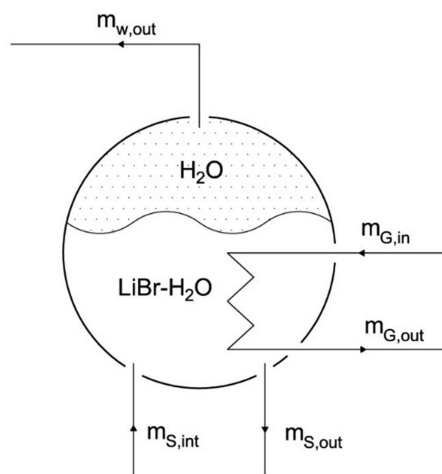


Figura 11. Esquema generador enfriadora

Con este esquema, el modelo es capaz de calcular el calor transferido en cada una de las corrientes externas, dependiendo únicamente de las temperaturas de entrada de las mismas. La tabla muestra los diferentes parámetros de entrada y salida.

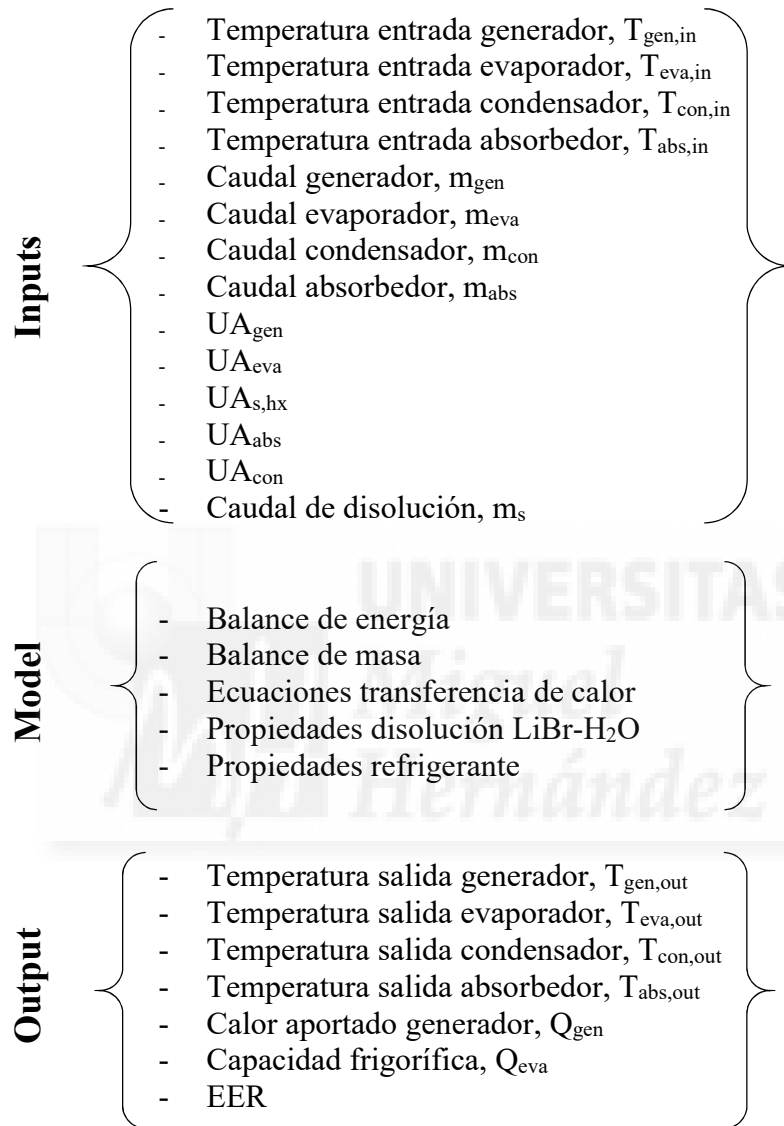


Figura 12. Entradas y salidas del modelo

En la tabla anterior se puede observar que, además de las temperaturas de entrada y caudales, también es necesario introducir en el modelo los valores de UA de cada uno de los intercambiadores de calor, así como el caudal de disolución de bromuro de litio-agua que circula entre absorbedor y generador.

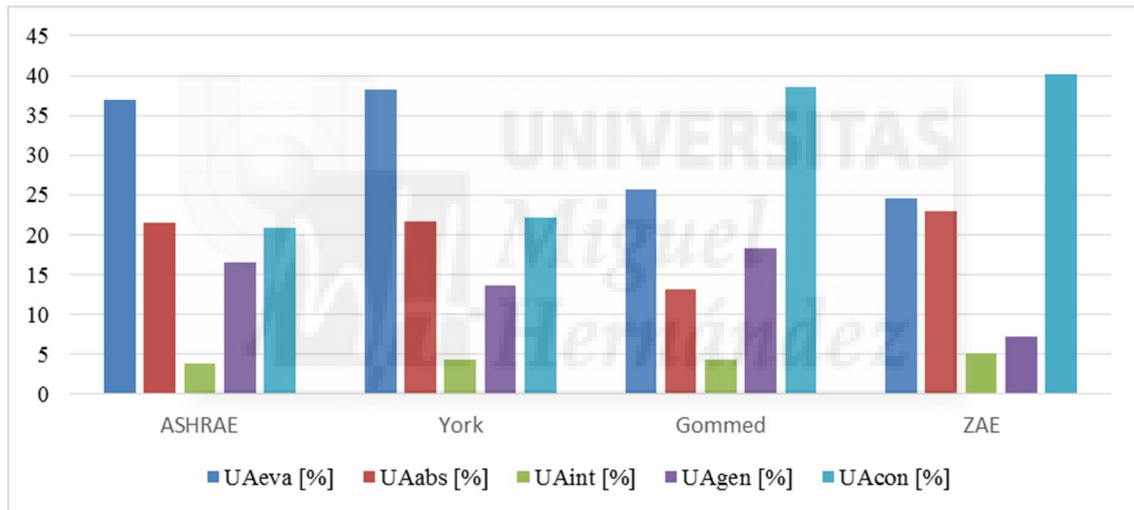
Dicha información no suele estar presente en los catálogos comerciales, donde los fabricantes únicamente incluyen información sobre el funcionamiento de la enfriadora para algunas temperaturas de entrada. Por ello, se hace necesario realizar una revisión

bibliográfica [15-18] para extraer y analizar diferentes parámetros que nos ayuden a caracterizar el comportamiento térmico de una enfriadora de absorción: distribución del área y coeficiente de transferencia de calor entre los distintos intercambiadores de calor, caudal de disolución débil y UA total en función de la capacidad frigorífica. La tabla 7 muestra la información recopilada durante dicha revisión.

	$T_{ac} (C)$	$Cap (kW)$	$\frac{Cap}{UA_{total}}$	$UA_{eva} (%)$	$UA_{abs} (%)$	$UA_{hx} (%)$	$UA_{gen} (%)$	$UA_{con} (%)$	$M_{sol} (kg \cdot s^{-1})$
Ashrae	125	2148	2,49	36,9	21,6	3,9	16,6	20,9	12
York1	115	960	1,71	38,2	21,7	4,4	13,7	22,1	5,41
York2	115	420	1,72	38,1	21,9	3,4	15,5	21	2,23
Gommed	82,2	36,4	0,78	25,7	13,2	4,4	18,3	38,5	0,453
ZAE	100	1	1,34	24,5	22,9	5,2	7,2	40,1	0,00595

**Tabla 7. Información revisión bibliográfica.**

La distribución de UA para las enfriadoras analizadas se muestra en la figura 13. Se puede observar que las distribuciones de York y Ashrae son muy similares.



**Figura 13. Distribución porcentual.**

Sin embargo, conocer únicamente la distribución de UA no es suficiente. Es necesario estimar el valor de UA total para poder asignar valores específicos a cada uno de los intercambiadores. Para realizar esta tarea, se realiza un estudio del ratio capacidad/UA<sub>total</sub> en función de la temperatura de accionamiento. Representando dicho estudio obtenemos la figura 14.

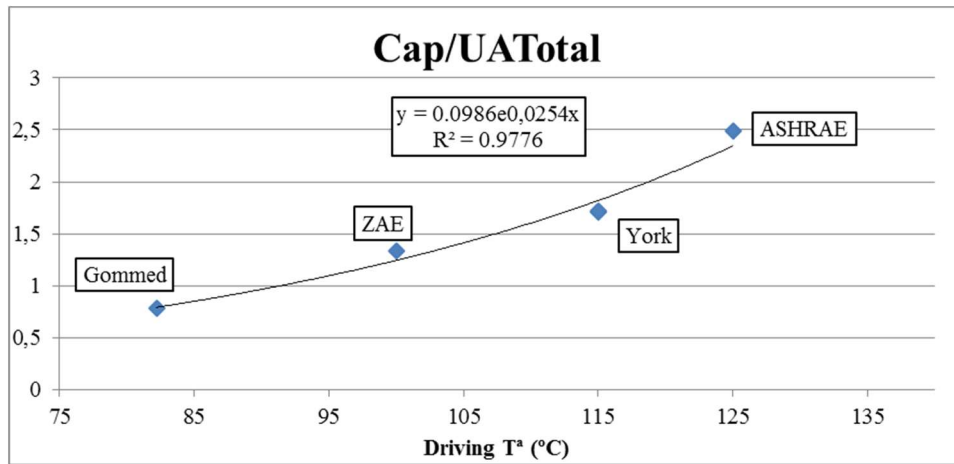


Figura 14. Relación Cap/UA frente temperatura de accionamiento.

En nuestro caso, la temperatura nominal de entrada al generador es de 88° C. Aplicando la ecuación de la curva ajustada:

$$\frac{Cap}{UA_{total}} = 0.0986 \cdot e^{0.0254 \cdot T_{acc}}$$

Obtenemos un ratio de 0,92 y un valor total de UA de 19,1 kW°C<sup>-1</sup>. De esta forma podemos asignar valores de UA para cada intercambiador y para cada una de las distribuciones propuestas. La tabla 8 muestra dichos valores.

	Ashrae	York 1	York 2	Gomed	ZAE
$UA_{eva}$ [kW·°C <sup>-1</sup> ]	7,044	7,292	7,273	4,906	4,677
$UA_{abs}$ [kW·°C <sup>-1</sup> ]	4,123	4,142	4,180	2,520	4,371
$UA_{int}$ [kW·°C <sup>-1</sup> ]	0,744	0,840	0,649	0,840	0,993
$UA_{gen}$ [kW·°C <sup>-1</sup> ]	3,169	2,615	2,959	3,493	1,374
$UA_{con}$ [kW·°C <sup>-1</sup> ]	3,990	4,219	4,009	7,349	7,655

Tabla 8. Distribución UA.

Otro valor necesario para el correcto modelizado de la enfriadora de absorción es el caudal de disolución débil movido por la bomba. En este caso, utilizamos los resultados propuestos por ZAE, en los que se especifica un valor de  $5,95 \cdot 10^{-3}$  kg·s<sup>-1</sup> por kW de capacidad frigorífica. Este valor coincide con los caudales usados en las enfriadoras descritas por Ashrae y York, quienes usaron valores de  $5,59 \cdot 10^{-3}$  kg·s<sup>-1</sup>·kW<sup>-1</sup> y  $5,64 \cdot 10^{-3}$  kg·s<sup>-1</sup>·kW<sup>-1</sup>, respectivamente. Por otro lado, Gomed emplea un caudal que duplica el valor propuesto por ZAE ( $12,4 \cdot 10^{-3}$  kg·s<sup>-1</sup>·kW<sup>-1</sup>).

Por esta razón, se simulan distintos caudales de disolución entre los valores propuestos por ZAE y Gomed para comprobar que valor proporciona un mejor ajuste con el comportamiento de la enfriadora. Finalmente se selecciona un valor de  $9,94 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ kW}^{-1}$ .



## 3. RESULTADOS

### 3.1. Introducción.

Los resultados obtenidos durante la elaboración de este trabajo se pueden agrupar en dos grupos, que corresponden a los dos objetivos establecidos inicialmente: la elaboración y validación de un modelo de simulación de una enfriadora de absorción y, una vez completado este, incluirlo en el modelo de una planta piloto de climatización con energía solar térmica.

En este apartado se incluyen los resultados obtenidos en cada una de las publicaciones incluidas. En primer lugar, se exponen los resultados del proceso de modelado en EES de una enfriadora de absorción de simple efecto Yazaki WFC-SC5 de 17,6 kW de capacidad nominal y la validación de dicho modelo.

En segundo lugar, se incluye la validación del modelo de TRNSYS de la planta piloto de climatización con energía solar térmica así como los resultados de las simulaciones llevadas a cabo con dicho modelo para distintas condiciones climáticas y orientaciones del edificio objeto del estudio.

### *3.2. Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr-water absorption chiller*

En este apartado se presentarán los resultados de la validación del modelo de EES de la enfriadora de absorción de simple efecto de LiBr-agua. Para realizar dicha validación se emplearán dos fuentes de datos: datos de catálogo y datos experimentales.

Los datos que suministra el fabricante son, principalmente, la capacidad frigorífica y el calor suministrado al generador para diferentes temperaturas de entrada en generador y absorbedor/condensador. En cuanto a los datos experimentales, disponemos de dos fuentes de información. En primer lugar, los datos experimentales presentes en la bibliografía. J.A.Rodríguez et al [19], llevaron a cabo una serie de ensayos para caracterizar el comportamiento termodinámico de la misma enfriadora que nos ocupa en este trabajo. Para ello, emplearon un banco de ensayos multifuncional del Grupo de Ingeniería Térmica Aplicada (CREVER) de la Universidad Roviri i Virgili. Con dichos resultados validaron las gráficas proporcionadas por el fabricante, y obtuvieron nuevas

curvas para temperaturas de salida de evaporador diferentes a aquellas incluidas en el catálogo del fabricante. En segundo lugar, disponemos de la información experimental recopilada durante los ensayos realizados en la planta piloto de la Universidad Miguel Hernández.

Las figuras 15 y 16 muestran una comparación de los datos proporcionados por el fabricante con aquellos obtenidos durante los ensayos del CREVER para una temperatura de salida de evaporador de 7°C. Se puede observar un alto grado de concordancia en los vapores de capacidad.

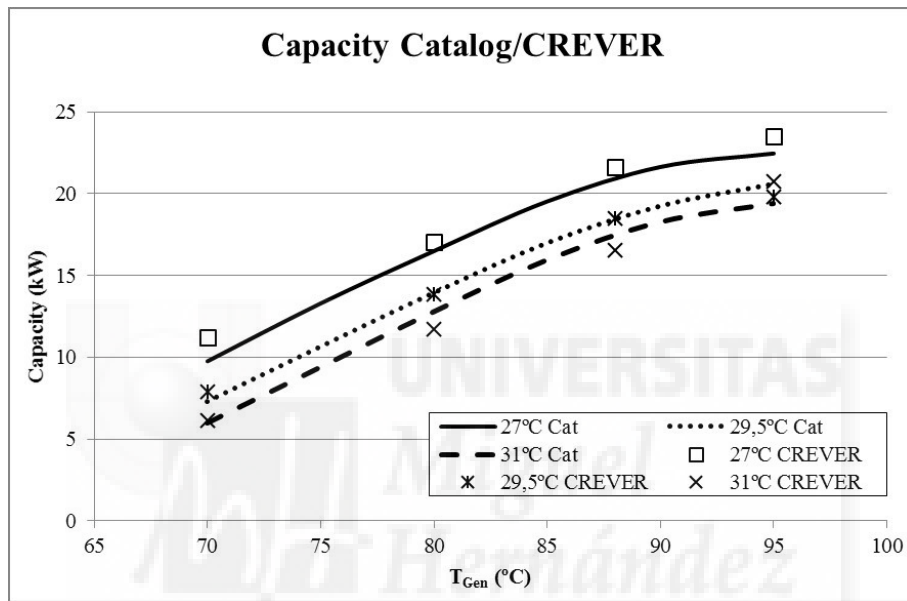


Figura 15. Capacidad CREVER vs capacidad catálogo.

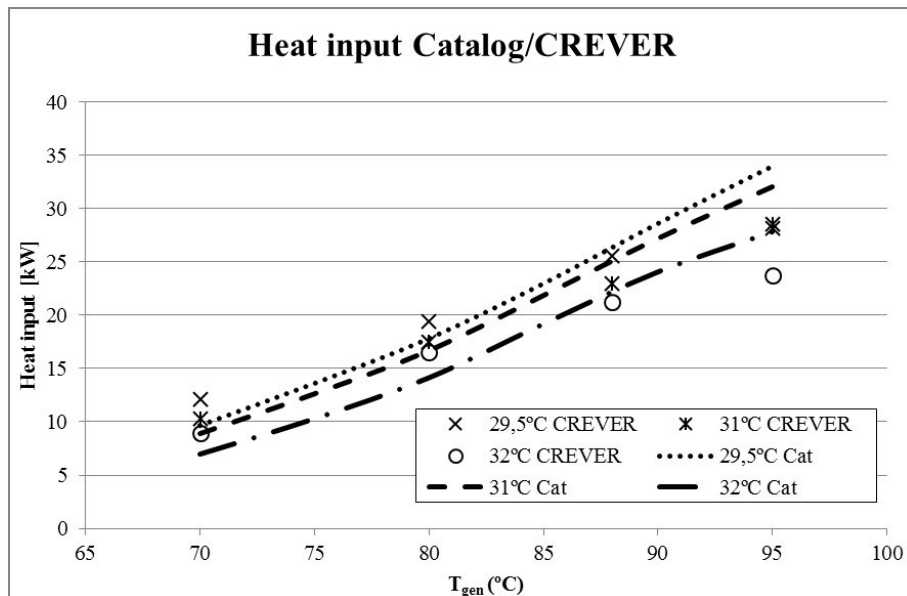


Figura 16. Calor generador CREVER vs calor generador catálogo.



Una vez tenemos los datos necesarios para la validación del modelo, se procede a verificar las distintas configuraciones de UA obtenidas a partir de la revisión bibliográfica. Para ello, se generan diferentes ficheros, cada uno de los cuales contendrá una distribución de UA distinta. Los datos de temperatura de entrada para los caudales de condensador/absorbedor y generador, así como la temperatura de salida del evaporador incluidos en el manual del fabricante son introducidos también en cada una de las simulaciones. De forma adicional, las temperaturas empleadas en los ensayos del CREVER también se introducen en sus ficheros correspondientes. De esta forma, podremos llevar a cabo una comparación con los datos proporcionados por el modelo, los datos proporcionados por el fabricante y los datos experimentales.

Se han elaborado dos gráficos para cada una de las distribuciones utilizadas (ZAE, ASHRAE/York y Gommed). Las figuras 17 y 18 muestra la capacidad obtenida con el modelo empleando la distribución de ZAE, los datos experimentales del CREVER y la información del fabricante.

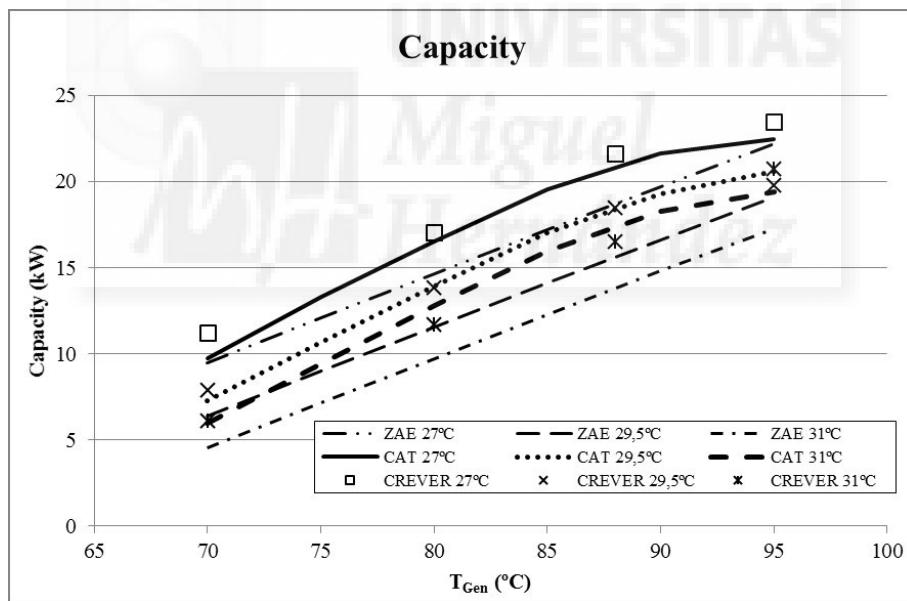


Figura 17. Capacidad ZAE.

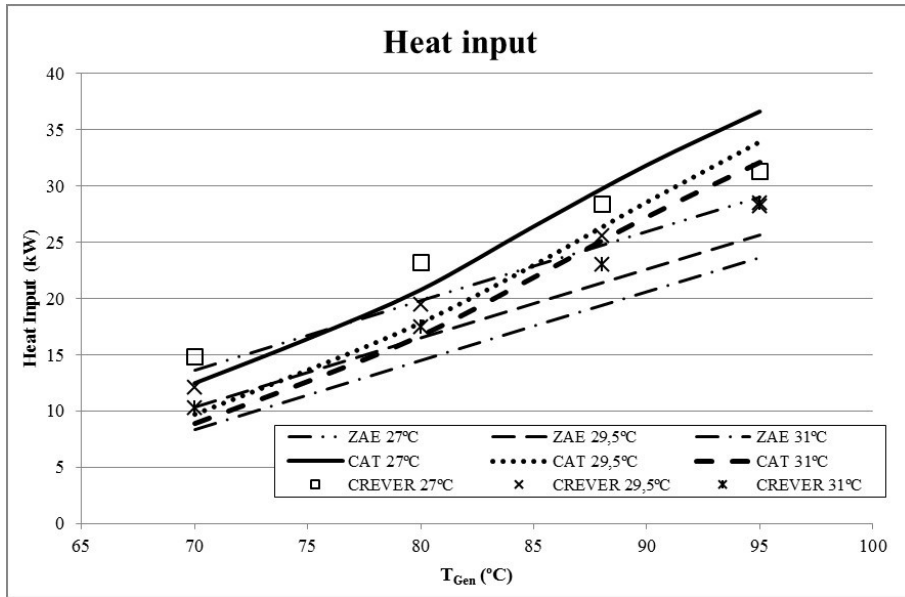


Figura 18. Calor aportado ZAE.

Las figuras 19 y 20 hacen la misma comparación, pero en este caso, el modelo se ha configurado con la distribución de UA de ASHRAE/York.

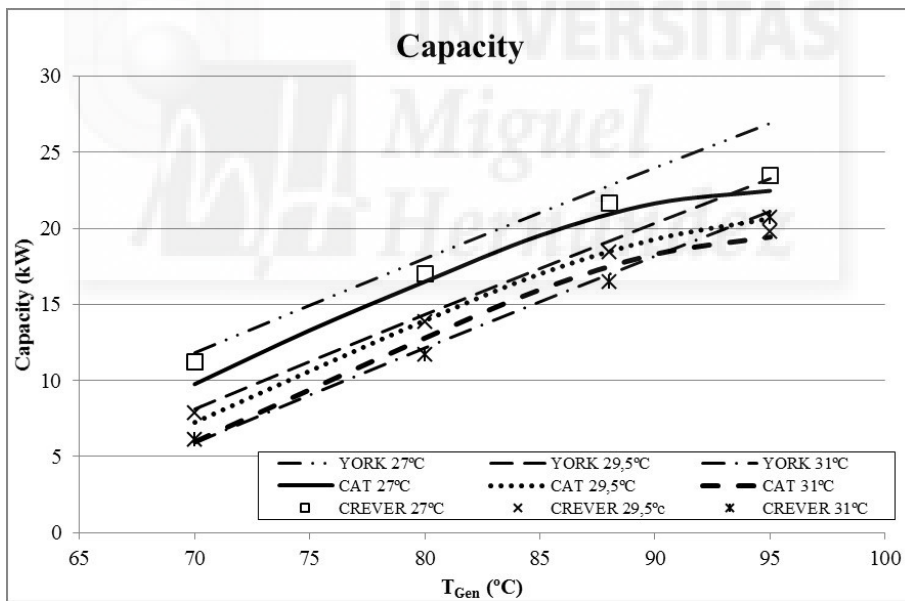


Figura 19. Capacidad York.

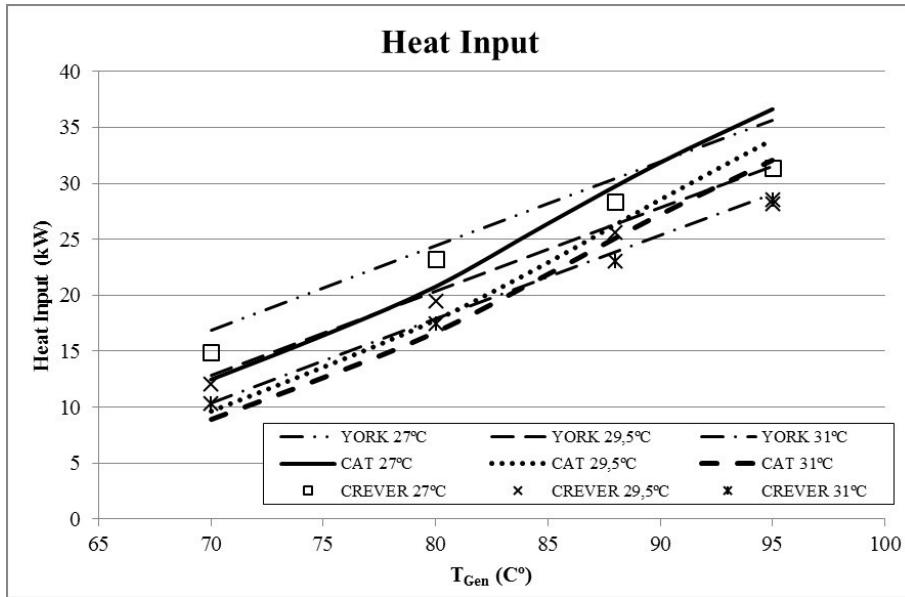


Figura 20. Calor aportado York.

Nuevamente, las figuras 21 y 22 muestran la comparación de capacidad y aporte de calor entre los datos de fabricante, CREVER y los datos del modelo con la distribución de Gommed.

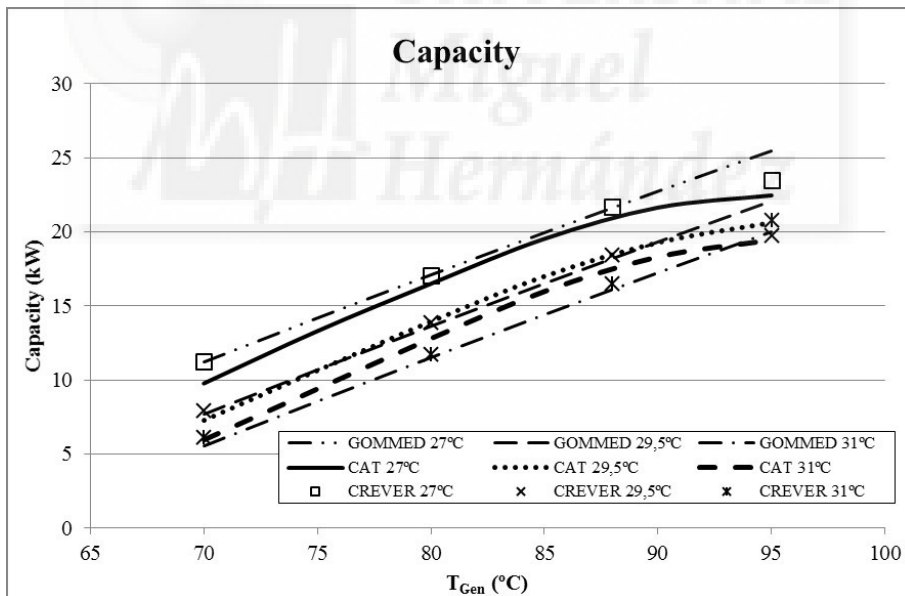


Figura 21. Capacidad Gommed.

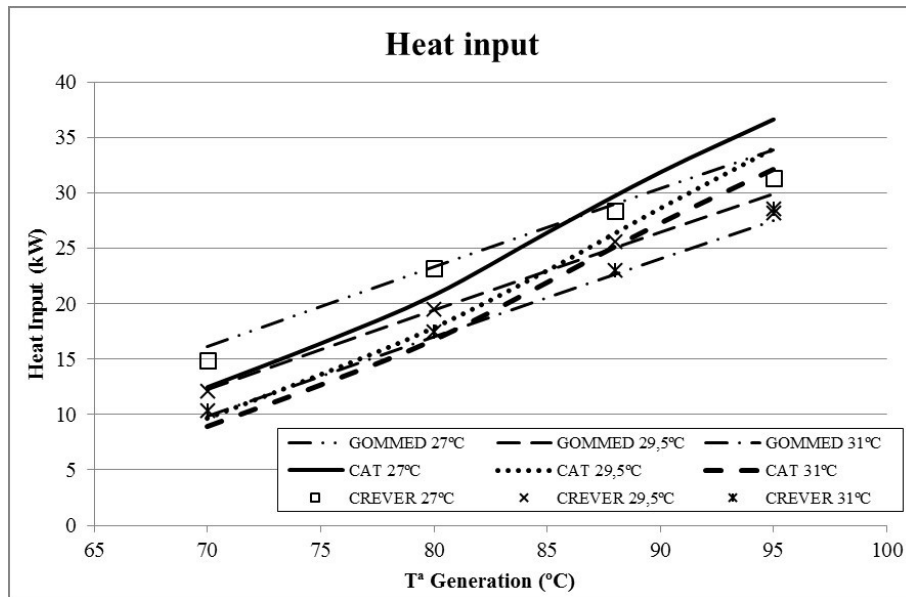


Figura 22. Calor aportado Gommed.

Para cada una de las configuraciones se calcula el error cuadrático medio (MSE) con el fin de determinar qué distribución se ajusta de una forma más precisa al comportamiento real de la enfriadora.

$$MSE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\hat{Y}_i - Y_i)^2$$

donde  $\hat{Y}_i$  representa el vector de resultados proporcionado por cada modelo de simulación e  $Y_i$  el vector de los proporcionados por CREVER, que definen el comportamiento real de la enfriadora. La tabla 9 muestra los valores de MSE obtenidos en capacidad y aporte de calor para cada una de las distribuciones.

Model	MSE Capacidad	MSE Aporte
ZAE	4,76	9,12
Ashrae/York	2,01	3,42
Gommed	0,81	1,19

Tabla 9. Valor MSE distribuciones.

De esta forma, se puede determinar que la distribución de UA propuesta por Gommed proporciona una resultados más ajustados a las especificaciones reales de la enfriadora Yazaki WFC-SC 5.

Una vez que se ha seleccionado la distribución de UA que mejor reproduce el comportamiento de la máquina para la temperatura nominal de salida de evaporador ( $T_{eva,out} = 7^\circ C$ ), pasamos a emplear el mismo modelo para obtener información para

temperaturas de salida de evaporador para las que el fabricante no proporciona información. El grupo del CREVER simuló el comportamiento de la enfriadora para diversas temperaturas de generador ( $T_{gen,in} = 70, 75, 80$  y  $88^\circ C$ ) para temperaturas de salida de evaporador y de refrigeración fijas ( $T_{eva,out} = 12^\circ C$ ,  $T_{ref,in} = 29,5^\circ C$ ). La figura 23 muestra los resultados de capacidad y calor aportado proporcionados por el modelo funcionando bajo dichas condiciones y los obtenidos por el CREVER.

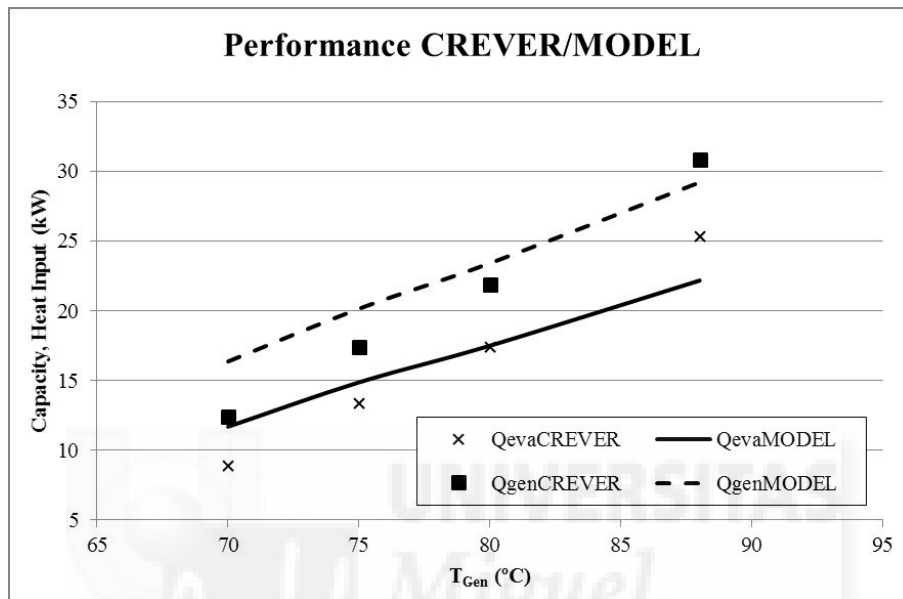


Figura 23. Desviación modelo CREVER.

En ambos casos, se puede observar una desviación entre los valores experimentales y los propuestos por el modelo. Los valores de capacidad para  $T_{eva} = 7^\circ C$  y  $12^\circ C$  proporcionan un MSE de 0.81 y 5.1 respectivamente. En el caso del aporte de calor, observamos un aumento del MSE de 1.19 comparado con 6.92 bajo las nuevas condiciones. Albers et al. [20] subrayaron la influencia de la temperatura de entrada en evaporador en el mojado de los tubos en intercambiadores de calor de película descendente. Una temperatura de evaporador mayor provoca un incremento de la evaporación, provocando una falta de mojado del tubo, y con ello, una disminución del área de intercambio. El efecto opuesto es observado cuando la temperatura de generador aumenta. Una mayor temperatura de generación aumenta la cantidad de refrigerante en circulación en el evaporador, y con ello, un mejor mojado de los tubos. Basado en dicho razonamiento, el área de intercambio efectiva se vería reducida debido al incremento de la temperatura de evaporación. Sin embargo, el aumento de temperatura de generador también generaría un aumento de refrigerante. Modificando el  $UA_{eva}$  acorde al criterio mencionado anteriormente, obtenemos la correlación mostrada en la figura 24.

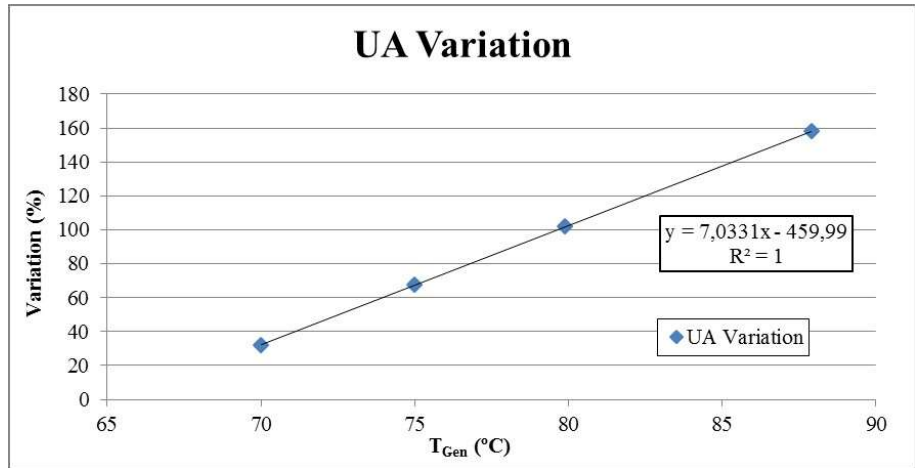


Figura 24. Correlación variación UA.

Este ajuste lleva a una reducción del valor de UA de hasta un 60% para bajas  $T_{\text{gen, in}}$  ( $T_{\text{gen, in}} = 70^\circ \text{C}$ ) y un incremento de hasta un 60% cuando  $T_{\text{gen, in}} = 88^\circ \text{C}$ .

Tras modificar el área de intercambio, obtenemos un mejor ajuste de los valores de capacidad entre el modelo y los valores proporcionados por el CREVER.

Una vez se han comparado los valores propuestos por el modelo con aquellos proporcionados por el CREVER, el comportamiento del modelo es comparado ahora con los datos obtenidos en la planta piloto de climatización de la Universidad Miguel Hernández.

La tabla muestra las temperaturas de entrada y salida de los caudales externos de la máquina obtenidos experimentalmente durante un periodo de funcionamiento estacionario (14/07). La tabla 10 muestra igualmente las temperaturas de salida obtenidas a partir del modelo desarrollado en EES, introduciendo como input las temperaturas de entrada registradas experimentalmente. La diferencia de entre los valores registrados en la planta y aquellos obtenidos mediante el modelo es de  $0,75^\circ \text{C}$  para el generador y  $0,35^\circ \text{C}$  para el evaporador.

	$T_{\text{in}} (^\circ\text{C})$	$T_{\text{out,exp}} (^\circ\text{C})$	$T_{\text{out,sim}} (^\circ\text{C})$
Generator	72.4±0.01	69.6±0.01	68.9
Evaporator	13.2±0.01	9.55±0.01	9.2

Tabla 10. Comparativa experimental vs modelo.

### 3.3. Performance comparison of solar autonomous and assisted absorption systems in Spain.

En este apartado se exponen los resultados de la validación del modelo de simulación elaborado en TRNSYS de la planta piloto de climatización solar de la Universidad Miguel Hernández. Este incluye además el modelo desarrollado en EES de la enfriadora por absorción Yazaki WFC-SC5.

Una vez validado, se emplea el esquema para simular el comportamiento de la instalación funcionando bajo las condiciones climáticas de cuatro ciudades españolas distintas: Bilbao, Madrid, Barcelona y Sevilla. Además, se muestran los resultados obtenidos al variar la orientación del edificio de referencia.

Durante el periodo de ensayos, la instalación funcionó siguiendo dos esquemas de control diferentes. En el modo 1 (M1), la instalación funciona de modo autónomo, esto es, sin que entre en marcha la enfriadora por compresión de vapor de apoyo. Mientras exista suficiente aporte solar para mantener la temperatura del agua de los acumuladores solares por encima de la temperatura de consigna, la enfriadora continuará en marcha, enfriando el acumulador de inercia conectado al circuito de fan coils. En modo 2 (M2), la enfriadora de absorción y la de compresión de vapor funcionan conjuntamente para asegurar las condiciones de confort de los espacios en todo momento. El sistema de control monitoriza el acumulador de inercia asociado a la absorción para decidir qué sistema (absorción o compresión de vapor) alimenta el circuito de fan coils.

La información recopilada durante el funcionamiento de la instalación bajo ambas configuraciones de control (M1/M2) se emplea para validar el modelo desarrollado en TRNSYS. La tabla 11 muestra la radiación solar horizontal por metro cuadrado, y los valores medios de temperatura registrados los días 03/08 y 02/09 en los que la instalación funcionó bajo M1 y M2 respectivamente.

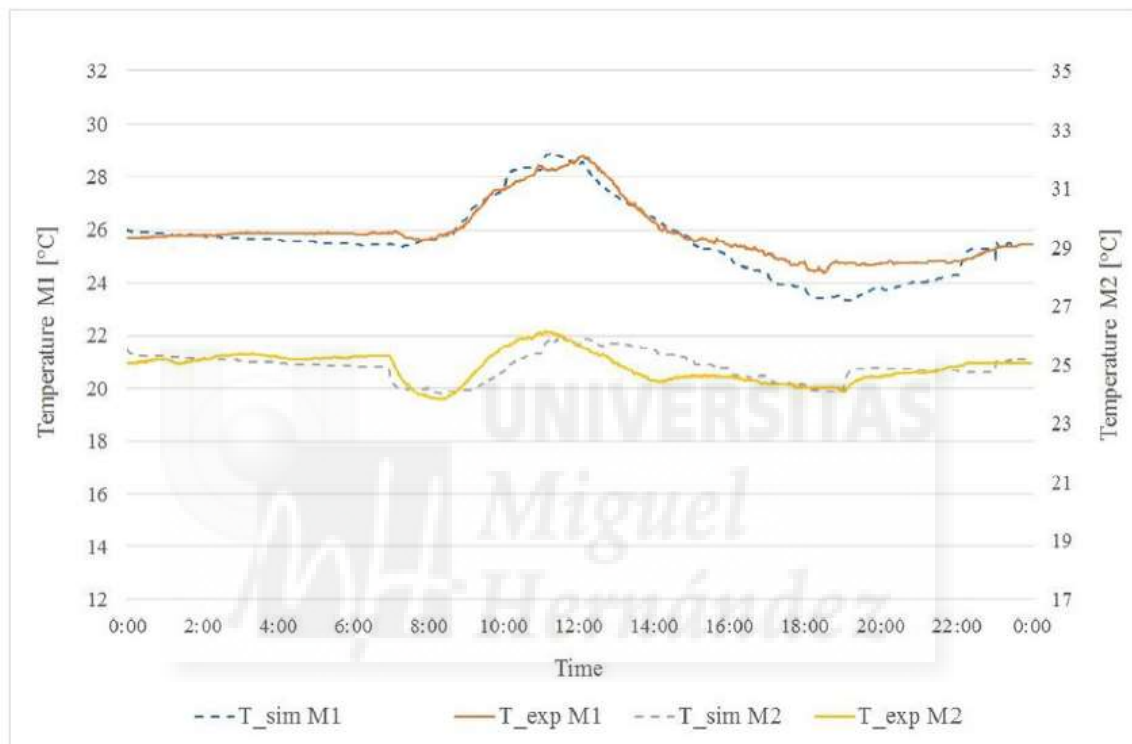
<i>Día</i>	<i>E_sol</i> ( <i>kWh·m<sup>2</sup></i> )	<i>T_amb,med</i> ( <i>°C</i> )	<i>HRamb_med</i> ( <i>%</i> )
03/08	7,12	26,8	54,5
02/09	7,09	23,1	49,3

Tabla 11. Condiciones climáticas durante ensayos.

Para validar el modelo se establecieron dos objetivos. En primer lugar, se analizó la evolución de la temperatura en las estancias acondicionadas. Las condiciones

climatológicas registradas en la instalación se emplean como datos de entrada del modelo. El tiempo de muestreo de la simulación se establece en 5 minutos.

La figura 25 muestra la evolución de las temperaturas experimental y simulada para los dos días seleccionados. Para el modo 1, la temperatura máxima fue de 28,7° C, mientras que en modo 2 se alcanzan los 25,9° C. El error cuadrado medio obtenido entre los valores reales y simulados es de 0,267 para el 03/08 (M1) y de 0,147 para el 02/09 (M2).



**Figura 25. Evolución temperaturas experimental y simulada.**

Como segundo criterio, se realiza una comparación entre los valores simulados y experimentales de capacidad frigorífica y EER de la máquina de absorción y la enfriadora de compresión de vapor. Los resultados se muestran en la tabla 12. Los valores experimentales se calculan gracias a los datos registrados mediante los sensores dispuestos en la instalación.



	$E_{eva,abs}$ (kWh)	$E_{gen,abs}$ (kWh)	EER	$E_{elec,sol}$ (kWh)	$E_{eva,bc}$ (kWh)	$E_{elec,bc}$ (kWh)	EER	% tiempo en confort
	Enfriadora absorción				Bomba calor			
Exp M1	65,7±0,23	85,2±0,40	0,78±0,047	35	-	-	-	53,2
Sim M1	67,6	88,1	0,767	33,8	-	-	-	50,8
Exp M2	33,8±0,24	62,3±0,37	0,543±0,012	26,2	39,8±0,33	13,2±0,1	3,01±0,044	100
Sim M2	34,7	64,4	0,539	25,2	41,2	13,6	3,05	100

Tabla 12. Resultados validación.

Como se muestran en la tabla, el nivel de concordancia entre los datos registrados y la simulación es alto. Es destacable que el frío generado durante el día 03/08 es casi el doble que el generado el 02/09. Estos es debido a que la temperatura de consigna requerida en el acumulador solar para poner en marcha la máquina fue de 65°C el día 03/08, mientras que el 02/09 fue de 75°C. La temperatura de consigna para la puesta en marcha de la enfriadora es el parámetro de control que mayor efecto tiene en el desempeño de la instalación, ya que afecta tanto a la eficiencia del campo de captadores, así como al rendimiento de la propia máquina de absorción.

Se observa que la eficiencia de la máquina de absorción es mayor bajo el modo 1. La razón es que, en dicho modo, la máquina no tiene que alcanzar una temperatura de consigna en el acumulador de inercia. Por ello, la temperatura media en evaporador es mayor, lo que aumenta el rendimiento de la máquina.

Además, se puede observar que el consumo de electricidad asociado a la enfriadora de absorción no es despreciable comparado con su capacidad frigorífica. Este consumo incluye todas las bombas hidráulicas de la instalación (torre de refrigeración, bomba de agua fría, bomba de generador, primario solar, secundario solar y circuito de fan coils), así como el ventilador de la torre y el sistema de control.

Una vez el modelo es validado para ambos modos de funcionamiento (M1 y M2), se llevan a cabo una serie de simulaciones para analizar el comportamiento del sistema bajo distintas condiciones climáticas. Las ubicaciones seleccionadas en el trabajo son: Barcelona, Bilbao, Madrid y Sevilla. Las simulaciones se llevaron a cabo durante los meses de junio, julio, agosto y septiembre. El fichero de condiciones meteorológicas para un año tipo (TMY2) se obtienen a partir del software Meteonorm. La tabla 13 muestra las condiciones climáticas en términos de radiación por metro cuadrado y la temperatura y humedad relativas medias para el periodo de tiempo considerado.

Ubicación	$E_{sol}$ (kWh·m <sup>-2</sup> )	$T_{amb}$ (°C)	HR (%)
Madrid	817,4	23,4	38,1
Barcelona	741,3	22,9	69,9
Sevilla	895,8	27,3	49,7
Bilbao	587,9	20,8	71,1

**Tabla 13. Condiciones climáticas ubicaciones seleccionadas.**

La tabla 14 muestra los resultados obtenidos en términos de flujos de calor y eficiencia del sistema de captación, la enfriadora de absorción y la enfriadora por compresión de vapor. También se muestra el porcentaje de horas con condiciones de confort en las estancias.

	Colector			Enfriadora absorción			Bomba calor			% tiempo confort
	$E_{sol}$ (kWh)	$E_{col}$ (kWh)	$\eta_{col}$	$E_{eva}$ (kWh)	$E_{gen}$ (kWh)	EER	$E_{eva}$ (kWh)	EER	$E_{elec}$ (kWh)	
<b>M1</b>										
Madrid	31618	12201	0,38	8222	11016	0,746	-	-	-	78,3
Barcelona	28687	10928	0,38	7424	10034	0,740	-	-	-	67,7
Sevilla	34227	16080	0,47	11383	15301	0,744	-	-	-	60,8
Bilbao	22664	7005	0,31	4564	6131	0,744	-	-	-	72,5
<b>M2</b>										
Madrid	31618	11402	0,36	7341	10103	0,727	2412	3,47	694	100
Barcelona	28687	10221	0,36	6523	9220	0,707	4734	3,64	1302	100
Sevilla	34227	15101	0,44	10052	14136	0,711	5575	3,24	1721	100
Bilbao	22664	6448	0,28	3881	5466	0,710	3471	3,63	956	100

**Tabla 14. Resultados simulación.**

El frío proporcionado por la máquina de absorción cuando el sistema funciona en modo M2 sube del 52,8% en Bilbao hasta el 75,3% en Madrid. Cuando el sistema funciona únicamente con el sistema solar (modo M1), este es capaz de mantener la temperatura por debajo de 26° C entre un 60,8% en el caso de Sevilla y un 78,3% del tiempo en el caso de Madrid.

Por otro lado, se considera interesante el estudio de la coincidencia cronológica entre un mayor requerimiento de frío y la radiación solar disponible. Para ello, se rota el edificio de referencia 90° en sentido horario, de esta forma la orientación principal, en la cual se encuentra la superficie acristalada, cambia de este a sur. La tabla 15 compara los resultados en términos de flujos de calor y eficiencias.

	Colector			Enfriadora absorción			Bomba calor			% tiempo confort
	E <sub>sol</sub> (kWh)	E <sub>col</sub> (kWh)	η <sub>col</sub>	E <sub>eva</sub> (kWh)	E <sub>gen</sub> (kWh)	EER	E <sub>eva</sub> (kWh)	EER	E <sub>elec</sub> (kWh)	
<b>M1</b>										
Madrid	31618	10849	0,34	6810	9224	0,738	-	-	-	90,0
Barcelona	28687	10065	0,35	6612	9006	0,734	-	-	-	76,6
Sevilla	34227	14996	0,44	10222	13927	0,734	-	-	-	76,4
Bilbao	22664	6575	0,29	4152	5630	0,738	-	-	-	81,1
<b>M2</b>										
Madrid	31618	10267	0,33	6197	8532	0,726	1457	3,45	422	100
Barcelona	28687	9486	0,33	5884	8313	0,708	3595	3,62	993	100
Sevilla	34227	14214	0,42	9249	12988	0,712	3817	3,20	1191	100
Bilbao	22664	6094	0,27	3561	5017	0,710	2752	3,62	760	100

**Tabla 15. Resultados variación de la orientación.**

Cuando la orientación cambia se da una mayor coincidencia entre la radiación solar disponible y los requerimientos de refrigeración en las estancias. También se puede comprobar que la carga de refrigeración disminuye. Con esta orientación, la instalación funcionando de forma autónoma es capaz de aumentar el tiempo en el que las condiciones internas se mantienen dentro del rango de confort. Esta mejora supone un 9% para el caso de Bilbao o Barcelona y hasta un 16% en Sevilla. Cuando el sistema funciona en modo M2, el porcentaje de frío aportado por el sistema solar también aumenta. El aumento va desde un 3,6% en Bilbao y de una 6,5% en el caso de Sevilla.

Otro resultado obtenido de la simulación es el referido el consumo de electricidad de la instalación. La tabla 16 muestra la eficiencia de la instalación como el ratio entre el frío total aportado entre el consumo eléctrico total. Se puede observar que no hay una diferencia significativa entre los modos M1 y M2. En modo M1, el frío es aportado por la máquina de absorción, y el consumo eléctrico se debe a todas las instalaciones auxiliares en la instalación solar (bombas, ventilador de la torre de refrigeración, sistema de control, etc). En modo M2, la capacidad y la potencia consumida por la enfriadora por compresión de vapor se suma a la capacidad y potencia consumida por la máquina de absorción.

	E <sub>eva</sub> (kWh)	E <sub>elec</sub> (kWh)	E <sub>eva</sub> /E <sub>elec</sub>	E <sub>eva</sub> (kWh)	E <sub>elec</sub> (kWh)	E <sub>eva</sub> /E <sub>elec</sub>	ΣE <sub>eva</sub> /ΣE <sub>elec</sub>
<b>M1</b>							
Madrid	8222	1765	4,66	-	-	-	4,66
Barcelona	7427	1828	4,06	-	-	-	4,06
Sevilla	11383	2756	4,13	-	-	-	4,13
Bilbao	4564	1090	4,19	-	-	-	4,19
<b>M2</b>							
Madrid	7341	1629	4,51	2412	694	3,47	4,20
Barcelona	6523	1804	3,61	4734	1302	3,64	3,62
Sevilla	10052	2700	3,72	5575	1721	3,24	3,53
Bilbao	3881	1046	3,71	3471	956	3,63	3,67

**Tabla 16. Resultados consumo energético.**

La similitud entre los valores de eficiencia obtenidos para la instalación funcionando bajo los dos modos de control nos proporciona una idea de la importancia del consumo eléctrico asociado a la máquina de absorción.



## 4. CONCLUSIONES

Durante esta tesis se ha abordado la problemática de conseguir un modelo de simulación fiable que permita reproducir el comportamiento de sistemas de acondicionamiento de aire, empleando para ello energía solar térmica y ciclos de absorción.

El primer objetivo abordado es obtener un modelo de la enfriadora de absorción Yazaki WFC-SC5 de LiBr-agua de simple efecto con una capacidad frigorífica de 17,6 kW. Esta enfriadora forma parte de la planta piloto de climatización con energía solar térmica de la Universidad Miguel Hernández. El modelo debe permitir la simulación del comportamiento termodinámico en función de las temperaturas de entrada de los distintos circuitos hidráulicos conectados (generador, evaporador, absorbedor y condensador).

Se plantean diversas opciones a la hora de abordar dicho modelo y finalmente se decide elaborarlo planteando las ecuaciones de transferencia de calor y masa que se produce en los distintos intercambiadores que componen la máquina de absorción.

Sin embargo, nos encontramos con la problemática de obtener los coeficientes de transferencia de calor y el área. Este tipo de información es difícilmente localizable en catálogos comerciales. Por ello, se realiza una revisión bibliográfica y se plantea una metodología que nos permite obtener varias distribuciones de UA que puedan ceñirse a las características de nuestra enfriadora.

Los resultados de cada una de estas distribuciones se someten a estudio, comparándolas con las curvas de funcionamiento proporcionadas por el fabricante, así como con datos experimentales presentes en la bibliografía y de la propia planta piloto de climatización con energía solar de la Universidad Miguel Hernández. Una de estas distribuciones es capaz de reproducir de forma fiel el comportamiento de la enfriadora.

De forma adicional, se ha detectado una desviación en el valor de capacidad y aporte de calor cuando se emplean temperaturas de salida de evaporador diferentes a las marcadas por el fabricante. Esta variación ha sido atribuida a cambios en el mojado de los tubos del evaporador al variar la temperatura. Dicho efecto se ha tenido en cuenta dentro del modelo introduciendo un coeficiente de correlación que permite modificar el área de intercambio en función de la temperatura de generador.

Una vez completado el modelo, se compara los valores obtenidos de forma experimental en la planta piloto de la UMH con los proporcionados por la simulación. Los resultados de la simulación muestran una desviación de 0,75°C entre los valores simulado y experimental de

temperatura en la salida del generador y de  $0,35^{\circ}\text{C}$  de diferencia para la temperatura de salida del evaporador.

Tras la obtención del modelo de la enfriadora, el siguiente objetivo es realizar un modelo completo de la planta piloto de la Universidad Miguel Hernández bajo el entorno de TRNSYS y su posterior validación.

Se utilizan datos experimentales de la propia instalación funcionando en los que esta funcionó bajo dos modos de control diferente en lo que refiere al sistema de apoyo. En el primero de ellos, el sistema funciona sin apoyo, mientras que en el segundo, el sistema de apoyo entra en marcha cuando el sistema solar no es capaz de vencer toda la demanda de frío. El modelo de TRNSYS se valida para ambos modos. Para ello, se introducen en el modelo las condiciones climáticas registradas de dos días en los que la instalación funcionó bajo cada uno de los modos. A continuación, se analizan tanto las temperaturas de las estancias como los balances de energía entre los distintos componentes de la instalación. Los resultados de la simulación muestran un alto grado de correspondencia con los valores reales registrados.

Una vez validado el esquema de simulación, se realiza un estudio en el que se analiza el comportamiento de la instalación bajo diversas condiciones climáticas. Para ello, se seleccionan 4 ubicaciones (Madrid, Barcelona, Sevilla y Bilbao) de las que se obtienen los datos climáticos a partir del software Meteonorm. Estos datos se introducen en el modelo y se lanzan las simulaciones de ambos modos de control para los meses de junio, julio, agosto y septiembre.

Los resultados muestran que la instalación operando como sistema autónomo (modo 1) es capaz de mantener las condiciones de confort entre el 60,8% de las horas en el caso de Sevilla y el 78,3% en el caso de Madrid. Con el sistema funcionando bajo modo 2, el frío proporcionado por la máquina de absorción asciende desde el 52,8% del total en Bilbao hasta el 75,3% en Madrid.

Otro efecto analizado fue la coincidencia cronológica entre la carga de refrigeración y la radiación disponible. Se cambia la orientación del edificio de estudio para que la superficie acristalada tuviese orientación sur y de esta forma potenciar dicho efecto. De esta forma se consigue una mejora significativa en el número de horas dentro de confort en modo 1. Esta mejora significó un 9% en Bilbao y hasta un 16% en Sevilla. Bajo modo 2, el ratio de potencia suministrada por la absorción también aumentó, un 3,6% en Bilbao y un 6,5% en Sevilla.

Otra conclusión que se puede extraer del estudio es que no hay una diferencia significativa entre el modo 1 y el modo 2 en lo que se refiere al ratio entre frío aportado y energía eléctrica total consumida. La razón de esto es el importante consumo eléctrico asociado a la máquina de absorción y el sistema solar (bombas hidráulicas, ventilador de la torre de refrigeración, control, etc). Este hecho, sumado al elevado desembolso inicial necesario en este tipo de instalaciones y la escasez de personal de mantenimiento para este tipo de sistemas, explican por qué este tipo de

tecnología no está en posición de penetrar en el mercado español, y de competir con los sistemas de compresión de vapor convencionales.







## 5. TRABAJOS FUTUROS

Una de las líneas de trabajo a seguir en el futuro es la ampliación del modelo estacionario de la máquina de absorción a un modelo dinámico que incluya su inercia. Este modelo junto a intervalos de simulación inferiores a una hora pueden ayudar a reproducir con mayor exactitud el funcionamiento de aquellas instalaciones que no dispongan de depósitos de inercia y que presenten por tanto un funcionamiento cíclico de la enfriadora de absorción.

La fiabilidad del modelo conseguido permitiría seguir investigando en nuevas configuraciones de la planta piloto. Una opción que resultaría interesante sería el estudio del efecto de la existencia o no existencia de acumulación solar en una instalación de estas características. O el empleo de fuentes de energía térmica alternativas como sería la implementación de microgeneración en edificios.

Otra línea de investigación se debería centrar en la mejora de los sistemas de control de las instalaciones de climatización con energía solar con el objetivo de reducir arranques y paradas de bombas y ventiladores. Esto permitiría reducir el consumo eléctrico de la instalación y así mejorar el ratio de frío producido frente a energía consumida.

Además, estos sistemas siguen estando limitados por los rangos de capacidad frigorífica disponible en enfriadoras por absorción. Para que esta tecnología tenga cabida en el ámbito doméstico sería necesario el desarrollo de sistemas compactos, con potencias más moderadas y que permitan reducir la factura inicial asociada a este tipo de instalaciones.

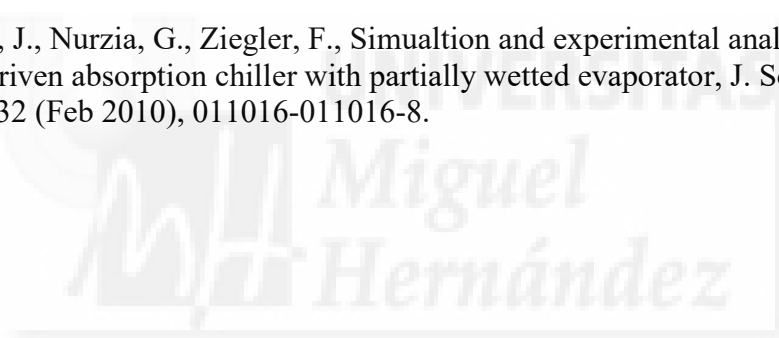
También es posible trabajar en un manual que recoja las operaciones de mantenimiento realizadas en la máquina y en la instalación. De este modo se ayudaría a resolver uno de los problemas que tienen estas enfriadoras a la hora de implementarse en el diseño de una instalación, como es la falta de conocimiento por parte de ingenierías de las necesidades de mantenimiento de las mismas.



## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Organización de las Naciones Unidas. *Convenio Marco sobre el Cambio Climático*. Conferencia de las Partes. 21er período de sesiones. París, 30 de noviembre a 11 de diciembre de 2015.
- [2] International Energy Agency (IEA), 2016. *World Energy Outlook 2016*. Spanish translation.
- [3] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. *Consumo de energía final*. <http://sieeweb.idae.es/consumofinal/bal.asp?txt=2015&tipbal=t>
- [4] Meehl, G.A., Tebaldi, C., 2015. *More intense, more frequent, and longer lasting heat waves in the 21th century*. *Science* 305, 994-997
- [5] International Energy Agency (IEA), 2012. *Technology roadmap; solar heating and cooling*.
- [6] DGS (German Solar Energy Society), 2005. *Planning and Instaling Solar Thermal Systems: A Guide for Installers, Architects and Engineers*. James & James Ltd.
- [7] Balaras, C.A., Grossman, G., Henning, H., Infante Ferreira, C.A., Podesser, E., Wang, L., Wiemken, E., 2007. *Solar air conditioning in Europe – an overview*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11, 299-314.
- [8] Klein, S.A., Beackman, W.A., 1979. *A general design method for closed-loop solar energy systems*. *Solar energy* 22, 269-285.
- [9] Oliveira, A.C., 2007. *A new look at the long-term performance of general solar thermal systems*. *Solar energy* 81, 113-127.
- [10] Joudi, K.A., Abdul-Ghafour, Q.J., 2003b. *Development of design charts for solar cooling systems. Part II: Application of the cooling f-chart*. *Energy Conversion and Management* 44, 341-355.
- [11] Reda, F., Viot, M., Sipilä, K., Helm, M., 2016. *Energy assessment of solar cooling thermally driven system configuration for an office building in a Nordic country*. *Appl. Energy* 166, 27-43.
- [12] Noro, M., Lazzarin, R.M., Busato, F., 2014. *Solar cooling and heating plants: an energy and conomic analysis of liquid sensible vs phase change material (PCM) heat storage*. *International Journal of Refrigeration* 39, 104-116.

- [13] Monne, C., Alonso, S., Palacín, F. Serra, L., 2010. *Monitoring and simulation of an existing solar powered absorption cooling system in Zaragoza (Spain)*. Applied Thermal Engineering. 31, 28-35.
- [14] METEONORM, 2007. Version 6.0. [www.meteonorm.com](http://www.meteonorm.com)
- [15] ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, 2005.
- [16] York International Corporation. Absorption Chiller Selection Program, 1995.
- [17] ZAE Bayern, Personal Internal Communication.
- [18] Gommed, K., Grossman, G. *Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems*. Ashrae Trans., vol 98 (part1), pp 1590-1598
- [19] Rodriguez, J.A., *Desarrollo de un banco de ensayos multifuncional y de los procedimientos para caracterizar equipos térmicos de refrigeración y bombas de calor de pequeña potencia*. Tesis Doctoral, Universitat Roviri i Virgili.
- [20] Albers, J., Nurzia, G., Ziegler, F., Simulation and experimental analysis of a solar driven absorption chiller with partially wetted evaporator, J. Sol. Energy Eng. 132 (Feb 2010), 011016-011016-8.



# **ANEXO 1**

## **ARTÍCULOS**



En cumplimiento de la normativa de la Universidad Miguel Hernández de Elche se aporta la información requerida de cada uno de los artículos que constituyen el cuerpo de la tesis:

- **José C. Martínez\***, **P.J. Martínez**, **Luis A. Bujedo**. *Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr-water absorption chiller*.  
*Renewable Energy* 86 (2016) 473-482.  
doi: 10.1016/j.renene.2015.08.049
  
- **Pedro J. Martínez\***, **José C. Martínez**, **Pedro Martínez**. *Performance comparison of solar autonomous and assisted absorption systems in Spain*.  
*International Journal of Refrigeration* 71 (2016) 85-93.  
doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.08.009

De la misma forma, se especifica la clasificación de las revistas donde se han publicado los artículos, dentro del índice *Journal Citation Reports*.

#### **Renewable Energy**

Impact Factor: 4.357

Category Name: ENERGY & FUELS

Total Journals in Category: 92

Journal Rank in Category: 18

Quartil in Category: Q1

#### **International Journal of Refrigeration**

Impact Factor: 2.779

Category Name: ENGINEERING, MECHANICAL

Total Journals in Category: 130

Journal Rank in Category: 22

Quartil in Category: Q1

## **Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr-Water absorption chiller**

José C. Martínez<sup>a,\*</sup>, P.J. Martínez<sup>a</sup>, Luis A. Bujedo<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Miguel Hernández University, Edificio Innova, Avda Universidad s/n, 03202 Elche, Alicante, Spain

<sup>b</sup> CARTIF Technology Center, Parque Tecnológico de Boecillo, 205. 47151 Boecillo, Valladolid, Spain

\*Corresponding author. Tel.: +34 965 222 191

E-mail address: [jose.martinez34@goumh.umh.es](mailto:jose.martinez34@goumh.umh.es)

**In recent years, the use of air conditioning systems based on cycles driven by thermal energy has increased. These cycles utilize renewable energy or waste heat energy from industrial processes. However, the complexity associated with such facilities makes the simulation of these systems with regard to sizing and performance advisable in many cases. This paper develops a simulation model under the EES environment for a 17.6 kW Yazaki WFC-SC5 simple effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption chiller. In this study, the heat transfer areas and coefficients of each heat exchanger, the circulating solution flow rate and the properties of the LiBr-H<sub>2</sub>O solution have been considered. Once the model is created, real data are used to validate the obtained results, providing a high level of correlation between real and simulated data.**

**Key words:** Absorption, EES, LiBr-H<sub>2</sub>O, model

### 1. INTRODUCTION

In recent decades, energy consumption for air conditioning and refrigeration applications has increased dramatically in most industrialized countries, including those requiring significant heating energy. The primary factors that have led to this situation are increased thermal loads in buildings, increased comfort standards and changes in characteristics and architectural trends, such as an increasing ratio of transparent-to-opaque areas in the building envelope. According to the International Energy Agency [1], in the year 2020, it is expected that the energy consumption due to small room air conditioners in Europe will increase to 44,000 GWh. In Spain, Izquierdo et al. [2] calculated the domestic electricity demand for air conditioners in the autonomous community of Madrid. They based their results on a simulation where data from the National Institute of Statistics, climatological data collected in summer and characteristics of installed equipment were used. The simulated daily peak energy demand was  $17 \times 10^6$  KWh, while the consumption total during the summer season was  $617 \times 10^6$  kWh.

An alternative to reducing consumption and peak demand for electricity would be to increase the use of thermal-energy-powered air conditioning systems. The use of absorption cycle refrigeration systems offers certain advantages; for that reason, this type

of facility has been widely investigated in industrial and air-conditioning applications. The possibility of using waste energy from industrial processes [3], combined cooling, heating, and power systems [4], or renewable energies such as biomass or solar thermal energy [5] makes the absorption or adsorption cycles environmentally sustainable alternatives to mechanical compression cycles. Additionally, the absence of HFC-based refrigerants reduces the CO<sub>2</sub> footprint of these refrigeration systems [6].

However, the use of these systems requires auxiliary facilities that can increase the complexity beyond that of conventional mechanical compression cycle facilities. Therefore, simulations to help design and analyse the operation of these systems as a whole should be developed. This is one of the reasons why the development of simulation tools to estimate the energy consumption of these systems has become popular in recent years. Grossman and Zaltash [7] developed a modular simulation tool for absorption systems called ABSIM. This software enables the study of various absorption cycle configurations using different fluids. ABSIM employs a graphical environment where the user enters the cycle setting, and the software calculates the internal loads in each component. In the study by Monne et al. [8], a model developed in the TRNSYS [9] environment is described, and they used this software to simulate a solar powered absorption cooling system with a lithium bromide-water single-effect absorption chiller (4.5 kW) in Zaragoza (Spain). The comparison between the simulated values and those obtained experimentally showed a high level of agreement. In addition, this model was used to analyse the improvement in the system's performance as a result of replacing the cooling tower used as the chiller's cooling system with a geothermal system. Evola et al. [10] presented a dynamic simulation model of a single-effect LiBr/water absorption chiller based on mass and energy balances applied to its internal components. Albers et al. [11] used EES software [12] to model the behaviour of the Yazaki WFC-SC10 absorption chiller; to do this, they considered the chiller performance domains as a function of the input evaporator temperature.

To simulate an air-conditioning system based on an absorption cycle, it is important to use a reliable and proven model of the primary element of the installation (i.e., the chiller). The TRNSYS simulation environment can simulate the operation of an absorption chiller using a normalized file with information extracted from the chiller performance curves at each temperature of the external flows. However, this introduces a problem. In most cases, manufacturers only provide chiller performance data for the most common operation temperatures; conversely, in some applications, absorption machines operate outside the temperature range for which information about the chiller behaviour is available. This limits the use of this type of model because data are not available to complete the necessary input files to run the simulation.

The goal of this study is to present a reliable and validated model of a 17.6 kW cooling capacity Yazaki WFC-SC5 absorption chiller based on energy and mass balances and heat transfer equations describing the primary elements of the chiller. The model allows the consideration of the performance of the chiller in terms of the thermal driving power



and cooling capacity, which are taken as independent variables, the inlet temperature and the external mass flow rates to the generator, condenser/evaporator and absorber.

## 2. METHODOLOGY

### *Thermodynamic model*

In the literature, there are primarily two ways to model an absorption chiller. The first way is to add all thermodynamic characteristics of the chiller into a set of simple algebraic equations. Within this method, we find the Adapted Gordon-Ng model (GNA) [13], the Adapted Characteristic Equation model ( $\Delta\Delta t'$ ) [14], the Multivariate Polynomial Regression model (MPR) or the Artificial Neuronal Network method. The second way uses the heat transfer coefficients (U), heat exchange areas (A) and the working fluids' characteristics to simulate the behaviour of the machine. This article uses the second approach to model the Yazaki WFC SC5 lithium bromide-water single-effect absorption chiller.

Then, for each element of the cycle, mass and energy balance equations are established that consider the various streams that converge in each component, defining its thermodynamic behaviour. Below are the equations used for each component, adapted to the case of the chiller's generator:

Mass balance

$$m_{s,in} = m_{s,out} + m_{w,out} \quad (1)$$

$$x_{s,in} \cdot m_{s,in} = x_{s,out} \cdot m_{s,out} \quad (2)$$

Energy balance

$$Q_G + m_{s,in} \cdot h_{s,in} - m_{s,out} \cdot h_{s,out} - m_{w,out} \cdot h_{w,out} = 0 \quad (3)$$

Heat transfer

$$Q_G = \varepsilon_G \cdot Q_{max,G} \quad (4)$$

$$Q_{max,G} = C_G \cdot (T_{G,in} - T_{sol,out}) \quad (5)$$

$$\varepsilon_G = 1 - e^{-NTU_G} \quad (6)$$

$$NTU_G = \frac{UA_G}{C_G} \quad (7)$$

$$C_G = m_G \cdot Cp_w \quad (8)$$

$$Q_G = m_G \cdot Cp_w \cdot (T_{G,in} - T_{G,out}) \quad (9)$$

Thermodynamic properties

$$h_w(T, p), h_s(T, p, x) \quad (10)$$

$$T_{w,sat}(p), T_{s,sat}(p, x)$$

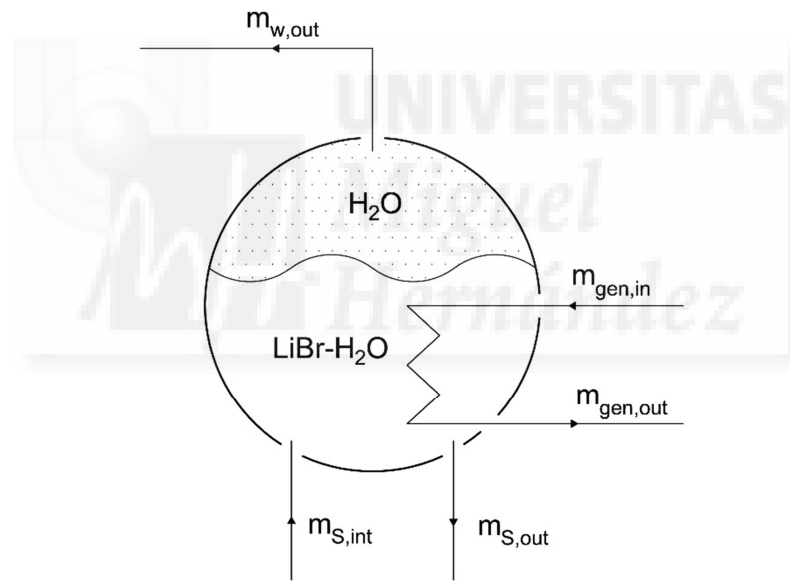


Fig. 1. Generator diagram.

In addition, the following assumptions are considered:

- (1) Steady state operation.
- (2) Two pressure levels: one for the condenser and generator, one for the absorber and evaporator.
- (3) No pressure or heat loss via conduction. Pressure changes only occur in the solution pump and expansion valves.
- (4) Refrigerant leaves the condenser as saturated liquid.

(5) Refrigerant leaves the evaporator as saturated steam.

The model has been developed with EES software. This software is capable of solving non-linear equations and also has function libraries to solve thermodynamic and heat transfer problems. One of these libraries includes the properties of the LiBr-H<sub>2</sub>O solution of interest [15].

With this structure, the model calculates the exchanged heat on each external flow, depending on the entry temperatures of those currents.

Inputs	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Inlet generator temperature, <math>T_{gen,in}</math></li> <li>- Inlet evaporator temperature, <math>T_{eva,in}</math></li> <li>- Inlet condenser temperature, <math>T_{con,in}</math></li> <li>- Inlet absorber temperature, <math>T_{abs,in}</math></li> <li>- Generator mass flow rate, <math>m_{gen}</math></li> <li>- Evaporator mass flow rate, <math>m_{eva}</math></li> <li>- Condenser mass flow rate, <math>m_{con}</math></li> <li>- Absorber mass flow rate, <math>m_{abs}</math></li> <li>- <math>UA_{gen}</math></li> <li>- <math>UA_{eva}</math></li> <li>- <math>UA_{s,hx}</math></li> <li>- <math>UA_{abs}</math></li> <li>- <math>UA_{con}</math></li> <li>- Solution flow rate, <math>m_s</math></li> </ul>
Model	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Energy balance</li> <li>- Mass balance</li> <li>- Heat transfer equations</li> <li>- LiBr-H<sub>2</sub>O solution properties</li> <li>- Refrigerant properties</li> </ul>
Output	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Outlet generator temperature, <math>T_{gen,out}</math></li> <li>- Outlet evaporator temperature, <math>T_{eva,out}</math></li> <li>- Outlet condenser temperature, <math>T_{con,out}</math></li> <li>- Outlet absorber temperature, <math>T_{abs,out}</math></li> <li>- Heat medium input, <math>Q_{gen}</math></li> <li>- Cooling capacity, <math>Q_{eva}</math></li> <li>- EER</li> </ul>

Fig. 2. Model diagram.

### *Heat exchanger characterization*

The creation of a physical model that completely defines the thermodynamic performance of an absorption chiller requires knowing some internal parameters of the cycle, including the heat exchanger areas, the heat transfer coefficients or the lithium bromide solution flow rate. This information is not usually available in a catalogue for commercial models, where manufacturers only provide the performance curves for some external streams temperatures. Therefore, a literature review has been performed [16], [17], [18], [19], to extract and analyse the different parameters that characterize the thermal performance of an absorption chiller: heat transfer areas and coefficient distributions between the

different heat exchangers, weak solution flow rates or total UA according to the chiller capacity. Table 1 shows the information gathered and normalized.

	$T_{ac}$ [°C]	Cap [kW]	$\frac{Cap}{UA_{total}}$	$UA_{eva}$ [%]	$UA_{abs}$ [%]	$UA_{hx}$ [%]	$UA_{gen}$ [%]	$UA_{con}$ [%]	$m_{sol}$ [kg·s <sup>-1</sup> ]
<b>Ashrae</b>	125	2148	2.49	36.9	21.6	3.9	16.6	20.9	12
<b>York 1</b>	115	960	1.71	38.2	21.7	4.4	13.7	22.1	5.41
<b>York 2</b>	115	420	1.72	38.1	21.9	3.4	15.5	21	2.23
<b>Gommed</b>	82.2	36.4	0.78	25.7	13.2	4.4	18.3	38.5	0.453
<b>ZAE</b>	100	1	1.34	24.5	22.9	5.2	7.2	40.1	0.00595

Table 1. Relevant values of absorption chillers found in the literature.

AU distributions for the analysed chillers are shown in Figure 3, which shows that, for the cases of Ashrae and York, the ratio for each heat exchanger is very similar.

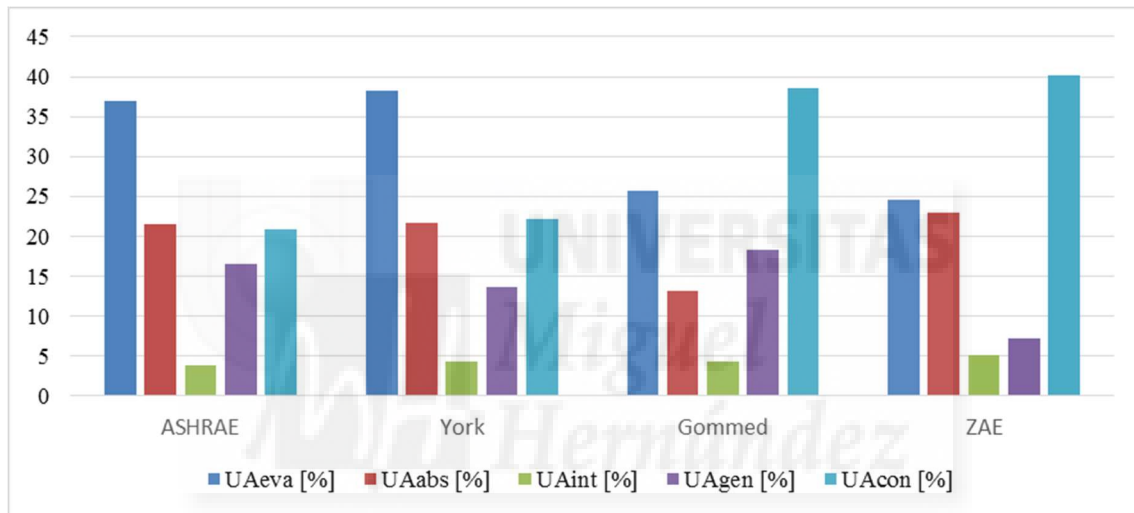


Fig. 3. Percentage distribution of UA in absorption chillers found in the literature.

However, knowing only the UA ratio distribution of the chiller is not sufficient; we must also estimate the total value of the UA to assign specific values to each exchanger. To accomplish this, the correlation between the nominal operation temperature of the chiller and the capacity/ $UA_{total}$  ratio has been studied. By representing the studied chillers values, we obtain Figure 4.

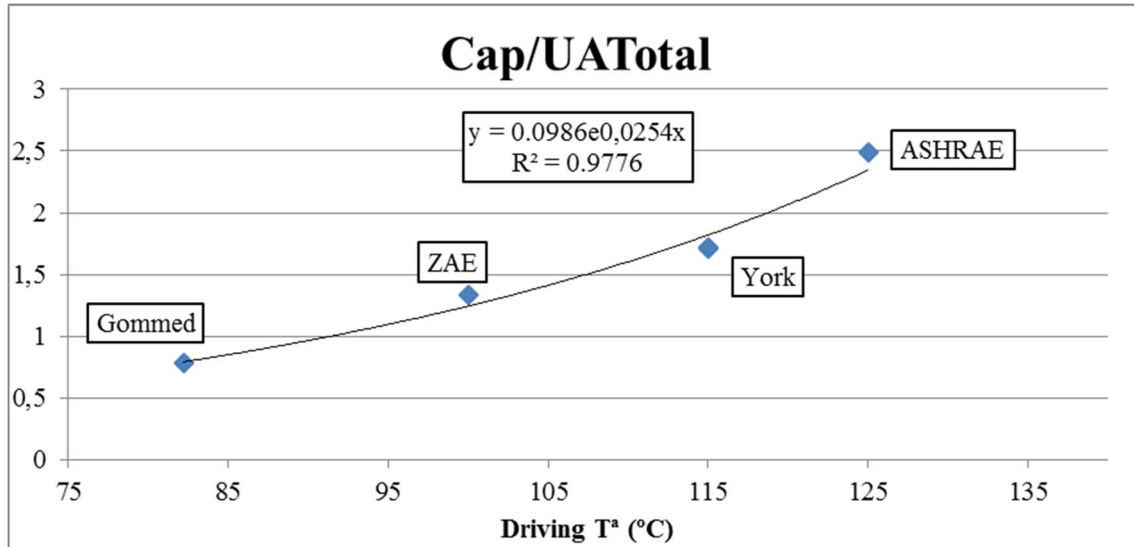


Fig. 4. Relation between the Cap/UA ratio and the driving temperature.

In this case, the nominal heat medium inlet temperature is 88°C. Applying the equation corresponding to the adjusted curve yields:

$$\frac{Cap}{UA_{total}} = 0.0986 \cdot e^{0.0254 \cdot T_{acc}} \quad (11)$$

$$UA_{total} = UA_{eva} + UA_{abs} + UA_{hx} + UA_{gen} + UA_{con} \quad (12)$$

We thus obtain a Cap/UA<sub>total</sub> ratio of 0.92 and a total UA value of 19.1 kW·°C<sup>-1</sup>. Thus, we can now assign a specific UA value to each heat exchanger in the Yazaki WFC-SC5. The results for each available distribution are shown in Table 2.

	Ashrae	York 1	York 2	Gommed	ZAE
UA <sub>eva</sub> [kW·°C <sup>-1</sup> ]	7.044	7.292	7.273	4.906	4.677
UA <sub>abs</sub> [kW·°C <sup>-1</sup> ]	4.123	4.142	4.180	2.520	4.371
UA <sub>hx</sub> [kW·°C <sup>-1</sup> ]	0.744	0.840	0.649	0.840	0.993
UA <sub>gen</sub> [kW·°C <sup>-1</sup> ]	3.169	2.615	2.959	3.493	1.374
UA <sub>con</sub> [kW·°C <sup>-1</sup> ]	3.990	4.219	4.009	7.349	7.655

Table 2. UA values for the Yazaki chiller investigated based on the relative percentage of the other chillers.

#### LiBr-H<sub>2</sub>O solution flow rate

Another necessary value to correctly model the absorption chiller is the weak solution flow rate driven by the pump. In this case, we can utilize the results of the studies performed by ZAE, who specifies a value of  $5.95 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  per kW of cooling capacity. This value agrees with the flow rates used in the chillers described by Ashrae and York, who used values of  $5.59 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{kW}^{-1}$  and  $5.64 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{kW}^{-1}$ , respectively. Conversely, Gommed used a flow rate double that of the value proposed by ZAE ( $12.4 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{kW}^{-1}$ )

For this reason, different solution flow rates between that proposed by ZAE and that proposed by Gommed are simulated to verify which value fits better to the chiller performance. The criteria used are the capacity and heat input at the nominal operating point of the chiller. A value of  $9.94 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{kW}^{-1}$  is selected.

### 3. DATA VERIFICATION

#### *Verification data*

To validate the results provided by the model with different configurations of UA, there are two possibilities. First, we have the capacity and heat input data supplied by the manufacturer for different generator and absorber/condenser inlet temperatures. Conversely, we have two sources of experimental data; the experimental data in the literature is considered first. J.A. Rodriguez et al. [20] conducted a series of tests to characterize a Yazaki WFC-SC5 absorption chiller using a multifunctional test bench from the Applied Thermal Engineering Group (CREVER) of the University Roviri i Virgili to characterize the performance of the chiller. With their results, they validated the graphics provided by the manufacturer and obtained new curves for the evaporator outlet temperature in addition to those included in the catalogue. Secondly, the experimental data acquired in a solar cooling plant for air conditioning in the University Miguel Hernández is considered. In this plant, a field of flat solar collectors drives a Yazaki WFC-SC5 chiller to provide conditioned air to a series of laboratories.

Figures 5 and 6 compare the values provided by the manufacturer and those obtained by the tests performed by CREVER for an evaporator output temperature of 7°C.

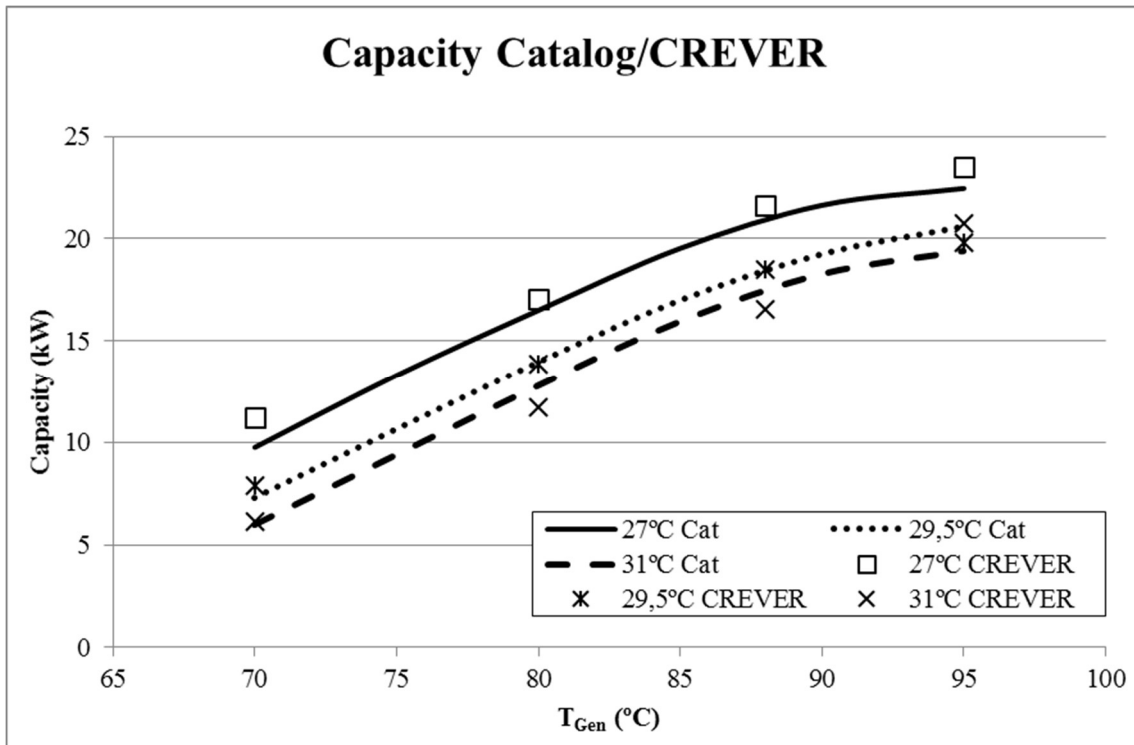


Fig. 5. Capacity values of the Yazaki WFC-SC5: catalogue and CREVER.

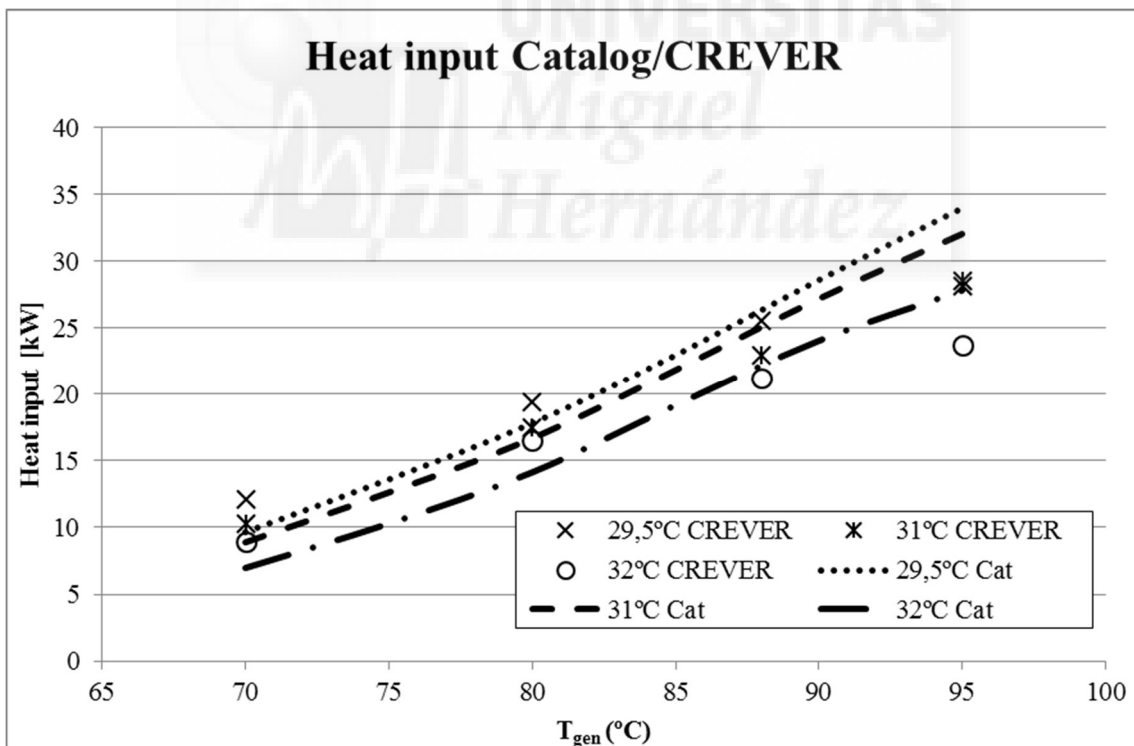


Fig. 6. Heat input values of the Yazaki WFC-SC5: catalogue and CREVER.

Good agreement is shown in the capacity values; however, some deviation can be seen between the experimental and catalogue data for the heat input values.

*Distributions verification*

When introducing different area distributions into the model, those with similar UA rates have been tested together. As a result, Ashrae and York distributions will be studied together.

A separate model file was created for each distribution; in each, the generator and condenser/absorber input temperature and the evaporator output temperature included in the manufacturer graphs are used as input data. Additionally, those used in the CREVER tests are included too. A comparison between the information obtained by the simulation model, the one provided in catalogue and the experimental data can thus be made.

Two graphics have been created for each studied model. Figure 7 shows the capacity data obtained from the simulation with the ZAE distribution, the experimental data provided by CREVER and the catalogue data. Figure 8 shows the heat input and again compares the simulated data with the experimental and catalogue data.

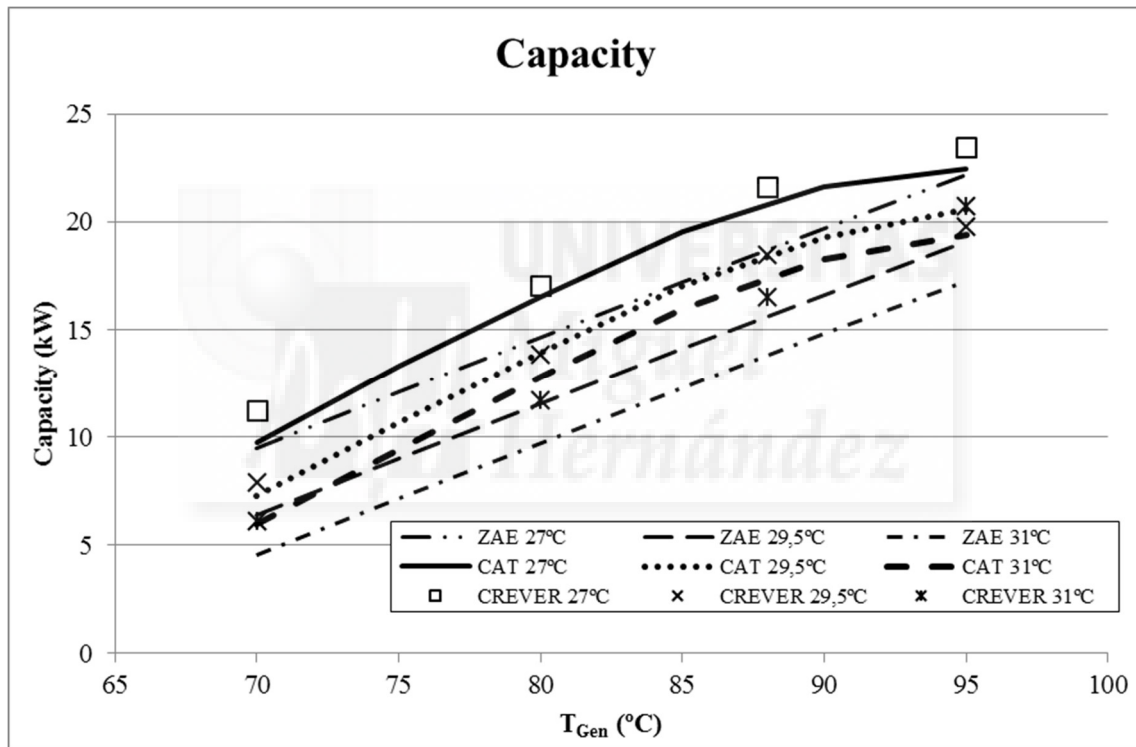


Fig. 7. Capacity values of the Yazaki WFC-SC5: catalogue, CREVER and ZAE distribution model.



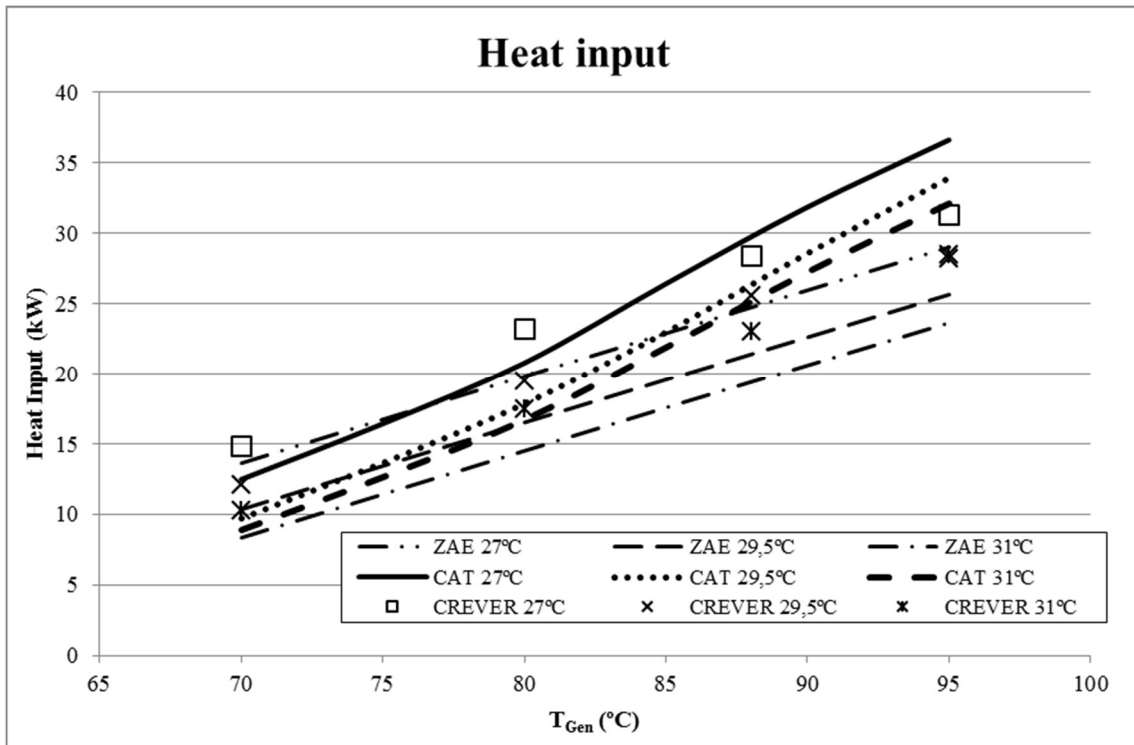


Fig. 8. Heat input values of the Yazaki WFC-SC5: catalogue, CREVER and ZAE distribution model.

Figures 9 and 10 compare the capacity and heat input data obtained by the simulation with the ASHRAE/York distribution, CREVER's experimental data and the catalogue data.

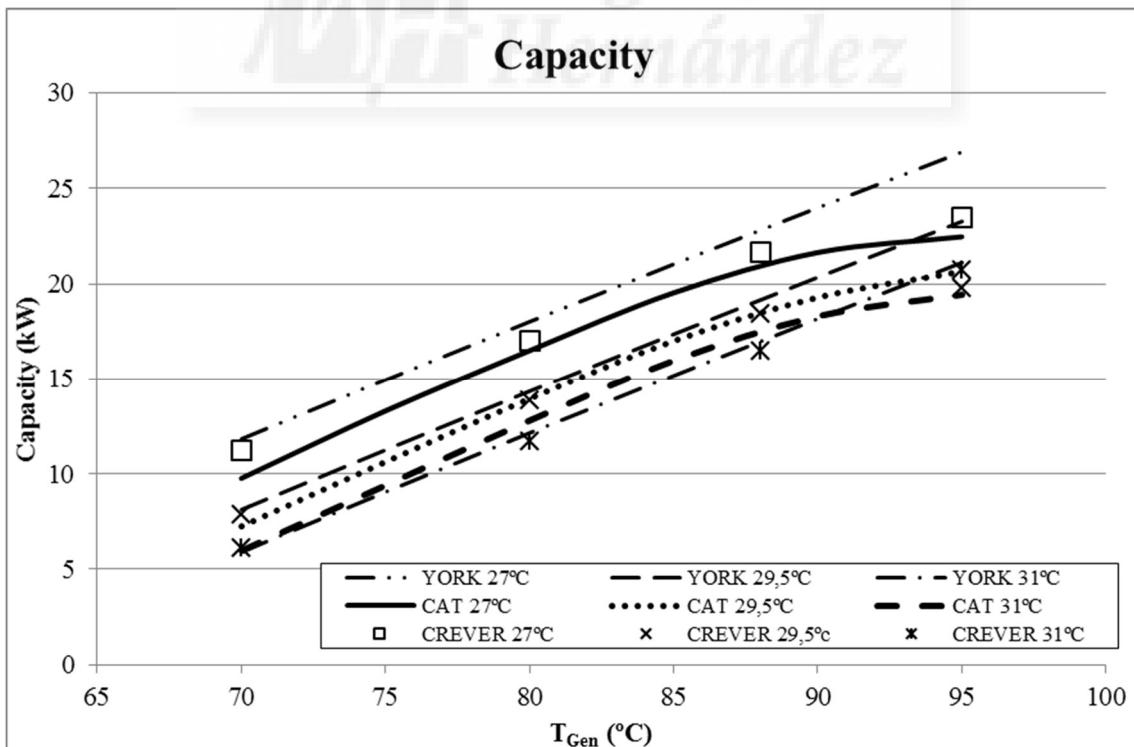


Fig. 9. Capacity values of the Yazaki WFC-SC5: catalogue, CREVER and Ashrae/York distribution model.

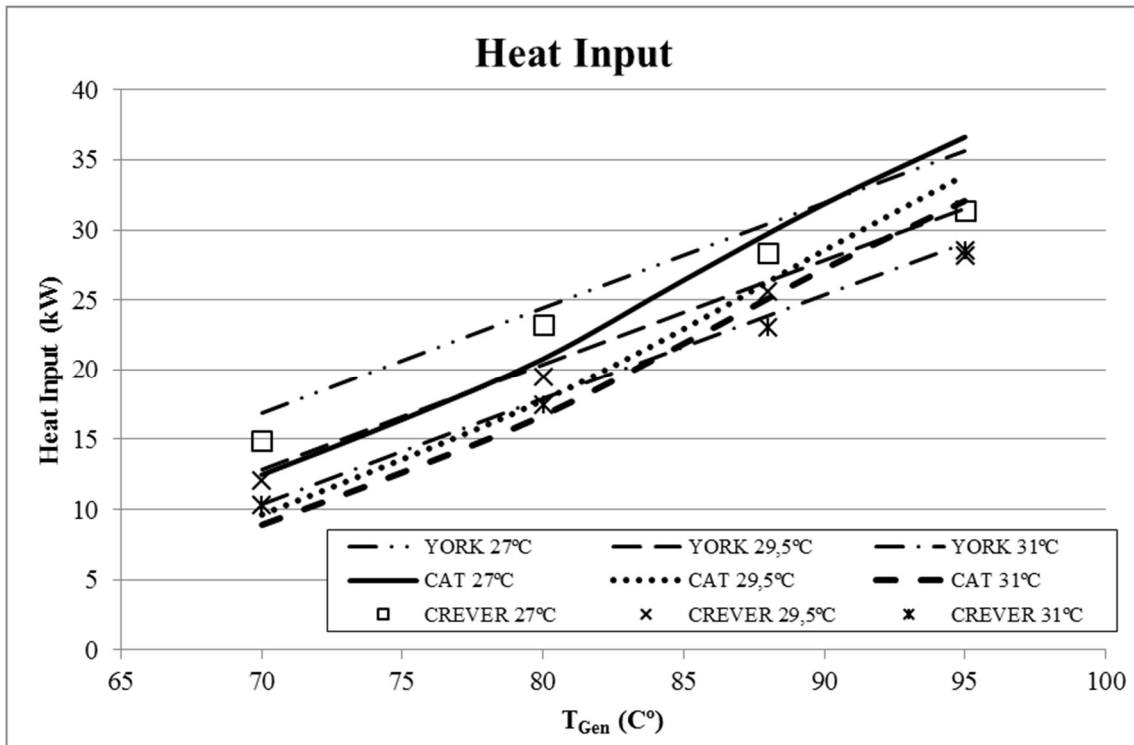


Fig. 10. Heat input values of the Yazaki WFC-SC5: catalogue, CREVER and Ashrae/York distribution model.

Figures 11 and 12 show the capacity and heat input data obtained by the simulation with the Gomme distribution, the experimental data provided by CREVER and the catalogue data.

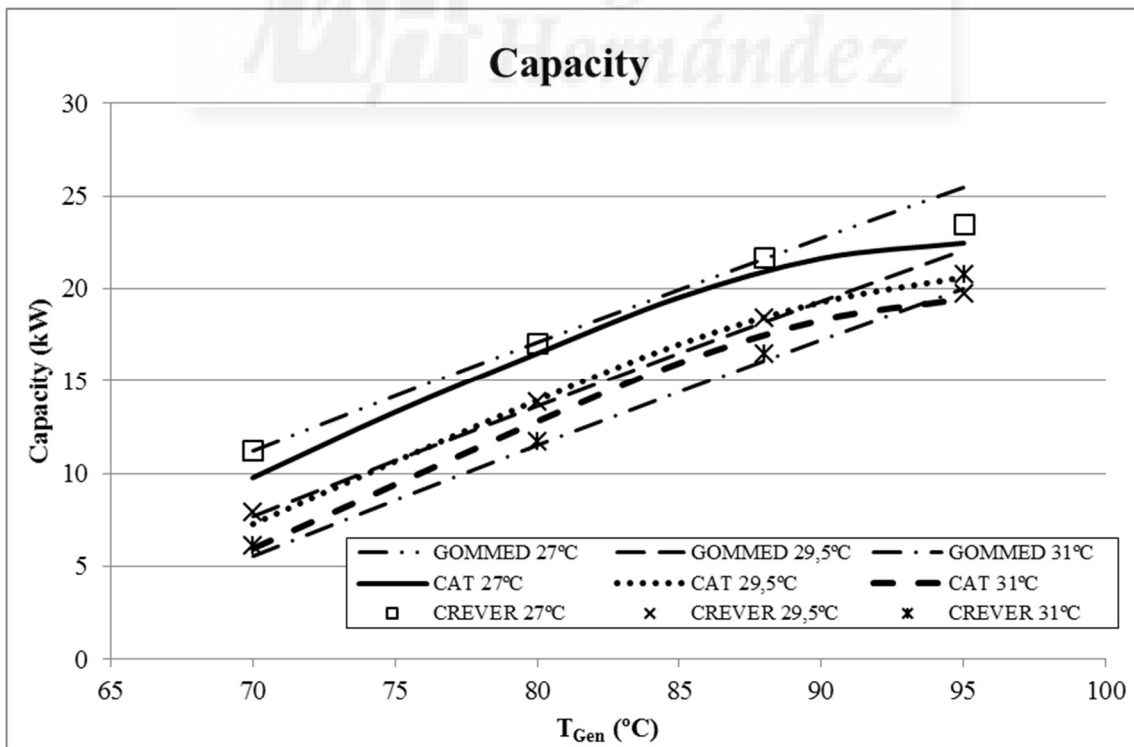


Fig. 11. Capacity values of the Yazaki WFC-SC5: catalogue, CREVER and Gomme distribution model.

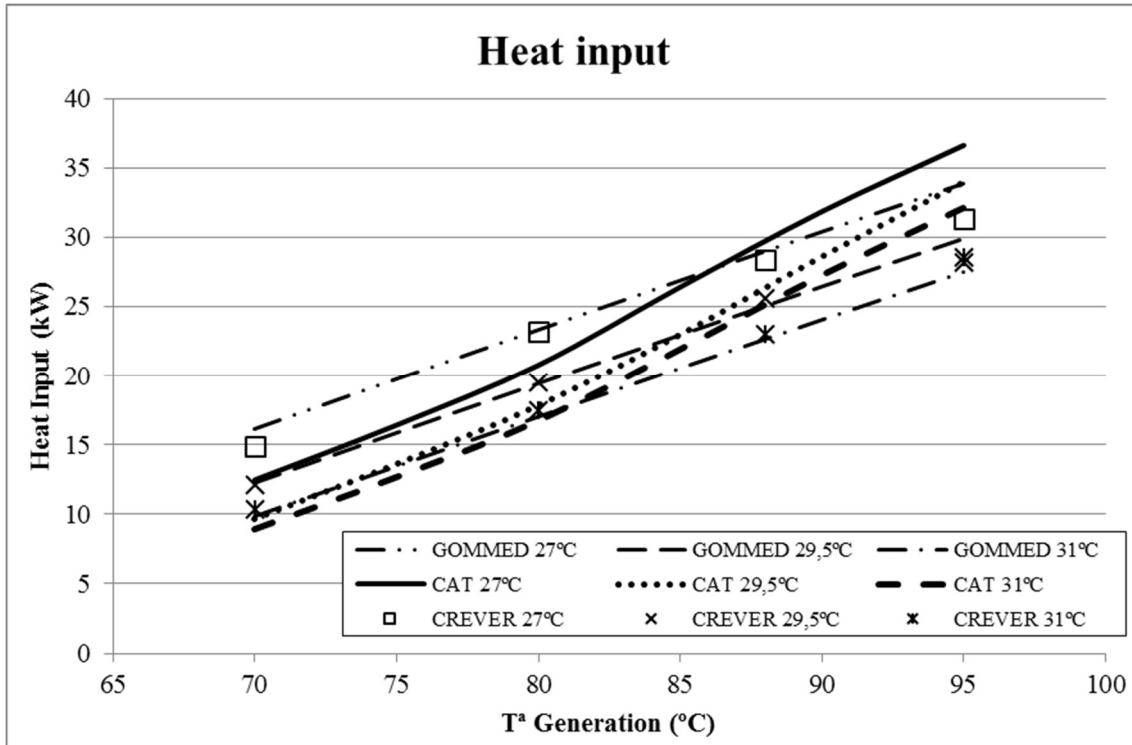


Fig. 12. Heat input values of the Yazaki WFC-SC5: catalogue, CREVER and Gomed distribution model.

The mean squared error (MSE) is calculated to determine which distribution of UA fits the real behaviour of the machine most accurately:

$$MSE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\hat{Y}_i - Y_i)^2. \quad (13)$$

where  $\hat{Y}_i$  is the vector of the results provided by each model simulation (i.e., the capacity and heat input) and  $Y_i$  is the vector of values provided by CREVER, which define the real behaviour of the chiller. Table 3 shows the error in the results of each model.

Model	MSE Capacity	MSE Heat Input
ZAE	4.76	9.12
Ashrae/York	2,01	3.42
Gomed	0.81	1.19

Table 3. Mean squared error of each distribution of capacity and heat input.

The simulation performed from the UA data reported by Gomed yields results that generally fit the performance of the Yazaki WFC-SC5 chiller more accurately.

Once the distribution of UA that best reproduces the reference values at the nominal evaporator output temperature ( $T_{\text{eva,out}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ ) is selected, we proceed to use the same model to simulate different evaporator output temperatures for which the manufacturer does not provide performance information. CREVER has studied the behaviour of the machine at different generator temperatures ( $T_{\text{gen},i} = 70, 75, 80 \text{ y } 88^\circ\text{C}$ ) with fixed evaporator and cooling temperatures ( $T_{\text{eva,o}} = 12^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{ref},i} = 29.5^\circ\text{C}$ ). Figure 13 shows the

operating conditions reported by CREVER under the conditions previously mentioned and those obtained with the model.

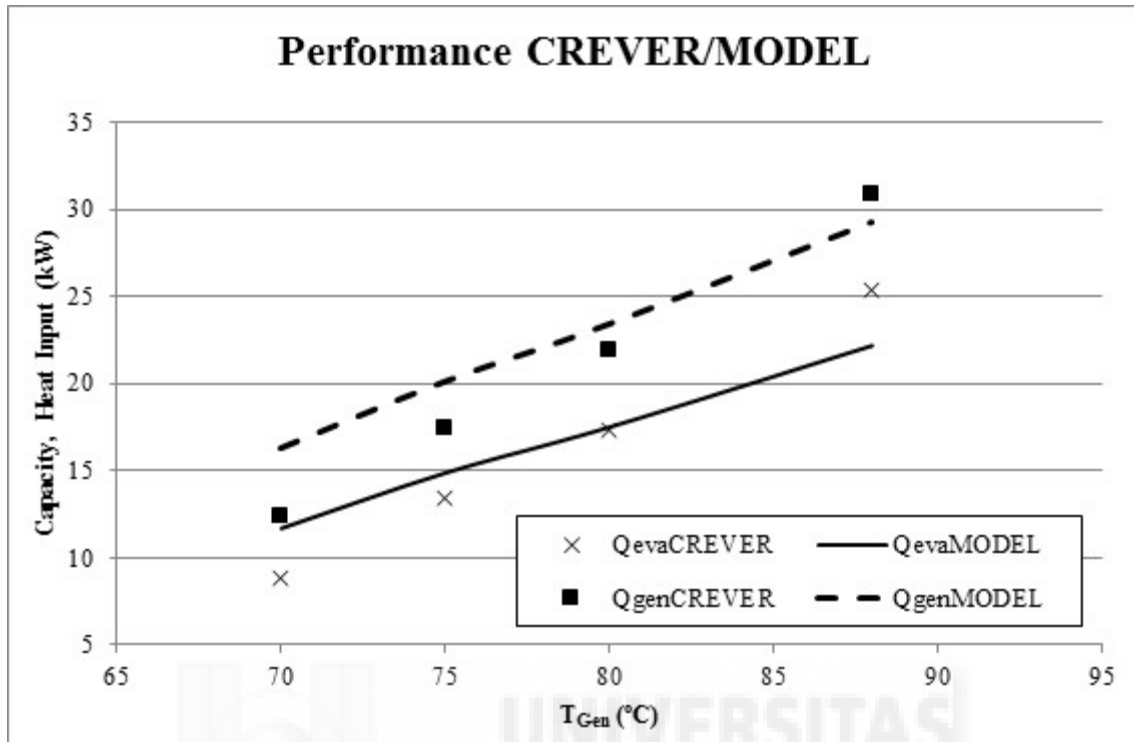


Fig. 13. CREVER and modelled capacity and heat input values with  $T_{eva,out}=12^{\circ}\text{C}$  and  $T_{ref}=29.5^{\circ}\text{C}$

In both cases, deviation is found between the experimental data and the presented model. The capacity values at  $T_{Eva} = 7^{\circ}\text{C}$  and  $12^{\circ}\text{C}$  in the evaporator output yielded an MSE of 0.81 and 5.10, respectively. In the case of heat input, we obtained an MSE of 1.19 compared to 6.92 under the new conditions. Albers et al. [15] highlighted the influence of the inlet water temperature to the evaporator in tube wetting for falling film heat exchangers. A higher evaporator temperature generates an increase in refrigerant evaporation, causing a lack of tube wetting and therefore a decrease in the exchange area. The opposite effect is observed when the generation temperature is increased; a greater generator driving temperature increases the amount of circulating refrigerant in the evaporator, thus improving tube wetting. Based on this reasoning, the evaporator effective area will be reduced due to increased evaporation temperature. However, as we increase the generator input temperature, this effect will also increase refrigerant circulation. Modifying the  $UA_{eva}$  according to the mentioned criteria, we obtain the correlation shown in Figure 14 by adjusting capacity and heat input (Figure 15).

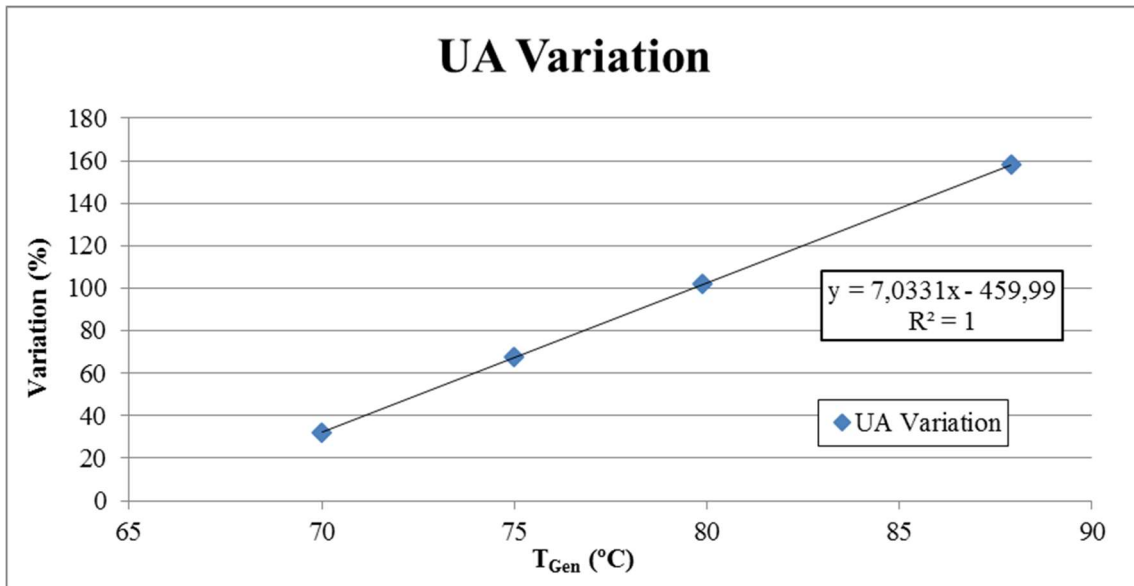


Fig. 14. UAeva variation according to  $T_{Gen}$ .

The adjustment yields a reduction in UA values of up to 60% for low  $T_{Gen,in}$  ( $T_{gen,in} = 70$  °C) and an increase up to 60% when  $T_{gen,in} = 88$  °C.

After modifying the exchange area, a proper fit of the capacity values between the model and the data from CREVER is found. Something similar occurs in the generator but with a greater difference between both representations. It is necessary to consider that the error range provided by CREVER for the heat input is 3 times the error values in capacity.

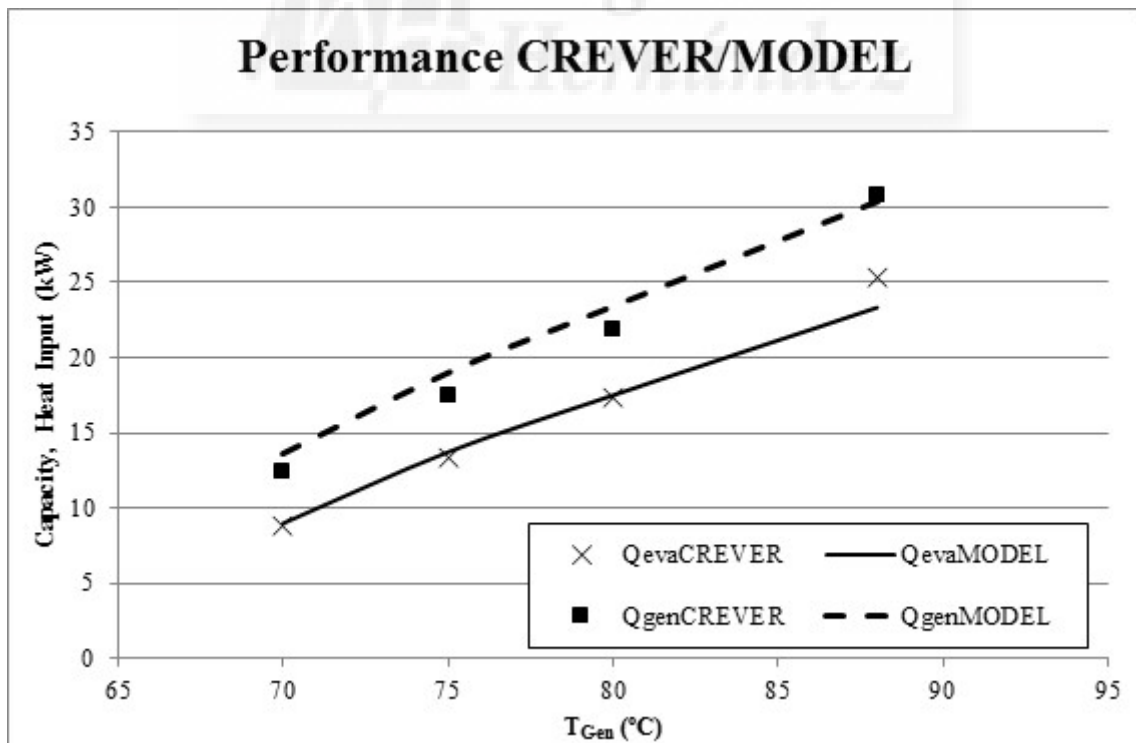


Fig. 15. Capacity and heat input values modelled with the UAeva variation compared with CREVER ( $T_{eva,out} = 12$ °C,  $T_{ref} = 29.5$  °C)

Having compared the proposed model's values with those provided by CREVER, the proposed model's behaviour is compared with the data obtained in a solar cooling plant for air conditioning of Miguel Hernández University.

Table 4 shows the input and output temperatures of the absorption machine's external currents that were recorded experimentally during steady-state operation (14/07/11). As shown in Figure 14, the area reduction in the evaporator, which corresponds to the temperature in the generator (72.4°C), is 49.4%. Table 4 also shows the output temperatures obtained with the simulation model developed in the EES environment. In the simulation, the inlet conditions (i.e.,  $T_{Gen,in}$  and  $T_{Eva,in}$ ) that were experimentally recorded during the steady-state period are introduced. The difference between the recorded values and those obtained via the simulation is 0.75°C for the generator and 0.35°C for the evaporator.

	$T_{in}$ (°C)	$T_{out,exp}$ (°C)	$T_{out,sim}$ (°C)
<b>Generator</b>	72.4±0.01	69.6±0.01	68.9
<b>Evaporator</b>	13.2±0.01	9.55±0.01	9.2

Table 4. Experimental and simulated temperatures of the absorption machine's external currents.

#### 4. CONCLUSIONS

To simulate systems with absorption chillers, the behaviour of the appropriate thermodynamic cycle must be known based on different external flow temperatures in the generator, evaporator and absorber/capacitor. However, in some cases, we find that the manufacturer does not provide sufficient information or that simulation programs do not accurately reproduce the real behaviour of the cycles.

In this study, a suitable solution has been proposed for the specific case of a 17,6kW Yazaki WFC-SC5 simple effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption chiller. A simulation model has been developed in the EES software environment that considers the internal characteristics of the absorption chiller. A weak solution flow rate and UA values for each heat exchanger of the chiller have been estimated. With this information, it is possible to reproduce consistent results that agree with the experimental information available. Based on this information, it will be possible to obtain correlations to deploy the developed models in simulation software such as TRNSYS.

If a different absorption chiller is studied so that its behaviour may be simulated, the methodology developed in this work can be applied. To accomplish this, all UA distributions must be considered when a performance adjustment of the chiller is performed.

Conversely, a deviation between the capacity and heat input in the generator has been identified when a different nominal evaporator temperature is simulated. This variation has been attributed to changes in tube wetting that modify the evaporator working temperature in the heat exchanger. To correct this error, a correction coefficient has been introduced to the exchange area based on different generation temperatures; a correlation

has thus been obtained. Such correlation can be considered to simply adjust the evaporator UA to the operation conditions of the solar-assisted cooling plant. The simulation results show a deviation of 0.75°C between the experimental and simulated output generator temperatures and 0.35°C in the evaporator output temperature.

### Nomenclature

- A = area (m<sup>2</sup>)
- C<sub>p</sub> = specific heat (kJ kg<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>)
- EER = energy efficiency ratio
- h = enthalpy (kJ kg<sup>-1</sup>)
- m = flow rate (kg s<sup>-1</sup>)
- Cat = catalogue
- NTU = number of transfer units
- Q = heat (kW)
- T = temperature (°C)
- U = heat transfer coefficient (kW °C<sup>-1</sup> m<sup>-2</sup>)
- x = solution ratio
- ε = efficiency

### Subscripts

- eva = evaporator
- gen = generator
- abs = absorber
- hx = heat exchanger
- con = condenser
- s = solution
- w = water
- out = output
- in = input
- sim = simulated
- exp = experimental

### References

1. International Energy Agency, “Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings, A Handbook for planners” (2007).
2. Izquierdo, M., Moreno-Rodríguez, A., González-Gil, A., García-Hernando, N., “Air conditioning in the región of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption, economics and CO<sub>2</sub> emissions” *Energy* vol. 36, pp 1630-1639. Feb. 2011.

3. Boonnasa, S., Namprakai, P., "Sensitivity analysis for the capacity improvement of a combined cycle power plant" *Applied Thermal Engineering* vol. 28 (2008), pp 1865-1874.
4. Knizley, Alta A., Mago, Pedro J., Smith, Amanda D., "Evaluation of the performance of combined cooling, heating, and power systems with dual power generation units" *Energy Policy* vol. 66 (2014), pp 654-665.
5. Prasartkaew, B., Kumar, S., "Experimental study on the performance of a solar-biomass hybrid air-conditioning system" *Renewable Energy* 57 (2013), pp 86-93.
6. Horuz, I., "A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems" *Int. Comm. Heat Mas Transfer* vol. 25 No. 5, pp 711-721. 1998
7. Grossman, G., Zaltash, A., "ABSIM – modular simulation of advanced absorption systems" *International Journal of Refrigeration* vol. 24, pp 531-543. 2001.
8. Monné, C., Alonso, S., Palacín, F., Serra, L., "Monitoring and simulation of an existing solar powered absorption cooling system in Zaragoza (Spain)" *Applied Thermal Engineering* vol. 31, pp 28-35. 2010.
9. University of Wisconsin-Madison, TRNSYS.
10. Evola, G., Le Pierrès, N., Boudehenn, F., Papillon, P. "Proposal and validation of a model for the dynamic simulation of a solar-assisted single-stage LiBr/water absorption chiller" *International Journal of Refrigeration* vol. 36, pp 1015-1028. 2012.
11. Albers, J., Nurzia, G., Ziegler, F., "Simulation and experimental analysis of a solar driven absorption chiller with partially wetted evaporator" *Journal of Solar Energy Engineering* vol. 132 / 011016-1, Feb. 2010.
12. University of Wisconsin-Madison, EES - Engineering Equation Solver. Actual version 9.698, 2014.
13. Gordon, J.M., Ng, K.C., "A general thermodynamic model of absorption chillers: theory and experiment" *Heat Recovery Systems and CHP* vol. 15 (1995).
14. Ziegler, F. Hellmann, H.M. Schweigler, C. "An approximative method for modeling the operating characteristics of advanced absorption chillers" *29<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration*, 1999, Sydney.
15. ASHRAE, "Handbook of Fundamentals" 1989.
16. ASHRAE, "Handbook of Fundamentals" 2005.
17. York International Corporation Absorption Chiller Selection Program, 1995.
18. ZAE Bayern, Personal Internal Communication.



19. Gommed, K., Grossman, G. “Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems” *Ashrae Trans.* vol. 96 (Part1), pp 1590-1598.

20. Rodríguez, J. A., “Desarrollo de un banco de ensayos multifuncional y de los procedimientos para caracterizar equipos térmicos de refrigeración y bombas de calor de pequeña potencia” Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili.





# PERFORMANCE COMPARISON OF SOLAR AUTONOMOUS AND ASSISTED ABSORPTION SYSTEMS IN SPAIN

Pedro J. Martínez\*, José C. Martínez, Pedro Martínez

Departamento Ingeniería de Sistemas Industriales, Universidad Miguel Hernández,  
Avda. de la Universidad, s/n, 03202 Elche, Spain

## Abstract

Solar-powered air conditioning systems can reduce electricity consumption and peak demand. The objective of this work was to develop and validate a TRNSYS model of the solar air conditioning installation at the Universidad Miguel Hernández de Elche. The model was then used to study the operation of the facility as an autonomous system and as a solar-assisted system (with backup) under different climatic conditions in Spain (Barcelona, Madrid, Bilbao and Seville). The autonomous system was able to maintain the comfort temperature between 60.8% (Sevilla) and 78.3% (Madrid) of the hours for the studied period. Working with a backup compression chiller, the cooling provided by the absorption chiller ranged from 52.8% of the total cooling demand in Bilbao to 75.3% in Madrid. The high initial cost and the high associated electricity consumption explain why the binomial solar thermal collector-absorption machine has failed to break into the market so far.

Keywords: autonomous system, assisted system, solar cooling, absorption, TRNSYS

---

\* Corresponding author. Fax: +34 966 65 89 79.  
E-mail address: pjuan.martinez@umh.es (Pedro J. Martínez).

## 1. Introduction

Intensive use of fossil fuels has led to the depletion of energy resources and has increased the greenhouse gas emissions. As an alternative, new forms of renewable energy resources have been investigated over the last several decades. In the year 2005, the residential sector represented 26.6% of the final energy consumed in the European Union (European Environment Agency, 2008). Furthermore, it is expected that future heat waves in Europe and North America will become more intense, more frequent, and longer lasting (Meehl and Tebaldi, 2015). This will increase the energy consumption of air conditioning systems to maintain comfort standards. According to the International Energy Agency (2007), primary energy consumption of small room air-conditioners in Europe is expected to increase by a factor of 4 in 1996–2020 to about 44,000 GWh.

An alternative for reducing electricity consumption and peak demand is to increase the use of thermal energy-powered air conditioning systems. The use of absorption cycle refrigeration systems offers certain advantages; therefore, this type of system has been widely investigated in industrial and air conditioning applications. The possibility of using waste energy from industrial processes (Boonnasa and Namprakai, 2008), combined cooling, heating and power systems (Knizley et al., 2014) or renewable energies such as biomass or solar thermal energy (Prasartkaew and Kumar, 2013) makes the absorption or adsorption cycles environmentally sustainable alternatives to mechanical compression cycles.

According to the International Energy Agency (2012), solar cooling will account for 17% of world air conditioning by 2050. Solar cooling is an attractive idea because of the chronological alignment of cooling load and available solar radiation. However, solar thermal systems with absorption chillers have very high payback times, often higher than the system lifetime (Eicker and Pietruschka, 2013). Infante Ferreira and Kim (2014) concluded that the economically most attractive solar air conditioning system for Central Europe conditions was the vapour compression cycle driven by electricity delivered by photovoltaic collectors. For residential applications in Central Spain they calculated an investment cost of 1050 - 1550 €·per kW of cooling capacity for the vapour compression cycle with photovoltaic collectors and 2675 €·per kW of cooling capacity for the single effect absorption machine in combination with thermal flat plate collectors.

It is therefore necessary to continue studying the configuration of these systems (design) and their operation (control). Albers (2014) developed a new control strategy which controlled hot and cooling water temperature simultaneously to reduce the operating costs. Al-Ugla et al. (2015) analysed alternative storage techniques (heat storage, cold storage, and refrigerant storage) for 24-hour-operating solar-powered lithium bromide - water absorption air conditioning systems. The analysis revealed that the best-suited alternative design was that with refrigerant storage.

The use of a solar-thermal autonomous system based on the “get what you can” concept improves comfort conditions in the case that there is no air conditioning system. The solar collector field design of such systems is performed by simulating the building and HVAC equipment. A picture of the resulting indoor conditions is obtained to decide whether this type of system is acceptable. TRNSYS was used for this purpose in the design of the autonomous desiccant system of the Chamber of Trade and Commerce building in the southwest region of Germany in Freiburg (IEA, 2007). The estimated primary energy savings were approximately 30% compared to a conventional compression chiller. The specific cost was 3961 € per kW of installed cooling capacity.

Reda et al. (2016) used TRNSYS to study two configurations of a solar assisted cooling system for an office building located in Finland. In the series configuration only the tank could supply the chiller, while in the parallel, the chiller could be supplied either by the tank or the solar collectors directly. Results showed that parallel configuration had better performance than series, particularly, when the solar irradiance was low, benefitting from the direct connection between the solar collectors and the chiller.

Noro et al. (2014) used TRNSYS simulations as a basis for an optimization of the storage capacity of a solar cooling and heating plant. They considered the tanks on both sides of the plant (the one coupled to the solar field, the hot storage, and the other coupled to the absorption chiller, the cold storage). They also considered sensible and PCMs heat storage tanks.

In the study by Monne et al. (2010), a model developed in the TRNSYS environment was used to simulate a solar assisted cooling system with a lithium bromide–water single-effect absorption chiller (4.5 kW) in Zaragoza (Spain). The comparison between the simulated values and those obtained experimentally showed a high level of agreement. In addition, this model was used to analyse the improvement in the system's performance as a result of replacing the cooling tower with a geothermal system.

This paper had two objectives: to develop and validate the model of the solar air conditioning installation at the Universidad Miguel Hernández de Elche and to analyse the operation of the facility as an autonomous and as an assisted (with backup) system under different climatic conditions in Spain.

Novel aspects of this work have been the use of the “temperature level control” for the TRNSYS model of the solar air conditioning system, which is needed in order to simulate the operation of the facility as an autonomous system, and the use of an specific lithium bromide–water single-effect absorption chiller model.



## 2. Method

This paper discusses the development of the simulation model of an air conditioning system powered by solar energy. To validate the simulation model, experimental data recorded in the installation were used. Once the model was validated, the operation of the system under different climatic conditions was analysed. The locations chosen in this study were as follows: Barcelona, Madrid, Bilbao and Sevilla, each representative of one of the Spanish climate zones as determined by the standard (CTE 2006).

### 2.1 Solar air conditioning system

The solar air conditioning system that serves as a reference for this study is located in the Miguel Hernández University of Elche (southeast of Spain). The conditioned space consists of three rooms dedicated to laboratories and offices with a total area of approximately 200 m<sup>2</sup>. These rooms are on the east wing of the first floor of a two-story building. The east-facing surface is 118 m<sup>2</sup> with 30% glass area. The north-facing surface is 20.4 m<sup>2</sup> and has no windows (see Figure 1).

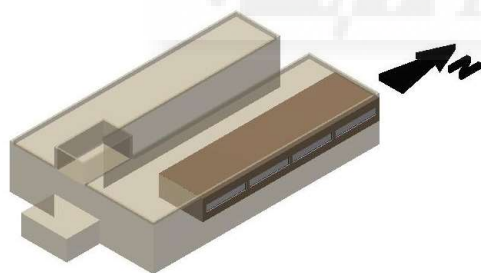


Figure 1. Schematic of the conditioned rooms

Figure 2 shows a schematic diagram of the installation. The solar collector field drives the absorption chiller in summer via a hot water storage tank. Initially, when the solar contribution was not sufficient, the heating and cooling demands were covered by a four-pipe district heating and cooling system (Martínez et al., 2012). Afterwards, this system was removed, and a vapour compression heat pump was installed as a backup system. This allowed monitoring the solar fraction.

As shown in Figure 2, the thermostat located in the cold water tank of the absorption chiller actuates the three-way valves V1 and V2. While the water temperature is below the set point, the fan coil pump drives water from this tank to the installation to meet the cooling load. When the water temperature exceeds the set point value, the fan coils are fed from the storage tank heat pump. The fan coil pump is started at 8 am and turned off at 8 pm from Monday to Saturday. On Sundays, it does not run at all.

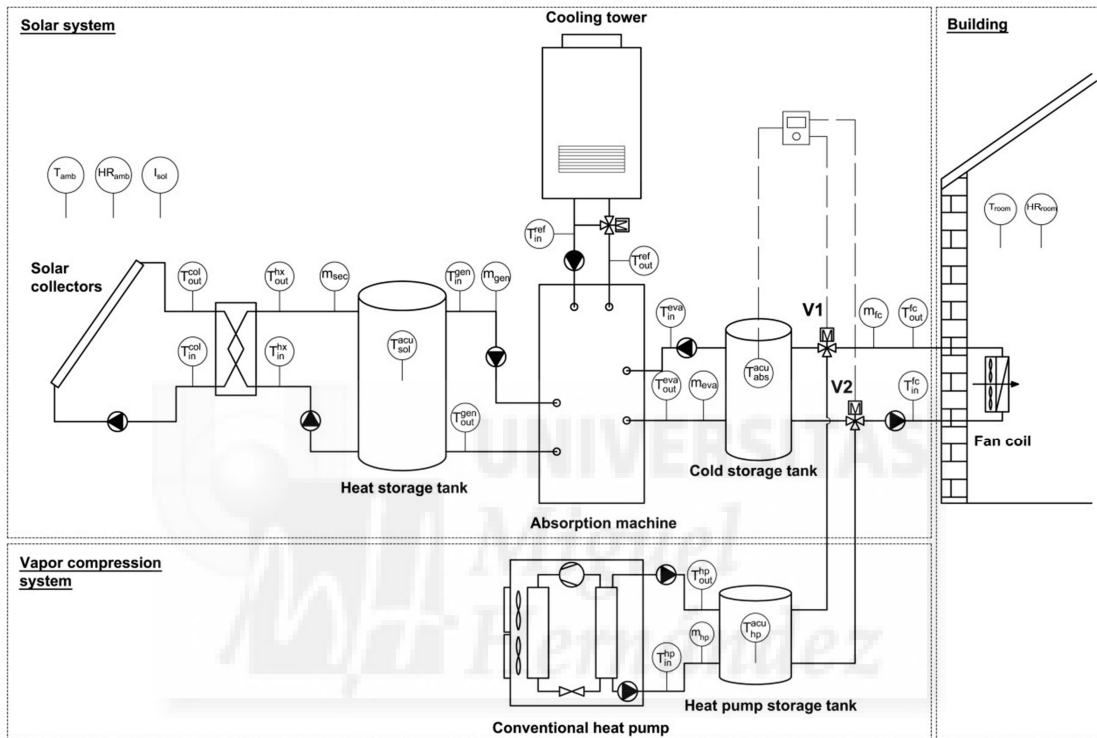


Figure 2. Schematic diagram of the solar air conditioning system

Therefore, the installation can be tested as a solar thermal autonomous system by turning off the vapour compression heat pump and fixing the valve positions to pump water to the fan coils from the absorption machine cold storage tank. The thermostat that starts the absorption machine is in the hot water tank. The initial cost of the autonomous solar air conditioning system of the University Miguel Hernández was 2900 € per kW of cooling capacity.



## 2.2 Data acquisition system

A data acquisition system was set up to register the results of the experimental tests. RTDs Pt-100 temperature sensors connected by four wires to an Agilent 34972A data acquisition unit registered the evolution of temperature at different points of the system. Electromagnetic flow meters were used to measure the water flow rates. Solar irradiance incident on the collectors was registered by a first-class WMO pyranometer. The dry-bulb temperature and humidity ratio were registered outdoors and in the conditioned rooms. Finally, water and electricity consumptions were recorded at the plant. The positions of the sensors in the system are shown in Figure 2, and their specifications are listed in Table 1.

Table 1. Sensor specifications

Measured variable	Brand	Sensor	Measurement range	Accuracy	Output
Air temperature	E+E EE2000	RTDs	-20°C to 80°C 0°C to 50°C	±0.3°C	4–20 mA
Air humidity	E+E EE2000	Capacitive sensor	0% to 100%	±2%	4–20 mA
Irradiance	Kipp&Zonen CM6b	Pyranometer	0 to 1367 W·m <sup>-2</sup>	±1.2%	0–16 mV
Flow rate	Krohne Optiflux 4000	Electromagnetic	0 to 12 m·s <sup>-1</sup>	±0.4% of mv+1 mms <sup>-1</sup>	4–20 mA
Water temperature	Desin (ST-FFH)	RTDs	0 to 250°C	±0.05°C	100–189 Ω
Water consumption	Sensus ld9000	Mechanical	0	±0.001 m <sup>3</sup>	Pulse
Electricity consumption	Orbis Contax D-9073SO	Digital wattmeter	0 to 9999 kWh	0.1 kWh	Pulse

## 2.3 TRNSYS system model

The simulation tool used in this work was TRNSYS (2012). The performance of the solar air conditioning system of the Miguel Hernández University of Elche was simulated with standard TRNSYS components, except for the absorption chiller. The

standard TRNSYS components used in the simulation are listed in Table 2. The operational scheme of the system model built in TRNSYS is shown in Figure 3.

Table 2. Components used in the TRNSYS model of the solar air conditioning system

Component	Type no.
Flat-plate solar collector	1b
Pump	3b
Controller	2b
Heat exchanger	91
Storage tank	4a
Cooling tower	51b
Building	56
Heat pump	655 (TESS library)
Schedule	14
T-piece	11h
Flow diverter	11d
Thermostat	108
Weather data processor	15
Feedback controller	22
Sky temperature	69a
Fan coil	508 (TESS library)
Output components	28 and 65

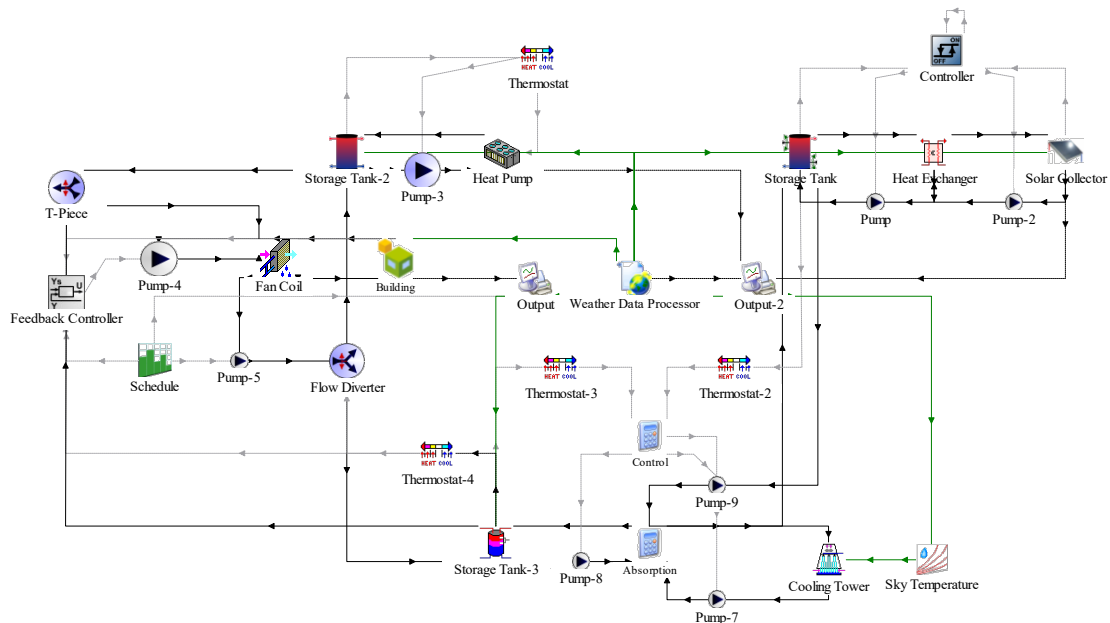


Figure 3. Operational scheme of the system model built in TRNSYS system

Meteorological data were input to the system model. Data registered at the plant were used to validate the model. Later, to analyse the operation of the system under different weather conditions, a Typical Meteorological Year (TMY2) TRNSYS file was generated for the cities of Barcelona, Madrid, Bilbao and Sevilla using the METEONORM (2007) programme.

The TRNSYS building model (Type 56) has two basic modes of operation: “energy rate” and “temperature level” controls. In this paper we chose the “temperature level” control because when the installation is operated as an autonomous system, it cannot always maintain the local set point temperature (which is the hypothesis assumed by the “energy rate” control). In addition, the “temperature level” control allows a detailed simulation of the interaction between the building and equipment. The internal gain due to occupants was established as a function of their activity (ISO 7730). Schedules of use, while are also valid for heat gain from equipment (e.g., lights and computers) were developed for conditioned spaces. A comfort temperature of 26°C was set for cooling.

The solar collector field has an area of 38.4 m<sup>2</sup> and is composed of 16 high-efficiency flat-plate solar collectors arranged in four rows. Collectors are oriented toward the south with a slope of 30 degrees, approximately 10 degrees lower than Elche’s latitude because the cooling load is the dominating load (IDAE, 2002). The mathematical model

used for the flat-plate solar collectors' efficiency is given by Equation (1). The coefficients provided by the flat-plate collector manufacturer are as follows:  $a_0=0.818$ ,  $a_1=3.47 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ;  $a_2=0.0101 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-2}$ .

$$\eta_{col} = a_0 - a_1 \frac{(T_{av} - T_{amb})}{I} - a_2 \frac{(T_{av} - T_{amb})^2}{I} \quad (1)$$

The hot water storage tank has a capacity of 1000 litres. The loss coefficient of the system storage tanks was experimentally evaluated from data of water temperature variation during the night because in this period, there is no interaction between the reservoirs and the other components of the installation. The value obtained for the hot water tank loss coefficient was  $0.78 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . The cold water storage tank fed by the absorption machine has also a capacity of 1000 litres and a loss coefficient of  $0.7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . Finally, the heat pump has a buffer tank of 200 litres with a loss coefficient of  $1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

### 2.3.1 Absorption chiller model

The absorption machine installed at the University Miguel Hernandez (Yazaki WFC-SC5) has a nominal cooling capacity of 17.6 kW. It is a lithium bromide–water single-effect absorption chiller. Table 3 shows the nominal operating conditions of the YazakiWFC-SC5 absorption chiller.

Table 3. Design parameters of the Yazaki WFC-SC5 absorption chiller

Technical data				
Model	WFC-SC5			
	Capacity	(kW)	17.6	
	Heat input	(kW)	25	
	EER	0.7		
Chilled water	Temperature	Inlet	(°C)	12.5
		Outlet	(°C)	7.0

	Flow rate		(l s <sup>-1</sup> )	0.77
Cooling water	Temperature	Inlet	(°C)	31
		Outlet	(°C)	35
	Heat rejection		(kW)	42.6
	Flow rate		(l s <sup>-1</sup> )	2.55
Heat input	Temperature	Inlet	(°C)	88.0
		Outlet	(°C)	83.0
	Flow rate		(l s <sup>-1</sup> )	1.2
Electrical	Power supply	Voltage	(AC V)	100–240
		Phase	(ph)	1
		Frequency	(Hz)	50/60
	Consumption		(W)	48

An important part of creating the installation model was the development of the absorption machine model. The Type 107 component of the TRNSYS library simulates the operation of a lithium bromide–water single-effect absorption chiller using performance data provided by the manufacturer. However, for the case of the absorption chiller installed at the University Miguel Hernandez, the manufacturer does not provide operating data for cold water temperatures other than 7°C at the evaporator outlet. Type 107 therefore cannot be used as it is not possible to complete the necessary input file to simulate the operation of the chiller.

A model of the absorption cycle based on energy and mass balances and heat transfer equations was generated in the environment of the EES program (2015). The development of this model included estimating the value of the heat transfer coefficients (U), heat exchange areas (A) and the circulating solution flow rate to simulate the behaviour of the machine. This model was validated using data from three sources (Martínez et al., 2016): experimental data of the absorption chiller operation at the solar cooling plant of the University Miguel Hernandez, experimental data on the test bench from the Applied Thermal Engineering Group (CREVER) of the University Roviri i Virgili (Rodríguez, 2013), and the data provided by the manufacturer. From this model, the following correlations were obtained and included in the TRNSYS simulation:

$$\begin{aligned}
Q_k = & \beta_{0,k} + \beta_{1,k}T_{gen}^{in} + \beta_{2,k}T_{ref}^{in} + \beta_{3,k}T_{eva}^{in} + \beta_{4,k}T_{gen}^{in}T_{ref}^{in} + \beta_{5,k}T_{gen}^{in}T_{eva}^{in} + \\
& \beta_{6,k}T_{ref}^{in}T_{eva}^{in} + \beta_{7,k}(T_{gen}^{in})^2 + \beta_{8,k}(T_{ref}^{in})^2 + \beta_{9,k}(T_{eva}^{in})^2
\end{aligned} \quad (2)$$

Table 4. Coefficients for heat exchange correlations (Equation 2)

	$\beta_{0,k}$	$\beta_{1,k}$	$\beta_{2,k}$	$\beta_{3,k}$	$\beta_{4,k}$	$\beta_{5,k}$	$\beta_{6,k}$	$\beta_{7,k}$	$\beta_{8,k}$	$\beta_{9,k}$	$R^2$
$Q_{eva}$	- 77. 2	2.0 8	0.14 2	- 0.34 9	$6.50 \cdot 10^{-3}$	- $8.91 \cdot 10^{-3}$	$2.07 \cdot 10^{-3}$	$7.93 \cdot 10^{-3}$	$1.14 \cdot 10^{-3}$	$1.43 \cdot 10^{-4}$	0.998
$Q_{gen}$	- 78. 2	2.1 8	0.07 9	- 0.35 8	$7.55 \cdot 10^{-3}$	- $1.11 \cdot 10^{-2}$	$7.47 \cdot 10^{-4}$	$7.45 \cdot 10^{-3}$	$1.41 \cdot 10^{-3}$	$1.07 \cdot 10^{-4}$	0.999

The vapour compression heat pump that ensures compliance with the desired indoor conditions when the installation works as a solar-assisted system (Carrier 30RQ-021CH) has a nominal cooling capacity of 20.5 kW and a nominal Energy Efficiency Ratio (EER) of 3.2.

#### 2.4 System model validation

The installation was tested with two different configurations corresponding to two distinct control systems. In Mode 1 (M1), the installation operates as an autonomous system, i.e., without the backup of the compression heat pump. Whenever there is enough solar energy to maintain the hot water above the required temperature to drive the absorption chiller, this mode cools the water in the tank from which the fan coil units are fed. In Mode 2 (M2), the absorption and vapour compression chillers work together to ensure the indoor comfort conditions at all times. Whenever the cold water temperature in the absorption storage exceeds the thermostat set point, the fan coils are fed from the storage tank of the vapour compression equipment.

The data recorded in the system during operation in both configurations (M1 and M2) were used to validate the model developed in TRNSYS. Table 5 shows the horizontal radiation per square meter and the average values of temperature and relative humidity recorded on 03/08 (M1) and 02/09 (M2).

Table 5. Weather conditions on 03/08 (M1) and 02/09 (M2)

Day	$E_{sol}$ (kWh·m <sup>-2</sup> )	$T_{amb,av}$ (C)	$HR_{amb,av}$ (%)
03/08	7.12	26.8	54.5
02/09	7.09	23.1	49.3

To validate the model, two targets were set. The first one was to reproduce the evolution of the temperature in the conditioned rooms, which is possible because of the implementation of the “temperature level” control in the simulation. Outdoor meteorological variables recorded at the installation were employed as model input data. The time step used in the simulation was five minutes.

Figure 4 shows the evolution of experimental and simulated temperatures for selected days. For Mode 1, the local maximum temperature reached was 28.7°C, while for Mode 2, it was 25.9°C. The mean square error between the simulated and recorded temperatures was 0.267 for 03/08 (M1) and 0.147 for 02/09 (M2).

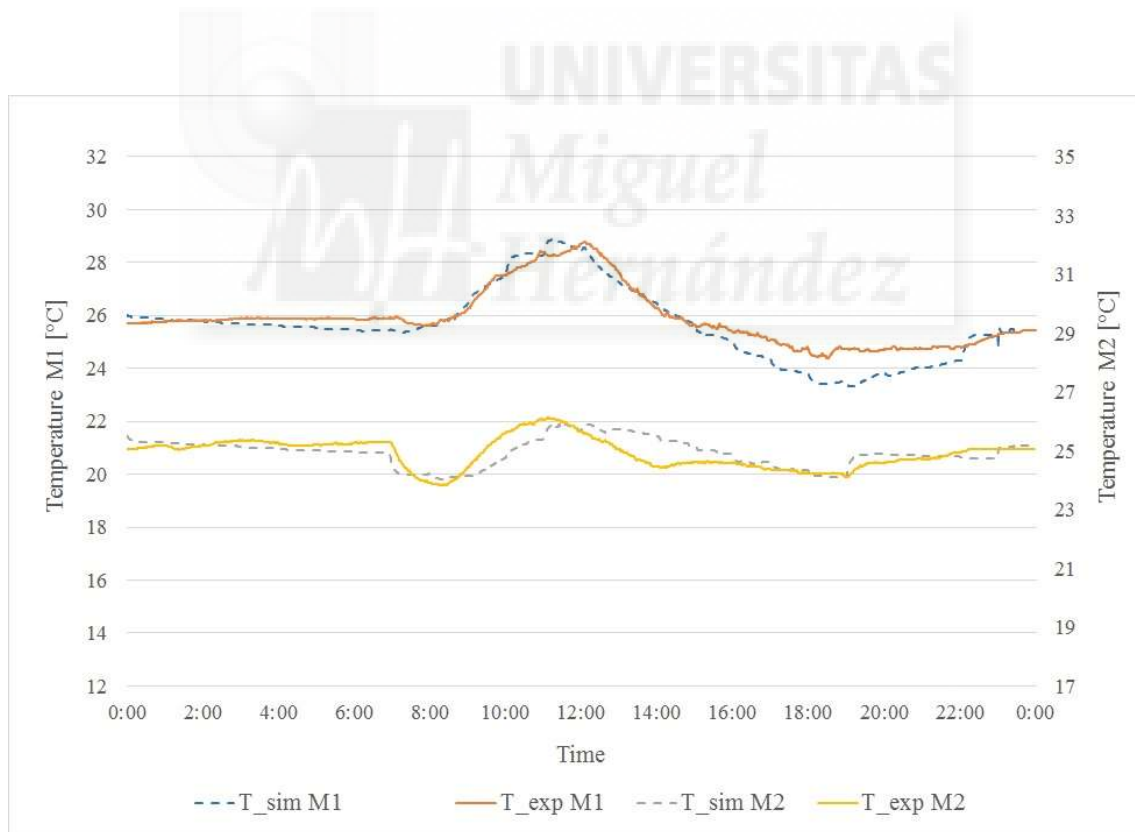


Figure 4. Simulated and recorded temperatures for 03/08 and 02/09

The second validation criterion was the comparison of the simulated and registered cooling capacity and EER for the absorption and vapour compression machines. The

results are shown in Table 6. Experimental quantities in Table 6 are calculated as a function of the variables that are directly measured by the sensors listed in Table 1. The method for determining the uncertainty propagation is described in (Taylor and Kuyatt, 1994).

Table 6. Simulated and registered cooling capacity and EER for 03/08 and 02/09

	$E_{eva,abs}$ (kWh)	$E_{gen,abs}$ (kWh)	EER	$E_{elec,solar}$ (kWh)	$E_{eva,hp}$ (kWh)	$E_{elec,hp}$ (kWh)	EER	% time within comfort
	Absorption chiller				Heat pump			
Exp M1	65.7±0.23	84.2±0.40	0.78±0.047	35	-	-	-	53.2
Sim M1	67.6	88.1	0.767	33.8	-	-	-	50.8
Exp M2	33.8±0.24	62.3±0.37	0.543±0.012	26.2	39.8±0.33	13.2±0.1	3.01±0.044	100
Sim M2	34.7	64.4	0.539	25.2	41.2	13.6	3.05	100

As shown in the table, the level of agreement between the registered and simulated data is high. It is noteworthy that the cooling provided by the absorption machine on 03/08 is almost twice that provided on 02/09. The reason for this difference is the required temperature set point on the hot water tank thermostat to drive the absorption chiller, which was 65°C on 03/08 and 75°C on 02/09. This set point temperature is the control parameter with the greatest effect on the performance of the system as it affects both the efficiency of the absorption machine and the efficiency of the solar collector field (Martínez et al., 2012). After several tests, it was found that the optimal temperature was approximately 70°C.

The absorption chiller efficiency is observed to be greater for Mode 1. The reason for this is that in this mode, the machine does not have to meet a set point temperature in the cold storage tank that it serves. Thus, working with higher evaporation temperatures increases the efficiency.

It can also be seen that the electricity consumption associated with the absorption chiller is not negligible compared to its cooling capacity. This consumption includes all of the pumps needed in the solar cooling plant (cooling tower pump, chilled water pump, heat



medium pump, fan coil pump, solar collector pump and solar circuit secondary loop pump) as well as the consumption of the cooling tower fan and the control systems. For the vapour compression heat pump, operating in cooling mode has an efficiency close to nominal (EER = 3.2) and allows the indoor temperature to always be within the comfort range.

### 3. Results

Once the model was validated for the M1 and M2 modes, simulations were carried out to analyse the operation of the system under different climatic conditions. The locations chosen in this study were the following: Barcelona, Madrid, Bilbao and Sevilla. The simulations were performed for the summer period including the months of June, July, August and September (AENOR, 2001). The meteorological year (TMY2) for each of the cities was generated using the METEONORM program. Table 7 shows the weather conditions in terms of horizontal radiation per square meter and the average values of temperature and relative humidity for the considered period.

Table 7. Weather conditions for the studied locations

	$E_{sol}$ (kWh·m <sup>-2</sup> )	$T_{amb}$ (°C)	HR (%)
Madrid	817.4	23.4	38.1
Barcelona	741.3	22.9	69.9
Sevilla	895.8	27.3	49.7
Bilbao	587.9	20.8	71.1

Table 8 shows the results obtained in terms of the heat exchanged and the efficiency of the solar collector field, absorption chiller and heat pump. The percentage of time that the indoor temperature is within the comfort range is also provided.

Table 8. Heat exchanges and efficiencies

	Collector			Absorption Chiller			Heat Pump			% time within comfort
	$E_{sol}$ (kWh)	$E_{col}$ (kWh)	$\eta_{col}$	$E_{eva}$ (kWh)	$E_{gen}$ (kWh)	EER	$E_{eva}$ (kWh)	EER	$E_{elec}$ (kWh)	
M1										
Madrid	31618	12201	0.386	8222	11016	0.746				78.3
Barcelona	28687	10928	0.381	7427	10034	0.740				67.7

Sevilla	34227	16080	0.470	11383	15301	0.744	-	-	-	60.8
Bilbao	22664	7005	0.309	4564	6131	0.744				72.5
M2										
Madrid	31618	11402	0.361	7341	10103	0.727	2412	3.47	694	100
Barcelona	28687	10221	0.356	6523	9220	0.707	4734	3.64	1302	100
Sevilla	34227	15101	0.441	10052	14136	0.711	5575	3.24	1721	100
Bilbao	22664	6448	0.284	3881	5466	0.710	3471	3.63	956	100

The cooling provided by the absorption machine when the system is working in mode M2 ranges from 52.8% of the total cooling demand in Bilbao to 75.3% in Madrid. When the installation is operated as an autonomous system (mode M1), it maintains the temperature of the conditioned room below 26°C between 60.8% (Sevilla) and 78.3% (Madrid) of the hours for the studied period.

It was considered interesting to study the effect of the chronological alignment between the cooling load and available solar radiation. To do this, the building was rotated 90 degrees clockwise so that the main orientation of the conditioned rooms and the glazed surface was south. Table 9 compares the results obtained in terms of heat exchanges and efficiencies.

Table 9. Heat exchanges and efficiencies for south orientation

	Collector			Absorption Chiller			Heat Pump			% time within comfort
	$E_{sol}$ (kWh)	$E_{col}$ (kWh)	$\eta_{col}$	$E_{eva}$ (kWh)	$E_{gen}$ (kWh)	EER	$E_{eva}$ (kWh)	EER	$E_{elec}$ (kWh)	
M1										
Madrid	31618	10849	0.343	6810	9224	0.738	-	-	-	90.0
Barcelona	28687	10065	0.351	6612	9006	0.734	-	-	-	76.6
Sevilla	34227	14996	0.438	10222	13927	0.734	-	-	-	76.4
Bilbao	22664	6575	0.290	4152	5630	0.738	-	-	-	81.1
M2										
Madrid	31618	10267	0.325	6197	8532	0.726	1457	3.45	422	100
Barcelona	28687	9486	0.331	5884	8313	0.708	3595	3.62	993	100
Sevilla	34227	14214	0.415	9249	12988	0.712	3817	3.20	1191	100
Bilbao	22664	6094	0.269	3561	5017	0.710	2752	3.62	760	100

The correspondence between the cooling load and available solar radiation is higher when the main orientation of the rooms is south. It can also be seen that the cooling load decreases. With this orientation, the installation running as an autonomous system increases the percentage of hours that the indoor temperature is within the comfort range. This improvement ranges from 9% in Barcelona and Bilbao to 16% in Sevilla. When the system is working in mode M2, the percentage of the total cooling demand provided by the absorption machine also increases. This increase ranges from 3.6% for Bilbao to 6.5% for Sevilla.

Another result obtained in the study refers to the electrical consumption of the installation. Table 10 shows the efficiency of the installation as the ratio of the total cooling supplied and the total electrical energy consumed. It can be seen that there is no significant difference between the M1 and M2 modes. In mode M1, cooling is provided by the absorption machine, and electricity consumption is basically due to all associated equipment in the solar cooling plant (pumps, cooling tower fan and control systems). In mode M2, the capacity and power consumption of the vapour compression chiller is added to the capacity and associated electrical consumption of the absorption machine.

Table 10. Efficiency of the system operating in modes M1 and M2

EAST	Absorption Chiller			Heat Pump			System
	$E_{eva}$ (kWh)	$E_{elec}$ (kWh)	$E_{eva}/E_{elec}$ -	$E_{eva}$ (kWh)	$E_{elec}$ (kWh)	$E_{eva}/E_{elec}$ -	
M1							
Madrid	8222	1765	4.66	-	-	-	4.66
Barcelona	7427	1828	4.06	-	-	-	4.06
Seville	11383	2756	4.13	-	-	-	4.13
Bilbao	4564	1090	4.19	-	-	-	4.19
M2							
Madrid	7341	1629	4.51	2412	694	3.47	4.20
Barcelona	6523	1804	3.61	4734	1302	3.64	3.62
Seville	10052	2700	3.72	5575	1721	3.24	3.53
Bilbao	3881	1046	3.71	3471	956	3.63	3.67

The similarity in the efficiency values obtained for the installation operating in modes M1 and M2 leads us to note the importance of the electricity consumption associated with the absorption machine. The water consumption registered at the installation is approximately 200 litres per day.



#### 4. Conclusions

One objective of this work was to develop and validate the model of the solar air conditioning installation at the Universidad Miguel Hernández de Elche. The other objective was to analyse the operation of the installation as an autonomous system and as a solar-assisted system (with backup) under different climatic conditions (Barcelona, Madrid, Bilbao and Seville).

The installation operating as an autonomous system (M1) was able to maintain the comfort temperature between 60.8% (Sevilla) and 78.3% (Madrid) of the hours for the studied period. With the system working in mode M2, the cooling provided by the absorption machine ranged from 52.8% of the total cooling demand in Bilbao to 75.3% in Madrid.

The effect of the chronological alignment between cooling load and available solar radiation was also studied. Changing the orientation of the building to promote this alignment improved the percentage of hours that the indoor temperature was within the comfort range in M1. This improvement ranges from 9% in Barcelona and Bilbao to 16% in Sevilla. The fraction of the total cooling load provided by the absorption machine in mode M2 also increased from 3.6% for Bilbao to 6.5% for Sevilla.

Another conclusion that can be drawn from this study is that there is no significant difference between modes M1 and M2 in terms of the ratio of total cooling supplied and total electrical energy consumed by the system. The reason for this is the importance of the electricity consumption associated with the absorption machine (pumps, cooling tower fan and control systems). This fact together with the high initial cost of the autonomous solar air conditioning system and the shortage of maintenance personnel explain why this technology is not in a position to penetrate the market in Spain and compete with vapour compression machines.

Continuous research on design and control of the solar cooling systems together with an absorption chiller price reduction will make these systems more competitive. The development of more compact systems would also be a reasonable approach (Ajib and Günther, 2013).

## Acknowledgements

This research was sponsored by the Spanish Government through the MINECO Project ENE2013-48696-C2-1-R.

## Nomenclature

$a_0$	optical efficiency
$a_1$	lineal loss coefficient ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ )
$a_2$	quadratic loss coefficient ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-2}$ )
E	energy (kWh)
EER	energy efficiency ratio
HR	relative humidity
I	solar radiation incident on the collector ( $\text{W m}^{-2}$ )
m	mass flow rate ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )
Q	heat exchange (kW)
T	temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\beta$	correlation coefficient
$\eta$	efficiency

## Subscripts

abs	absorption
acu	accumulation
amb	ambient
av	average
col	collector
elec	electric

eva absorption chiller evaporator  
fc fan coil  
gen absorption chiller generator  
hp heat pump  
hx heat exchanger  
in input  
out output  
ref absorption chiller refrigeration  
sec solar secondary circuit  
sol solar



## References

AENOR, 2001. Norma UNE 100001: Condiciones climáticas para proyectos.

Ajib, S., Günther, W., 2013. Solar thermally driven cooling systems: some investigation results and perspectives. *Energy Conversion and Management*. 65, 663-669.

Al-Ugla, A.A., El-Shaarawi, M.A.I., Said, S.A.M., 2015. Alternative designs for a 24-hours operating solarpowered LiBr-water absorption air-conditioning technology. *International Journal of Refrigeration*. 53, 90-100.

Albers, J., 2014. New absorption chiller and control strategy for the solar assisted cooling system at the German federal environment agency. *International Journal of Refrigeration*. 39, 48-56.

Boonnasa, S., Namprakai, P., 2008. Sensitivity analysis for the capacity improvement of a combined cycle power plant. *Appl. Therm. Eng.* 28, 1865-1874.

CTE (Código Técnico de la Edificación), 2006. Spanish Standard (RD314/2006).

EES - Engineering Equation Solver, 2015. University of Wisconsin-Madison.

Eicker, U., Pietruschka, D., 2013. The influence of system design on energy and economic performance of solar cooling systems in office buildings worldwide. 5<sup>th</sup> International Conference Solar Air Conditioning. Bad Krozingen, pp. 37-42.

European Environment Agency, 2008. Energy and environment report 2008.



IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía), 2002. Instalaciones de energía solar térmica. Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura.

Infante Ferreira, C., Kim, D., 2014. Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data. *International Journal of Refrigeration*. 39, 23-37.

International Energy Agency (IEA), 2007. *Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings. A Handbook for Planners*. Springer-Verlag Wien.

International Energy Agency (IEA), 2012. *Technology roadmap; solar heating and cooling*.

Knizley, A. A., Mago, P. J., Smith A. D., 2014. Evaluation of the performance of combined cooling, heating, and power systems with dual power generation units. *Energy Policy*. 66, 654-665.

Martínez, P. J., Martínez, J. C., Lucas, M., 2012. Design and test results of a low-capacity solar cooling system in Alicante (Spain). *Solar Energy*. 86, 2950–2960

Martínez, J. C., Martínez, P. J., Bujedo, L. A., 2016. Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr-water absorption chiller. *Renewable Energy*. 86, 473-482.

Meehl, G. A., Tebaldi, C., 2015. More intense, more frequent, and longer lasting heat waves in the 21th century. *Science* 305, 994-997.

METEONORM, 2007. Version 6.0. <[www.meteonorm.com](http://www.meteonorm.com)>

Monne, C., Alonso, S., Palacín, F., Serra, L., 2010. Monitoring and simulation of an existing solar powered absorption cooling system in Zaragoza (Spain), *Appl. Therm. Eng.* 31, 28-35.

Noro, M., Lazzarin, R.M., Busato, F., 2014. Solar cooling and heating plants: An energy and economic analysis of liquid sensible vs phase change material (PCM) heat storage. *International Journal of Refrigeration.* 39, 104-116.

Prasartkaew, B., Kumar, S., 2013. Experimental study on the performance of a solar-biomass hybrid air-conditioning system. *Renew. Energy.* 57, 86-93.

Reda, F., Viot, M., Sipilä, K., Helm, M., 2016. Energy assessment of solar cooling thermally driven system configurations for an office building in a Nordic country. *Applied Energy.* 166, 27–43.

Rodríguez, J.A., 2013. Desarrollo de un banco de ensayos multifuncional y de los procedimientos para caracterizar equipos térmicos de refrigeración y bombas de calor de pequeña potencia. Tesis Doctoral, Universitat Rovira i Virgili.

Taylor, B.N., and Kuyatt, C.E., 1994. Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. National Institute of Standards and Technology. Technical Note 1297.

TRNSYS, 2012. A Transient System Simulation Program, Version 17. University of Wisconsin. <<http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>>.